

Gregory Chagas da Costa Gomes

**AVALIAÇÃO DO COMPORTAMENTO DE
REFRIGERADORES DOMÉSTICOS FRENTE A DEFEITOS
PROVOCADOS E EMULADOS**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Carlos Alberto Flesch, Dr. Eng.

Florianópolis
2015

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

Gomes, Gregory Chagas da Costa

Avaliação do comportamento de refrigeradores domésticos frente a defeitos provocados e emulados / Gregory Gomes ; orientador, Carlos Alberto Flesch - Florianópolis, SC, 2015.

162 p.

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

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Sistemas de refrigeração doméstica. 3. Emulação de defeitos. 4. Controle de qualidade em refrigeradores. I. Flesch, Carlos Alberto. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica. III. Avaliação do comportamento de refrigeradores domésticos frente a defeitos provocados e emulados.

Gregory Chagas da Costa Gomes

**AVALIAÇÃO DO COMPORTAMENTO DE
REFRIGERADORES DOMÉSTICOS FRENTE A DEFEITOS
PROVOCADOS E EMULADOS**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica” e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 6 de Março de 2015.

Prof. Carlos Alberto Flesch, Dr. Eng.
Orientador

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr. Eng.
Coordenador do Programa de Pós Graduação

Banca Examinadora:

Prof. Carlos Alberto Flesch, Dr. Eng.
Presidente

Prof. Marco Aurélio de Oliveira, Dr. Eng.
UNISOCIESC/Joinville

Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr.
UFSC/Florianópolis

Dr. Eng. Cesar Alberto Penz
LABMETRO/UFSC

A dúvida é o princípio da sabedoria.

Aristóteles

Este trabalho é dedicado à minha família e a todos que, de alguma forma, contribuíram para o seu desenvolvimento.

AGRADECIMENTOS

Ao Pai Celestial.

À minha mãe Elisa, pelo apoio e suporte incondicionais, paciência, resiliência e amor.

Ao meu pai de sangue Ruy, e ao meu pai de criação Carlos, por todos os bons exemplos, carinho, amor e apoio em todas as horas.

À minha companheira Jamylle, por estar ao meu lado nos bons e maus momentos, pelo seu amor e paciência durante essa jornada.

Ao meu orientador Carlos Alberto Flesch, pela dedicação e competência durante todas as etapas deste trabalho e pela oportunidade de poder trabalhar sob sua orientação durante estes anos.

Ao técnico do LIAE Carlos, pelo suporte indispensável durante toda a etapa de ensaios práticos executados.

Ao doutorando Cícero, com quem tive a honra de trabalhar e ao qual sou muito grato pela paciência e dedicação ao meu trabalho.

Aos colegas de mestrado, graduação e da vida Vitor, Renato, Milena, Bernardo e Eduardo, os quais conheci como colegas e que hoje os tenho, com orgulho, como amigos.

Ao engenheiro Julio N. Scussel, por todo o suporte dado no decorrer do trabalho e, especialmente, pelas correções realizadas.

Aos demais colegas e amigos do LIAE, os quais exigiram muito mais do que uma folha de agradecimentos para listar seus nomes e contribuições para este trabalho.

Ao programa de pós-graduação em engenharia mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina e a todos os seus colaboradores.

À empresa parceira, pelo suporte dado, tanto técnico e quanto de recursos, o qual teve papel indispensável para a execução e conclusão deste trabalho.

Ao CNPq, pela bolsa de mestrado concedida.

RESUMO

Sistemas de refrigeração, tais como refrigeradores e congeladores, têm comportamento dinâmico lento. Esse fato contribui sobremaneira para que os ensaios relacionados ao controle de qualidade na produção dos mesmos demandem elevados tempos e, conseqüentemente, custos. Este trabalho analisa, de forma experimental, grandezas alternativas às tradicionalmente usuais - temperaturas no interior do sistema; potência consumida no transiente de partida do compressor - com potencial de indicação de defeitos em tempos reduzidos. Para tal análise, foram provocados e emulados defeitos de forma controlada em refrigeradores domésticos. A partir de revisão bibliográfica e de contato com especialistas de empresas fabricantes de sistemas de refrigeração e de componentes, foram identificados três defeitos típicos: obstrução na linha de líquido; vazamentos internos ao compressor; carga de fluido refrigerante fora do valor nominal. Três refrigeradores foram empregados como estudo de caso. Individualmente, os resultados foram bons, porém, quando analisados comportamento médio dos três refrigeradores, observou-se grande dispersão de comportamento. Os resultados mostraram que as formas propostas de aplicação de defeitos foram satisfatórias e passíveis de aplicação em investigações futuras, seguindo a linha deste trabalho. Quanto às grandezas analisadas para caracterização de defeitos, houve indicativo de potencial aplicação, em especial da potência elétrica. Porém, há necessidade de aprofundamento dos estudos para efetiva validação dos resultados alcançados.

Palavras-chave: sistemas de refrigeração doméstica; emulação de defeitos em sistemas de refrigeração; controle da qualidade de refrigeradores.

ABSTRACT

Refrigeration systems as freezers and household refrigerators have slow dynamic behavior. Quality tests in these products production lines demand extensive time and costs. The current work analyses alternative features and properties, based on the systems quantities, with potential to reduce the demanded time in these tests by an experimental approach. To reach this objective, defects were emulated and applied on household refrigeration systems in a controlled way. From the literature review and the contact with refrigeration systems manufacturers experts three typical defects were identified: liquid line restriction; compressor inner leakages; refrigerant fluid overcharge and undercharge. Three household refrigerators were used as case of study. Individually, they presented good results, however large dispersions were found in the sample results composed by the three refrigerators. In the other hand, the proposed methods for application and emulation of defects were validated and may be used in this work line future applications. Electrical power consumption was identified as the most potentially capable quantity to identify defects on the analyzed refrigeration systems. Nevertheless deeper researches may be done to validate the achieved results.

Keywords: Household refrigeration systems. Defect emulation. Quality control.

LISTA DE SÍMBOLOS

<i>c. d. e.</i>	Coeficiente de eficiência	-
<i>COP</i>	Coeficiente de performance	-
\dot{Q}_e	Capacidade de refrigeração	[J/s]
\dot{Q}_L	Taxa de calor absorvido do espaço resfriado	[J/kg]
\dot{Q}_H	Taxa de calor rejeitado para a vizinhança	[J/kg]
\dot{W}_{in}	Potência elétrica consumida	[W]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
q_e	Efeito refrigerante	[J/kg]
T_{Aa}	Temperatura na entrada da válvula agulha A	[°C]
T_{Ab}	Temperatura na saída da válvula agulha A	[°C]
T_d	Temperatura na descarga do compressor	[°C]
T_s	Temperatura na sucção do compressor	[°C]
T_c	Temperatura de condensação	[°C]
T_e	Temperatura de evaporação	[°C]
P_d	Pressão na descarga do compressor	[bar]
P_s	Pressão na sucção do compressor	[bar]
C_v	Coeficiente de vazão	-
q	Vazão volumétrica	[l/min]
Δp	Queda de pressão	[bar]
N_1	Constante igual a 14,42	-
N_2	Constante igual a 6950	-
SG	Densidade relativa	-
P_i	Pressão de entrada para cálculo de C_v	[bar]
T_i	Temperatura de entrada para cálculo de C_v	[K]
ρ_{Fluido}	Massa específica do fluido	[kg/m ³]
ρ_{Ar}	Massa específica do ar	[kg/m ³]
\dot{m}_T	Vazão mássica total entregue pelo compressor	[kg/h]
\dot{m}_v	Vazão mássica retida pelo vazamento	[kg/h]
\dot{m}_s	Vazão mássica entregue ao sistema	[kg/h]
$\dot{m}_{v20\%}$	Vazão mássica de vazamento igual a 20% de \dot{m}_T	[kg/h]
U	Incerteza expandida	-
u	Incerteza padrão	-
\dot{Q}	Taxa de calor dissipada pelo compressor	[J/kg]
h_{des}	Entalpia na descarga do compressor	[J/kg]

h_{suc}	Entalpia na sucção do compressor	[J/kg]
$sat(T_{Aa})$	Pressão de saturação em T_{Aa}	[bar]
$sat(T_{Ab})$	Pressão de saturação em T_{Ab}	[bar]
\dot{W}_c	Potência elétrica instantânea corrigida	[W]
\dot{W}	Potência elétrica instantânea	[W]
\bar{X}_{Pd}	Média da pressão de descarga do compressor	[bar]
\bar{X}_{Ps}	Média da pressão de sucção do compressor	[bar]
H_0	Hipótese nula	-
H_1	Hipótese alternativa	-
\bar{X}_1	Média de grandeza qualquer para amostra sem defeito	-
\bar{X}_2	Média de grandeza qualquer para amostra com defeito	-
<i>Ref1</i>	Refrigerador analisado número 1	-
<i>Ref2</i>	Refrigerador analisado número 2	-
<i>Ref3</i>	Refrigerador analisado número 3	-

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Modelo de um circuito de refrigeração.....	39
Figura 2 - Diagrama P _{xh} do Isobutano	41
Figura 3 – Relação entre defeitos e falhas.....	46
Figura 4 - Tubo capilar em um refrigerador doméstico.....	48
Figura 5 - Etapas da compressão	52
Figura 6 - Diagrama p _{xV} no interior do cilindro de um compressor	53
Figura 7 - Comportamento do consumo elétrico dos refrigeradores durante os trinta primeiros minutos de operação.....	60
Figura 8 - Procedimento para realização dos ensaios.....	60
Figura 9 – Curvas características das potências elétrica nominais dos refrigeradores	63
Figura 10 - Curvas das potências elétricas dos refrigeradores após instrumentação	64
Figura 11 - Curvas características da temperatura no interior dos refrigeradores	64
Figura 12 - Curvas da temperatura no interior dos refrigeradores após a instrumentação	65
Figura 13 - Curvas características da pressão de descarga dos refrigeradores após instrumentação.....	65
Figura 14 - Curvas características da pressão de sucção dos refrigeradores após instrumentação	66
Figura 15 - Esquemático das válvulas para aplicação do defeito de obstrução na linha de líquido	69
Figura 16 - Curva característica para válvulas da Série M do fabricante Swagelok.....	70
Figura 17 - Configuração do by-pass para diminuição da vazão mássica do compressor	73
Figura 18 - Curva característica para válvulas da Série S do fabricante Swagelok.....	74
Figura 19 - Posição da instrumentação no circuito de refrigeração	77
Figura 20 - Módulo de tratamento de sinais para cômputo da potência elétrica	81
Figura 21 - Ensaio preliminar na sala climatizada do laboratório com a atuação do sistema de ar condicionado	88
Figura 22 - Ensaio preliminar na sala climatizada do laboratório sem a atuação do sistema de condicionamento de ar.....	89

Figura 23 - Potências elétricas medidas sob efeito de variações de temperatura.....	91
Figura 24 - Potência corrigida.....	91
Figura 25 - Janela de dados utilizados para o cálculo da média das grandezas analisadas	92
Figura 26 - Obstrução da linha de líquido - Potência elétrica	95
Figura 27 - Obstrução da linha de líquido - Potência elétrica - Distribuições t	95
Figura 28- Obstrução da linha de líquido - Potência corrigida.....	96
Figura 29 - Obstrução da linha de líquido - Potência corrigida - Distribuições t	96
Figura 30 - Obstrução da linha de líquido - Pressão de sucção.....	97
Figura 31 - Obstrução da linha de líquido - Pressão de Sucção - Distribuições t	97
Figura 32 - Obstrução da linha de líquido - Pressão de descarga.....	98
Figura 33 - Obstrução da linha de líquido - Pressão de descarga - Distribuições t	98
Figura 34 - Obstrução da linha de líquido - Diferença de pressão	99
Figura 35 - Obstrução da linha de líquido - Diferença de pressão na linha de líquido - Distribuições t	99
Figura 36 - Obstrução da linha de líquido - Temperatura no termostato do congelador.....	100
Figura 37 - Obstrução na linha de líquido - Temperatura no termostato do congelador - Distribuições t	100
Figura 38 - Obstrução da linha de líquido - Queda de temperatura no congelador.....	101
Figura 39 - Obstrução na linha de líquido - Queda de temperatura no congelador - Distribuições t	101
Figura 40 - Vazamentos internos ao compressor - Potência elétrica consumida	106
Figura 41 - Vazamentos internos ao compressor - Potência elétrica consumida - Distribuições t.....	106
Figura 42 - Vazamentos internos ao compressor - Potência corrigida	107
Figura 43 - Vazamentos internos ao compressor - Potência corrigida - Distribuições t	107
Figura 44 - Vazamentos internos ao compressor - Pressão de sucção	108
Figura 45 - Vazamentos internos ao compressor - Pressão de sucção - Distribuições t	108
Figura 46 - Vazamentos internos ao compressor - Pressão de descarga	109

Figura 47 - Vazamentos internos ao compressor - Pressão de descarga - Distribuições t	109
Figura 48 - Vazamentos internos ao compressor - Vazão mássica estimada.....	110
Figura 49 - Vazamentos internos ao compressor - Vazão mássica estimada - Distribuições t	110
Figura 50 - Vazamentos internos ao compressor - Temperatura no termostato	111
Figura 51 - Vazamentos internos ao compressor - Temperatura no termostato - Distribuições t	111
Figura 52 - Vazamentos internos ao compressor - Queda de temperatura no congelador	112
Figura 53 - Vazamentos internos ao compressor - Queda de temperatura no congelador - Distribuições t	112
Figura 54 - Carga de fluido refrigerante 85% - Potência elétrica consumida	116
Figura 55 - Carga de fluido refrigerante 85% - Potência elétrica consumida - Distribuições t.....	117
Figura 56 - Carga de fluido refrigerante 85% - Potência corrigida.....	117
Figura 57 - Carga de fluido refrigerante 85% - Potência corrigida - Distribuições t	118
Figura 58 - Carga de fluido refrigerante 85 - Pressão de Sucção	118
Figura 59 - Carga de fluido refrigerante 85 - Pressão de Sucção - Dispersões t.....	119
Figura 60 - Carga de fluido refrigerante 85% - Pressão de Descarga .	119
Figura 61 - Carga de fluido refrigerante 85% - Pressão de Descarga - Dispersões t	120
Figura 62 - Carga de fluido refrigerante 85% - Queda de Temperatura no congelador.....	120
Figura 63 - Carga de fluido refrigerante 85% - Queda de Temperatura no congelador - Dispersões t	121
Figura 64 - Carga de fluido refrigerante 85% - Temperatura no termostato do congelador	121
Figura 65 - Carga de fluido refrigerante 85% - Temperatura no termostato do congelador - Distribuições t	122
Figura 66 - Carga de fluido refrigerante 110% - Potência elétrica consumida	125
Figura 67 - Carga de fluido refrigerante 110% - Potência elétrica consumida - Distribuições t.....	125
Figura 68 - Carga de fluido refrigerante 110% - Potência corrigida ...	126

Figura 69 - Carga de fluido refrigerante 110% - Potência corrigida - Distribuições t	126
Figura 70 - Carga de fluido refrigerante 110% - Pressão de sucção ...	127
Figura 71 - Carga de fluido refrigerante 110% - Pressão de sucção - Distribuições t	127
Figura 72 - Carga de fluido refrigerante 110% - Pressão de descarga	128
Figura 73 - Carga de fluido refrigerante 110% - Pressão de descarga - Distribuições t	128
Figura 74 - Carga de fluido refrigerante 110% - Queda de temperatura no termostato do congelador	129
Figura 75 - Carga de fluido refrigerante 110% - Queda de temperatura no termostato do congelador - Distribuições t.....	129
Figura 76 - Carga de fluido refrigerante 110% - Temperatura no termostato do congelador	130
Figura 77 - Carga de fluido refrigerante 110% - Temperatura no termostato do congelador - Distribuições t.....	130
Figura 78 - Gráfico indicativo da potencialidade de caracterização de defeitos para cada grandeza medida.....	135
Figura 79 - Gráfico indicativo das variações média das grandezas monitoradas para cada defeito aplicado ou emulado.....	136

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Defeitos comuns em sistemas de refrigeração	45
Tabela 2 - Características técnicas dos refrigeradores utilizados	58
Tabela 3 - Grandezas medidas diretamente nos refrigeradores	76
Tabela 4 – Temperaturas iniciais para ensaios de obstrução da linha de líquido	94
Tabela 5 - Cargas de fluido refrigerante.....	95
Tabela 6 - Resultados dos testes de hipótese para ensaios de obstrução da linha de líquido.....	103
Tabela 7 - Condições iniciais para ensaios de vazamentos internos do compressor	105
Tabela 8 - Cargas de fluido refrigerante.....	105
Tabela 9 - Resultados dos testes de hipótese para ensaios de vazamentos internos do compressor.....	113
Tabela 10 - Massas de fluido refrigerante para cargas de 85%	115
Tabela 11 – Temperaturas ambiente iniciais para ensaios de sub carga	115
Tabela 12 - Resultados dos testes de hipótese para 85% de carga de fluido refrigerante	122
Tabela 13 - Massas de fluido refrigerante para carga de 110%.....	123
Tabela 14 – Temperaturas ambiente iniciais para ensaios de sobrecarga	124
Tabela 15 - Resultados dos testes de hipótese para 110% de carga de fluido refrigerante.....	131
Tabela 16 - Obstrução da linha de líquido - Variações nas médias das grandezas analisadas	133
Tabela 17 - Vazamentos internos ao compressor - Variações nas médias das grandezas analisadas	133
Tabela 18 - Carga de fluido refrigerante 85% - Variações nas médias das grandezas analisadas	134
Tabela 19 - Carga de fluido refrigerante 110% - Variações nas médias das grandezas analisadas	134

SUMÁRIO

1	Introdução.....	33
1.1	Contextualização.....	33
1.2	Objetivo.....	35
1.2.1	Objetivo geral.....	35
1.2.2	Objetivos específicos	35
1.3	Estrutura da Dissertação.....	36
2	Revisão bibliográfica.....	37
2.1	Circuitos de refrigeração.....	38
2.2	Falhas em compressores herméticos e sistemas de refrigeração .43	
2.2.1	Obstrução na linha de líquido	46
2.2.2	Carga de fluido refrigerante fora do valor nominal e vazamentos do fluido para o ambiente.....	48
2.2.3	Válvulas defeituosas	51
2.2.4	Problemas elétricos	54
3	Recursos e métodos	57
3.1	Planejamento dos experimentos	57
3.2	Procedimentos para a realização dos ensaios	59
3.3	Caracterização do comportamento típico dos refrigeradores	61
3.4	Métodos de emulação e aplicação de defeitos	66
3.4.1	Carga de fluido fora do valor nominal	66
3.4.2	Obstrução da linha de líquido	68
3.4.3	Vazamento interno no compressor.....	72
3.5	Instrumentação	76
3.5.1	Medições diretas	78
3.5.2	Medições indiretas	83
4	Resultados alcançados.....	87
4.1	Oscilações da temperatura ambiente e suas consequências	87

4.2 Avaliação dos resultados.....	92
4.2.1 Obstrução da linha de líquido	93
4.2.2 Vazamentos internos ao compressor.....	104
4.2.3 Carga de fluido refrigerante fora do valor nominal.....	113
4.2.4 Considerações a respeito das tendências das médias das grandezas monitoradas frente aos defeitos aplicados e emulados	132
5 Considerações finais e sugestões para trabalhos futuros....	137
5.1 Conclusões	137
5.1.1 Acerca dos métodos de aplicação controlada e emulação de defeitos.....	137
5.1.2 Acerca das grandezas mensuradas e estimadas.....	139
5.2 Sugestões para trabalhos futuros	141
Referências	143
Apêndice A.....	149
Apêndice B	153
Apêndice C	155
Apêndice D.....	157

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Com o constante crescimento da concorrência nos mercados nacional e internacional, os investimentos da indústria em sistemas para garantir a qualidade vem ganhando cada vez mais espaço. Inspeções de qualidade durante etapas da produção, além de inspeções sobre o produto finalizado, através de amostragem aleatória, são exemplos de ferramentas para o controle de qualidade industrial. Além dessas ferramentas, uma estratégia comumente utilizada no sentido de garantir a qualidade de todos os produtos é a inspeção total no final das linhas de produção (SAGHAEI; NAJAFI; NOOROSSANA, 2012).

A indústria de refrigeradores, foco deste trabalho, não é exceção no aspecto de inspeção, e vem cada vez mais buscando a garantia da qualidade de seus produtos de forma mais rápida, econômica e confiável.

O presente trabalho foi realizado em parceria com a empresa líder mundial em fabricação de compressores de refrigeração, a qual busca constantemente atender às necessidades de seus clientes da indústria de refrigeração, tanto residencial quanto comercial. Através da experiência adquirida pela empresa em questão em seus mais de quarenta anos de atendimento do mercado nacional e internacional de refrigeração, foi identificada a carência de diversos fabricantes por métodos de inspeção de qualidade em refrigeradores que apresentem características de robustez, agilidade, custo e confiabilidade compatíveis com as necessidades do mercado moderno.

Atualmente já existem, entretanto, diversos fabricantes que executam inspeções do total de seus refrigeradores em linha de produção. Todavia, os métodos utilizados não são divulgados, pois essa é uma área em presente desenvolvimento, de forma que as pesquisas realizadas tendem a serem mantidas em sigilo nas empresas.

Nas áreas de refrigeração industrial de grande porte e condicionamento de ar predial podem ser encontrados diversos trabalhos divulgados relacionados à manutenção preditiva por meio da identificação automática de falhas. Assim, muito do desenvolvido neste trabalho baseia-se nos métodos utilizados e publicados para o atendimento do mercado de refrigeração industrial e condicionamento de ar (BREUKER; ROSSI; BRAUN, 2000; LI, HAORONG; BRAUN, 2007; NAVARRO-ESBRÍ; TORRELLA; CABELLO, 2006; PIACENTINO; TALAMO, 2013; WICHMAN; BRAUN, 2009).

Todavia, sabe-se que, mesmo tratando-se de sistemas de refrigeração, estes se diferenciam da refrigeração residencial e comercial em diversos aspectos, como potência térmica e elétrica, níveis de temperatura de operação, e componentes presentes nos circuitos de refrigeração, como o tipo de compressor e dispositivos de expansão (STOECKER; JABARDO, 2002).

Especialistas da área de sistemas de refrigeração da empresa parceira foram consultados, portanto, para que as necessidades e particularidades exigidas pelo mercado de refrigeradores domésticos fossem identificadas. Algumas formas de inspeção de refrigeradores em final de linha de produção, utilizadas por alguns clientes, foram relatadas e suas fragilidades expostas.

As formas de inspeção para detecção de falhas no final de linha de produção de refrigeradores domésticos praticados por alguns fabricantes nacionais e internacionais são listadas a seguir:

- temperatura no interior do refrigerador: após dez minutos de funcionamento do refrigerador, é verificado se a temperatura no seu interior está dentro dos limites estabelecidos para o valor esperado;
- potência elétrica: durante dez segundos, a potência elétrica consumida pelo refrigerador é medida e é verificado o valor alcançado no seu transitório;
- temperatura na entrada do condensador: é verificado, após colocado o refrigerador em funcionamento, se a temperatura atingida na entrada do condensador está dentro dos limites estabelecidos.

Tais métodos de controle de qualidade, entretanto, possuem limitações, pois analisam o refrigerador em poucos dos seus aspectos. Além disso, sistemas de refrigeração possuem comportamentos dinâmicos lentos, portanto, avaliações mais conclusivas com relação ao funcionamento de refrigeradores, realizadas de forma individual através dos métodos descritos, exigem maiores períodos de medição e, por consequência, maiores custos com o sistema de qualidade.

No caso da medição de temperatura no interior do refrigerador ou na entrada do condensador, o consumo energético exigido para que os valores lidos estejam dentro dos limites especificados não é levado em consideração. Da mesma maneira, testes envolvendo apenas a medição da potência elétrica consumida em um curto período não é capaz de

identificar variações nos sistemas relacionadas aos processos termodinâmicos do refrigerador.

Testes mais completos e envolvendo mais variáveis presentes em sistemas de refrigeração não são realizados, pois dispensam muito tempo e os custos seriam elevados para evitar um gargalo no processo de produção.

Tendo em vista a real necessidade da indústria de refrigeradores de garantir a qualidade de todos os seus produtos e avaliando os atuais métodos de detecção de falhas em refrigeradores, identifica-se a oportunidade para o desenvolvimento de um estudo voltado à identificação de grandezas com potencial de caracterização de falhas de forma mais completa e confiável para ensaios de final de linha de refrigeradores domésticos.

1.2 OBJETIVO

1.2.1 Objetivo geral

O objetivo deste trabalho é caracterizar e analisar o comportamento de grandezas potencialmente capazes de indicar não conformidades de operação em sistemas de refrigeração, por meio da emulação e da aplicação de defeitos típicos em tais sistemas.

1.2.2 Objetivos específicos

Visando concluir o objetivo geral traçado para este trabalho de forma mais organizada, foram estipulados objetivos específicos, sendo estes:

- Instrumentar os refrigeradores com transdutores de: potência elétrica instantânea; temperatura (em diferentes pontos do interior e exterior dos refrigeradores); pressão (nas linhas de sucção e descarga dos refrigeradores);
- Aplicar e emular defeitos de forma controlada;
- Realizar ensaios em diferentes condições de funcionamento (com e sem a presença de defeitos);
- Realizar análise de dados utilizando ferramentas estatísticas.

1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

No intuito de organizar os assuntos abordados nesta pesquisa e facilitar o entendimento dos procedimentos adotados, esta dissertação foi dividida em cinco capítulos.

No capítulo 2 são apresentadas as principais falhas presentes em sistemas de refrigeração domésticos, além de uma breve explanação a respeito do funcionamento desses sistemas. Trabalhos relacionados à área também são discutidos nesse capítulo, concluindo assim a revisão bibliográfica necessária.

O capítulo 3 apresenta os métodos e rotinas utilizados para a realização dos ensaios nos refrigeradores, é também apresentada toda a instrumentação utilizada no trabalho, como transdutores e sistemas de aquisição. Além disso é apresentada a abordagem de medições indiretas utilizadas para a estimativa de algumas grandezas.

Os resultados obtidos nos ensaios são expostos e discutidos no capítulo 4. São expostos os resultados de testes de hipótese realizados para cada falha analisada, assim como gráficos expondo a dispersão dos valores obtidos em cada situação de funcionamento analisada.

Os méritos e os problemas encontrados no trabalho são expostos, finalmente, no capítulo 5. Nele são apresentadas as conclusões a respeito dos resultados obtidos e também a respeito dos métodos e procedimentos utilizados nas tentativas de aplicação de defeitos de forma controlada nos refrigeradores. O encaminhamento de linhas de pesquisas e possíveis trabalhos futuros podem ser encontrados no final desse mesmo capítulo.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

No processo de levantamento da bibliografia relacionada ao diagnóstico automatizado de sistemas de refrigeração foram encontrados diversos trabalhos que apresentam desenvolvimento de métodos para detecção de falhas em sistemas de refrigeração operando em regime permanente. Tais métodos focam, todavia, em suprir a demanda de manutenção preditiva de sistemas de refrigeração de médio e grande porte. De qualquer forma, esses trabalhos contêm informações importantes a respeito de falhas que podem ocorrer tanto devido a desgaste de componentes quanto a defeitos de fabricação.

Percebe-se, entretanto, que diferentemente dos testes de final de linha, onde os refrigeradores são ligados por pouco tempo e não alcançam o regime de operação, os diagnósticos realizados para manutenção preditiva de falhas acontecem enquanto os sistemas já estão funcionando em regime permanente. Dessa forma, muitas relações termodinâmicas e parâmetros utilizados por alguns autores para a elaboração de padrões de funcionamento são de difícil aplicação ou até mesmo inaplicáveis no cenário aqui proposto.

Além dos trabalhos focados em diagnóstico em regime permanente, foram encontrados trabalhos que apresentam métodos de detecção de tipos de falhas em compressores herméticos a partir da análise de transitórios. Um exemplo é a análise das curvas do transitório de corrente elétrica de alimentação dos compressores no momento de sua partida (ARMSTRONG *et al.*, 2004). Além dos sinais elétricos, outras grandezas contêm informações importantes em seus transitórios de partida, como o transitório da diferença de pressão entre a entrada e saída do filtro secador, que pode ser utilizado para a detecção de obstrução na linha de líquido do circuito (LI, HAORONG; BRAUN, 2007; PIACENTINO; TALAMO, 2013).

No trabalho desenvolvido por Haorong Li e Braun, (2007) foi desenvolvida uma série de técnicas e procedimentos para a detecção de diferentes falhas em sistemas de condicionamento de ambientes. Nos casos abordados, compressores com rotação fixa e válvulas como dispositivo de expansão, foram utilizados. Entretanto, no presente trabalho refrigeradores domésticos equipados com compressor de rotação (ou capacidade) variável e tubo capilar foram utilizados. Mesmo havendo tais diferenças entre os sistemas analisados, algumas das técnicas foram adaptadas para a aplicação no presente trabalho.

2.1 CIRCUITOS DE REFRIGERAÇÃO

Refrigeração pode ser definida como um processo de remoção de calor de um corpo, ou como a ciência que trata dos processos que mantêm ou reduzem a temperatura de certo corpo com relação ao ambiente que o cerca (DOSSAT, 1963).

Até meados do século XIX os processos de refrigeração utilizavam gelo como agente de refrigeração, ou também chamado de refrigerante. Ambas as nomenclaturas se referem ao elemento ou substância responsável pela refrigeração. Com o avanço da industrialização mundial tornou-se necessária a evolução dos sistemas de refrigeração. Métodos que se baseiam na troca de fase líquido-gasosa de refrigerantes foram desenvolvidos para suprir as necessidades dessa nova indústria. Esses novos sistemas muito se pareciam com os utilizados hoje em dia em aplicações domésticas e comerciais, entretanto não eram de fácil aplicabilidade por necessitarem de mão de obra qualificada de plantão para lidar com os constantes problemas (DOSSAT, 1963).

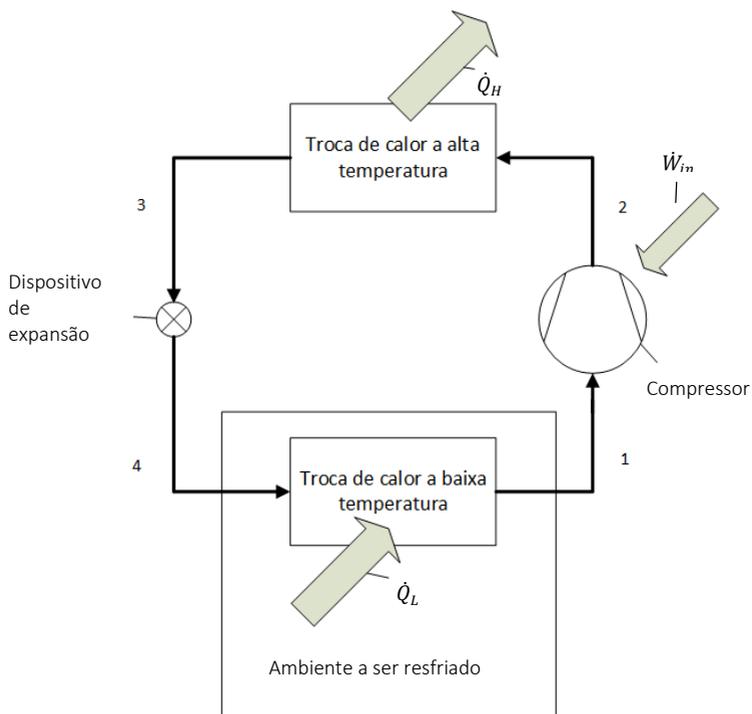
O princípio de funcionamento de tais sistemas de refrigeração baseia-se também na entrega de energia ao sistema para que esse, através de um processo de compressão e expansão do fluido, tornasse possível sua mudança de fase. Esse processo ficou conhecido como refrigeração por compressão mecânica (DOSSAT, 1963).

A utilização de componentes ativos no sistema agregou certa complexidade a tais sistemas, sendo constituídos agora de um circuito de refrigeração.

Circuitos de refrigeração são constituídos por diferentes componentes montados de forma a realizar a transferência de calor entre um ambiente de menor temperatura e outro com maior temperatura, sendo que o sentido da energia térmica tem origem no ambiente frio com direção ao ambiente quente. É visto que esse processo vai contra a Lei Zero da Termodinâmica, a qual afirma que a transferência de calor ocorre sempre no sentido de onde haja maior temperatura para onde exista menor. Para que ocorra o processo contrário ao natural, ou seja, o calor passar do corpo com menor temperatura para o de maior temperatura, é necessária a entrega de energia para que algum componente do circuito realize trabalho sobre o fluido refrigerante (ÇENGEL; BOLES, 2005).

O componente responsável por realizar esse trabalho é, em um sistema de refrigeração por compressão mecânica, o compressor. Um diagrama de um circuito de refrigeração pode ser observado na figura 1 (ÇENGEL; BOLES, 2005).

Figura 1 - Modelo de um circuito de refrigeração



Legenda:

\dot{Q}_H taxa de calor rejeitado para a vizinhança;

\dot{Q}_L taxa de calor absorvido do espaço refrigerado;

\dot{W}_{in} potência entregue ao compressor;

1:2 compressão isentrópica (sem troca de energia com o ambiente) em um compressor;

2:3 rejeição de calor à pressão constante em um condensador;

3:4 expansão isentálpica (energia constante), em um dispositivo de expansão;

4:1 absorção de calor à pressão constante em um evaporador.

Fonte: Adaptado (ÇENGEL; BOLES, 2005)

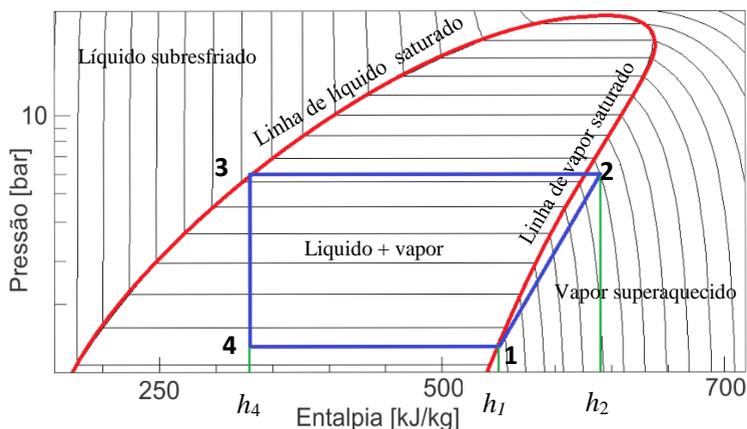
O ciclo ilustrado na figura 1 pode ser descrito da seguinte forma: tratando-se de um ciclo de compressão ideal, o fluido refrigerante é aspirado pelo compressor no ponto 1. Nesse momento ele está no estado de vapor saturado e é comprimido de forma isentrópica até atingir a pressão do condensador. A potência elétrica entregue ao compressor para

que tal trabalho seja realizado é indicado por \dot{W}_{in} . Nessa etapa de compressão a temperatura e a pressão do refrigerante são elevadas. Para que haja a troca de calor entre o fluido e o ambiente, o mesmo passa pelo condensador. Nesse momento o fluido está no estado de vapor superaquecido (ponto 2) e, após a troca de calor (\dot{Q}_H), sai do condensador como líquido saturado (ponto 3) com temperatura ainda acima da ambiente. O refrigerante tem sua pressão reduzida após atravessar o dispositivo de expansão. No ponto 4, ao entrar no evaporador, o fluido está predominantemente no estado líquido com pressão reduzida, apto a evaporar se calor externo for fornecido. Com a absorção do calor do ambiente interno do refrigerador (\dot{Q}_L) o fluido evapora completamente, portanto, ao sair do evaporador, o fluido encontra-se novamente no estado de vapor saturado e volta ao compressor (SONNTAG; BORGNAKKE; WYLEN, 2003).

