

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Marcos Roberto Alves

**EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE REFRIGERADOR DOMÉSTICO COM
VELOCIDADE VARIÁVEL NO COMPRESSOR HERMÉTICO**

Belo Horizonte

2014

Marcos Roberto Alves

**EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DO REFRIGERADOR DOMÉSTICO COM
VELOCIDADE VARIÁVEL NO COMPRESSOR HERMÉTICO**

Tese apresentada ao Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof.Dr. Luben Cabezas Gómez

Co-orientador: Prof.Dr.Sérgio de Moraes Hanriot

Belo Horizonte

2014

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

A474e Alves, Marcos Roberto
Eficiência energética no refrigerador doméstico com velocidade variável no compressor hermético / Marcos Roberto Alves. Belo Horizonte, 2014.
172f.: il.

Orientador: Luben Cabezas Gómez
Tese (Doutorado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

1. Refrigeradores. 2. Compressores - Controle automático. 3. Refrigeração. 4. Energia elétrica - Consumo. I. Gómez, Luben Cabezas. II. Pontifícia Universidade Católica de Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

SIB PUC MINAS

CDU: 621.56

Marcos Roberto Alves

**EFICIÊNCIA ENERGÉTICA NO REFRIGERADOR DOMÉSTICO COM
VELOCIDADE VARIÁVEL NO COMPRESSOR HERMÉTICO**

Tese apresentada ao Programa de Pós
Graduação em Engenharia Mecânica da
Pontifícia Universidade Católica de Minas
Gerais, como requisito parcial para obtenção
do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Luben Cabezas Gómez (Orientador) – PUC Minas

Sérgio de Moraes Hanriot (Co-orientador) – PUC Minas

Selênio Rocha Silva (Examinador 1) – UFMG

Paulo Eduardo Lopes Barbieri (Examinador 2) – CEFET- MG

Pedro Américo Almeida Magalhães Júnior (Examinador 3) – PUC Minas

Belo Horizonte, 02 de maio de 2014.

Dedico este trabalho primeiramente a Deus, a meus familiares
e a todos os amigos que sempre me incentivaram
e me apoiaram na conquista dos meus anseios.

AGRADECIMENTOS

Aos professores do Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica pela paciência, competência e dedicação em especial o Prof.Dr. Luben Cabezas Gómez, o Prof.Dr. Sérgio de Moraes Hanriot e o Prof.Dr. Pedro Américo Almeida Magalhães Júnior.

A PUC MG e seus colaboradores pela colaboração prestada.

Aos meus amigos discentes do Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da PUC MG.

Aos professores do Programa de Pós Graduação em Engenharia Elétrica da PUC MG pela colaboração e incentivo ao meu trabalho.

Aos professores e engenheiros do laboratório POLO da Universidade Federal de Santa Catarina pelo apoio técnico e aos esclarecimentos científicos.

Ao programa de Pós Graduação em Engenharia de Energia do CEFET MG, em especial o Prof.Dr. José Henrique Martins Neto.

Aos meus familiares e amigos que incentivaram e fizeram possível este momento.

Aos meus colaboradores, André Bragança, Attenister Tarcísio Rêgo, Márcio Antônio dos Reis Alves, Marcio José da Silva e Matheus Queiroz.

A todos aqueles que torceram por minha vitória.

A Deus de onde emana toda sabedoria e bondade.

“A felicidade não é um estágio da vida a ser alcançado, e sim, um breve momento de alegria quando atingidos nossos objetivos e desejos.”
Do filme *“The Pursuit of Happyness”*

RESUMO

Neste trabalho se apresentam propostas de readequação energética de um refrigerador doméstico de pequeno porte considerando diferentes estratégias de controle da velocidade do compressor alternativo hermético monofásico. No Brasil, a energia elétrica necessária ao funcionamento de um refrigerador doméstico representa de 25% a 50% do consumo total de uma residência, dependendo da classe social. A maioria das tecnologias de geração renováveis, consideradas limpas, ainda não atingiram uma eficiência satisfatória, demonstrando assim a necessidade de buscar outros caminhos para solucionar ou amenizar a questão energética. Como uma das principais linhas de pesquisa e desenvolvimento deste novo problema surge a eficiência energética. Como o objetivo principal do trabalho é aumentar a eficiência do sistema de refrigeração em estudo, se consideram dois tipos de acionamento, o acionamento convencional (*“on-off”*) e o acionamento a velocidade variável (VCC) na faixa de frequência de operação de maior eficiência energética do refrigerador. Diversas análises energéticas foram realizadas, economia de energia elétrica, demanda elétrica e parâmetros de qualidade de energia do refrigerador. Os índices de coeficientes de performance (COP) e os níveis sonoros de ruído do refrigerador são apresentadas para as alternativas de controle empregadas nas condições de testes distintas em relação ao modo operacional convencional de acionamento e controle do refrigerador. Na seção de resultados se mostra que o uso de um sistema de controle a velocidade variável fornece uma eficiência energética maior e menores índices de ruído acústico. Diversas análises qualitativas e quantitativas dos resultados experimentais são apresentadas na análise de resultados para as alternativas distintas de controle utilizadas.

Palavras chave: Eficiência energética. Compressor hermético. Controle com velocidade variável. Sistema de refrigeração doméstico.

ABSTRACT

This work comes to propose an adjustment of energy to a domestic refrigerator of small load considering different strategies of control, the speed and the single phase hermetic alternative compressor. In Brazil, the necessary electric power to the operation of a domestic refrigerator acts of 25% to 50% of the total consumption of a residence, depending on the social class. Most of the renewable generation technologies, considered clean, they still didn't reach a satisfactory efficiency, demonstrating like this the need to look for other ways to solve or to soften the energy subject. As one of the main research lines and development of this new problem appears the energy efficiency. As the main objective of the work is to increase the efficiency of the system of cooling in study, they are considered two action types, the conventional action ("on-off") and the action the variable speed (VCC) in the strip of frequency of operation of larger energy efficiency of the refrigerator. Several energy analyses were fulfilled, electric power economy, disputes electric and parameters of quality of energy of the refrigerator. The indexes of performance coefficients (COP) and the resonant levels of noise of the refrigerator are presented for the control alternatives used in the conditions of different tests in relation to the conventional operational way of action and control of the refrigerator. In the section of results shows that the use of a control system the variable speed supplies a larger energy efficiency and index minor of acoustic noise. Several qualitative and quantitative analyses of the experimental results are presented in the analysis of results for the alternatives different from control used.

Key words: Energy efficiency. Hermetic compressor. Variable speed control. Domestic refrigeration system.

LISTA DE SIMBOLOS

- C – Conjugado do motor [N.m]
CA – Corrente Alternada [A]
CC – Corrente contínua [A]
 CE_{RP} – Consumo de energia [W.h]
COP – Coeficiente de performance [adimensional]
 COP_N – Coeficiente de performance no modo analisado [adimensional]
COP% - Coeficiente de performance percentual [%]
CV – Cavalo Vapor [W]
 C_v – Calor específico a volume constante [J/Kg.K]
d – Duty cycle [s]
DC – Direct current [A]
e – Energia [W.h]
 \dot{E}_{ent} = energia entrando no volume de controle [J]
 \dot{E}_{sai} = energia saindo do volume de controle [J]
 ΔE_{vc} = energia armazenada no volume de controle [J]
f – Frequência [Hz]
 f_n - Frequência nominal [Hz]
 f_s – Frequência síncrona [Hz]
Fs – Fator de serviço [adimensional]
 \dot{G} = Perdas no compressor [W];
 \dot{G}_{ho} = Perdas eletromagnéticas no motor elétrico [W];
 \dot{G}_{re} = Perdas térmicas [W];
 \dot{G}_{mc} = Perdas mecânicas de atrito, vibrações e ruído [W].
 I_h – Valor eficaz da componente harmônica individual de corrente de ordem h [A]
 I_N – Corrente elétrica de entrada [A]
 I_2 – Corrente elétrica induzida [A]
K – Fator de redução de torque [adimensional]
m – Massa [Kg]
n – Rotação no eixo do motor [rpm]
 n_s – Rotação do fluxo magnético do motor [rpm]
p – Número de polos [adimensional]
P – Potência ativa consumida [W]

\dot{P}_e - Potência de saída [W]

\dot{P}_c - Potência de entrada [W]

Pot_{RP} – Potência consumida [W]

\dot{Q}_C - Taxa de transferência de calor no condensador [W]

\dot{Q}_E - Taxa de transferência de calor no evaporador [W]

\dot{Q}_{CT} - Carga térmica [W]

RTR_{RP} – Fator de funcionamento [adimensional]

S – Escorregamento do motor [adimensional]

T – Período de chaveamento [s]

T_c – Temperatura baixa [°C]

t_{des} – Tempo desligado [s]

t_{fin} – Tempo final [s]

T_h – Temperatura alta [°C]

t_{ini} – Tempos inicial [s]

t_{lig} – Tempo ligado [s]

t_{ON} – Tempo de acionamento [s]

t_{OFF} – Tempo de repouso [s]

Δt = intervalo de tempo considerado [s]

v – Tensão elétrica [V]

V – Volume [m³]

W – Watts

\dot{W} – Potência de compressão [W]

\dot{W}_C – Trabalho realizado pelo tempo no compressor [W]

V – Volume [m³]

V_f – Tensão de fase [V]

V_h – Valor eficaz da componente harmônica individual de tensão de ordem h [V]

V_m – Tensão média [V]

V_N – Tensão de entrada [V]

LISTA DE SUBSCRITOS

- atm – Pressão atmosférica [Pa]
- C/C_n – Conjugado por conjugado nominal [adimensional]
- Comp – Compressor
- Con – Condensador
- CFCs – Clorofluorcarbonetos
- Cte* – Valor constante
- CO₂ – Dióxido de carbono
- dB - Decibel
- DHT_I – Distorção harmônica total de corrente [%]
- DHT_V - Distorção harmônica total de tensão [%]
- Entr* – Entrada
- EPE – Balanço de Energia Nacional
- ess* – Erro de estado estacionário
- e(t)* - Erro em função do tempo
- h – Ordem harmônica [adimensional]
- h:m:s – hora minuto segundo
- HCFCs – Hidrofluorcarbonetos
- HFC-134a – Gás refrigerante hidrofluorcarboneto
- HTF – Transferência de calor de temperatura constante
- $\frac{1}{T_i}$ - Ganho integral
- I – Controle Integral
- ISO – International organization for standardization
- ISO GUM – “Guide to the Expression of Uncertainty in Measurements”
- K_p - Ganho do controlador
- LHTES – Sistema de armazenamento de energia térmica
- L1 – Linha 1
- L2 – Linha 2
- mm - milímetro
- N°Part – Número de partidas do compressor
- on-off* – Liga e desliga
- P – Controle Proporcional

PI – Controle Proporcional Integral

PLC – Programable Logic Control

PROP – Proporcional

PTCSIR – Motor Monofásico de Fase Auxiliar de Partida

PV – Present Value

PWM – Pulse Width Modulators

P&D – Pesquisa e desenvolvimento

rms – Valor eficaz

rpm – Rotações por minuto

R134a – Fluido refrigerante tetrafluoroetano

SP – Set Point

TC-LS – Trocador de tubo capilar-linha de sucção

T_1 - Tempo integral [minuto]

u_0 - Valor inicial do sinal de saída do controlador

$u(t)$ - Ação de controle

VCC – Variable control compressor

V/f – Relação tensão por frequência [V/Hz]

1Ø – Monofásico

3Ø – Trifásico

$(L_{Aeq,t})_i$ – Valor de nível sonoro correspondente a medição i [dB]

$L_{Aeq,T}$ – Valor da média logarítmica das n medições i [dB]

LISTA DE SIGLAS

a.C – Antes de Cristo

IBGE – Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística

IEC – International Electrotechnical Commission

IEEE- Institute of Electrical and Electronics Engineers

IGBT – Insulated-Gate Bipolar Transistor

INMETRO – Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia

IPEA – Instituto de Pesquisas Econômicas Aplicadas

PROCEL – Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica

LISTA DE SIMBOLOS GREGOS

α - Eficiência volumétrica [adimensional]

K - Constante numérica [adimensional]

$\cos\phi$ - Fator de Potência [adimensional].

ϕ_m - Fluxo magnético do motor [Wb]

ΔT - Variação da temperatura [K]

Δt - Variação do tempo [s].

ρ_{ar} - Densidade volumétrica do ar [Kg/m³]

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 -	Esquema do sistema de refrigeração proposto por Jacob Perkins.....	39
Figura 2 -	Sistema de refrigeração proposto por Jacob Perkins (1834)	40
Figura 3 -	Diagrama pressão x entalpia para um sistema de refrigeração doméstico padrão.....	41
Figura 4 -	Consumo percentual de energia elétrica por setor no Brasil	42
Figura 5 -	Consumo percentual de energia elétrica no setor residencial no Brasil	43
Figura 6 -	Ciclo real e um ciclo de Carnot, diagrama temperatura x entalpia	53
Figura 7 -	Diagrama esquemático de um ciclo de refrigeração	55
Figura 8 -	Representação do ciclo de refrigeração em um diagrama p-h.....	55
Figura 9 -	Principais partes dos refrigeradores domésticos	56
Figura 10 -	Esquema térmico de um refrigerador doméstico	57
Figura 11 -	A geladeira doméstica: um ciclo de compressão de vapor	58
Figura 12 -	Compressor alternativo hermético monofásico	59
Figura 13 -	Mecanismo de compressão alternativo e suas partes (a). Ciclo de compressão (b)	60
Figura 14 -	Classificação dos compressores alternativos quanto à disposição do motor elétrico.....	61
Figura 15 -	Posicionamento do motor elétrico no interior do compressor hermético alternativo doméstico.....	62
Figura 16 -	Compressor hermético alternativo monofásico	64
Figura 17 -	Perdas durante a conversão de energia no compressor hermético	65
Figura 18 -	Compressor de controle a comando variável (VCC)	66
Figura 19 -	Motor monofásico de fase auxiliar.....	67
Figura 20 -	Estator do motor de indução monofásico.....	68
Figura 21 -	Classificação dos motores de indução monofásicos	69
Figura 22 -	Diagrama elétrico do motor de indução monofásico de fase dividida	71
Figura 23 -	Rampa de tensão x frequência em um conversor	73

Figura 24 - Redução do torque devido ao aumento de velocidade	73
Figura 25 - Fator de redução de torque x frequência.....	75
Figura 26 - Princípio de funcionamento do PWM de um conversor	76
Figura 27 - Regulação de corrente elétrica por banda de histerese.....	77
Figura 28 - Diagrama de sistema de malha aberta	79
Figura 29 - Diagrama de sistema de malha fechada	80
Figura 30 - Esquema termodinâmico de um refrigerador	91
Figura 31 - Diagrama de um sistema de controle em malha aberta.....	99
Figura 32 - Diagrama de um sistema de controle em malha fechada.....	99
Figura 33 - Diagrama de um controlador proporcional.....	101
Figura 34 - Característica ganho integral T_i	103
Figura 35 - Refrigerador doméstico monofásico de pequeno porte.....	106
Figura 36 - Montagem experimental de um refrigerador doméstico.....	109
Figura 37 - Diagrama de blocos da montagem experimental.....	109
Figura 38 - Posicionamento dos sensores de temperatura no interior do refrigerador.....	110
Figura 39 - Posicionamento do sensor de temperatura no compressor do refrigerador.....	110
Figura 40 - Sistema de controle PWM	111
Figura 41 - Controlador lógico programável.....	112
Figura 42 - Inversor de frequência monofásico.....	112
Figura 43 - Grandezas elétricas do “ <i>Software Power Log</i> ”	116
Figura 44 - Variação da frequência na partida direta x tempo.....	117
Figura 45 - Variação da frequência na partida em rampa controlada no tempo	118
Figura 46 - Proporcionalidade entre os valores da frequência e da temperatura média no interior do refrigerador.....	118
Figura 47 - Variação da frequência x potência ativa	121
Figura 48 - Variação da frequência x energia consumida	123
Figura 49 - Tempo total ligado x potência média	123
Figura 50 - Número de partidas no regime “ <i>pull down</i> ” x tipo de controle....	125
Figura 51 - Queda de tensão na partida do compressor	125
Figura 52 - Corrente de partida x corrente nominal	126

Figura 53 - Tempo para “ <i>pull down</i> ” x tipo de controle	126
Figura 54 - Queda percentual de tensão x corrente de partida	127
Figura 55 - Potências elétricas x tipo de controle	128
Figura 56 - Demanda de potência na partida do compressor	129
Figura 57 - Temperaturas médias nos trocadores de calor e no compressor	129
Figura 58 - Período de “ <i>pull-down</i> ” x tipo de controle	130
Figura 59 - Consumo de energia em regime “ <i>pull down</i> ” x tipo de controle	130
Figura 60 - Valores percentuais proporcionais a condição Rede x tipo de controle	131
Figura 61 - Oscilografia de tensão elétrica x corrente de partida	133
Figura 62 - Queda percentual de tensão x corrente de partida	134
Figura 63 - Oscilografia da demanda elétrica na partida	135
Figura 64 - Potência elétrica x tipo de controle	135
Figura 65 - Índices de distorções harmônicas x tipo de controle	136
Figura 66 - Período médio cíclico x tipo de controle	138
Figura 67 - Diferença das temperaturas médias entre o condensador e o evaporador	139
Figura 68 - Relação entre temperaturas e tempo de funcionamento	140
Figura 69 - Valores percentuais da condição Rede x tipo de controle	140
Figura 70 - Relação de demanda elétrica e energia consumida x tipo de controle	141
Figura 71 - Relação de COP e energia consumida x tipo de controle	141
Figura 72 - Variação do ruído ambiente x tipo de controle	142
Figura 73 - Queda do ruído em dB x tipo de controle	143
Figura 74 - Carga elétrica do acionamento e comando da bancada experimental	163

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Categoria de refrigeradores e normalização pertinente	58
Tabela 2 - Máximas incertezas especificadas por norma ISO 917 (1989) ASHRAE 23 (2005).....	115
Tabela 3 - Máximas incertezas especificadas para testes de refrigeração ..	115
Tabela 4 - Temperatura x frequência PWM.....	119
Tabela 5 - Grandezas elétricas x frequência PWM.....	120
Tabela 6 - Grandezas elétricas x frequência PWM.....	122
Tabela 7 - Grandezas no regime “ <i>pull down</i> ” x tipo de controle.....	124
Tabela 8 - Grandezas elétricas médias no teste x tipos de controle.....	132
Tabela 9 - Grandezas térmicas médias no teste x tipos de controle	136
Tabela 10 - Cálculos do COP x tipos de controle	137
Tabela 11 - Valor do fator de abrangência k e seu respectivo nível de confiança	159
Tabela 12 - Valores de V_{eff} para um nível de confiança aproximado de 95%.....	159
Tabela 13 - Cálculos das incertezas.....	160
Tabela 14 - Incertezas das grandezas elétricas x frequência PWM.....	161
Tabela 15 - Incertezas das grandezas elétricas x frequência PWM.....	161
Tabela 16 - Incertezas das grandezas no regime “ <i>pull down</i> ” x tipo de controle	161
Tabela 17 - Incertezas das grandezas elétricas médias no teste x tipos de controle	161
Tabela 18 - Incertezas das grandezas térmicas medias no teste x tipos de controle	162
Tabela 19 - Incertezas dos cálculos do COP x tipos de controle	162
Tabela 20 - Condições ambientais de uso.....	165
Tabela 21 - Compatibilidade Eletromagnética (EMC)	165
Tabela 22 - Padrões	166

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	39
1.1	Justificativa	41
1.2	Motivação	43
1.3	Objetivo do estudo.....	46
1.3.1	<i>Objetivos específicos</i>	47
1.4	Ineditismo do trabalho.....	48
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	50
2.1	Eficiência energética	50
2.2	Princípios básicos da refrigeração.....	52
2.3	Refrigeradores domésticos.....	56
2.4	Compressor alternativo doméstico	59
2.5	Motores elétricos e acionamentos a velocidade variável.....	65
2.5.1	<i>Motores elétricos monofásicos</i>	66
2.5.2	<i>Métodos de partida de motores elétricos monofásicos</i>	69
2.5.3	<i>Motores elétricos monofásicos de fase dividida</i>	70
2.5.4	<i>Inversores de frequência</i>	72
2.5.5	<i>Operação do inversor acima da rotação nominal</i>	73
2.5.6	<i>Operação do inversor abaixo da rotação nominal</i>	74
2.5.7	<i>Características dos inversores de frequência PWM</i>	75
2.5.8	<i>Princípio de funcionamento dos inversores de frequência PWM</i>	76
2.5.9	<i>Modos de controle do inversor de frequência</i>	78
2.6	Sistema de controle	79
2.7	Aplicação de controle de comando variável no sistema de refrigeração	80
2.8	Estado da arte	83
3	DESENVOLVIMENTO TEÓRICO.....	91
3.1	Capacidade de refrigeração	92
3.2	Potência Ativa consumida.....	93
3.3	Cálculo do COP.....	93
3.3.1	<i>Perdas no compressor alternativo hermético</i>	96
3.3.2	<i>Modelo para o conversor de frequência</i>	97
3.4	Modelagem das ações de controle.....	98
3.4.1	<i>Ações de controle “on-off”</i>	100
3.4.2	<i>Ações de controle proporcional (P)</i>	100
3.4.3	<i>Ações de controle integral (I)</i>	102
3.4.4	<i>Ações de controle proporcional e integral (PI)</i>	102
3.5	Índices de conformidade para distorções harmônicas	104
3.6	Índices de ruído.....	105
4	METODOLOGIA.....	106
4.1	Descrição da bancada experimental	106
4.2	Procedimentos experimentais	108
4.3	Análise de incertezas.....	113
5	ANÁLISE E DISCUSSÃO DE RESULTADOS	116

5.1	Limites operacionais do compressor	119
5.2	Desempenho operacional do compressor	121
5.3	Desempenho operacional do compressor em regime "Pull Down"	124
5.4	Desempenho operacional do refrigerador em regime cíclico de operação.....	131
6	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	144
6.1	Conclusões	144
6.2	Sugestões para trabalhos futuro.....	146
	REFERÊNCIAS.....	147
	APÊNDICES	157
	ANEXOS	165

1 INTRODUÇÃO

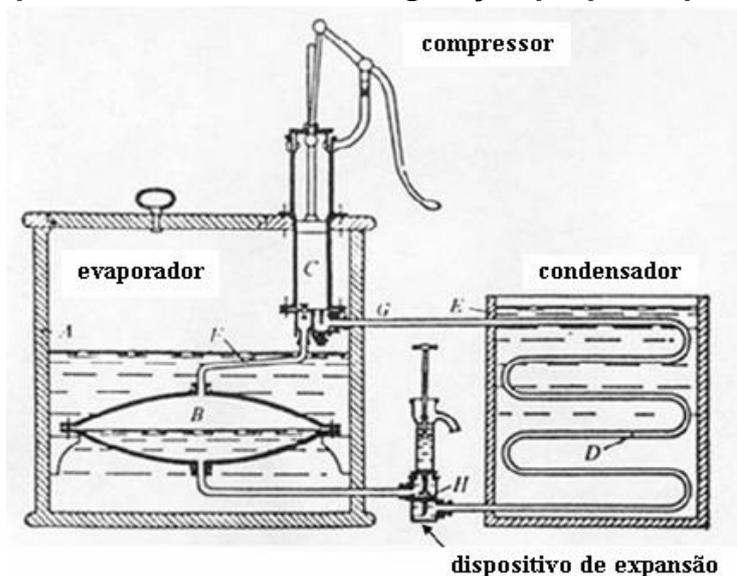
A refrigeração pode ser definida como a técnica relacionada ao resfriamento de corpos ou fluidos para temperaturas inferiores às disponíveis em um determinado tempo e local. Seu uso para a conservação de bens perecíveis e para a climatização de ambientes teve início no período clássico (Século IV a.C.).

Com a escassez de fontes de água potável para a extração de gelo provocaram vários problemas de saúde, o que motivou o desenvolvimento de métodos artificiais para a produção de gelo.

No ano de 1755, o escocês Willian Cullen, professor da Universidade de Edimburgo, Escócia, promoveu pela primeira vez a solidificação da água por meios artificiais.

O primeiro sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor operando em um ciclo fechado foi concebido por Jacob Perkins em 1834. O ciclo proposto por Perkins, ilustrado na Figura 1, era composto por quatro componentes básicos: dois trocadores de calor (evaporador e condensador), um compressor e um dispositivo de expansão. O princípio de operação consistia em retirar calor do ambiente a ser refrigerado – que está em contato com o evaporador, onde ocorre a evaporação de um fluido volátil e transferir este calor para outro ambiente a uma temperatura superior, por meio da condensação do vapor de refrigerante a alta pressão (GOSNEY, 1982).

Figura 1 - Esquema do sistema de refrigeração proposto por Jacob Perkn

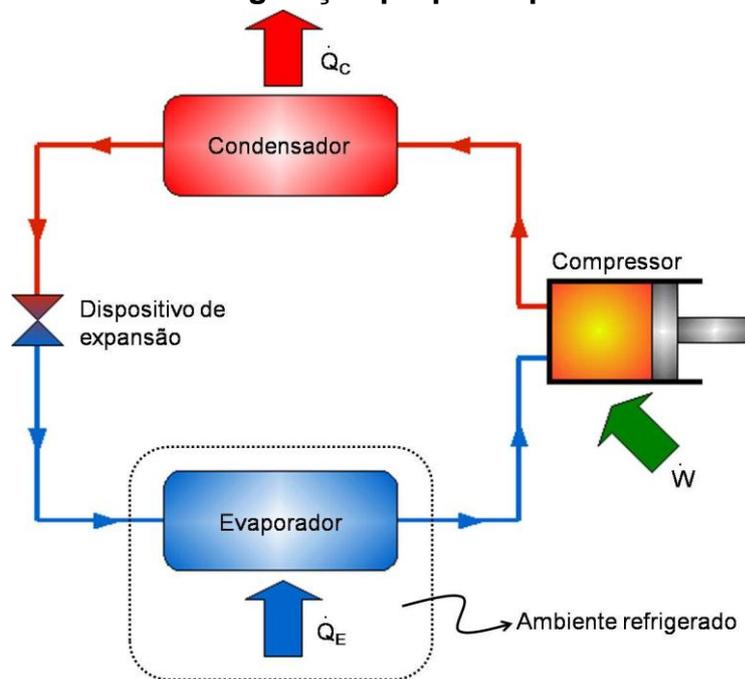


Fonte: Gosney, 1982

A máquina de Perkins era composta por quatro componentes básicos: evaporador (B), compressor manual (C), condensador (D) e uma válvula de expansão (H). O vapor formado no evaporador durante a remoção de calor do reservatório A é succionado pela bomba e posteriormente comprimido. A partir daí, ele passa pelo condensador, onde rejeita o calor a um segundo reservatório E, retornando à fase líquida. Já condensado, segue para a válvula de expansão – utilizada basicamente com o intuito de manter a diferença de pressão entre os processos de evaporação e de condensação – e reinicia o ciclo termodinâmico retornando ao evaporador.

O compressor manual, acionado manualmente na máquina apresentada, foi posteriormente substituído por um compressor eletromecânico, compondo assim os sistemas de refrigeração padrão utilizados da forma como se apresentam atualmente, Figura 2.

Figura 2 - Sistema de refrigeração proposto por Jacob Perkins (1834)



Fonte: Gosney, 1982

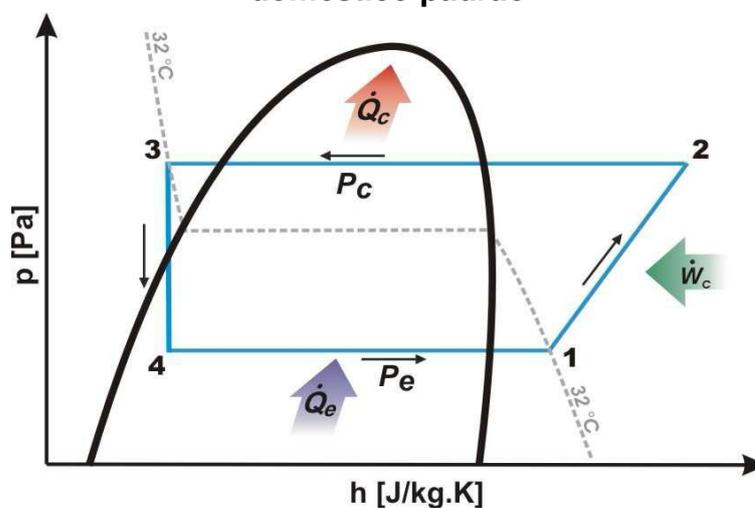
A primeira descrição completa deste dispositivo aparece em uma patente assinada pelo inventor americano Jacob Perkins, em 1834, e serve desde então como a base para o desenvolvimento dos atuais sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapores.

Entre 1856 e 1857, o escocês James Harrison materializou o conceito de Perkins através da construção de um equipamento capaz de produzir blocos de gelo

para utilização nos refrigeradores domésticos existentes na época e conhecidos, até hoje, como geladeiras. O equipamento de Harrison representou uma grande evolução no segmento de refrigeração doméstica, uma vez que possibilitou a substituição do gelo extraído da natureza, muitas vezes contaminado por bactérias, por um gelo limpo.

Termodinamicamente, o ciclo do fluido refrigerante neste sistema pode ser representado em um diagrama pressão x entalpia específica (p-h) como o da Figura 3. Idealmente, considera-se que os processos de condensação e evaporação ocorrem isobaricamente, a expansão se dá ao longo de uma linha de entalpia constante e, finalmente, a compressão ocorre isentropicamente (GOSNEY, 1982). Neste diagrama se mostra o denominado ciclo padrão de refrigeração por compressão a vapor considerando um grau de sub-resfriamento após o condensador e um grau de superaquecimento na saída do evaporador.

Figura 3 - Diagrama pressão x entalpia para um sistema de refrigeração doméstico padrão



Fonte: Gosney, 1982

1.1 Justificativa

Os sistemas de refrigeração e de condicionamento de ar por compressão a vapor são equipamentos empregados cotidianamente. O primeiro é um dos principais sistemas para conservação dos alimentos e o segundo, um dos mais empregados para atingir o conforto térmico de ambientes. Já faz algum tempo que os refrigeradores deixaram de ser artigo de luxo e passaram a compor o elenco das

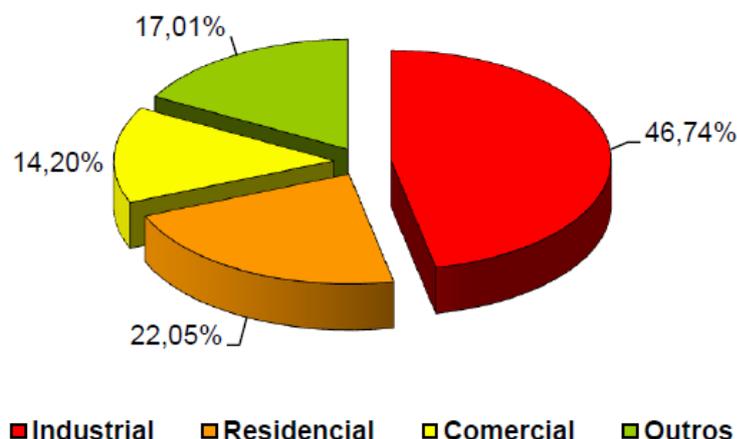
necessidades básicas de cada domicílio residencial e de alguns setores do comércio.

O emprego de sistemas de refrigeração nos meios de transporte permite transportar alimentos a qualquer parte do mundo, ampliando as exportações e alterando os hábitos alimentares dos consumidores. A melhoria no conforto térmico em estabelecimentos fechados favorece o comércio e o ambiente de trabalho durante períodos quentes. Apesar da refrigeração doméstica estar claramente inserida no dia-a-dia, a compreensão do seu custo energético pode não ser percebida.

O selo PROCEL, instituído pelo governo brasileiro, em 1993, com o objetivo de orientar o consumidor sobre os produtos com melhores níveis de eficiência energética, é um bom exemplo de como governos e órgãos de regulamentação estimulam a fabricação e a comercialização de produtos mais eficientes (PROCEL, 2011).

Os sistemas de refrigeração de pequeno porte assumem uma parcela significativa do consumo de energia nos diversos setores. Segundo o Balanço de Energia Nacional (EPE, 2011), o consumo final no setor residencial representa 22,05% do total, enquanto o setor industrial é responsável por 46,74% do total. A Figura 4 apresenta a participação percentual dos setores no total de energia consumido no Brasil (PROCEL, 2011).

Figura 4 - Consumo percentual de energia elétrica por setor no Brasil



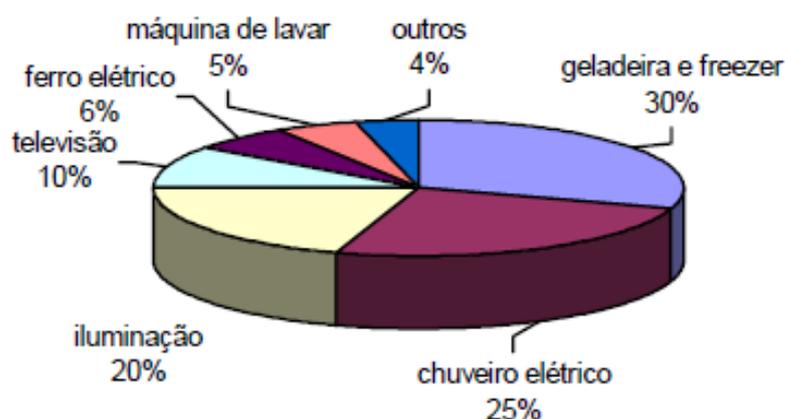
Fonte: EPE, 2011.

Estudos do IBGE revelaram que 90% dos cerca de 6 milhões de domicílios particulares permanentes no Brasil, biênio 2010/2011, possuíam no mínimo um

refrigerador. Todo aparelho de refrigeração é dotado de um compressor, o qual é responsável pela injeção de energia necessária para que a troca de calor seja realizada (IBGE, 2010/2011).

Os sistemas de refrigeração representam uma grande parcela no consumo de energia do Brasil, conforme ilustrado na Figura 5, que apresenta a participação percentual dos eletrodomésticos no total do consumo de energia para o setor residencial. Em particular, no setor residencial, geladeiras e “freezers” representam 30% do consumo médio de energia. Na Figura 5, pode-se observar que as cargas térmicas residenciais de refrigeração, juntamente com o chuveiro elétrico, são os equipamentos domésticos que mais consomem energia no setor residencial (ÁVILA, 2011).

Figura 5 - Consumo percentual de energia elétrica no setor residencial no Brasil



Fonte: PROCEL, 2011.

1.2 Motivação

A construção de novas usinas hidrelétricas, termoelétricas e termonucleares além de altos custos financeiros de implantação gera também impactos ambientais relevantes, o que torna cada vez mais complexo a expansão dos sistemas de geração. A maioria das tecnologias de geração renováveis, consideradas limpas, ou seja não poluídas do meio ambiente e originárias de fontes primárias de energia renováveis, ainda não atingiram uma eficiência satisfatória, demonstrando assim a

necessidade de buscar outros caminhos para solucionar ou amenizar a questão da deficiência energética (CABRERA, 2013).

Como uma das principais linhas de pesquisa e desenvolvimento deste novo problema surge a eficiência energética. Anteriormente esquecida ou considerada irrelevante, principalmente associada ao consumo, a eficiência energética ganha força e importância não apenas dentro de centros tecnológicos e de pesquisa, mas alcança o mercado e até mesmo cada membro individual da sociedade pelo potencial de impacto ambiental e financeiro que ela pode causar (CABRERA, 2013).

A expansão demográfica e o conseqüente aumento do número das unidades residenciais, bem como a troca de aparelhos, têm sido fatores responsáveis por manterem aquecida a demanda por esses bens de consumo duráveis, mesmo quando o mercado interno se mantém retraído em outros setores.

Os sistemas de refrigeração de pequeno porte, como refrigeradores, “freezers” e condicionadores de ar, utilizam compressores herméticos movimentados por motores elétricos para fornecer a energia necessária para que a troca de calor seja realizada com o meio externo.

No final do século XX, os impactos ambientais associados com a emissão de fluidos refrigerantes na atmosfera se tornaram uma preocupação da sociedade em geral. Alguns acordos estabelecendo limites para o uso de certas substâncias foram assinados, sendo um deles, o protocolo de Montreal, que estabelece reduções graduais para eliminação de CFCs e HCFCs. Outro acordo, mais recente, é o protocolo de Kyoto, que estabelece limites para a redução de substâncias que provocam o efeito estufa. As indústrias de refrigeração, pressionadas por tais protocolos, têm investido no desenvolvimento de sistemas que usem substâncias amigáveis ao meio ambiente e de maior eficiência energética. O requisito de eficiência energética está ligado ao impacto ambiental pela emissão de CO₂ durante o processo de geração de eletricidade. Dessa forma, programas de racionalização do uso de energia elétrica vêm se intensificando. No Brasil, deve-se destacar o PROCEL, criado em 1985 pelo Ministério de Minas e Energia.

Nos últimos anos, a produção média de refrigeradores se situou em torno de 350 mil unidades por mês (IPEA, 2000). Como o consumo médio de um refrigerador doméstico é da ordem de 30 kWh/mês, calculando-se o consumo total, baseado nos últimos 15 anos, representaria algo em torno de 17% da matriz energética nacional. Para quantificação, em 2008, a capacidade energética do país foi de

aproximadamente 367 GWh (ELETROBRÁS, 2009). Isso justifica a realização de atividades de pesquisa que visem o aumento da eficiência energética de refrigeradores, para assim, minimizar tanto o impacto sobre o efeito estufa como a demanda por investimentos na ampliação de usinas de geração de energia. Todo e qualquer desenvolvimento em refrigeradores domésticos exige a realização de experimentos normalizados, experimentos estes que são numerosos e exigem um período de tempo longo. Uma alternativa para minimizar o número de testes experimentais, consiste da utilização de ferramentas computacionais para simular o comportamento dos refrigeradores, diminuindo assim, o custo final do produto.

A maioria dos compressores utilizados em refrigeração doméstica é constituída de um sistema mecânico alternativo, com um motor elétrico rotativo para acionamento deste sistema e um dispositivo de proteção contra sobrecarga (PROCEL, 2010/2011).

O motor elétrico comumente utilizado para o acionamento do compressor é o de indução, monofásico, com potência variando entre 30 e 700 W. Seu arranque é feito diretamente a partir da rede de energia. Para isto, são utilizados relés, termorresistores e até pequenos dispositivos eletrônicos que possibilitam a energização temporária da bobina auxiliar. Devido às características da aplicação, estes motores operam em velocidades constantes com escorregamento da ordem de 3%. Como a capacidade de refrigeração é proporcional ao volume de gás deslocado pelo pistão e à rotação do eixo do motor, o modo mais empregado de se variar a taxa com que o calor é retirado do sistema de refrigeração é com um controle do tipo “*on-off*”.

O controle “*on-off*” é feito por um termostato com retardo que liga o compressor quando a temperatura dentro do compartimento a ser refrigerado estiver acima do desejado e o desliga quando a temperatura estiver abaixo. Embora este dispositivo seja simples e de baixo custo, sua utilização implica em um alto consumo de energia devido ao momento da partida característico de altas correntes de partidas no motor elétrico do compressor. Nos sistemas de refrigeração, a duração típica de um ciclo, ou seja, tempo decorrido entre duas partidas consecutivas do compressor, é da ordem de 15 a 20 minutos. Isto significa que um refrigerador pode ligar e desligar de quatro a três vezes durante uma hora. A energia gasta durante estas partidas representa algo em torno de 3% do total utilizado na alimentação do compressor.

A tecnologia do compressor de velocidade variável possibilita maior flexibilidade de controle, através da utilização de uma unidade eletrônica, possibilitando a escolha da faixa de velocidade de operação do compressor e um ajuste automático contínuo de velocidade dentro da faixa selecionada.

Deve-se, então, analisar a eficiência do sistema de refrigeração controlado por sistemas de acionamentos a velocidade variável para motores de indução monofásicos, acoplados ao compressor do sistema de refrigeração convencional, verificando-se as vantagens dos sistemas de velocidade variável em relação aos sistemas convencionais utilizados comercialmente.

Esta aplicação se destina aos equipamentos domésticos, disponíveis nas tensões de 115 e 220 Volts, com frequências de 50 e 60 Hertz, com rotação nominal de 1200 a 4100 rpm (EMBRACO, 2008).

Outro fato, igualmente importante neste mercado, é a relativa homogeneidade de características técnicas e qualidade intrínseca entre os fabricantes, o que tornou o compressor uma “*commodity*”, fazendo com que seu custo esteja vinculado à variação do preço de materiais de base como cobre e aço. Portanto, neste contexto, novas tecnologias serão aceitas somente sob duas condições: caso reduzam o custo do compressor ou, caso ofereçam alguma novidade percebida como vantajosa pelo mercado consumidor (PROCEL, 2011).

1.3 Objetivo do estudo

O objetivo principal é aumentar a eficiência do sistema de refrigeração em estudo, refrigerador de capacidade de 80 litros que utiliza um compressor hermético monofásico, 127 Volts, categoria A do PROCEL, com o fluído refrigerante R134a. No trabalho se consideram dois tipos de acionamento; o acionamento convencional (“*on-off*”) e o acionamento a velocidade variável (VCC) na faixa de frequência de operação de maior eficiência energética adequando-o às normas de condicionamento ambiental e de conforto térmico. Portanto se avaliam a economia de energia elétrica, a demanda elétrica e os parâmetros de qualidade de energia do refrigerador doméstico de pequeno porte de alta eficiência, determinando os índices de coeficientes de performance (COP) e os níveis sonoros de ruído do refrigerador em regime de funcionamento cíclico - em que o refrigerador prevalece com suas condições periódicas de funcionamento, conforme Norma ISO 7371-1995 e “*pull*

down” – em que o refrigerador parte da condição de temperatura interna igual a temperatura ambiente externa até atingir a temperatura interna de refrigeração. O funcionamento do refrigerador é mantido por um sistema de controle a VCC no motor do compressor através de um inversor de frequência exclusivo para cargas monofásicas. Através da análise dos resultados coletados, em ambos os funcionamentos, “*on-off*” e VCC, se avaliou a eficiência energética do sistema de refrigeração analisado em termos de consumos de energia e desempenho termodinâmico. Foram considerados os períodos cíclicos de funcionamento ao longo de um período pré-determinado em conformidade com as Normas ISO 917 (1989) e ASHRAE 23 (2005).

1.3.1 Objetivos específicos

Os objetivos específicos que norteiam este trabalho são:

- a) Avaliar as condições de consumo energético, maximização de demanda elétrica e avaliar os parâmetros de qualidade de energia elétrica, índices de distorções harmônicas de tensão e corrente em regime de operação cíclico. Afundamento de tensão e corrente elétrica de partida percentuais a correntes nominais e desempenho térmico do sistema de refrigeração, do compressor para cada tipo de controle, através do funcionamento “*on-off*” e com VCC;
- b) Monitorar o comportamento da média das temperaturas no interior do refrigerador, em seus trocadores de calor e na carcaça do compressor em todo ciclo de funcionamento de cada teste;
- c) Realizar a conversão de um sistema de refrigeração doméstico, de alta eficiência (categoria A), de pequeno porte acionado por sistema convencional (“*on-off*”) para um sistema de controle de velocidade variável PWM – Pulse Width Modulators – modulação por largura de pulso numa rede elétrica monofásica (VCC) em faixa de frequência com otimização de rendimento operacional;
- d) Alterar a capacidade de refrigeração do refrigerador através do controle da rotação do compressor dentro da faixa de frequência que limitada pelas

condições operacionais, pelo sistema de acionamento elétrico do motor de indução monofásico de fase dividida;

- e) Utilizar um controle eletrônico programável para aumentar o desempenho do sistema de refrigeração;
- f) Analisar, em ambos os casos, controle “on-off” e controle PWM a VCC, o consumo de eletricidade do sistema de refrigeração;
- g) Analisar o nível de ruído dissipado pelo refrigerador, criteriosamente adequado às normas estabelecidas, através do funcionamento “on-off” e controlado a PWM com VCC;

1.4 Ineditismo do trabalho

No presente trabalho se implementou um sistema de acionamento a VCC com sinal PWM monofásico, com corrente elétrica controlada a níveis constantes em regime cíclico num compressor hermético alternativo com motor de indução monofásica do tipo fase dividida de alto rendimento (categoria A do PROCEL), projetado para operar no regime convencional “on-off”. Distinto do VCC comercialmente implantado nos refrigeradores, que utiliza um compressor projetado para condições de velocidade de operação variável na faixa de 600 a 4100 rpm, com motor elétrico tipo “brushless” com controle de velocidade escalonado por faixas de frequências definidas.

Se obtiveram resultados experimentais em regime “pull down” – em que o refrigerador parte da condição de temperatura interna igual a temperatura ambiente externa até atingir a temperatura interna de refrigeração - e regime cíclico – em que o refrigerador prevalece com suas condições periódicas de funcionamento, conforme Norma ISO 7371 (1995). Se comparou experimentalmente o melhor desempenho do refrigerador neste tipo de sistema a VCC com PWM monofásico em termos quantitativo (consumo de energia elétrica) e qualitativo (demanda de potência elétrica, índices de distorções harmônicas de corrente e tensão, queda de tensão percentual, níveis de corrente de partida e ruído acústico no compressor) em relação ao sistema de refrigeração com controle “on-off”, ligado a rede elétrica convencional em regime de funcionamento cíclico e “pull-down”. Foram monitorados simultaneamente aos testes de regime “pull down” e cíclico, o comportamento da

temperatura média no interior do refrigerador, nos trocadores de calor (condensador e evaporador) e na carcaça do compressor.

Nesta tese se analisa, através do uso de metodologia experimental, o desempenho energético quantitativo (consumo de energia elétrica, demanda elétrica e análise do coeficiente de performance) e qualitativo (parâmetros de qualidade da energia elétrica, níveis de ruído ambiente ao refrigerador) de um refrigerador doméstico monofásico de alta eficiência.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O cenário energético do Brasil entre 1980 a 2000 mostrou que a capacidade de fornecimento de energia elétrica cresceu menos que a demanda de eletricidade. O que é válido também para os próximos anos. Enquanto o aumento da oferta requer grandes investimentos, como a expansão das usinas hidrelétricas que afetam diretamente o meio ambiente, devido à implantação de barragens (inundação de grandes áreas), o crescimento do consumo não é controlado por nenhum mecanismo legal (ALVAREZ, 1998).

A energia elétrica ocupa um lugar de destaque na matriz energética brasileira, sendo a modalidade de energia atualmente mais consumida no país. O consumo crescente de energia elétrica aliado à falta de investimentos no setor de geração vem diminuindo a distância entre a demanda e a oferta, tornando o fornecimento de eletricidade cada vez mais crítico no curto prazo (ALVAREZ, 1998).

A busca de soluções para o problema de fornecimento de eletricidade abrange, entre outras alternativas, a construção de novas usinas hidroelétricas e termoelétricas, a conclusão de usinas não acabadas, a importação de gás natural e de energia elétrica de países vizinhos, a implantação de campanhas de combate ao desperdício de energia elétrica e o investimento em ações que promovam o aumento na eficiência no uso da energia elétrica (ALVAREZ, 1998).

As alternativas que visam o uso racional e eficiente de energia elétrica apresentam, geralmente, custo e tempo de retorno de investimentos pequenos quando comparados aos valores de outras alternativas. Os resultados obtidos, relativos à redução do consumo, são imediatos, tornando o uso racional e eficiente de energia elétrica uma alternativa natural para a solução de parte do problema de fornecimento no curto prazo.

2.1 Eficiência energética

A civilização atual somente atingiu o seu ápice energético com a descoberta e capacidade de manipular e tratar a energia elétrica, uma das formas mais modernas de energia conhecida. A energia elétrica é de tal importância na sociedade moderna que uma das formas de medir o desenvolvimento das sociedades é através da produção e do consumo da eletricidade (CABRERA, 2013).

Uma das linhas de ação para promover o uso racional e eficiente da energia elétrica é a intervenção junto a instalações consumidoras. Através de ações que otimizem os sistemas de cada uso final de energia elétrica presentes na instalação, é possível reduzir seu consumo sem comprometer seu desempenho (ALVAREZ, 1998).

As possibilidades de conservação de energia, para algumas edificações comerciais, de serviços ou de instituições públicas são elevadas, porque estes estabelecimentos chegam a ter 35% a 40% de seu consumo total de energia elétrica destinada ao condicionamento ambiental (LAMBERTS, 2007).

Conservar energia é do ponto de vista estratégico uma atitude fundamental para o país. Além de otimizar custos e investimentos, ela contribui para a diminuição de impactos ambientais, evitando-se a construção de sucessivas usinas hidroelétricas, térmicas ou não convencionais. O potencial de conservação de energia varia de acordo com o setor consumidor. O setor industrial possui o maior potencial de conservação, devido aos diferentes usos finais da energia ser mal dimensionados e mal utilizados, como (motores e acionamentos elétricos, cargas de aquecimento, iluminação excessiva ou deficiente, etc.).

A compreensão destes processos de melhoria na eficiência energética é de fundamental importância para que sistemas de refrigeração cada vez mais eficientes sejam desenvolvidos e comercializados. A abordagem convencional consiste na utilização de procedimentos de cálculo simples e na realização de testes experimentais padronizados. Tal abordagem, no entanto, exige um elevado custo laboratorial. Uma abordagem mais conveniente consiste na utilização de modelos numéricos, com base em informações físicas colhidas de experimentos.

Portanto, ao reavaliar a parcela de consumo de energia referente à refrigeração, somada à restrição dos órgãos reguladores e à competitividade do mercado, fica evidente a importância da pesquisa de sistemas de refrigeração mais eficientes para uma produção de frio, utilizando equipamentos que sejam menos nocivos ao meio ambiente, mas que sejam economicamente competitivos.

A eletricidade atende mais de 85% das residências brasileiras, representando cerca de 40% do consumo total de todas as formas de energia consumidas no país. Esta porcentagem significativa mostra que a energia elétrica deve ser utilizada de forma racional, porque a geração não é o caminho mais rápido para solucionar o problema da demanda de eletricidade. Já que o problema de desperdício de energia

elétrica tem suas causas principais na ineficiência de processos e no seu uso, faz-se necessária à conscientização do consumidor sobre o desperdício e sobre a existência de tecnologias eficientes (PEREIRA, 1998).

2.2 Princípios básicos da refrigeração

A base teórica de funcionamento dos refrigeradores fundamenta-se na análise do ciclo de refrigeração por compressão a vapor padrão, que normalmente se compara com o Ciclo de Carnot. O ciclo de refrigeração consiste em retirar calor de um reservatório frio para um quente através da realização de trabalho sobre o fluido.

A maioria dos refrigeradores domésticos e dos equipamentos de refrigeração comercial utiliza a compressão mecânica de vapor. Estima-se que existam mais de 45 milhões de refrigeradores em operação no Brasil, dos quais apenas uma ínfima parcela não utiliza o princípio de compressão mecânica de vapor.

A refrigeração por compressão mecânica de vapor é obtida através da evaporação a baixas temperaturas de uma substância volátil, denominada refrigerante. Uma vez que, para uma substância pura, a pressão possui uma relação direta com a temperatura durante o processo de mudança de fase, a temperatura do meio pode ser controlada através da pressão de evaporação que, por sua vez, é controlada pela ação de um compressor em conjunto com o dimensionamento da válvula de expansão (HERMES, 2006).

A refrigeração por mudança de estado está baseada no princípio físico da evaporação. Durante a evaporação de um líquido, submetido à pressão constante, sua temperatura e a dos corpos vizinhos em contato térmico permanecem constantes. A energia fornecida ao sistema termodinâmico é utilizada então na mudança de estado da matéria, que permanece em uma mesma temperatura por mais que se aumente a taxa na qual a energia é fornecida. De fato, a variação desta última fará com que mais ou menos vapor seja produzido por unidade de tempo. Contudo, a fase líquida e a fase gasosa coexistirão até que todo o líquido seja transformado em vapor (HERMES, 2006).

Se após a mudança de fase o vapor for comprimido, ele irá retornar à fase líquida devolvendo ao ambiente ao seu redor a energia absorvida durante o processo de evaporação. Se o líquido for novamente aquecido haverá uma nova mudança de fase com absorção da energia fornecida pela fonte. Este ciclo pode ser

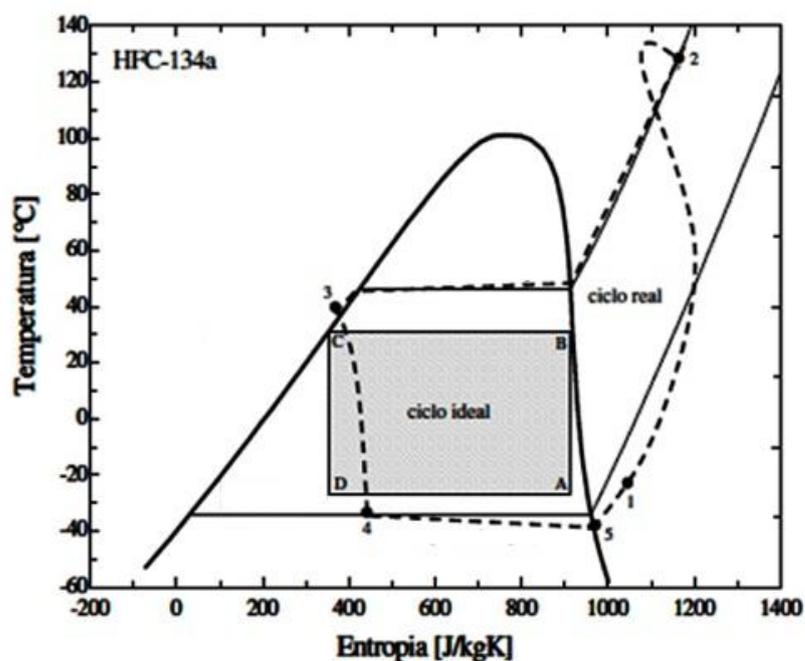
repetido indefinidamente sem a degradação do fluido, já que se trata de um processo físico e não químico (HERMES, 2006).

A concepção de unir os princípios de evaporação à baixa pressão e de condensação a alta pressão em um sistema cíclico foi proposta pelo norte-americano Oliver Evans, embora tenha sido seu conterrâneo Jacob Perkins que concebeu, em 1834, o ciclo termodinâmico de funcionamento de um refrigerador por compressão mecânica de vapor.

As trocas térmicas e o transporte de energia ocorrem através da circulação do fluido refrigerante no sentido compressor → condensador → expensor → evaporador → compressor. É comum a utilização de mais um componente, chamado trocador de calor linha de líquido – linha de sucção (ou ainda de trocador de calor interno), que aumenta a capacidade de refrigeração do sistema (HERMES, 2006).

Observa-se na Figura 6 a demonstração das diferenças das grandezas em relação ao ciclo ideal de Carnot. Pode-se notar que o processo de compressão, entre os pontos 1 e 2 ocorre com transferência de calor para o ambiente, o que não ocorre com o ciclo de Carnot. No condensador, entre os pontos 2 e 3, o fluido refrigerante passa de vapor superaquecido para líquido sub-resfriado ou saturado (HERMES, 2006).

Figura 6 - Ciclo real e um ciclo de Carnot, diagrama temperatura x entalpia



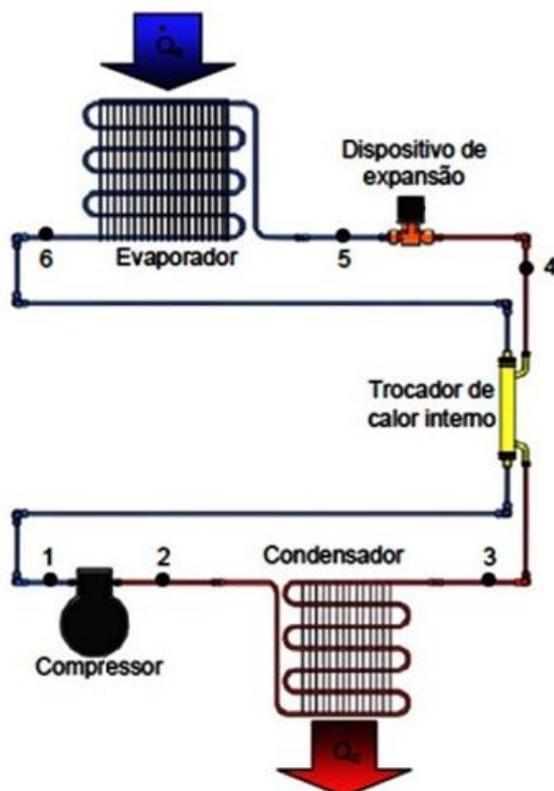
Fonte: Hermes, 2006

Ao contrário do ciclo de Carnot a transferência de calor ocorre com uma diferença finita de temperatura. Posteriormente, o fluido refrigerante entra no dispositivo de expansão, entre 3 e 4, onde é expandido, reduzindo a pressão sem produção de trabalho. Neste processo, ocorrem trocas de calor com a linha de sucção com o objetivo de aumentar a capacidade de refrigeração e proteger o compressor de golpes de líquido. Após a expansão o fluido entra no evaporador, onde recebe calor do ambiente refrigerado também mediante uma diferença finita de temperatura, entre os pontos 4 e 5. (Figura 6)

O compressor e o dispositivo de expansão dividem o sistema em duas grandes regiões: Uma região de alta pressão e outra de baixa pressão. A função do compressor consiste em succionar o fluido refrigerante, que está no estado de vapor a baixa pressão, ponto 1, e comprimi-lo até o ponto 2 mediante a conversão de energia elétrica em trabalho. O fluido passa pelo condensador, onde rejeita calor para o ambiente externo, sofrendo superaquecimento, condensação e sub-resfriamento (processo 2-3). Em seguida, o refrigerante segue para o trocador de calor linha de líquido – linha de sucção, que transfere calor do líquido proveniente do condensador para o vapor que sai do evaporador (GONÇALVES, 2004).

Após o trocador de calor, o líquido a alta pressão, ponto 4, passa pelo dispositivo de expansão, gerando uma mistura de líquido e vapor a baixa pressão e temperatura, ponto 5. Essa mistura passa pelo evaporador, onde recebe calor do ambiente refrigerado, chegando ao estado de vapor superaquecido no ponto 6. Entre os pontos 6 e 1, o fluido passa novamente pelo trocador de calor interno, onde absorve calor da linha de líquido, Figura 7.

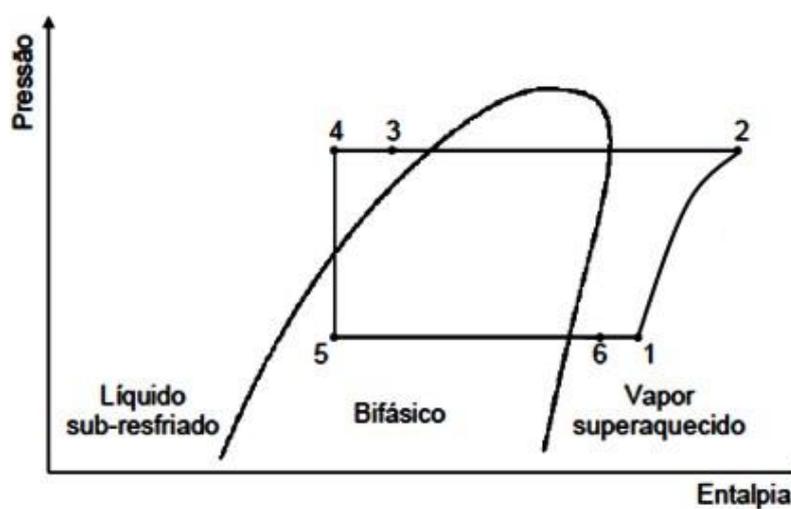
Figura 7 - Diagrama esquemático de um ciclo de refrigeração



Fonte: Gonçalves, 2004

O diagrama p-h, Figura 8, ilustra os estados termodinâmicos do fluido refrigerante ao longo do ciclo descrito anteriormente (GONÇALVES, 2004).

Figura 8 - Representação do ciclo de refrigeração em um diagrama p-h



Fonte: Gonçalves, 2004

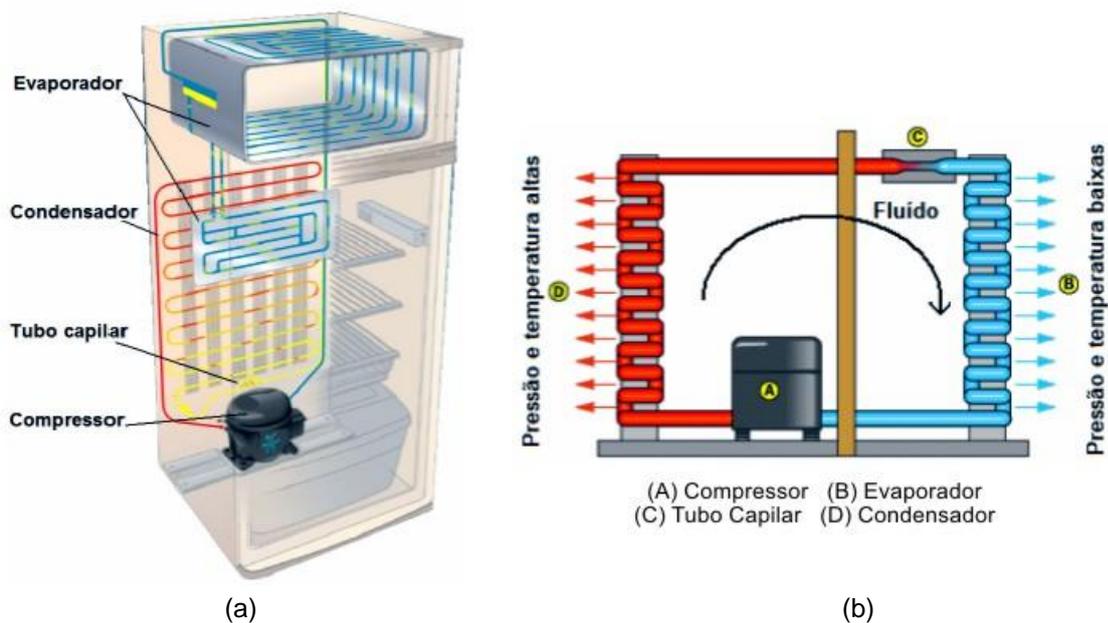
2.3 Refrigeradores domésticos

Um refrigerador doméstico é basicamente um equipamento onde a temperatura do ar é mantida num valor inferior ao do ambiente externo para permitir principalmente a conservação de alimentos. Tais equipamentos são constituídos por um compartimento refrigerado e por um sistema de refrigeração, geralmente por compressão mecânica de vapor.

Nos refrigeradores domésticos, Figura 9(a), o fenômeno da evaporação ocorre no interior do compartimento refrigerado, em um trocador de calor chamado de evaporador. A compressão do gás (vapor) ocorre dentro de um trocador de calor externo, exposto ao ambiente, chamado de condensador, Figura 9(b) (STOECKER e JONES, 1985).

Um refrigerador doméstico convencional, como apresentado esquematicamente, Figura 9, pode ser dividido basicamente em cinco componentes principais: compressor, condensador, trocador de calor tipo tubo capilar-linha de sucção (denominado TC-LS), evaporador e gabinete (ambiente refrigerado).

Figura 9 - Principais partes dos refrigeradores domésticos

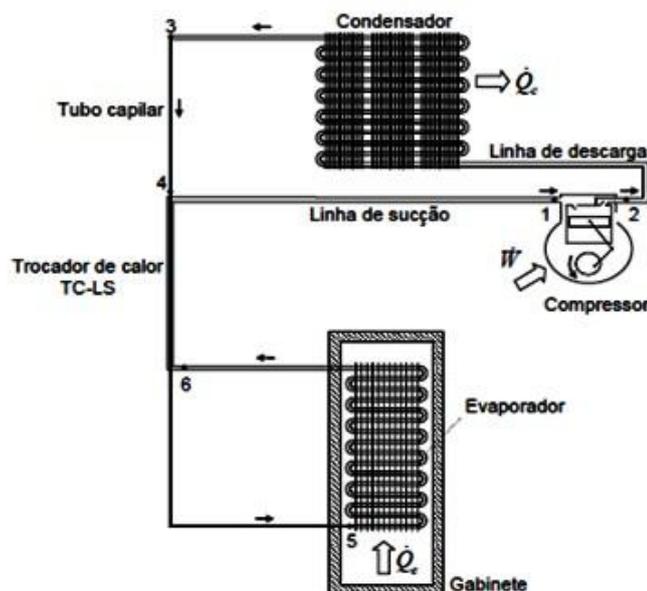


Fonte: Stoecker e Jones, 1985

No evaporador, o fluido refrigerante absorve calor do ambiente refrigerado ao passar de uma condição bifásica (ponto 5) à condição de vapor superaquecido (ponto 6). Ao passar pela linha de sucção o fluido refrigerante recebe calor do tubo

capilar, aumentando sua temperatura ponto 6 ao 1). O compressor é responsável por elevar a pressão do fluido refrigerante da região de baixa para a de alta pressão, do ponto 1 ao ponto 2, Figura 10 (STOECKER e JONES, 1985).

Figura 10 - Esquema térmico de um refrigerador doméstico



Fonte: Stoecker e Jones, 1985

O tubo capilar, que em conjunto com a linha de sucção forma o trocador de calor TC-LS, é geralmente, um tubo de um a seis metros de comprimento e diâmetro interno de dois milímetros que impõe uma queda de pressão significativa ao sistema.

O fluido refrigerante entra nesse componente no estado líquido, ponto 3. Ao percorrer uma certa extensão do tubo capilar, o fluido sofre uma queda de pressão, devido ao atrito e, principalmente, à aceleração da porção de vapor da mistura bifásica do fluido refrigerante, resultando na evaporação de parte do fluido refrigerante. Na primeira parte do tubo capilar, do ponto 3 ao ponto 4, a queda de pressão é isentálpica. Ao entrar na região do trocador de calor (ponto 4), o fluido cede calor para a linha de sucção e a queda de pressão acontece com redução de entalpia (STOECKER e JONES, 1985).

Antes de serem comercializados esses equipamentos devem atender normas específicas, que variam de país para país. No Brasil, por exemplo, os refrigeradores são separados por categorias, cada uma com sua norma, Tabela 1.

Tabela 1 - Categoria de refrigeradores e normalização pertinente

CATEGORIA	NORMA (Brasil)
Refrigerador simples	ISO 7371 (1995)
Refrigerador combinado	ISO 8187 (1991)
Refrigerador combinado Frost-Free	ISO 8561 (1995)
Congelador vertical	ISO 5155 (1995)
Congelador vertical Frost-Free	ISO 8561 (1995)
Congelador horizontal	ISO 5155 (1995)

Fonte: Rona, 2004.

Os produtos existentes no mercado diferem basicamente na relação entre o compartimento refrigerado e o sistema de refrigeração. No presente trabalho o compartimento refrigerado será único e o sistema de refrigeração será o convencional, isto é, com um único evaporador. Existem, entretanto, sistemas com dois compartimentos que fazem uso de dois evaporadores associados em série ou em paralelo com ajuda de dois dispositivos de expansão (LU e DING, 2005).

Tem-se, Figura 11, a representação esquemática de um ciclo completo de compressão de vapor no interior dos compartimentos de um refrigerador doméstico.

Figura 11 - A geladeira doméstica: um ciclo de compressão de vapor

Fonte: Lu e Ding, 2005

Existe também refrigeradores onde se tem um sistema de refrigeração para cada compartimento, o que fornece um melhor controle das temperaturas, embora com aumento de custos. Outro aspecto a ser observado é o sistema de controle da capacidade de refrigeração. Existem sistemas dotados de compressores de rotação

variável onde o sistema de expansão também é de ação variável, onde a proporcionalidade de ajuste de abertura da válvula de expansão será referenciada pela ação de controle de velocidade ou rotação do compressor, para adequar o circuito de refrigeração em uma faixa de vazão mássica do fluido refrigerante mais estável possível para as várias velocidade de trabalho do ciclo de refrigeração do processo que varia entre 600 a 4100 rpm (CAMPOS e TEIXEIRA, 2006).

2.4 Compressor alternativo doméstico

O nome compressor alternativo é proveniente do movimento de vai-e-vem do conjunto rotor, biela e pistão. Os compressores instalados em refrigeradores domésticos são herméticos para evitar o vazamento do fluido refrigerante e, portanto, os seus componentes não entram em contato com o meio externo. A única forma de interação direta do compressor com o meio externo é através da transferência de calor da carcaça, Figura 12 (STOECKER e JONES, 1985).

Figura 12 - Compressor alternativo hermético monofásico



Fonte: Stoecker e Jones, 1985.

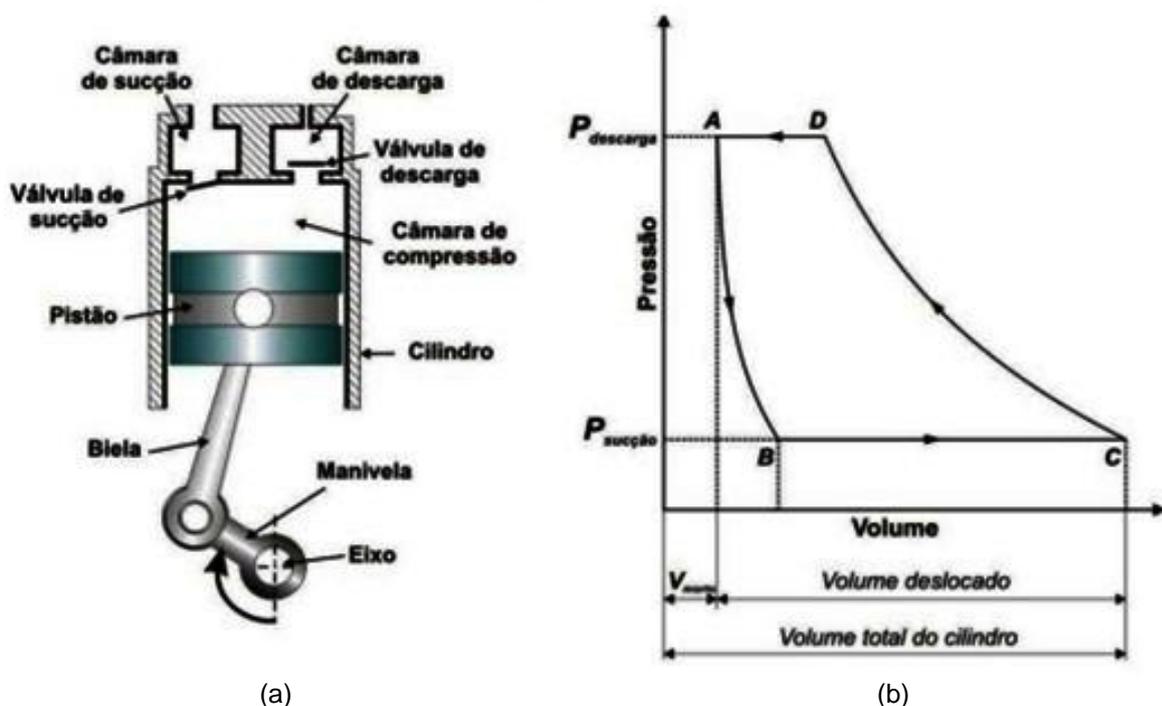
A maioria dos compressores de uso doméstico utiliza um mecanismo de compressão alternado, do tipo biela-manivela, ilustrado na Figura 13(a). Neste tipo de mecanismo, uma manivela (ou virabrequim) descreve um movimento circular por meio de um eixo acionador, tendo uma biela conectada à sua extremidade. Por outro lado, um pistão conectado à outra extremidade desta biela descreve um movimento alternado no interior de um cilindro, pela ação do movimento da manivela. Assim, o volume resultante dentro do cilindro (denominado muitas vezes por volume da câmara de compressão) varia constantemente com o giro da manivela, entre o seu

volume mínimo (chamado de volume morto) e o seu volume máximo (volume total do cilindro) (STOECKER e JONES, 1985).

Este tipo de compressor possui um sistema de válvulas automáticas, que vedam a câmara de compressão durante a compressão e, a abrem, durante os processos de sucção e de descarga. Essas válvulas são ditas automáticas, pois funcionam através da diferença de pressão entre a câmara de compressão e as câmaras de sucção, ou de descarga, de acordo com o processo, sucção ou descarga, sendo executado.

Um ciclo de compressão, Figura 13(b), inicia com a expansão do fluido refrigerante no ponto A, através do movimento descendente do pistão. Ao descer, a câmara de compressão tem o seu volume aumentado e, conseqüentemente, a sua pressão diminuída até que, eventualmente, no ponto B, a pressão no interior do cilindro é menor do que a pressão na câmara de sucção. Essa diferença de pressão promove a abertura de válvula de sucção, admitindo o fluido refrigerante na câmara de compressão, até a equalização das pressões desta com a câmara de sucção, o que geralmente acontece quando o pistão alcança o ponto morto inferior (ponto C), quando então a válvula de sucção se fecha (STOECKER e JONES, 1985).

Figura 13 - Mecanismo de compressão alternativo e suas partes (a). Ciclo de compressão (b)



Fonte: Stoecker e Jones, 1985

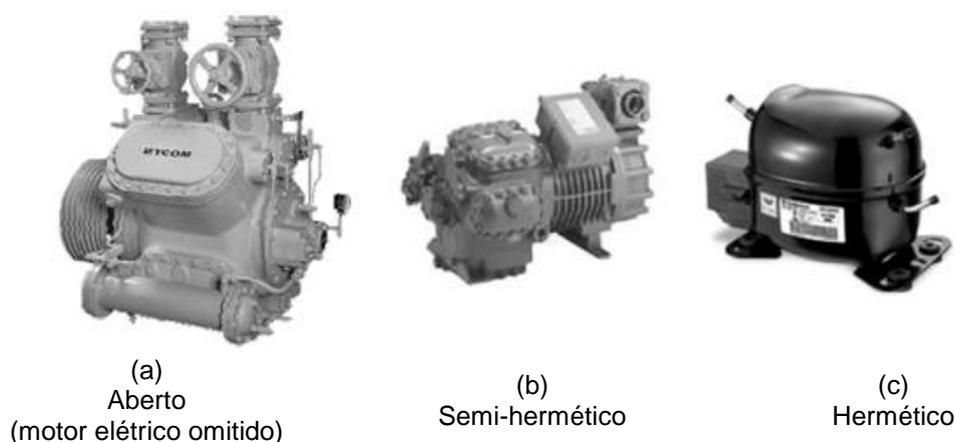
A partir do ponto C, o pistão começa seu movimento ascendente, reduzindo o volume e aumentando a pressão da câmara de compressão até atingir uma pressão superior à da câmara de descarga (ponto D). Ao passar este ponto, com a contínua redução do volume da câmara, ocorre uma diferença de pressão entre as câmaras de compressão e de descarga, resultando na abertura da válvula de descarga e a liberação do fluido refrigerante para a câmara de descarga.