O ciclo citado trata-se de um ciclo ideal, onde não existem perdas da energia entregue ao sistema. Na prática, entretanto, o processo de compressão não é isentrópico, pois parte da energia usada para elevar a pressão e a temperatura do fluido é cedida ao corpo do compressor e ao ambiente. Além disso, essa perda de energia não é constante, pois as temperaturas do corpo do compressor e do interior do cilindro, onde ocorre a compressão, variam durante o funcionamento do mesmo. Essa variação da perda de calor é de difícil quantificação. Um trabalho desenvolvido por Dutra e Deschamps (2010) busca quantificar a quantidade de calor (Q) cedido pelo compressor para o ambiente tanto em regime permanente quanto em regime transitório, quando o compressor é ligado e desligado.

Os mesmos pontos indicados na figura 1 podem ser observados na figura 2. Nela é apresentado um diagrama de entalpia e de pressão do fluido refrigerante. No diagrama observa-se três regiões distintas: região de fluido saturado (líquido + vapor); zona de líquido sub-resfriado (à esquerda da região de saturação); zona de vapor superaquecido (à direita da região de saturação). No interior da região de saturação, o fluido encontra-se saturado em uma mistura de líquido e vapor.

Figura 2 - Diagrama P-h do Isobutano



Legenda:

- | | |
|-------------------------|--|
| 1 Vapor saturado | h_1 entalpia do isobutano no ponto 1 |
| 2 Vapor superaquecido | h_2 entalpia do isobutano no ponto 2 |
| 3 Líquido saturado | h_4 entalpia do isobutano no ponto 4 |
| 4 Mistura líquido-vapor | |

Fonte: Autor

Os circuitos de refrigeração e seus componentes são projetados com objetivo de maximizar a troca de calor no interior da câmara de refrigeração e, ao mesmo tempo, minimizar a quantidade de energia entregue ao sistema. Essa relação determina a eficiência do circuito. A eficiência de um ciclo de refrigeração pode ser medida levando em consideração alguns fatores. Entre eles está a razão entre a energia térmica retirada da câmara de resfriamento pelo agente refrigerante e a energia térmica entregue ao fluido durante o processo de compressão. Essa relação pode ser feita utilizando-se as entalpias nos pontos 1, 2 e 4 na figura 2 (ÇENGEL; BOLES, 2005; DOSSAT, 1963).

O aumento da entalpia entre os pontos 1 e 2 se dá devido ao processo de compressão do fluido refrigerante. O aumento da entalpia entre os pontos 4 e 1 é fruto da absorção de energia térmica da câmara de refrigeração pelo fluido refrigerante. Portanto, o coeficiente de eficiência (c.d.e.) pode ser determinado pela equação (1) (DOSSAT, 1963).

$$c. d. e. = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (1)$$

Onde:

- $c. d. e.$: coeficiente de eficiência;
- h_1 : entalpia do fluido na sucção do compressor;
- h_2 : entalpia do fluido na descarga do compressor;
- h_4 : entalpia do fluido na entrada do evaporador.

Outro indicativo utilizado para determinar a qualidade, ou desempenho de um compressor ou sistema de refrigeração é o Coeficiente de Performance (COP). A equação utilizada para determinar o COP é semelhante à equação (1). Ele representa a relação entre a taxa de calor removida pelo evaporador do ambiente resfriado, ou a capacidade de refrigeração (\dot{Q}_E), e a potência consumida pelo compressor (\dot{W}_{in}), como apresenta a equação (2) (DUTRA, 2008):

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{in}} \quad (2)$$

Onde:

- COP : Coeficiente de performance;
- \dot{Q}_e : Capacidade de refrigeração;
- \dot{W}_{in} : Potência elétrica consumida.

De forma que a capacidade de refrigeração é definida conforme a equação (3):

$$\dot{Q}_E = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (3)$$

Onde:

- \dot{m} : vazão mássica fornecida pelo compressor;
- h_1 : entalpia do fluido na saída do evaporador;
- h_4 : entalpia do fluido na entrada do evaporador.

A utilização da potência elétrica consumida pelo compressor como denominador no cálculo do COP faz com que esse seja sensível à variações na eficiência do compressor devido à quantidade de energia cedida ao ambiente no processo de compressão.

Diversos fatores podem alterar o rendimento de um sistema de refrigeração ou de um compressor; alguns deles ambientais, sendo a temperatura ambiente uma das principais variáveis, e outros internos ao sistema. Os fatores ambientais não podem ser controlados, entretanto as questões internas são dependentes do projeto e dos corretos fabricação, instalação e funcionamento dos componentes que compõem o sistema. O incorreto controle de variáveis nos processos de fabricação pode tornar um sistema potencialmente eficiente, ou seja, um sistema corretamente projetado e dimensionado, em um sistema com baixa eficiência. Um exemplo comum de defeito de fabricação é a incorreta carga de fluido refrigerante, a qual afeta diretamente a capacidade de refrigeração do sistema.

Outros fatores como: qualidade da vedação das válvulas de controle da sucção e de descarga do compressor; vazamentos entre o pistão e o cilindro; rendimento do motor elétrico, podem afetar também o rendimento do compressor e, conseqüentemente, do sistema de refrigeração. Todavia, esses efeitos, mesmo indesejáveis, são toleráveis até certos níveis. Quando esses níveis são ultrapassados, caracteriza-se então o compressor ou o sistema como defeituoso.

Estudos voltados à minimização de custos e à maximização de confiabilidade na identificação de não conformidades em sistemas de refrigeração vêm se tornando cada vez mais valorizados para a garantia da qualidade de refrigeradores domésticos. O presente trabalho buscou tratar das principais falhas presentes nesses sistemas, as quais serão apresentadas na seqüência desse capítulo.

2.2 FALHAS EM COMPRESSORES HERMÉTICOS E SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Para o desenvolvimento de um trabalho que visa emular e aplicar defeitos em sistemas, equipamentos ou processos, torna-se necessário um estudo preliminar a respeito de quais são os defeitos comuns em tais sistemas e como eles afetam o funcionamento dos mesmos.

Poucos dados relativos à frequência e gravidade de defeitos ocorridos especificamente em refrigeradores domésticos, que são os sistemas de refrigeração foco deste trabalho, foram encontrados durante a revisão bibliográfica realizada. Todavia, STOUPE e LAU (1989) e BREUKER e BRAUN (2000), realizaram um levantamento de mais de

15.000 casos de falhas em sistemas de refrigeração, sendo em sua maioria sistemas comerciais e de refrigeração predial.

STOUPPE e LAU (1989) dividiram os mais de quinze mil relatos de falhas em basicamente três grupos, onde 76% das falhas foram classificadas como tendo origem em componentes elétricos, por exemplo, o motor do compressor; 19% de origem em componentes mecânicos do compressor, como, por exemplo, as válvulas; e 5% originárias de componentes do circuito de refrigeração, como, por exemplo, o dispositivo de expansão.

Dentro dos dois últimos grupos seis principais falhas foram identificadas, sendo elas:

- vazamento de fluido refrigerante para o ambiente;
- carga de fluido refrigerante acima ou abaixo do valor nominal;
- carga de óleo fora do valor nominal;
- obstrução da linha de líquido do circuito;
- vazamentos interno ao compressor (nas válvulas ou na interface entre o pistão e o cilindro);
- condensador obstruído;
- filtro de ar entupido ou sujo (em sistemas de condicionamento de ar).

Outro trabalho afirma que defeitos relacionados a vazamentos nas válvulas de controle de sucção e de descarga e na interface pistão/cilindro são as maiores causas de falhas em compressores de movimento alternativo (NAMDEO; MANEPATIL; SARASWAT, 2008). Pode-se encontrar na literatura dados afirmando que os problemas elétricos aparecem como fonte de 20% das falhas em sistemas de condicionamento de ar predial, vazamento de fluido refrigerante como fonte de 12% e o compressor em si, como apenas 5% de causas de falhas em tais sistemas. Todavia, os 5% dos problemas gerados pelos compressores representam 24% do total de custos de manutenção (BREUKER; ROSSI; BRAUN, 2000).

É importante ressaltar o fato que tais dados foram coletados de sistemas de refrigeração de médio e grande porte. Os trabalhos desenvolvidos por esses autores focaram na detecção de falhas nesses tipos de sistemas (BREUKER; ROSSI; BRAUN, 2000; WICHMAN; BRAUN, 2009). Porém, por se tratarem de sistemas de refrigeração por compressão mecânica, assim como os utilizados nos sistemas domésticos, pode-se aproveitar os dados por eles levantados como um primeiro

indicativo de ocorrências de falhas em sistemas de refrigeração domésticos. Entretanto, por se tratarem de trabalhos com até mais de duas décadas, o contato com especialistas da área de refrigeração doméstica foi outra forma encontrada pelo autor para o levantamento da frequência e gravidade de falhas em sistemas de refrigeração compatíveis com os estudados neste trabalho.

A partir de reuniões, nas quais o conhecimento de especialistas da área de refrigeração e a experiência de engenheiros que trabalham na indústria de compressores puderam ser explorados, foi estabelecida uma tabela que prioriza a frequência de ocorrência dos defeitos, relacionando estes com os seus respectivos efeitos sob o funcionamento do sistema de refrigeração. Tais defeitos e seus efeitos podem ser vistos na tabela 1.

Tabela 1 - Defeitos comuns em sistemas de refrigeração

<i>Defeito</i>	<i>Efeito esperado sobre o sistema de refrigeração</i>
<i>Carga de fluido refrigerante fora do valor nominal</i>	Alteração da vazão mássica do sistema, do consumo energético e das pressões e temperaturas de operação.
<i>Carga de óleo fora do valor nominal</i>	Alterações no consumo energético (tendendo ao aumento), nas pressões e nas temperaturas de operação.
<i>Obstrução na linha de líquido do circuito</i>	Diminuição da pressão de sucção do sistema, resultando em menor consumo energético. Diminuição da capacidade de refrigeração do sistema.
<i>Vazamentos – válvulas ou interface pistão-cilindro</i>	Diminuição da vazão mássica do sistema, resultando em uma menor capacidade de refrigeração. Pouco efeito sobre o consumo energético. Ruído excessivo.
<i>Problemas elétricos</i>	Não partida do compressor, consumo energético elevado, ruído excessivo.

Fonte: Autor.

Os defeitos aplicados e emulados nos refrigeradores são identificados, neste trabalho, por meio da medição de grandezas relevantes nesses sistemas. Dessa forma, são identificadas falhas, e não defeitos. É importante, portanto, que se entenda a diferença entre defeitos e falhas.

Falhas ocorrem devido a defeitos, e uma mesma falha pode ter como origem diferentes defeitos (GAGG, 2005). A figura 3 ilustra uma situação onde mais de um defeito pode ser a origem para uma única falha.

Figura 3 – Relação entre defeitos e falhas



Fonte: Autor.

No caso ilustrado, mais de um defeito pode ser atribuído como causa do sintoma identificado (falha). Por outro lado, um único defeito pode afetar diferentes aspectos de um sistema. Dessa forma, o defeito de obstrução de linha de líquido apresentado pode ser identificado também, por exemplo, através da leitura da potência consumida pelo sistema, a qual tende a se elevar.

Breves descrições dos defeitos e falhas que foram analisadas neste trabalho podem ser vistas a seguir. Tais descrições são feitas com base nos relatos de especialistas das áreas de refrigeração e elétrica e também baseadas na teoria que trata de sistemas de refrigeração.

2.2.1 Obstrução na linha de líquido

Para que o fluido refrigerante existente em sistemas de refrigeração efetue o seu papel de retirar calor do sistema, é necessário que o mesmo passe de um estado de alta pressão para um estado de baixa pressão. O dispositivo responsável por essa queda de pressão é o dispositivo de expansão. Ele impõe uma restrição ao fluxo que resulta em

uma perda de carga conhecida. Para que ocorra a perda de carga necessária ao fluido existem duas principais alternativas utilizadas em sistemas de refrigeração: válvulas de expansão e tubos capilares. Em sistemas de refrigeração domésticos é mais comum o uso de tubo capilar (ÇENGEL; BOLES, 2005; DOSSAT, 1963).

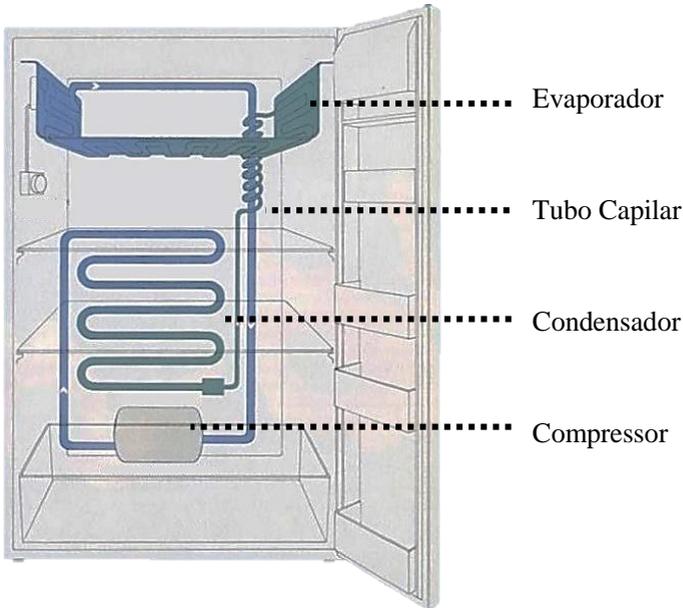
O tubo capilar consiste de um tubo de cobre com o diâmetro interno e comprimento que podem variar dependendo do projeto (dependente da perda de carga necessária ao sistema). O processo de brasagem de tal tubo no condensador e evaporador é um processo crítico, pois pode gerar obstruções do tubo. Esse processo de brasagem vem sendo constantemente aperfeiçoado para a redução de ocorrências desse defeito. Porém, mesmo ocorrendo em poucos sistemas fabricados, gera um produto incapaz de exercer sua função, pois obstruções do tubo capilar impedem a passagem do fluido pelo sistema. Pode, também, haver a obstrução do tubo por questões de má formação de vácuo no circuito antes da aplicação da carga de fluido refrigerante. Com a má formação de vácuo, a umidade presente no ar presente no interior do circuito pode congelar durante o funcionamento do mesmo e obstruir a passagem do fluido refrigerante no tubo capilar (EMBRACO, 2009; KHAN; KUMAR; SAHOO, 2009).

Em qualquer um dos casos o fluido tenderá a sofrer uma queda de pressão maior do que a esperada entre as zonas de alta e baixa pressão.

A figura 4 apresenta o sistema de refrigeração de um refrigerador doméstico, onde está indicado o tubo capilar como o elemento que restringe a passagem do fluido refrigerante.

A maneira com que esse defeito se manifesta no sistema pode ser observada no aumento das pressões e temperatura interna do sistema. Outra falha causada por esse defeito será o não alcance da temperatura esperada no compartimento do congelador dentro do tempo esperado. Todavia, esse efeito da temperatura pode não ser detectado tão rapidamente quanto o efeito da diferença das pressões na entrada e na saída do compressor, dada à inércia térmica do sistema (EMBRACO, 2009).

Figura 4 - Tubo capilar em um refrigerador doméstico



Fonte: Adaptado de (“Brigh Huben Engineering”, 2014)

2.2.2 Carga de fluido refrigerante fora do valor nominal e vazamentos do fluido para o ambiente

Processos de fabricação que envolvem solda ou brasagem requerem sempre muita atenção relativa ao controle da qualidade (EMBRACO, 2009). Nos sistemas de refrigeração, os processos de brasagem garantem a união dos seguintes elementos: a descarga do compressor com o condensador, o condensador com o filtro secador, o filtro secador com tubo capilar, o tubo capilar com o evaporador e o evaporador com a sucção do compressor (EMBRACO, 2014). Essas uniões devem ser perfeitamente seladas, impossibilitando qualquer nível de vazamento do fluido refrigerante que, posteriormente, será inserido no sistema. Normas internacionais, como a ANSI/ASHRAE (2009), exigem que fabricantes realizem testes de estanqueidade tanto nos compressores (os quais passam por processo de soldagem da tampa e brasagem nos canais de sucção, descarga, processo e terminais elétricos), quanto nos sistemas já montados.

Na indústria o processo de brasagem em pontos da tubulação do circuito de refrigeração, em muitos casos, ainda ocorre de forma manual, tendo maior possibilidade de falhar frente a sistemas de brasagem robotizada. Em todo o caso, as normas citadas exigem que verificações de vazamento sejam realizadas após esta etapa de fabricação.

Existem pelo menos três questões muito importantes relacionadas ao vazamento de fluido refrigerante em sistemas de refrigeração que justificam a grande preocupação de fabricantes e órgãos internacionais. A primeira questão está relacionada ao rendimento do sistema, seu consumo e sua vida útil; a segunda questão tem maior relação com a saúde e segurança do consumidor, que pode ser afetada em caso de vazamento do fluido refrigerante utilizado no sistema; a terceira questão é ambiental e está relacionada à emissão de gases com potencial de destruição da camada de ozônio e que contribuam com o aquecimento global. Neste trabalho foram utilizados refrigeradores que utilizam o fluido R600a (Isobutano), o qual é altamente inflamável, porém não é tão nocivo à saúde quanto outros fluidos refrigerantes, não possui potencial de destruição da camada de ozônio e contribui de forma desprezível com o aquecimento global (SILVA, ALESSANDO DA, 2015). Alguns fluidos refrigerantes, como é o caso do R134a e do R717 (amônia), podem causar consequências à saúde em caso de inalação.

A manipulação de fluidos refrigerantes durante seu processo de fabricação, transporte e utilização requer que cuidados especiais sejam tomados para que acidentes sejam evitados. A Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) possui a norma NBR 16069:2012 que é baseada na norma internacional ANSI/ASHRAE 15 - 2007, as quais devem ser observadas para qualquer operação envolvendo fluidos refrigerantes, entre outras operações em sistemas de refrigeração (ABNT, 2010; ANSI/ASHRAE, 2007).

Tanto a carga de fluido fora do valor nominal, quanto o vazamento de fluido, geram consequências relacionadas a rendimento, consumo e vida útil do sistema. Por esse motivo, foi apenas aplicado nesse trabalho o defeito da carga de fluido fora do valor nominal. Essa escolha se deu pela praticidade em relação à aplicação do defeito de vazamento e também pela melhor quantificação dos níveis de aplicação dos defeitos.

O valor nominal da carga de fluido refrigerante inserida nos refrigeradores domésticos e comerciais varia para cada modelo. A quantidade de massa de fluido refrigerante para cada sistema é obtida a partir de cálculos. Os cálculos resultam em valores aproximados e levam em consideração o volume do sistema, as temperaturas de operação

(condensação e evaporação), o fluido e o compressor utilizados. Para os ajustes do valor de massa de fluido para o sistema, são realizadas avaliações experimentais em ambientes com temperatura, umidade e vazão de ar controlados e utilizando cargas térmicas padronizadas.

A carga de fluido inserida em sistemas é definida em massa, e a diferença de alguns gramas podem diferenciar sistemas com rendimento ótimo e sistemas com rendimento baixo. O conceito de capacidade de um sistema é função do fluxo de massa e do efeito refrigerante do fluido utilizado.

Trabalhos relacionados à detecção de níveis acima ou abaixo do valor nominal da massa de fluido refrigerante em sistemas de refrigeração apresentam resultados na faixa de detecção de $\pm 20\%$ (GRACE; DATTA; TASSOU, 2004; LI, HAORONG, 2006).

A quantidade de fluido refrigerante existente nos sistemas de refrigeração tende a afetar a sua capacidade de refrigeração. A capacidade de sistemas de refrigeração é medida com relação à quantidade de calor que esse consegue remover da câmara de refrigeração¹ por unidade de tempo.

É possível descrever a capacidade de refrigeração de um sistema em função do efeito refrigerante do fluido refrigerante (quantidade de calor absorvida por unidade de massa do fluido) multiplicado pela vazão mássica do fluido. Essa relação é exposta na equação (4) (DOSSAT, 1963).

$$\dot{Q}_e = \dot{m} \times q_e \quad (4)$$

Onde:

\dot{Q}_e : capacidade de refrigeração [J/s ou W];

\dot{m} : vazão mássica [kg/s];

q_e : efeito refrigerante [J/kg].

A equação (4) mostra que é necessário o controle da quantidade de fluido presente no circuito de refrigeração para garantir a capacidade de refrigeração esperada.

¹ No caso da refrigeração doméstica a câmara é o próprio interior do refrigerador.

O excesso ou a falta de fluido refrigerante em um sistema pode ser identificado a partir da leitura de pressões, temperaturas e consumo elétrico durante o seu funcionamento (LI, HAORONG, 2006).

De forma semelhante ao caso da obstrução da linha de líquido, esse defeito fará com que a temperatura do compartimento do congelador e de outras partes do refrigerador não atinjam as temperaturas projetadas dentro do tempo determinado ou fará com que elas não se estabilizem tão facilmente. As pressões de sucção e de descarga também tenderão a estar fora dos valores projetados. O consumo elétrico tende a sofrer alterações, uma vez que a potência consumida pelo compressor tem correlação com as condições termodinâmicas do fluido que passa pelo mesmo (EMBRACO, 2014; LI, HAORONG, 2006).

Em sistemas que utilizam o fluido refrigerante R600a é comum a pressão de sucção apresentar valores abaixo da pressão atmosférica. Com isso, más vedações da tubulação do circuito podem gerar contaminações deste através da entrada de ar para o interior do sistema.

2.2.3 Válvulas defeituosas

Refrigeradores de pequeno porte possuem como elemento responsável pela entrega de energia mecânica ao sistema, compressores do tipo hermético de movimento alternativo acionados por mecanismo do tipo biela manivela (PACHECO, 2007).

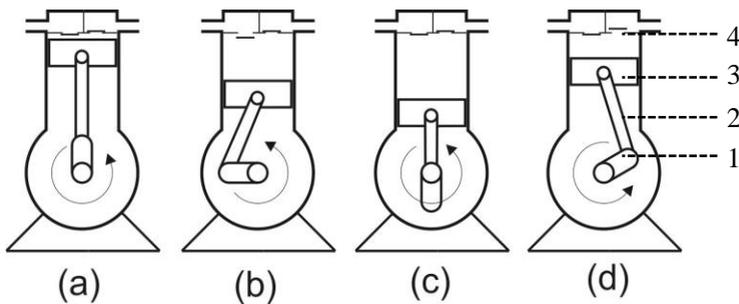
Como apresentado no item 2.1, em um ciclo de refrigeração simples, o fluido deve passar por quatro processos, nos quais ele deve sofrer mudanças de fase, partindo de um estado inicial de temperatura e pressão e terminando o ciclo nesse mesmo estado (STOECKER; JABARDO, 2002).

O incorreto funcionamento das válvulas internas ao compressor, mais especificamente vazamentos decorrentes de má vedação, podem afetar significativamente as eficiências volumétrica e isentrópica dos compressores (MORRIESEN; DESCHAMPS, 2011; SILVA, R.; DESCHAMPS, 2012).

Os quatro processos pelos quais o fluido refrigerante deve passar são: compressão, condensação, expansão e evaporação. Os compressores presentes em sistemas de refrigeração são responsáveis pelo primeiro processo: compressão do fluido. Para que tal tarefa seja realizada, duas válvulas instaladas no interior do compressor tem o fundamental papel de controlar o fluxo do fluido da zona de baixa pressão para a zona de alta pressão: uma controla a sucção do fluido e outra controla a descarga do

fluido. Compressores do tipo hermético acionados por mecanismo biela-manivela possuem muitos outros componentes mecânicos e elétricos em sua composição, como por exemplo o motor elétrico, responsável pela rotação da manivela, que por sua vez aciona a biela que é conectada a um pistão. Esse realiza movimento alternativo no interior de um cilindro integrado a um cabeçote onde estão as válvulas citadas. As figuras 5 e 6 apresentam os componentes citados e as etapas do ciclo de compressão com maior detalhamento.

Figura 5 - Etapas da compressão



Legenda:

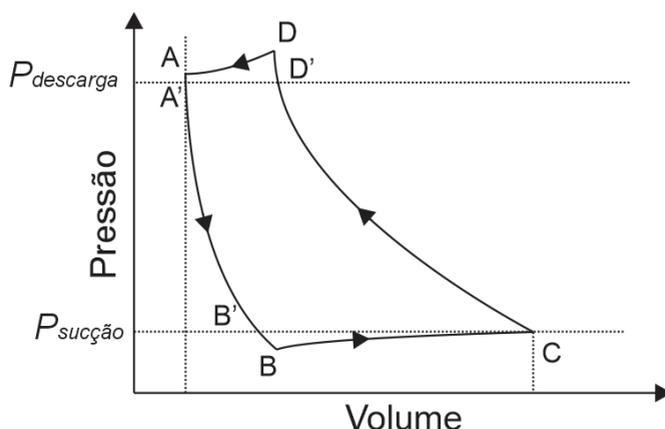
- | | | | |
|---|----------------------|---|--------------------------|
| a | ponto morto superior | 1 | manivela e eixo do motor |
| b | expansão/sucção | 2 | biela |
| c | ponto morto inferior | 3 | pistão |
| d | compressão/descarga | 4 | cabeçote e válvulas |

Fonte: adaptado de (DOSSAT, 1963)

Nas figuras 5 e 6, é possível identificar quatro etapas de operação do compressor. Essas etapas são: expansão, sucção, compressão e descarga. O momento da abertura e fechamento das válvulas, as quais separam as zonas de alta e baixa pressão, é crítico para que se atinja o rendimento esperado para o compressor.

Na figura 6 é apresentado um diagrama da pressão vezes volume interno do cilindro de um compressor hermético com mecanismo de biela-manivela. O ciclo gerado pelos pontos A', B', C, D' e A' representam um ciclo ideal de compressão. Entretanto, para que as válvulas possam abrir, é necessário que exista uma diferença de pressão entre o interior do cilindro e a vizinhança (câmaras de sucção e descarga). Portanto, os pontos A, B, C, D e A da figura 6 descrevem com maior fidelidade um ciclo de compressão real.

Figura 6 - Diagrama pxV no interior do cilindro de um compressor



Legenda:

\overline{AB}	reexpansão real	$\overline{A'B'}$	reexpansão ideal
\overline{BC}	sucção real	$\overline{B'C'}$	sucção ideal
\overline{CD}	compressão real	$\overline{C'D'}$	compressão ideal
\overline{DA}	descarga real	$\overline{D'A'}$	descarga ideal

Fonte: Autor

No ponto D a pressão na câmara de compressão chega a seu valor máximo, o qual é suficientemente maior que o valor da pressão da linha do condensador suficiente para abrir a válvula de controle da descarga.

As válvulas de controle de sucção e de descarga sofrem deformações elásticas durante esse processo e, por essa razão, pode ocorrer a quebra de tais válvulas devido à fadiga do material. A resistência mecânica de tais válvulas tem como fatores de muita influência: tratamento superficial das mesmas; processo de laminação; defeitos relacionados a arranhões ou microfissuras. Os efeitos desses defeitos se refletem, principalmente, na capacidade de refrigeração do sistema, devido à redução da vazão mássica (BALLMANN, 2010)

Idealmente, portanto, a medição direta da vazão mássica do compressor indicaria a presença de defeitos relacionados a vazamentos internos do compressor. Neste trabalho não é realizada a medição direta da vazão mássica, porém, é abordada uma técnica para estimar a vazão

mássica através de medições de pressão e temperatura. A teoria que envolve tal método é apresentada no capítulo 3.

2.2.4 Problemas elétricos

Um levantamento sobre as origens das falhas em sistemas de refrigeração comerciais apontou uma grande superioridade na frequência de ocorrência de falhas elétricas (76%) sobre outras origens, como falhas mecânicas ou em componentes do sistema (STOUPPE; LAU, 1989). Por tratar-se de um trabalho com mais de duas décadas pode-se apenas seguir tais valores como um indicador. Em um estudo mais atual, a parcela de defeitos elétricos no total de todos os defeitos apresentados em circuitos de refrigeração é de apenas 20% (BREUKER; ROSSI; BRAUN, 2000).

Tais falhas estão ligadas principalmente aos motores elétricos presentes nos compressores dos circuitos de refrigeração. A grande maioria dos compressores herméticos utilizados nesses circuitos são equipados com motores de indução alimentados por corrente alternada. Um defeito comum nesse tipo de motor é relativo ao isolamento das bobinas do estator e do rotor.

Alguns refrigeradores mais modernos não utilizam mais essa tecnologia de motor, mas motores de corrente contínua do tipo *brushless* de ímãs permanentes com controle de frequência rotacional. Esse tipo de motor não possui escovas para alimentar o rotor, ao contrário de outros motores alimentados por corrente contínua. Ao invés de bobinas de cobre ou alumínio no rotor, como em motores de corrente contínua comuns e de indução, ele possui ímãs (HANSELMAN, 1994). Dessa forma, alguns defeitos como o curto circuito entre fios do rotor e o estator não ocorrem, diminuindo a frequência de eventos de falhas elétricas nos compressores.

Os refrigeradores utilizados no presente trabalho utilizam a segunda tecnologia de motor acima descrita. Por ser uma tecnologia que por si própria diminui a ocorrência de defeitos, e, pelo presente trabalho focar em falhas no ciclo de refrigeração, tais defeitos não serão mais abordados neste trabalho.

Como exposto pela revisão bibliográfica, os principais defeitos que afetam de forma significativa, tanto refrigeradores domésticos quanto sistemas de condicionamento de ar ou de refrigeração de grande porte estão relacionados a obstruções na linha de líquido dos circuitos de refrigeração, vazamentos internos ao compressor de refrigeração, cargas de fluido refrigerantes fora dos valores toleráveis e problemas elétricos. O capítulo que segue apresenta a abordagem utilizada para os

experimentos realizados neste trabalho para a emulação e aplicação dos três primeiros defeitos citados.

3 RECURSOS E MÉTODOS

A emulação e aplicação de defeitos em sistemas de refrigeração proposta neste trabalho envolve atividades experimentais em sistemas de refrigeração domésticos. O processo de emulação busca fazer com que o sistema sofra os mesmos efeitos de um defeito, porém a partir de uma ação que o imita ou o reproduz. Já a aplicação de defeitos sugere que o defeito seja, de fato, provocado.

O presente capítulo apresenta o planejamento realizado para tais atividades experimentais, além de descrever a instrumentação utilizada nos experimentos realizados.

3.1 PLANEJAMENTO DOS EXPERIMENTOS

Sistemas de refrigeração domésticos podem ser encontrados em diversos tamanhos, capacidades e arquiteturas, como por exemplo os refrigeradores invertidos, de duas portas verticais ou laterais ou de apenas uma porta. Dessa forma, torna-se necessário que seja definido o modelo de refrigerador doméstico utilizado como objeto de estudo neste trabalho, uma vez que não podem ser realizadas análises comparativas relativas ao consumo energético e à capacidade de refrigeração entre diferentes modelos de refrigeradores. Além do fato de que o estudo de variados modelos demandaria custos muito elevados para o projeto.

No Brasil, a grande maioria dos refrigeradores fabricados e comercializados utilizam compressores de capacidade fixa. Entretanto, em países com maior exigência relativa à eficiência energética o uso de compressores de capacidade variável em refrigeradores domésticos é comum. Por se tratar de uma tendência tecnológica para o Brasil e outros países que exigem cada vez mais produtos de alta eficiência energética, foi dada prioridade para a utilização de refrigeradores equipados com compressores de capacidade variável.

Para a realização dos experimentos foram adquiridos três refrigeradores equipados com compressor de capacidade variável. As suas características técnicas são expostas na tabela 2.

Falhas em circuitos de refrigeração caracterizam-se quando uma ou mais características do seu funcionamento se apresentam fora dos limites de tolerância de operação. Foi visto que falhas são, na realidade, consequência de defeitos. Dessa forma, é necessário o planejamento da aplicação de defeitos em sistemas de refrigeração.

Tabela 2 - Características técnicas dos refrigeradores utilizados

<i>Carga de refrigerante</i>	40 g
<i>Tipo de refrigerante</i>	R600a
<i>Tensão de alimentação</i>	220 V
<i>Potência elétrica</i>	125 W
<i>Frequência</i>	60 Hz
<i>Volume total</i>	428 l

Fonte: Autor.

A escolha pelos defeitos analisados neste trabalho é baseada nos estudos de STOUPPE e LAU (1989) e BREUKER, ROSSI e BRAUN (2000) e nos relatos de especialistas da área de refrigeração consultados durante reuniões no decorrer do projeto.

Os defeitos aplicados e emulados nos refrigeradores são:

- carga de fluido refrigerante fora dos limites de tolerância;
- obstrução da linha de líquido do circuito;
- vazamentos internos ao compressor.

Os efeitos da emulação dos defeitos são, portanto, as falhas. De acordo com a teoria específica, (EMBRACO, 2014; LI, H; BRAUN, 2006; SPRINGER, [S.d.]), são esperados os sintomas, como:

- refrigeração abaixo do normal;
- alteração no consumo de energia;
- alterações nos níveis de pressão e temperatura do circuito de refrigeração;
- alteração da temperatura do compressor.

Para que fosse possível, por meio de dados experimentais, identificar e mensurar os níveis de falhas decorrentes da aplicação de cada defeito, foi realizado planejamento referente à instrumentação a ser utilizada a partir da análise dos sintomas listados.

Na sequência do capítulo são descritos os métodos experimentais utilizados para aplicar os defeitos listados, assim como o planejamento referente à instrumentação necessária.

3.2 PROCEDIMENTOS PARA A REALIZAÇÃO DOS ENSAIOS

A realização dos ensaios nos refrigeradores obedeceu um procedimento para que os resultados alcançados fossem confiáveis, atendendo os critérios de repetibilidade e reprodutibilidade, e de possível análise quantitativa, além da qualitativa.

Para a definição do procedimento, foi necessária a realização de ensaios preliminares para caracterizar o comportamento dos refrigeradores, como o tempo necessário para a estabilização das grandezas de interesse, o tempo mínimo necessário entre ensaios para a estabilização das temperaturas do refrigerador com a temperatura ambiente, além das condições ambientais durante os ensaios.

Para as medições de temperatura, foram utilizados termorresistores do tipo Pt100. A potência elétrica consumida foi monitorada através de um módulo desenvolvido no laboratório (LABMETRO-UFSC) para essa função, o qual é descrito na seção 3.5.

Nessa primeira abordagem, apenas medições não intrusivas foram realizadas, pois as condições originais dos refrigeradores não podiam ser alteradas. Dessa forma, não foram realizadas medições de pressão.

A partir das medições de temperatura e potência consumida, foi identificada uma alteração no comportamento dos refrigeradores após aproximadamente 25 minutos de ensaio. Nesse momento o consumo elétrico aumenta significativamente (cerca de 60%).

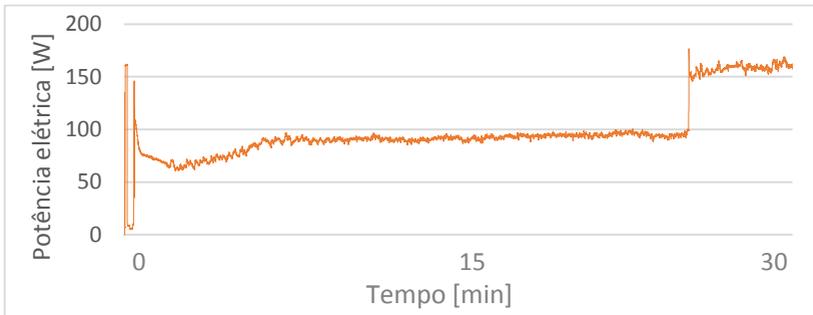
Assim, existem dois pontos de operação dos refrigeradores durante os trinta primeiros minutos de funcionamento. O primeiro nível de consumo elétrico se estabiliza após cerca de 10 minutos de funcionamento e se mantém durante, aproximadamente, 15 minutos, quando ocorre o aumento do seu consumo elétrico. O comportamento descrito pode ser visualizado na figura 7.

As temperaturas de condensação não alcançam o estado de regime permanente antes que o refrigerador altere suas condições de funcionamento aos 25 minutos de operação.

Com relação ao tempo mínimo entre ensaios, foi constatado que apenas ensaios realizados com intervalo de aproximadamente 24 horas entre si apresentam características de funcionamento semelhantes durante os transitórios. Utilizando ventilação forçada no interior dos refrigeradores é visto que as temperaturas dos mesmos entram em equilíbrio com o ambiente em até 12 horas, porém o comportamento dos

transitórios não se mostrou semelhante para os ensaios realizados nessa condição.