Quando o pistão atinge o fim de curso, ponto A, as pressões de descarga e da câmara de compressão estão praticamente equalizadas e, assim, a válvula de descarga se fecha, dando reinício ao ciclo.

Quanto à disposição do motor elétrico, os compressores são agrupados em compressores abertos, semi-herméticos e herméticos, Figura 14. Os compressores abertos são amplamente utilizados em aplicações industriais onde são necessárias grandes capacidades de refrigeração, fato que leva à utilização de grandes motores elétricos. O motor fica exposto ao ambiente, facilitando a dissipação de calor, este é conectado ao restante dos componentes mecânicos do compressor por um eixo disposto em um sistema de sustentação mecânica por mancais ou rolamentos acoplados a estrutura interna do compressor (STOECKER e JONES, 1985).

Os compressores semi-herméticos têm disposição semelhante, no entanto, apesar do motor e dos componentes mecânicos encontrarem-se enclausurados, pode-se facilmente acessar algumas de seus componentes internos.

Figura 14 - Classificação dos compressores alternativos quanto à disposição do motor elétrico



Fonte: Schreiner, 2008.

Nos compressores herméticos, conforme mostra a Figura 15, as ligações típicas existentes com o meio externo são os terminais elétricos do motor e as

conexões de processo, sucção e descarga. Em sua maioria, esses compressores empregam motores assíncronos monofásicos para movimentar o pistão (POSSAMAI e TODESCAT, 2004).

Figura 15 - Posicionamento do motor elétrico no interior do compressor hermético alternativo doméstico



Fonte: Schreiner, 2008

O deslocamento de massa de refrigerante através do movimento alternado de um pistão lhe confere flexibilidade para comportar uma ampla faixa de capacidade de refrigeração, quando comparado às demais tecnologias de compressão. Adicionalmente, seu caráter hermético possibilita que o mesmo opere durante vários anos sem necessidade de reposição de carga de fluido refrigerante, uma vez que os vazamentos provenientes do processo de compressão ficam retidos no interior da própria carcaça e acabam sendo incorporados constantemente ao sistema.

Em sua essência, o compressor alternativo hermético de refrigeração doméstica é estruturalmente composto por três sistemas: sucção, compressão e descarga (POSSAMAI e TODESCAT, 2004).

O sistema de sucção, por sua vez, é composto por outros quatro componentes: passador de sucção, abafador “*muffler*” de sucção, câmara de sucção e válvula de sucção. O passador de sucção, na verdade, é um tubo que conecta a tubulação proveniente do evaporador à carcaça do compressor, sendo responsável, portanto, pela admissão do gás para o interior do mesmo.

O abafador “*muffler*” de sucção, posicionado na sequência, é um componente responsável pelo amortecimento de pulsações de pressão no escoamento, decorrentes das aberturas de alta frequência da válvula de sucção, reduzindo a geração de ruído acústico e de vibração. Além disto, o abafador “*muffler*” de sucção atua também como um reservatório de fluido refrigerante a baixas temperaturas. Na

saída do abafador *muffler* de sucção encontra-se a câmara de sucção, que direciona o escoamento para ser admitido pela câmara de compressão. As câmaras de sucção e compressão são separadas pela válvula de sucção, cuja movimentação se deve à diferença de pressão entre as duas câmaras (POSSAMAI e TODSCAT, 2004).

O sistema de compressão é composto pela câmara de compressão (ou cilindro), pistão, mecanismo de acionamento e motor elétrico. O pistão, que se movimenta alternativamente no interior da câmara de compressão, é conectado a um eixo excêntrico por meio de uma biela, constituindo um mecanismo biela-manivela. O acionamento do mecanismo é promovido por um motor de indução, em que o eixo excêntrico é acoplado ao rotor, como demonstrado nas figuras 13(a) e 15. Por sua vez, o rotor é envolvido por um estator ligado a duas bobinas responsáveis pela alimentação elétrica do motor. Cada rotação do eixo excêntrico corresponde a um ciclo completo, envolvendo os processos de sucção, compressão e descarga do gás.

O sistema de descarga é formado por uma válvula, câmara de descarga, abafador "*muffler*", tubo "*bundy*" e passador da descarga. A câmara de descarga recebe o gás que deixa a câmara de compressão através da válvula de descarga. A câmara de descarga tem seu domínio delimitado pela tampa da descarga e é geometricamente bem diferente da câmara de sucção, possuindo um maior volume. Tais diferenças são atribuídas à pulsação de pressão do escoamento, como mencionado anteriormente. No entanto, no sistema de descarga essa questão é mais crítica devido ao fato de que os níveis de pressão nessa região são bem superiores àqueles observados na câmara de sucção.

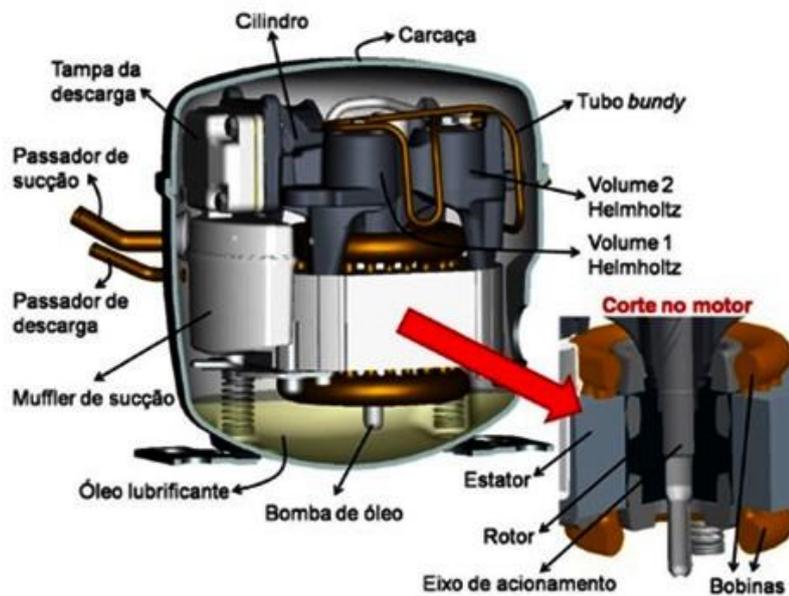
Após a câmara de descarga, encontra-se o abafador "*muffler*" de descarga, usualmente composto por dois volumes de formato cilíndrico, denominados "Volume 1 Helmholtz" e "Volume 2 Helmholtz", os quais são usinados no bloco, da mesma forma como feito para câmara de compressão. Tais volumes têm a função de amortecer a pulsação de pressão do escoamento, com um papel semelhante ao do abafador "*muffler*" de sucção.

Os volumes são vedados em seu topo por uma tampa de cobre, sendo que na tampa do Volume 2 Helmholtz é soldado um tubo chamado de "*bundy*". Esse tubo conecta os volumes Helmholtz ao passador de descarga e apresenta uma série de dobras propositalmente projetadas ao longo do seu comprimento, visando reduzir a

rigidez da ligação do sistema à carcaça e, assim, reduzir a transmissão de vibrações para o meio externo. Finalmente, o último componente do sistema de descarga é o passador de descarga, que tem um papel análogo ao passador de sucção, ou seja, conectar a carcaça do compressor à tubulação que guia o escoamento ao condensador (POSSAMAI e TODESCAT, 2004).

A Figura 16 demonstra um compressor hermético alternativo e seus principais componentes.

Figura 16 - Compressor hermético alternativo monofásico



Fonte: Schreiner, 2008.

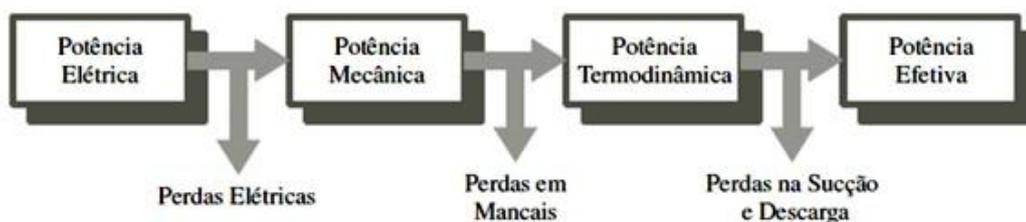
Os compressores herméticos são convencionalmente utilizados em aplicações domésticas e comerciais e são usualmente menores que os compressores abertos. Neste caso, o motor elétrico e os componentes mecânicos do compressor localizam-se em uma mesma câmara isolada do ambiente externo. Independentemente de sua configuração, os componentes dos compressores alternativos podem ser divididos em dois grupos: componentes elétricos e o “*kit*” mecânico. A parte elétrica é composta pelo motor elétrico, componentes de auxílio à partida e conectores. Já o “*kit*” mecânico é composto pela bomba, cabeçote da câmara de compressão, dutos de sucção e descarga e pelo sistema de acionamento mecânico (eixos e mancais) (POSSAMAI e TODESCAT, 2004).

Do ponto de vista energético, a potência elétrica fornecida ao motor elétrico é convertida inicialmente em potência de eixo ou mecânica, entregue ao eixo

mecânico. Parte desta energia é dissipada na forma de calor nas regiões mancalizadas e a restante é convertida em energia termodinâmica, sendo entregue para o gás no interior da câmara de compressão (POSSAMAI e TODESCAT, 2004).

Todos estes processos de conversão acarretam perdas, Figura 17, fato que torna crucial a compreensão e o projeto adequado de todos os detalhes pertencentes a cada componente do compressor. Como a disposição geométrica e a forma destes componentes podem modificar consideravelmente a eficiência dos compressores e estes são distintos de acordo com sua aplicação, torna-se impossível a generalização das soluções aplicadas à melhoria do desempenho. Assim, a melhor forma de analisar o projeto de compressores é a compreensão de sua operação caso a caso (SCHREINER, 2008).

Figura 17 - Perdas durante a conversão de energia no compressor hermético



Fonte: Schreiner, 2008

2.5 Motores elétricos e acionamentos a velocidade variável

Serão tratados os motores e acionamentos a velocidade variável para compressores utilizados para refrigeração, com ênfase em aplicações em motores monofásicos, devido ao fato destes ser predominantes em aplicações domésticas - geladeiras, ar condicionado, bombas de calor e pequenos eletrodomésticos.

É bastante difundido o uso de motores de indução monofásicos em aplicações domésticas, comerciais e rurais, principalmente em potência fracionária. São usados em sistemas de refrigeração, processadores de alimentos, ventiladores, máquinas de lavar e moendas, para citar apenas algumas aplicações. A sua popularidade vem do fato da rede elétrica doméstica, comercial e rural ser em sua maioria monofásica. Vantagens seriam a robustez e baixo preço dessa classe de motores. Entretanto, os métodos convencionais de partida dos motores de indução monofásicos limitam sua aplicação quando comparados aos motores de indução trifásicos. Essa limitação vem do fato dos primeiros precisarem, em geral, de

capacitores associados aos enrolamentos do estator, para aumentar o torque de partida ou melhorar o desempenho em regime permanente. Um fator preponderante quanto à aplicação é a necessidade de uma chave para comutar esses capacitores, nos diferentes regimes de operação (CABRERA, 2013).

Sistemas de refrigeração para aplicações de pequeno e médio porte geralmente fazem uso de um compressor de rotação constante e de um dispositivo de expansão com ação fixa, tal como o tubo capilar, que consiste de um tubo longo (de 2 a 4 metros) com pequeno diâmetro interno (menor que 1 mm). A temperatura do ambiente refrigerado é controlada pela ação de um termostato que liga e desliga o compressor. Como alternativa a operação “*on-off*”, a capacidade de refrigeração pode ser controlada através da rotação do compressor, tornando possível o ajuste contínuo entre capacidade de refrigeração e a carga térmica (TASSOU e QURESHI, 1997).

Os compressores a controle de comando variável, Figura 18, que utiliza motor tipo “*brushless*” e um sistema de controle eletrônico específico para partida de compressor tem o benefício de eliminar o consumo residual presente nas partidas tradicionais. Tais sistemas aliados ao uso de um dispositivo de expansão de ação variável permite ainda um ajuste fino do grau de superaquecimento na saída do evaporador, mantendo-o totalmente preenchido com refrigerante bifásico, independentemente da rotação do compressor (TASSOU e QURESHI, 1998).

Figura 18 - Compressor de controle a comando variável (VCC)



Fonte: Embraco, 2008

2.5.1 Motores elétricos monofásicos

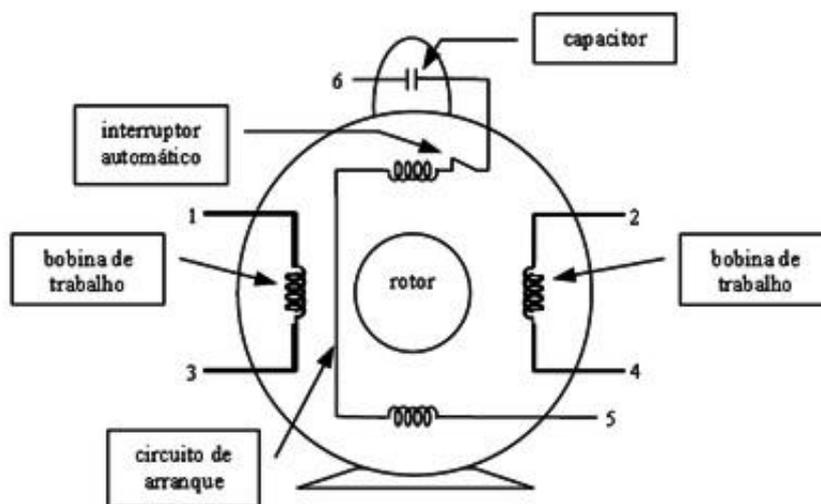
O conceito de motor de indução originou-se do trabalho do engenheiro italiano Galileo Ferraris sobre campos girantes. Embasado em tais teorias, o engenheiro

Nicolas Tesla desenvolveu o princípio de funcionamento do motor de indução, em torno do ano de 1881, porém essa concepção de motor elétrico foi patenteado pelo engenheiro russo Michael Von Dolivo Dobrowolski durante o período em que trabalhou na empresa alemã AEG, no ano de 1889 (CABRERA, 2013).

O motor de indução monofásico e o motor de indução bifásico, projetados para ser alimentado pela rede CA monofásica e bifásica com os seus componentes construtivos são basicamente compostos pelo seu estator e um rotor do tipo gaiola de esquilo acoplado ao seu eixo de rotação. Os dois enrolamentos do estator são distribuídos uniformemente nas ranhuras, dispostos em função do número de pólos e de modo a minimizar as frequências harmônicas de ordem elevada (KRAUSE, 2005).

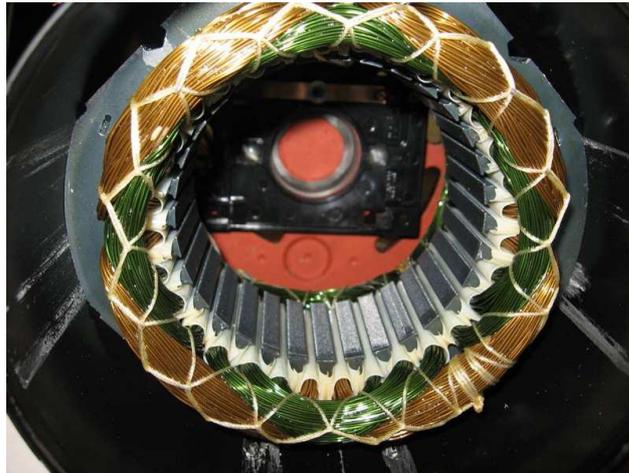
Os enrolamentos de cada fase são montados em quadratura espacial e preparados para ligação em paralelo, de forma a compartilharem a mesma fonte CA de alimentação monofásica. São denominados de enrolamento principal ou de funcionamento e enrolamento auxiliar ou de partida, Figura 19.

Figura 19 - Motor monofásico de fase auxiliar



Fonte: Schreiner, 2008

Carcaça e estator de um motor de indução monofásico com representação das bobinas eletromagnéticas, Figura 20. Percebe-se que a distribuição espacial e a acomodação dos enrolamentos principal e auxiliar nas ranhuras do estator.

Figura 20 - Estator do motor de indução monofásico

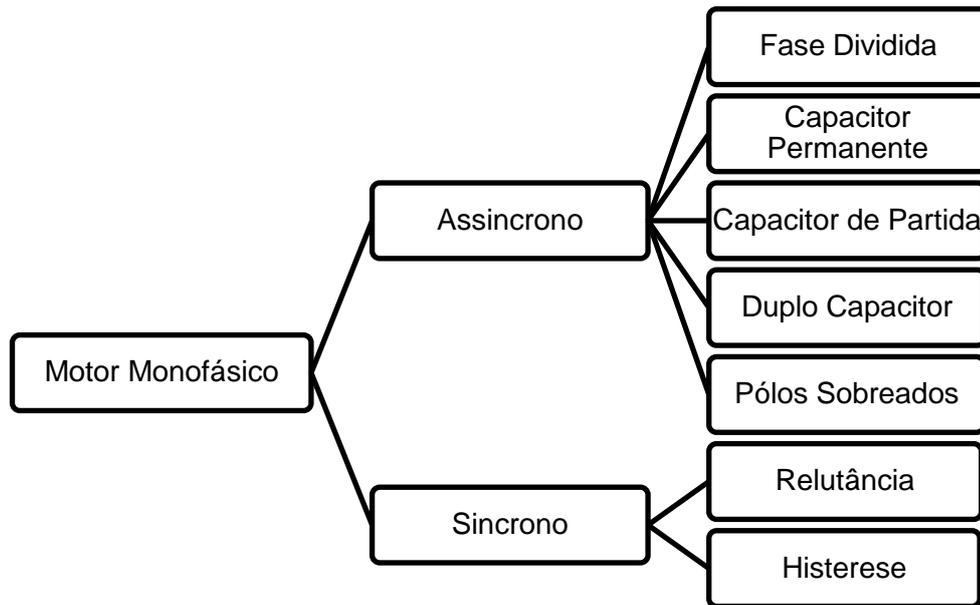
Fonte: Schreiner, 2008

O rotor, por sua vez, é constituído por um núcleo cilíndrico laminado, com ranhuras paralelas axiais responsáveis por acomodar as barras condutoras que são curto-circuitadas nas duas extremidades por anéis de curto-circuito. O rotor é montado em um eixo que tem dois rolamentos fixos em suas extremidades e presos à carcaça do motor, através de mancais.

Apesar da generalização na descrição dos aspectos construtivos, pode haver algumas diferenças que caracterizam os tipos de motor de indução monofásicos. Estas diferenças se devem basicamente ao método utilizado para a partida. Dentre as diferenças, as mais comuns são o formato das ranhuras do estator, a presença e tipo da chave que comuta o enrolamento auxiliar e o componente utilizado para partida (FITZGERALD et al, 2008).

Na Figura 21 é apresentada a classificação dos motores de indução monofásicos:

Figura 21 - Classificação dos motores de indução monofásicos



Fonte: Fitzgerald et al, 2008

2.5.2 Métodos de partida de motores elétricos monofásicos

Os motores de indução monofásicos são classificados de acordo com os seus métodos de partida, sendo referidos por nomes que descrevem esses métodos. A escolha do motor baseia-se nas exigências dos conjugados de partida e de trabalho, no ciclo de trabalho e nas limitações das correntes de partida.

Existem diversos métodos de partida convencionais para esta classe de motores e, portanto, diversas denominações, caracterizando os tipos de motores de indução monofásicos. Cada tipo é geralmente adequado a alguma aplicação em especial ou conjunto de aplicações.

Entre os tipos de motores de indução monofásicos pode-se citar, conforme a norma ABNT 5383-2 (2007):

- a) Motores de fase dividida;
- b) Motores com capacitor de partida;
- c) Motores com capacitor de regime;
- d) Motores com capacitor de partida e de regime ou motor de duplo capacitor;
- e) Motores de pólos sombreados.

Contudo, como o foco do presente trabalho é o projeto de um sistema que utiliza um motor de indução monofásico de fases divididas, é apenas abordada, neste capítulo, esse tipo de motor elétrico.

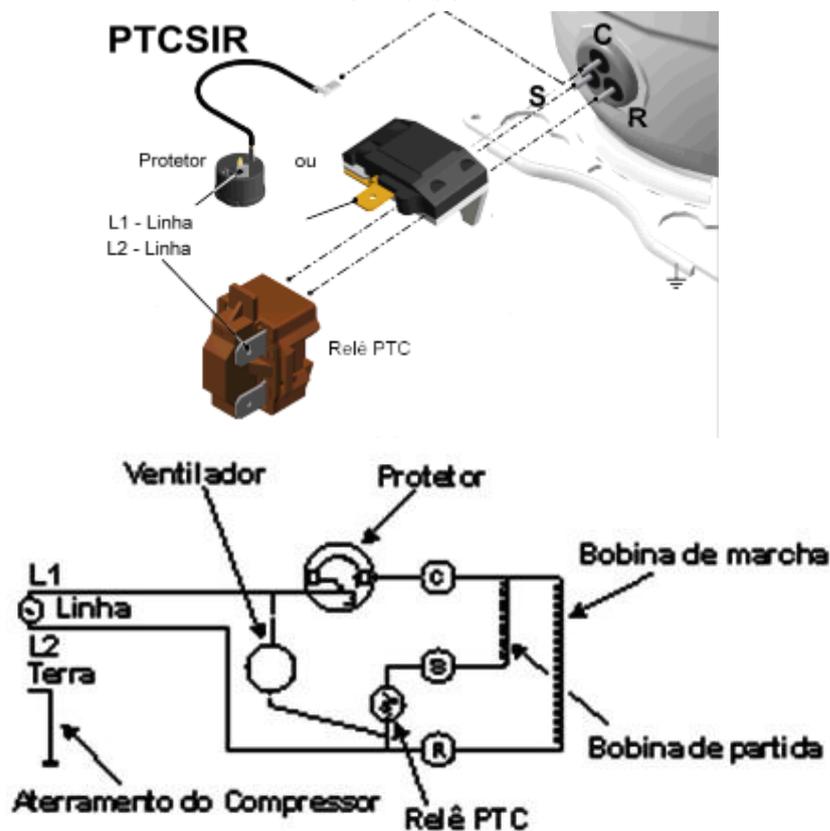
2.5.3 Motores elétricos monofásicos de fase dividida

O motor se caracteriza por ter sua construção constituída por dois enrolamentos paralelos deslocados em 90° elétricos no espaço, onde as correntes circulantes nestes enrolamentos possuam defasagem entre eles. Neste tipo de motor, o enrolamento auxiliar ou enrolamento de partida tem um número menor de espiras e é enrolado com fio de cobre com menor diâmetro que o enrolamento principal, ou enrolamento de funcionamento. Com isso a resistência do enrolamento auxiliar é de valor maior que a do enrolamento principal, enquanto a reatância do enrolamento principal tem valor mais elevada comparada a reatância do enrolamento auxiliar. Desta forma, para a mesma fonte de alimentação, as correntes circulantes nos enrolamentos apresentam defasagem entre elas (FITZGERALD et al, 2008).

Os motores monofásicos de fase auxiliar são um dos vários tipos de motores monofásicos existentes. Utilizados principalmente em máquinas como motobombas, compressores, furadeiras, serras, cortadores de grama etc., são, em geral, máquinas de pequeno porte, já que são fabricados normalmente em potências de até 2 cv, Figura 22. É raro serem encontrados acima desta potência, utilizando-se motores trifásicos em potências acima de 2 cv.

O estator desses motores é constituído resumidamente por dois bobinados, chamados bobinado principal (ou de trabalho) e bobinado auxiliar - ou de partida; arranque, Figura 22. Na partida do motor, os dois bobinados ficam energizados. Quando o rotor atinge sua velocidade, o bobinado de arranque é desligado, permanecendo em funcionamento somente as bobinas de trabalho (FITZGERALD et al, 2008).

Figura 22 - Diagrama elétrico do motor de indução monofásico de fase dividida



Fonte: Fitzgerald et al, 2008

Nesta concepção conceitual, o motor de indução foi amplamente estudado, modificado e melhorado de maneira que, ao longo de sua história, inúmeras configurações e análises foram realizadas a fim de minimizar suas deficiências e maximizar sua eficiência atingindo o atual estágio de desenvolvimento (CABRERA, 2013).

Na busca por melhorias de desempenho, o motor de indução foi acoplado a sistemas de controle, com a finalidade de adequar o seu regime à necessidade momentânea através de alterações da sua velocidade.

Em relação à operação de um motor de indução monofásico é importante saber quais os parâmetros que alteram a sua velocidade, os quais estão relacionados como segue (CABRERA, 2013).

- a) Número de pólos;
- b) Frequência de alimentação do motor;
- c) Nível de tensão fornecida ao motor.

Conseqüentemente, os projetos de controle de velocidade são baseados nos parâmetros citados. A utilização de cada controle é analisada projeto a projeto, dependendo de suas especificações, complexidade, robustez e viabilidade econômica. Um dispositivo de controle de velocidade interessante para estes motores são os inversores de frequência (CABRERA, 2013).

2.5.4 Inversores de frequência

Um dispositivo eletrônico que varia a frequência elétrica é utilizado para o controle de velocidade dos motores elétricos de indução. A alimentação desses aparelhos pode ser monofásica ou trifásica, dependendo de sua construção. Em geral, podem ser programados para os valores máximos e mínimos de frequência de saída, conforme as necessidades da instalação.

Para superar a questão da sua aplicação no setor doméstico e, em virtude da evolução dos componentes de eletrônica de potência e microprocessadores, houve um crescente interesse no estudo e desenvolvimento de acionadores suaves, chaves *soft starters*, e a velocidades variáveis, conversores de frequência, direcionados aos motores de indução monofásicos (CORRÊA et al, 2002).

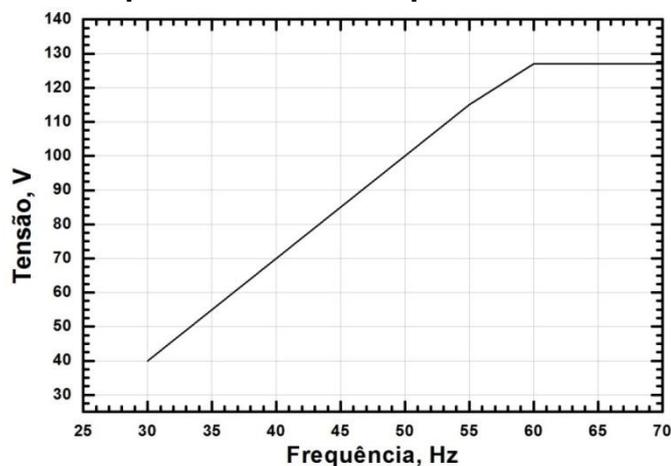
Esses acionadores teriam como meta a diminuição das correntes na partida, melhoria do torque em todas as faixas de utilização e eliminação da chave centrífuga.

Para o emprego desse método de acionamento, é estabelecida uma estratégia de controle, do tipo V/f (relação tensão/frequência, constante). A relação V/f é ajustada de forma a limitar a corrente máxima e obter máximo conjugado eletromagnético (REGGIANI, 1983).

A grande limitação dessa estratégia é que o fluxo não se mantém constante em baixas frequências, tornando necessário o uso de uma relação V/f ajustável. Como o inversor utilizado é acionado por um par do PWM, "*pulse width modulators*", complementar e os enrolamentos do motor elétrico são alimentados em tensão elétrica através do inversor, o ajuste da relação V/f é feito através de um algoritmo que determina o índice de modulação em função da frequência. Dessa forma, a cada variação na frequência modulante - que é a frequência de alimentação do estator - é feita a devida correção, no índice de modulação, e a relação V/f é ajustada (REGGIANI, 1983).

A Figura 23 mostra a rampa característica da estratégia de controle adotada.

Figura 23 - Rampa de tensão x frequência em um conversor

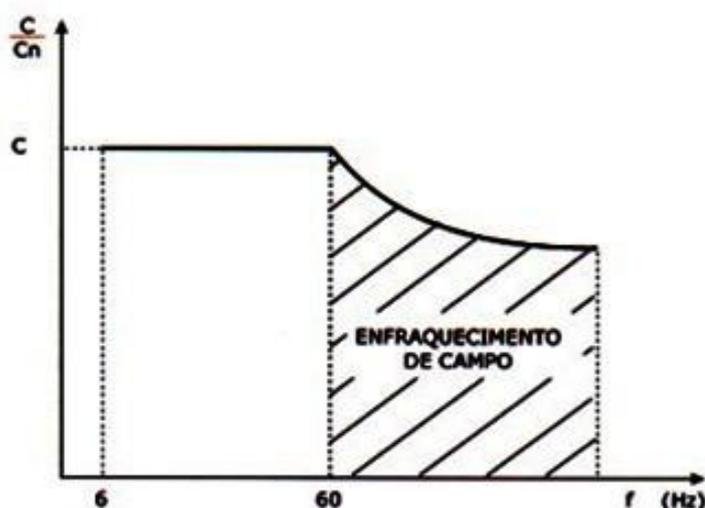


Fonte: REGGIANI, 1983.

2.5.5 Operação do inversor acima da rotação nominal

Acima da frequência nominal, Figura 24, o motor funcionará com enfraquecimento de campo, diminuindo a relação V/f de alimentação do motor elétrico pelo inversor, onde o fluxo magnético gerado pela corrente elétrica decresce para valores de frequência acima dos valores nominais. Pois a máxima velocidade estará limitada pelo torque máximo disponível do motor e pela máxima velocidade periférica das partes girantes do motor (ventilador, rotor, mancais) (HENDERSHOT e MILLER, 1994).

Figura 24 - Redução do torque devido ao aumento de velocidade



Fonte: Hendershot e Miller, 1994.

A região de enfraquecimento de campo é a região onde o fluxo começa a decrescer e, portanto, o torque também começa a diminuir, pois acima da frequência nominal de operação do motor, para qualquer valor de frequência a tensão permanecerá constante, onde o valor do fluxo e do torque no motor tende a ir diminuindo proporcionalmente ao inverso do acréscimo da frequência. A potência no motor tende a uma progressão linear proporcional a frequência até o valor da frequência nominal de operação do motor acima destes valores a potência do motor permanece constante independente do valor do valor da frequência (HENDERSHOT e MILLER, 1994).

2.5.6 Operação do inversor abaixo da rotação nominal

As perdas no cobre são resultados da corrente do motor, então a perda de potência será proporcional à carga acionada pelo motor elétrico. Dessa forma, se o motor gira mais lento, com a mesma corrente nominal (determinada pela carga) gerando a mesma perda de potência que ocorre em velocidades elevadas, o motor se sobreaquece, pois há um menor fluxo de ar de refrigeração disponível.

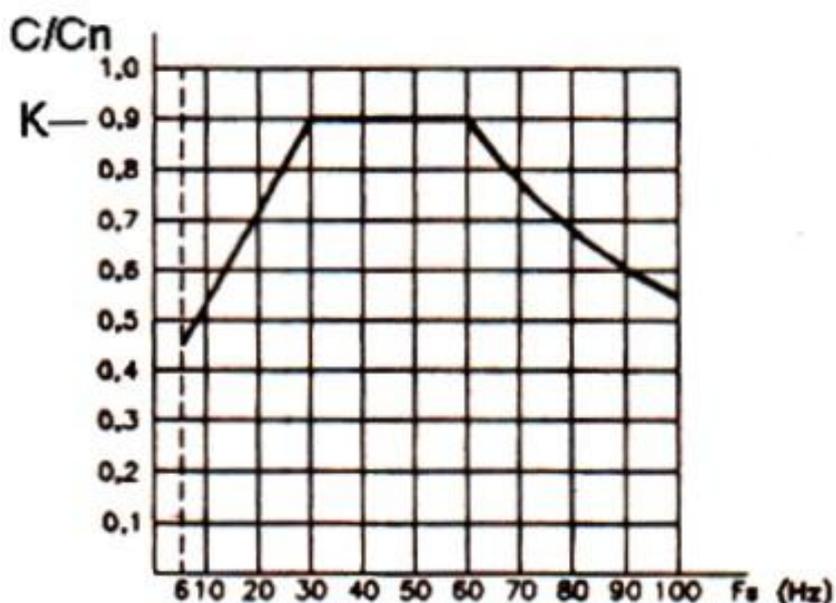
Para melhorar o desempenho do motor nas baixas velocidades, alguns conversores possuem funções especiais como à compensação de escorregamento (que atenua a variação da velocidade em função da carga) e o “*boost*” de tensão (aumento da relação V/f para compensar o efeito da queda de tensão na resistência estatórica), para estabilizar ao máximo o valor do fluxo magnético no estator do motor, onde a capacidade de torque do motor seja mantida estável mesmo com a queda de tensão provocada nos enrolamentos do motor.

O fator K (fator de redução de torque) leva em consideração as influências da redução da ventilação em baixas rotações, bem como das harmônicas e do enfraquecimento de campo.

Geralmente, até 50% da f_n (frequência nominal) utiliza-se o fator K como redutor de potência ou, poder-se utilizar o F_s (fator de serviço) e/ou o aumento da classe de isolamento do motor para manter o torque constante.

Abaixo de 50% frequência nominal, para se manter o torque constante, geralmente deve-se aumentar a relação V/f do inversor, Figura 25 (HENDERSHOT e MILLER, 1994).

Figura 25 - Fator de redução de torque x frequência



Fonte: Hendershot e Miller, 1994.

Em motores autoventilados, a redução da ventilação nas baixas rotações faz com que seja necessária a diminuição no torque demandado ou o sobredimensionamento do mesmo (HENDERSHOT e MILLER, 1994).

2.5.7 Características dos inversores de frequência PWM

Conversores estáticos de frequência com tensão imposta PWM são atualmente os equipamentos mais empregados para a alimentação de motores de baixa tensão nas aplicações industriais que requerem variação de velocidade. Eles operam como uma “*interface*” entre a fonte de energia, “rede”, e o motor de indução (POMÍLIO, 2007).

O processo de obtenção da tensão e frequência desejadas por meio destes equipamentos passam por três estágios:

- a) Ponte retificadora de diodos - Retificação do sinal alternado - de tensão e frequência constantes - proveniente da rede de alimentação;
- b) Elo CC ou Link DC - Alisamento/regulação da tensão retificada com armazenamento de energia por meio de um banco de capacitores;
- c) Transistores IGBT - Inversão da tensão contínua proveniente do “Elo CC” num sinal alternado, com tensão e frequência variáveis (POMÍLIO, 2007).

Princípio de funcionamento da modulação por largura de pulso – PWM -
Figura 26.

Figura 26 - Princípio de funcionamento do PWM de um conversor



Fonte: Pomílio, 2007.

2.5.8 Princípio de funcionamento dos inversores de frequência PWM

O controle de tensão por *PWM* e o controle de corrente por banda de histerese são os mais simples a ser implementados. Supondo que os dispositivos de potência sejam chaveados a uma frequência fixa de período T , o controle de tensão por *PWM* é feito através do ajuste da razão cíclica ("*duty cycle*") do sinal aplicado, ou seja, da relação entre o tempo de acionamento da chave pelo período total de chaveamento, Equação 1.

$$d = \frac{t_{ON}}{T} = \frac{t_{ON}}{t_{ON} + t_{OFF}} \quad (1)$$

onde:

d = Razão cíclica ("*duty cycle*");

t_{ON} = Tempo de acionamento;

t_{OFF} = Tempo de repouso;

T = Período total de chaveamento.

Se a tensão fornecida for contínua, a tensão média aplicada á carga pode ser descrita pela Equação 2.

$$V_m = d \cdot V_f \quad (2)$$

Onde:

V_m = Tensão média [V];

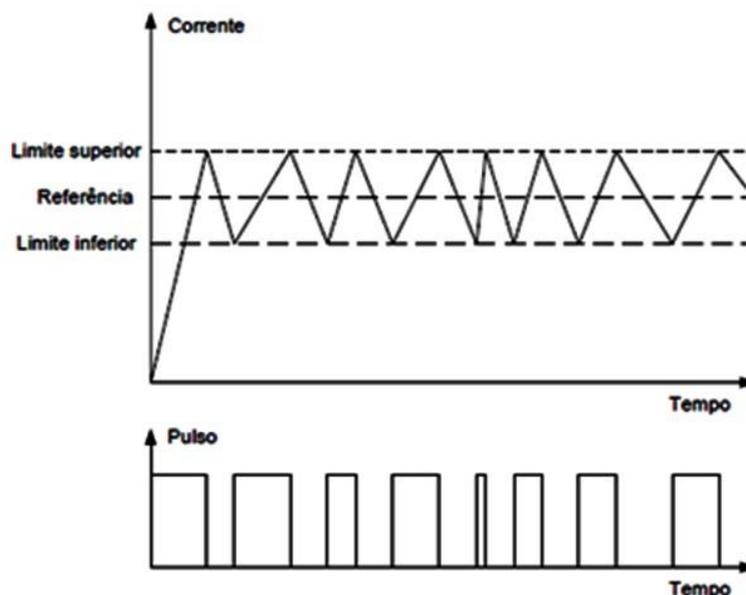
d = "Duty cycle";

V_f = Tensão de fase [V].

Desta forma, o valor da razão cíclica, pode ser modulado de diferentes formas de modo a controlar o perfil de corrente entregue a carga. No entanto é recomendável que a frequência de chaveamento seja pelo menos dez vezes superior à frequência do sinal modulado de modo que a indutância de carga reduza as flutuações na corrente (HENDERSHOT e MILEER, 1994).

O controle de corrente por banda de histerese utiliza um comparador entre a corrente medida e a corrente de referência, Figura 27.

Figura 27 - Regulação de corrente elétrica por banda de histerese



Fonte: Hendershot e Miller, 1994.

Desta forma, quando a corrente medida ultrapassa o limite superior da banda de histerese, o dispositivo de potência será desligado fazendo com que a corrente diminua. Quando esta atinge o limite inferior da banda, o dispositivo de potência será

acionado novamente elevando o valor da corrente. Se a corrente se encontrar dentro da banda de histerese, o estado do dispositivo de potência não é alterado.

Se percebe na Figura 27 que a frequência de chaveamento não é constante, como no caso anterior, esta depende principalmente da indutância da carga e da largura de banda de histerese. Outra consideração importante é que se o tempo de resposta do circuito não for suficientemente rápido, a corrente medida pode ultrapassar os limites da banda de histerese (HENDERSHOT e MILLER, 1994).

2.5.9 Modos de controle do inversor de frequência

Basicamente, existem dois tipos de controle dos conversores eletrônicos: o escalar e o vetorial.

O controle escalar baseia-se no conceito original do conversor de frequência: impõe no motor uma determinada relação tensão/frequência, visando manter o fluxo magnético constante, ou seja, o motor trabalha com o conjugado constante. É aplicado quando não há necessidade de respostas rápidas a comandos de torque e velocidade e é particularmente interessante quando há conexão de múltiplos motores a um único conversor. O controle é realizado em malha aberta e a precisão da velocidade é função do escorregamento do motor, que varia em função da carga, já que a frequência no estator é imposta.

O controle escalar é o mais utilizado devido à sua simplicidade e devido ao fato de que a grande maioria das aplicações não requer alta precisão e/ou rapidez no controle da velocidade (FRANCHI, 2008).

O controle vetorial possibilita atingir um elevado grau de precisão e rapidez no controle do torque e da velocidade do motor. O controle decompõe a corrente do motor em duas componentes vetoriais: uma que produz o fluxo magnetizante e outro que produz torque, regulando separadamente o fluxo e o torque. O controle vetorial pode ser realizado em malha aberta “*sensorless*” ou em malha fechada, com realimentação. Com sensor de velocidade – requer a instalação de um sensor de velocidade (por exemplo, um “*encoder*”) no motor. Este tipo de controle permite a maior precisão possível no controle da velocidade e do torque, inclusive em rotação nula (FRANCHI, 2008).

2.6 Sistema de controle

Um sistema de controle é um conjunto de dispositivos que mantém o valor de uma ou mais grandezas físicas dentro de um determinado limite, de acordo com o valor programado em sua entrada.

Este sistema é composto de um processo a ser controlado, um atuador, que é o dispositivo capaz de alterar o valor físico da grandeza, um controlador, responsável pela parte “inteligente” do sistema, calculando quanta energia o atuador deverá entregar ao sistema para mantê-lo estável e, para sistemas em malha fechada, um sensor que transforma o valor da grandeza em um sinal elétrico, ou compatível, com o controlador (ÁVILA, 2011).

O sistema de controle pode atuar sobre praticamente qualquer grandeza, desde que haja a necessidade de controlá-la, porém as mais comuns são: temperatura, pressão, vazão, nível de líquidos ou sólidos, velocidade e posicionamento linear ou angular (GARSTANG, 2008).

Os sistemas de controle podem ser classificados quanto à sua estrutura como sendo em malha aberta ou malha fechada e, ainda, quanto ao tratamento que as informações sofrerão como os analógicos e digitais.

O sistema em malha aberta, Figura 28, é composto pela entrada, controlador e atuador, sem a utilização de realimentação do sistema por meio de um sensor, ou seja, após a atuação do controle não é feita a verificação de como esta atuação influenciou o sistema, nem mesmo se o ponto de controle foi atingido, pois, sem um sensor em contato com o processo torna-se impossível esta determinação. A estrutura de um sistema em malha aberta apresenta o seguinte diagrama, mostrada na Figura 28.

Figura 28 - Diagrama de sistema de malha aberta

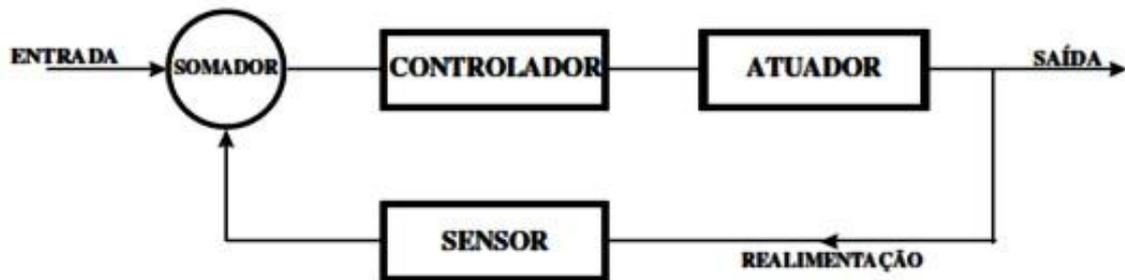


Fonte: Elaborado pelo autor.

O sistema em malha fechada apresenta a característica de utilizar um sensor como sinal de realimentação, ou seja, qualquer distúrbio no processo é “sentido” por este que envia um sinal compatível com o controlador que, por sua vez, pode levar

esta situação em consideração na sua atuação. Os sistemas de controles industriais, em sua maioria são feitos em malha fechada. O diagrama da Figura 29, ilustra como é um sistema de controle em malha fechada (GARSTANG, 2008).

Figura 29 - Diagrama de sistema de malha fechada



Fonte: Elaborado pelo autor.

Os sistemas analógicos ou digitais dizem respeito à forma matemática como as variáveis são tratadas, internamente ao sistema, bem como a seus componentes.

Num sistema analógico, por exemplo, o controle é feito por um circuito composto por componentes elétricos e eletrônicos que tratam sinais elétricos proporcionais à grandeza e demais variáveis do sistema.

Num sistema digital, o controle é feito por um programa, auxiliado por conversores do tipo analógico-digital e digital-analógico, que permitem transformar variações físicas, de natureza analógicas, em sinais compreensíveis pelo “*software*” e seu resultado, de natureza digital, em sinais novamente compatíveis com as grandezas físicas, ou seja, as grandezas e variáveis externas ao sistema são analógicas e internamente são tratadas de forma digital, através dos conversores. A tecnologia digital é mais atual e traz algumas vantagens, pois, qualquer alteração no sistema pode ser feita apenas mudando um programa, dispensando a necessidade de mudanças em componentes e configurações físicas, bem como as demais vantagens de sistemas microprocessados (GARSTANG, 2008).

2.7 Aplicação de controle de comando variável no sistema de refrigeração

A primeira opção a ser considerada, quando são pesquisadas aplicações de acionamento de velocidade variável, é a utilização de motores de corrente contínua (CC), devido às facilidades de controle de velocidade. Porém, o seu uso em compressores de velocidade variável não é justificável, devido ao seu custo elevado,

vida útil curta, baixo desempenho e alto custo de manutenção, além de ser incapacitado para aplicações em compressores herméticos, devido ao comutador operar em um ambiente de vapor refrigerante e óleo (HOULLOUDA e KELLEY, 2003).

A eletrônica de potência oferece meios eficientes para controlar a velocidade e o torque, ou conjugado de motores deste tipo, através da utilização de conversores de frequência CC/CA ou inversores de frequência.

Em sistemas de velocidade variável, é importante o estabelecimento de um controle de aceleração do compressor - razão com a qual a velocidade cresce - visando evitar mudanças bruscas na velocidade, devido às dramáticas mudanças de carga, evitando o aparecimento de sobrecorrentes. Pode-se analisar a necessidade de estabelecer limites de velocidade para o compressor de velocidade variável visando à preservação do compressor. Estes limites de velocidade para um compressor recíproco estão nas faixas de 25% a 150% da velocidade nominal, no modo aquecimento, e 25% a 100% no modo refrigeração (GARSTANG, 2008).

Os motores e acionamentos monofásicos à velocidade variável, utilizados em compressores para refrigeradores domésticos, têm aplicações predominantes em geladeiras, “freezers” e frigobares de pequeno porte.

Um sistema de velocidade variável possui um melhor ajuste da capacidade do sistema e uma maior regulação da temperatura, pelo ajuste da velocidade do compressor de acordo com as necessidades da carga (RIEGGER, 2008).

Dessa maneira, se a temperatura do sistema está acima ou abaixo da referência desejada, o controlador provocará a elevação ou a redução da velocidade do motor que aciona o compressor, obtendo um controle de temperatura preciso e estável.

O sistema de refrigeração de velocidade variável apresenta uma significativa melhora na eficiência, observando-se uma redução no consumo de eletricidade, sendo considerado um dos métodos mais efetivos em termos da potência de consumo específica - potência por vazão mássica (PERREIRA e PARISE, 2006).

O aumento do tempo de funcionamento para sistemas de refrigeração, além de melhorar a reabilitação do sistema, proporciona operações com poucas paradas e partidas, reduzindo a fadiga dos componentes e, conseqüentemente, os custos com manutenção (BAHEL e ZUBAIS, 2007).

A eletrônica de potência, para acionar e controlar sistemas de refrigeração, possibilita a eliminação dos grandes picos de partida do motor elétrico, através de montagens com características de partida suave (DOMIJAN et al, 2007).

Os dispositivos eletrônicos modernos possuem uma resposta extremamente rápida no tempo, o que possibilita a operação à velocidade máxima para rápidas variações das condições das referências (BAHEL e ZUBAIS, 2007).

Há possibilidade do aumento do fator de potência para um valor tendendo ao unitário, o que reduz as perdas distribuídas e promove a melhoria da qualidade da energia da rede elétrica, maior eficiência do motor ou compressor. (DOMIJAN et al, 2007).

A grande vantagem do VCC está na economia de energia, que pode chegar a 40 % em relação a um sistema convencional, diminuindo assim a taxa com que o calor é retirado na medida em que o sistema se aproxima da temperatura ideal. Isto permite um aumento no tempo de ciclo do sistema, reduzindo o número de partidas do compressor e, também, o consumo de energia (DOMIJAN et al, 2007).

Com sistema de velocidade variável pode-se gerar partidas mais suaves, evitando os picos de corrente elétrica na partida dos motores o que acarreta em uma economia considerável de energia. As vantagens não se limitam exclusivamente à partida e sim na redução destas, pois com esse motor controla-se não somente a velocidade, mas também a capacidade de refrigeração do sistema a fim de mantê-lo mais tempo em funcionamento e com um número menor de partidas. Neste sistema a forma mais eficiente de controlar a capacidade de refrigeração é a criação de velocidade do compressor, isso porque a capacidade de refrigeração se adapta às diferentes condições de carga (CABRERA, 2013).

Estratégias de controle de velocidade em refrigeradores domésticos, através de ensaios experimentais realizados em períodos relativamente longos, apresentam vantagens não apenas para o controle de estabilidade da temperatura interna do refrigerador, mas também para a eficiência operacional. Ganhos como redução da influência da temperatura interna do gabinete, aumento da velocidade de resposta, redução do número de ciclos liga-desliga, redução da corrente de partida e da eficiência operacional foram constatados (ÁVILA, 2011).

2.8 Estado da arte

A disponibilidade de energia útil é o principal requisito para o desenvolvimento econômico e social de uma nação. A utilização de forma errada das formas de energia disponíveis pode trazer grandes problemas para o desenvolvimento da humanidade (DINCER et al, 2003).

Uma qualidade aceitável e sustentável pode ser atingida com um consumo de energia per capita bem menor que o atual dos países desenvolvidos. A coerência entre o consumo e a disponibilidade de energia é uma condição vital para o desenvolvimento sustentável (MANZELA et al, 2003).

Dentre os segmentos da indústria de refrigeração, a refrigeração doméstica (refrigeradores e “freezers”) é um dos setores da mais fundamental importância econômica. Em escala mundial, estima-se que existam mais de um bilhão de refrigeradores domésticos em operação. Como consequência da grande quantidade de equipamentos em funcionamento e pela baixa eficiência termodinâmica dos mesmos, aproximadamente 15% da eficiência de Carnot, os refrigeradores domésticos têm um impacto relevante no consumo de energia elétrica. Pode-se verificar também a importância destes sistemas do ponto de vista ambiental, já que a geração de energia elétrica tem um impacto direto sobre a deterioração do meio ambiente (COULOMB, 2006).

Os resultados de uma análise de energia realizada com base nos resultados experimentais e condições meteorológicas, para dois locais que representam condições de clima temperado e quente, mostrou que compressores, quando operados em velocidade variável, oferecem economia de energia em comparação com seus similares de velocidade fixa. A análise mostrou que o compressor do tipo aberto alternativo pode ser o sistema mais eficiente, oferecendo uma redução de consumo de energia de 12%, quando operando em um clima temperado a economia de energia pode ser de 24% (TASSOU et al, 1997).

Sistemas de compressão geralmente são projetados para trabalhar em condições de carga máxima, mas na maioria das vezes estas plantas trabalham em condições de carga parcial com compressor “on-off” com ciclos regulados por um termostato. Tal como para o compressor de velocidade variável, a velocidade é controlada continuamente para coincidir com a capacidade do compressor para a carga necessária, o que permite economizar energia quando comparado com o

controle termostático. Identificando a frequência do compressor que otimiza os aspectos de energia, exergia e economia. A determinação da frequência ótima para cada condição de trabalho é a chave para a construção de um algoritmo de controle que permite que a velocidade do compressor pode ser continuamente regulada por um inversor (APREA et al, 2009).

O controle de velocidade variável de compressores é um dos melhores métodos para regular a capacidade das bombas de calor, ar condicionado e refrigeradores domésticos. Na análise conduzida para a modelagem do compressor de velocidade variável em uma simulação do inversor na aplicação no condicionador de ar e na bomba de calor o desempenho real de operação do inversor no compressor apresentou uma velocidade constante. Este método operacional baseado em mapas é comumente utilizado para ajustar as curvas de desempenho operacional do inversor no compressor (HUAJUN, 2004).

Um método de otimização descentralizada baseada em modelos para ciclo de refrigeração por compressão de vapor (VCC) foi apresentado. O problema geral de otimização do sistema foi formulado e separado para minimizar o consumo de energia de três subsistemas individuais interativos sujeito às restrições de um modelo híbrido, limitações mecânicas, as interações de componentes, as condições do ambiente e da carga de refrigeração. Os resultados da simulação e experimentação são comparados com o controle “*on-off*” tradicional e algoritmo genérico. Estes dados são fornecidos para mostrar a precisão da previsão satisfatória e efeito prático de economia de energia do método proposto (LEI, et al, 2013).

Uma melhor opção para o acionamento com velocidade variável de sistemas de refrigeração é o uso de motores de indução trifásicos de corrente alternada. Neste caso, o controle de velocidade é mais complexo, em razão do conversor estático e seus circuitos auxiliares e à necessidade de variar a frequência e modificar a curva de tensão versus frequência elétrica do motor (DOMIJAN et al, 2007).

Segundo Shiva Prasad (2004), grande parte dos componentes e processos existentes no interior do compressor alcançou altos níveis de eficiência, fazendo com que até as pequenas melhorias de desempenho passassem a ser representativas. Na necessidade de estabelecer limites operacionais para o compressor de velocidade variável, visando à preservação de sua vida útil fixou-se

estes limites de velocidade para um compressor recíproco nas faixas de 25% a 150% da velocidade nominal, no modo de operação de aquecimento, e 25% a 100% no modo refrigeração (SHIVA, 2004).

O uso de um sistema de refrigeração de velocidade variável no sistema de armazenamento de energia térmica de calor latente (LHTES) foi investigado para aumentar a eficiência do armazenamento de energia. Quatro casos de controle de velocidade do compressor diferentes foram comparados para obter um fluido de transferência de calor de temperatura constante (HTF), na entrada do tanque de armazenamento de energia. Quatro casos distintos de controle de velocidade do compressor foram comparados para obter um fluido na temperatura constante (HTF), na entrada do tanque de armazenamento de energia. Por meio da análise experimental analisada, a melhor estratégia de controle foi obtida com o modo de controle aplicado ao processo (ORHAN et al, 2011).

Uma análise detalhada dos métodos semi-empíricos foi desenvolvida para calcular a taxa de fluxo de massa, potência no eixo e temperatura de descarga para três tipos de compressores de velocidade variável: alternativo, de rolo e o de pistão rotativo. Os métodos propostos são uma integração de modelos baseados modelos físicos para o compressor de velocidade constante e nas características geométricas da eficiência volumétrica e eficiência isentrópica entre as diferentes velocidades. Os modelos baseados na geometria foram validados pela primeira vez com uma considerável concordância com os dados experimentais a partir da inovação dos três tipos de compressores de velocidade constante. O modelo de compressor de velocidade variável permitiu uma redução do número de dados experimentais necessários para caracterizar variável do compressor de velocidade variável na modelagem de sistemas de refrigeração (WENHUA, 2013).

Segundo Ávila (2011), uma unidade de refrigeração capaz de alterar precisamente a velocidade do compressor de um sistema de refrigeração, apresenta vantagens não apenas para o controle de estabilização da temperatura interna como também para a eficiência operacional do sistema de refrigeração. Resultados experimentais que apresentam o mal desempenho de um sistema de refrigeração com o controle liga–desliga convencional, apresenta maior consumo de energia elétrica em relação ao controle a comando variável (ÁVILA, 2011).

O emprego de técnicas elementares de controle associadas a uma instrumentação eletrônica simples seria possível atender à necessidade de manter

produtos dentro de limites de temperatura confortáveis para o não comprometimento da qualidade dos mesmos e com a redução do consumo de energia. Além disso, tem-se a possibilidade de aprimorar o processo de refrigeração de câmaras de pequeno porte por meio do aumento de sua eficiência com a melhoria na estabilização na temperatura interna, quando comparados às atualmente empregadas (JOTA et al., 2009).

O controle de temperatura dos sistemas de refrigeração a velocidade variável do compressor não é recente, sendo a impotência do tema destacado tanto do ponto de vista da eficiência operacional quanto do controle da temperatura interna. A operação de um sistema de refrigeração de grande porte com velocidade variável do compressor pode levar a um melhor e mais estável controle de temperatura associado a respostas mais rápidas frente às mudanças bruscas de carga de uma câmara de refrigeração (TASSOU e QUERESHI, 1994; ÁVILA e JOTA, 2011).

O controle da capacidade de refrigeração de um sistema de grande porte é feito com um algoritmo de controle baseado na Lógica “*Fuzzy*”, justificado pela capacidade do algoritmo de solucionar problemas de controle sem o conhecimento exato do modelo matemático. O Algoritmo “*Fuzzy*” usado é capaz de selecionar a velocidade mais adequada à operação em função do carregamento térmico. Para isso foi utilizado um inversor trifásico e a frequência de alimentação do motor foi variada na faixa de 30 Hz a 50 Hz, não sendo possível considerar valores abaixo de 30 Hz devido a problemas de lubrificação do compressor. Resultados apresentados apresentam economia de 13 % associado a melhor estabilização da temperatura interna, (TASSOU e QUERESHI, 1994; ÁPREA, 2011).

Em estudo de caráter experimental de um sistema de condicionamento de ar com utilização de equipamentos e hardwares existentes comercialmente, Moreno (2006), manipulou a velocidade do compressor e a abertura da válvula de expansão do sistema de refrigeração. Foram utilizadas diferentes técnicas de controle, inclusive técnicas de controle adaptativo. Os resultados indicam que, para a faixa de frequência utilizada, entre 40 Hz a 55 HZ, obteve-se boa capacidade de refrigeração, e baixo consumo de energia. O controle liga-desliga convencional é a principal causa de perda de eficiência energética. (MORENO, 2006; ÁPREA, 2011).

Em Silva (2009), é feito o controle de temperatura de um sistema de refrigeração de pequeno porte (“*frezzer*” vertical) usando um atuador desenvolvido para atender a tensão aplicada ao motor do compressor. Devido às limitações do

próprio atuador, o sistema altera muito pouco a velocidade do ciclo de refrigeração do equipamento forçando uma operação liga-desliga (mas com tensão inferior à nominal). Apesar das limitações do atuador, o controle elaborado obteve uma redução de 34% no consumo de energia do equipamento utilizando-se um controlador do tipo PID (Proporcional Integral Derivativo), entretanto, o sistema de controle de velocidade pelo método de redução da taxa de tensão no controle da temperatura interna (SILVA, 2009; ÁVILA, 2011).

Um método de controle de temperatura para refrigeradores residenciais baseado em um algoritmo “*Fuzzy*”, foi apresentado em Choi et al, (1998). Neste trabalho não foram investigados ganhos com variação de velocidade do compressor, e sim dividido a melhor operação do controle liga-desliga empregando um algoritmo “*Fuzzy*”. O controlador é usado para manter constante a temperatura no interior do gabinete do refrigerador mesmo com mudanças ambientais (temperaturas externas ao gabinete) e alteração da carga térmica interna do gabinete do refrigerador. Os resultados obtidos, por simulação, indicam melhorias na estabilização da temperatura interna, já os ganhos com eficiência não foram quantificados (CHOI, et al, 1998; ÁVILA, 2011).

A primeira opção a ser considerada, quando se pesquisa aplicações de acionamento de velocidade variável, é a utilização de motores de corrente contínua (CC), devido às facilidades de controle de velocidade. Porém, o seu uso em compressores de velocidade variável não é justificável, devido ao seu custo elevado, vida útil curta, baixo desempenho e alto custo de manutenção, além de ser incapacitado para aplicações em compressores herméticos, devido ao comutador operar em um ambiente de vapor refrigerante e óleo (HOLLOUDA et al, 2003).

Gerlach (1989) avaliou experimentalmente a variação da capacidade de refrigeração de um compressor durante sua partida. Esta variação, entre o início, quando o compressor encontra-se na temperatura ambiente, até o sistema alcançar o regime permanente é da ordem de 10%, fato que reitera a importância do estudo da transferência de calor deste componente para o ambiente. Apesar deste fato, Shiva (1998) concluiu em seu trabalho, afirmando que ainda existia alguma incoerência por parte dos pesquisadores em estudar os fenômenos de transferência de calor de carcaça de compressores em funcionamento a velocidade variável para o ambiente externo. (SHIVA, 1998).

A eletrônica de potência oferece meios eficientes para controlar velocidade e o torque ou conjugado de motores deste tipo através da utilização de conversores de frequência CC/CA ou inversores de frequência. Em sistemas de velocidade variável, é importante o estabelecimento de um controle de aceleração do compressor (razão com a qual a velocidade cresce) visando evitar mudanças bruscas na velocidade, devido a dramáticas mudanças de carga, evitando o aparecimento de sobrecorrentes (GARSTANG, 2008).

Modelos de simulação para o comportamento cíclico do sistema frigorífico de um refrigerador foram desenvolvidos para a previsão de seu consumo de energia elétrica. A metodologia de modelagem segue uma abordagem quase constante em que o sistema de refrigeração e, também, os compartimentos refrigerados são modelados após uma abordagem do estado estacionário e transiente, respectivamente. Princípios de conservação da massa, energia e momento foram usados para apresentar o conjunto de equações, enquanto os dados experimentais foram coletadas e utilizadas para reduzir os parâmetros de fechamento do modelo. As previsões do modelo foram comparados com os dados experimentais. A análise de sensibilidade também foi realizado para identificar oportunidades de economia de energia (GONÇALVES et al, 2011).

Nas palavras de Meyer (1990): "...any simple change that should yield improved performance will be offset by factors that are very difficult to control". Representam de certa forma, a insatisfação em relação às dificuldades encontradas pelo autor em seu trabalho e a casualidade com que era tratada a análise térmica naquele período. A análise térmica de compressores é uma atividade recente e que até pouco tempo era vista como desnecessária por alguns pesquisadores da área de compressores de refrigeração frente à dificuldade em se modelar os fenômenos térmicos envolvidos. Além disso, os pequenos ganhos de desempenhos viabilizados pela compreensão de aspectos relacionados à transferência de calor e o pensamento recorrente de que o compressor não passava de uma máquina térmica que poderia ser explicada puramente através dos fundamentos da termodinâmica, reforçava o pensamento de que uma análise térmica detalhada do compressor era desnecessária (MEYER,1990).

O controle convencional de sistemas de refrigeração é uma das principais causas de perda de eficiência energética, de forma que alternativas têm sido propostas para a sua substituição. Dentre as alternativas mais promissoras,

encontram-se os sistemas de refrigeração a velocidade variável (STOECKER et al, 2005).

Conforme Huajun Chen (2004), o controle de velocidade variável de compressores é um dos melhores métodos para regular a capacidade de bombas de calor e condicionadores de ar. Uma análise é feita para modelar o compressor de velocidade variável para a simulação do inversor condicionador de ar e bomba de calor. Este modelo de compressor de velocidade variável é adequado para a simulação de sistemas de bomba de calor e ar condicionado. Com base nos dados experimentais e modelo de simulação, a frequência com alíquota zero do fluxo de massa e de entrada de energia na frequência zero são discutidos e a relação entre COP e frequência do compressor são analisados. (SHUANGQUAN et al, 2004).

Ensaio de desempenho figuram entre os mais importantes para a indústria de compressores para refrigeração. A sua principal finalidade é estabelecer a capacidade de refrigeração, o consumo de potência ativa e o coeficiente de performance (COP) do compressor. Os equipamentos utilizados atualmente para avaliar o desempenho de compressores de refrigeração, em geral, são dimensionados para atender às normas que regulamentam o ensaio. Em certas aplicações – pesquisa e desenvolvimento, por exemplo – as incertezas desejadas podem ser muito menores que as especificadas nas normas comumente utilizadas. No entanto, seja qual for a exatidão requerida, faz-se necessária a determinação da incerteza de medição imposta pelas cadeias de medição utilizadas para medir as grandezas de interesse (GAVILON, 2008).

O ensaio de desempenho é um dos mais importantes meios de avaliação de um compressor, tanto no desenvolvimento quanto no controle de qualidade. Os principais resultados obtidos nos ensaios são a capacidade de refrigeração, a potência consumida e o coeficiente de performance (COP). Geralmente os ensaios tem períodos extensos e apresentam incerteza de medição muito elevada frente aos desafios atuais do mercado globalizado de refrigeração quanto a qualidade destes testes (BARBOSA, 2006).

No compressor rotativo, o pistão de rolamento e o sistema de rolamento de rotor convencional contactado são os componentes móveis principais. Eles sofrem cargas que variam periodicamente que foram induzidas pelas forças de inércia, de contato e aerodinâmica. Estas cargas mudam rapidamente com a variação da velocidade do compressor. Eles conduzem sempre à vibração grave do sistema e,

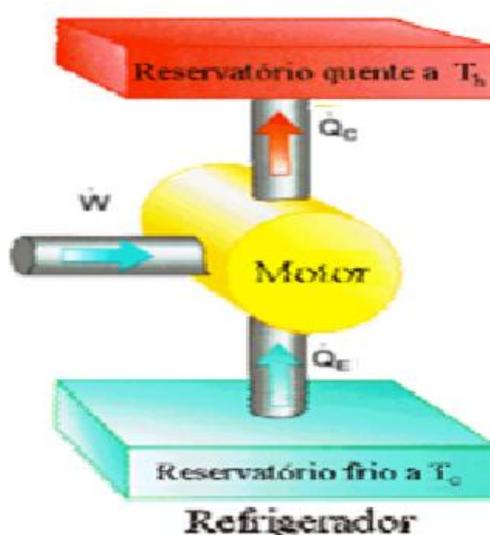
em seguida, resultam em desgaste e redução do desempenho do compressor. Através do modelo numérico que foi estabelecido, as características operacionais do compressor recentemente concebido de vibração pode ser previstas, e uma otimização pode ser feita para reduzir a vibrações e índices de ruído gerados pelo compressor (ZENGLI et al, 2012).

3 DESENVOLVIMENTO TEÓRICO

Os refrigeradores domésticos são dispositivos que operam segundo um ciclo termodinâmico com o uso de refrigerantes como fluido de trabalho. Há diversos tipos de ciclos de refrigeração e este trabalho concentra-se no denominado ciclo de compressão a vapor, pois é o ciclo empregado no refrigerador doméstico estudado.

Segundo Santos (2007), aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica, Equação 3, no esquema termodinâmico, Figura 30, tem-se que:

Figura 30 - Esquema termodinâmico de um refrigerador



Fonte: Santos, 2007.

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_E + \dot{W} \quad (3)$$

onde:

\dot{W} - Potência de compressão [W]

\dot{Q}_C - Taxa de transferência de calor no condensador [W]

\dot{Q}_E - Taxa de transferência de calor no evaporador [W]

Conforme o enunciado de Clausius, é impossível construir um dispositivo que opere segundo um ciclo termodinâmico e cujo único efeito líquido seja a transferência de energia de um reservatório frio para um reservatório quente. Dessa forma é necessário para operar um sistema de refrigeração a transferência de energia de um outro reservatório para o sistema. Nos ciclos por compressão a vapor

se transfere energia através da realização de trabalho termodinâmico por unidade de tempo, \dot{W} , no compressor do sistema.

O desempenho do ciclo de refrigeração é medida pelo COP, que é dado pela razão entre a energia retirada na forma de calor do ambiente a ser resfriado \dot{Q}_E , e a energia consumida pelo sistema \dot{W} , compressor alternativo hermético, para gerar o efeito de refrigeração. Este coeficiente determina a razão da capacidade de refrigeração e o trabalho necessário por unidade de tempo para produzir essa capacidade de refrigeração. Em outras palavras, o COP pode ser interpretado como uma relação de custo x benefício e é matematicamente definido como a Equação 4.

$$COP = \frac{\text{benefício}}{\text{custo}} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_C - \dot{Q}_E} \quad (4)$$

3.1 Capacidade de refrigeração

A capacidade de refrigeração se define como o produto da vazão mássica de refrigerante através do compressor e a diferença entre a entalpia específica do refrigerante na entrada (sucção) e a entalpia específica de líquido saturado na temperatura correspondente à pressão de descarga na saída do compressor (ISO 917, 1989). Em outras palavras, a capacidade de refrigeração é uma medida da capacidade do compressor de gerar vazão mássica de refrigerante frente a um diferencial de pressão imposto entre as tomadas de sucção e descarga do compressor. A unidade de capacidade de refrigeração no Sistema Internacional (SI) é o Watt (STOECKER e JARBADO, 2002).

Segundo Venturini e Pirani (2005), na aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica estabelece que, para um determinado intervalo de tempo, o somatório dos fluxos de energia entrando no volume de controle é igual ao somatório dos fluxos de energia saindo do volume de controle mais a variação da quantidade de energia armazenada durante o intervalo de tempo considerado. Assim tem-se:

$$\sum \dot{E}_{ent} = \sum \dot{E}_{sai} + \frac{\Delta E_{vc}}{\Delta t} \quad (5)$$

Em que:

\dot{E}_{ent} = energia entrando no volume de controle;

\dot{E}_{sai} = energia saindo do volume de controle;

ΔE_{vc} = energia armazenada no volume de controle;

Δt = intervalo de tempo considerado.

3.2 Potência Ativa consumida

Potência nos terminais do compressor hermético, sendo composta pelo consumo do motor e de elementos auxiliares necessários para manter o compressor em operação. A unidade de grandeza da potência ativa consumida no Sistema Internacional (SI) é o Watt.

3.3 Cálculo do COP

Segundo Pereira (2009), da Equação 4 deduz-se que quanto maior o COP, menos trabalho por unidade de tempo é necessário para uma dada capacidade de refrigeração. Portanto, o que se busca no projeto de refrigeradores é maximizar este índice pela minimização do consumo de energia elétrica.

Um refrigerador ideal opera de forma reversa aos ciclos de potência ideal, sendo assim, o ciclo ideal enunciado por Carnot será usado como base de comparação. Num refrigerador ideal, o calor passa de uma fonte de baixa temperatura para uma fonte de alta temperatura mediante a adição de uma quantidade mínima de energia na forma de trabalho (PEREIRA, 2009).

O refrigerador doméstico é basicamente um equipamento onde a temperatura do ar é mantida num valor inferior a do ambiente externo. Tais equipamentos são constituídos por um compartimento refrigerado e por um sistema de refrigeração, geralmente por compressão mecânica. Propõe-se o desenvolvimento de um modelo simples e capaz de reproduzir o comportamento cíclico destes refrigeradores (PEREIRA, 2009).

A título de comparação, citada nas equações de Pereira (2009), apresenta-se o consumo de energia estimado a partir do regime permanente, onde o refrigerador é assumido hipoteticamente a comportar-se de forma cíclica. Neste caso Equação 6 foi empregada para computar o consumo de energia.

$$CE_{RP} = RTR_{RP} * Pot_{RP} \quad (6)$$

Onde RTR_{RP} representa o fator de funcionamento, razão entre o tempo de compressor ligado e o tempo de um ciclo, e Pot_{RP} é a potência consumida. Para determinar o fator de funcionamento, admitiu-se a aproximação dada na equação 07:

$$t_{lig} * \dot{Q}_E = \dot{Q}_{CT} * (t_{lig} + t_{des}) \quad (7)$$

onde:

\dot{Q}_{CT} = Carga térmica [W];

t_{lig} = tempo do compressor ligado [s];

t_{des} = tempo de compressor desligado [s].

O que originou as Equações 08 e 09:

$$RTR_{RP} = \frac{t_{lig}}{(t_{lig} + t_{des})} = \frac{\dot{Q}_{CT}}{\dot{Q}_E} \quad (8)$$

$$\dot{Q}_E = \frac{\dot{Q}_{CT}}{RTR_{RP}} \quad (9)$$

Onde \dot{Q}_{CT} representa a carga térmica média (Equação 10), baseada nas temperaturas médias dos compartimentos, RTR_{RP} representa o fator de funcionamento em regime permanente.

$$\dot{Q}_{CT} = \frac{[m * C_v * (\Delta T)]}{\Delta t} \quad (10)$$

onde:

\dot{Q}_{CT} = Carga térmica [W];

m = Massa [Kg] (Equação 11);

C_v = Calor específico a volume constante [J/kg.K];

ΔT = Variação da temperatura [K] (Equação 12);

Δt = Variação do tempo [s].

$$m = \rho_{ar} * V \quad (11)$$

onde:

ρ_{ar} = Densidade volumétrica do ar [Kg/m³];

V = Volume [m³];

$$\Delta T = (T_{ini} - T_{fin}) \quad (12)$$

onde:

T_{ini} = Temperatura inicial [K];

T_{fin} = Temperatura final [K].

Nas condições de um recinto ou equipamento com volume interno com dimensões fixas, volume do compartimento interno constante, com a massa do fluido interno isolada do meio externo, sem renovação de fluido, com densidade volumétrica constante, resulta em uma massa interna constante, conforme relação de variáveis da Equação 11.

Então a carga térmica em condições de massa interna do refrigerador, calor específico do fluido a volume constante e variação de temperatura entre o ambiente externo e o volume interno constantes. Onde a média das temperaturas internas do refrigerador é controlada de maneira a ter o mínimo de variação em relação ao valor referencial. Com a média das condições térmicas do ambiente externo ao refrigerador a temperatura ambiente em valores estáveis. Segundo a relação das variáveis da Equação 9, a carga térmica do refrigerador sob estas condições pode ser considerada uma carga térmica constante.

Nestas condições a taxa de transferência de calor no evaporador, ou seja, a capacidade de refrigeração média do refrigerador \dot{Q}_E será inversamente proporcional ao valor do fator de funcionamento RTR_{RP} . (Equação 13).

$$\dot{Q}_E = \frac{Cte}{RTR_{RP}} \quad (13)$$

O fator de funcionamento, período do compressor ligado pelo período de um ciclo de funcionamento do compressor, (Equação 14).

$$RTR_{RP} = \frac{t_{lig}}{(t_{lig} + t_{des})} \quad (14)$$

O COP pode ser calculado através da Equação 15, em condições de funcionamento do refrigerador em regime cíclico, onde possa avaliar os tempos médios do período total do teste de tempo de compressor ligado t_{lig} e tempo de compressor desligado t_{des} .

$$COP = \frac{Cte}{\dot{W} * RTR_{RP}} \quad (15)$$

Em conformidade com a Equação 15, o valor do coeficiente de performance COP pode ser considerado como o inverso do produto entre a potência necessária para produzir a capacidade de refrigeração média do refrigerador \dot{W} num período cíclico de tempo e o fator de funcionamento RTR_{RP} deste período cíclico.

Para se comparar o desempenho de um sistema em relação a outro modo de operação determina-se a utilização do valor do coeficiente de performance percentual $COP\%$, ou seja, a proporcionalidade entre o valor do coeficiente de performance do modo analisado COP_N pelo coeficiente de performance de referência COP multiplicado por cem. (Equação 16).

$$COP\% = \frac{COP_N}{COP_R} \cdot 100 \quad (16)$$

Onde:

$COP\%$ = Coeficiente de performance percentual;

COP_N = Valor do coeficiente de performance do modo analisado;

COP_R = Valor do coeficiente de performance com refrigerador alimentado diretamente pela rede elétrica 60Hz 127V com controle “on-off”.

3.3.1 Perdas no compressor alternativo hermético

Um modelo simplificado é adotado para representar a convecção energética no compressor. Assume-se que parte da potência elétrica fornecida ao compressor seja consumida para efetuar a compressão isentrópica do gás sendo o restante vinculado às perdas concentradas no compressor. (Equação 17).

$$\dot{G} = \dot{G}_{ho} + \dot{G}_{re} + \dot{G}_{mc} \quad (17)$$

onde:

\dot{G} = Perdas no compressor [W];

\dot{G}_{ho} = Perdas eletromagnéticas no motor elétrico [W];

\dot{G}_{re} = Perdas térmicas [W];

\dot{G}_{mc} = Perdas mecânicas de atrito, vibrações e ruído [W].