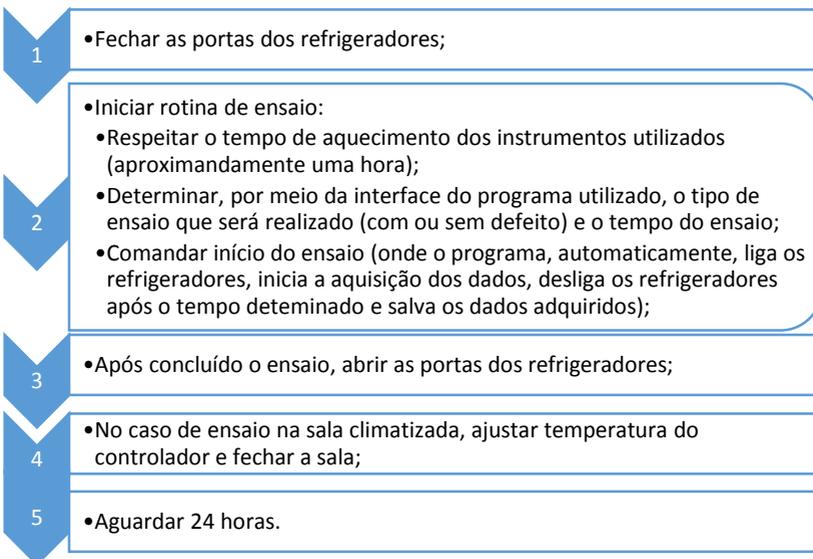
Figura 7 - Comportamento do consumo elétrico dos refrigeradores durante os trinta primeiros minutos de operação



Fonte: Autor.

O procedimento adotado para a realização dos ensaios para emulação de defeitos nos refrigeradores pode ser visto na figura 8.

Figura 8 - Procedimento para realização dos ensaios



Fonte: Autor.

As condições de temperatura ambiente durante esses ensaios se mantiveram estáveis e não afetaram de forma significativa os resultados analisados. Durante esses ensaios o sistema de refrigeração de ar central do laboratório não estava ligado. Entretanto, quando operante, o sistema de condicionamento central do laboratório mostrou afetar a operação dos refrigeradores. Esse fato foi verificado em ensaios posteriores, os quais são abordados no capítulo 4 com maiores detalhes.

3.3 CARACTERIZAÇÃO DO COMPORTAMENTO TÍPICO DOS REFRIGERADORES

O estudo relacionado ao funcionamento de refrigeradores domésticos é realizado com maior frequência tendo o foco em aprimorar o sistema para maximizar a eficiência. Nesses estudos são monitoradas grandezas em pontos específicos dos refrigeradores, a fim de caracterizar o aumento ou a diminuição da eficiência térmica e elétrica dos refrigeradores, de acordo com as modificações aplicadas nos sistemas. (AZZOUZ; LEDUCQ; GOBIN, 2009; MELO; SILVA; PEREIRA, 2000; SONNENREIN *et al.*, 2014). Essa mesma abordagem foi utilizada no presente trabalho para caracterizar modificações no funcionamento dos refrigeradores com a aplicação de defeitos.

Porém, antes de instrumentar os refrigeradores para a medição de grandezas como pressão, a qual exige a abertura do circuito de refrigeração dos refrigeradores, faz-se necessária a caracterização dos refrigeradores, no que diz respeito a seu consumo energético e temperaturas, em estado normal de funcionamento. Essa etapa é essencial para a validação do funcionamento dos refrigeradores após realizada a instrumentação dos mesmos e realizada a nova carga de seu fluido refrigerante. As medições nessa etapa não podem interferir no funcionamento dos refrigeradores, pois os valores mensurados nesses ensaios são tratados como valores de referência. Por esse motivo, as grandezas escolhidas para obtenção de dados de referência para os refrigeradores ficaram restritas a temperaturas de diferentes pontos do circuito e à potência elétrica consumida.

As temperaturas foram medidas na parte exterior da tubulação do refrigerador em pontos importantes:

- descarga do compressor;
- meio do condensador;
- entrada do evaporador;

- termostato do congelador (próximo ao ventilador do congelador);
- sucção do compressor.

Após a abertura do circuito de refrigeração para a instalação dos transdutores de pressão e das válvulas utilizadas¹, o que conseqüentemente modificou fisicamente o sistema como um todo, foi realizada nova carga de fluido refrigerante no sistema (no valor nominal de 40 g) seguindo o procedimento descrito no Apêndice A deste trabalho.

Os refrigeradores foram, então, submetidos a novos ensaios para verificação de seu funcionamento em condição livre de defeitos. Nesses ensaios foram medidas, além das temperaturas citadas e potência elétrica consumida, as pressões na sucção e descarga dos compressores.

Para validação do funcionamento dos refrigeradores após abertos e instrumentados, foram confrontados os valores de potência elétrica e temperaturas para antes e depois das modificações.

Os valores das grandezas medidas após a instrumentação e utilizadas na comparação não apresentaram bons resultados em comparação aos valores de referência. Os refrigeradores 1 e 2 apresentaram valores de consumo elétrico abaixo do normal e não alcançaram a temperatura esperada no termostato do congelador. Até mesmo o refrigerador 3, o qual apresentou o comportamento mais próximo com o de referência, mostrou algumas oscilações e instabilidades durante os ensaios.

As diferenças no consumo e na capacidade de refrigeração² dos refrigeradores são indesejáveis, porém, podem ter origem em diversos fatores, sendo alguns deles intrínsecos ao processo de instrumentação. Possíveis fatores responsáveis pelas diferenças de consumo e capacidade de refrigeração para os refrigeradores após sua instrumentação são:

- aumento do volume com inserção de tubulação extra na linha de líquido e vapor do circuito de refrigeração;
- obstruções ou contaminações decorrentes do processo de brasagem da nova tubulação;
- introdução de novas superfícies para troca de calor (válvulas, transdutores de pressão);

¹ A utilização de válvulas para a emulação de falhas é descrita na seção 3.4

² Menor queda de temperatura no *freezer* dos refrigeradores

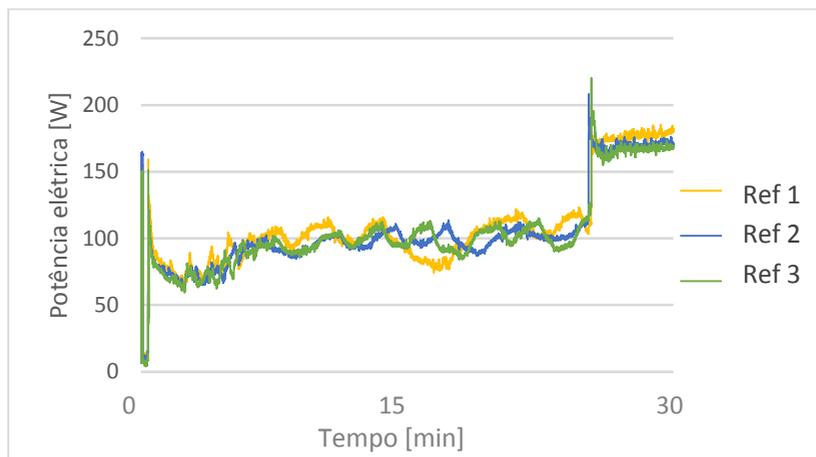
- insciência da quantidade original de massa de fluido refrigerante em cada refrigerador (o fabricante trabalha com ± 5 g de tolerância);
- contaminações decorrentes do processo de vácuo.

Independente das correções e aprimoramentos realizados no processo de instrumentação, ele sempre resultará em modificações no circuito de refrigeração. Optou-se, portanto, por utilizar o perfil de funcionamento dos refrigeradores após a instrumentação, como referência para as análises dos efeitos das aplicações e emulações de defeitos.

Além disso, por serem realizadas análises diferenciais neste trabalho (comportamento sem defeito – comportamento com defeito), os efeitos das alterações do circuito de refrigeração devido à instrumentação tendem a se compensarem.

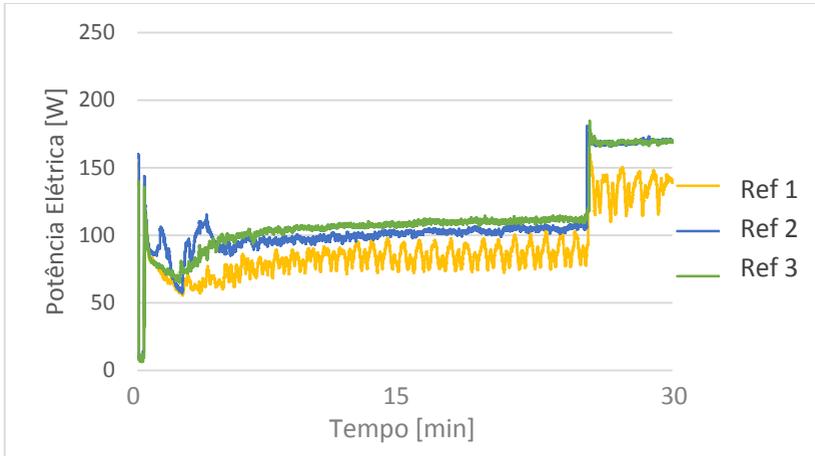
As figuras 9 a 12 exibem as curvas da potência consumida e da temperatura no termostato dos refrigeradores durante os primeiros 30 minutos de funcionamento dos refrigeradores para antes e depois da instrumentação. As figuras 13 e 14 apresentam as pressões de sucção e de descarga, respectivamente, para os refrigeradores após a instrumentação.

Figura 9 – Curvas características das potências elétrica nominais dos refrigeradores



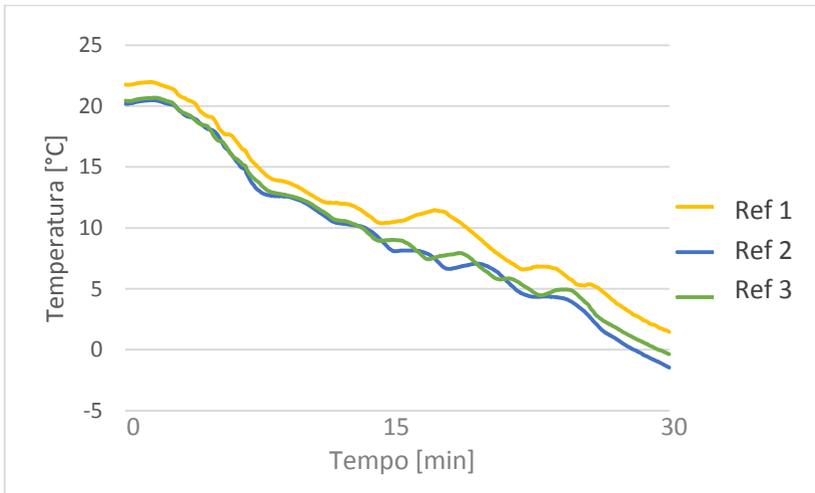
Fonte: Autor.

Figura 10 - Curvas das potências elétricas dos refrigeradores após instrumentação



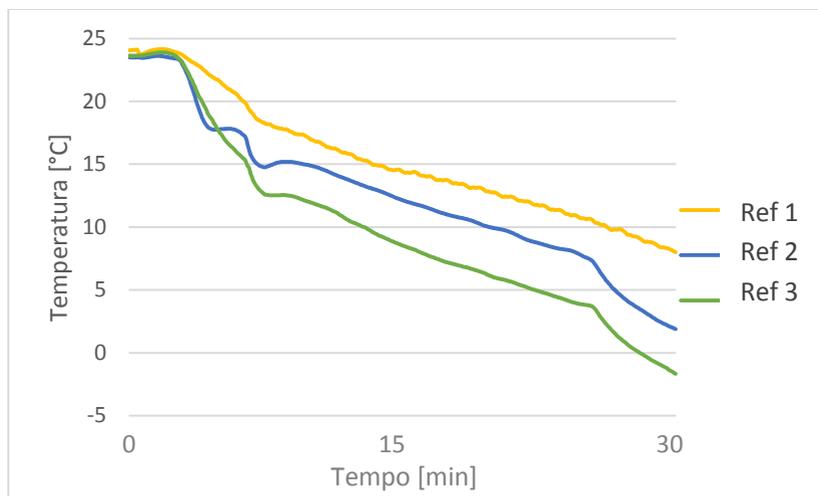
Fonte: Autor.

Figura 11 - Curvas características da temperatura no interior dos refrigeradores



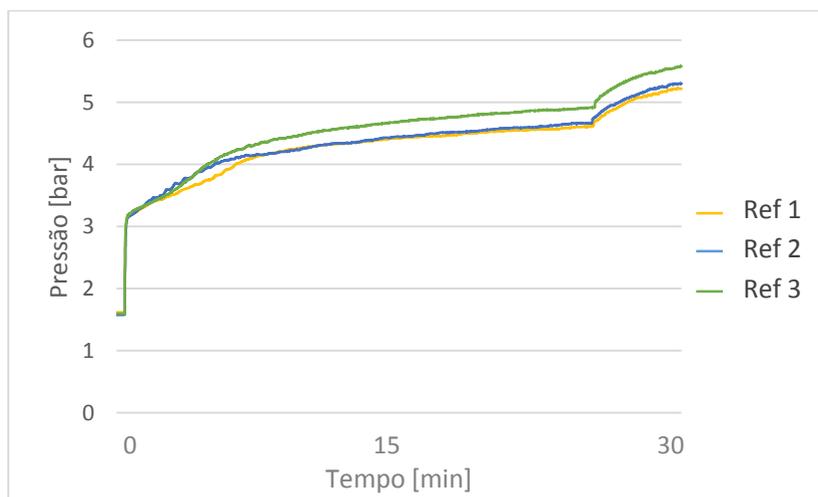
Fonte: Autor.

Figura 12 - Curvas da temperatura no interior dos refrigeradores após a instrumentação



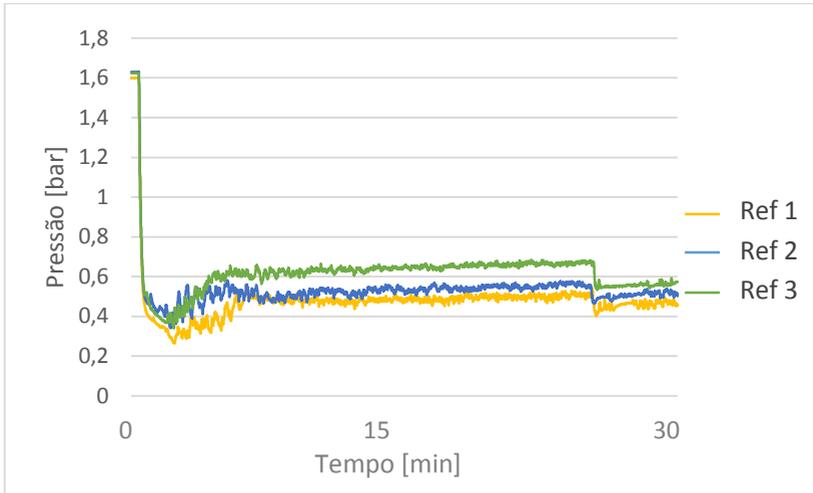
Fonte: Autor.

Figura 13 - Curvas características da pressão de descarga dos refrigeradores após instrumentação



Fonte: Autor.

Figura 14 - Curvas características da pressão de sucção dos refrigeradores após instrumentação



Fonte: Autor.

3.4 MÉTODOS DE EMULAÇÃO E APLICAÇÃO DE DEFEITOS

No capítulo anterior, a teoria relacionada às falhas e defeitos em sistemas de refrigeração foi abordada, porém em nenhum momento foram descritos os métodos para a emulação ou aplicação controlada dos defeitos em laboratório.

Nesta seção são apresentados os métodos utilizados para a aplicação e emulação controlada de defeitos nos refrigeradores estudados.

3.4.1 Carga de fluido fora do valor nominal

O presente trabalho utilizou valores de subcarga e sobrecarga de fluido refrigerante menores que apresentados na revisão bibliográfica, ($\pm 20\%$ da carga nominal). A aplicação do defeito relacionado à carga de fluido fora do valor nominal foi realizada para valores de 15% abaixo do valor nominal e 10% acima. O defeito de carga de fluido foi aplicado, de fato, nos refrigeradores, e não emulado, como nos casos dos outros defeitos.

Além das variações nos níveis de carga, também foram realizados ensaios em diferentes condições climáticas para cada valor de

carga. Isso foi possível pois, para o presente defeito foram realizados ensaios em sala climatizada. As temperaturas iniciais determinadas para a realização dos ensaios foram 17 °C, 22 °C e 30 °C (durante os ensaios a temperatura ambiente não foi controlada). Estes valores cobrem a faixa de operação do sistema de condicionamento de ar utilizado, emulando de forma satisfatória as diferentes temperaturas presentes em linhas de produção durante as diferentes estações do ano para fábricas instaladas na região sul e sudeste do Brasil.

A carga de fluido em sistemas de refrigeração deve ser realizada considerando um procedimento adequado. No procedimento adotado, uma etapa que requer muita atenção é o processo de vácuo no sistema. É muito importante que apenas o fluido refrigerante esteja presente no interior do sistema, pois a umidade presente no ar pode congelar e gerar obstruções no mesmo (EMBRACO, 2014).

A carga de fluido em um sistema de refrigeração é um processo que segue etapas simples, porém críticas e que devem ser cumpridas de acordo com boas práticas laboratoriais. Os equipamentos necessários para a realização da carga de fluido refrigerante em refrigeradores são:

- bomba de vácuo;
- transdutor de pressão com faixa de medição e incerteza de medição adequadas;
- cilindro auxiliar com dois canais;
- fluido refrigerante;
- balança com faixa de medição e resolução e incerteza de medição adequadas.

As etapas para a carga de fluido refrigerante em refrigeradores são:

1. realização de vácuo no sistema (mínimo 0,7 mbar);
2. vácuo no cilindro auxiliar (mínimo 0,7 mbar);
3. inserção de fluido refrigerante no cilindro auxiliar;
4. determinação da carga de fluido através da medição de massa do cilindro auxiliar;
5. transferência da carga presente no cilindro auxiliar para o refrigerador;
6. medição da massa do cilindro auxiliar após realizada a carga.

Os detalhes referentes ao processo de carga de fluido refrigerante podem ser encontrados no Apêndice A. Todos os passos seguiram procedimentos industriais recomendados (EMBRACO, 2014).

3.4.2 Obstrução da linha de líquido

Uma das etapas críticas na montagem de um refrigerador é a brasagem do tubo capilar no sistema. Durante esse procedimento, caso algum parâmetro esteja fora dos limites de tolerância dos valores ideais ou caso ocorra algum erro do operador ou de posicionamento do tubo, pode ocorrer a obstrução parcial ou total do tubo capilar (EMBRACO, 2014; SPRINGER, [S.d.]).

A obstrução na linha de líquido do sistema é um defeito que traz consequências diretas na capacidade do sistema, uma vez que afeta diretamente a vazão mássica do fluido. Dessa forma, a aplicação de tal defeito é baseada na diminuição da vazão mássica no sistema através da imposição de uma restrição na linha de líquido do mesmo. Dois requisitos para a aplicação da obstrução no sistema são a reversibilidade da condição de defeito para uma condição de funcionamento normal do refrigerador e a possibilidade de controle da intensidade do defeito.

No caso da falha relacionada à carga de fluido, aplicar uma situação de defeito e, posteriormente, colocar o sistema em seu estado normal de funcionamento depende simplesmente da carga inserida no mesmo. Além disso, o nível de defeito aplicado poderia ser mensurado baseado no percentual de carga inserida a mais ou a menos no sistema, utilizando-se a massa do fluido como mensurando.

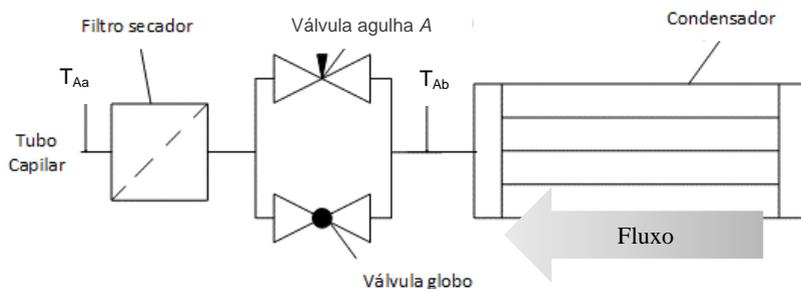
A solução encontrada para a aplicação de diversos níveis de obstrução na linha de líquido foi a instalação de uma válvula do tipo agulha na saída do condensador (válvula A). Essa válvula possibilita emular a perda de carga gerada por uma obstrução na linha de líquido em diversos níveis. Todavia, se apenas a válvula agulha for instalada em série com a tubulação, mesmo com 100% de abertura ela pode modificar a queda de pressão típica do sistema. Dessa forma, o requisito de reversibilidade da situação de defeito para a situação de refrigerador saudável não é atingido.

Para evitar que a perda de carga gerada pela válvula A modifique o comportamento do sistema em ensaios de aplicação de outros defeitos, ou em ensaios de investigação do comportamento saudável do sistema, optou-se pela instalação de uma válvula tipo esfera em paralelo com a válvula A do tipo agulha. A configuração das válvulas no sistema pode

ser visualizada na figura 15. Com essa configuração o requisito de reversibilidade é atendido, pois a válvula esfera 100% aberta apresenta um nível de restrição desprezível, o que não afeta o valor de perda de carga normal do sistema. Todavia, a inserção da tubulação extra (volume extra) nessa região do circuito (linha de líquido) não é o ideal.

Na mesma figura estão indicados os dois pontos de medição de temperatura, um antes da válvula (T_{Aa}) e outro após o filtro secador (T_{Ab}).

Figura 15 - Esquemático das válvulas para aplicação do defeito de obstrução na linha de líquido



Legenda:

T_{Aa} : Ponto de medição de temperatura anterior à obstrução

T_{Ab} : Ponto de medição de temperatura após a obstrução

Fonte: Autor

As medições de temperatura nos pontos indicados são utilizadas para a estimativa da pressão da tubulação nesses locais. A utilização desses valores para a determinação das pressões é possível considerando que o fluido está em seu estado saturado. Na região de saturação, a energia entregue ou retirada do fluido muda apenas a sua entalpia, de forma que variações de temperatura são proporcionais às variações de pressão do fluido. A obstrução aplicada entre esses pontos tende a aumentar a diferença de pressão entre eles, o que possibilita a quantificação da obstrução (LI, HAORONG, 2006).

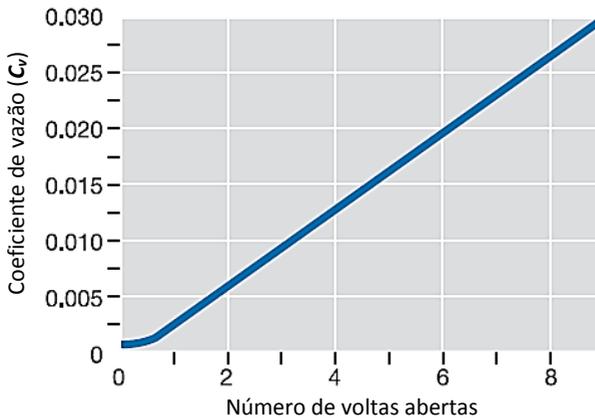
O modelo da válvula agulha utilizada é o SS-4MG do fabricante Swagelok, e suas especificações para 100% de abertura indicam um coeficiente de vazão máximo igual a 0,030, de acordo com a equação (5), e queda de pressão igual a 6,8 bar e vazão de 1,1 l/min para a água a 20 °C (SWAGELOK, 2003).

Com as duas válvulas em paralelo foi possível operar em duas configurações: sistema sem obstrução na linha de líquido – válvula esfera

100% aberta, válvula agulha fechada; emulação de sistema com obstrução na linha de líquido – válvula esfera 100% fechada, válvula agulha partindo de 100% aberta até seu completo fechamento.

A quantidade de voltas de abertura de uma válvula tem correlação direta com o coeficiente de vazão (C_v) da mesma. Essa relação é especificada pelo fabricante a partir de uma curva C_v em função do número de voltas de abertura, figura 16.

Figura 16 - Curva característica para válvulas da Série M do fabricante Swagelok



Fonte: Adaptado de (SWAGELOK, 2003)

O percentual de restrição foi especificado com base na vazão mássica nominal do compressor instalado no sistema a uma condição de funcionamento específica. A condição de trabalho do compressor utilizada foi: temperatura de +35 °C na condensação; -25 °C na evaporação; frequência rotacional de 2000 rpm. Nessa condição de trabalho a vazão mássica do compressor utilizado é de 1,17 kg/h, com incerteza de $\pm 5\%$. Esses valores foram retirados do catálogo do fabricante do compressor.

A equação que relaciona a vazão volumétrica da válvula e seu coeficiente de vazão é dada pelo fabricante, equação (5), e depende do estado do fluido que atravessa a válvula. Neste trabalho o fluido será considerado líquido saturado ou líquido subresfriado (SWAGELOK, 2002).

$$C_V = \frac{q}{N_1 \times \sqrt{\frac{\Delta p}{SG}}} \quad (5)$$

Onde:

- C_V : coeficiente de vazão;
- q : vazão volumétrica [l/min];
- Δp : queda de pressão da entrada para a saída da válvula [bar];
- N_1 : constante igual a 14,42;
- SG : densidade relativa (1 para a água).

Para determinar o nível de obstrução, isto é, o número de voltas de abertura da válvula, é necessário que seja calculado, primeiramente, o coeficiente de vazão C_V esperado para uma determinada vazão e queda de pressão. Para o cálculo realizado a vazão volumétrica q na linha de líquido foi considerada constante e igual a 1,17 kg/h, isto é, 0,030 l/min. Nesse caso a queda de pressão (Δp) desejada é função do C_V .

Aplicando um valor de C_V igual a 0,005, equivalente a aproximadamente duas voltas de abertura da válvula, e resolvendo a equação (5), encontra-se o valor de 0,1 bar de queda de pressão. Isso permite a emulação de uma obstrução responsável pela perda de carga equivalente a aproximadamente 20% da pressão de sucção ou 3% da diferença de pressão entre região de alta e baixa pressão do circuito nas condições de ensaio. Com a identificação de obstruções dessa magnitude é possível afirmar que se poderia detectar obstruções de maior intensidade.

Para essa condição, foi prevista a realização de 7 ensaios, totalizando 21 dados para análise, o que é suficiente para a realização das análises estatísticas previstas nos níveis de incerteza trabalhados.

Além da medição das temperaturas antes e depois da válvula, é importante a medição das temperaturas na sucção e na descarga do compressor, no condensador, no evaporador e a do termostato do congelador dos refrigeradores. Medições diretas de potência elétrica e de pressões também devem ser utilizadas nas análises das falhas referentes a esse defeito.

3.4.3 Vazamento interno no compressor

Refrigeradores domésticos são tipicamente equipados com compressores herméticos alternativos acionados por mecanismo biela-manivela. A figura 5 (página 45) ilustra esse mecanismo, onde, além dos componentes biela-manivela e pistão podem ser vistas as válvulas de câmara de compressão. Tais válvulas devem garantir a vedação dos canais de sucção e descarga, de forma independente e automática, durante as etapas de expansão, sucção, compressão e descarga. Essas quatro etapas: expansão, sucção, compressão e descarga são apresentadas na figura 6.

Os pontos B e D indicados na figura 6 (página 46) representam os níveis de pressão que permitem a abertura das válvulas de sucção e descarga, respectivamente. As válvulas abrem e fecham automaticamente pela diferença de pressão entre a câmara de compressão e os canais de sucção e de descarga do compressor. É essencial para a garantia da eficiência do ciclo de compressão que as válvulas de sucção e de descarga mantenham a vedação até os pontos de pressão projetados.

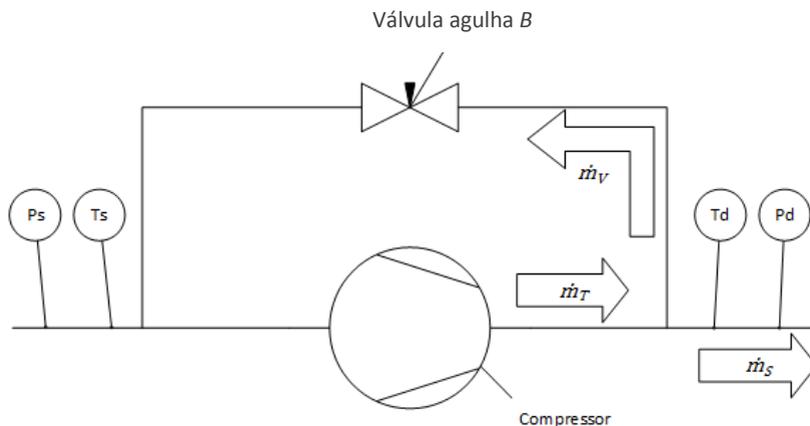
Outro ponto importante, em termos de vazamentos internos no compressor, é a interface entre a parede do cilindro e do pistão. A vedação na região também tem papel importante na garantia da eficiência do ciclo, uma vez que a câmara de sucção tem ligação com a parte inferior do pistão (MORRIESEN; DESCHAMPS, 2011).

É possível identificar, portanto, três pontos críticos onde vazamentos podem afetar a eficiência do compressor: válvula de sucção, válvula de descarga e interface pistão-cilindro. São esses os defeitos que foram emulados neste trabalho.

A vedação desses componentes garante a vazão mássica projetada para o compressor. Vazamentos, tanto nas válvulas quanto na interface pistão-cilindro, podem causar aumento de consumo elétrico, aumento de ruído sonoro, diminuição da vida útil do compressor e da capacidade de refrigeração, entre outros fatores (BALLMANN, 2010; SPRINGER, [S.d.]).

A emulação da queda da vazão mássica no circuito foi realizada instalando uma válvula do tipo agulha entre a linha de descarga e de processo do compressor (válvula B). Dessa forma, como pode ser visto na figura 17, parte da vazão mássica total do compressor (\dot{m}_T) é desviada, chamada aqui de vazão mássica de vazamento (\dot{m}_V), e apenas uma parcela da vazão mássica vai para o sistema (\dot{m}_S).

Figura 17 - Configuração do by-pass para diminuição da vazão mássica do compressor



Legenda:

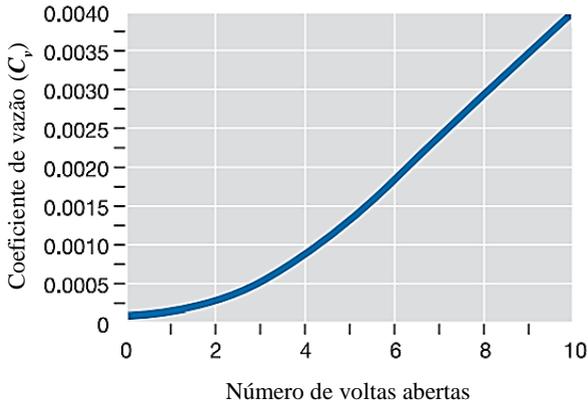
- P_s : Ponto de medição da pressão de sucção
- T_s : Ponto de medição da temperatura de sucção
- P_d : Ponto de medição da pressão de descarga
- T_d : Ponto de medição da temperatura de descarga
- \dot{m}_T : vazão mássica total entregue pelo compressor
- \dot{m}_V : vazão mássica retida pelo vazamento
- \dot{m}_S : vazão mássica entregue ao sistema

Fonte: Autor

Para calcular a intensidade do vazamento emulado, foram utilizadas as especificações do coeficiente de vazão (C_V) da válvula agulha utilizada, modelo SS-SS4 do fabricante Swagelok. Utilizando a equação (6) fornecida pelo fabricante da válvula para o cálculo do seu C_V e utilizando a curva apresentada pela figura 18 é possível correlacionar a abertura da válvula com o fluxo de massa (\dot{m}_V) indicado na figura 17.

Os pontos de medição de temperatura na descarga (T_d) e na sucção (T_s) do compressor e os pontos de medição de pressão de descarga (P_d) e de sucção (P_s) também estão indicados na figura 17.

Figura 18 - Curva característica para válvulas da Série S do fabricante Swagelok



Fonte: Adaptado de (SWAGELOK, 2003)

Na equação (6), o coeficiente de vazão é determinado para valores de entrada de vazão volumétrica (q). Como o fabricante do compressor utilizado fornece o seu valor de vazão mássica, é necessária a conversão desse valor, em uma determinada condição de temperatura e pressão, para seu valor correspondente de vazão volumétrica para o fluido utilizado, o que pode ser feito com a equação (7).

A densidade do isobutano foi especificada na condição de temperatura de condensação de +35 °C e 4 bar de pressão. Nessa condição a densidade do isobutano no estado gasoso é de 9,27 kg/m³ e a densidade do ar igual a 4,78 kg/m³ (SWAGELOK, 2002).

$$C_v = \frac{q}{0,471 \times N_2 \times P_i \times \sqrt{\frac{1}{SG \times T_i}}} \quad (6)$$

Onde:

- C_v : coeficiente de vazão;
- q : vazão volumétrica [l/min];
- P_i : pressão na entrada da válvula (P_d) [bar];
- N_2 : constante igual a 6950;
- SG : densidade relativa (1 para o Ar);
- T_i : temperatura na entrada da válvula (T_d) [K].

$$q = \frac{\dot{m}_V}{\rho_{Fluido}} \times 16,667 \quad [l/mim] \quad (7)$$

Onde:

\dot{m}_V : vazão mássica [kg/h];
 ρ_{Fluido} : massa específica do fluido na condição de teste [kg/m³].

Para a determinação da gravidade específica de fluidos diferentes do ar, utiliza-se a relação de densidades descrita pela equação (8) (Swagelok, Valve Sizing - Technical Bulletin, 2002).

$$SG = \frac{\rho_{Fluido}}{\rho_{Ar}} \quad (8)$$

Onde:

SG : densidade relativa;
 ρ_{Fluido} : massa específica do fluido na condição de teste [kg/m³];
 ρ_{Ar} : massa específica do ar [kg/m³].

A determinação dos valores de \dot{m}_V para as emulações dos vazamentos foi realizada tendo como referência a vazão mássica total do compressor utilizado nos refrigeradores para uma determinada condição de trabalho.

Assim como para a aplicação do defeito de restrição na linha de líquido, a condição de trabalho do compressor utilizada para aplicação do presente defeito foi: temperatura de +35 °C na condensação: -25 °C na evaporação; frequência rotacional de 2000 rpm. Nessa condição de trabalho, a vazão mássica do compressor utilizado é de 1,17 kg/h, com incerteza de ±5%. Esses valores foram retirados do catálogo do fabricante do compressor. A vazão volumétrica do compressor operando a 2000 rpm e temperatura de condensação de +35 °C, utilizando fluido refrigerante R600a, é igual a 2,23 l/min. Aplicando esse valor na equação (7) encontra-se o valor de C_V igual a 0,0040.

Para essa condição o coeficiente de vazão encontrado coincide com o máximo C_v da válvula utilizada. Aplicando (7) em (6) e consultando a curva de correlação da figura 18 é possível aplicar o percentual de vazamento pretendido.

Para os ensaios realizados foi emulado 20% de vazamento interno no compressor. O valor de \dot{m}_V em relação ao valor de \dot{m}_T é dado por:

$$\dot{m}_{V20\%} = 0,2 \times \dot{m}_T \quad (9)$$

Aplicando (9) em (6), obtêm-se o valor de 0,00145 para o coeficiente de vazão da válvula para 20% de vazamento nas condições de funcionamento citadas.

A incerteza do número de voltas da válvula não foi levada em consideração para a determinação do percentual de vazamento, uma vez que as aberturas foram feitas de uma em uma volta e que erros de histerese e resolução foram considerados desprezíveis.

3.5 INSTRUMENTAÇÃO

A presente seção tem como objetivo apresentar a instrumentação utilizada para a medição das grandezas especificadas anteriormente.

Medições diretas e também estimativa de grandezas são realizadas neste trabalho. As grandezas medidas diretamente e seus respectivos pontos de medição em cada refrigerador são expostos na tabela 3 e na figura 19.