3.3.2 Modelo para o conversor de frequência

A variação de velocidade através dos inversores estáticos de frequência, aplicados aos motores de indução, é dada pela equação 18.

$$n = \frac{120 * f * (1 - S)}{P} \quad (18)$$

Sendo que:

$$S = \frac{n_s - n}{n_s} \quad (19)$$

onde:

n = Rotação do eixo do motor [rpm];

n_s = Rotação do fluxo magnético do motor [rpm];

f = Frequência da rede [Hz];

P = Número de polos;

S = Escorregamento do motor.

Pela Equação 18, percebe-se a possibilidade da obtenção de várias velocidades para um mesmo motor através da variação de frequência. Os inversores estáticos de frequência atuam como uma fonte de frequência variável para o motor, permitindo um ajuste contínuo de velocidade e conjugado. O escorregamento do motor é mantido constante e as perdas do motor são otimizadas de acordo com as condições de carga (FRANCHI, 2008).

Através do equacionamento da máquina síncrona, sabe-se que, para o conjugado desenvolvido pelo motor assíncrono utiliza-se a Equação 20:

$$C = K * \Phi_m * I_2 * \cos \varnothing \quad (20)$$

onde:

C = Conjugado desenvolvido pelo motor [N.m];

K = Constante numérica [adimensional];

Φ_m = Fluxo magnético do motor [Wb];

I_2 = Corrente elétrica induzida [A].

$\cos \varnothing$ = Fator de Potência [adimensional].

Sendo que o fluxo magnético do motor depende da relação tensão e frequência do motor.

Para possibilitar a operação do motor com torque constante para diferentes velocidades, deve-se variar a tensão (V), proporcionalmente com a variação de frequência (f), mantendo-se desta forma o fluxo constante (FRANCHI, 2008).

3.4 Modelagem das ações de controle

Uma estrutura de controle simples é necessária para minimizar investimentos e otimizar o comportamento do processo, maximizando o rendimento e tornando o controle do sistema uma de fundamental importância para o processo como um todo (GARSTANG, 2008).

O primeiro passo para se controlar um sistema, reside na sua modelagem, que permite um estudo analítico coerente com o comportamento do sistema na prática. Os resultados obtidos devem permitir o conhecimento físico do sistema (SOUZA e PINHEIRO, 2008).

O problema de controle consiste em encontrar o valor da variável de controle, que provoca a redução do sinal de erro a valores que possibilitam o controle do processo.

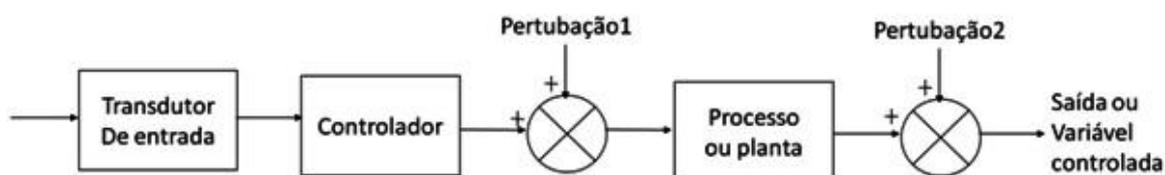
Para a solução deste problema existem três caminhos possíveis:

- a) Utilizar um sinal de controle constante independente do sinal de erro;
- b) Utilizar um sinal que varia continuamente ajustando-se constantemente ao erro;

- c) Cálculo contínuo do sinal de controle através de modelo matemático do processo a ser controlado. Este método é conhecido como “*Feed Forward Control*”.

Os sistemas de controle podem ser do tipo malha aberta ou malha fechada. A Figura 31 apresenta o diagrama de um sistema de controle em malha aberta, onde observar-se os principais blocos que compõem o sistema tais como transdutor de entrada, controlador e o processo propriamente dito. Neste caso um sinal de entrada ou referência é aplicado ao transdutor de entrada. O inconveniente dessa configuração é a falta de controle sobre o sinal de saída devido as perturbações, que possam ser adicionadas ao sinal atuante do controlador (NISE, 2008).

Figura 31 - Diagrama de um sistema de controle em malha aberta

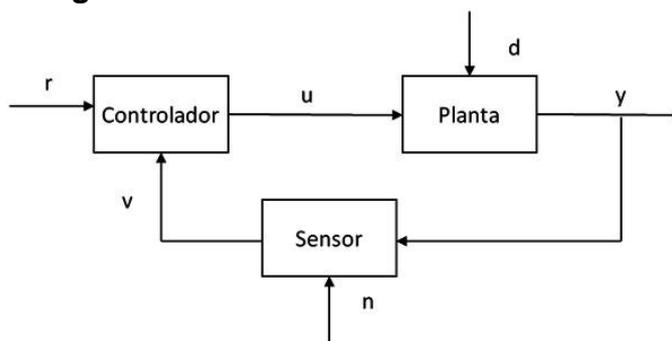


Fonte: NISE, 2008.

As desvantagens dos sistemas de malha aberta são, especificamente, a sensibilidade a perturbações e a incapacidade de corrigir os efeitos das perturbações, problemas que podem ser superados pela utilização de sistemas em malha fechada.

O modelo mais simples de controle em malha fechada consiste de três componentes: a planta, um sensor ou transdutor que mede o sinal de saída da planta e um controlador que alimenta a entrada da planta com o sinal de controle. A arquitetura genérica deste sistema é apresentada na Figura 32 (DOYLE et al, 2009).

Figura 32 - Diagrama de um sistema de controle em malha fechada



Fonte: DOYLE et al, 2009.

onde:

- r é o sinal de referência;
- y é o sinal de saída;
- u é o sinal de controle aplicado a planta;
- d é o distúrbio externo aplicado a planta;
- n é o ruído do sensor de distúrbio externo.

Seis ações de controle básicas são muito comuns entre os controladores automáticos industriais: duas posições ou “*on-off*”, proporcional, integral, proporcional e integral, proporcional e derivativa e proporcional, derivativa e integral (OGATA, 1982).

3.4.1 Ações de controle “*on-off*”

O controlador compara o sinal de entrada, que indica o valor atual da grandeza “*present value*” (PV), com o valor determinado como ponto de controle, conhecido como “*set point*” (SP), se o valor atual supera o “*set point*”, desliga o atuador. Se o “*set point*” supera o valor atual, liga o atuador, considerando, por exemplo, um controle de aquecimento.

As vantagens deste controlador são as simplicidades e o baixo custo. A sua desvantagem é a oscilação da saída em torno do “*set point*” do controlador, a chamada histerese, não garantindo precisão, apenas uma aproximação do valor do processo ao valor programado, o que pode causar desgaste do atuador, devido aos acionamentos frequentes. Além do termostato, sistema bastante antigo, existem atualmente controladores deste tipo microprocessados com indicação digital (GARSTANG, 2008).

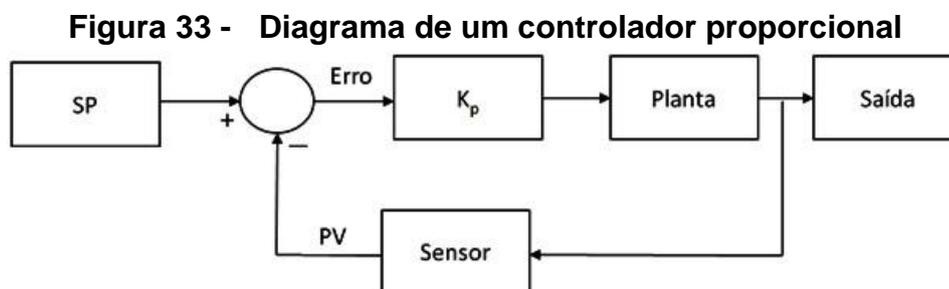
3.4.2 Ações de controle proporcional (P)

O controlador entrega energia ao processo com valor proporcional à diferença entre o “*set point*” e o valor atual da grandeza (PV), esta diferença é chamada de erro. Em outras palavras, se não houver diferença entre SP e PV, ou seja, erro nulo, significa que a grandeza a ser controlada está estabilizada, não necessitando, portanto, de nenhuma atuação do controlador e, a partir do momento em que houver diferenças, o controlador atua, com valor tanto maior quanto maior for o erro.

A razão entre a saída e a entrada do compensador é chamada de ganho proporcional (k). Quanto maior for o ganho do compensador, menor será o erro de estado estacionário (ess), contudo, o tempo de acomodação aumenta, tendendo, em certos casos, a desestabilizar o sistema. O inverso acontece quando se reduz (atenua) o ganho. Um compensador deste tipo, como não acrescenta pólos nem zeros ao sistema principal, representando apenas um ajuste no seu ganho original (GARSTANG, 2008).

A ação proporcional de um controlador se caracteriza pelo fato que sua saída se comporta de forma proporcional ao erro $e(t)$. Esta relação está expressa na Equação 21. A constante K_p é o ganho do controlador. Deve-se ressaltar que na grande maioria dos processos mais simples o controle é plenamente possível pela utilização de controlador proporcional. O valor de saída é representado por $u(t)$, sendo $e(t)$ o valor do erro e u_0 o valor inicial. Considera-se u_0 como sendo valor que a saída do controlador possui quando o controle entra em vigor.

A Figura 33 mostra a estrutura de um controlador proporcional (CAMPOS e TEIXEIRA, 2006).



Fonte: CAMPOS e TEIXEIRA, 2006.

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + u_0 \quad (21)$$

Onde:

K_p = o ganho do controlador;

$u(t)$ = ação de controle;

u_0 = o valor inicial do sinal de saída do controlador;

$e(t)$ = erro em função do tempo.

Este tipo de controlador é, ainda, relativamente simples e de baixo custo, porém em alguns casos, dependendo do processo a ser controlado, pode não atingir

a estabilidade desejada, podendo gerar oscilação permanente, conforme ajuste de seu ganho.

Mesmo quando atingido o ponto de estabilidade, ou seja, quando o valor atual se iguala ao “*set point*”, este tipo de controlador pode apresentar o chamado erro de regime permanente, com a tendência do valor permanecer pouco abaixo do ponto de controle, prejudicando a precisão desta estratégia. Esta estratégia de controle, Figura 34, é utilizada em alguns sistemas de controle de velocidade de motores (GARSTANG, 2008).

3.4.3 Ações de controle integral (I)

Estratégia de controle que utiliza a operação matemática chamada integração, que produz uma saída nula quando não houver erro, ou um valor que será tanto maior quanto maior for o tempo de existência do erro. Esta operação matemática, numa análise geral, pode ser comparada a uma somatória, ou seja, o valor de saída do controlador aumenta enquanto o erro existir, até atingir o valor máximo na saída, e quanto maior o erro mais rápido será este aumento.

Como a saída depende também do tempo, durante o qual houve erro, este controlador elimina o erro de regime constante, porém este apresenta a característica de resposta lenta (GARSTANG, 2008).

3.4.4 Ações de controle proporcional e integral (PI)

Combinação das duas estratégias de controle anteriores, pois, a utilização do controlador integral elimina um dos problemas presentes no controle proporcional, que é o erro de regime constante, tornando este conjunto mais preciso que as opções analisadas anteriormente.

A ação integral corresponde a ter-se uma taxa de variação do sinal de saída com relação à entrada. Desta forma, com uma ação integral, atua-se beneficemente na resposta em regime permanente, tendendo a eliminar o erro de estado estacionário, com isso aumentar o tempo de acomodação. (GARSTANG, 2008).

O controlador proporcional integral (PI) gera uma saída que é proporcional ao erro e proporcional à integral do erro, cujo ganho proporcional também multiplica o termo integral.

O controlador proporcional integral (PI) gera uma saída que é proporcional ao erro e proporcional à integral do erro. A Equação 22 mostra o algoritmo de um controlador PI paralelo, cujo ganho proporcional também multiplica o termo integral:

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + K_p \cdot \frac{1}{T_i} \cdot \int e(t) dt + u_0 \quad (22)$$

onde:

$u(t)$ = ação de controle;

$\frac{1}{T_i}$ = o ganho integral, sendo T_i o tempo integral;

K_p = o ganho proporcional;

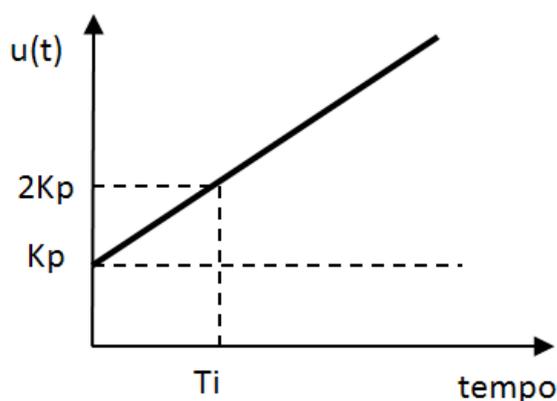
$e(t)$ = erro em função do tempo;

u_0 = o valor inicial do sinal de saída do controlador;

Utiliza-se o parâmetro $\frac{1}{T_i}$ ao invés de simplesmente o tempo integral (T_i) em muitos controladores para indicar repetições por unidade de tempo (HAUGEN, 2004).

O tempo integral pode ser definido como sendo o tempo necessário para que o parâmetro proporcional do controle (K_p) seja duplicado, conforme ilustrado na Figura 34.

Figura 34 - Característica ganho integral T_i



Fonte: BAZANELA e SILVA, 2005.

3.5 Índices de conformidade para distorções harmônicas

A medição criteriosa das distorções permite a obtenção de dados adequados à sua avaliação, assim como dos possíveis impactos sobre a rede elétrica e equipamentos.

Dessa maneira, são apresentadas as recomendações metodologias e protocolos de medição de harmônicos, sugeridos por normas e recomendações mais recentes (LEWIS, 1998).

Dois índices de conformidade são normalmente utilizados (IEC, IEEE):

Distorção Harmônica Individual de Tensão

Distorção Harmônica Total de Tensão – DHT_v

A Distorção Harmônica Total de Tensão é definida pela Equação 23.

$$DHT_v = \frac{\sqrt{\sum_{h=2}^n V_h^2}}{V} * 100\% \quad (23)$$

A Distorção Harmônica Total de Corrente é definida pela Equação 24.

$$DHT_I = \frac{\sqrt{\sum_{h=2}^n I_h^2}}{I} * 100\% \quad (24)$$

onde:

$L_{Aeq,T}$ = Valor da média logaritmica das n medições i .

DHT_I = Distorção Harmônica Total de Corrente, expressa em porcentagem da corrente de carga na máxima demanda de potência elétrica;

I_h = Valor eficaz (rms) da componente harmônica individual de corrente de ordem h , expresso em ampères;

I = Valor eficaz (rms) da corrente de carga na máxima demanda de potência elétrica, expresso em ampères;

h = Ordem harmônica (LEWIS, 1998).

3.6 Índices de ruído

Para a determinação dos níveis sonoros do ruído ambiente e do ruído residual aplicáveis na caracterização de atividades ruidosas, complementa a especificar os procedimentos gerais definidos na NP 1730 (1996).

As medições devem ser efetuadas com um sonómetro integrador de classe de precisão 1. É obrigatório que o sonómetro seja sujeito a um controle metrológico anual. Antes e depois de uma sessão de medições acústicas, o aparelho deve ser calibrado.

As medições devem ser efetuadas dentro dos limites da propriedade exposta ao ruído, onde se situam os receptores de ruído, preferencialmente os pontos de medição devem localizar-se a mais de 3,5 m de qualquer superfície refletora e 1,2 m a 1,5 m acima do solo NP 1730 (1996).

A escolha do intervalo de tempo de medição deve permitir obter um valor representativo da situação a caracterizar. No limite, a sua duração pode coincidir com a duração de todo o intervalo de tempo de referência, correspondendo assim uma medição em contínuo.

No caso de não serem efetuadas medições em contínuo, recomenda-se que o intervalo de tempo de medição acumulado do conjunto de amostras obtidas seja, no mínimo, de 30 minutos e que cada amostra não seja inferior a 10 minutos, exceto quando a duração do ruído particular for inferior a este tempo.

Realizada as medições, realiza-se a análise dos resultados, através de uma média logarítmica do conjunto de valor efetuados para uma determinada condição ambiente NP 1730 (1996).

Cálculo da média logarítmica. (Equação 25).

$$L_{Aeq,T} = 10 \ln \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{\frac{(L_{Aeq,t})}{10}} \right] \quad [\text{dB}] \quad (25)$$

onde:

n = Número de medições.

$(L_{Aeq,t})$ = Valor do nível sonoro correspondente à medição i .

dB = Unidade de Grandeza para Ruído, [Decibel].

4 METODOLOGIA

Esta pesquisa se baseia na obtenção e análise de dados experimentais, com um objeto específico como fonte de informações técnicas de observação e manipulação experimental, refrigerador doméstico de pequeno porte - Figura 35. Na pesquisa se mapeiam as condições de manifestação do objeto, registrando e analisando os fenômenos estudados, buscando-se identificar suas causas através da aplicação de metodologia experimental.

Figura 35 - Refrigerador doméstico monofásico de pequeno porte



Fonte: Elaborado pelo autor.

A seguir se apresentam a descrição da bancada experimental e dos instrumentos de medição empregados, assim como a metodologia de aquisição de dados e dos valores dos parâmetros de desempenho calculados e analisados.

4.1 Descrição da bancada experimental

Neste seção se descrevem as partes da bancada experimental empregada para analisar o desempenho da ação de um sistema de controle no funcionamento de um sistema de refrigeração doméstico de pequeno porte. O sistema de controle atua no acionamento que produz a variação da velocidade de rotação do compressor alternativo hermético monofásico convencional da geladeira.

O refrigerador empregado no experimento é um frigobar da C&S modelo CRC08 80 litros, de categoria A do PROCEL. O mesmo é interligado na rede elétrica

de alimentação através de um conversor de frequência para cargas monofásicas OPTIDRIVE, modelo ODE-2. Este conversor de frequência gera um sinal PWM monofásico (sistema de modulação por largura de pulso monofásico), controlado por um PLC (controlador lógico programável) HI Tecnologia modelo Zap 900. O PLC contém entradas analógicas que recebem os sinais dos transdutores de temperatura (Tx Rail) que são interligados aos sensores de temperatura tipo termoresistências PT 100 a três fios. Através do “software”, em programação Elipse Sacada para interface do PLC, com o inversor de frequência e os sinais dos sensores de temperatura conectados ao refrigerador se controla o funcionamento do motor elétrico monofásico de fases divididas, modelo PTCSIR 127 V / 60 Hz. Esse motor elétrico aciona o compressor alternativo hermético monofásico Tecumseh do Brasil modelo THB1324YS. O sistema de aquisição realiza em tempo real a aquisição de dados dos sensores de temperatura através de uma interface com o PLC e micro computador; gerando um banco de dados transiente para cada um dos sensores de temperatura em todos os testes experimentais.

A análise e a aquisição das grandezas elétricas foram realizadas por um analisador de qualidade de energia Fluke modelo RS 435, conectado aos cabos de alimentação da bancada experimental, em modo de operação monofásica a três fios, fase-neutro e terra. Este aparelho utiliza o modo de aquisição de dados Logger com interface de aquisição de dados e interface gráfica com o pacote “Office – Windows”. Via interface com “software Power Log” o banco de dados relativo a cada teste foi transferido e armazenado para o sistema “Windows” para análise e pós-processamento dos resultados obtidos pelo analisador de energia das grandezas elétricas mensuradas.

Para atender ao significativo percentual de refrigeradores domésticos de pequeno porte monofásicos e com compressor hermético convencional, realiza-se a implementação e controle da velocidade do motor elétrico monofásico do compressor através de um PWM monofásico – via inversor de frequência para cargas monofásicas - controlado por um PLC – Controlador Lógico Programável HI Tecnologia, modelo ZAP 900, objetivando-se maximizar as condições de controle térmico e distúrbios em regime transitórios e permanentes no compressor alternativo hermético monofásico e minimizar o consumo de eletricidade do refrigerador, mantendo as condições de temperatura interna do refrigerador estáveis.

Durante os testes experimentais um dos objetivos é manter o torque do motor elétrico do compressor constante, ou seja, independente da velocidade de operação do motor elétrico. O ciclo de refrigeração deve manter a temperatura interna do refrigerador em condições estáveis, em média de 3°C.

Nos testes experimentais se monitoram os valores das temperaturas em cinco regiões do gabinete. Estas são a temperatura da massa de ar no volume total interno do refrigerador, da superfície da placa do condensador (trocador de calor externo), da superfície da placa do evaporador (trocador de calor interno), do ambiente externo ao refrigerador (ar externo) e da área superior da carcaça do compressor. Também são mensuradas as condições ambientais externas, como a umidade relativa do ar ambiente e o fluxo de ar no ambiente do experimento são mantidas dentro de uma faixa limitada.

Na bancada se monitoram as grandezas elétricas simultaneamente às grandezas térmicas. Estas são a tensão elétrica, a tensão de pico, a corrente elétrica, a corrente de pico, a potência ativa, a potência aparente, a potência reativa, o fator de potência, a energia ativa consumida, a energia aparente consumida, o índice de distorções harmônicas de tensão, o índice de distorções harmônicas de corrente, o nível de ruído emitido pelo compressor. Com a medição destas variáveis se avalia o coeficiente de performance (COP) do sistema para cada uma das condições de controle estabelecidas.

4.2 Procedimentos experimentais

No trabalho são desenvolvidos procedimentos experimentais objetivando-se obter uma maior eficiência energética do refrigerador. Isto se faz através da adaptação de um controlador de velocidade variável no compressor de um refrigerador doméstico monofásico de pequeno porte, Figura 36, através da modificação da sua velocidade operacional. Com este procedimento, pretende-se aumentar a eficiência energética do refrigerador, com o consequente ganho de desempenho do sistema de refrigeração. Obtendo-se um menor consumo de eletricidade, com o consequente aumento da qualidade da energia elétrica e melhores índices de desempenho termodinâmico do refrigerador.

Figura 36 - Montagem experimental de um refrigerador doméstico

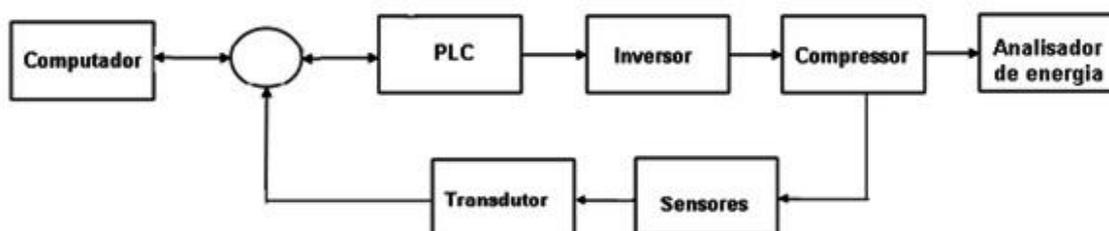


Fonte: Elaborado pelo autor.

A análise dos desempenhos energéticos de funcionamento em rede convencional do sistema foi realizada através da aquisição de dados via analisador de qualidade de energia, Fluke 435, em modo de operação “Logger”, que é um registrador para sinal monofásico a três fios, fase, neutro e terra. Com o uso desse aparelho se avaliam o consumo de eletricidade, a demanda de potência elétrica, o fator de potência, e os níveis de distorções harmônicas de tensão e correntes elétricas, causadas pelo compressor alternativo hermético monofásico do refrigerador. Isto é desenvolvido considerando os regimes cíclico (funcionamento estável) e transitório (partida e parada) de funcionamento deste compressor.

A avaliação das condições térmicas internas no refrigerador, do ambiente externo que o contem e na temperatura da carcaça do compressor alternativo hermético monofásico, foram realizadas através de sensores de temperatura adequadamente localizados nos pontos geométricos estratégicos de cada região monitorada. Isto se realiza através do uso de um sistema de aquisição de dados e da instrumentação adequada aos processos de medição de temperatura conforme Figura 37.

Figura 37 - Diagrama de blocos da montagem experimental



Fonte: Elaborado pelo autor.

Os sensores de temperatura, Figura 38, foram posicionados em pontos estratégicos conforme recomendado pela norma ISO 7371 (1995), com a finalidade de obter a média das temperaturas no interior do refrigerador, conforme distribuição térmica dentro do gabinete do refrigerador.

Figura 38 - Posicionamento dos sensores de temperatura no interior do refrigerador



Fonte: Foto do autor

O sensor de temperatura, Figura 39, foi posicionado na parte superior, conforme recomendado pela norma ISO 7371 (1995). Através do mesmo, monitora-se os níveis de temperatura interna e externa do compressor a fim de realizar a proteção contra excesso de temperatura do motor elétrico e interagir com o controle de processo de refrigeração.

Figura 39 - Posicionamento do sensor de temperatura no compressor do refrigerador



Fonte: Elaborado pelo autor.

Através das análises de resultados se realiza um estudo das implementações sobre o desempenho do sistema nas diversas alternativas de funcionamento, em rede convencional (“*on-off*”) e para os distintos níveis de frequência da rede elétrica que alimenta o sistema de refrigeração por controle (PWM), e controle da velocidade do compressor. Se emprega uma ação de controle proporcional e integral PI através do conjunto de controle e monitoramento das variáveis térmicas, temperatura interna do refrigerador e temperatura na carcaça do compressor.

O sistema de controle de temperatura, Figura 40, é composto de sensores termoresistivos de temperatura tipo PT 100 com transdutores de sinais de corrente elétrica na faixa de 4 a 20 miliampéres tipo TX Rail para aquisição nas entradas analógicas do PLC. Para a aquisição de dados foi implantado um sistema de controle e monitoramento através do PLC conectado ao micro computador através do supervisorírio Elipse Escada. Se empregou um micro computador interligado ao PLC por meio de uma rede de dados paralela para realizar o comando e o monitoramento em tempo real do refrigerador. Todos os equipamentos de controle, comando, monitoramento e proteção utilizados no experimento estão num ambiente climatizado em temperatura controlada em faixa pré-estabelecida conforme recomendado pela norma ISO 7371 (1995).

Figura 40 - Sistema de controle PWM



Fonte: Elaborado pelo autor.

Com a variação da velocidade de rotação do motor elétrico do compressor devido à variação da frequência da rede elétrica, via conversor de frequência, mantendo o torque do compressor em valor constante para qualquer tipo de controle

do sistema realizado através do monitoramento e supervisão do controlador lógico programável – PLC, Figura 41.

Figura 41 - Controlador lógico programável



Fonte: Elaborado pelo autor.

O PLC, previamente programado é monitorado pelo operador (homem-máquina), de forma a estabelecer um funcionamento regular e seguro do refrigerador. Se opera com a intenção de atingir a máxima eficiência energética do sistema de refrigeração por meio do acionamento a velocidade variável do compressor alternativo hermético monofásico do refrigerador.

A Figura 42 mostra a vista frontal do inversor de frequência para cargas monofásicas, utilizado para gerar o sinal PWM do compressor alternativo hermético monofásico do refrigerador.

Figura 42 - Inversor de frequência monofásico



Fonte: Elaborado pelo autor.

4.3 Análise de incertezas

Todas as medições estão sujeitas a incertezas. Incerteza é uma indicação quantitativa da qualidade do resultado de uma medição, habilitando a medida resultante a ser comparada com os outros resultados, referências, especificações ou padrões e, dessa forma, garantir confiabilidade das medições (HOWART et al, 2008).

O resultado de uma medição só estará completo se além do valor médio da grandeza mensurada, grandeza que se pretende conhecer, se inclui também uma estimativa da incerteza desse valor médio. Assim, tem-se:

Resultado da medição = Valor medido \pm incerteza da medição

ou

Resultado da medição = Valor medido (incerteza da medição).

A incerteza de medição compreende, em geral, muitos componentes. Alguns desses componentes podem ser estimados com base na distribuição estatística dos resultados das séries de medições e podem ser caracterizados por desvios padrão experimentais. Outros componentes, que também podem ser caracterizados por desvios padrão, são avaliados por meio de distribuições de probabilidade assumidas, ou baseadas na experiência ou em outras informações (HOWART et al, 2008).

O método de avaliação de incertezas, proposto por ISO GUM, é baseado na propagação de incertezas (desvios padrão), através do modelo matemático da medição.

A menor incerteza especificada pela norma ISO 917 (1989) é $\pm 1.0\%$. Porém, para aplicação em pesquisa e desenvolvimento (P&D) as exigências são mais rígidas. Para que o resultado de pequenas alterações em um compressor seja identificado, são necessárias incertezas menores. O valor numérico da incerteza deve ser apresentado não mais do que dois algarismos significativos na sua expressão final.

A incerteza padrão (desvio padrão) da quantidade mensurada é assim calculada a partir das componentes da incerteza resultante do padrão, do método de medição, das condições ambientais, das variações do objeto em calibração, etc.

Para determinar-se parâmetros inerentes aos compressores herméticos para refrigeração, existem diversos ensaios que podem ser aplicados. Entre eles estão os ensaios de desempenho.

Neste trabalho são abordados os ensaios de desempenho baseados na norma ISO 1730 (1989). Essa norma busca estabelecer procedimentos padronizados para avaliação e determinação de características do compressor, tornando possíveis as reproduções de resultados e comparações entre diferentes fabricantes conforme procedimentos estabelecidos:

- a) Fluido utilizado no interior do refrigerado é o ar;
- b) Pressão interna considerada constante, pressão atmosférica de 1atm;
- c) Volume interno do refrigerador constante de $0,081\text{m}^3$;
- d) Temperatura média interna no refrigerador mantida constante a 3°C ;
- e) Temperatura média externa ao refrigerador mantida constante a 25°C ;
- f) Média das temperaturas internas constante.
- g) Número de amostras dos sensores de temperatura igual a 10 por minuto;
- h) Número de amostras do analisador de energia igual a 30 por minuto.

As condições de perdas térmicas pelas superfícies e paredes do refrigerador são consideradas constantes, pois, em regime permanente, considera-se que a temperatura média interna é constante, a temperatura média do ambiente externo ao refrigerador é constante e as áreas da superfície das paredes do refrigerador são fixas. Mantendo-se o fluido interno com volume constante e sem haver troca de massa com o meio externo.

As normas ISO 917 (1989) e ASHRAE 23(2005) impõem alguns requisitos relacionados aos transdutores a serem utilizados na bancada de ensaios. A norma ASHRAE 23 (2005) especifica os transdutores em função do seu erro máximo. Já a norma ISO 917 (1989) especifica os medidores em função do seu desvio padrão. Os valores podem ser vistos na Tabela 2.

Tabela 2 - Máximas incertezas especificadas por norma ISO 917 (1989) ASHRAE 23 (2005)

Grandeza	Desvio padrão ISO 917 (1989)	Erro máximo ASHRAE 23 (2005)
Diferença de temperaturas		± 1,0% da diferença
Temperatura do fluido ou em água em calorímetros ou condensadores.	0.06 K	± 0.3 K
Demais temperaturas	0.3 K	± 0.3 K
Pressão de sucção	1.0%	± 1.0% VI
Demais pressões	2.0%	± 1.0% VI
Fluxo de massa (fase líquida)	1.0 %	± 1.0% VI
Fluxo de massa (fase gasosa)	2.0 %	± 1.0% VI
Potência elétrica	1.0%	± 1.0% VI
Tempo	0.1 %	± 0.5% intervalo

Fonte: normas ISO 917 (1989) e ASHRAE 23 (2005).

Além das especificações exigidas pelas normas, tanto a ISO 917 (1989) quanto a ASHRAE 23 (2005) impõem limites quanto à variação das grandezas de interesse. Naturalmente, as grandezas elétricas estão entre elas: tensão e frequência de alimentação e flutuações na potência entregue ao calorímetro ou condensador. A Tabela 3 apresenta as limitações impostas pelas duas normas.

Tabela 3 - Máximas incertezas especificadas para testes de refrigeração

Grandeza	ISO 917 (1989)	ASHRAE 23 (2005)
Tensão elétrica	±1,0% do valor especificado	± 3,0% do valor especificado
Frequência	±1,0% do valor especificado	±1,0% do valor especificado
Corrente elétrica	±1,0% do valor especificado	±1,0% do valor especificado
Potências elétricas	±1,0% do valor especificado	±2,0% do valor especificado
Tempo de teste	3 ciclos	1 hora

Fonte: normas ISO 917 (1989) e ASHRAE 23 (2005).

A metodologia utilizada para calcular as incertezas das medições e os valores de incertezas inerentes aos sensores, transdutores e do analisador de energia (para as grandezas elétricas) são apresentadas no Apêndice A.

A demanda de potência elétrica e os percentuais energéticos consumidos pelo Inversor de frequência, PLC e sistema de aquisição de dados, compondo todo o sistema de acionamento proteção e controle do processo experimental estão relacionados no Apêndice B.

5 ANÁLISE E DISCUSSÃO DE RESULTADOS

Neste capítulo se apresenta a análise dos resultados experimentais obtidos através dos testes experimentais realizados com o refrigerador monofásico Cònsul CRC 08 80L. Os testes foram efetuados em ambiente externo controlado a uma temperatura média de 25°C e umidade do ar entre 45 a 70%, considerando um período de funcionamento de duas horas para cada teste, sempre partindo o compressor na mesma temperatura do ambiente externo (média 25°C), sem ventilação forçada no ambiente externo ao refrigerador.

As grandezas mensuradas durante os testes experimentais foram: tensão de entrada (V_n), tensão de pico (V_p), corrente de entrada (I_n), corrente de pico (I_p), potência ativa (P), potência reativa (Q), potência aparente (S), fator de potência ($\cos\phi$), energia ativa (W.h), índice total de distorção harmônica de tensão (THDv), índice total de distorção harmônica de corrente (THDi), nível de ruído emitido pelo compressor no ambiente externo ao refrigerador (dB), temperatura média no interior do refrigerador (°C), temperatura média da superfície do condensador (°C), temperatura média da superfície do evaporador (°C), temperatura média do ambiente externo ao refrigerador (°C), temperatura média da superfície superior da carcaça do compressor (°C), e umidade relativa do ar no ambiente externo ao refrigerador (%), grandezas mensuradas e tratadas estatisticamente pelo “*Software Power Log*” da Fluke, para as indicações das médias destas grandezas, como representado pela Figura 43.

Figura 43 - Grandezas elétricas do “Software Power Log”

Data	Função	L1N(V) / L1(A) Mín	L1N(V) / L1(A) Méd.	L1N(V) / L1(A) Máx
20/05/2013 16:39:18 102msec	Frequência			
20/05/2013 16:39:23 102msec	Voltagem	124,17 V	124,33 V	124,44 V
20/05/2013 16:39:23 102msec	Corrente	0,56 A	0,58 A	0,58 A
20/05/2013 16:39:23 102msec	Tensão de Pico	169,9 V	170,1 V	170,3 V
20/05/2013 16:39:23 102msec	Corrente de Pico	1,54 A	1,58 A	1,64 A
20/05/2013 16:39:23 102msec	Tensão Fundamental	124,2 V	124,3 V	124,3 V
20/05/2013 16:39:23 102msec	Corrente Fundamental	0,4 A	0,42 A	0,42 A
20/05/2013 16:39:23 102msec	Potência Ativa	50 W	51,333 W	52 W
20/05/2013 16:39:23 102msec	Energia Ativa		76,67 Wh	
20/05/2013 16:39:23 102msec	Energia Aparente		76,67 VAh	
20/05/2013 16:39:23 102msec	Energia Reativa		6,67 VARh	
20/05/2013 16:39:23 102msec	THD V	3,73%	3,79%	3,82%
20/05/2013 16:39:23 102msec	THD A	96,09%	96,39%	96,79%
20/05/2013 16:39:23 102msec	Frequência			

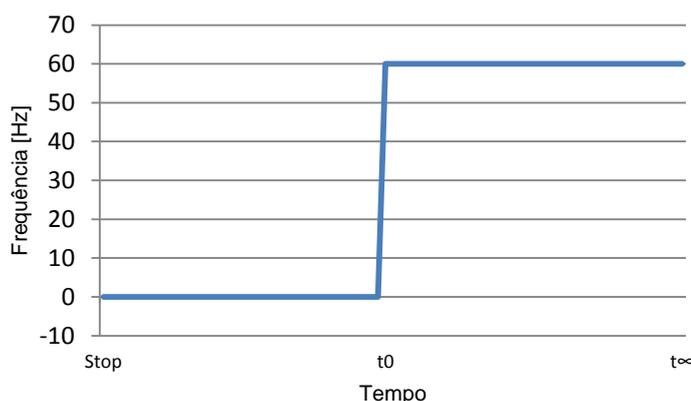
Fonte: Elaborado pelo autor

Neste capítulo são desenvolvidas as seguintes análises. Primeiramente na seção 5.1 se avaliam os limites operacionais do compressor com controle a VCC. Posteriormente na seção 5.2 se analisa o desempenho do compressor em função dos seus limites operacionais. Após essa análise, na seção 5.3 se discute o desempenho do compressor em regime “*Pull Down*”. Neste regime operacional o sistema de refrigeração opera desde a condição de repouso, onde a sua temperatura interna e de todos os seus compartimentos estão em equilíbrio com o ambiente externo ao refrigerador (25 °C) até que a média das temperaturas internas do refrigerador atinja sua temperatura de refrigeração (média de 3°C). Finalmente na seção 5.4 se analisa o desempenho do refrigerador em regime cíclico de operação.

Na avaliação experimental serão considerados quatro condições de testes diferentes em relação ao modo operacional de acionamento e controle das rotações do compressor. A seguir se apresentam as condições de teste empregadas:

Teste REDE – Se realizam os testes na condição de 60 Hz com o refrigerador alimentado diretamente pela rede elétrica 60 Hz 127V com controle pelo próprio termostato “*on-off*” e partida direta do compressor com a mesma frequência e tensão nominal da rede elétrica, como demonstrado na Figura 44.

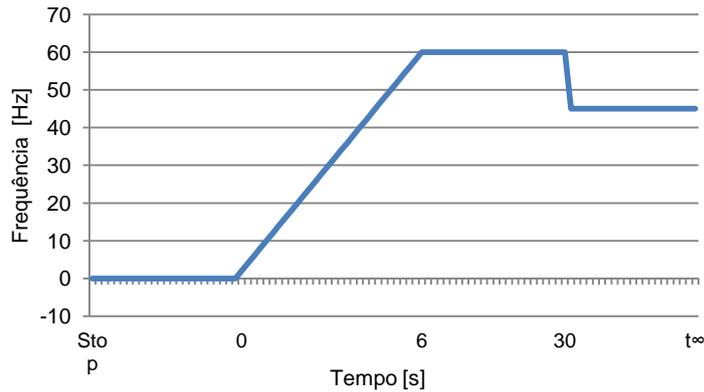
Figura 44 - Variação da frequência na partida direta x tempo



Fonte: Elaborado pelo autor.

Teste ON-OFF – Se realizam os testes na condição de 45 Hz com o refrigerador alimentado pelo PWM do inversor de frequência. As partidas são controladas em rampa linear de 0 até 60 Hz em um período de aceleração de 6 segundos e mantidas em 60 Hz por mais 24 segundos, com controle pelo próprio termostato “*on-off*”, como demonstrado pela Figura 45.

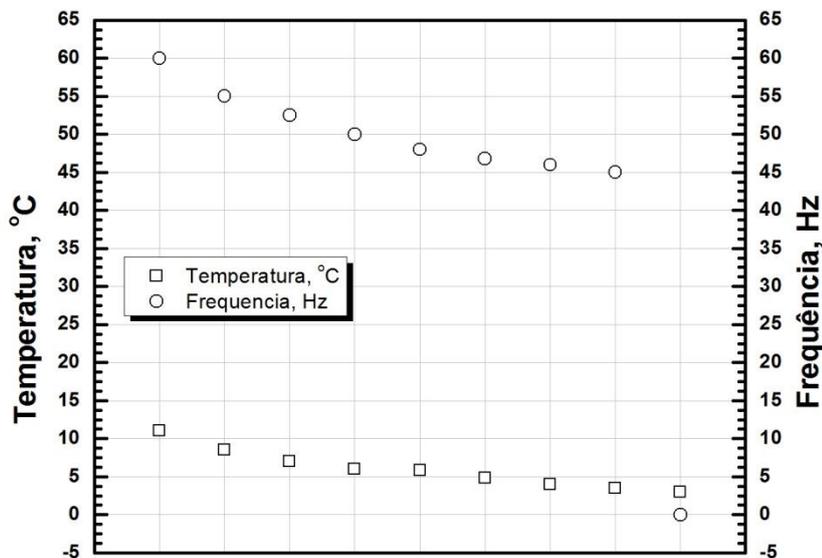
Figura 45 - Variação da frequência na partida em rampa controlada no tempo



Fonte: Elaborado pelo autor.

Teste Proporcional (PROP) – Se realizam os testes na condição de proporcionalidade, sendo mantida a relação proporcional entre a temperatura média no interior do refrigerador e a frequência, como mostrado na Figura 46. Se mantém a mesma proporção dos valores de temperatura para uma banda de frequência determinada, como demonstrado através da Tabela 4. Partidas controladas em rampa linear de 0 até 60 Hz em um período de aceleração de 6 segundos e mantidas em 60 Hz por mais 24 segundos. O objetivo da partida em rampa é reduzir os distúrbios elétricos de uma partida direta e obter uma aceleração mais progressiva e suave para a carga mecânica não comprometendo os limites operacionais da carga e do motor elétrico.

Figura 46 - Proporcionalidade entre os valores da frequência e da temperatura média no interior do refrigerador



Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 4 - Temperatura x frequência PWM

T [°C]	>11.0	8.5	7.0	6.0	5.8	4.8	4.0	3.5	3.0
f [Hz]	60.0	55.0	52.5	50.0	48.0	46.8	46.0	45	stop

Fonte: Elaborado pelo autor.

Teste PI – Se realizam os testes na condição de controle via PLC proporcional/integral (PI), sendo este controle realizado entre os limites de 60 a 45 Hz, controlado pelo PLC; e com partidas controladas em rampa linear de 0 até 60 Hz em um período de aceleração de 6 segundos e mantidos em 60 Hz por mais 24 segundos. De forma semelhante ao teste proporcional, o objetivo da partida em PI é melhorar a resposta do compressor à inércia do sistema de refrigeração.

5.1 Limites operacionais do compressor

Com o objetivo de avaliar os limites operacionais do compressor com o controle a VCC, realizou-se a avaliação do funcionamento do mesmo variando a sua velocidade desde a velocidade nominal de operação até seus limites mínimos de velocidade. Estes limites foram determinados através do monitoramento e avaliação do comportamento das grandezas elétricas do motor elétrico do compressor nas diversas velocidades, por meio da alteração das frequências do sinal elétrico que alimenta o motor elétrico através das variações da PWM. Na Tabela 5 se apresentam as grandezas elétricas mensuradas para essa análise. Para a medição dessas grandezas foram consideradas as seguintes condições operacionais do compressor e refrigerador:

- a) Partida direta PWM pelo inversor de frequência;
- b) Temperatura média interna do refrigerador de 3,0 °C;
- c) Temperatura média ambiente de 25,0 °C;

Testes realizados em período integral com a porta do refrigerador fechada e com o refrigerador sem nenhuma carga térmica extra interna, ou seja, somente com as bandejas e repartições internas do refrigerador.

A Tabela 5, mostra as grandezas elétricas mensuradas pelos valores de frequência.

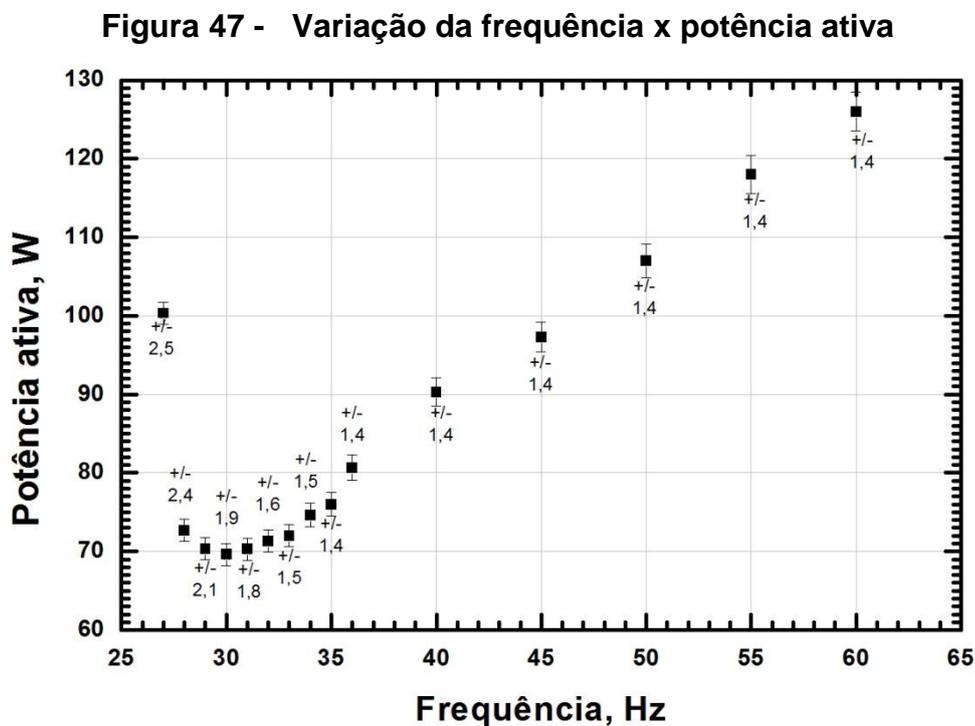
Tabela 5 -Grandezas elétricas x frequência PWM

f [Hz]	V _n [V]	I _n [A]	P [W]	THDv [%]	THDi [%]
60 ±0,10	125,00 ±0,30	1,42 ±0,10	126,00 ±2,50	3,48 ±0,20	135,66 ±0,40
55 ±0,10	125,40 ±0,30	1,34 ±0,10	118,00 ±2,40	3,49 ±0,20	133,42 ±0,40
50 ±0,10	125,50 ±0,30	1,24 ±0,10	107,00 ±2,10	3,48 ±0,20	136,11 ±0,40
45 ±0,10	125,33 ±0,30	1,18 ±0,10	97,30 ±1,90	3,42 ±0,20	140,38 ±0,40
40 ±0,10	125,50 ±0,30	1,12 ±0,10	90,30 ±1,80	3,46 ±0,20	140,91 ±0,40
36 ±0,10	126,00 ±0,30	1,05 ±0,10	80,65 ±1,60	3,45 ±0,20	141,90 ±0,40
35 ±0,10	126,33 ±0,30	1,00 ±0,10	76,00 ±1,50	3,58 ±0,20	142,33 ±0,40
34 ±0,10	125,80 ±0,30	1,00 ±0,10	74,60 ±1,50	3,49 ±0,20	142,55 ±0,40
33 ±0,10	125,20 ±0,30	0,99 ±0,10	72,00 ±1,40	3,52 ±0,20	149,36 ±0,40
32 ±0,10	124,80 ±0,30	0,98 ±0,10	71,30 ±1,40	3,54 ±0,20	161,10 ±0,40
31 ±0,10	124,50 ±0,30	0,97 ±0,10	70,30 ±1,40	3,56 ±0,20	163,51 ±0,40
30 ±0,10	125,10 ±0,30	0,96 ±0,10	69,60 ±1,40	3,69 ±0,20	166,68 ±0,40
29 ±0,10	124,80 ±0,30	0,96 ±0,10	70,33 ±1,40	3,60 ±0,20	169,26 ±0,40
28 ±0,10	125,00 ±0,30	0,98 ±0,10	72,66 ±1,40	3,69 ±0,20	173,60 ±0,40
27 ±0,10	125,33 ±0,30	1,25 ±0,10	100,33 ±1,40	3,78 ±0,20	188,90 ±0,40

Fonte: Elaborado pelo autor.

Dos resultados obtidos e mostrados na Tabela 5 se verifica que desde a frequência nominal até a frequência de 30 Hz a potência elétrica do compressor decresce com valores proporcionais a rotação do motor do compressor. Para as frequências inferiores a 30 Hz verifica-se um aumento da potência elétrica consumida pelo compressor e uma expressiva elevação dos índices de distorções harmônicas do sinal elétrico, comprometendo o rendimento do motor elétrico e o funcionamento operacional do compressor no refrigerador. Esse ponto mínimo de potência define o limite mínimo da frequência de operação do compressor de 30 Hz, como pode ser observado na Figura 47. Se estima que para frequências menores de 30 Hz o motor produz com maior dificuldade o torque necessário ao sistema de refrigeração, pois ele apresenta constantemente excesso de vibrações em sua estrutura e funcionamento com variações expressivas dos valores de correntes e de suas distorções harmônicas de tensões e correntes. Inclusive já para as frequências menores de 33 Hz os índices THDv e THDi começam a aumentar, indicando que as correntes de ordem harmônicas se predominam sobre a corrente fundamental de operação do compressor. Para as frequências inferiores a 30 Hz (50% do valor da frequência nominal do motor elétrico) não é recomendado a sua operação devido ao comprometimento da sua troca térmica e ao torque do motor que pode ser comprometido, devido a carga do compressor apresentar torque constante para qualquer valor de velocidade do motor elétrico. Por estas razões nos resultados a

seguir se considera a faixa operacional do compressor quando controlado a VCC de 75 a 35 Hz.



Fonte: Elaborado pelo autor.

5.2 Desempenho operacional do compressor

Esta seção apresenta, considerando a condição operacional padrão do sistema de refrigeração, que mesmo na faixa de frequências de operação estabelecida, existe um intervalo de frequências onde o desempenho energético do sistema é melhor. Para tanto obedecendo limites operacionais de funcionamento do compressor de 35 a 75 Hz analisa-se os valores das grandezas elétricas e do consumo de energia elétrica do compressor para as mesmas condições de climatização interna e externa do refrigerador. Comumente o limite máximo de frequência recomendado para motores de indução é de 1,3 vezes o valor da frequência nominal do motor, neste caso 60 Hz. Por isso o limite superior foi estabelecido igual a 75 Hz. Se estima que esta frequência proporciona uma rotação limite que não compromete o sistema mecânico rotacional e provoca muitas vibrações da estrutura do compressor. O objetivo é determinar um valor de frequência com maior desempenho de forma a obter-se a máxima eficiência do

funcionamento do sistema considerando os diferentes tipos de controle a serem empregados.

Devido à possibilidade que o sistema PWM fornece de elevar a frequência do sinal elétrico acima da frequência nominal os testes foram realizados desde um limite máximo de 75 Hz até o limite inferior de 35 Hz com incrementos de 5 Hz entre cada teste experimental.

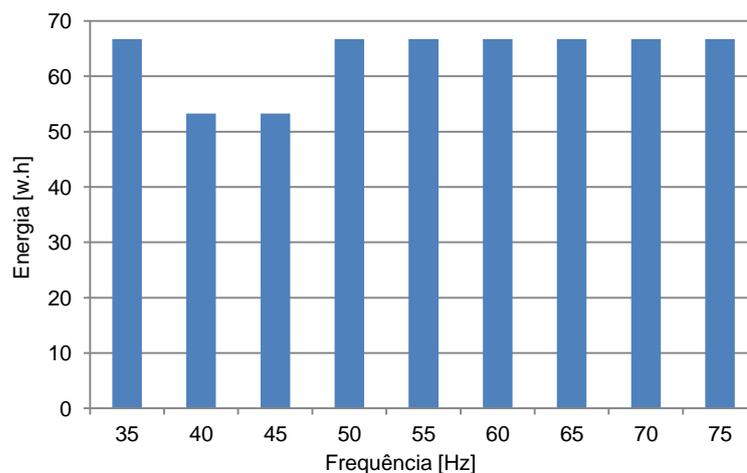
Com os resultados obtidos, mostrados na Tabela 6, verifica-se que as menores potências e correntes elétricas se concentram nas regiões de menores frequências. De fato nas frequências de 40 e 45 Hz o índice de consumo de energia elétrica do refrigerador é menor, como pode ser observado na Figura 48.

Tabela 6 -Grandezas elétricas x frequência PWM

$f_{[Hz]}$	$e_{[w.h]}$	$S_{[VA]}$	$\cos\phi$	$t_{[lig]}$	$n_{[rpm]}$	$I_n[A]$	THDv	THDi
35 ±0,1	66,70 ±1,30	82,30 ±1,60	1,00 ±0,01	438 ±4,40	2075 ±12,50	1,31 ±0,05	3,45 ±0,20	151,30 ±0,40
40 ±0,1	53,30 ±1,10	89,30 ±1,80	1,00 ±0,01	381 ±3,80	2371 ±14,20	1,38 ±0,05	3,42 ±0,20	153,90 ±0,40
45 ±0,1	53,30 ±1,10	101,30 ±2,00	1,00 ±0,01	373 ±3,70	2668 ±16,00	1,49 ±0,05	3,52 ±0,20	135,60 ±0,40
50 ±0,1	66,70 ±1,30	110,30 ±2,20	1,00 ±0,01	351 ±3,50	2964 ±17,80	1,61 ±0,05	3,33 ±0,20	135,50 ±0,40
55 ±0,1	66,70 ±1,30	116,00 ±2,30	1,00 ±0,01	330 ±3,30	3260 ±19,60	1,70 ±0,05	3,30 ±0,20	131,30 ±0,40
60 ±0,1	66,70 ±1,30	127,30 ±2,50	1,00 ±0,01	317 ±3,20	3556 ±21,30	1,81 ±0,05	3,33 ±0,20	132,90 ±0,40
65 ±0,1	66,70 ±1,30	138,30 ±2,80	1,00 ±0,01	303 ±3,00	3856 ±23,10	1,89 ±0,05	3,35 ±0,20	133,70 ±0,40
70 ±0,1	66,70 ±1,30	156,00 ±3,10	1,00 ±0,01	291 ±2,90	4150 ±24,90	2,06 ±0,05	3,46 ±0,20	132,10 ±0,40
75 ±0,1	66,70 ±1,30	169,00 ±3,40	1,00 ±0,01	282 ±2,80	4446 ±26,70	2,26 ±0,05	3,49 ±0,20	129,50 ±0,40

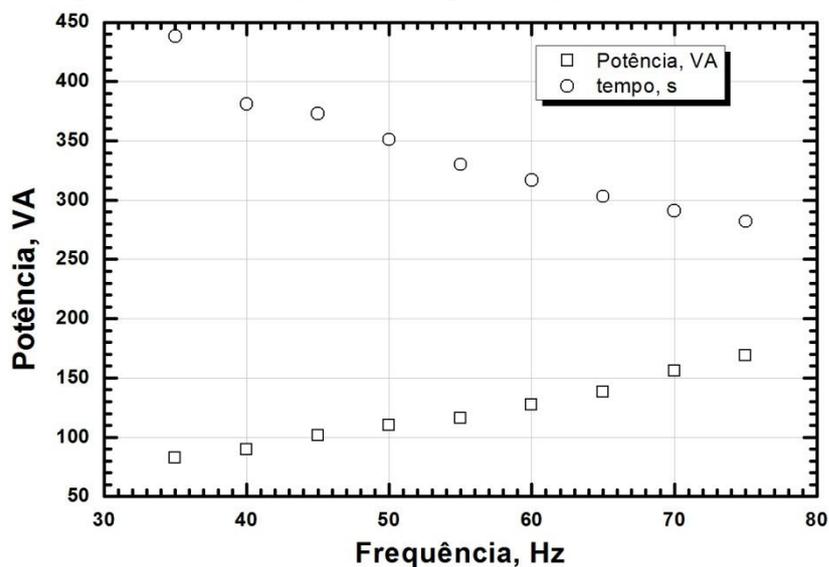
Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Figura 48, estão representados os valores de consumo de energia elétrica em função da frequência e tempos de funcionamento, tempo total de motor ligado, associado à potência média de funcionamento do compressor, para os testes experimentais com a finalidade de confirmar as frequências com menor consumo de eletricidade.

Figura 48 - Variação da frequência x energia consumida

Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 49, apresenta a taxa de variação do tempo de funcionamento para a taxa de variação de potência entre as frequências de 40 e 45 Hz são menores, banda de frequência onde o sistema apresenta maior eficiência operacional, proporcionando um menor consumo de energia elétrica entre estas duas frequências de funcionamento do compressor.

Figura 49 - Tempo total ligado x potência média

Fonte: Elaborado pelo autor.

Como o desempenho termodinâmico do refrigerador é proporcional à rotação do compressor opta-se em trabalhar com a rotação de 45 Hz, pois verifica-se através dos resultados obtidos na Tabela 6, que nas rotações de 40 e 45 Hz tem o mesmo consumo de energia elétrica para ambas as frequência num mesmo período de

funcionamento do refrigerador para as duas frequências mencionadas anteriormente. Na frequência de 45 Hz a sua velocidade de operação é 11% maior que a de 40 Hz para um aumento percentual de corrente elétrica do motor de 7%.

Através da Eq. 15 da seção 3.3 confirmam-se com os valores experimentais que o COP para a frequência de 45 Hz tem um valor de 3% maior em relação ao valor do COP para a frequência de 40 Hz. São mantidos para os dois valores de frequências analisados, 40 e 45 Hz, índices idêntico em ambas as frequências tanto para os índices de distorções harmônicas de corrente quanto para os índices de distorções harmônicas de tensão.

5.3 Desempenho operacional do compressor em regime "pull down"

Nesta seção se apresentam e discutem os resultados sobre o desempenho do refrigerador em regime operacional "pull down". Nesta condição operacional serão apresentados resultados para as quatro condições de controle experimentais, (REDE, "ON-OFF", PROP e PI).

As grandezas elétricas no regime de funcionamento "pull down", para as diversas condições de teste se mostram na Tabela 7 e estão representadas graficamente nas Figuras 50 a 60.

Tabela 7 - Grandezas no regime "pull down" x tipo de controle

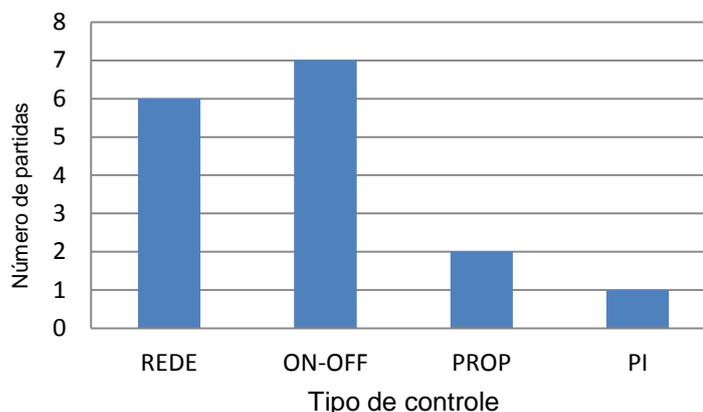
	V_n [V]	ΔV [%]	I_n [A]	I_p [A]	I_p/I_n	P [W]	S [VA]	Nº part.	Δt Pull Down _[h:m:s]
REDE	126,00 ±0,30	2,78 ±0,10	1,39 ±0,15	9,60 ±0,12	6,90 ±0,12	115,00 ±2,30	168,00 ±3,40	6	01:12:30 ±00:00:43
ON-OFF	124,90 ±0,30	1,12 ±0,10	1,75 ±0,13	4,80 ±0,08	2,74 ±0,10	128,00 ±2,60	128,30 ±2,60	7	01:20:10 ±00:00:48
PROP	128,30 ±0,30	2,42 ±0,10	1,65 ±0,14	7,60 ±0,10	4,60 ±0,10	123,30 ±2,50	123,70 ±2,50	2	00:32:00 ±00:00:19
PI	124,60 ±0,30	1,85 ±0,10	1,65 ±0,14	7,50 ±0,10	4,54 ±0,10	125,70 ±2,50	125,70 ±2,50	1	00:33:50 ±00:00:39

Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Figura 50, se observa que o número de partidas para as condições de teste que utilizaram o controle PWM reduziu, pois devido à menor potência de trabalho do compressor para as menores rotações aumentou o seu tempo de funcionamento, devido a menor variação de temperatura ou sobreaquecimento da sua estrutura superficial e com o controle proporcional e PI o regime de funcionamento do compressor é praticamente contínuo. As correntes de partida nas

condições de teste usando o controle PWM são menores como observado através da Figura 50, sendo que na condição de teste “on-off” esta corrente é 50% menor em relação à corrente de partida na condição de teste de rede convencional.

Figura 50 - Número de partidas no regime “pull down” x tipo de controle



Fonte: Elaborado pelo autor.

As quedas de tensão percentual no compressor no instante das partidas nas condições de PWM são menores devido a partida progressiva em rampa, e ao fator de potência unitário como mostrado na oscilografia da análise de sinal na partida nas condições de funcionamento convencional e na partida controlada em rampa da Figura 51. Na condição “on-off”, tem-se a menor queda de tensão percentual em relação as outras condições de teste, devido ao fator de potência unitário e a menor velocidade de funcionamento do compressor para esta condição de controle do refrigerador.

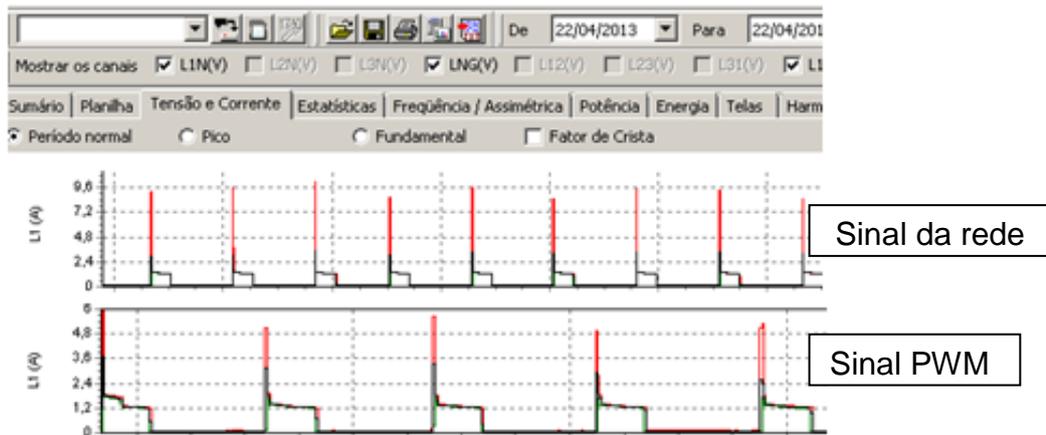
Figura 51 - Queda de tensão na partida do compressor



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 52 mostra que a demanda de potência elétrica nas condições PWM é menor em relação a condição de rede convencional, proporcionando menores níveis de corrente elétrica nominal, corrente elétrica na partida e menores índices totais de distorções harmônicas de corrente no compressor.

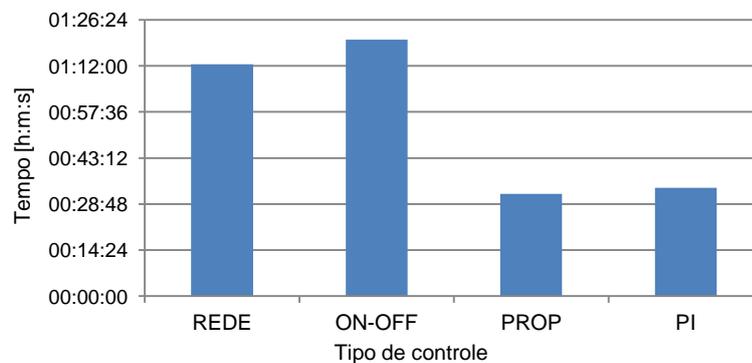
Figura 52 - Corrente de partida x corrente nominal



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 53 mostra o tempo de operação do sistema até atingir a temperatura desejada no gabinete. Nesta figura se observa que nas condições de teste proporcional e proporcional integral, onde se utiliza o sistema de controle o período para a refrigeração interna do refrigerador da temperatura ambiente até a temperatura média é bem menor. Isto se deve ao menor número de partidas do compressor, o que implica num funcionamento mais contínuo do sistema de refrigeração com menor consumo de energia e maior eficiência do sistema. Note que no teste de PI apenas aconteceu uma partida, ver Tabela 7.

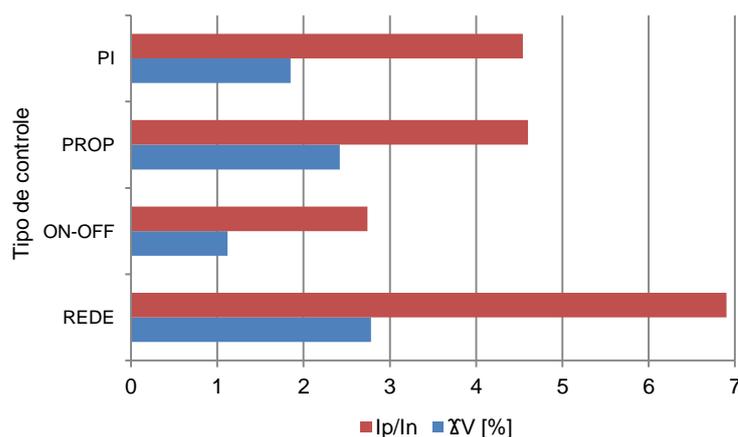
Figura 53 - Tempo para “pull down” x tipo de controle



Fonte: Elaborado pelo autor.

Nas partidas do compressor, avaliou-se a queda de tensão percentual no circuito elétrico que alimenta o compressor e em relação à tensão elétrica eficaz do circuito para cada teste, para todas as condições de testes, como mostrado na Figura 54.

Figura 54 - Queda percentual de tensão x corrente de partida



Fonte: Elaborado pelo autor.

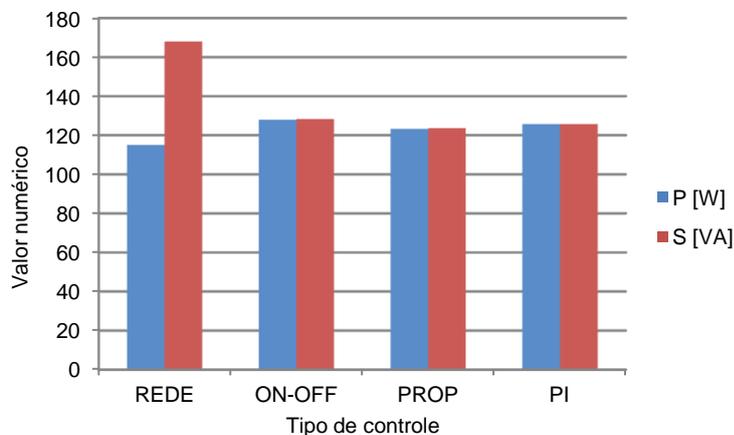
Devido à partida controlada por rampa, através do inversor de frequência, nas condições de acionamento elétrico do compressor pelo PWM, verifica-se que as quedas de tensão e o valor da corrente de partida percentuais nas condições do sinal PWM são menores, vide Figura 55. Para esta condição de funcionamento o compressor necessita de um maior tempo para partir e atingir a sua velocidade nominal desde a condição de repouso. Porém com valores de corrente de partidas reduzidos em relação à corrente nominal ocorrem perdas elétricas menores nos enrolamentos elétricos do motor elétrico no compressor e conseqüentemente menores esforços mecânicos e de vibrações na partida do compressor. Menor queda percentual de tensão elétrica no motor elétrico do compressor na partida garante ao sistema maior estabilidade dinâmica, devido ao torque mais eficaz do motor elétrico na partida e menor valor de corrente na partida, aumentando a eficiência nominal do motor elétrico para atender a necessidade da carga mecânica do compressor.

Observa-se, na Figura 54, uma menor queda de tensão percentual na condição de partida controlada PI, assim como a maior e mais expressiva queda de tensão percentual em condição de partida “on-off” é na condição de rede convencional sem o controle de rampa, ou seja, na condição em que o compressor é

acionado com partida direta em condições de rede convencional. Nessas condições o motor elétrico parte diretamente com a tensão nominal da rede alimentadora e sem a presença do PWM no sinal da rede elétrica alimentadora do compressor. Esse tipo de partida causa maiores perdas na partida, maiores índices de vibrações e ruídos no compressor e possivelmente maiores esforços mecânicos dos componentes do compressor. Nestas condições operacionais o refrigerador tem uma maior demanda de energia elétrica, devido aos maiores índices de corrente elétrica na partida direta e a contribuição da queda de tensão na rede alimentadora do compressor.

A Figura 55 apresenta a potência elétrica consumida em função do tipo de controle empregado. Considerando os resultados, observa-se que há uma queda na demanda de potência elétrica nas condições de partida controlada em rampa (PROP e PI). Nas condições de PWM, em ambos os tipos de controle, tem-se uma estabilidade dos valores de potência ativa (P) e potência aparente (S), devido ao fator de potência unitário para ambas as condições PWM.

Figura 55 - Potências elétricas x tipo de controle

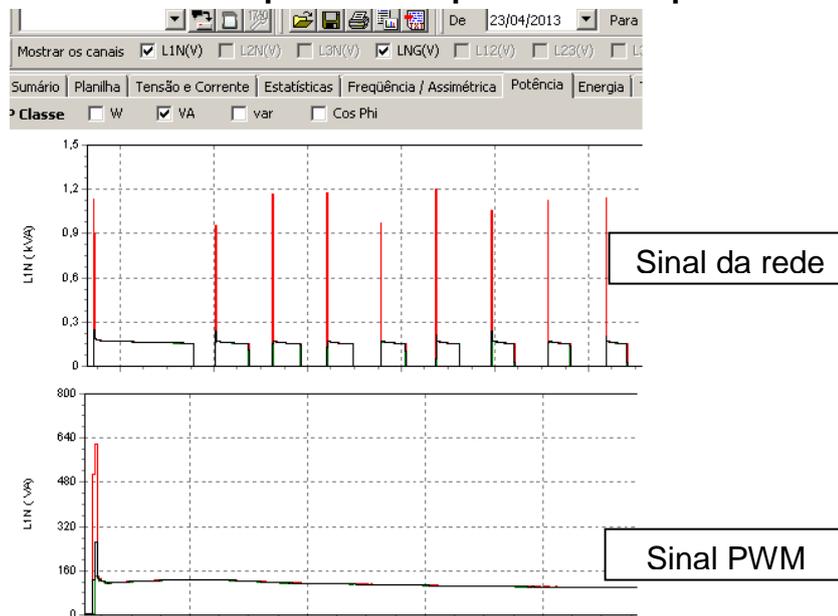


Fonte: Elaborado pelo autor.

Devido ao elevado valor da corrente elétrica na condição de partida direta com o teste de rede convencional do motor elétrico e ao fator de potência mais baixo em relação aos existentes nas condições PWM observa-se uma demanda de potência elevada, na ordem de seis vezes em relação à demanda nominal. Nas condições de partida controlada em rampa por PWM essa demanda é na ordem de três vezes em relação à demanda nominal, nos primeiros ciclos de partida do compressor. Este comportamento é mostrado na Figura 56. Note que somente nas condições do teste de rede o fator de potência não é unitário, isto proporciona a

diferença entre o valor mensurado da potência elétrica ativa e a potência elétrica aparente.

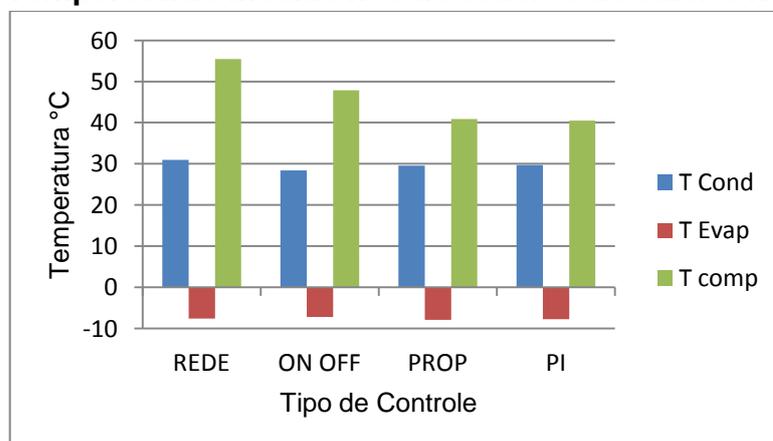
Figura 56 - Demanda de potência na parada do compressor



Fonte: Elaborado pelo autor.

Com os valores de temperatura dos trocadores de calor praticamente estabilizados para ambos os testes para temperaturas médias na superfície do evaporador e no condensador estáveis, vide Figura 57, as temperaturas médias da carcaça do compressor tenderam a uma progressiva diminuição nas condições de controle PWM. Isto caracteriza menores perdas por aquecimento e sobrecarga nas condições de controle PWM. Note-se que o controle PI apresentou os menores valores da temperatura no compressor, T_{comp} .

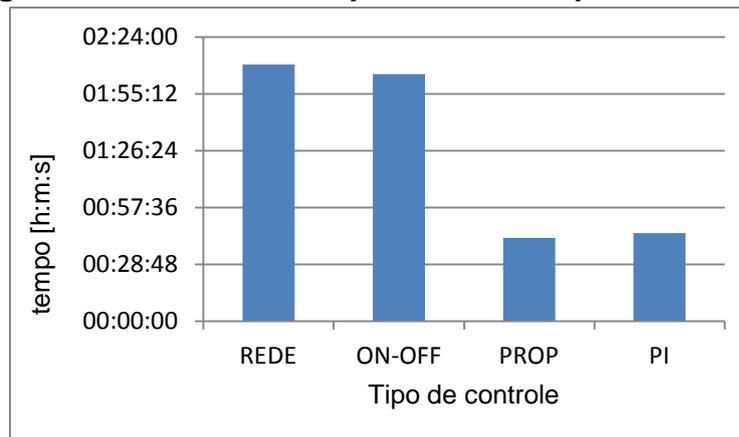
Figura 57 - Temperaturas médias nos trocadores de calor e no compressor



Fonte: Elaborado pelo autor.

Com o maior número de partidas e as características cíclicas de operação no controle convencional, mesmo com maior rotação, o período de resfriamento do ar interno do refrigerador da temperatura ambiente até 3°C foi na ordem de quatro vezes maior em relação às condições de controle (PROP e PI), Figura 58.

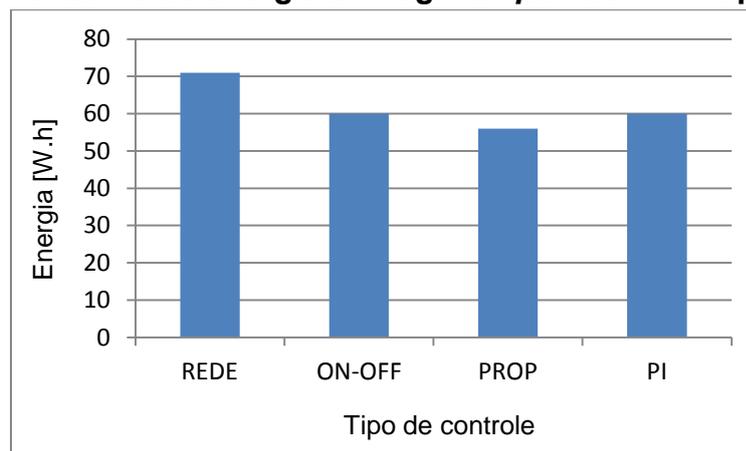
Figura 58 - Período de “pull-down” x tipo de controle



Fonte: Elaborado pelo autor.

Devido ao modo de operação ininterrupto do compressor, os controles PROP e PI reduzem o tempo de “pull down”, com menores índices de aquecimento do compressor, menor número de partidas e um menor consumo de energia, conforme mostrado na Figura 59.