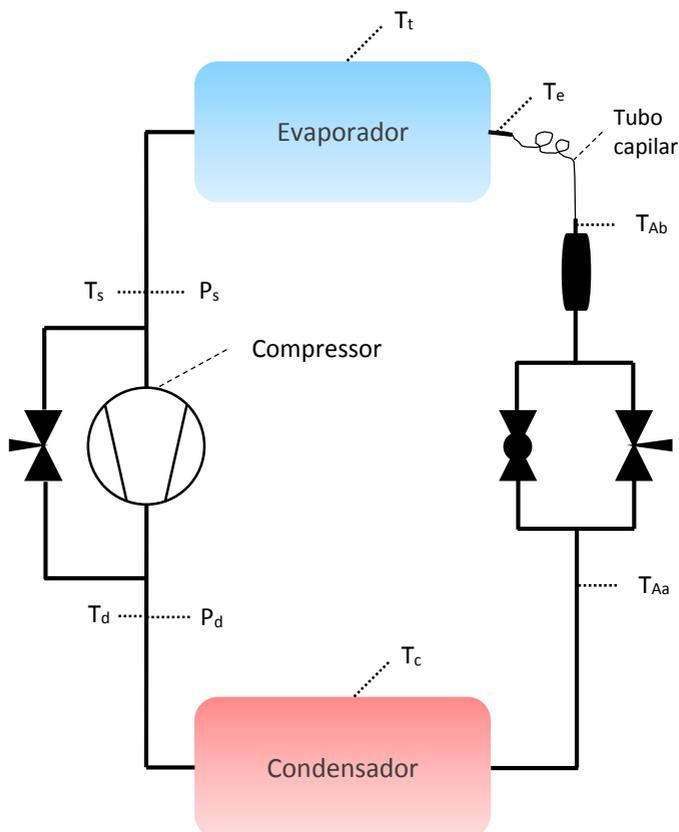
As relações termodinâmicas utilizadas para a estimativa da vazão mássica do sistema e das pressões na saída do condensador são descritas na seção 3.5.2.

Tabela 3 - Grandezas medidas diretamente nos refrigeradores

<i>Grandezas</i>	<i>Pontos de medição</i>	<i>Identificação</i>
<i>Temperatura</i>	Sucção do compressor	T _s
	Descarga do compressor	T _d
	Meio do condensador	T _c
	Antes da válvula agulha	T _{Aa}
	Após do filtro secador	T _{Ab}
	Entrada do evaporador	T _e
	Termostato do congelador	T _t
<i>Pressão</i>	Sucção do compressor	P _s
	Descarga do compressor	P _d
<i>Tensão elétrica</i>	Alimentação elétrica do refrigerador	-
<i>Corrente elétrica</i>	Alimentação elétrica do refrigerador	-

Fonte: Autor.

Figura 19 - Posição da instrumentação no circuito de refrigeração



Fonte: Autor

Não foi aprofundado o estudo relativo às incertezas totais para cada medição, uma vez que essas apresentam valores típicos especificados de ordem de grandeza muito abaixo dos valores das diferenças que são analisadas entre os ensaios realizados. Além disso, o presente trabalho visa validar métodos de aplicação e emulação de defeitos; a análise dos resultados poderia indicar a necessidade de avanços no sentido da diminuição de incertezas relativas à instrumentação utilizada, o que não é visto nos resultados encontrados.

3.5.1 Medições diretas

Nesta subseção é descrita de forma detalhada toda a instrumentação realizada nos três refrigeradores. Todas as descrições dos transdutores e válvulas são feitas para um refrigerador e podem ser expandidas para os outros dois, uma vez que todos seguiram os mesmos procedimentos para a instalação dos transdutores e válvulas.

A escolha das grandezas a medir, para que os defeitos aplicados de forma controlada fossem avaliados e classificados, foi feita a partir de informações apresentadas na revisão bibliográfica.

3.5.1.1 Medição de temperatura

A instrumentação utilizada para a medição das temperaturas nos pontos indicados pela tabela 3 foi:

- termoresistências de platina (classe A) (EXACTA, 2014);
- um multímetro modelo 34972A do fabricante Agilent de 6½ dígitos máxima frequência de aquisição para termoresistências a 4 fios de 60 Hz (AGILENT; KEYSIGHT, 2012);
- três módulos multiplexadores modelo 34901A do fabricante Agilent com 20 canais para medições a 2 fios ou, para medições a 4 fios, 10 canais (AGILENT; KEYSIGHT, 2012);
- software de aquisição e processamento em Labview.

Os transdutores de temperatura foram fixados na parte exterior do circuito de refrigeração dos refrigeradores. Para melhorar a transferência de calor entre a parede da tubulação e os elementos sensores foi utilizada uma pasta térmica própria para esse tipo de aplicação. No sentido de evitar possíveis contatos elétricos entre a parede da tubulação e os termoresistores, foi utilizada uma fita especial com propriedades de transferência de calor e de isolamento elétrico melhores que fitas de propósito geral, comercializada com a denominação de Fita Kapton® (“Kapton Tape”, 2015).

Pelo fato das temperaturas medidas ainda estarem em regime transitório durante as medições, o mensurando é considerado variável, não sendo válida a utilização da raiz quadrada do número de amostras para a diminuição das incertezas de medição.

Os transdutores e os sistemas de aquisição e multiplexação não foram calibrados, dessa forma os erros sistemáticos da instrumentação

não são corrigidos e a incerteza da instrumentação é utilizada na equação da incerteza da medição como uma componente aleatória, a favor da segurança. As análises entre os ensaios são diferenciais, de forma que as medições realizadas apresentam grande correlação, permitindo que erros de ganho e de zero não sejam considerados. A influência da temperatura ambiente sobre as medições foi considerada semelhante para todas as medições.

Assim, foi realizada a análise da incerteza do tipo B para a medição da temperatura, determinada através das especificações dos instrumentos de medição utilizados. A equação (10) apresenta o cálculo da incerteza expandida para a temperatura.

$$U_{(temp.)}^2 = U_{(Pt\ 100)}^2 + U_{(agilent)}^2 \quad (10)$$

Onde:

- $U_{(temp.)}$: incerteza expandida para medição de temperatura;
- $U_{(Pt100)}$: incerteza expandida dos termorresistores;
- $U_{(agilent)}$: incerteza expandida do multímetro.

As incertezas especificadas para os termorresistores para medições a quatro fios (o tipo utilizado neste trabalho) é de $\pm 0,15$ °C (EXACTA, 2014). Para esse tipo de medição, o multímetro utilizado apresenta erro máximo de $\pm 0,06$ °C. Assim, a incerteza atribuída a medição de temperatura é igual a $0,16$ °C.

3.5.1.2 Medição de pressão

Para a medição das pressões de sucção e descarga dos compressores dos refrigeradores estudados foi utilizada a seguinte instrumentação:

- três transdutores de pressão (absolutos), modelo P3MB do fabricante HBM, com princípio de medição por extensometria e faixa de medição de 0 a 10 bar (HBM, [S.d.]);
- três transdutores de pressão (absolutos), modelo P3MB do fabricante HBM, com princípio de medição por extensometria e faixa de medição de 0 a 20 bar (HBM, [S.d.]);
- um módulo de tratamento de sinais SCXI 1520 do fabricante National Instruments para aplicações de extensometria com 8 canais (NATIONAL INSTRUMENTS, 2008);

- uma placa de aquisição de sinais PCIe 6363 do fabricante National Instruments com 32 canais analógicos de 16 bits de resolução e frequência de aquisição máxima de 2 MHz (NATIONAL INSTRUMENTS, 2012b);
- software de aquisição e processamento em Labview.

Para correções de ganho e de zero dos transdutores, estes foram ajustados, através de método comparativo, utilizando o calibrador Druck DPI 620 do fabricante GE (GENERAL ELETRICS, 2008). Foram obtidas curvas de calibração para cada transdutor para a faixa de 0 bar a 8 bar (relativo), com incrementos de 1 bar, totalizando três séries de medições crescentes e decrescentes. A partir da calibração foram compensados os valores de zero e de ganho para cada transdutor diretamente no software de aquisição de dados e controle dos ensaios.

Os resultados do procedimento de ajustes do sistema de medição de pressão são exibidos no Apêndice B.

O monitoramento da frequência rotacional do compressor foi possível através da medição e análise no domínio da frequência da pressão de descarga do compressor (DEMAY, 2008). Esse monitoramento tornou possível justificar o aumento do consumo elétrico e das pressões do sistema após 25 minutos de operação, pois foi verificado que a frequência rotacional inicial do compressor é igual a 2400 rpm, passando para 4200 rpm.

3.5.1.3 Medição de grandezas elétricas

A potência elétrica consumida por um refrigerador é de grande importância para a análise de eficiência do mesmo. Como visto no capítulo 2, o cálculo do COP de um refrigerador depende do valor da potência elétrica consumida.

A instrumentação utilizada para a medição da potência elétrica consumida pelos refrigeradores foi:

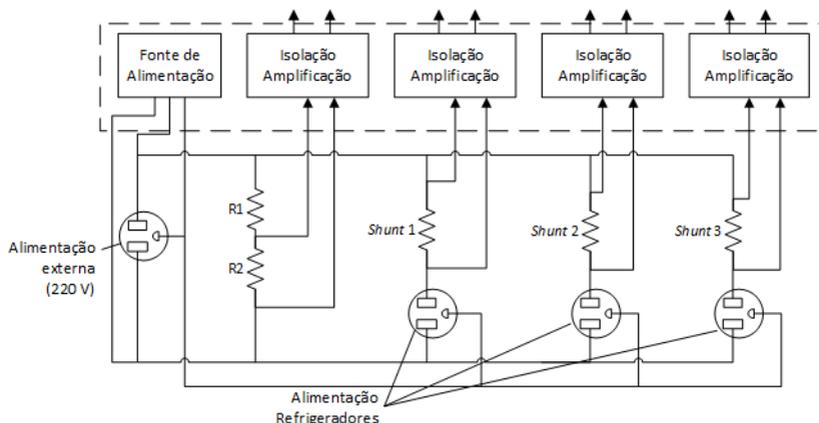
- módulo de tratamento de sinais desenvolvido no âmbito deste trabalho, contendo quatro canais de isolamento e amplificação;
- placa de aquisição de sinais modelo 9215 do fabricante National Instruments com quatro canais com 16 bits de resolução e frequência de aquisição simultânea máxima igual a 100 kHz (NATIONAL INSTRUMENTS, 2012a);
- computador com o programa Labview.

O módulo de tratamento de sinais desenvolvido é constituído por dois módulos distintos: o módulo de transdutores e o módulo de condicionamento dos sinais. A figura 20 apresenta um esquema elétrico simplificado do módulo desenvolvido.

Como transdutor de tensão foi utilizado um divisor de tensão com resistores do fabricante Caddock na seguinte configuração: R1 igual a 10 M Ω e R2 igual a 250 k Ω (CADDOCK, 2004).

Como transdutores de corrente elétrica foram utilizados resistores do fabricante Riedon de 500 m Ω na configuração de resistor *shunt* em série com a alimentação de cada refrigerador (RIEDON, 2008). Essa forma de medição de corrente utiliza o princípio da lei de Ohm, onde a tensão sobre um resistor é igual ao produto de sua resistência característica pela corrente que o atravessa.

Figura 20 - Módulo de tratamento de sinais para cômputo da potência elétrica



Fonte: Autor

Os sinais dos transdutores de tensão e de corrente seguem cada um para um dos quatro circuitos de condicionamento. Esses circuitos são compostos por circuitos integrados, de isolamento e amplificação ISO124 e INA110 (TEXAS INSTRUMENTS, 2005a, b)

O módulo desenvolvido foi ajustado diretamente no sistema medido, utilizando como referência o wattímetro modelo PZ4000 do fabricante Yokogawa. Foram calibrados três níveis de consumo elétrico dos refrigeradores na curva de calibração: sistemas desligados, operante

em frequência rotacional de 2400 rpm e operante em frequência rotacional de 4200 rpm.

Os três canais de corrente e o canal de tensão foram calibrados individualmente, sendo gerada uma curva de ajuste para cada canal do módulo. As correções referentes a erro de zero e de ganho para cada canal foram aplicadas no software de aquisição de dados e controle dos ensaios. Os dados relativos aos ajustes aplicados podem ser vistos no Apêndice C deste trabalho.

3.5.1.4 Medição da massa do fluido refrigerante

A carga de fluido refrigerante realizada nos refrigeradores após modificados seus circuitos de refrigeração e durante os ensaios para carga de fluido fora do valor nominal teve como referência a massa do fluido medida por meio de uma balança.

A balança utilizada apresenta as seguintes características:

- resolução de 0,1 g;
- faixa de medição de 1 kg.

Especificações de erro de ganho, de zero, de repetibilidade, de histerese ou de linearidade não são indicados pelo fabricante. Como os dois primeiros são compensados no processo de medição da massa do fluido (processo diferencial citado em detalhes no Apêndice A) e sendo o erro combinado das três outras fontes de incerteza normalmente muito baixos, a resolução da balança foi considerada como sendo a fonte de incertezas predominante do instrumento de medição em questão.

Como o processo para a determinação da massa do fluido refrigerante inserida nos refrigeradores envolve três medições da massa pela mesma balança, foi considerada a incerteza relativa à resolução nos três casos. A equação (11) exibe a função que determina a massa inserida nos refrigeradores.

$$m_i = (m_{total} - m_{cilindro}) - (m_{residual} - m_{cilindro}) \quad (11)$$

Onde:

- m_i : massa inserida no refrigerador;
 m_{total} : massa total inserida no cilindro de carga;
 $m_{cilindro}$: massa do cilindro de carga;
 $m_{residual}$: massa restante no cilindro após o processo de carga.

Dessa forma, a incerteza da massa inserida nos refrigeradores é determinada a partir da raiz quadrada da soma dos quadrados das incertezas relativas à resolução da balança. Utilizando o fator de abrangência (k) igual a 2, a incerteza expandida para a medição da massa do fluido refrigerante inserida nos refrigeradores é igual a $\pm 0,12$ g.

3.5.2 Medições indiretas

A instrumentação de bancadas, equipamentos e aparatos normalmente envolve custos elevados e em alguns casos acabada por interferir no funcionamento normal do equipamento ou processo estudado. Nesse sentido a busca por meios de medição indireta ou não intrusivos ao sistema é um assunto cada vez mais presente em trabalhos relacionados à instrumentação.

Para duas grandezas físicas analisadas neste trabalho foram utilizadas relações termodinâmicas do fluido refrigerante presente no sistema de refrigeração através de medições de temperatura e pressão (LI, H; BRAUN, 2006; LI, HAORONG, 2006).

3.5.2.1 Vazão mássica

A vazão mássica do compressor foi determinada a partir de um balanço de energia, onde tem-se como entrada a potência elétrica consumida pelo compressor e como saída a soma entre o produto do trabalho realizado (diferença da entalpia de saída e da entalpia de entrada) pela vazão mássica e a perda de calor. A equação (12) apresenta esse balanço de energia com a vazão mássica isolada (LI, HAORONG, 2006).

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_{in} - \dot{Q}}{h_{des} - h_{suc}} \quad (12)$$

Onde:

- \dot{W}_{in} : potência elétrica consumida [W];
 \dot{m} : vazão mássica [kg/s];
 h_{des} : entalpia na descarga do compressor [J/kg];
 h_{suc} : entalpia na sucção do compressor [J/kg];
 \dot{Q} : taxa de calor dissipado pelo compressor [J/kg].

Para determinar as entalpias de sucção e descarga do compressor foram utilizadas as tabelas termodinâmicas do fluido R600a através das bibliotecas do software Refprop para temperatura, pressão e entalpia. Dessa forma, como existem medições diretas das pressões e temperaturas em tais pontos é possível determinar as entalpias nos mesmos.

Os valores das entalpias na sucção e descarga do compressor determinados a partir das medições de pressão e temperatura em tais pontos contém erros desconhecidos. A dificuldade da quantificação de tais erros dá-se principalmente pela dificuldade de determinar o erro nas medições de temperatura relativo à constante de tempo (τ) em regimes transitórios.

Sabe-se que o valor da dissipação de calor dos compressores é variável em transientes, pois a temperatura do corpo ainda não se estabilizou (DUTRA; DESCHAMPS, 2010). A curva de perda de calor com o tempo foi considerada semelhante para todos os ensaios realizados e, portanto, por ter um comportamento sistemático em todos os ensaios, o calor dissipado entre os componentes do compressor e o ambiente foi desprezado nos cálculos para estimativa da vazão mássica.

A potência elétrica consumida pelo compressor é medida diretamente através de instrumentação específica.

3.5.2.2 Pressões na saída do condensador

Para a estimativa da diferença de pressão na linha de líquido dos sistemas analisados, como descrito no Capítulo 4, transdutores de temperatura foram instalados na saída do condensador, mais precisamente antes da válvula agulha ali instalada e depois do filtro secador, como ilustrado na figura 15 (página 61). A indicação de temperatura de tais transdutores foi utilizada para estimar as pressões de saturação do fluido em tais pontos (Li, LI, Haorong. A Decoupling-Based Unified Fault

Detection and Diagnosis Approach for Packaged Air Conditioners. 2004. 304 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de Purdue, 2004). Esses valores foram determinados utilizando o software Refprop – NIST aplicados à equação (13).

$$\Delta p = \text{sat}(T_{Ab}) - \text{sat}(T_{Aa}) \quad (13)$$

Onde:

- Δp : diferença de pressão [bar];
- $\text{sat}(T_{Aa})$: pressão de saturação para T_{Aa} [bar];
- $\text{sat}(T_{Ab})$: pressão de saturação para T_{Ab} [bar].

Sabe-se, entretanto, que os projetos de condensadores para refrigeradores domésticos buscam impedir que o fluido se encontre em estado saturado na saída dos mesmos. Dessa forma, o fluido à temperatura T_{Aa} normalmente não se encontra em estado saturado, mas em estado subresfriado. Da mesma forma, caso não haja queda de pressão entre os pontos de medição das temperaturas T_{Aa} e T_{Ab} , a temperatura no ponto ‘Ab’ indicará um valor muito próximo da temperatura no ponto ‘Aa’, e também representa o fluido em seu estado subresfriado.

Entretanto, caso haja queda de pressão entre os dois pontos, suficiente para evaporar alguma parte do fluido (o que só ocorrerá em caso de obstrução entre eles), este entrará na região saturada e poderá ser percebida diferença entre as temperaturas medidas.

4 RESULTADOS ALCANÇADOS

Por se tratar de um trabalho experimental e não de cunho puramente teórico, a análise dos dados obtidos torna-se parte essencial da conclusão do mesmo.

São apresentados neste capítulo, os resultados dos ensaios que foram descritos anteriormente no capítulo 3. Além disso, são realizadas análises dos comportamentos apresentados pelas grandezas monitoradas nos experimentos. Fatores ambientais presentes e influentes nos resultados também são discutidos.

São analisadas as correlações entre as variações dos valores médios das grandezas monitoradas e cada defeito aplicado ou emulado, com o objetivo de identificar quais delas apresentam maiores potenciais para caracterização de sistemas de refrigeração defeituosos. A partir da análise dos resultados obtidos, são avaliados os métodos utilizados na emulação de defeitos.

4.1 OSCILAÇÕES DA TEMPERATURA AMBIENTE E SUAS CONSEQUÊNCIAS

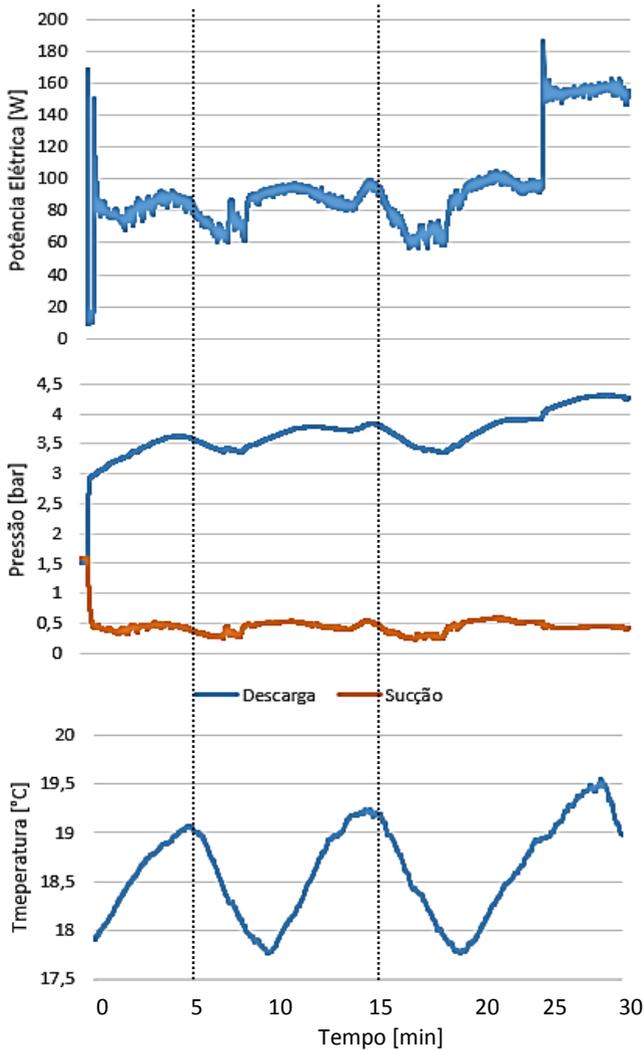
Os valores de potência elétrica lidos nos ensaios realizados para determinação dos procedimentos dos experimentos e nos ensaios para a caracterização do comportamento típico dos refrigeradores mostraram-se instáveis em alguns ensaios.

Da mesma forma, em alguns ensaios de emulação de defeitos, as curvas de potência elétrica e das pressões de descarga e de sucção dos refrigeradores apresentaram oscilações de baixa frequência e grandes amplitudes.

A temperatura ambiente do laboratório foi monitorada durante dois dias, para a investigação de suas variações. Foram identificadas, de fato, oscilações na temperatura ambiente do laboratório.

Assim, foram realizados ensaios em sala climatizada para avaliar isoladamente os efeitos da temperatura ambiente sobre as grandezas dos refrigeradores. Nesses ensaios, o sistema de condicionamento de ar foi configurado para manter a temperatura a 17 °C. As curvas podem ser vistas na figura 21.

Figura 21 - Ensaio preliminar na sala climatizada do laboratório com a atuação do sistema de ar condicionado¹

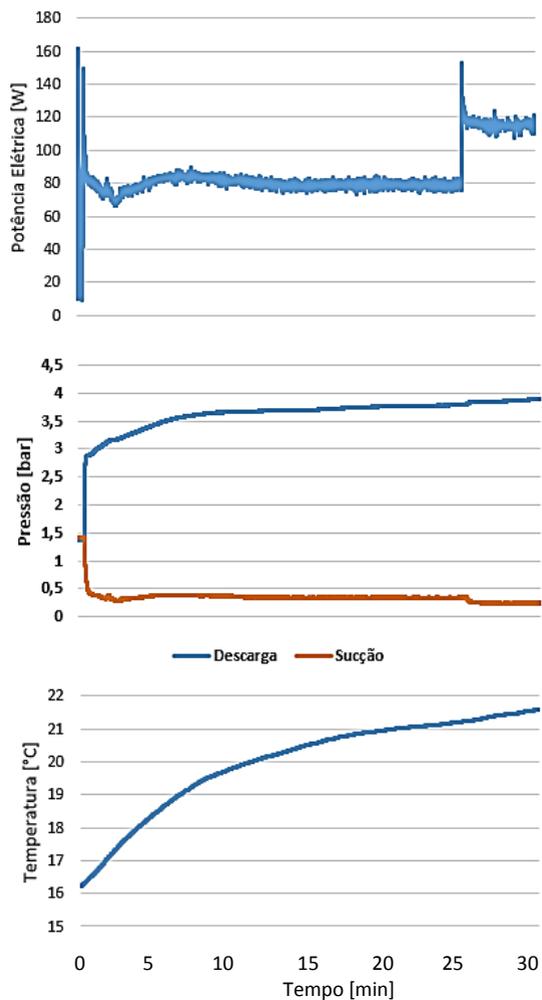


Fonte: Autor

¹ Todas as curvas são relativas ao mesmo refrigerador, medidas simultaneamente.

Verificou-se também a situação na qual a temperatura ambiente e dos refrigeradores (mantendo suas portas abertas) foram estabilizadas antes do ensaio e o controle de temperatura desligado durante sua execução. Os resultados desse ensaio são apresentados na figura 22.

Figura 22 - Ensaio preliminar na sala climatizada do laboratório sem a atuação do sistema de condicionamento de ar



Fonte: Autor

A visível melhora da estabilidade dos sinais monitorados no ensaio com o condicionamento de ar desligado levou à decisão pela realização de ensaios apenas nessa condição na sala climatizada.

A alternativa para a execução de ensaios no laboratório sem controle das condições ambientais, ou até mesmo em chão de fábrica, sob os efeitos das variações de temperatura, foi a utilização de uma equação de correção para os sinais de potência elétrica consumida, determinada de forma empírica através da observação das correlações entre as curvas de potência e pressões.

Como visto na figura 21, oscilações de temperatura afetam de forma correlacionada as pressões e a potência elétrica consumida pelos refrigeradores. Trata-se de um efeito intrínseco a sistemas de refrigeração, onde a temperatura de condensação, a qual é afetada pela temperatura ambiente, afeta diretamente a pressão de descarga, alterando a potência elétrica consumida.

Neste trabalho, a temperatura ambiente para o início dos ensaios foi, quando possível, controlada. Todavia, na linha de produção dos refrigeradores estudados a temperatura ambiente não é controlada, o que torna as suas oscilações algo que deve ser levado em consideração.

Observando a correlação entre as pressões de descarga e de sucção e a potência consumida pelo compressor, chegou-se a uma equação que atenua os efeitos das oscilações da temperatura ambiente sobre a potência elétrica medida (14).

$$\dot{W}_C = \frac{\dot{W}}{\frac{\mu_{Pd}}{\mu_{Ps}} \times \sqrt{\frac{P_s}{P_d}}} \quad (14)$$

Onde:

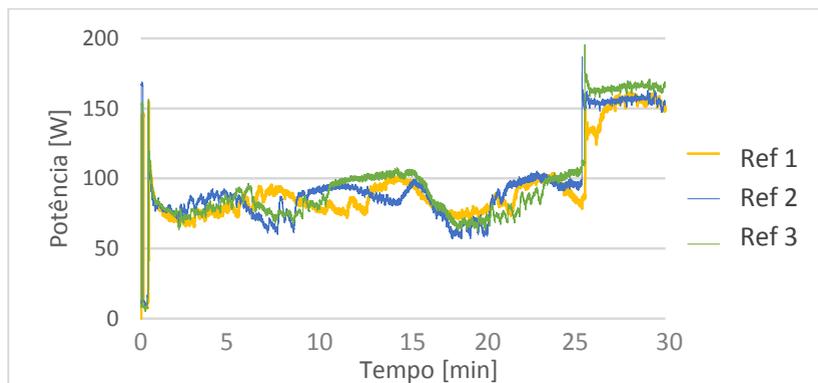
- \dot{W}_C : potência corrigida instantânea;
- \dot{W} : potência elétrica instantânea;
- μ_{Pd} : média da pressão de descarga¹;
- μ_{Ps} : média da pressão de sucção¹;
- P_d : pressão de descarga instantânea;
- P_s : pressão de sucção instantânea.

¹ Relativa a uma janela de dez minutos a partir dos dez minutos de ensaio

A figura 23 expõe diversas medições de potência elétrica consumida pelos refrigeradores durante ensaios afetados por oscilações na temperatura ambiente do laboratório.

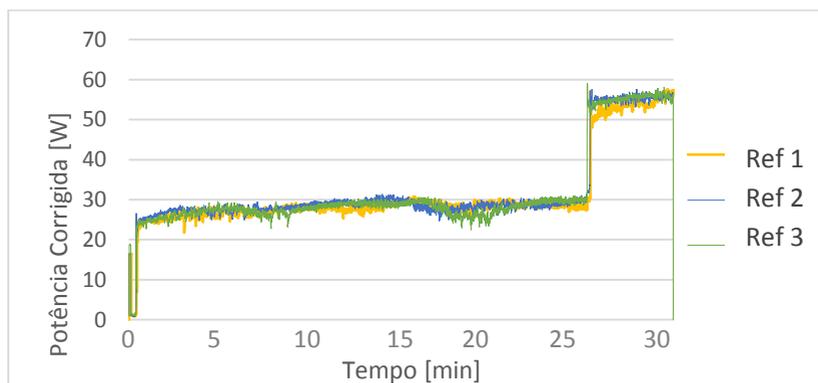
Submetendo os valores medidos e apresentados na figura 23 à equação (14), as oscilações são atenuadas, melhorando, dessa forma, a qualidade do sinal analisado. Os resultados podem ser vistos na figura 24.

Figura 23 - Potências elétricas medidas sob efeito de variações de temperatura



Fonte: Autor

Figura 24 - Potência corrigida



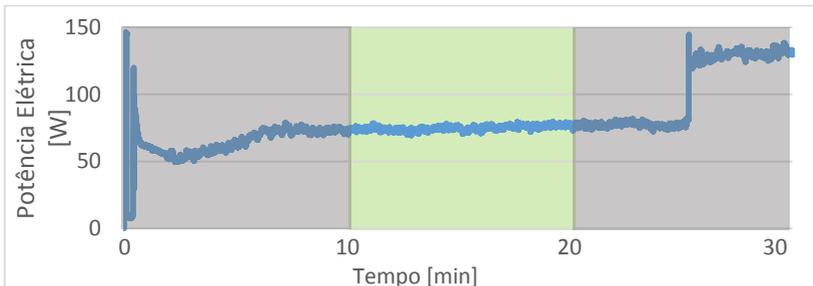
Fonte: Autor

4.2 AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS

As avaliações feitas sobre os dados obtidos nos ensaios tiveram como objetivo principal a identificação de grandezas potencialmente capazes de caracterizar sistemas de refrigeração defeituosos. Também são avaliados os métodos de emulação e aplicação de defeitos.

Todos os valores dos resultados apresentados neste capítulo são referentes às médias de cada grandeza para cada ensaio para uma janela dos dez aos vinte minutos de ensaio (com exceção do valor da queda de temperatura no congelador¹), como ilustrado na figura 25, a qual apresenta a curva de potência elétrica consumida para um dos ensaios realizados.

Figura 25 - Janela de dados utilizados para o cálculo da média das grandezas analisadas



Fonte: Autor.

Os resultados são apresentados em subseções específicas para cada defeito emulado ou aplicado sobre os refrigeradores.

A fim de apresentar conclusões com base numérica acerca dos resultados obtidos, e não apenas de forma qualitativa, são realizados testes de hipótese. Estes testes são realizados para amostras de cada refrigerador, individualmente, para cada grandeza medida antes e depois das aplicações ou emulações dos defeitos.

A razão para a análise individual se dá pela grande dispersão dos resultados para amostras envolvendo os três refrigeradores. Os possíveis efeitos causadores dessas grandes dispersões, alguns de origem aleatória e outros com padrões sistemáticos, são discutidos para cada defeito analisado.

¹ Para essa grandeza o valor medido representa a diferença entre a temperatura medida após 15 minutos de operação do refrigerador, e sua temperatura inicial no compartimento do congelador.

Os resultados dos testes de hipóteses, contudo, não podem ser utilizados para afirmar a capacidade de cada grandeza para a caracterização de refrigeradores defeituosos frente a uma população de refrigeradores saudáveis. Eles indicam, todavia, a sensibilidade de cada grandeza frente a defeitos presentes em cada refrigerador.

Os resultados são referentes, portanto, apenas aos efeitos da emulação ou aplicação dos defeitos sobre o funcionamento de cada refrigerador de forma independente.

Neste capítulo, as tabelas com os resultados dos testes de hipótese exibem apenas os resultados da aceitação ou rejeição das hipóteses nulas. Valores numéricos são apresentados no Apêndice D deste trabalho.

Para cada grandeza é apresentado um gráfico com os resultados das medições para antes e depois da emulação dos defeitos. Tais dados são ordenados, em cada condição de ensaio, em ordem crescente, de acordo com a temperatura ambiente inicial do ensaio. Seguido deste gráfico, para cada grandeza, são apresentadas as dispersões dos resultados através de curvas normais corrigidas com o valor do coeficiente de Student para 2 graus de liberdade. As curvas, entretanto, não representam de forma fiel as distribuições, uma vez que não há dados suficientes para isso. Elas são desenhadas com base na média e no desvio padrão das amostras, no intuito de evidenciar as zonas de sobreposição das distribuições.

É importante frisar que são utilizados apenas os resultados dos testes de hipótese para as conclusões acerca da capacidade de cada grandeza para a caracterização de sistemas defeituosos.

4.2.1 Obstrução da linha de líquido

Nesta subseção são apresentados os resultados obtidos com a emulação da obstrução da linha de líquido dos refrigeradores. Para cada grandeza monitorada são apresentados gráficos, onde os valores médios para a condição de operação saudável e os valores médios para a condição de operação emulada são comparados.

Para a avaliação dos efeitos da obstrução na linha de líquido dos refrigeradores, foram realizados seis ensaios em condições de não obstrução e seis ensaios em condição de obstrução para cada amostra.

As grandezas que são avaliadas para este defeito são:

- potência elétrica;

- potência corrigida (equação (14));
- pressão de sucção;
- pressão de descarga;
- diferença de pressão na linha de líquido¹;
- temperatura no termostato do congelador;
- queda de temperatura no interior do congelador.

As condições iniciais de temperatura no interior dos refrigeradores para cada ensaio são apresentadas na tabela 4, a qual é ordenada pela temperatura inicial do refrigerador 1. Os valores das cargas de fluido refrigerante de referência para os ensaios de restrição de linha de líquido são indicados na tabela 5.

Para estes ensaios, como descrito no capítulo 3, a válvula agulha utilizada para a aplicação da obstrução da linha de líquido sofreu uma abertura de duas voltas.

Tabela 4 – Temperaturas iniciais para ensaios de obstrução da linha de líquido

<i>Ensaio</i>	<i>Refrigerador 1</i>	<i>Refrigerador 2</i>	<i>Refrigerador 3</i>
1	(22,4 ±0,2) °C	(22,1 ±0,2) °C	(22,3 ±0,2) °C
2	(22,7 ±0,2) °C	(21,9 ±0,2) °C	(21,9 ±0,2) °C
3	(22,7 ±0,2) °C	(22,1 ±0,2) °C	(22,2 ±0,2) °C
4	(23,1 ±0,2) °C	(23,0 ±0,2) °C	(23,1 ±0,2) °C
5	(24,1 ±0,2) °C	(23,5 ±0,2) °C	(23,7 ±0,2) °C
6	(24,2 ±0,2) °C	(23,6 ±0,2) °C	(23,8 ±0,2) °C
7	(23,2 ±0,2) °C	(22,9 ±0,2) °C	(23,0 ±0,2) °C
8	(23,3 ±0,2) °C	(23,2 ±0,2) °C	(23,2 ±0,2) °C
9	(23,5 ±0,2) °C	(23,4 ±0,2) °C	(23,3 ±0,2) °C
10	(23,7 ±0,2) °C	(23,3 ±0,2) °C	(23,2 ±0,2) °C
11	(24,5 ±0,2) °C	(24,4 ±0,2) °C	(24,3 ±0,2) °C
12	(24,7 ±0,2) °C	(24,6 ±0,2) °C	(24,4 ±0,2) °C

Fonte: Autor

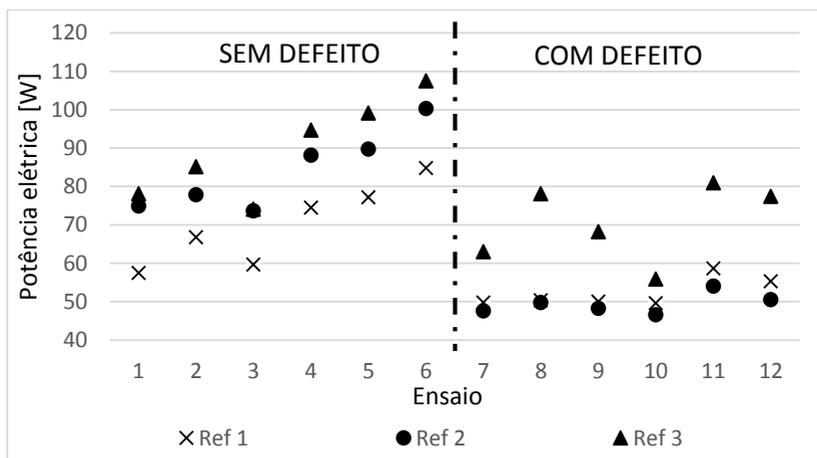
¹ Utilizando o método de medição indireta de pressões apresentado na seção 3.5.2 do capítulo 3.