Figura 59 - Consumo de energia em regime “pull down” x tipo de controle

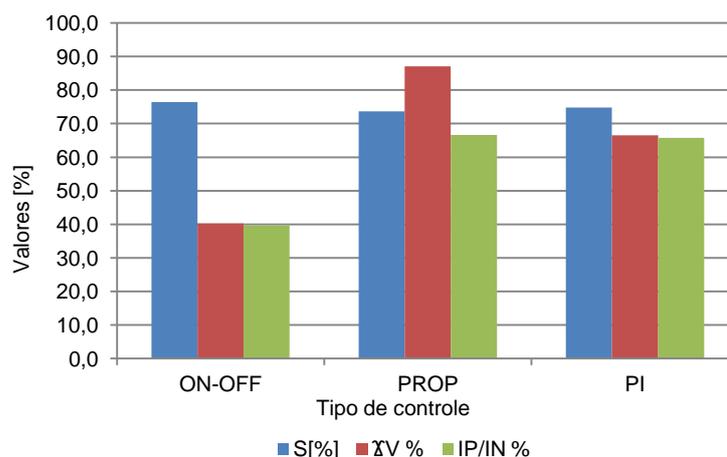


Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 60 mostra os valores percentuais das variáveis de demanda de energia, queda de tensão e proporção da corrente de partida pela corrente nominal na condição de “pull down”, em relação ao teste de rede convencional. Se observa, que a menor queda de tensão percentual e corrente de partida do compressor é na

condição de teste proporcional (PROP), devido ao maior número de partidas e consequente maior período cíclico para o teste (PROP) o circuito frigorífico do refrigerador apresenta uma menor inércia para o fluido refrigerante. Observando-se que todos os valores proporcionais de demanda de potência (S) são idênticos pelo valor unitário do fator de potência em todas as condições de testes PWM.

Figura 60 - Valores percentuais proporcionais a condição Rede x tipo de controle



Fonte: Elaborado pelo autor.

5.4 Desempenho operacional do refrigerador em regime cíclico de operação

Nesta seção é apresentado o desempenho do refrigerador na condição cíclica de operação, onde a sua temperatura interna já se estabilizou após o regime “*pull down*” e oscila ciclicamente entre os limites preestabelecidos. Se considerou um período total de avaliação de duas horas ininterruptas para cada tipo de teste, que são realizados três vezes consecutivas para minimizar os erros estatísticos inerentes às medições experimentais e distúrbios aleatórios na avaliação experimental. Os experimentos foram realizados em torno da média das temperaturas internas do refrigerador igual a 3 °C, com temperatura ambiente externa ao refrigerador em média de 25°C e umidade relativa do ar entre 45 a 70%. Foram testadas as condições de funcionamento dos testes experimentais de rede convencional, “*on-off*”, proporcional e proporcional integral, respectivamente.

Para a realização dos testes cíclicos foram estabelecidas as seguintes condições:

- a) Realizar os procedimentos experimentais na condição de estabilidade operacional do sistema por um período de duas horas ininterruptas.
- b) Realizar os testes sob mesmas condições operacionais, de condições ambientais e por um mesmo período de tempo por três vezes, considerando as quatro condições de controle experimentais: REDE, “ON-OFF”, PROP, e PI.
- c) Realizar a análise estatística dos dados coletados para cada condição de teste com análise das incertezas das grandezas mensuradas.
- d) Otimizar a condição operacional do refrigerador utilizando um tipo controle com menor consumo de energia elétrica e maior (COP) do sistema. Nas condições experimentais cíclicas de funcionamento do refrigerador.

Na Tabela 8 são descritas as grandezas elétricas médias dos testes (por 2 horas) em regime de funcionamento cíclico atendendo as recomendações da norma ISO 917 (1989).

Tabela 8 - Grandezas elétricas médias no teste x tipos de controle

	$I_{n[A]}$	$I_p/I_{n[A]}$	$P_{[W]}$	$S_{[VA]}$	$e_{[W.h]}$	$THDv_{[%]}$	$THDi_{[%]}$	$\chi V_{[%]}$	$\cos\phi$
REDE	1,36 $\pm 0,02$	7,05 $\pm 0,12$	113,30 $\pm 2,30$	167,70 $\pm 3,40$	55,40 $\pm 1,10$	2,84 $\pm 0,20$	214,32 $\pm 0,50$	2,83 $\pm 0,10$	0,68 $\pm 0,01$
ON-OFF	1,37 $\pm 0,02$	4,16 $\pm 0,10$	91,70 $\pm 1,80$	91,70 $\pm 1,80$	54,30 $\pm 1,10$	3,68 $\pm 0,20$	143,91 $\pm 0,40$	2,08 $\pm 0,10$	1,00 $\pm 0,01$
PROP	1,38 $\pm 0,02$	4,63 $\pm 0,10$	98,00 $\pm 2,00$	98,00 $\pm 2,00$	53,20 $\pm 1,10$	3,36 $\pm 0,20$	139,61 $\pm 0,40$	2,30 $\pm 0,10$	1,00 $\pm 0,01$
PI	1,39 $\pm 0,02$	4,67 $\pm 0,10$	95,00 $\pm 1,90$	95,00 $\pm 1,90$	50,90 $\pm 1,00$	3,57 $\pm 0,20$	144,32 $\pm 0,40$	1,20 $\pm 0,10$	1,00 $\pm 0,01$

Fonte: Elaborado pelo autor.

Através da análise das grandezas elétricas descritas na Tabela 8, verifica-se que para todos os testes na condição PWM, o fator de potência é unitário, com esta condição a demanda de energia é menor, potência aparente (S) tem valores iguais aos valores da potência ativa (P). Os valores das correntes nominais (I_n) são menores nas condições PWM, devido aos menores níveis de potência do sistema. Com as partidas em rampa PWM, as correntes de partida do motor elétrico na condição PWM são menores, com menores valores de queda de tensão (χV) percentual em relação à tensão na partida direta.

Menores índices de corrente elétrica resultam numa redução de consumo de energia elétrica no sistema de controle PWM em relação ao sistema controle de rede convencional. O índice total de distorção harmônica de tensão é maior nas

condições de controle PWM indicando uma menor qualidade de energia, devido à contribuição dos distúrbios provocados pelos elementos eletrônicos chaveados presentes no inversor de frequência para a formação do PWM. Consequente contribuição de poluição da rede elétrica, que nesta condição pode ser considerada desprezível, pois, a potência total do sistema é muito baixa em relação à potência total instalada em um dado circuito de eletricidade de um ramal ou rede de distribuição de energia elétrica.

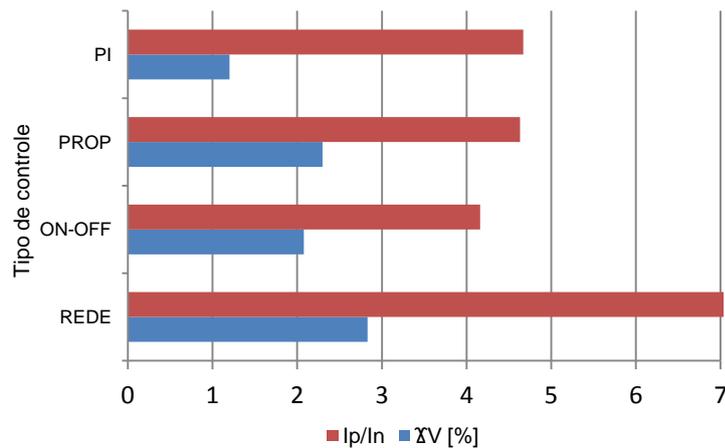
Na Figura 61, apresenta-se um sinal de oscilografia em tempo real de parte do período cíclico em condição de controle convencional e PWM (PI). Percebe-se uma redução de queda de tensão elétrica nas partidas e de pico de corrente nos primeiros ciclos da partida nestes testes.

Figura 61 - Oscilografia de tensão elétrica x corrente de partida



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Figura 62, são apresentados valores percentuais das correntes de partida em relação à corrente nominal do compressor e da tensão na partida em relação à tensão nominal do compressor.

Figura 62 - Queda percentual de tensão x corrente de partida

Fonte: Elaborado pelo autor.

Nas condições PWM os valores das correntes de partida e queda de tensão são menores devido à menor potência elétrica consumida nestas condições operacionais. Na condição de controle “*on-off*” estes percentuais são menores em relação ao controle PROP devido a utilização de uma frequência fixa mínima de operação para todo o ciclo de funcionamento. A relação de proporção da corrente de partida da condição de partida direta de 7 vezes a corrente nominal reduziu nas condições de partida em rampa controlada no tempo para 4 vezes o valor da corrente nominal. Proporcionalmente aos menores valores de corrente de partida a queda de tensão percentual nas partidas em rampa controladas no tempo são menores, com menor valor de queda na condição de menor potência elétrica.

Na Figura 63, observa-se através do sinal oscilográfico que a demanda elétrica para partidas do compressor nas condições de partida controlada em rampa (PROP e PI) em relação à partida direta (REDE) tem uma redução de 50%. Isto é condizente aos valores mostrados das correntes elétrica nos primeiros ciclos da partida. Também se observa um menor número de partidas, nas condições de controle (PROP e PI), em função do maior período cíclico de funcionamento do compressor.

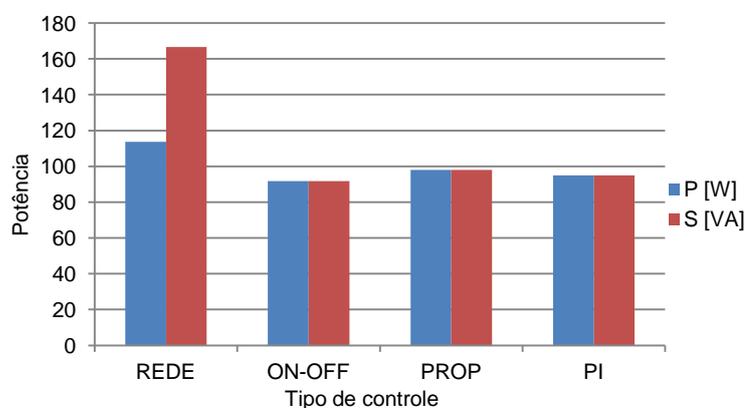
Figura 63 - Oscilografia da demanda elétrica na partida



Fonte: Elaborado pelo autor

A Figura 64 apresenta os valores médios das potências ativa (P) e potência aparente (S) para as condições experimentais de controle.

Figura 64 - Potência elétrica x tipo de controle



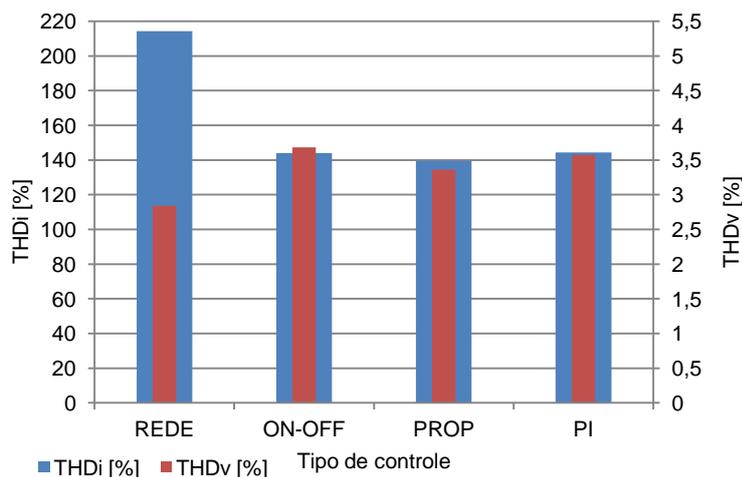
Fonte: Elaborado pelo autor.

Devido ao fator de potência unitário nas condições de teste PWM, as potências ativa e aparente para estas condições são iguais. Nota-se um menor valor médio das potências para o controle "on-off", pois para este teste a frequência após as partidas do compressor sempre permaneceu num valor fixo mínimo de operacional de 45 Hz.

A Figura 65, apresenta o índice total de distorção harmônica para corrente e tensão, em valores percentuais por tipo de controle. Para condição de teste em rede convencional, o índice total de distorção harmônica para tensão é menor em relação

aos testes PWM devido à ausência das cargas chaveadas dos IGBTs presentes no inversor de frequência. O índice total de distorções harmônicas para corrente é menor nas condições de teste PWM, pois as potências médias são menores e semelhantes proporcionando os valores próximos para THDi.

Figura 65 - Índices de distorções harmônicas x tipo de controle



Fonte: Elaborado pelo autor.

Os valores médios das variáveis térmicas analisadas nos experimentos em regime cíclico de operação, são demonstrados na Tabela 9, para cada condição de controle. Como valores médios se denominam as médias das temperaturas de todos os ciclos para cada teste experimental.

Tabela 9 - Grandezas térmicas médias no teste x tipos de controle

	T_{int} [°C]	T_{comp} [°C]	T_{Con} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{Amb} [°C]	ΔT [°C]	Ruído _[dB]
REDE	3,2 ±0,2	47,2 ±1,0	26,8 ±0,6	-7,9 ±0,3	24,8 ±0,3	34,7 ±0,7	39,8 ±1,5
ON-OFF	3,1 ±0,2	43,0 ±0,9	26,7 ±0,6	-8,0 ±0,3	25,1 ±0,3	34,7 ±0,7	36,5 ±1,4
PROP	3,2 ±0,2	44,4 ±1,0	25,3 ±0,5	-6,9 ±0,3	25,0 ±0,3	32,2 ±0,7	35,8 ±1,1
PI	3,2 ±0,2	41,4 ±0,9	25,3 ±0,5	-6,4 ±0,3	24,8 ±0,3	31,7 ±0,7	34,1 ±1,1

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os valores das grandezas mostradas na Tabela 9, foram adquiridos através de uma entrada digital do PLC. Realiza-se a aquisição de dados em tempo real a cada segundo do período cíclico com número de partidas do compressor e tempo de compressor ligado e desligado para cada condição de controle, que apresenta a média do período de compressor ligado e período de compressor desligado no tempo total do teste experimental. Foram registradas experimentalmente as temperaturas médias do teste do ambiente interno do refrigerador, do ponto superior da carcaça do refrigerador, do ponto médio geométrico da superfície da placa do

evaporador, de dois pontos centrais da placa do condensador e num ponto a 300 mm acima do centro geométrico da superfície superior do refrigerador.

O valor da média logarítmica do ruído do compressor, mostrado na Tabela 9, se efetua através da Eq. 25 da seção 3.6, onde, para cada condição de teste experimental se avaliou um número de doze medições de no mínimo um minuto de aquisição experimental para cada uma das medições, distribuídas em intervalos periódicos de modo a avaliar todo teste experimental, conforme recomendações da NP 1730 (1996).

A Tabela 10, apresenta os valores das sete variáveis para cada tipo de controle. Incluindo as seguintes médias das variáveis para um ciclo de controle. Tempo médio de compressor ligado e tempo médio de compressor desligado, ambos obtidos através da aquisição de dados do PLC, o coeficiente de performance médio percentual ($COP_{[%]}$), a carga térmica estimada Q_{CT} e a capacidade de refrigeração, Q_E , estimada em função de Q_{CT} , e a potência ativa média consumida pelo compressor, obtida através do analisador de energia. As variáveis RTR_{RP} e COP são calculadas pelas Equações 14 e 15 da seção 3.3.

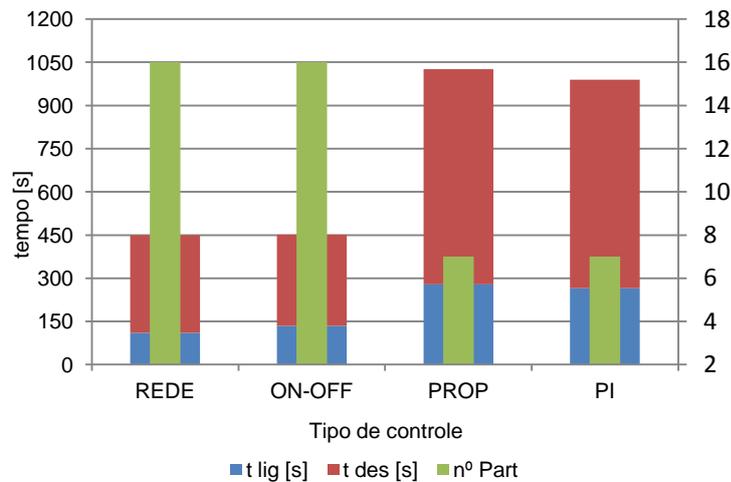
Tabela 10 - Cálculos do COP x tipos de controle

	$t_{Lig}[s]$	$t_{Des}[s]$	RTR_{RP}	$Q_{CT}[W]$	$Q_E[W]$	$P[W]$	Nº Partidas	$COP_{[%]}$
REDE	110 ±1,10	340 ±3,40	0,24 ±0,02	110 ±1,10	450,08 ±4,10	113,30 ±2,30	16	100,00 ±1,00
ON-OFF	134 ±1,40	318 ±3,20	0,29 ±0,02	110 ±1,10	371,12 ±3,40	91,70 ±1,80	16	101,88 ±1,00
PROP	279 ±2,80	747 ±7,50	0,27 ±0,02	110 ±1,10	404,56 ±3,70	98,00 ±2,00	7	103,92 ±1,00
PI	265 ±2,70	724 ±7,20	0,26 ±0,02	110 ±1,10	410,60 ±3,70	95,00 ±1,90	7	108,80 ±1,06

Fonte: Elaborado pelo autor.

A análise das incertezas dos valores indicados nas Tabelas 9 e 10, são especificadas e calculadas no Apêndice A, com base nos certificados de calibração dos sensores, transdutores e instrumentos de medição indicados; com o resultado da incerteza combinada dos valores.

Na Figura 66, mostra-se o número de partidas, e os tempos médios de operação e desligado do compressor num ciclo para cada tipo de controle.

Figura 66 - Período médio cíclico x tipo de controle

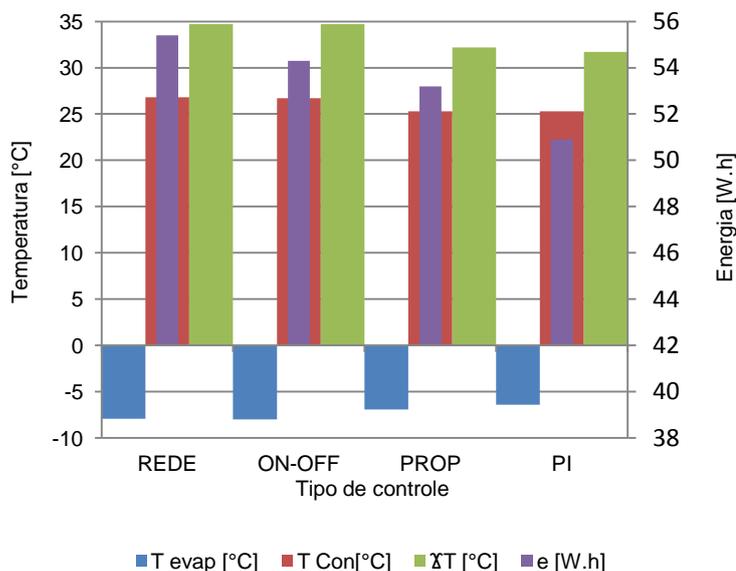
Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Figura 66, se nota que a duração dos tempos de operação e não operação é inversamente proporcional à quantidade de partidas.

Nas condições de controle em rede e “*on-off*”, tem-se períodos cíclicos menores, com menor tempo médio cíclico de compressor ligado e menor tempo médio cíclico de compressor desligado. Nas condições de controle proporcional e proporcional integral tem-se períodos cíclicos maiores, com maior tempo médio de compressor ligado e maior tempo médio de compressor desligado, com menor número de partidas do compressor.

O número de partidas em um período de teste experimental de duas horas diminui cerca de 57% nas condições de funcionamento de controle proporcional e proporcional integral, aumentando a estabilidade do sistema de refrigeração. A diferença das temperaturas médias entre o condensador e o evaporador menores, como mostra a Figura 67 e diminuindo a energia consumida nas partidas do compressor. Consequentemente uma maior diferença das temperaturas médias entre o condensador e o evaporador aumenta o consumo de energia elétrica.

Figura 67 - Diferença das temperaturas médias entre o condensador e o evaporador

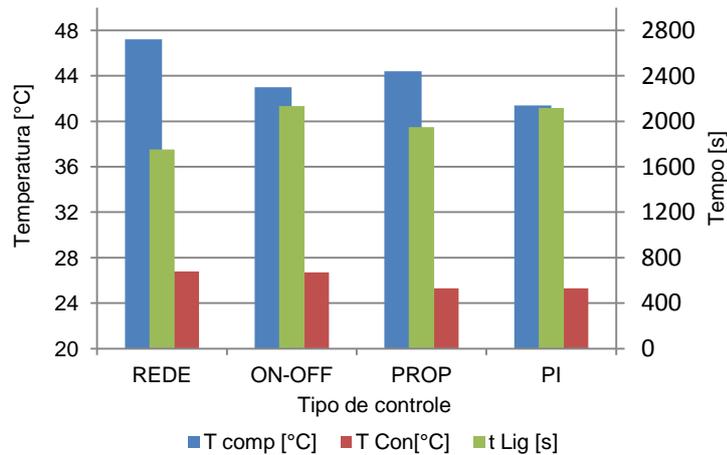


Fonte: Elaborado pelo autor.

Através dos valores médios das temperaturas no evaporador e no condensador na Figura 68 podem ser verificadas as condições de maior desempenho energético termodinâmico desenvolvido pelo uso dos controles PROP e PI.

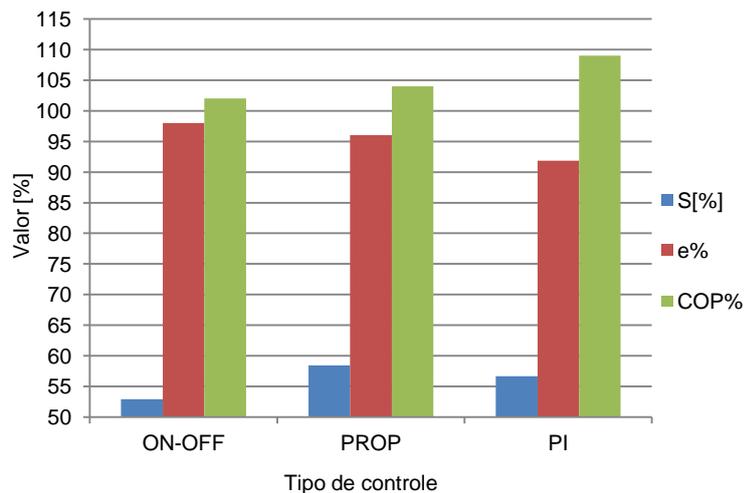
Da segunda lei da termodinâmica se sabe que quanto mais próximas se encontram as temperaturas de condensação e evaporação a eficiência térmica do sistema é maior, pois diminui a energia externa necessária para a operação do sistema de refrigeração.

Na Figura 68, se demonstra a proporcionalidade entre os valores médios das temperaturas no compressor e a velocidade operacional do compressor pelo tipo de controle, mesmo em condições de operação em maior período de tempo, ou seja, tempo médio ligado em um ciclo de operação.

Figura 68 - Relação entre temperaturas e tempo de funcionamento

Fonte: Elaborado pelo autor.

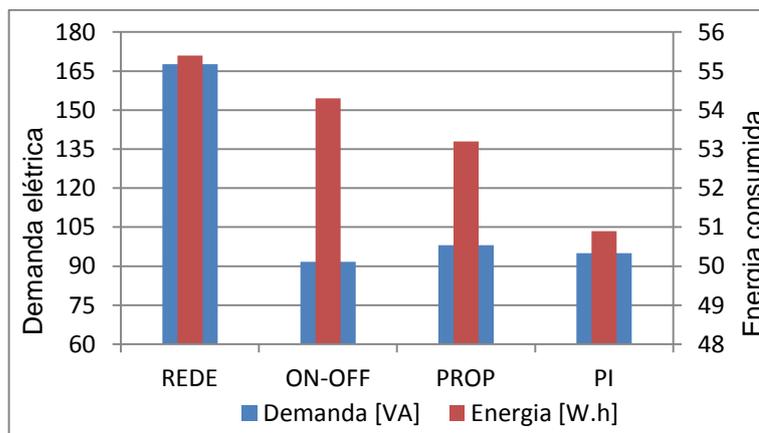
A Figura 69, apresenta os valores percentuais de demanda, energia elétrica consumida e do coeficiente de performance das condições de controle PWM (teste “ON-OFF”, PROP e PI) em valores proporcionais a condição de teste de rede convencional. Evidencia-se a condição de expressiva queda dos valores percentuais de demanda e consumo de energia elétrica, principalmente nas condições de controle (PROP) e (PI) com conseqüente aumento dos valores percentuais de coeficiente de performance do refrigerador nas condições de controle PWM.

Figura 69 - Valores percentuais da condição Rede x tipo de controle

Fonte: Elaborado pelo autor.

Como mostrado na Figura 70, à relação inversa de ganho do valor do COP e da energia elétrica consumida para cada implementação de controle realizada.

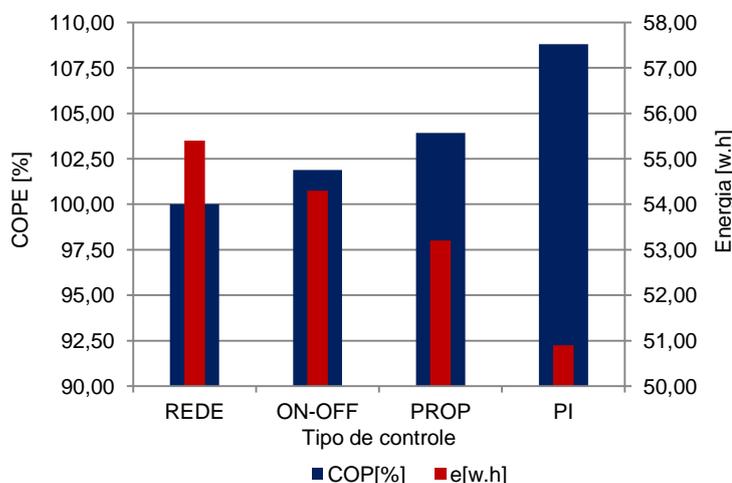
Figura 70 - Relação de demanda elétrica e energia consumida x tipo de controle



Fonte: Elaborado pelo autor.

Com a implementação do controle (PROP) e (PI) no sistema PWM observa-se através das análises estatísticas um menor consumo de energia elétrica pelo refrigerador, com uma maior eficiência para economia de energia elétrica para o controle (PI). O menor valor percentual de demanda elétrica na condição de controle “on-off” pode ser atribuído as condições operacionais de menor média de velocidade operacional do compressor. Pode-se observar o aumento da eficiência e economia de demanda de potência ao se implementar no sistema o modo PWM com partida controlada em rampa. Tem-se uma economia percentual de energia e do COP para cada implementação do sistema de controle de aproximadamente, 2% para o controle “on-off”, 4% para o controle (PROP) e 9% no controle (PI) em relação ao sistema de funcionamento em rede convencional, como mostrado na Figura 71.

Figura 71 - Relação de COP e energia consumida x tipo de controle

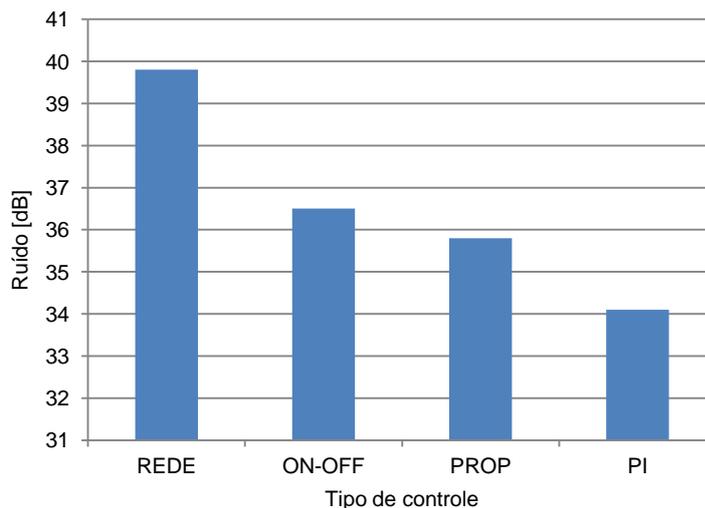


Fonte: Elaborado pelo autor.

A média logarítmica dos ruídos e vibrações do compressor no refrigerador, conforme Figura 72, têm seus valores decrementados proporcionalmente com maior estabilidade de funcionamento do compressor e para a condição de menor rotação do motor elétrico do compressor. Estes valores foram mensurados pelo decibelímetro OB-100, com classe de precisão1, conforme NP 1730 (1996).

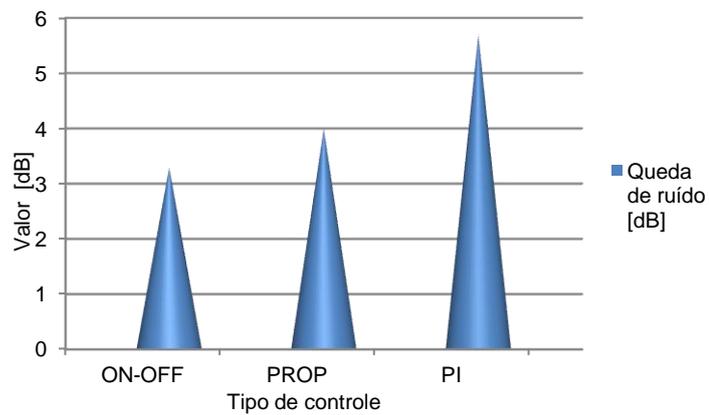
Na Figura 72, são representados os valores de depreciação do nível de ruído, na Escala Decibel (dB), do refrigerador no ambiente externo para cada condição de teste experimental do refrigerador. Para as condições de controle PWM em relação ao controle de rede convencional percebe-se uma expressiva queda do nível de ruído no ambiente, devido as menores rotações operacionais do compressor e as condições de partida progressiva de rotação do compressor. Menores velocidades de funcionamento e maior estabilidade de funcionamento com menor número de partidas e ciclos de funcionamento maiores resultam na redução das vibrações do mecanismo do compressor e conseqüentemente de sua estrutura, diminuindo a intensidade do ruído transmitido pelo compressor. Ainda se transmitem menos vibrações ao gabinete do refrigerador o que também pode contribuir para gerar menos ruído e para uma confiabilidade maior do sistema, principalmente nas partidas diretas do compressor.

Figura 72 - Variação do ruído ambiente x tipo de controle



Fonte: Elaborado pelo autor.

Através da Figura 73, pode-se analisar a redução na escala logarítmica, no valor médio logarítmico do ruído gerado pelo compressor no ambiente externo com a implementação dos modos de controle do experimento.

Figura 73 - Queda do ruído em dB x tipo de controle

Fonte: Elaborado pelo autor.

6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Neste capítulo se apresentam as conclusões da tese e as sugestões para trabalhos futuros.

6.1 Conclusões

Um trabalho experimental foi realizado através da readequação de um refrigerador doméstico monofásico de pequeno porte adaptando-o para o funcionamento em regime de controle através de uma bancada experimental a VCC. Uma metodologia científica experimental foi empregada para avaliar o desempenho do refrigerador nas condições diversas de comando e controle operacional do compressor. Os resultados obtidos referenciam a condição proposta de readequação energética de um sistema de refrigeração de pequeno porte.

Através da implantação do sistema de comando por PWM do inversor de frequência, controlado pelo PLC implementou-se a conversão do refrigerador convencional em um refrigerador com características operacionais de controle a VCC como um dos objetivos propostos no trabalho.

Para maior otimização dos resultados obtidos e manter a segurança estabelecida pelo fabricante do compressor nos testes experimentais, delimitou-se os limites operacionais de funcionamento do compressor com o controle a VCC. Em conformidade com os valores de variação de velocidade do motor elétrico do compressor com as grandezas elétricas mensuradas e com o desempenho termodinâmico do refrigerador avaliado, obteve-se uma banda de frequência de máximo desempenho do refrigerador para um menor consumo de energia elétrica. Sendo que todos os testes a VCC foram realizados para os valores que apresentam o máximo desempenho termodinâmico para o menor consumo de eletricidade do refrigerador.

Através dos testes experimentais em regime “*pull down*” verificou-se que no controle (PROP) e (PI) o número de partidas do compressor diminuiu, a demanda de potência elétrica decresceu e o valor da corrente de partida, conseqüentemente, reduziu com uma menor queda de tensão percentual na condição de partida do compressor. O tempo de “*pull down*” também reduziu na mesma proporção do número de partidas pois o período cíclico aumentou. Nota-se que nas condições de

controle PWM o fator de potência se torna unitário, diminuindo as perdas elétricas no motor elétrico e aumentando o desempenho do sistema de refrigeração pela maior estabilidade das temperaturas do condensador e do evaporador.

Com os resultados analisados dos testes experimentais em regime cíclico, verifica-se uma menor demanda de potência elétrica nos testes PWM, pois o valor do fator de potência se torna unitário pela característica de onda contínua modulada no tempo, com menor valor de queda percentual de tensão nas partidas e menor corrente de partida por arrancar o motor com controle de rampa no tempo. O número de partidas nas condições de controle (PROP) e (PI) é menor com aumento no tempo cíclico de funcionamento do compressor, porém em potências de trabalho reduzidas proporcionando menos perdas no compressor e maior eficiência térmica do circuito de refrigeração comum maior coeficiente de performance (COP) para um menor consumo de eletricidade do compressor. O nível de vibrações e ruído possui uma perceptível queda devido a menor rotação do compressor e suas partidas do compressor que são em menor número e em condições menos dinâmicas, devido ao aumento do tempo de aceleração do motor elétrico.

Para as condições de controle (PROP) e (PI) tem-se os menores consumos de energia, com a redução do consumo em 8,2% em relação ao teste em rede convencional, com uma demanda de potência elétrica de aproximadamente 58% em relação ao teste em rede, com um ganho no coeficiente de performance de 8,8% na condição de teste (PI) em relação ao teste de rede. Com a queda de 3 a 5 dB do nível de ruído emitido pelo compressor nestas condições de operação.

Devido a menores vibrações no compressor e conseqüentemente na estrutura do refrigerador em condições de controle PWM e a menor dissipação térmica na carcaça do compressor, mantendo-o em temperaturas mais amenas com partidas mais suaves, a vida útil dos componentes do refrigerador poderá ser maior em comparado ao funcionamento em regime de rede convencional. Se estima que a menor demanda de eletricidade do compressor com menor corrente nominal e rotação de trabalho, proporcionando a este componente uma condição de sobrecarga muito mais elevada com uma projeção de vida útil muito maior do que em condições de funcionamento em rede convencional.

Resumem-se as seguintes conclusões:

- a) As condições em regime “*pull down*” com controle (PROP) e (PI) foram mais eficientes e com menor tempo de operação do refrigerador.
- b) O sistema de refrigeração apresentou o menor valor de COP%, 108,8% para o controle (PI) e menor consumo de energia elétrica redução de 8,2% para o controle (PI).
- c) As condições operacionais do sistema de refrigeração com o controle (PI) foram as mais estáveis, com baixo número de partidas, menores níveis de ruído para ao ambiente externo. Menor diferença de temperatura entre o evaporador e o condensador com menor temperatura dissipada pelo compressor e, conseqüentemente, menores perdas elétricas e térmicas do refrigerador.

6.2 Sugestões para trabalhos futuro

- a) Implantação de uma válvula de expansão no circuito de refrigeração do refrigerador, com orifício regulável proporcional a velocidade de escoamento do fluido refrigerante para manter a vazão mássica do sistema mais estável e obter maior eficiência termodinâmica do refrigerador.
- b) Analisar o desempenho do refrigerador a partir do projeto de uma placa eletrônica de acionamento e controle do processo em substituição ao inversor de frequência e ao PLC.
- c) Realizar um estudo econômico de retorno de investimento para implantação de VCC em refrigeradores domésticos monofásicos convencionais com a implantação do VCC no comando e controle do refrigerador.
- d) Implementar estudos na área da pesquisa do sono, neurociência, sobre o impacto do ruído do refrigerador no sono, sendo que os frigobares são instalados geralmente em quartos e muito próximos aos dormitórios ou leitos.

REFERÊNCIAS

ALBERTAZZI, G. Jr; DE SOUZA, A. R., Fundamentos de metrologia científica e industrial, 1ª edição, Florianópolis, 2008.

ALVAREZ, A. L. M., **Uso racional e eficiente da energia elétrica**. Metodologia para a determinação dos potenciais de conservação dos usos finais em instalações de ensino e similares. 1998. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Energia e Automações Elétricas) Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 1998.

APREA, C.; MASTRULLO, R.; RENNO, C. Fuzzy control of the compressor speed in a refrigeration plant. **International Journal of Refrigeration**, v. 27 n. 6, p. 639–648, London, 2004.

ÁPREA, C., RENNO, G., VANOLI, A., MASTRULLO, R., An evolution of R 22 substitutes performances regulation continuously the compressor refrigeration Capacity. *Applied Thermal Engineering* v.24 n.1, p. 127 – 139. London, 2009.

ASHRAE - American Society of Heating, Refrigerating and air-conditioning engineers, *Ashrae Handbook - Fundamentals*, Atlanta, 1997.

ASHARAE Standard S23, Methods of testing positive displacement refrigerant compressor and condensing units. **American Society of Heating, refrigerating and Air Conditioning Engineers**. Atlanta, 1993.

Associação Brasileira de Normas Técnicas **ABNT NBR 10152**, Níveis de Ruído para Conforto Acústico: Rio de Janeiro, 2000.