Tabela 5 - Cargas de fluido refrigerante

Refrigerador	1	2	3
Carga de fluido refrigerante	$(40,70 \pm 0,12)$ g	$(40,20 \pm 0,12)$ g	$(40,40 \pm 0,12)$ g

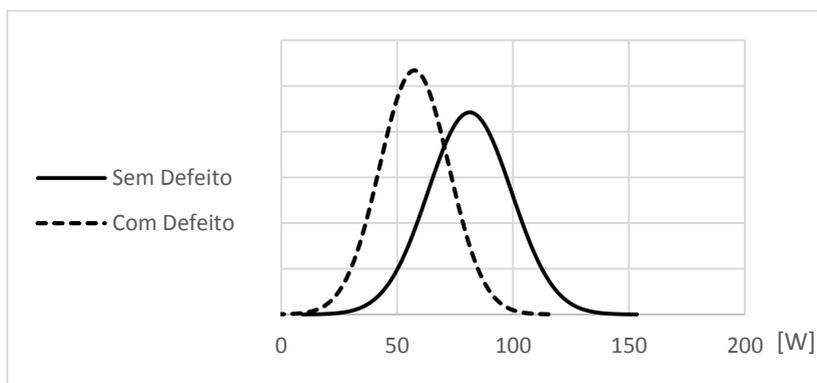
Fonte: Autor

Figura 26 - Obstrução da linha de líquido - Potência elétrica



Fonte: Autor.

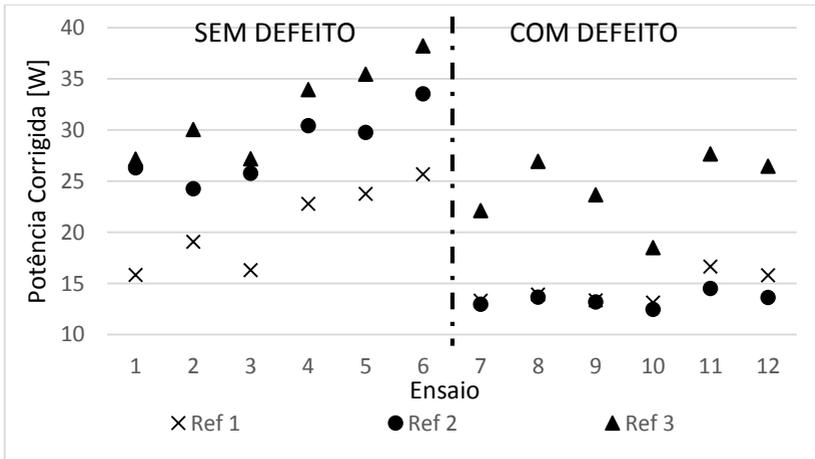
Figura 27 - Obstrução da linha de líquido - Potência elétrica - Distribuições t



Fonte: Autor.

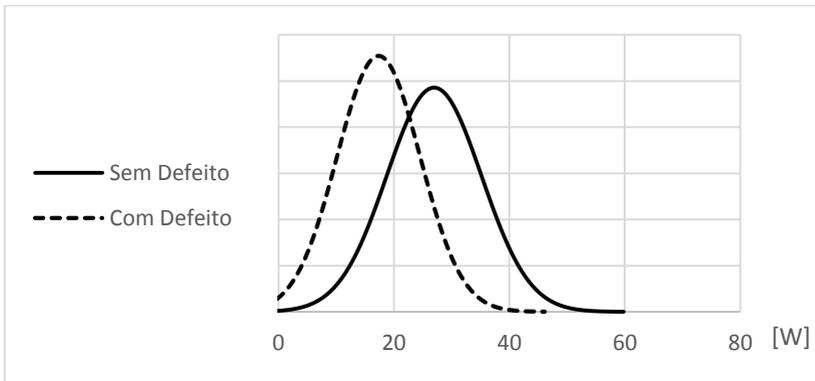
A grande dispersão dos valores de potência elétrica para os ensaios sem defeitos, apresentada pela figura 27, ocorre por dois motivos: diferença sistemática entre o consumo dos refrigeradores; variações de consumo decorrentes de variações na temperatura ambiente. Observando a figura 26 e a tabela 4 é possível identificar uma correlação entre os valores das temperaturas iniciais dos ensaios e os valores médios de consumo para os mesmos. Nos ensaios 2, 5 e 6, há o aumento da temperatura, assim como há o aumento da potência consumida nestes.

Figura 28- Obstrução da linha de líquido - Potência corrigida



Fonte: Autor.

Figura 29 - Obstrução da linha de líquido - Potência corrigida - Distribuições t



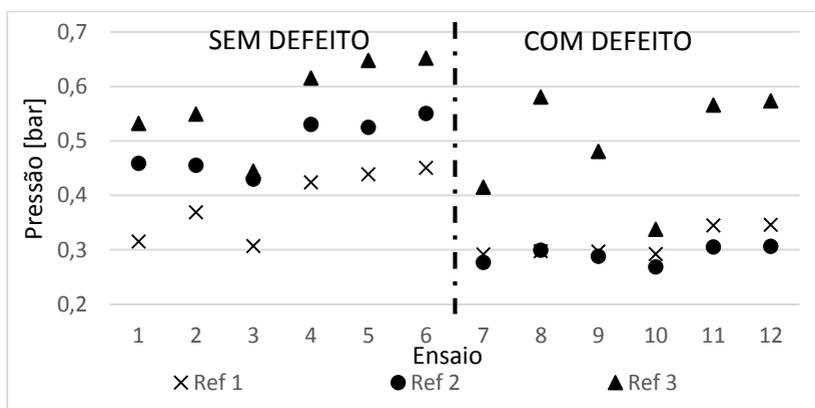
Fonte: Autor.

Nos ensaios com defeito os efeitos de temperatura também podem ser identificados, mas para esses houve menores variações. O fator determinante para a grande dispersão de valores foi a diferença entre o comportamento do refrigerador 3 em comparação com os outros dois.

A análise da potência elétrica corrigida é muito semelhante à análise para a potência sem correções.

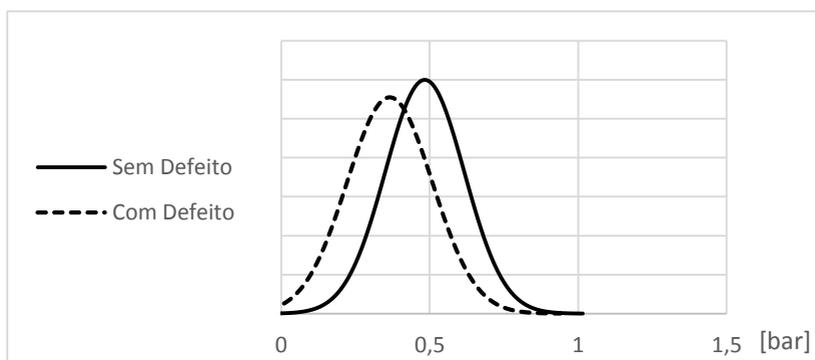
Com relação à pressão de sucção, a figura 30 mostra que a temperatura do ambiente dos ensaios também influenciou a dispersão dos resultados para os ensaios sem defeitos. Porém, neste caso as diferenças sistemáticas entre os refrigeradores apresentaram maior influência sobre a dispersão dos resultados.

Figura 30 - Obstrução da linha de líquido - Pressão de sucção



Fonte: Autor.

Figura 31 - Obstrução da linha de líquido - Pressão de Sucção - Distribuições t



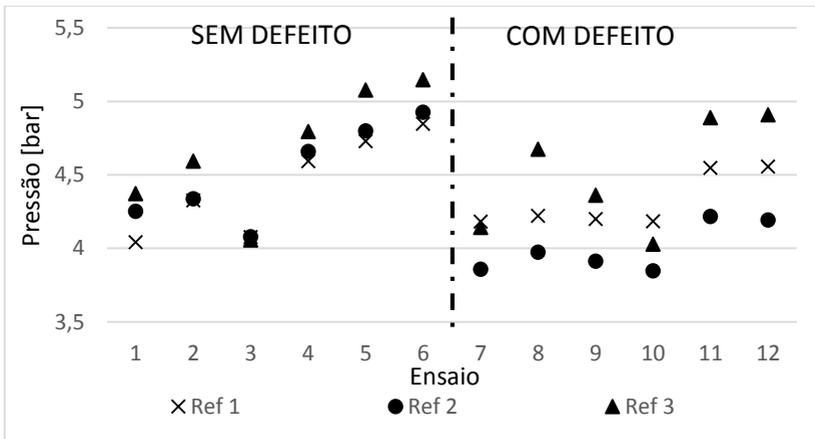
Fonte: Autor.

Da mesma maneira, a diferença entre os valores do refrigerador 3, em relação aos outros dois, foi predominante para o aumento do desvio padrão entre os resultados.

As distribuições normais para esses ensaios são apresentadas na figura 31.

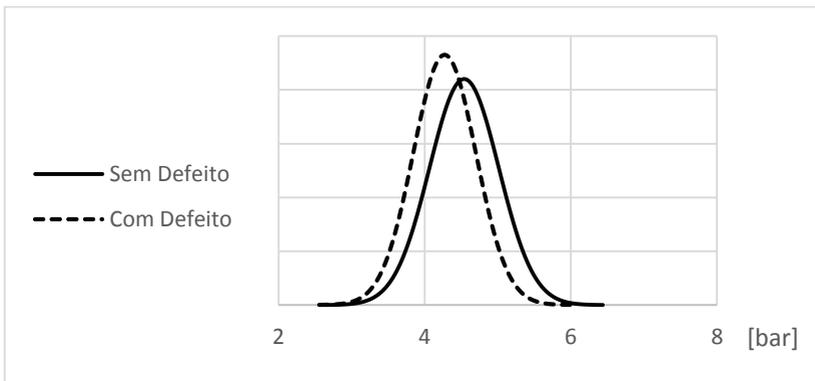
O gráfico da figura 32 mostra que a pressão de descarga sofreu grande influência da temperatura ambiente dos ensaios. Houve, para essa grandeza, menor diferença entre os valores obtidos para o refrigerador 3 em relação aos outros.

Figura 32 - Obstrução da linha de líquido - Pressão de descarga



Fonte: Autor.

Figura 33 - Obstrução da linha de líquido - Pressão de descarga - Distribuições t

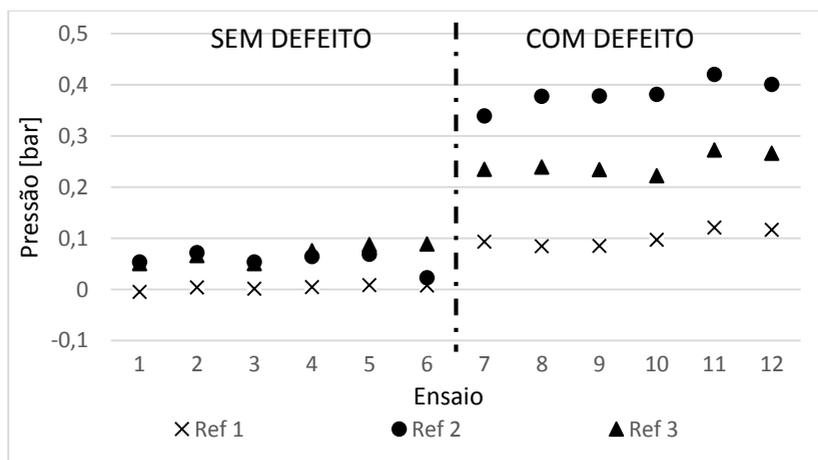


Fonte: Autor.

A figura 34 expõe os resultados obtidos para a diferença de pressão antes e depois da válvula utilizada para emulação da obstrução da linha de líquido. É visto que a temperatura ambiente dos ensaios não afetou os resultados de forma significativa.

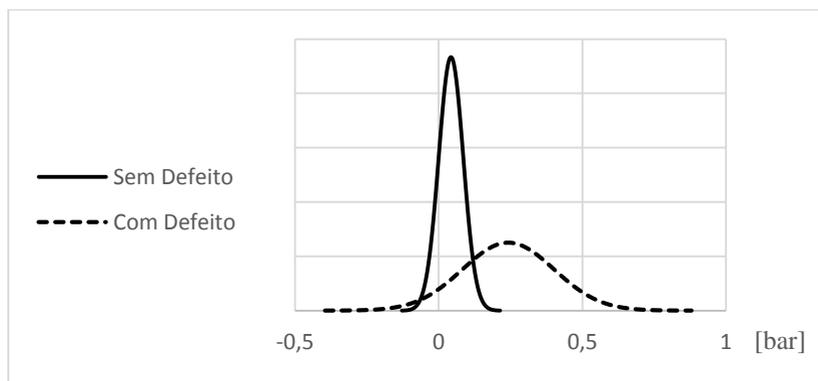
Para os valores obtidos após a emulação do defeito, é visto que cada refrigerador apresenta valores estáveis entre os ensaios, porém em níveis diferentes. O efeito disso sobre a distribuição da amostra pode ser visto na figura 35.

Figura 34 - Obstrução da linha de líquido - Diferença de pressão



Fonte: Autor.

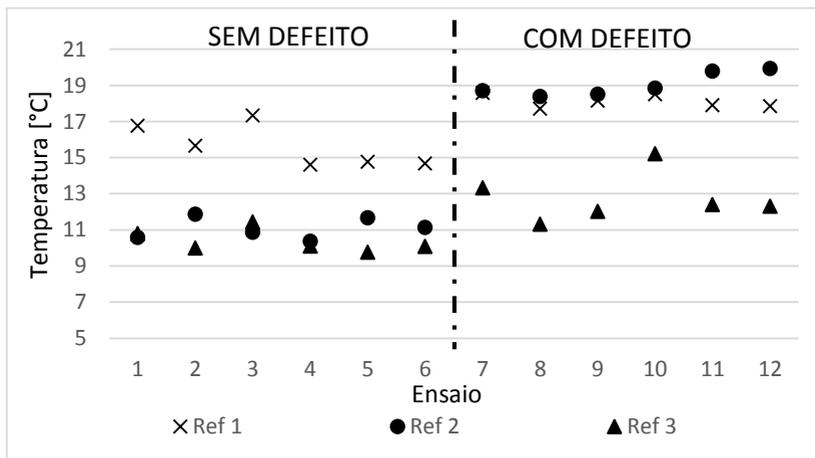
Figura 35 - Obstrução da linha de líquido - Diferença de pressão na linha de líquido - Distribuições t



Fonte: Autor.

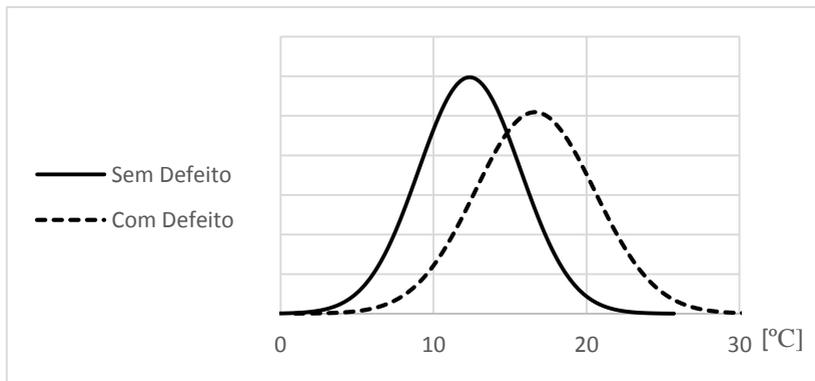
Na figura 36 são exibidos os resultados das medições de temperatura no termostato do congelador dos refrigeradores. É visto que em média a temperatura do congelador não atingiu os mesmos valores após a emulação da obstrução da linha de líquido. Entretanto, devido a comportamentos muito distintos entre os três refrigeradores, as distribuições apresentaram altos desvios padrão, razão que prejudicou a análise dos resultados.

Figura 36 - Obstrução da linha de líquido - Temperatura no termostato do congelador



Fonte: Autor.

Figura 37 - Obstrução na linha de líquido - Temperatura no termostato do congelador - Distribuições t

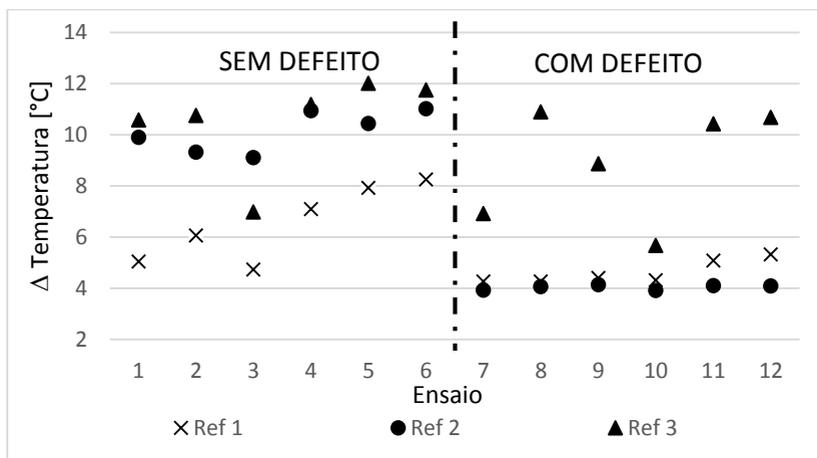


Fonte: Autor

Na figura 37 pode ser vista a grande área de sobreposição das curvas de distribuição das amostras.

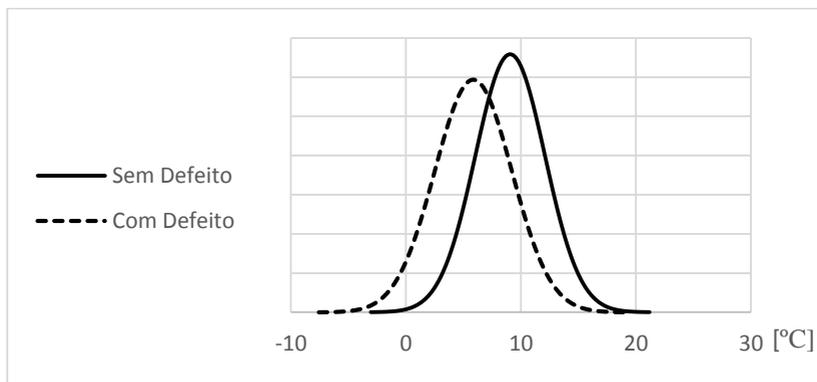
As figuras 38 e 39 exibem os resultados para a queda de temperatura no interior do congelador dos refrigeradores para os 15 primeiros minutos de operação dos mesmos.

Figura 38 - Obstrução da linha de líquido - Queda de temperatura no congelador



Fonte: Autor.

Figura 39 - Obstrução na linha de líquido - Queda de temperatura no congelador - Distribuições t



Fonte: Autor.

Novamente o refrigerador 3 mostrou um comportamento fora do padrão apresentado pelos outros dois, porém, seguindo o mesmo

comportamento apresentado para a maioria das outras grandezas analisadas.

Esse fato prejudicou, novamente, a repetibilidade da amostra, a qual pode ser vista na figura das distribuições t .

A partir da análise dos gráficos das dispersões, é visto que existe uma diferença entre os resultados obtidos para cada refrigerador, tanto antes, quanto depois da emulação da obstrução na linha de líquido. Além disso, é possível perceber uma correlação dessa diferença entre os resultados em cada uma das grandezas monitoradas, o que sugere que tais variações não têm origem aleatória.

Para os valores obtidos nos ensaios sem defeito emulado, é visto que o refrigerador 1 apresenta resultados de consumo elétrico menor do que os outros dois refrigeradores. Também é vista uma queda menor na temperatura do congelador desse refrigerador e pressão de sucção abaixo da obtida nos outros refrigeradores. Esse comportamento leva a crer que, no processo de instrumentação do refrigerador 1, alguma característica sua de funcionamento foi alterada. Pode ter havido contaminação do circuito no processo de brasagem ou má realização de vácuo, por exemplo.

A divergência entre os resultados obtidos para cada refrigerador após a emulação da obstrução pode ser explicada pela diferença dos níveis de defeito emulados em cada refrigerador, de forma a termos, portanto, três níveis de defeito sendo analisados. Observando os resultados para a queda de pressão estimada na linha de líquido, isso é evidenciado, pois três níveis diferentes de queda de pressão são estimados após a emulação das obstruções.

Além disso, os efeitos de variação de temperatura e fluxo de ar no ambiente do laboratório podem afetar de forma desigual cada refrigerador. Dessa forma, o fluido no final do condensador pode apresentar diferentes características para cada um deles. Isso implica diferentes comportamentos relativos à expansão do fluido após a passagem pelo tubo capilar.

As diferenças apresentadas implicam impossibilidade de análises acerca da população de refrigeradores, uma vez que a grande dispersão resulta em incertezas muito grandes (intensificados pelo baixo número de amostras).

A tabela 6 apresenta os resultados para os testes de hipóteses, realizados com intervalo de confiança de 95%, para as sete grandezas de interesse desse defeito. Foi utilizado o teste do tipo t para duas amostras, seguindo a equação apresentada no Apêndice D deste trabalho, onde

também são expostos valores das médias e desvios padrão para cada caso e dos resultados dos testes de hipótese realizados. As hipóteses e os resultados dos testes realizados são mostrados abaixo:

$$H_0: \bar{X}_1 - \bar{X}_2 = 0$$

$$H_1: \bar{X}_1 - \bar{X}_2 \neq 0$$

Onde:

H_0 : hipótese nula;

H_1 : hipótese alternativa;

\bar{X}_1 : média da amostra sem defeito;

\bar{X}_2 : média da amostra com defeito.

Tabela 6 - Resultados dos testes de hipótese para ensaios de obstrução da linha de líquido

<i>Grandeza analisada</i>	<i>Refrigerador 1</i>	<i>Refrigerador 2</i>	<i>Refrigerador 3</i>
<i>Potência Elétrica</i>	H_0 Aceita	H_0 Rejeitada	H_0 Aceita
<i>Potência Corrigida</i>	H_0 Aceita	H_0 Rejeitada	H_0 Aceita
<i>Pressão de Sucção</i>	H_0 Aceita	H_0 Rejeitada	H_0 Aceita
<i>Pressão de Descarga</i>	H_0 Aceita	H_0 Aceita	H_0 Aceita
<i>Diferença de pressão</i>	H_0 Rejeitada	H_0 Rejeitada	H_0 Rejeitada
<i>Temperatura no termostato</i>	H_0 Aceita	H_0 Rejeitada	H_0 Rejeitada
<i>Queda de temperatura</i>	H_0 Aceita	H_0 Rejeitada	H_0 Aceita

Fonte: Autor.

Os resultados dos testes de hipótese apresentados na tabela 6 comprovam que a utilização de medições indiretas de pressão da saída do condensador tem grande potencial para a detecção de obstruções nessa

região do circuito de refrigeração. Todavia, para o refrigerador 2 quase a totalidade das grandezas medidas indicaram falha no sistema, sugerindo que a obstrução foi emulada de forma mais acentuada para ele. Assim, podem ser melhor exploradas formas de emulação mais controlada da obstrução na linha de líquido dos circuitos.

4.2.2 Vazamentos internos ao compressor

Nesta subseção são apresentadas as curvas das médias de cada grandeza monitorada para diferentes condições de ensaio onde foi emulado o defeito de vazamentos internos do compressor.

Acompanhando os dados ilustrados pelos gráficos são feitos comentários breves a respeito das particularidades dos resultados obtidos.

Para a avaliação dos efeitos da emulação dos vazamentos internos ao compressor, foram realizados seis ensaios em condições sem vazamentos emulados e nove ensaios em condição de emulação.

As grandezas avaliadas para este defeito são:

- potência elétrica;
- potência corrigida (equação (14));
- pressão de sucção;
- pressão de descarga;
- vazão mássica estimada¹;
- temperatura no termostato do congelador;
- queda de temperatura no interior do congelador.

As condições iniciais de temperaturas para os ensaios são apresentadas na tabela 7.

Os valores das cargas de fluido refrigerante para os ensaios de vazamentos internos ao compressor são indicados na tabela 8.

O nível de abertura da válvula de *by-pass* instalada entre a tubulação de processo e de descarga do compressor foi o mesmo para os três refrigeradores em todos os ensaios realizados. A abertura das válvulas foi de 6 voltas, o que corresponde a uma perda de carga de aproximadamente 20% da pressão de sucção.

¹ Utilizando o método de medição indireta de pressões apresentado na seção 3.5.2 do capítulo 3.

Tabela 7 - Condições iniciais para ensaios de vazamentos internos do compressor

<i>Ensaio</i>	<i>Refrigerador 1</i>	<i>Refrigerador 2</i>	<i>Refrigerador 3</i>
1	(22,4 ±0,2) °C	(22,1 ±0,2) °C	(22,3 ±0,2) °C
2	(22,7 ±0,2) °C	(21,9 ±0,2) °C	(21,9 ±0,2) °C
3	(22,7 ±0,2) °C	(22,1 ±0,2) °C	(22,2 ±0,2) °C
4	(23,1 ±0,2) °C	(23,0 ±0,2) °C	(23,1 ±0,2) °C
5	(24,1 ±0,2) °C	(23,5 ±0,2) °C	(23,7 ±0,2) °C
6	(24,2 ±0,2) °C	(23,6 ±0,2) °C	(23,8 ±0,2) °C
7	(21,7 ±0,2) °C	(21,4 ±0,2) °C	(21,3 ±0,2) °C
8	(22,7 ±0,2) °C	(22,4 ±0,2) °C	(22,3 ±0,2) °C
9	(23,5 ±0,2) °C	(23,3 ±0,2) °C	(23,3 ±0,2) °C
10	(23,6 ±0,2) °C	(23,3 ±0,2) °C	(23,4 ±0,2) °C
11	(23,6 ±0,2) °C	(23,4 ±0,2) °C	(23,4 ±0,2) °C
12	(23,7 ±0,2) °C	(23,4 ±0,2) °C	(23,5 ±0,2) °C
13	(23,8 ±0,2) °C	(23,6 ±0,2) °C	(23,6 ±0,2) °C
14	(23,8 ±0,2) °C	(23,5 ±0,2) °C	(23,5 ±0,2) °C
15	(24,5 ±0,2) °C	(24,5 ±0,2) °C	(24,4 ±0,2) °C

Fonte: Autor

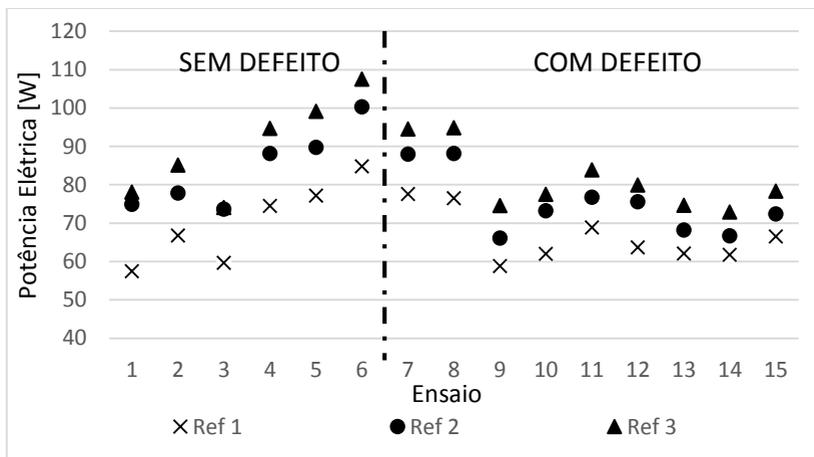
Tabela 8 - Cargas de fluido refrigerante

<i>Refrigerador</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>
<i>Valor da carga de fluido refrigerante</i>	40,70 ± 0,12 g	40,20 ± 0,12 g	40,40 ± 0,12 g

Fonte: Autor

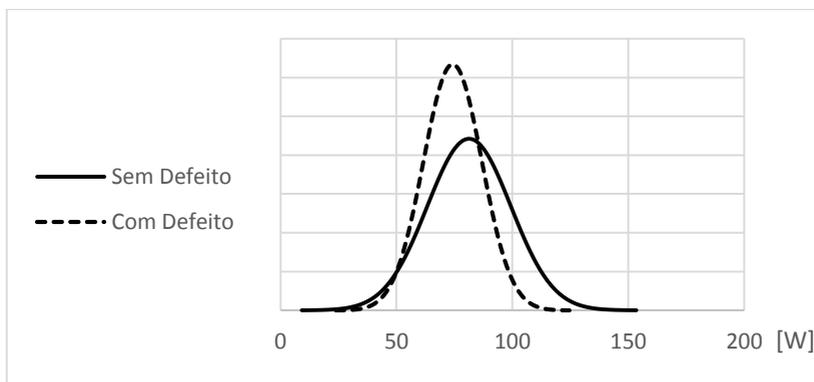
A figura 40 mostra que as variações de potência apresentadas nos três refrigeradores ocorrem de forma similar entre cada um, tanto antes quanto depois da aplicação do defeito. Não se observa, porém, variação significativa na média da potência para ensaios realizados com ou sem defeito.

Figura 40 - Vazamentos internos ao compressor - Potência elétrica consumida



Fonte: Autor.

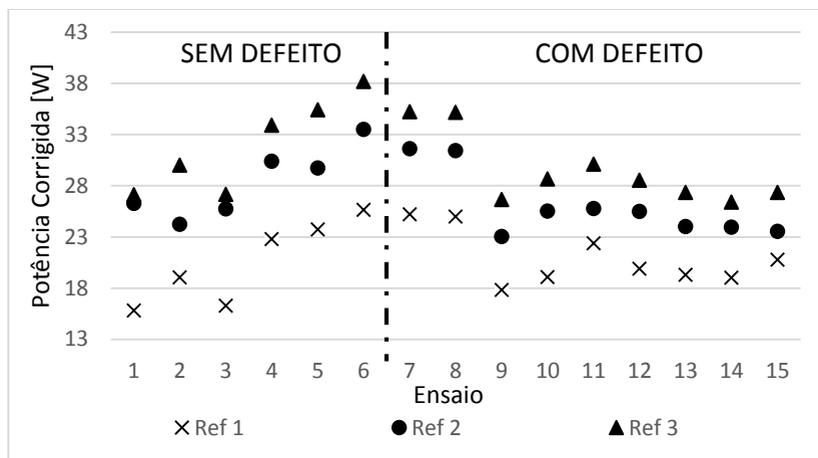
Figura 41 - Vazamentos internos ao compressor - Potência elétrica consumida - Distribuições t



Fonte: Autor.

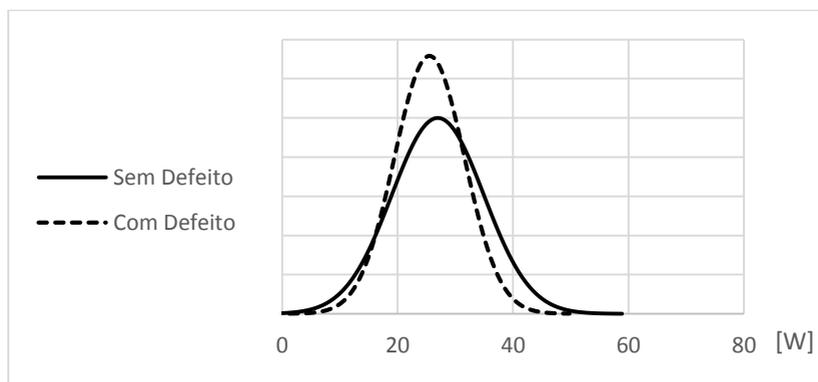
As médias da potência corrigida para cada refrigerador através da equação (14), para cada ensaio, são exibidas na figura 42. Nota-se que não houve variação significativa dos valores médios com a emulação do defeito.

Figura 42 - Vazamentos internos ao compressor - Potência corrigida



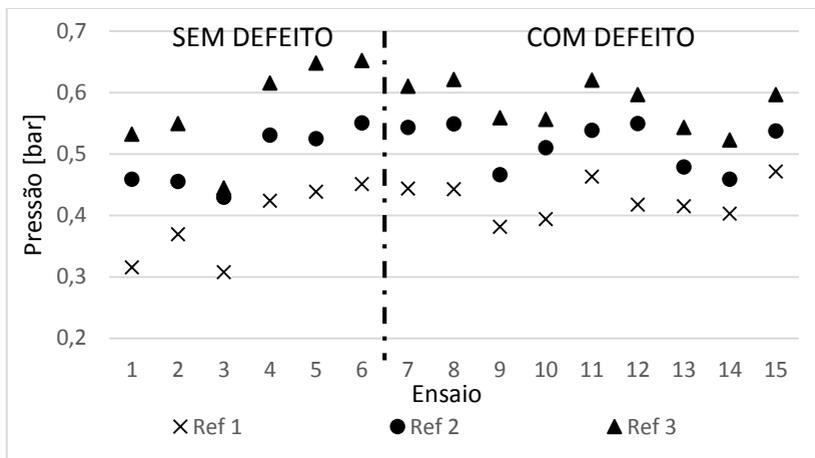
Fonte: Autor.

Figura 43 - Vazamentos internos ao compressor - Potência corrigida - Distribuições t



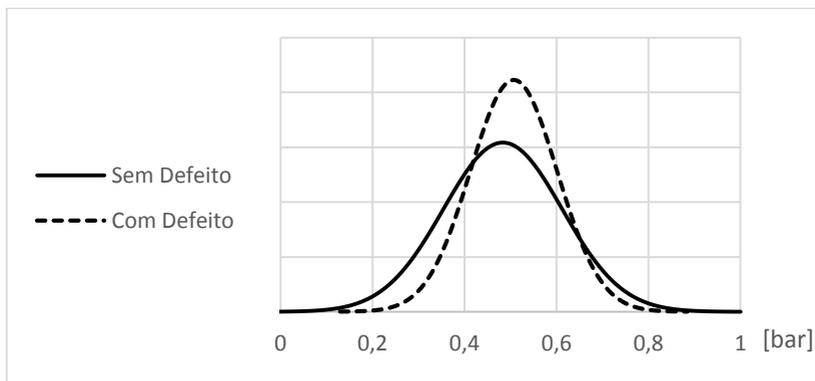
Fonde: Autor

Figura 44 - Vazamentos internos ao compressor - Pressão de sucção



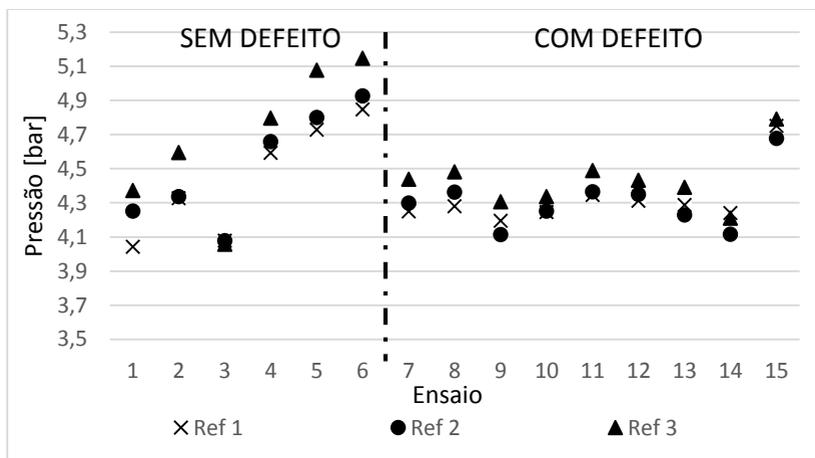
Fonte: Autor.

Figura 45 - Vazamentos internos ao compressor - Pressão de sucção - Distribuições t



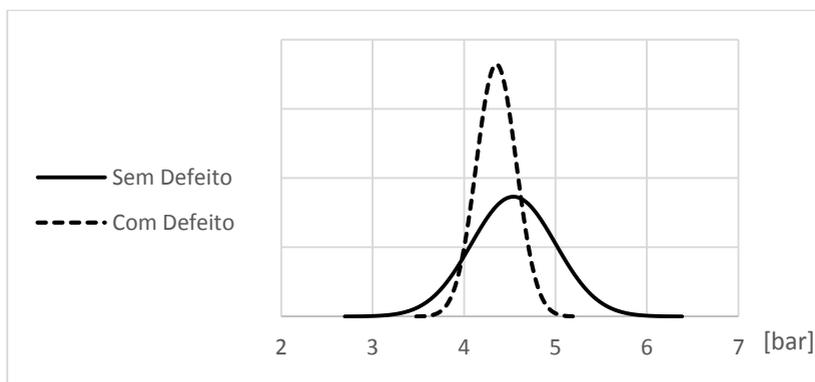
Fonte: Autor.

Figura 46 - Vazamentos internos ao compressor - Pressão de descarga



Fonte: Autor.

Figura 47 - Vazamentos internos ao compressor - Pressão de descarga - Distribuições t



Fonte: Autor.

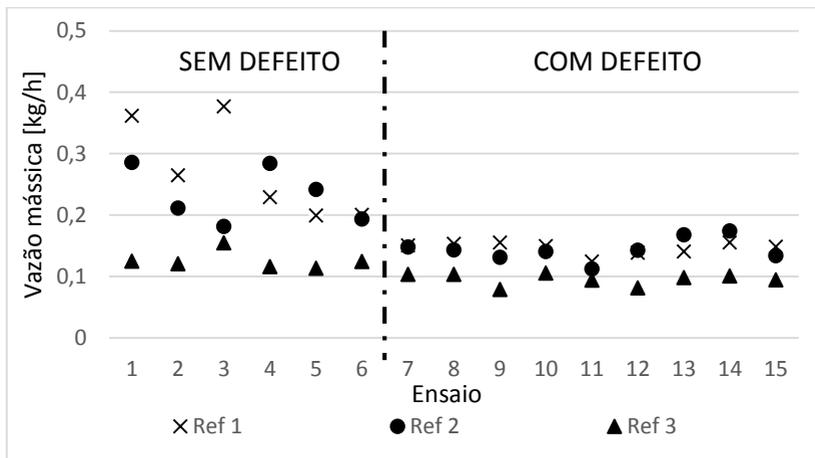
Também não se percebe alterações significativas nas médias das pressões de sucção e descarga para antes e depois da emulação dos vazamentos, expostas nas figuras 44 e 46.

Contudo, houve alterações significativas nos valores da vazão mássica estimada através do método proposto (seção 3.5.2.1 do capítulo 3), porém não de mesma intensidade para os três refrigeradores analisados (figura 48 e figura 49).

A não evidência do defeito emulado, através da grande maioria das variáveis monitoradas, pode ser justificada pela baixa diminuição da

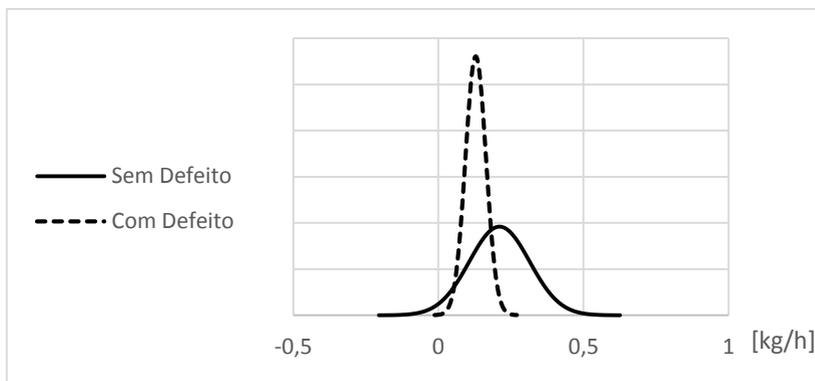
vazão mássica provocada pela emulação. Além disso, os efeitos de vazamentos internos ao compressor se manifestam de forma mais acentuada sobre o COP do refrigerador, uma vez que a potência elétrica consumida tende a se manter, porém ocorre a diminuição da vazão mássica e, conseqüentemente, a diminuição da capacidade de refrigeração.

Figura 48 - Vazamentos internos ao compressor - Vazão mássica estimada



Fonte: Autor.

Figura 49 - Vazamentos internos ao compressor - Vazão mássica estimada - Distribuições t

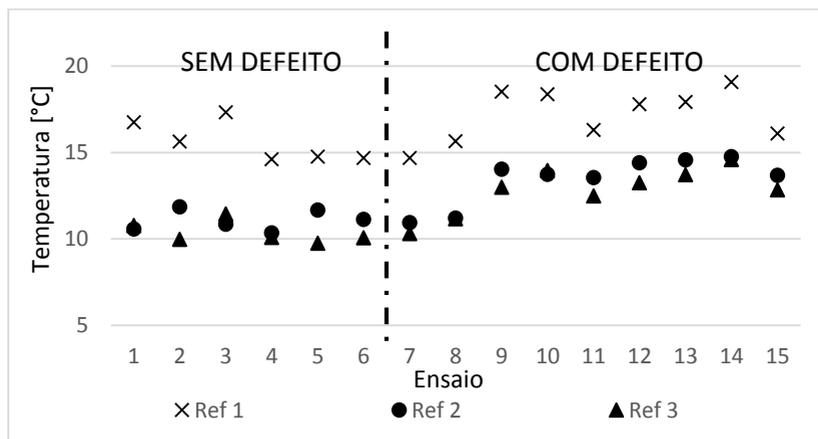


Fonte: Autor.

A queda da média da vazão mássica pôde ser estimada através do método utilizado (equação (12)), porém a grande dispersão dos resultados, vista nas figuras 48 e 49, impossibilita a distinção das amostras para ensaios com e sem defeito emulado.

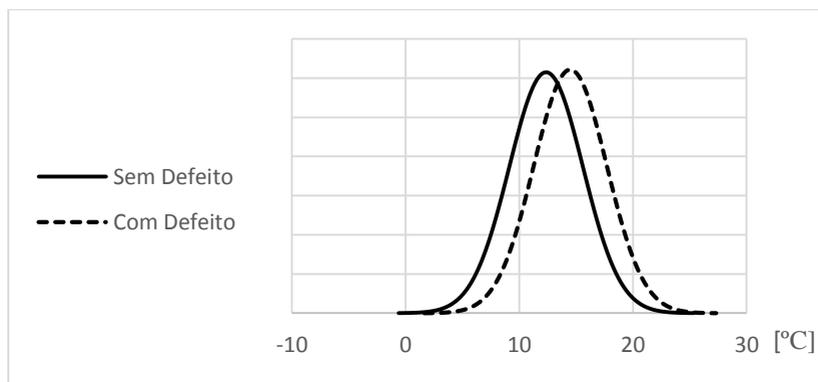
A queda da vazão mássica no sistema também é percebida quando são observadas as figuras 50 a 53, as quais apresentam os resultados referentes à temperatura atingida no congelador dos refrigeradores e à queda da temperatura no mesmo.

Figura 50 - Vazamentos internos ao compressor - Temperatura no termostato



Fonte: Autor.

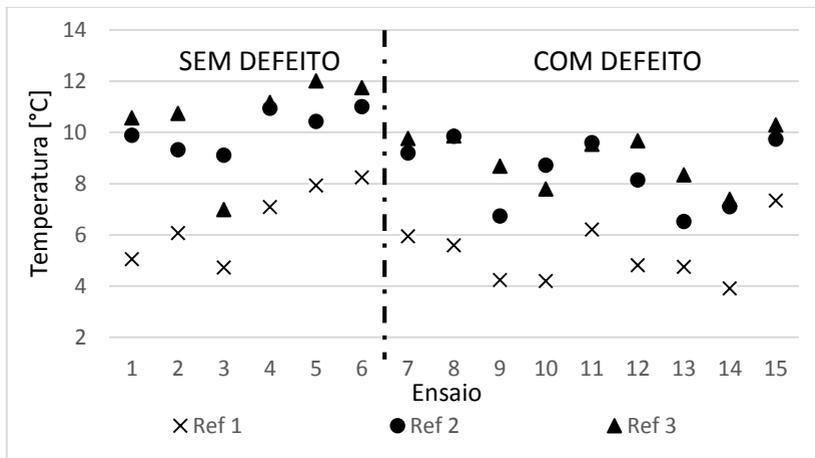
Figura 51 - Vazamentos internos ao compressor - Temperatura no termostato - Distribuições t



Fonte: Autor.

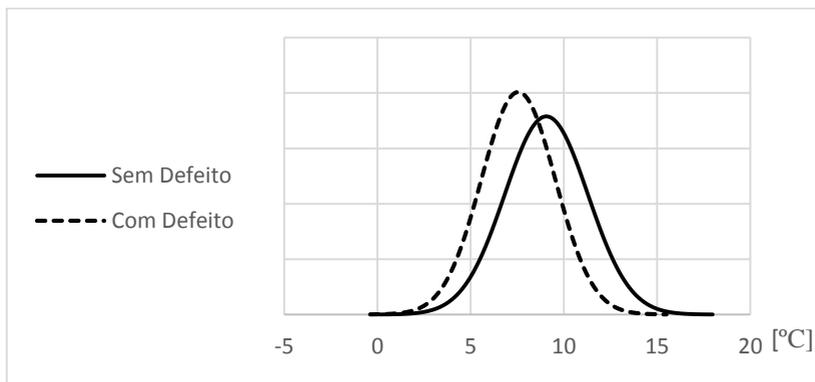
Nas figuras 50 a 53 pode ser visto que a média da temperatura atingida após a emulação do defeito aumenta, enquanto a queda da temperatura diminui, sugerindo que menos calor foi retirado do ambiente do congelador.

Figura 52 - Vazamentos internos ao compressor - Queda de temperatura no congelador



Fonte: Autor.

Figura 53 - Vazamentos internos ao compressor - Queda de temperatura no congelador - Distribuições t



Fonte: Autor.

A tabela 9, onde são apresentados os resultados dos testes de hipótese para o defeito emulado, vai ao encontro dos dados expostos pelos gráficos das distribuições dos ensaios. É visto que, mesmo

individualmente, os refrigeradores não apresentaram grandes variações em suas médias. Entretanto, a não capacidade de caracterização de defeitos pode ser atribuída à grande dispersão dos resultados para ensaios sem defeito emulado, quando em comparação aos ensaios de defeito emulado.

Após a análise dos resultados, percebe-se que a emulação do defeito de vazamento interno dos compressores mostrou-se incapaz de modificar, de forma significativa, o funcionamento dos refrigeradores.

Possíveis maneiras de intensificar o defeito, de forma a tornar o sistema sensível à sua aplicação, seriam: instalação de um modelo de válvula com maiores coeficientes de vazão no *by-pass*; aplicação direta do defeito sobre as válvulas do compressor.

A segunda opção, entretanto, vai de encontro com o requisito de reversibilidade do projeto.

Tabela 9 - Resultados dos testes de hipótese para ensaios de vazamentos internos do compressor

<i>Grandeza analisada</i>	<i>Refrigerador 1</i>	<i>Refrigerador 2</i>	<i>Refrigerador 3</i>
<i>Potência Elétrica</i>	H_0 Aceita	H_0 Aceita	H_0 Aceita
<i>Potência Corrigida</i>	H_0 Aceita	H_0 Aceita	H_0 Aceita
<i>Pressão de Sucção</i>	H_0 Aceita	H_0 Aceita	H_0 Aceita
<i>Pressão de Descarga</i>	H_0 Aceita	H_0 Aceita	H_0 Aceita
<i>Vazão mássica estimada</i>	H_0 Aceita	H_0 Aceita	H_0 Aceita
<i>Temperatura no termostato</i>	H_0 Aceita	H_0 Rejeitada	H_0 Rejeitada
<i>Queda de temperatura</i>	H_0 Aceita	H_0 Aceita	H_0 Aceita

Fonte: Autor.

4.2.3 Carga de fluido refrigerante fora do valor nominal

Para os ensaios do defeito de carga de fluido fora do valor nominal dos refrigeradores, foi realizada uma quantidade superior de ensaios em comparação com os outros defeitos estudados. Isso se deu por

duas principais razões: a possibilidade de utilizar a sala climatizada do laboratório (questões de disponibilidade da sala), tornando possível a realização de ensaios de mesmo nível de defeito para diferentes condições de temperatura ambiente inicial e, ensaios em situações de sub e sobrecarga do sistema (85% e 110% de carga).

Da mesma forma como para os dois defeitos já vistos, são apresentados nas próximas duas subseções deste capítulo, gráficos com valores médios das grandezas monitoradas nos refrigeradores. Cada gráfico apresenta a média da grandeza de interesse dos três refrigeradores para os ensaios realizados em cada uma das três condições de temperatura trabalhadas.

4.2.3.1 Ensaios para subcarga de fluido refrigerante

Para a avaliação dos efeitos da aplicação da carga de fluido refrigerante abaixo do valor nominal, foram realizados nove ensaios em condições sem defeito e nove ensaios em condição de defeito.

As grandezas que são avaliadas para este defeito são:

- potência elétrica;
- potência corrigida (equação (14));
- pressão de sucção;
- pressão de descarga;
- temperatura no termostato do congelador;
- queda de temperatura no interior do congelador.

Foram realizados 18 ensaios com as cargas de fluido apresentadas na tabela 10, sendo 9 ensaios realizados com a carga de referência e 9 para o valor equivalente a 85% dele. Para os dois níveis de carga foram realizados três ensaios à temperatura ambiente inicial na faixa de 17°C, três ensaios à temperatura inicial na faixa de 22°C e três ensaios à temperatura inicial na faixa de 30°C.

O objetivo da realização de ensaios em diferentes condições ambientais foi avaliar os efeitos das aplicações do defeito para diferentes condições de temperatura ambiente possíveis em chão de fábrica.

As temperaturas iniciais para cada ensaio podem ser vistas na tabela 11.

Tabela 10 - Massas de fluido refrigerante para cargas de 85%

<i>Refrigerador</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>
<i>Valor da carga para 85%</i>	34,80 ± 0,12 g	34,50 ± 0,12 g	34,40 ± 0,12 g
<i>Valor de referência</i>	40,30 ± 0,12 g	40,40 ± 0,12 g	40,60 ± 0,12 g
<i>Percentual efetivo</i>	86,4%	85,4%	84,7%

Fonte: Autor

Tabela 11 – Temperaturas ambiente iniciais para ensaios de sub carga

<i>Ensaio</i>	<i>Temperatura ambiente inicial</i>
<i>1</i>	(15,1 ± 0,2) °C
<i>2</i>	(15,9 ± 0,2) °C
<i>3</i>	(17,2 ± 0,2) °C
<i>4</i>	(19,0 ± 0,2) °C
<i>5</i>	(20,7 ± 0,2) °C
<i>6</i>	(21,1 ± 0,2) °C
<i>7</i>	(33,7 ± 0,2) °C
<i>8</i>	(37,1 ± 0,2) °C
<i>9</i>	(38,3 ± 0,2) °C
<i>10</i>	(15,7 ± 0,2) °C
<i>11</i>	(15,8 ± 0,2) °C
<i>12</i>	(16,3 ± 0,2) °C
<i>13</i>	(19,3 ± 0,2) °C
<i>14</i>	(20,7 ± 0,2) °C
<i>15</i>	(21,1 ± 0,2) °C
<i>16</i>	(32,7 ± 0,2) °C
<i>17</i>	(32,8 ± 0,2) °C
<i>18</i>	(33,9 ± 0,2) °C

Fonte: Autor

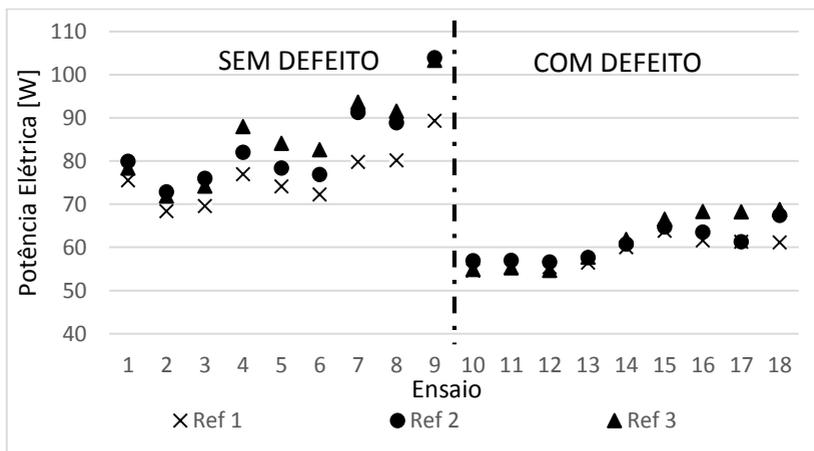
Na tabela 10 estão os valores de carga de fluido refrigerante inseridos em cada refrigerador para os ensaios do defeito de carga abaixo

do valor nominal. Como descrito no capítulo 3, existe uma dificuldade operacional para a inserção idêntica¹ das cargas para cada refrigerador. Contudo, os valores estão dentro da faixa de $\pm 1\%$ do valor teórico para 85% da carga de referência para os refrigeradores utilizados, o que é cerca de 10 vezes menor que a tolerância do fabricante de ± 5 gramas (equivalente a $\pm 12,5\%$ da carga nominal de 40 g).

Na sequência desta subseção são expostos os resultados dos 18 ensaios realizados nas três condições de temperatura mencionadas, de forma similar à que foi utilizada para os dois outros defeitos já apresentados.

As figuras 54 e 55 exibem os resultados da potência média consumida pelos refrigeradores. Houve pouca diferença entre os consumos dos refrigeradores para cada ensaio. Há uma grande dispersão dos resultados, contudo, relativa às variações da temperatura no ambiente dos ensaios. Esses dados sugerem que existe, de fato, uma correlação entre a temperatura ambiente e o consumo energético dos refrigeradores. Há, também, uma visível queda no consumo para ensaios com baixa carga de fluido. Todavia, os testes de hipótese realizados (tabela 12) indicam que não se pode descartar a hipótese nula de que ambas as amostras (para cada refrigerador, de forma independente) possuem a mesma média.

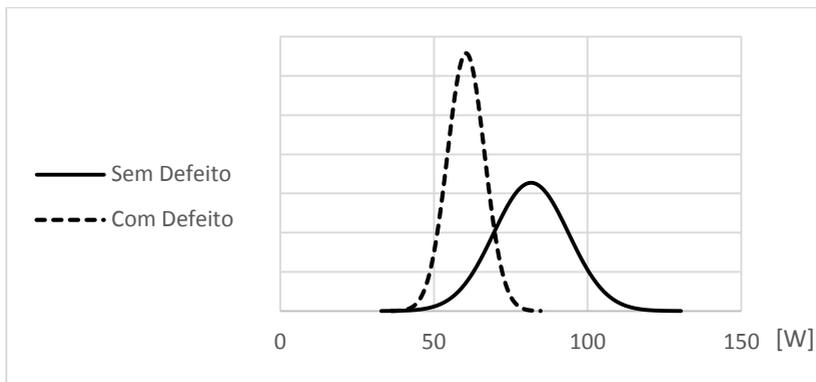
Figura 54 - Carga de fluido refrigerante 85% - Potência elétrica consumida



Fonte: Autor

¹ Dentro da resolução da balança utilizada, já que, especificamente neste caso, os erros aleatórios são inferiores à resolução.

Figura 55 - Carga de fluido refrigerante 85% - Potência elétrica consumida - Distribuições t

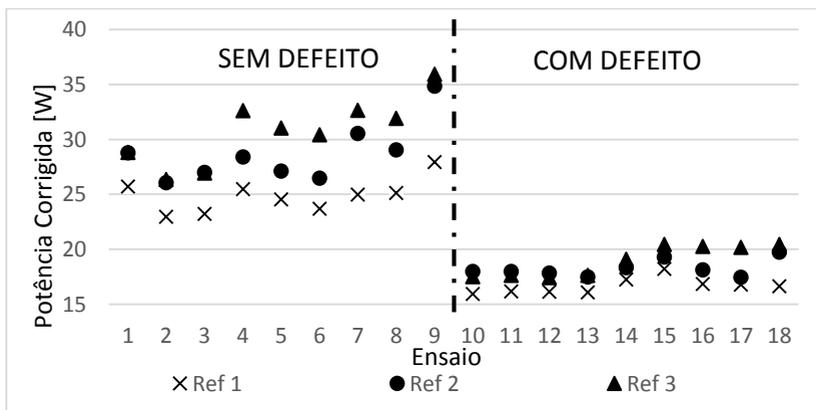


Fonte: Autor.

As figuras que seguem (figura 56 e figura 57) exibem os resultados da potência consumida pelos refrigeradores corrigida pela equação (14). Nota-se que a área de sobreposição das distribuições diminuiu em relação à área de sobreposição relativa às distribuições da potência sem correção (figura 55).

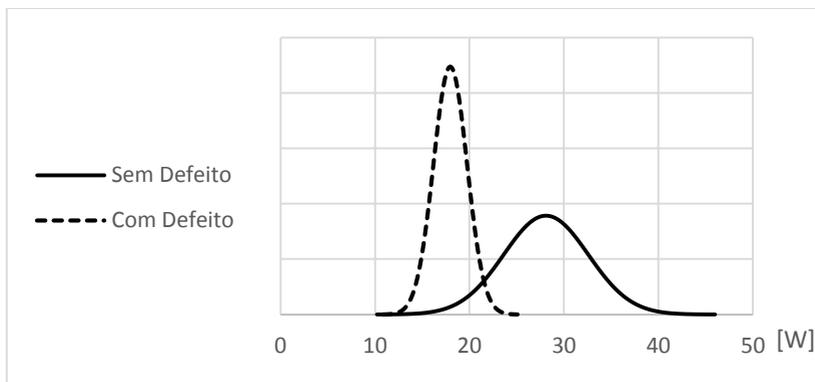
Os resultados para os testes de hipótese, apresentados na tabela 12, comprovam essa melhora na distinção dos dois grupos, uma vez que para os três refrigeradores se pôde rejeitar a hipótese nula de que suas médias são iguais.

Figura 56 - Carga de fluido refrigerante 85% - Potência corrigida



Fonte: Autor

Figura 57 - Carga de fluido refrigerante 85% - Potência corrigida - Distribuições t

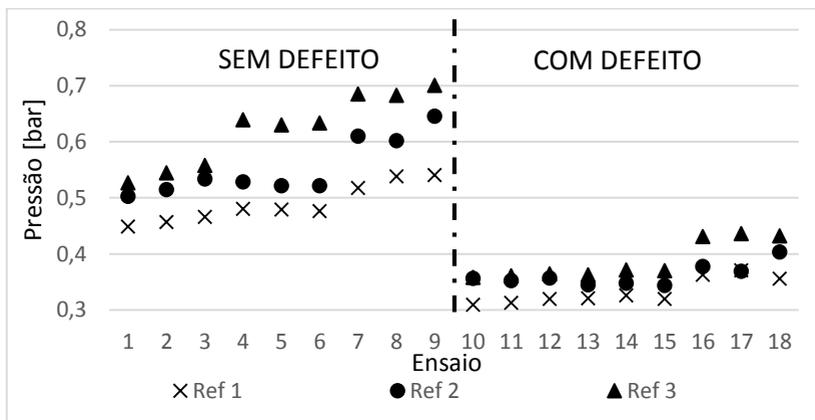


Fonte: Autor.

Os resultados obtidos para a pressão de sucção (figura 58 e figura 59) mostram que essa grandeza tem forte correlação com a carga de fluido refrigerante no sistema. Foi possível rejeitar a hipótese nula para os testes realizados nos três refrigeradores.

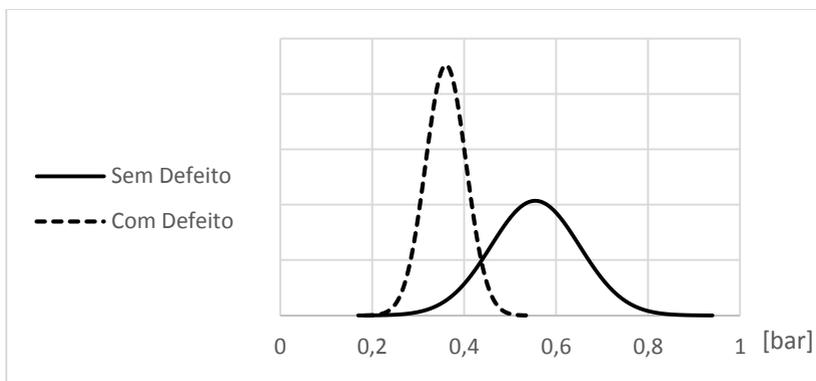
Por outro lado, como pode ser visto nas figuras 60 e 61, os resultados obtidos para a pressão de descarga evidenciam a grande sensibilidade dessa grandeza com relação à temperatura ambiente dos ensaios; não apresentando, entretanto, variação expressiva da média para ensaios com diferentes cargas de fluido refrigerante.

Figura 58 - Carga de fluido refrigerante 85 - Pressão de Sucção



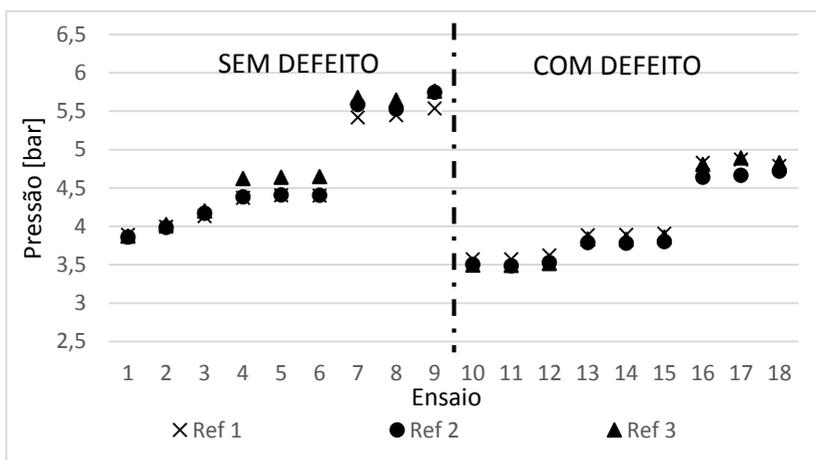
Fonte: Autor

Figura 59 - Carga de fluido refrigerante 85 - Pressão de Sucção - Dispersões t



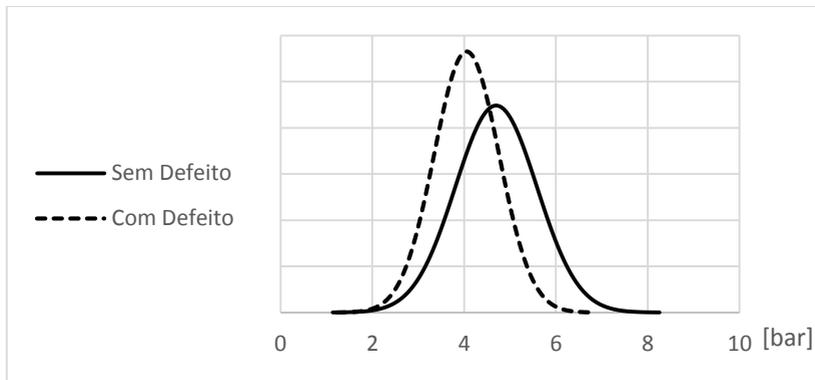
Fonte: Autor.

Figura 60 - Carga de fluido refrigerante 85% - Pressão de Descarga



Fonte: Autor

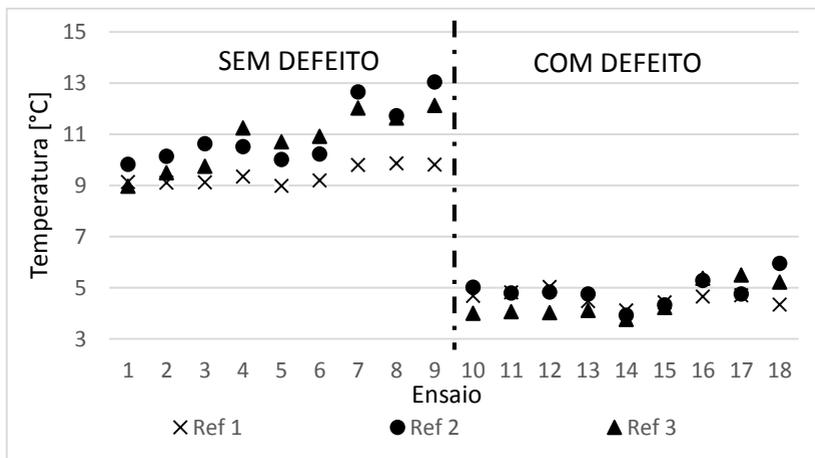
Figura 61 - Carga de fluido refrigerante 85% - Pressão de Descarga - Dispersões t



Fonte: Autor.

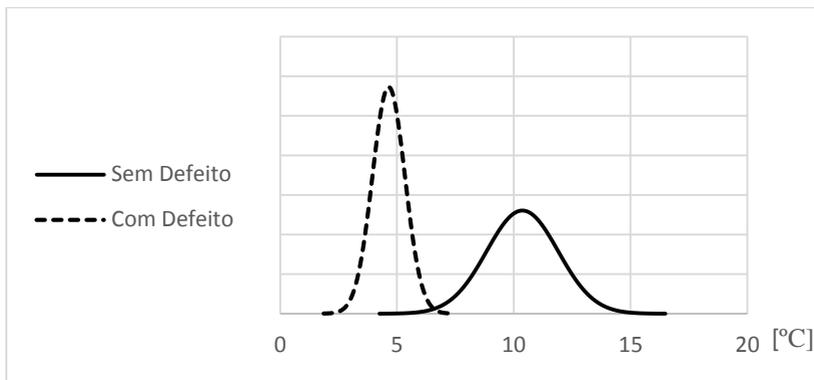
As figuras 62 63 exibem os resultados da queda de temperatura no interior do congelador dos refrigeradores dentro dos quinze primeiros minutos de operação destes. Essa grandeza apresentou grande sensibilidade à variação da carga de fluido refrigerante no circuito de refrigeração. O principal fator para essa grande sensibilidade pode ser explicado pela diminuição da massa de fluido refrigerante que evapora no refrigerador. Assim, menos calor é retirado do seu interior.

Figura 62 - Carga de fluido refrigerante 85% - Queda de Temperatura no congelador



Fonte: Autor

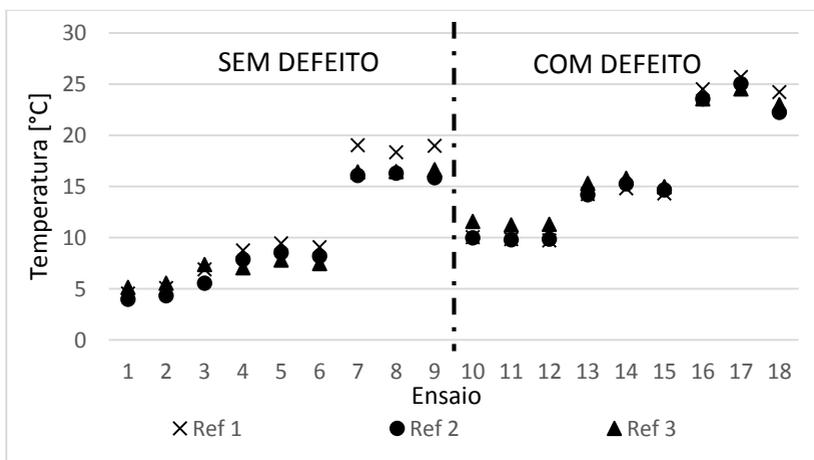
Figura 63 - Carga de fluido refrigerante 85% - Queda de Temperatura no congelador - Dispersões t



Fonte: Autor.

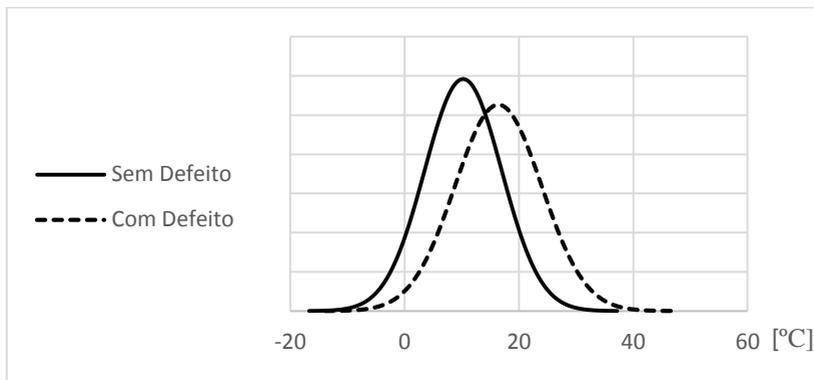
O efeito da diminuição da quantidade de calor retirada do congelador pode também ser visto nos gráficos das figuras 64 e 65, as quais apresentam os valores absolutos da temperatura atingida no interior dos refrigeradores após quinze minutos de operação. Entretanto, a temperatura absoluta é fortemente influenciada pela temperatura ambiente (ou pela temperatura de equalização) do início do ensaio. Isso faz com que a dispersão dos valores aumente muito.

Figura 64 - Carga de fluido refrigerante 85% - Temperatura no termostato do congelador



Fonte: Autor

Figura 65 - Carga de fluido refrigerante 85% - Temperatura no termostato do congelador - Distribuições t



Fonte: Autor.

Tabela 12 - Resultados dos testes de hipótese para 85% de carga de fluido refrigerante

<i>Grandeza analisada</i>	<i>Refrigerador 1</i>	<i>Refrigerador 2</i>	<i>Refrigerador 3</i>
<i>Potência Elétrica</i>	H_0 Aceita	H_0 Aceita	H_0 Aceita
<i>Potência Corrigida</i>	H_0 Rejeitada	H_0 Rejeitada	H_0 Rejeitada
<i>Pressão de Sucção</i>	H_0 Rejeitada	H_0 Rejeitada	H_0 Rejeitada
<i>Pressão de Descarga</i>	H_0 Aceita	H_0 Aceita	H_0 Aceita
<i>Queda de temperatura</i>	H_0 Rejeitada	H_0 Rejeitada	H_0 Rejeitada
<i>Temperatura no termostato</i>	H_0 Aceita	H_0 Aceita	H_0 Aceita

Fonte: Autor

4.2.3.2 Ensaios para sobrecarga de fluido refrigerante

Para a avaliação dos efeitos da aplicação da carga de fluido refrigerante acima do valor nominal, foram realizados nove ensaios em condições sem defeito e nove ensaios em condição de defeito.

As grandezas que são avaliadas para este defeito são:

- potência elétrica;
- potência corrigida (equação (14));
- pressão de sucção;
- pressão de descarga;
- temperatura no termostato do congelador;
- queda de temperatura no interior do congelador.

Na tabela 13 são exibidos os valores de carga de fluido refrigerante inseridos em cada refrigerador para os ensaios do defeito de carga acima do valor nominal. Os valores de referência são os mesmos utilizados nas análises de sub carga do sistema. Como já mencionado, existe uma dificuldade operacional para a inserção do fluido refrigerante, entretanto os valores mantiveram-se dentro da faixa de $\pm 1\%$ do valor teórico para 110% da carga de referência para os refrigeradores utilizados, o que é cerca de 10 vezes menor que a tolerância do fabricante de ± 5 gramas (o equivalente a $\pm 12,5\%$ para carga de 40 g).

Tabela 13 - Massas de fluido refrigerante para carga de 110%

<i>Refrigerador</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>
<i>Valor da carga para 110%</i>	44,60 \pm 0,12 g	44,30 \pm 0,12 g	44,70 \pm 0,12 g
<i>Valor de referência</i>	40,30 \pm 0,12 g	40,40 \pm 0,12 g	40,60 \pm 0,12 g
<i>Percentual efetivo</i>	110,7%	109,7%	110,1%

Fonte: Autor

Foram realizados 18 ensaios com as cargas de fluido apresentadas na tabela 13, sendo nove deles realizados com a carga de

referência para o modelo estudado¹ e nove com as cargas relativas a 110% desse valor. Para os dois níveis de carga foram realizados três ensaios à temperatura ambiente inicial na faixa de 17°C, três ensaios à temperatura inicial na faixa de 22°C e três ensaios à temperatura inicial na faixa de 30°C.

As temperaturas iniciais para cada ensaio podem ser vistas na tabela 14.

Tabela 14 – Temperaturas ambiente iniciais para ensaios de sobrecarga

<i>Ensaio</i>	<i>Temperatura ambiente inicial</i>
1	(15,1 ± 0,2) °C
2	(15,9 ± 0,2) °C
3	(17,2 ± 0,2) °C
4	(19,0 ± 0,2) °C
5	(20,7 ± 0,2) °C
6	(21,1 ± 0,2) °C
7	(33,7 ± 0,2) °C
8	(37,1 ± 0,2) °C
9	(38,3 ± 0,2) °C
10	(14,8 ± 0,2) °C
11	(16,2 ± 0,2) °C
12	(17,2 ± 0,2) °C
13	(19,3 ± 0,2) °C
14	(20,3 ± 0,2) °C
15	(21,1 ± 0,2) °C
16	(33,5 ± 0,2) °C
17	(33,8 ± 0,2) °C
18	(37,8 ± 0,2) °C

Fonte: Autor

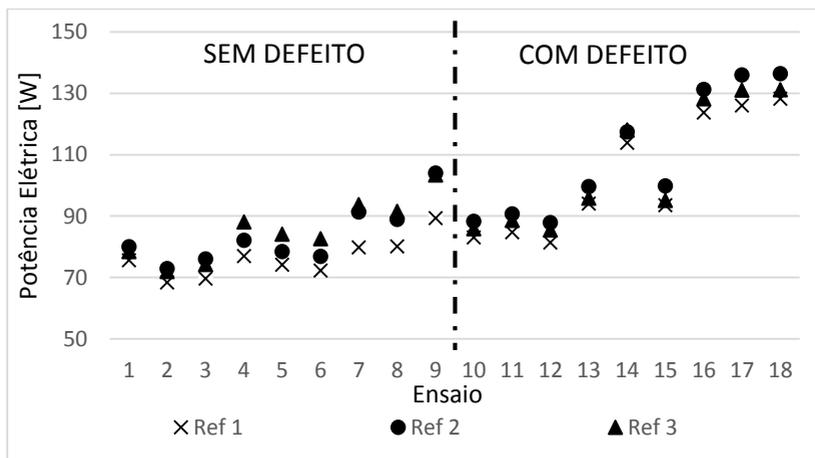
São exibidos na sequência, gráficos com os valores médios de diversas grandezas monitoradas para os 18 ensaios realizados. Acompanhando cada um desses gráficos, estão gráficos com as curvas

¹ Os nove ensaios com a carga de referência foram utilizados para as análises de sub e sobrecarga do sistema.

das distribuições das amostras, corrigidas com o coeficiente de Student para dois graus de liberdade. As figuras que apresentam essas curvas têm caráter ilustrativo, com o objetivo de melhorar a visualização das zonas de sobreposição das distribuições.

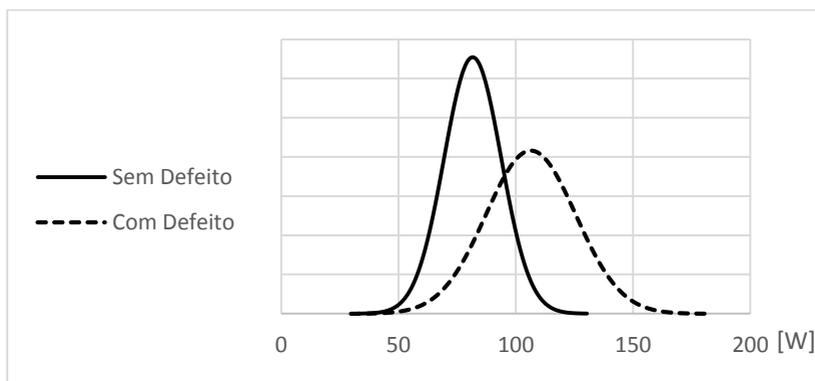
As figuras 66 e 67 expõem os resultados da potência elétrica consumida. Essa grandeza mostrou-se mais sensível à temperatura ambiente quanto maior a carga de gás inserida. Essa grande sensibilidade aumentou de forma significativa a dispersão da amostra com defeito.

Figura 66 - Carga de fluido refrigerante 110% - Potência elétrica consumida



Fonte: Autor

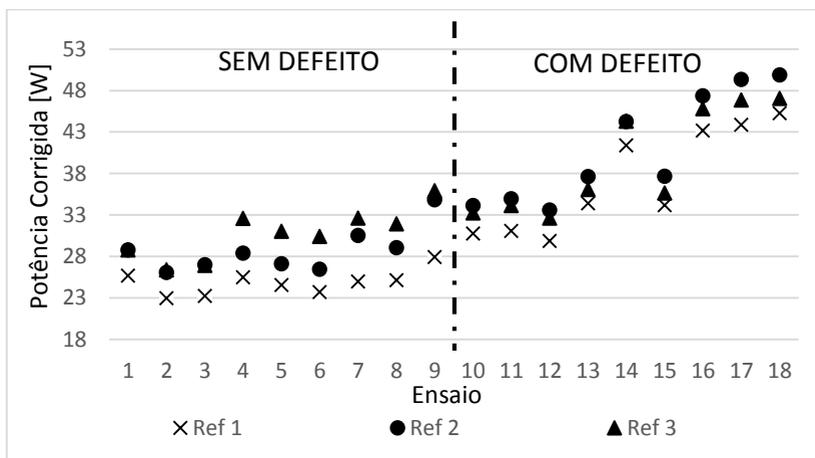
Figura 67 - Carga de fluido refrigerante 110% - Potência elétrica consumida - Distribuições t



Fonte: Autor.

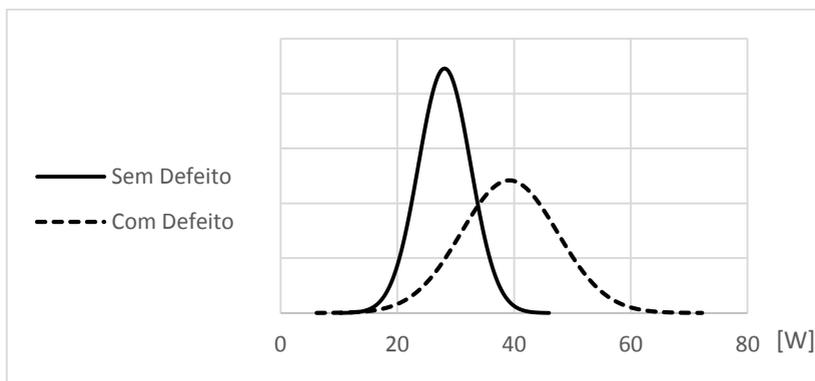
A utilização da equação (14) para a correção da potência elétrica para este defeito não apresentou grande efeito sobre os resultados, quando observadas as figuras 68 e 69. Entretanto, o teste de hipóteses realizado (tabela 15), mostra que houve maior rejeição da hipótese nula para os resultados corrigidos.

Figura 68 - Carga de fluido refrigerante 110% - Potência corrigida



Fonte: Autor

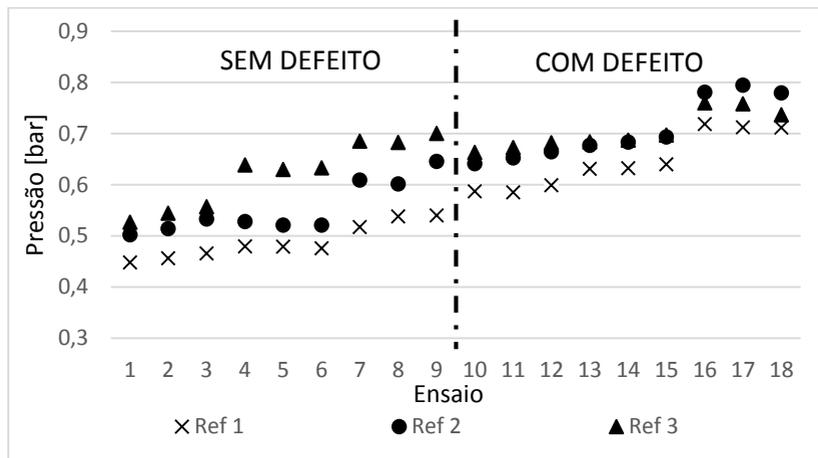
Figura 69 - Carga de fluido refrigerante 110% - Potência corrigida - Distribuições t



Fonte: Autor.

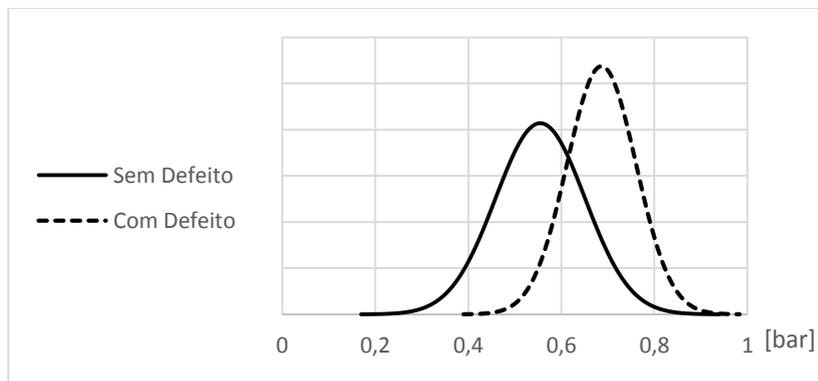
As dispersões dos resultados para a pressão de sucção, apresentados nas figuras 70 e 71, sofreram com os efeitos sistemáticos entre os refrigeradores, porém também foram afetadas pela temperatura ambiente dos ensaios. Mesmo sob esses efeitos, entretanto, os resultados individuais dos testes de hipótese foram positivos para os refrigeradores 1 e 2.

Figura 70 - Carga de fluido refrigerante 110% - Pressão de sucção



Fonte: Autor

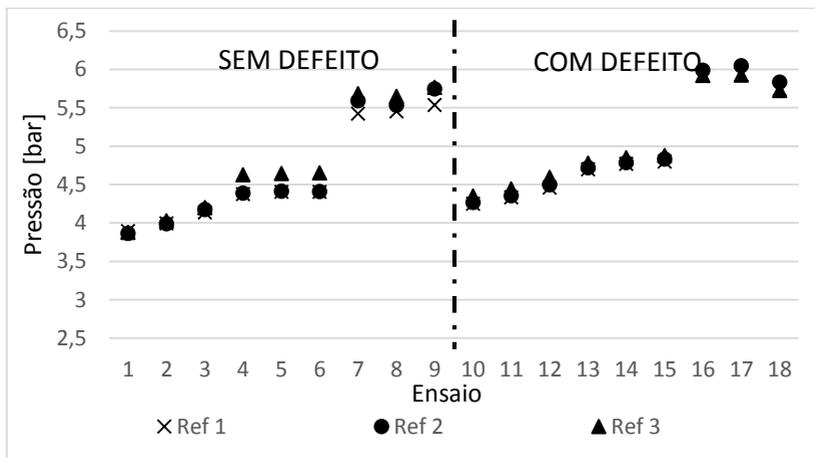
Figura 71 - Carga de fluido refrigerante 110% - Pressão de sucção - Distribuições t



Fonte: Autor.

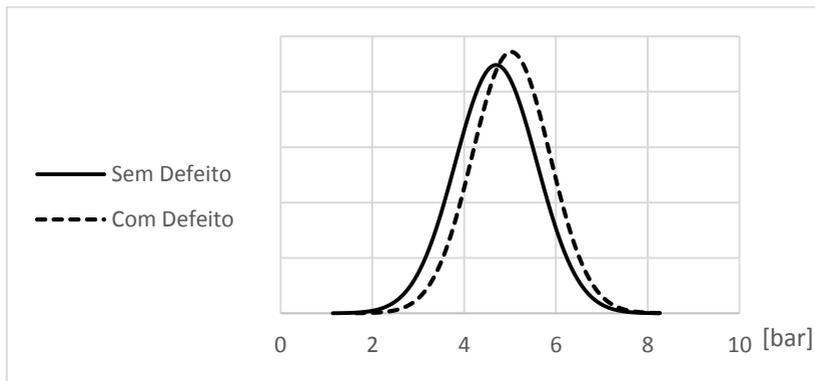
A pressão de descarga, como esperado, apresentou um comportamento fortemente dependente da temperatura ambiente do ensaio. As figuras 72 e 73 ilustram o citado.

Figura 72 - Carga de fluido refrigerante 110% - Pressão de descarga



Fonte: Autor

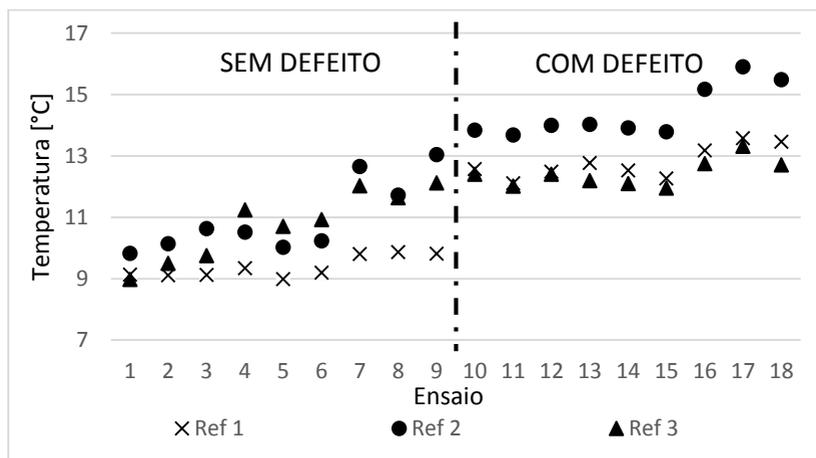
Figura 73 - Carga de fluido refrigerante 110% - Pressão de descarga - Distribuições t



Fonte: Autor.

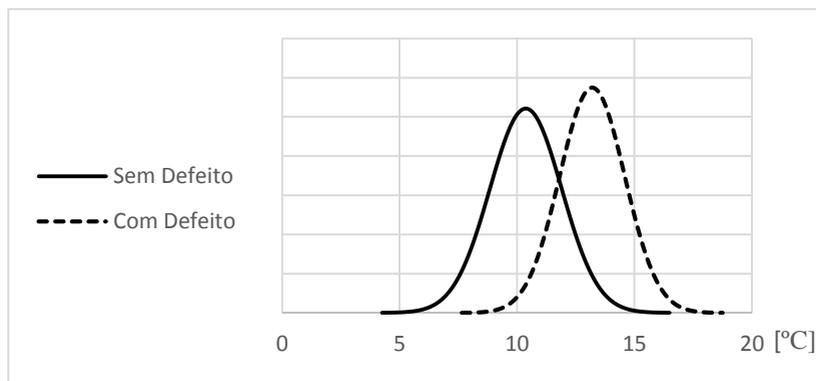
A queda de temperatura no compartimento do congelador dos refrigeradores (figuras 74 e 75) teve significativo aumento nos ensaios para 110% de fluido refrigerante. Todavia, a distribuição das amostras apresentou grande desvio padrão devido a diferenças entre os resultados dos diferentes refrigeradores. Individualmente, para os refrigeradores 1 e 2 obtiveram-se resultados positivos nos testes de hipóteses.

Figura 74 - Carga de fluido refrigerante 110% - Queda de temperatura no termostato do congelador



Fonte: Autor

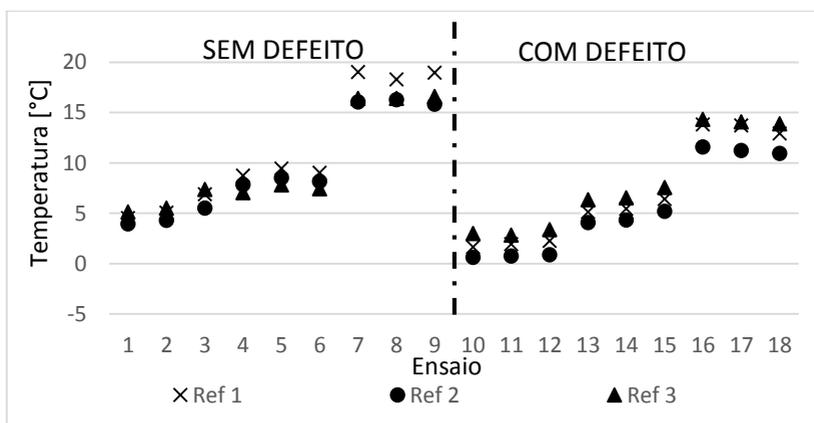
Figura 75 - Carga de fluido refrigerante 110% - Queda de temperatura no termostato do congelador - Distribuições t



Fonte: Autor.

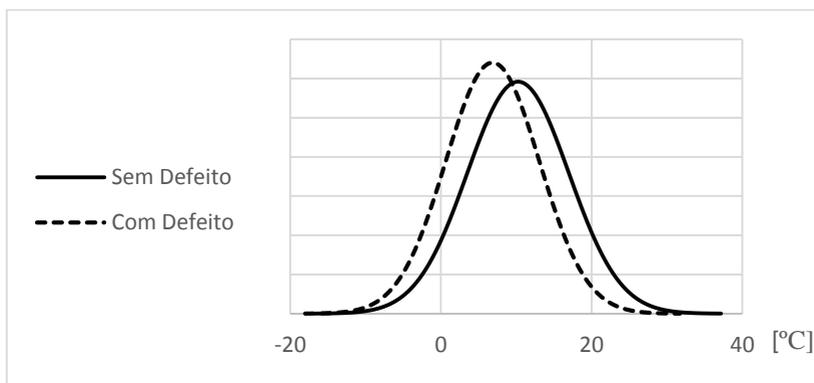
A temperatura no congelador dos refrigeradores após 15 minutos de ensaio atingiu um valor menor, em média, para os ensaios com 110% de fluido. O que se percebe, contudo, observando a figura 76, é a grande relação entre a temperatura atingida e a temperatura ambiente inicial dos ensaios, uma vez que a taxa de remoção de calor não apresenta grandes variações para os ensaios em cada condição. Portanto, uma condição inicial de maior temperatura resulta em uma condição final de maior temperatura.

Figura 76 - Carga de fluido refrigerante 110% - Temperatura no termostato do congelador



Fonte: Autor

Figura 77 - Carga de fluido refrigerante 110% - Temperatura no termostato do congelador - Distribuições t



Fonte: Autor.

Tabela 15 - Resultados dos testes de hipótese para 110% de carga de fluido refrigerante

<i>Grandeza analisada</i>	<i>Refrigerador 1</i>	<i>Refrigerador 2</i>	<i>Refrigerador 3</i>
<i>Potência Elétrica</i>	H_0 Rejeitada	H_0 Aceita	H_0 Aceita
<i>Potência Corrigida</i>	H_0 Rejeitada	H_0 Rejeitada	H_0 Aceita
<i>Pressão de Sucção</i>	H_0 Rejeitada	H_0 Rejeitada	H_0 Aceita
<i>Pressão de descarga</i>	H_0 Aceita	H_0 Aceita	H_0 Aceita
<i>Temperatura no termostato</i>	H_0 Aceita	H_0 Aceita	H_0 Aceita
<i>Queda de Temperatura</i>	H_0 Rejeitada	H_0 Rejeitada	H_0 Aceita

Fonte: Autor

Os resultados dos gráficos desta seção sugerem que os efeitos da sobrecarga de fluido nos sistemas sobre o seu funcionamento são tão influentes quanto a subcarga, porém, tem efeito inverso sobre as grandezas analisadas.

Algumas grandezas não apresentaram tanta variação na amplitude quanto para quando os sistemas foram submetidos a valores de subcarga. Por esse motivo, o índice de rejeição da hipótese nula, para este caso, foi menor. Porém, foi aplicado apenas 10% de sobrecarga de fluido nos refrigeradores, enquanto que para a análise dos efeitos da falta de fluido foram emulados valores de carga 15% abaixo do nominal.

O próximo capítulo expõe as conclusões deste trabalho, abordando a aplicabilidade dos métodos de emulação e os resultados alcançados com relação à identificação de potenciais grandezas para a caracterização de sistemas de refrigeração defeituosos, assim como sugestões para aprimoramentos para trabalhos futuros.

Na seção que segue neste capítulo são apresentados gráficos onde as variações médias de cada grandeza monitorada frente aos defeitos aplicados e emulados são agrupadas. Os gráficos e os seus comentários têm o intuito de sugerir tendências das grandezas frente às condições ensaiadas, porém, como já mencionado aqui, conclusões afirmativas não podem ser tomadas acerca das médias, vista a grande dispersão dos resultados.

4.2.4 Considerações a respeito das tendências das médias das grandezas monitoradas frente aos defeitos aplicados e emulados

Potência elétrica, pressão de sucção e queda da temperatura no congelador dos refrigeradores foram as grandezas que, de forma geral para os defeitos aplicados ou emulados, apresentaram maior potencial para a caracterização de defeitos em sistemas de refrigeração.

Atenção especial deve ser dada à potência elétrica. Essa, dentre todas as grandezas citadas, é a que apresenta a maior aplicabilidade para ensaios de final de linha de produção, devido a sua facilidade de instrumentação. Particularmente, para o modelo de refrigeradores utilizados neste trabalho, as medições podem ser realizadas pela eletrônica embarcada associada ao compressor (hoje responsável pelo controle da frequência rotacional do mesmo), caso essa seja adequada para incorporação de tal função.

Com futuros avanços da instrumentação, tanto para medição de temperaturas, quanto para medição de pressão, as grandezas como pressão de sucção, queda de temperatura no congelador poderão apresentar grande potencial para inspeções de final de linha de produção.

Entretanto, como visto na apresentação dos resultados para cada defeito aplicado ou emulado, a alta dispersão entre valores de diferentes refrigeradores ou para diferentes condições ambientais (principalmente de temperatura ambiente) gera altas incertezas em estimativas relativas ao comportamento da população de refrigeradores. Esta seção propõe, todavia, uma análise acerca das variações médias das amostras frente aos defeitos aplicados e emulados. Dessa forma, ignora-se o desvio padrão de cada grandeza medida nos ensaios, comparando-se apenas as variações das médias de cada grandeza para a amostra dos três refrigeradores em situações com e sem defeito aplicado ou emulado.

A tabela 16 apresenta os valores percentuais das variações das médias de cada grandeza analisada para cada refrigerador. Os valores se referem à diferença entre as médias antes e depois da emulação da obstrução.

A tabela mostra que a aplicação da equação (14) sobre a potência consumida aumentou a diferença entre as médias das amostras.

A pressão de sucção, a temperatura no termostato e a queda de temperatura no congelador também apresentam boa variação nas suas médias.

Tabela 16 - Obstrução da linha de líquido - Variações nas médias das grandezas analisadas

<i>Grandeza</i>	<i>Percentual de variação média devido ao defeito aplicado</i>		
	<i>Ref. 1</i>	<i>Ref. 2</i>	<i>Ref. 3</i>
<i>Potência elétrica</i>	-25%	-41%	-21%
<i>Potência corrigida</i>	-30%	-53%	-24%
<i>Pressão de sucção</i>	-19%	-41%	-14%
<i>Pressão de descarga</i>	-3%	-11%	-4%
<i>Diferença de pressão¹</i>	2700%	580%	250%
<i>Temperatura no termostato</i>	16%	72%	23%
<i>Queda de temperatura no congelador</i>	-29%	-60%	-15%

Fonde: Autor.

Tabela 17 - Vazamentos internos ao compressor - Variações nas médias das grandezas analisadas

<i>Grandeza</i>	<i>Percentual de variação média devido ao defeito aplicado</i>		
	<i>Ref. 1</i>	<i>Ref. 2</i>	<i>Ref. 3</i>
<i>Potência elétrica</i>	-5%	-11%	-10%
<i>Potência corrigida</i>	2%	-8%	-8%
<i>Pressão de sucção</i>	11%	5%	1%
<i>Pressão de descarga</i>	-3%	-4%	-5%
<i>Vazão mássica estimada</i>	-46%	-38%	-24%
<i>Temperatura no termostato</i>	10%	21%	24%
<i>Queda de temperatura no congelador</i>	-20%	-17%	-14%

Fonte: Autor.

¹ Os grandes valores percentuais justificam-se pelo fato do valor de base de comparação estar muito próximo a zero, tornando qualquer aumento muito significativo percentualmente.

Tabela 18 - Carga de fluido refrigerante 85% - Variações nas médias das grandezas analisadas

<i>Grandeza</i>	<i>Percentual de variação média devido ao defeito aplicado</i>		
	<i>Ref. 1</i>	<i>Ref. 2</i>	<i>Ref. 3</i>
<i>Potência elétrica</i>	-23%	-27%	-28%
<i>Potência corrigida</i>	-33%	-36%	-38%
<i>Pressão de sucção</i>	-32%	-35%	-38%
<i>Pressão de descarga</i>	-11%	-15%	-15%
<i>Queda de temperatura no congelador</i>	-51%	-56%	-58%
<i>Temperatura no termostato</i>	47%	67%	68%

Fonte: Autor.

Tabela 19 - Carga de fluido refrigerante 110% - Variações nas médias das grandezas analisadas

<i>Grandeza</i>	<i>Percentual de variação média devido ao defeito aplicado</i>		
	<i>Ref. 1</i>	<i>Ref. 2</i>	<i>Ref. 3</i>
<i>Potência elétrica</i>	35%	32%	25%
<i>Potência corrigida</i>	49%	43%	29%
<i>Pressão de sucção</i>	32%	28%	13%
<i>Pressão de descarga</i>	8%	8%	5%
<i>Queda de temperatura no congelador</i>	36%	31%	15%
<i>Temperatura no termostato</i>	-37%	-43%	-20%

Fonte: Autor.

Concluindo as considerações referentes às grandezas analisadas, são apresentados dois gráficos (figura 78 e figura 79).

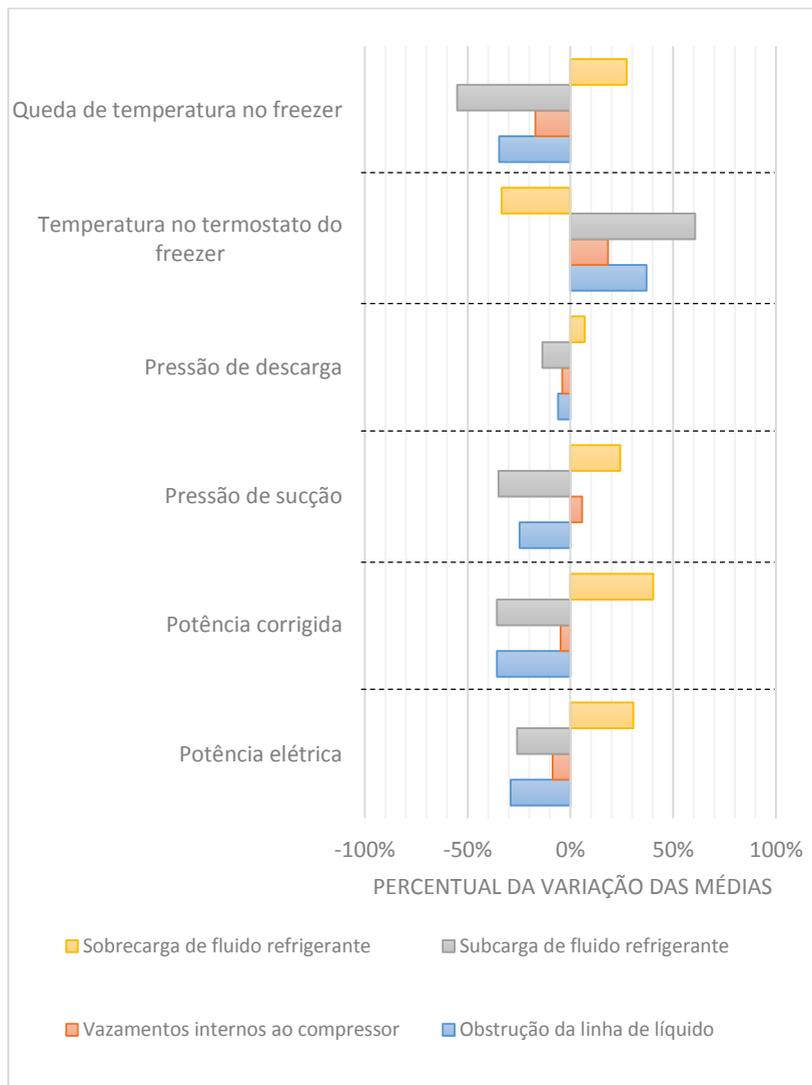
Eles apresentam as variações das médias de cada grandeza (utilizando os dados dos três refrigeradores) para cada defeito aplicado ou emulado. Ambos os gráficos apresentam os mesmos dados, porém expostos de diferentes formas.

O gráfico da figura 78 apresenta as variações ocorridas, agrupadas para cada grandeza. Dessa forma a visualização da amplitude da variação sofrida para cada grandeza em virtude da aplicação ou emulação de cada defeito é facilitada.

O gráfico da figura 79, por outro lado, agrupa os dados por defeito aplicado, facilitando, dessa forma, a análise da interrelação entre

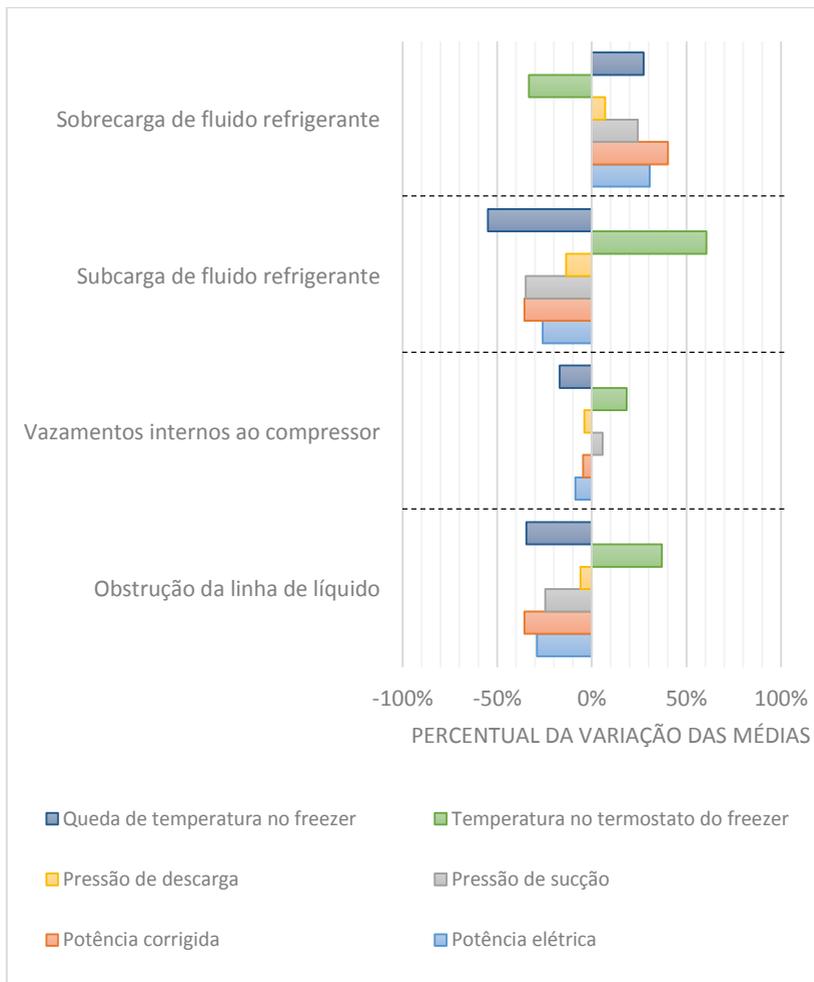
os comportamentos de cada grandeza para cada condição de funcionamento dos refrigeradores.

Figura 78 - Gráfico indicativo da potencialidade de caracterização de defeitos para cada grandeza medida



Fonte: Autor.

Figura 79 - Gráfico indicativo das variações média das grandezas monitoradas para cada defeito aplicado ou emulado



Fonte: Autor.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

5.1 CONCLUSÕES

O presente capítulo apresenta uma compilação do que já foi observado e concluído durante este trabalho, tanto acerca da validação dos métodos de aplicação e emulação de defeitos, quanto acerca da identificação das potenciais grandezas para caracterizar compressores defeituosos.

5.1.1 Acerca dos métodos de aplicação controlada e emulação de defeitos

Para a emulação dos defeitos propostos existem dois pontos críticos: reversibilidade, isto é, os sistemas deveriam ter a capacidade de operar livre de defeitos após a aplicação dos mesmos; possibilidade de alteração controlada do nível de cada defeito.

Os métodos utilizados atenderam parcialmente a esses dois requisitos. Os níveis de defeito, mesmo podendo ser alterados de forma controlada, foram de difícil quantificação. Além disso, foi possível perceber que para um mesmo nível de defeito aplicado (teoricamente igual para os três refrigeradores), as variações das grandezas monitoradas nos refrigeradores não ocorreram nas mesmas proporções em todos os casos.

As conclusões específicas para cada defeito são discutidas a seguir.

5.1.1.1 Obstrução da linha de líquido

A escolha pela instalação de uma válvula em série com a linha de líquido dos refrigeradores teve o objetivo de aplicar perdas de carga semelhantes às causadas por uma obstrução real. Foram utilizadas válvulas do mesmo modelo para os três refrigeradores, de forma a tentar garantir o mesmo comportamento em todos eles com a aplicação da perda de carga. Todavia, como foi apresentado no capítulo 4, os efeitos da emulação não se manifestaram com a mesma intensidade nos três refrigeradores.

Foram descritas algumas hipóteses relativas às possíveis causas dessas diferenças, como: variações construtivas dos refrigeradores e das válvulas utilizadas; diferentes temperaturas de condensação devido ao posicionamento dos refrigeradores; diferentes temperaturas de subresfriamento do fluido refrigerante na saída do condensador.

Entretanto, mesmo havendo diferenças entre os valores médios absolutos das grandezas analisadas após a emulação do defeito, este causou efeitos de comportamento semelhantes em todos os refrigeradores.

Com relação aos requisitos de reversibilidade e aplicação (ou emulação) controlada do defeito, o método proposto os atende, porém a adição de volume ao circuito (com a instalação das válvulas) pode ser uma das causas da mudança dos perfis de consumo dos refrigeradores antes e após a instrumentação. Esse efeito, entretanto, se comprovado, pode ser compensado através da correção do valor nominal da carga de fluido refrigerante.

Conclui-se, portanto, que o método de aplicação controlada da obstrução na linha de líquido do circuito de refrigeração teve um resultado positivo. Para melhores resultados, entretanto, torna-se necessário que as válvulas utilizadas passem por um processo de calibração para que suas curvas de perda de carga sejam identificadas e, então, possam ser aplicados níveis de defeito com menores incertezas em cada refrigerador. Além disso, seria desejável o cálculo acerca do efeito causado com a adição de volume extra no circuito.

5.1.1.2 Vazamentos internos do compressor

Os resultados apresentados para os ensaios de emulação do presente defeito sugerem que os efeitos de sua aplicação não resultaram em variações significativas no comportamento dos refrigeradores. Entretanto, os resultados obtidos para a vazão mássica estimada mostraram que o método utilizado apresenta potencial para a identificação de vazamentos internos ao compressor, uma vez que apresentou os maiores níveis de alteração entre as grandezas monitoradas.

Por tratar-se de uma grandeza estimada através de relações termodinâmicas entre grandezas medidas diretamente no sistema, a observância da combinação das variações de tais grandezas é importante.

Apesar de abaixo do esperado, o efeito da aplicação do defeito nos refrigeradores ocorreu de forma muito similar para os três. Dessa

forma, pode-se afirmar que houve êxito na emulação do mesmo nível de defeito para os três refrigeradores.

A conclusão referente ao método de aplicação desse defeito é positiva, mesmo partindo de resultados negativos do ponto de vista de eficácia. Isso porque, é possível notar em algumas grandezas, como por exemplo a temperatura do congelador, que houve modificação na média dos resultados após a aplicação do defeito. Essa variação não foi suficientemente grande. Entretanto, com a utilização de válvulas de maior vazão pode ser possível aplicar defeitos em níveis que afetem de forma mais agressiva o funcionamento dos circuitos dos refrigeradores.

5.1.1.3 Carga de fluido fora do valor nominal

A partir do procedimento realizado para efetuar a carga de fluido refrigerante nos refrigeradores pôde-se concluir que o principal gargalo foi a tolerância da carga do fluido no cilindro auxiliar. A inserção do valor desejado da massa não ocorreu em nenhum dos ensaios. Todavia, a variação dos valores de carga em cada refrigerador manteve-se na faixa de $\pm 1\%$ do valor desejado, valores muito abaixo da tolerância de carga estabelecida pelo fabricante, igual a ± 5 g (12,5% da carga especificada).

Mesmo o método de carga de fluido não sendo ideal, este segue o procedimento recomendado pelo fabricante dos compressores utilizados nos refrigeradores e foi capaz de gerar variações no comportamento dos refrigeradores de forma similar para os três. Ainda assim, o procedimento utilizado pode ser aperfeiçoado.

5.1.2 Acerca das grandezas mensuradas e estimadas

Nesta subseção, para cada defeito aplicado ou emulado, são analisados os resultados obtidos para cada grandeza, com base nos resultados dos testes de hipótese realizados no capítulo 4.

Com base nessas análises, chega-se a conclusões relativas à capacidade de caracterização de defeitos em sistemas de refrigeração pelas grandezas consideradas.

É também apresentada uma avaliação relativa aos valores médios de variação de cada grandeza frente a cada defeito aplicado ou emulado.

Contudo, as grandes incertezas das médias, já apresentadas no capítulo dos resultados, impedem que conclusões afirmativas sejam tomadas com base nos seus valores. O dito nos comentários relativos às

médias, tem o objetivo de apenas apresentar tendências para os valores das grandezas frente a defeitos.

5.1.2.1 Obstrução da linha de líquido

Dois fatores foram fundamentais nos resultados obtidos nos ensaios de emulação da obstrução da linha de líquido dos refrigeradores: variações (aleatórias) na temperatura ambiente para diferentes ensaios; diferenças (sistemáticas) entre os resultados dos refrigeradores.

Esses fatores tornaram as dispersões dos resultados muito grandes, e inviabilizaram a caracterização dos defeitos através das medições realizadas. Mesmo avaliando cada refrigerador individualmente, os testes de hipótese realizados não obtiveram sucesso na maior parte dos casos avaliados.

Entretanto, como visto no item 4.2.4, observando apenas as variações das médias para cada grandeza (para cada refrigerador, individualmente) se pode chegar a algumas conclusões acerca de quais grandezas apresentam maior potencial para caracterizar defeitos nos refrigeradores estudados.

Esses dados são um indicativo dos potenciais de cada grandeza para a caracterização de defeitos em refrigeradores domésticos. Entretanto, como apresentado também no capítulo 4, houve grande dispersão de valores e, juntamente com o baixo número de refrigeradores analisados, as incertezas com relação aos valores médios ficaram muito elevadas.

Com a melhoria das condições da realização dos ensaios, tanto com relação às condições de ambiente, quanto com relação à emulação dos defeitos de forma mais controlada, a dispersão dos resultados tende a melhorar.

5.1.2.2 Vazamentos internos ao compressor

Os resultados alcançados com relação à capacidade de caracterização de vazamentos internos ao compressor pelas grandezas monitoradas não foram satisfatórios em sua maioria.

Os testes de hipótese apontaram, para a grande maioria dos casos, que não é possível afirmar (com 95% de certeza) que houve alteração da média das grandezas monitoradas, por decorrência da emulação deste defeito.

As variações das médias das grandezas para antes e depois da emulação do defeito, apresentadas ao final do capítulo 4, mostram que a vazão mássica, a temperatura no termostato do congelador e a queda da temperatura nele apresentaram variações significativas.

Entretanto, como visto nos resultados, a vazão mássica estimada, mesmo apresentando grande variação entre as medias, não obteve resultado positivo no teste de hipóteses.

Com a diminuição das incertezas relacionadas a essas grandezas, em especial à vazão mássica estimada, há grande potencial para que elas caracterizem defeitos em sistemas de refrigeração.

5.1.2.3 Carga de fluido refrigerante fora do valor nominal

Os efeitos das aplicações de sub e sobrecarga de fluido refrigerante nos refrigeradores foram muito satisfatórios. Essa afirmação tem como base os resultados obtidos nos testes de hipóteses realizados.

Ambos os defeitos apresentaram bons índices de rejeição da hipótese nula. As grandezas responsáveis pelo alcance desses bons resultados foram: potência elétrica corrigida; pressão de sucção; queda da temperatura no congelador.

Assim como para os outros defeitos já discutidos, as variações das médias apresentadas ao final do capítulo 4, no item 4.2.4, apresentam bons indicativos das grandezas potencialmente capazes de caracterizar defeitos em refrigeradores domésticos. Dessas, as que mostram as variações mais significativas foram novamente: potência elétrica corrigida; pressão de sucção; queda de temperatura no congelador.

Atenção especial deve ser dada à potência elétrica, sendo esta a grandeza com maior potencial de aplicação em inspeções de linha de produção, devido à sua facilidade de instrumentação.

5.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O presente trabalho se trata de um primeiro estudo para o desenvolvimento de um método de diagnóstico automatizado de falhas em sistemas de refrigeração.

Foram validados de forma parcial os métodos de aplicação e emulação de defeitos nos sistemas de refrigeração. Portanto, existe a necessidade que estes sejam aperfeiçoados. Além disso, ainda existe a

necessidade da elaboração de um método de diagnóstico automatizado e de sua validação através de testes de índice de acerto, onde são comparados os índices de falsos positivos e falsos negativos das decisões tomadas pelo método.

Algumas sugestões de trabalhos futuros são descritas a seguir. Algumas delas seguem a linha do projeto a partir do seu ponto de término e outras são relacionadas a pontos que podem ser revistos e melhorados para a realização de ensaios com menores incertezas e melhores índices de repetibilidade e reprodutibilidade.

1. Aperfeiçoamento da técnica de inserção de gás no sistema. Esse processo é ponto chave para a melhoria dos resultados dos ensaios, pois a carga de fluido dos refrigeradores afeta os resultados de qualquer tipo de defeito estudado. Uma alternativa é a utilização de uma balança dedicada a esse tipo de aplicação, contendo um controle da massa inserida.

2. Realização dos ensaios em um ambiente com melhor controle de temperatura, fluxo de ar e umidade, assim como é feito para ensaios de avaliação de eficiência de refrigeradores. Foi visto nos dados apresentados que os fatores ambientais tiveram grande influência nos resultados para diferentes ensaios.

3. Aperfeiçoamento da equação (14), desenvolvida de forma empírica neste trabalho, tendo em vista a realização de ensaios sem a necessidade de controle da temperatura e fluxo de ar ambiente.

4. Estudos específicos voltados para a calibração dos métodos de medição indireta apresentados neste trabalho.

5. Utilização de FMEA para aprimorar os pontos e métodos de aplicação e emulação de defeitos e medição de grandezas dos sistemas.

6. Análise probabilística através da utilização de redes bayesianas.

REFERÊNCIAS

ABNT. **NBR 16069:2010 - Segurança em Sistemas de Refrigeração**. [S.l: s.n.], 2010.

AGILENT; KEYSIGHT. *34970A - Data Acquisition/Switch Unit Family - Product Overview*. [S.l: s.n.], 2012

ANSI/ASHRAE. *15 - 2007, Custom Engineered Refrigeration Systems, and TC 9.1, Large Building Air-Conditioning Systems*. [S.l: s.n.], 2009

ANSI/ASHRAE. **ANSI/ASHRAE 15-2007 - Safety Code for Mechanical Refrigeration**. [S.l: s.n.], 2007.

ARMSTRONG, Peter R *et al.* Fault Detection Based on Motor Start Transients and Shaft Harmonics Measured At the Rtu Electrical Service. n. 1997, p. 1–10, 2004.

AZZOUZ, K.; LEDUCQ, D.; GOBIN, D. Enhancing the performance of household refrigerators with latent heat storage: An experimental investigation. **International Journal of Refrigeration** v. 32, n. 7, p. 1634–1644, 2009. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.03.012>>.

BALLMANN. Edinei. **Aprimoramento de Processo de Medição de Deslocamento de Válvulas em Compressores de Refrigeração - Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico**. [S.l: s.n.], 2010.

BREUKER, M.; ROSSI, T.; BRAUN, J. Smart maintenance for rooftop units. **ASHRAE Journal** v. 42, n. November, p. 41–42+44, 2000.

Brigh Huben Engineering. Disponível em: <<http://www.brighthubengineering.com/mechanical/>>.

CADDOCK. *Datasheet USF240*. [S.l: s.n.]. Disponível em: <http://www.caddock.com/Online_catalog/Mrktg_Lit/TypeUSF.pdf>, 2004

ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Termodinâmica**. [S.l.]: McGraw Hill, 2005. 675 p. .

DEMAY, Miguel B. **Desenvolvimento de sistemas para medição de frequência rotacional em compressores herméticos**. [S.l: s.n.], 2008.

DOSSAT, Roy J. **Princípios de refrigeração**. 1. ed. [S.l.]: Hemus, 1963. 884 p. .

DUTRA, Thiago. **Investigação experimental da transferência de calor em componentes de compressores alternativos de refrigeração doméstica**. [S.l: s.n.], 2008.

DUTRA, Thiago; DESCHAMPS, Cesar J. Experimental Investigation of Heat Transfer in Components of a Hermetic Reciprocating Compressor. , 2010.

EMBRACO. **Informativo técnico 94010**. Joinville: [s.n.], 2009.

EMBRACO. *Issuu*. Disponível em: <<http://issuu.com/brasil-virtual/docs/compressores>>.

EXACTA. *No Title*. Disponível em: <<http://www.exacta.ind.br/?p=conteudo&id=197>>. Acesso em: 20 jan. 2014.

GAGG, C. R. Failure of components and products by “engineered-in” defects: Case studies. **Engineering Failure Analysis** v. 12, p. 1000–1026 , 2005.1350-6307.

GENERAL ELETRICS. *Druck DPI 620* . [S.l: s.n.]. , 2008

GRACE, I. N.; DATTA, D.; TASSOU, S. a. Sensitivity of refrigeration system performance to charge levels and parameters for on-line leak detection. **Applied Thermal Engineering** v. 25, p. 557–566 , 2004.

HANSELMAN, Duane C. **Brushless Permanent-Magnet Motor Desing**. Orno: R. R. Donnelley & Sons Company, 1994. .0070260257.

HBM. *Absolute pressure transducer P3 Datasheet* . [S.l: s.n.]. , [S.d.]

INMETRO. **GUM 2008 - Guia para a expressão de incerteza de medição.** [S.l: s.n.], 2008. 141 p. .9788586920134.

Kapton Tape. Disponível em: <<http://www.kaptontape.com/>>.

KHAN, Mohd Kaleem; KUMAR, Ravi; SAHOO, Pradeep K. Flow characteristics of refrigerants flowing through capillary tubes - A review. **Applied Thermal Engineering** v. 29, n. 8-9, p. 1426–1439 , 2009. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.08.020>>.1359-4311.

LI, H; BRAUN, J. Evaluation of a Decoupling-Based Fault Detection and Diagnostic Technique-Part II: Field Evaluation and Application. **Icebo 2006** v. V , 2006.

LI, Haorong. Evaluation of a decoupling-based fault detection and diagnostic technique -- part I: field emulation evaluation.pdf. **ICEBO** v. 5-4, n. Control Systems for Energy Afficiency and Comfort, p. 9 , 2006.

LI, Haorong; BRAUN, James. A Methodology for Diagnosing Multiple Simultaneous Faults in Vapor-Compression Air Conditioners. **HVAC&R Research** v. 13, p. 369–395 , 2007.

MELO, C; SILVA, Lw; PEREIRA, Rh. Experimental Evaluation of the Heat Transfer Through the Walls of Household Refrigerators. , 2000. Disponível em: <<http://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1501&context=iracc>>.

MORRIESEN, A.; DESCHAMPS, C. J. Experimental investigation of transient fluid flow and superheating in the suction chamber of a refrigeration reciprocating compressor. **Applied Thermal Engineering** v. 41, p. 61–70 , 2011. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.12.011>>.

NAMDEO, Rajeev; MANEPATIL, Smita; SARASWAT, Suvandan. Detection of Valve Leakage in Reciprocating Compressor Using Artificial Neural Network (Ann). n. 1989, p. 1–8 , 2008.

NATIONAL INSTRUMENTS. **NI 9215 - Datasheet.** [S.l: s.n.], 2012a.

NATIONAL INSTRUMENTS. **NI PCIe - 6363 - Datasheet**. [S.l: s.n.], 2012b.

NATIONAL INSTRUMENTS. **SCXI 1520 - Universal Strain Gauge Input - Datasheet**. [S.l: s.n.], 2008.

NAVARRO-ESBRÍ, J.; TORRELLA, E.; CABELLO, R. A vapour compression chiller fault detection technique based on adaptative algorithms. Application to on-line refrigerant leakage detection. **International Journal of Refrigeration** v. 29, p. 716–723 , 2006.

PACHECO. Luis Antônio Schalata. **Desenvolvimento de um sistema para medir a resistência de enrolamento em motores de compressores energizados**. [S.l: s.n.], 2007.

PIACENTINO, Antonio; TALAMO, Miriam. Innovative thermoeconomic diagnosis of multiple faults in air conditioning units: Methodological improvements and increased reliability of results. **International Journal of Refrigeration** v. 36, n. 8, p. 2343–2365 , 2013. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.07.016>>.

RIEDON. *USR UNR 3425 RIEDON Resisotr Datasheet* . [S.l: s.n.] , 2008

SAGHAEI, Abbas; NAJAFI, Hoorieh; NOOROSSANA, Rassoul. Enhanced Rolled Throughput Yield: A new six sigma-based performance measure. **International Journal of Production Economics** v. 140, n. 1, p. 368–373 , 2012. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijpe.2012.02.002>>.

SILVA, Alessandro Da. *Normas de segurança aplicadas com os refrigerantes naturais*. Disponível em: <<http://www.ambientegegado.com.br/v21/notas-mainmenu-2/1-latest/532-normas-de-seguranca-aplicadas-com-os-refrigerantes-naturais.html>>.

SILVA, R.; DESCHAMPS, Cesar J. Modeling of gas leakage through compressor valves. **International Journal of Refrigeration** , 2012.

SONNENREIN, G *et al.* Reducing the power consumption of household refrigerators through the integration of latent heat storage elements in wire-and-tube condensers. **International Journal of Refrigeration** , 2014. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.12.011>>.

SONNTAG, Richard E.; BORGNACKE, Claus; WYLEN, Gordon J. Van. **Fundamentos da Termodinâmica**. 2^a. ed. [S.l.]: Edgard Blücher, 2003. 577 p. .

SPRINGER. **GUIA DE DIAGNÓSTICO DE FALHAS EM COMPRESSORES**. [S.l.: s.n.], [S.d.].

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. Saiz. **Refrigeração Industrial**. 2^a. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002. 371 p. .

STOUPPE, D. E.; LAU, T. Air conditioning and refrigeration equipment failures. **National Engineer** p. 9 , 1989.

SWAGELOK. *S, M, L and 31 Series Datasheet* . [S.l.: s.n.] . , 2003

SWAGELOK. *Valve Sizing - Technical Bulletin* . [S.l.: s.n.] . , 2002

TEXAS INSTRUMENTS. Ia Ina110. **Data Sheet** , 2005a.

TEXAS INSTRUMENTS. ISO124 - Precision Lowest-Cost Isolation Amplifier. **Data Sheet** p. 1–18 , 2005b.

WICHMAN, Adam; BRAUN, James. Fault Detection and Diagnostics for Commercial Coolers and Congeladors. **HVAC&R Research** v. 15, n. 2007, p. 77–99 , 2009.

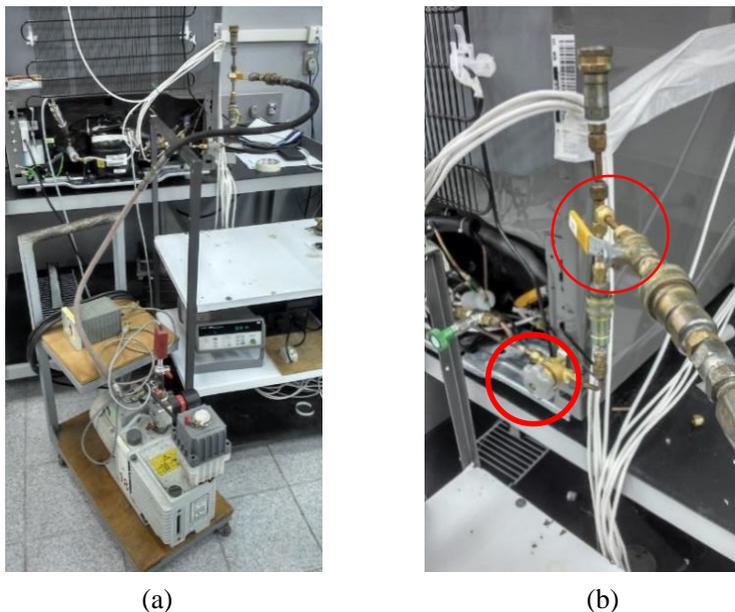
YOKOGAWA. *PZ4000 Power analyzer* . [S.l.: s.n.] . , 2000

APÊNDICE A

PROCESSO DE CARGA DE FLUIDO REFRIGERANTE EM REFRIGERADORES DOMÉSTICOS

Compressores herméticos, além dos passadores de sucção e descarga, possuem um terceiro canal chamado de processo. Esse canal possibilita a carga de fluido após a instalação e brasagem do compressor no refrigerador ou congelador. Foi este o canal utilizado para aplicar-se as cargas de fluido nos refrigeradores utilizados. O canal do processo foi modificado para agilizar as etapas de carga. As modificações incluem a instalação de um registro e um engate rápido.

Figura (Apêndice) 1 - Bomba de vácuo e registros do processo



Fonte: Autor

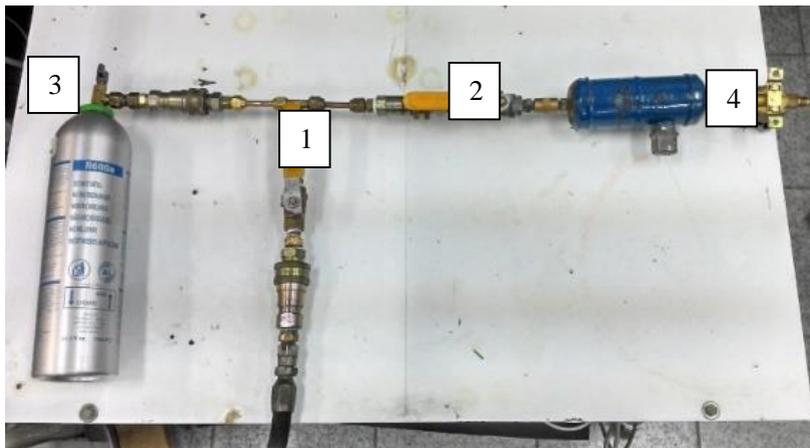
A Figura (Apêndice) 1.b mostra o registro do canal do processo e o engate rápido. O vácuo no sistema é feito através dessa tubulação utilizando-se uma bomba de vácuo. A Figura (Apêndice) 1.a mostra a bomba realizando o vácuo no sistema, que é o primeiro passo para a carga

de fluido. Nesse momento o registro do processo indicado na Figura (Apêndice) 1.b está aberto. Quando se atinge o vácuo, o registro é fechado e o sistema está pronto para as próximas etapas.

Após feito o vácuo no sistema é necessário separar em um cilindro auxiliar a quantidade de fluido que deseja-se inserir no refrigerador. Pelo mesmo motivo que foi feito o vácuo no sistema de refrigeração, é necessário fazê-lo também no cilindro auxiliar antes de inserir o fluido refrigerante. O vácuo no cilindro auxiliar é feito com ele fixo no engate em formato de T como na f.

A Figura (Apêndice) 2 apresenta o cilindro de fluido refrigerante 600a, o cilindro auxiliar, a mangueira da bomba de vácuo e uma tubulação em formato de T interligando esses três elementos. Esse processo tem como objetivo transferir uma quantidade de fluido do cilindro principal para o cilindro auxiliar.

Figura (Apêndice) 2 - Engate em T, cilindro auxiliar e cilindro de R600a



- 1 – Válvula da bomba de vácuo
- 2 – Válvula do cilindro auxiliar
- 3 – Cilindro de R600a
- 4 – Registro do cilindro auxiliar

Fonte: Autor

Primeiramente se deve abrir as Válvulas 1 e 2, como indicado na Figura (Apêndice) 2. A bomba de vácuo deve ser ligada e deve ser

observada a pressão até que ela atinja o vácuo. A Válvula 2 do cilindro auxiliar deve ser fechada e ele retirado da tubulação e feita a medição de sua massa. Esse valor é chamado de massa em vácuo. O valor deve ser anotado ou deve-se zerar a balança. O cilindro auxiliar deve ser novamente fixado no engate em formato de T e novamente deve ser feito vácuo. Após realizado novamente o vácuo a região do engate T, a Válvula 1 deve ser fechada e a Válvula 2 aberta, assim como a válvula do cilindro principal (Válvula 3). Esse deve ser posicionado em uma altura maior com relação ao cilindro auxiliar para que o fluido em estado líquido presente no reservatório seja transferido para ele. Nesse momento o Registro 4 indicado do cilindro auxiliar deve ser pouco aberto por alguns instantes, aproximadamente dez segundos. A válvula do cilindro principal deve ser totalmente fechada, assim como o Registro 4 e a Válvula 2 do cilindro auxiliar. Os cilindros devem ser retirados da tubulação e o cilindro auxiliar pesado novamente, como ilustrado na Figura (Apêndice) 3. Normalmente uma massa maior do que a esperada é transferida para o cilindro auxiliar, sendo assim o Registro 4 deve ser um pouco aberto até que o valor da massa indicado pela balança seja o valor desejado. Esse valor deve ser anotado.

Figura (Apêndice) 3 – Medição da massa do cilindro auxiliar



Fonte: Autor

Nesse momento o cilindro auxiliar possui a massa de fluido que será inserida no sistema. Portanto, agora a tubulação em T deve ser colocada no engate rápido do processo do compressor e o cilindro auxiliar conectado na outra extremidade. A Figura (Apêndice) 4 apresenta essa montagem. Novamente deve ser feito vácuo na tubulação. Quando o valor

de pressão estiver no nível de vácuo desejado a válvula da bomba de vácuo deve ser fechada e a do processo e a do cilindro auxiliar abertas.

O fluido presente no cilindro auxiliar é então transferido em quase sua totalidade para o sistema de refrigeração. Para garantir uma maior transferência do fluido para o sistema, o refrigerador é ligado. Dessa forma o compressor aspira boa parte do restante de fluido ainda presente no cilindro auxiliar. Após um minuto, aproximadamente, desliga-se o compressor. Deve-se fechar o registro do processo e a válvula do cilindro auxiliar. Este deve ser retirado do engate em formato de T e pesado novamente. O valor indicado pela balança deve ser subtraído do valor indicado anteriormente. O resultado dessa subtração é, portanto a quantidade de fluido que foi definitivamente transferida para o refrigerador.

Figura (Apêndice) 4 - Engate T instalado no refrigerador



Fonte: Autor.

APÊNDICE B

CALIBRAÇÃO DO SISTEMA DE MEDIÇÃO DE PRESSÃO

Canal	Erro máximo	Equação de curva de calibração
0	$\pm 0,012$ bar	$0,997x - 0,983$
1	$\pm 0,010$ bar	$0,998x - 0,954$
2	$\pm 0,030$ bar	$1,000x - 0,710$
3	$\pm 0,009$ bar	$1,000x - 2,266$
4	$\pm 0,011$ bar	$1,000x - 1,155$
5	$\pm 0,018$ bar	$0,996x - 0,893$

Onde x é valor lido pela placa de aquisição de sinais utilizada, já convertidos para a unidade de pressão [bar].

O procedimento de calibração seguiu as recomendações do Guia para a Expressão de Incerteza de Medição – GUM 2008 (INMETRO, 2008). A calibração foi realizada pelo método de comparação, utilizando o calibrador Druck DPI 620 do fabricante General Eletrics (GENERAL ELETRICS, 2008). Foram realizados três ciclos de subida e decida, com medições em 8 pontos, igualmente espaçados em 1 bar, para os canais 0, 2 e 4 (de 1 bar a 8 bar absolutos) e em 6 pontos para os canais 1, 3 e 5 (de 1 bar a 6 bar absolutos). Diferença justificada pela faixa de medição utilizada por cada um dos canais.

Foram consideradas as seguintes fontes de incerteza:

- resolução do instrumento calibrado;
- erro de linearidade;
- repetibilidade;
- histerese;
- incerteza do equipamento padrão.

APÊNDICE C

CALIBRAÇÃO DO SISTEMA DE MEDIÇÃO DE GRANDEZAS ELÉTRICAS

Canal	Erro máximo	Equação de curva de calibração
0	$\pm 0,026$ A	$0,216x + 0,024$
1	$\pm 0,063$ A	$0,229x - 0,020$
2	$\pm 0,042$ A	$0,213x + 0,015$
3	$\pm 1,5$ V	$35,5x - 0,7$

Onde x é valor lido em volts pela placa de aquisição de sinais utilizada.

O procedimento de calibração seguiu as recomendações do Guia para a Expressão de Incerteza de Medição – GUM 2008 (INMETRO, 2008). A calibração foi realizada pelo método de comparação, utilizando o wattímetro PZ4000 do fabricante Yokogawa (YOKOGAWA, 2000).

A calibração foi realizada em três pontos de operação dos refrigeradores: desligado; 2400 rpm; 4200 rpm (faixas com consumo de corrente de 0,5 A à 1 A; tensão elétrica da rede de 220V 60 Hz). Foram realizadas 10 medições para cada ponto de operação.

Foram consideradas as seguintes fontes de incerteza:

- resolução do instrumento calibrado;
- erro de linearidade;
- repetibilidade;
- histerese;
- incerteza do equipamento padrão.

APÊNDICE D

VALORES DOS TESTES DE HIPÓTESE REALIZADOS

Os testes de hipótese citados no capítulo 4 deste trabalho e utilizados para a formulação das conclusões do mesmo, seguiram a equação (15), relativa a duas amostras com poucos elementos ($n < 30$).

$$t = \frac{\bar{X}_1 - \bar{X}_2}{\sqrt{\frac{(n_1 - 1)s_1^2 + (n_2 - 1)s_2^2}{n_1 + n_2 - 2} \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2} \right)}} \quad (15)$$

A hipótese nula e a hipótese alternativa utilizadas em todos os testes realizados, são expostas abaixo.

$$H_0: \bar{X}_1 - \bar{X}_2 = 0$$

$$H_1: \bar{X}_1 - \bar{X}_2 \neq 0$$

Onde:

- H_0 : hipótese nula;
- H_1 : hipótese alternativa;
- \bar{X}_1 : média da amostra sem defeito;
- \bar{X}_2 : média da amostra com defeito.

Para rejeitar a hipótese nula e assumir a hipótese alternativa como possível (com certo valor de confiança) o valor de t resultante da resolução da equação (15) para cada caso submetido ao teste deve ser:

$$t \geq t_{(\alpha/2;v)} \quad \text{ou} \quad t \leq -t_{(\alpha/2;v)}$$

Onde:

- α : nível de significância do teste (1 – nível de confiança);
- v : número de graus de liberdade ($n_1 + n_2 - 2$);
- $t_{(\alpha/2;v)}$: valor referente ao nível de significância e graus de liberdade para t na tabela de t de Student.

A seguir são apresentados os valores utilizados na realização dos testes e seus respectivos resultados (valores de t).

Valores para obstrução da linha de líquido

n para ensaios sem defeito	n para ensaios com defeito	Nível de significância (α)	Graus de liberdade	Valor de $t_{\alpha/2}$
6	6	0,05	10	2,23

Grandeza	Refrigerador 1				
	\bar{X}_1	s_1	\bar{X}_2	s_2	t
Potência elétrica [W]	70,07	10,62	52,28	3,80	1,29
Potência corrigida [W]	20,56	4,10	14,35	1,49	1,17
Pressão de Sucção [bar]	0,38	0,06	0,31	0,03	0,88
Pressão de Descarga [bar]	4,44	0,34	4,32	0,18	0,27
Diferença de pressão [bar]	0,00	0,00	0,10	0,02	-10,85
Temperatura no termostato [°C]	15,64	1,17	18,12	0,36	-1,63
Queda de temperatura [°C]	6,52	1,47	4,61	0,47	1,00

Grandeza	Refrigerador 2				
	\bar{X}_1	s_1	\bar{X}_2	s_2	t
Potência elétrica [W]	84,11	10,42	49,8	2,67	2,57
Potência corrigida [W]	28,32	3,49	13,39	0,69	3,31
Pressão de Sucção [bar]	0,49	0,05	0,29	0,02	3,13
Pressão de Descarga [bar]	4,51	0,34	4,00	0,17	1,16
Diferença de pressão [bar]	0,06	0,02	0,38	0,03	-12,75
Temperatura no termostato [°C]	11,08	0,59	19,03	0,67	-9,75
Queda de temperatura [°C]	10,12	0,81	4,04	0,09	5,81

Grandeza	Refrigerador 3				
	\bar{X}_1	s_1	\bar{X}_2	s_2	t
Potência elétrica [W]	89,80	12,89	70,61	9,92	1,12
Potência corrigida [W]	31,99	4,58	24,21	3,51	1,28
Pressão de Sucção [bar]	0,57	0,08	0,49	0,10	0,73
Pressão de Descarga [bar]	4,67	0,42	4,50	0,38	0,31
Diferença de pressão [bar]	0,07	0,02	0,24	0,02	-7,40
Temperatura no termostato [°C]	10,36	0,63	12,76	1,36	-2,42
Queda de temperatura [°C]	10,54	1,83	8,91	2,18	0,65

Valores para vazamentos internos ao compressor

n para ensaios sem defeito	n para ensaios com defeito	Nível de significância (α)	Graus de liberdade	Valor de $t_{\alpha/2}$
6	9	0,05	13	2,16

Grandeza	Refrigerador 1				
	\bar{X}_1	s_1	\bar{X}_2	s_2	t
Potência elétrica [W]	70,07	10,62	66,43	6,69	0,28
Potência corrigida [W]	20,56	4,10	20,95	2,68	-0,08
Pressão de Sucção [bar]	0,38	0,06	0,43	0,03	-0,55
Pressão de Descarga [bar]	4,44	0,34	4,32	0,17	0,28
Vazão mássica estimada [kg/h]	0,27	0,08	0,15	0,01	1,35
Temperatura no termostato [°C]	15,64	1,17	17,17	1,51	-1,01
Queda de temperatura [°C]	6,52	1,47	5,22	1,13	0,72

Grandeza	Refrigerador 2				
	\bar{X}_1	s_1	\bar{X}_2	s_2	t
Potência elétrica [W]	84,11	10,42	75,02	8,28	0,71
Potência corrigida [W]	28,32	3,49	26,05	3,26	0,53
Pressão de Sucção [bar]	0,49	0,05	0,51	0,04	-0,38
Pressão de Descarga [bar]	4,51	0,34	4,31	0,17	0,50
Vazão mássica estimada [kg/h]	0,23	0,04	0,14	0,02	1,67
Temperatura no termostato [°C]	11,08	0,59	13,44	1,40	-2,59
Queda de temperatura [°C]	10,12	0,81	8,40	1,33	1,56

Grandeza	Refrigerador 3				
	\bar{X}_1	s_1	\bar{X}_2	s_2	t
Potência elétrica [W]	89,80	12,89	81,26	8,31	0,55
Potência corrigida [W]	31,99	4,58	29,50	3,43	0,44
Pressão de Sucção [bar]	0,57	0,08	0,58	0,04	-0,07
Pressão de Descarga [bar]	4,67	0,42	4,43	0,16	0,49
Vazão mássica estimada [kg/h]	0,13	0,01	0,10	0,01	1,66
Temperatura no termostato [°C]	10,36	0,63	12,82	1,35	-2,64
Queda de temperatura [°C]	10,54	1,83	9,04	1,02	0,68

Valores para 85% de carga de fluido refrigerante

n para ensaios sem defeito	n para ensaios com defeito	Nível de significância (α)	Graus de liberdade	Valor de $t_{\alpha/2}$
9	9	0,05	16	2,12

Grandeza	Refrigerador 1				
	\bar{X}_1	s_1	\bar{X}_2	s_2	t
Potência elétrica [W]	76,25	6,40	58,86	3,41	2,02
Potência corrigida [W]	24,86	1,51	16,68	0,73	4,03
Pressão de Sucção [bar]	0,49	0,03	0,33	0,02	3,37
Pressão de Descarga [bar]	4,62	0,66	4,10	0,56	0,58
Temperatura no termostato [°C]	11,12	5,99	16,38	6,64	-0,63
Queda de temperatura [°C]	9,38	0,35	4,59	0,27	10,05

Grandeza	Refrigerador 2				
	\bar{X}_1	s_1	\bar{X}_2	s_2	t
Potência elétrica [W]	83,36	9,77	60,65	3,93	1,73
Potência corrigida [W]	28,70	2,71	18,26	0,78	2,89
Pressão de Sucção [bar]	0,55	0,05	0,36	0,02	2,79
Pressão de Descarga [bar]	4,68	0,74	3,99	0,53	0,69
Temperatura no termostato [°C]	9,62	5,10	16,05	6,08	-0,91
Queda de temperatura [°C]	10,98	1,20	4,85	0,57	3,81

Grandeza	Refrigerador 3				
	\bar{X}_1	s_1	\bar{X}_2	s_2	t
Potência elétrica [W]	85,33	10,01	61,79	6,26	1,74
Potência corrigida [W]	30,74	3,02	18,97	1,40	2,91
Pressão de Sucção [bar]	0,62	0,06	0,39	0,03	2,70
Pressão de Descarga [bar]	4,79	0,73	4,06	0,60	0,73
Temperatura no termostato [°C]	9,98	4,97	16,80	5,46	-0,99
Queda de temperatura [°C]	10,76	1,13	4,48	0,68	4,11

Valores para 110% de carga de fluido refrigerante

n para ensaios sem defeito	n para ensaios com defeito	Nível de significância (α)	Graus de liberdade	Valor de $t_{\alpha/2}$
9	9	0,05	16	2,12

Grandeza	Refrigerador 1				
	\bar{X}_1	s_1	\bar{X}_2	s_2	t
Potência elétrica [W]	76,25	6,40	103,17	19,64	-2,50
Potência corrigida [W]	24,86	1,51	37,11	6,25	-4,23
Pressão de Sucção [bar]	0,49	0,03	0,65	0,05	-3,20
Pressão de Descarga [bar]	4,62	0,66	4,99	0,68	-0,40
Temperatura no termostato [°C]	11,12	5,99	7,03	5,14	0,50
Queda de temperatura [°C]	9,38	0,35	12,77	0,52	-6,80

Grandeza	Refrigerador 2				
	\bar{X}_1	s_1	\bar{X}_2	s_2	t
Potência elétrica	83,36	9,77	109,68	20,67	-1,79
Potência corrigida	28,70	2,71	40,98	6,70	-2,89
Pressão de Sucção	0,55	0,05	0,71	0,06	-2,16
Pressão de Descarga	4,68	0,74	5,04	0,72	-0,35
Temperatura no termostato	9,62	5,10	5,52	4,62	0,59
Queda de temperatura	10,98	1,20	14,42	0,85	-2,12

Grandeza	Refrigerador 3				
	\bar{X}_1	s_1	\bar{X}_2	s_2	t
Potência elétrica [W]	85,33	10,01	106,58	20,14	-1,42
Potência corrigida [W]	30,74	3,02	39,53	6,29	-1,94
Pressão de Sucção [bar]	0,62	0,06	0,70	0,04	-0,95
Pressão de Descarga [bar]	4,79	0,73	5,05	0,63	-0,26
Temperatura no termostato [°C]	9,98	4,97	8,00	4,88	0,29
Queda de temperatura [°C]	10,76	1,13	12,42	0,44	-1,09