Associação Brasileira de Normas Técnicas **ABNT NBR 5383-2**, Máquinas elétricas girantes Parte 2: motores de indução monofásicos – Ensaio, Rio de Janeiro, 2007.

ÁVILA, N. H., Renewable and Sustainable Energy Reviews, **Sustainable energy development**, v. 2, n. 3, p. 235 – 286, 2011, Boston, 2009.

ÁVILA, A. F. S., **Monitoramento e controle de câmaras de refrigeração via velocidade variável do compressor**. 2011, Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2011.

ÁVILA, A. F. S. e JOTA, F. G., Operação eficiente de câmaras de refrigeração com controle híbrido a velocidades variáveis In: **IV Congresso Brasileiro de Eficiência Energética**, Juiz de Fora, 2011.

BAHEL, V.; ZUBAIS, S. M. An assessment of inverter-driven variable speed air conditioners: sample performance comparison whit a conventional system. **American Society of Heating and Air-Conditioning Engineers** v. 95, Toronto, 2007.

BAZANELLA, S; SILVA Jr., J. M. G. **Sistemas de Controle**: princípios e métodos de projeto Porto Alegre, Editora UFRGS, p. 299. Porto Alegre, 2005.

CABRERA, M. C., **Análise da Eficiência Energética de Motores Monofásicos para Aplicações Residenciais**. 2013. Dissertação de Mestrado (Mestrado em Engenharia Elétrica e da Computação), Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos, São Carlos, 2013.

CAMPOS, M. C. M. M.; TEIXEIRA, H. C. G. **Controles típicos de equipamentos e processos industriais**, Editora Edgard Blücher, p. 396. São Paulo, 2006,

CHOI, B. J.; HAN, S. W.; HONG, S. K., Refrigerator Temperature Control Using Fuzzy Logic and Neural Network, In: IEEE International Symposium on, 1, 1998, Pretoria. Pretoria: Industrial Electronics Proceedings, p. 186 – 191. New York, 1998.

CORRÊA, M. B. R. et al, Rotor-flux-oriented control of a single-phase induction motor drive. Industrial Electronics, **IEEE Transactions on Industrial Electronics**, v.47, n. 4, p. 832-841, New York, 2002.

COULOMB D., Refrigeration: The challenges associated with sustainable development. In: 6th International conference on compressors and coolants, Castá Papiernicka , 2006.

DINCER, I. Renewable energy and sustainable development: a crucial review, **Renewable Sustainable Energy Reviews**, v. 4, p. 157-175, London, 2000.

DOMIJAN, D., GRAWD, E. W., SAMI, A. DINCER, E. R., Challenges in Electrical Power Measurements, Adjustable speed drivers and motors used in HVAC equipment, ASHRAE J.; p. 39-42, Miami, 2007.

DOYLE, J. C.; FRANCIS, B. A.; TANNENBAUM, A. R. **Feedback Control Theory**. New York: p.214. Dover Publications, 2009.

ELETROBRÁS (2009), Plano Decenal de Expansão. Planejamento Estratégico - 1999/2009, Diagnóstico da política de energia, ANEEL, Brasil, 2009.

EMBRACO, Informativo técnico CÓDIGO 94010 - REVISÃO Nº 01, São Paulo, JUNHO 2008.

EPE (2011), Mercado de Energia Elétrica 2006 -1015, **Empresa de Pesquisa Energética, O livro**, 226-360p, Ministério de Minas e Energia, Brasil, 2011.

EPE/MME. BEN 2011, **Balanço Energético Nacional 2011: Ano Base 2011**. Empresa de Pesquisa Energética, Ministério das minas e Energia, Rio de Janeiro, disponível em <https://bem.epe.gov.br/downloads/Relatorio_Final_BEN_2011.pdf> acessado em 20/06/2012.

FRANCHI, C. Moro. Inversores de frequência – Teoria e Aplicações. – Ed. Érica, São Paulo, 2008.

FITZGERALD, Arthur Eugene; KINGSLEY JUNIOR, Charles; UMANS, Stephen D. **Máquinas elétricas: com introdução à eletrônica de potência**. 6ª ed. Porto Alegre: Bookman, 2008.

GARSTANG, S.W. Variable frequency speed control of refrigeration compressors- Part 2. **Air Conditioning and Heating**. Camberra, 2008.

GAVILON, G. A., Thermal Design and Optimization de Refrigerations. 33th Conference of Refrigeration in new York. New York, 2008.

GONÇALVES, J. M.; BORGES, N. B.; HERMES. J. L.; MELO, C. **Transient simulation of household refrigerators: A semi-empirical quasi-steady approach**. Departament of Mechanical Enginnering, Federal University of Parana, Curitiba, 2011.

GONÇALVES, J. M., **Desenvolvimento e aplicação de uma metodologia para a análise térmica de refrigeradores domésticos em regime permanente**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2004.

GOSNEY, W.B., Principles of refrigeration, Cambridge University Press, Cambridge, 1982.

HAUGEN, F. PID Control. Trondheim: **Tapir Academic Press**, 293p, Toronto, 2004.

HENDERSHOT, J. R., MILLER, T. J. E. **Desing of Brushless Permanent-magnet motors**. Hilsboro, OH Oxford Magna Pysics Pub. Clarendon Press, 1994.

HERMES, C. J. L, **Desenvolvimento de Modelos Matemáticos para a Simulação de Refrigeradores Domésticos em Regime Transiente**. 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

HOULLOUDA, M. A.; KELLEY, A. W., **Adjustable Speed Drive for Residential Applications**. IEE – Institute of Electrical and Electronics Engineers, p.839 – 1986. New York, 2003.

HOWART F.; REDGRAVE B. D.; THEISEN N. X., **The Buildings of England**, Cheshire, Yale University Press, New Haven, 1997.

HUAJUN, A. P., **Systems Analysis of Influence of Defuzzification on the Rate of Tuning a Fuzzy Model**, p. 738 – 789. Shtovba, 2004.

IBGE Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística. **Domicílios com bens duráveis – 2010/20011**. Disponível em:

http://www.ibge.gov.br/brasil_em_sintese/habitacao01.htm Acesso em: 2013.

International Standard Organization **ISO 7371:1995** Household refrigerating appliances - Refrigerators with or without low-temperature compartment - Characteristics and test methods, Genebra, 1995.

International Standard Organization **ISO 8187:1991** Household refrigerating appliances – Refrigerator-freezers – Characteristics and test methods, Genebra, 1991.

International Standard Organization **ISO 5155:1995** Household refrigerating appliances – Frozen food storage cabinets and food freezers – Characteristics and test methods, Genebra, 1991.

International Standard Organization **ISO 8561:1995** Household frost-free refrigerating appliances – Refrigerators, refrigerator-freezers, frozen food storage cabinets and food freezers cooled by internal forced air circulation – Characteristics and test methods, Genebra, 1995.

International Standard Organization **ISO 917:1989** Testing the performance of refrigerant compressors, Genebra, 1989.

International Standard Organization **ISO 7371:1995** Performance of household refrigerating appliances, refrigerators with or without low temperature compartments, Genebra, 1985.

International Standard Organization **ISO 8561:1995**, Household frost-free refrigerating appliances – Refrigerators, refrigerator-freezers, frozen food storage cabinets and food freezers cooled by internal forced air circulation – Characteristics and test methods, Geneva, 1995.

IPEA Instituto de Pesquisa Aplicada (2000), **Consumo e demanda de energia no setor residencial, políticas Sociais, Instituto de Pesquisa econômica Aplicada**, Secretaria de Assuntos Estratégicos. São Paulo 2000.

JOTA, F. G., JOTA, P. R. S., NOBRE, E. C., **Method and Device for Measuring and Monitoring**, World Intellectual Property Organization – Pub. N° WO/2009/033246. International Patent. New York, 2009.

KRAUSE, L., Event Related Dynamics of Brain Oscillations, **Progress in Brain Research**, Elsevier, 2005.

LAMBERTS, R., Simulação de Retrofit para o Aumento da Eficiência Energética em Edificações. UFSC. **Revista Eletricidade Moderna**, nº 305, Agosto/2007, p. 208-221. Florianópolis, 2007.

LEWIS, W.H., **Harmônicas de Corrente e de Tensão: o que você deve saber**, Eletricidade Moderna, p.52-78, Abril, São Paulo, 1998.

LU, J. L., DING, T. J., Modeling and Identification of Control Air-Conditioning Systems. **International Journal of Refrigeration**, p. 209-220. Florida, 2005.

MANZELA, A. A., **Estudo Experimental da Utilização dos Gases de Exaustão de um Motor de Combustão Interna como Fonte de energia de um Sistema de Refrigeração por Absorção**. 2005, Dissertação de Mestrado (Programa de Pós-Graduação em Engenharia) Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2005.

MEYER, S. X., Performance Representation of Variable Speed Compressor for Inverter Air Conditioners Based on Experimental Data. **International Journal of Refrigerator**, 27, p. 805 – 827. Texas, 2004.

MORENO, F. E., **Estudo Experimental de Controle Adaptativo para um Sistema de Refrigeração**. 2006. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia. Uberlândia, 2006.

NISE, N. S. **Engenharia de Sistemas de Controle**. 3. Ed. LTC Editora, 695p. Rio de Janeiro 2008.

Norma Portuguesa **NP ISO 1730:1996** Descrição, Medição e Avaliação do Ruído Ambiente, Lisboa, 1996.

OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno**. Rio de Janeiro: Editora Prentice/Hall do Brasil, p.929. Rio de Janeiro, 1982.

PEREIRA, A. C., **Proposta de Conservação de Energia Elétrica Aplicada ao Campus de São Carlos**. USP. 2009. Dissertação de Mestrado (Curso de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica). USP. 140p, São Carlos, 2009.

PERREIRA, E. P.; PARISE, J. A. R., **Performance analysis of capacity control devices for heat pump reciprocating compressor**. International Compressor Engineering Conference at Purdue, Vol. II. Purdue, 2006.

POSSAMAI, F. C.; TODESCAT, M. L., **A review of household compressor energy performance**. International Compressor Engineering Conference, AT. Purdue, 2004.

POMILIO, J. A., **Pré-reguladores de fator de potência – PFP**. Campinas, Unicamp, 2007.
Disponível em: <<http://www.dsce.unicamp.br/~antenor/pfp.html>>. Acesso em: 24 de junho de 2007.

PÖTTKER, G., MELO, C., **Experimental Study of the Combined Effect of the Refrigerant Charge**, compressor Speed and Expansion Valve Opening in

Refrigeration Systems, 11^a Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT, paper CIT 06-0448. Florianópolis, 2006.

PROCEL, Pesquisa de posse de equipamentos e hábitos de uso. Eletrobrás, Rio de Janeiro, 2011.

PROCEL, Centro brasileiro de Informação de Eficiência Energética 2010/2011, Disponível em <[HTTP://www. Eletrobrás.com/pci/main.asp](http://www.eletrobras.com/pci/main.asp)> Acesso em agosto de 2012.

REGGIANI, A. P. N. **Complexity and Spatial Networks**, In Search of Simplicity, Department of Economics, Faculty of Statistics, University of Bologna, Bologna. Bari, 1983.

RIEGGER, O. K. Variable-speed compressor performance. **ASHRAE Transactions**, v. 94, part 2, p.1215-1228, New York, 2008.

RONA, N. Solar air-conditioning systems, e-book, Chalmers University of Technology of Goteborg. Goteborg, 2004.

SANTOS, M., Control of cryogenic process using a fuzzy PID scheduler. IFAC Digital Control: past, **Present and Future of PID Control**, Terrassa, 2007.

SCHREINER, P. F., Guide to Conducting online Research, e-book, University of technology USA, California, August/2008.

SHIVA, W. S. **Measurement of Power Inputs to Variable Speed Motors and Solids State Power Converters**. Dept. of Energy, London, 1998.

SHIVA, W. S., A generalized approach toward compressor performance analysis. Proceedings of the International Compressor Technology Conference. West Lafayette, 2004.

SHUANGQUAN, T. R., BINNEBERG, J., FHILIPP, W. E., KRAUS E. D., Variable Speed Hermetic Compressor in a House Refrigerator. 20th International Congress of Refrigeration, Sydney, 2004.

SILVA, V. L., **Projeto e Implantação do Controle Automático de um Sistema de Refrigeração, em Ambiente Distribuído**. Monografia de Projeto de Final de Curso, Engenharia de Controle e Automação, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2009.

SOUZA, G. G. C.; PINHEIRO, P. R., **Multicriteria Model for Newspaper Production**. The 4 th International Conference on Evolutionary Multi- Criterion Optimization. Matsushima, 2008.

STOECKER, W. F., JONES, J.P., **Refrigeração e ar condicionado**, Mc Graw-Hill, São Paulo, 1985.

STOECKER,W. F., JARBADO N. F. Generalized program for steady-state simulation, **ASHARE Transactions**., v. 77(1), p.140-148. Nápolis, 2002.

TASSOU, S. A., AL-NIZARI, H., **Investigation of the Steady State and Transient Performance of a Reciprocating Chiller Equipped with an Eletronic Expansion Valve**. Heat Recovery Systems & CHP, v. 11, n. 6, p. 541-550. Toronto, 1991.

TASSOU S. A.; QUERESHI, T. Q., **Performance of a Variable-speed Inversor/Motor Drive for Refrigeration Applications**. IEEE Computing Control Engineering Journal, v. 5, n. 4, p. 193 – 199. Miami, 1997.

TASSOU S. A., QURESHI T. Q., **Comparative performance evaluation of positive displacement compressors in variable-speed refrigeration applications**, Journal of Refrigeration, International, v.21, n.1, p.29-41. New York, 1998.

TOZONI-REIS, M. F. C., **Metodologia da Pesquisa Científica**. P.136. Curitiba, 2008.

WENHUA, L. Simplified Steady-state modeling for variable speed compressor. **Applied Thermal Engineering** 50, p.318 – 326. New York, 2013.

WOWART, D. D.; REDGRAVE, J. F.; THEISEN, M. N., **An analytical method for determining effective flow and force areas for refrigeration compressor valve systems.** International Compressor Engineering at Purdue, Vol. 1, p. 30 - 36. Lafayette, 2008.

VENTURINI, O. J.; PIRANI, M. J. **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial.** Eletrobrás/PROCEL v. 1 p. 316. 1ª ed. Rio de Janeiro, 2005.

ZENGLI, W.; YU, X.; LIU, F., FENG, Q.; TAN, Q., Dynamic analysis for the rotor. **International Journal of Refrigeration**, Xi' an, Boston, 2012.

APÊNDICE A - Incertezas das grandezas medidas

Procedimentos de avaliação de incerteza em medições diretas:

A medição direta é aquela cuja indicação resulta naturalmente da aplicação do sistema de medição sobre o mensurando.

Avaliação da incerteza padronizada tipo A:

O procedimento tipo “A” para estimar a incerteza padronizada baseia-se em parâmetros estatísticos, estimados a partir de valores de observações repetitivas do mensurando (ALBERTAZZI, 2008).

Seja q uma variável aleatória e sejam q_k (para $k = 1, 2, \dots, n$), onde n valores independentemente obtidos para a variável q .

Sua média pode ser estimada por:

$$\bar{q} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n q_k \quad (26)$$

O desvio padrão experimental da variável q , representado por “S”, é estimado por:

$$S(q) = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^n (q_k - \bar{q})^2}{n - 1}} \quad (27)$$

Quando é utilizado o valor médio das indicações, obtido a partir da média de um conjunto de “m” indicações de q , o desvio padrão experimental da média de q é estimado por:

$$S(\bar{q}) = \frac{S(q)}{\sqrt{m}} \quad (28)$$

Neste caso, a incerteza padronizada associada à variável q , representado por $u(q)$, é estimada pelo desvio padrão da média das “m” observações efetuadas. Assim:

$$u(q) = S(\bar{q}) \quad (29)$$

O número de graus de liberdade envolvidos (ν) na determinação $u(q)$ é dado pelo número de medições independentes efetuadas menos um, isto é:

$$v = n - 1 \quad (30)$$

Avaliação da incerteza padronizada tipo B

A determinação tipo “B” da incerteza padrão de uma fonte de incerteza é realizada por meios não estatísticos. Em geral outras informações conhecidas a priori são consideradas:

- a) Medições anteriores;
- b) Certificados de calibração;
- c) Especificações do instrumento;
- d) Manuais técnicos.

6.3 Incerteza combinada

Quando o resultado de uma medição é obtido a partir da combinação de duas ou mais medições correlacionadas ou estatisticamente dependentes, deve-se levar em conta que as variações aleatórias associadas às medições das grandezas que estão sendo combinadas estarão agindo de forma sincronizada (ALBERTAZZI, 2008).

Frequentemente na medição direta os efeitos associados às várias fontes de incertezas se manifestam sobre a indicação do sistema de medição de forma aditiva. É como se houvesse uma soma dos efeitos de várias variáveis aleatórias. Assim neste caso, a incerteza combinada u_c da influência das varias fontes de incerteza pode ser estimada a partir das incertezas padronizadas de cada fonte de erro por:

$$u_c = \sqrt{(u_1^2 + u_2^2 + \dots + u_n^2)} \quad (31)$$

A incerteza combinada, estimada através da equação (30), reflete a influência da ação combinada das varias fontes de erros consideradas. O valor obtido representa uma faixa de valores em torno do valor médio, dentro do qual, com uma probabilidade estatística definida, espera-se encontrar o erro de medição.

Tipicamente u_c corresponde a uma probabilidade de enquadramento em torno de 68% e apresenta a distribuição normal.

Na engenharia é comum trabalhar com níveis de confiança de 95%. Para atingir aproximadamente 95%, u_c deve ser multiplicado por um coeficiente numérico

denominado de Fator de Abrangência, calculando-se a denominada incerteza expandida (u) (ALBERTAZZI, 2008).

Assim:

$$u = k * u_c \quad (32)$$

O número de graus de liberdade efetivo (v_{eff}) se calcula através da equação de Welch-Satterthwaite (Equação 32).

$$v_{\text{eff}} = \frac{u_c^4}{\sum_{i=1}^n \frac{u_i^4}{v_i}} \quad (33)$$

onde:

u_c = incerteza combinada;

u_i = incerteza padronizada associada a i -ésima fonte de incerteza;

v_i = número de graus de liberdade associados à i -ésima fonte de incerteza;

N = número total de fontes de incertezas analisadas.

O valor de “ k ” para nível de confiança de 95% pode então ser obtido:

$$u_{95} = k_{95} \cdot u_c \quad (34)$$

Tabela 11 - Valor do fator de abrangência k e seu respectivo nível de confiança

Nível de confiança (%)	Fator de Abrangência (k)
50	0,675
68,27	1
90	1,645
95	1,960
95,45	2
99	2,576
99,73	3

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 12 - Valores de V_{eff} para um nível de confiança aproximado de 95%

	1	2	3	4	5	6	7	8	10	12	14	16
t_{95}	13,97	4,53	3,31	2,87	2,65	2,52	2,43	2,37	2,28	2,23	2,20	2,17
V_{eff}	18	20	25	30	35	40	45	50	60	80	100	∞
t_{95}	2,15	2,13	2,11	2,09	2,07	2,06	2,06	2,05	2,04	2,03	2,02	2,00

Fonte: Elaborado pelo autor.

É comum que o valor de V_{eff} não seja inteiro e portanto seja necessário executar a interpolação entre os valores tabelados. A interpolação linear é

geralmente suficiente quando $V_{\text{eff}} > 3$. Caso contrário, recomenda-se o uso do valor mais próximo, imediatamente mais baixo (ALBERTAZZI, 2008).

O valor obtido para $t_{95}(v)$ é o valor de k_{95} requerido para calcular a incerteza expandida, u_{95} .

Características do analisador de energia Fluke 435

A Fluke garante as propriedades expressas em valores numéricos dentro das tolerâncias indicadas. Os valores numéricos sem tolerância são típicos e representam as características de um instrumento médio sem os acessórios. Todas as especificações são válidas com as restrições mencionadas na cessão 'condições ambientais', salvo se houver especificações em contrário.

6.3.1 Incertezas das grandezas

Tabela 13 - Cálculos das incertezas

V_n [V]	Precisão	\bar{q}	m	$S(q)$	$S(\bar{q})$	k	$u(q)$	$U2$	u_c	u	
REDE	0,001	126,00	3	0,06	0,0346	2,00	0,0346	0,1260	0,1307	$\pm 0,30$	
On-OFF	0,001	124,9	3	0,06	0,0346	2,00	0,0346	0,1249	0,1296	$\pm 0,30$	
PROP	0,001	128,3	3	0,06	0,0346	2,00	0,0346	0,1283	0,1329	$\pm 0,30$	
PI	0,001	124,6	3	0,06	0,0346	2,00	0,0346	0,1246	0,1293	$\pm 0,30$	
m	≈ Número de observações efetuadas										
\bar{q}	≈ Média das n amostras								Equação 25		
$S(q)$	≈ Desvio padrão das n amostras								Equação 26		
$S(\bar{q})$	≈ Desvio padrão experimental da média das n amostras								Equação 27		
k	≈ Fator de abrangência para um nível de confiança de 95%								Tabela 11		
$u(q)$	≈ Incerteza padronizada das grandezas mensuradas								Equação 28		
$U2$	≈ Número de observações efetuadas								Precisão \bar{q}		
u_c	≈ Incertezas combinadas para um nível de confiança de 68,27%								Equação 29		
u	≈ Incertezas combinadas para um nível de confiança de 95 %								Equação 30		

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 14 - Incertezas das grandezas elétricas x frequência PWM

f [Hz]	V_n [V]	I_n [A]	P [W]	THDv [%]	THDi [%]
± 0,10	± 0,30	± 0,10	± 2,50	± 0,20	± 0,40
± 0,10	± 0,30	± 0,10	± 2,40	± 0,20	± 0,40
± 0,10	± 0,30	± 0,10	± 2,10	± 0,20	± 0,40
± 0,10	± 0,30	± 0,10	± 1,90	± 0,20	± 0,40
± 0,10	± 0,30	± 0,10	± 1,80	± 0,20	± 0,40
± 0,10	± 0,30	± 0,10	± 1,60	± 0,20	± 0,40
± 0,10	± 0,30	± 0,10	± 1,50	± 0,20	± 0,40
± 0,10	± 0,30	± 0,10	± 1,50	± 0,20	± 0,40
± 0,10	± 0,30	± 0,10	± 1,40	± 0,20	± 0,40
± 0,10	± 0,30	± 0,10	± 1,40	± 0,20	± 0,40
± 0,10	± 0,30	± 0,10	± 1,40	± 0,20	± 0,40
± 0,10	± 0,30	± 0,10	± 1,40	± 0,20	± 0,40
± 0,10	± 0,30	± 0,10	± 1,40	± 0,20	± 0,40
± 0,10	± 0,30	± 0,10	± 1,40	± 0,20	± 0,40
± 0,10	± 0,30	± 0,10	± 1,40	± 0,20	± 0,40
± 0,10	± 0,30	± 0,10	± 1,40	± 0,20	± 0,40

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 15 - Incertezas das grandezas elétricas x frequência PWM

f [Hz]	$e_{[w.h]}$	$S_{[VA]}$	$\cos\phi$	$t_{[lig]}$	$n_{[rpm]}$	I_n [A]	THDv	THDi
± 0,1	± 1,30	± 1,60	± 0,01	± 4,40	± 12,50	± 0,05	± 0,20	± 0,40
± 0,1	± 1,10	± 1,80	± 0,01	± 3,80	± 14,20	± 0,05	± 0,20	± 0,40
± 0,1	± 1,10	± 2,00	± 0,01	± 3,70	± 16,00	± 0,05	± 0,20	± 0,40
± 0,1	± 1,30	± 2,20	± 0,01	± 3,50	± 17,80	± 0,05	± 0,20	± 0,40
± 0,1	± 1,30	± 2,30	± 0,01	± 3,30	± 19,60	± 0,05	± 0,20	± 0,40
± 0,1	± 1,30	± 2,50	± 0,01	± 3,20	± 21,30	± 0,05	± 0,20	± 0,40
± 0,1	± 1,30	± 2,80	± 0,01	± 3,00	± 23,10	± 0,05	± 0,20	± 0,40
± 0,1	± 1,30	± 3,10	± 0,01	± 2,90	± 24,90	± 0,05	± 0,20	± 0,40
± 0,2	± 1,30	± 3,40	± 0,01	± 2,80	± 26,70	± 0,05	± 0,20	± 0,40

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 16 - Incertezas das grandezas no regime “pull down” x tipo de controle

	V_n [V]	ΔV [%]	I_n [A]	I_p [A]	I_p/I_n	P [W]	S [VA]	Nº part.	Δt Pull Down _[h:m:s]
REDE	± 0,30	± 0,10	± 0,15	± 0,12	± 0,12	± 2,30	± 3,40	± 0,06	± 00:00:43
ON-OFF	± 0,30	± 0,10	± 0,13	± 0,08	± 0,10	± 2,60	± 2,60	± 0,07	± 00:00:48
PROP	± 0,30	± 0,10	± 0,14	± 0,10	± 0,10	± 2,50	± 2,50	± 0,02	± 00:00:19
PI	± 0,30	± 0,10	± 0,14	± 0,10	± 0,10	± 2,50	± 2,50	± 0,01	± 00:00:39

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 17 - Incertezas das grandezas elétricas médias no teste x tipos de controle

	I_n [A]	I_p/I_n [A]	P [W]	S [VA]	e [w.h]	THDv [%]	THDi [%]	ΔV [%]	$\cos\phi$
REDE	± 0,2	± 0,12	± 2,30	± 3,40	± 1,10	± 0,20	± 0,50	± 0,10	± 0,01
ON-OFF	± 0,2	± 0,10	± 1,80	± 1,80	± 1,10	± 0,20	± 0,40	± 0,10	± 0,01
PROP	± 0,2	± 0,10	± 2,00	± 2,00	± 1,10	± 0,20	± 0,40	± 0,10	± 0,01
PI	± 0,2	± 0,10	± 1,90	± 1,90	± 1,00	± 0,20	± 0,40	± 0,10	± 0,01

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 18 - Incertezas das grandezas térmicas medias no teste x tipos de controle

	T_{int} [°C]	T_{comp} [°C]	T_{Con} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{Amb} [°C]	ΔT [°C]	Ruído [dB]
REDE	± 0,2	± 1,0	± 0,6	± 0,3	± 0,3	± 0,7	± 1,5
ON-OFF	± 0,2	± 0,9	± 0,6	± 0,3	± 0,3	± 0,7	± 1,4
PROP	± 0,2	± 1,0	± 0,5	± 0,3	± 0,3	± 0,7	± 1,1
PI	± 0,2	± 0,9	± 0,5	± 0,3	± 0,3	± 0,7	± 1,1

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 19 - Incertezas dos cálculos do COP x tipos de controle

	t_{Liq} [s]	t_{Des} [s]	RTR_{RP}	Q_{CT} [W]	Q_E [W]	$P_{[W]}$	N° Partidas	COP [%]
REDE	± 1,10	± 3,40	± 0,02	± 1,10	± 4,10	± 2,30	± 0,160	± 1,00
ON-OFF	± 1,40	± 3,20	± 0,02	± 1,10	± 3,40	± 1,80	± 0,160	± 1,00
PROP	± 2,80	± 7,50	± 0,02	± 1,10	± 3,70	± 2,00	± 0,07	± 1,00
PI	± 2,70	± 7,20	± 0,02	± 1,10	± 3,70	± 1,90	± 0,07	± 1,06

Fonte: Elaborado pelo autor.

APÊNDICE B - Demanda de potência elétrica do acionamento e comando do experimento

Na bancada experimental, mostrado na Figura 36 da seção 4.2, são utilizados sensores, transdutores, PLC, Inversor de frequência, sistema de aquisição e armazenamento de dados, via micro computador, tendo a finalidade de monitorar e controlar o processo em experimento (refrigerador). A demanda de potência e consumo de energia elétrica destes equipamentos são independentes do modo ou etapa do processo experimental. Pode-se considerar como uma carga constante.

Como em todo o processo de aquisição de dados o refrigerador foi acionado após dois minutos ao início das medições do analisador de energia e nos períodos de parada do compressor pode-se considerar que somente as cargas de comando e controle eram avaliadas, como representado na Figura 37 da seção 4.2. Verificou-se que para todas as condições de testes os valores das grandezas elétricas nos períodos de compressor desligado mantiveram-se com os mesmos valores.

Através da análise estatística do analisador de energia Fluke, para os primeiros ciclos de aquisição de dados pode-se confirmar os valores de demanda de potência elétrica, correntes e os níveis de distorções harmônicas da rede elétrica somente com a carga de acionamento e comando da bancada experimental, como mostrado na Figura 74.

Figura 74 - Carga elétrica do acionamento e comando da bancada experimental

Data	Função	L1N(V) / L1(A) Mín	L1N(V) / L1(A) Méd.	L1N(V) / L1(A) Máx
21/05/2013 11:04:27 252msec	Voltagem	124,52 V	124,71 V	124,85 V
21/05/2013 11:04:27 252msec	Corrente	0,08 A	0,08 A	0,09 A
21/05/2013 11:04:27 252msec	Tensão de Pico	171,4 V	171,6 V	171,7 V
21/05/2013 11:04:27 252msec	Corrente de Pico	0,52 A	0,54 A	0,58 A
21/05/2013 11:04:27 252msec	Tensão Fundamental	124,6 V	124,7 V	124,7 V
21/05/2013 11:04:27 252msec	Corrente Fundamental	0,04 A	0,04 A	0,04 A
21/05/2013 11:04:27 252msec	Potência Ativa	2,667 W	2,667 W	3 W
21/05/2013 11:04:27 252msec	Energia Ativa		0,00 Wh	
21/05/2013 11:04:27 252msec	Energia Aparente		0,00 VAh	
21/05/2013 11:04:27 252msec	Energia Reativa		0,00 VARh	
21/05/2013 11:04:27 252msec	THD V	3,12%	3,14%	3,16%
21/05/2013 11:04:27 252msec	THD A	130,09%	137,57%	148,84%

Fonte: Elaborado pelo autor.

Para os valores de potência do refrigerador que nos testes experimentais tiveram seus valores médios de consumo entre 113,0 a 95 W, o percentual de potência e consumo de energia de todos os instrumentos, controladores, sensores, transdutores, inversor de frequência e fonte eletrônica do micro computador tiveram uma média de demanda de potência de 2,66 W, para todos os testes, considerando todo o período experimental.

O percentual de 2,3 a 2,8% da média do consumo e demanda do acionamento e comando da bancada experimental proporcional ao consumo de experimento como um todo, ou seja, de toda a bancada experimental, pode ser considerado como irrelevante para os resultados dos testes experimentais. Entretanto, seja elaborado um sistema de controle portátil, o mesmo terá uma demanda de potência elétrica menor. Neste caso, implica em um estudo de viabilidade econômica, de retorno de investimento no custo total do refrigerador pela economia de consumo de energia elétrica.

ANEXO A

Tabela 20 - Condições ambientais de uso

Temperatura de operação	0°C a +50°C somente bateria, 0°C a +40°C com adaptador, dentro da especificação +15°C to +35°
Temperatura de armazenamento	-20 °C a +60 °C
Umidade	10 .. 30 °C: 95 % de UR sem condensação 30 .. 40 °C: 75 % de UR sem condensação 40 .. 50 °C: 45 % de UR sem condensação somente com bateria
Altitude máxima em operação	3000 m Categoria reduzida a 1000 V CAT II / 600 V CAT III / 300 V CAT IV acima de 2000 m
Altitude máxima de armazenagem	12 km

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 21 - Compatibilidade Eletromagnética (EMC)

Emissão e imunidade	O Fluke 434/435 e os respectivos acessórios padronizados estão em conformidade com a diretiva EEC 2004/108/EC para imunidade EMC, como definido por EN-61326-1:2006, com a adição da tabela a seguir
---------------------	--

Frequência	Perturbação não visível	Distúrbio < 0,5 %	Distúrbio < 10 %
80 – 400 MHz		Todos os intervalos	
400 – 600 MHz		Todos os outros intervalos	Intervalo de 125 V
600 MHz – 1 GHz		Todos os intervalos	
1.4 – 2 GHz (3V/m)	Todos os intervalos		
2 – 2.7 GHz (1V/m)	Todos os intervalos		
O Analyzer é suscetível a campos de RF com uma força de campo de 10 V/m, entre 400 e 600 MHz (critérios de desempenho B).			

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 22 - Padrões

Métodos de medição usados	IEC61000-4-30 classe A								
Desempenho de medição	Fluke 435 IEC61000-4-30 Classe A, Fluke 434 IEC61000-4-30 Classe B								
Qualidade da energia	EN50160								
Oscilação	IEC 61000-4-15								
Harmônicos	IEC 61000-4-7								
Sistema de amostragem									
Resolução	conversor de 16 bit analógico em digital em 8 canais								
Velocidade máxima de amostragem	200kS/s em cada canal simultaneamente								
Amostragem RMS	5000 amostras em 10/12 ² ciclos em conformidade com IEC 61000-4-30								
Sincronização PLL	4096 amostras em 10/12 ² ciclos em conformidade com IEC 61000-4-7								
Modo Logger									
Amostragem	Combinação de amostragem contínua de 5 leituras/s e 100/120 ² leituras/s por canal, dependendo do parâmetro medido								
Tempo de gravação	Depende das leituras selecionadas e do tempo médio								
Zoom	Duas posições de zoom, exibir tudo ou 1x								
Memória	Memória compartilhada configurável pelo usuário, até 15 MB no Fluke 435, até 7 MB no Fluke 434 ⁴								
N.º de leituras em 3 fases + N	1			10			100		
Tempo médio	0,5 s	10 min	2 h	0,5 s	10 min	2 h	0,5 s	10 min	2 h
Duração máx. ⁷ com 15 MB	66 h	9 anos	100 anos	6 h	333 dias	10 anos	18 min	31 dias	1 ano
Agregação de medições nos intervalos de tempo	O intervalo de tempo básico de medição dos parâmetros é um intervalo de 10 a 12 ciclos para sistemas de alimentação de 50/60 Hz. A agregação de intervalo de tempo de medição é selecionada através de acerto de tempo médio do Logger. Nota: A agregação de intervalo de 150 a 180 ciclos (3 s), em conformidade com as normas IEC 61000-4-30 Cláusulas A.7, pode ser selecionada a partir da configuração de SETUP, FUNCTION PREF, AGGREGation INTERVAL								
Harmônicos	Calculados a partir de medidas de grupo de harmônicos de 10/12 ciclos sem intervalo em voltagem e Amps em conformidades com IEC 61000-4-7								
Watt	Exibição selecionável de potência real total ou fundamental Calcula o valor médio da potência instantânea em um período de 10/12 ciclos para a potência ativa total de cada fase $P_T = P_1 + P_2 + P_3$								
VA	Exibição selecionável de potência aparente total ou fundamental Calcula a potência aparente usando o valor $V_{rms} \times A_{rms}$ em um período de 10/12 ciclos A potência aparente total é a raiz média quadrada de potência real e aparente								
VAR	Exibição selecionável de potência reativa total ou fundamental Calcula o poder reativo como raiz de VA ao quadrado menos Watt ao quadrado sobre um período de 10/12 ciclos. Cargas capacitivas e indutivas são indicada com ícones de capacitor e indutor.								
Fator de potência	Watt / VA calculado								

MÉTODO DE MEDIÇÃO

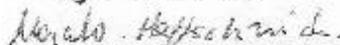
Vrms, Arms	Intervalos de 10 a 12 ² ou de 150 a 180 (selecionáveis) ciclos contíguos sem sobreposição com 500 a 416 ² amostras por ciclo em conformidade com as normas IEC 61000-4-30
Sinalização principal	A medição é baseada no valor da raiz média quadrada da célula de inter-harmônicos de 10/12 ciclos ou a raiz média quadrada das quatro células de inter-harmônicos de valores de raiz média quadrada de 10/12 ciclos conforme 61000-4-3. A definição de limite para modo Monitor segue EN50160 "Meistercurve"
Sincronização de tempo	O módulo opcional GPS430 de sincronização de tempo oferece imprecisão de tempo ≤ 20 ms ou $\leq 16,7$ ms ² para marcação de tempo de eventos e medições agregadas de tempo. Quando a sincronização se torna indisponível, a tolerância de tempo é ≤ 1 -s/24 h

PRECISÃO, RESOLUÇÃO E ALCANCE

Volt/Amps/Hertz	Intervalo de medição	Resolução	Precisão
Vrms(CA+CC) Fluke 435	1...600 Vrms	0,01 Vrms	$\pm 0,1$ % do nominal voltagem
Fluke 434	600...1000 Vrms 1...1000 Vrms	0,01 Vrms 0,1 Vrms	$\pm 0,1$ % $\pm 0,5$ % da voltagem nominal
Vpk	1...1400 Vpk	1 V	5 % da voltagem nominal
Fator de pico de voltagem (PV)	1,0 ... > 2,8	0,01	± 5 %
Arms (CA+CC) Fluke 435	0...20,00 kArms ¹	0,001...10 Arms ¹	$\pm 0,5$ % ± 5 pontos ³
Fluke 434	0...20,00 kArms ¹	0,001...10 Arms ¹	± 1 % ± 5 pontos ³
Fluke 434 com i400s	0...40 / 400 Arms	0,1 e 1 Arms	± 1 % ± 5 pontos ³
Fluke 435 com i430flex	30...3000 Arms	1 Arms	$\pm 0,5$ % ± 20 pontos ³
Harmônicos	Intervalo de medição	Resolução	Precisão
Ordem de harmônicos (n)	Agrupamento CC, 1..50: Grupos de harmônicos em conformidade com IEC 61000-4-7		
Ordem de inter-harmônicos	Desl, Agrupamento 1..49: subgrupos de harmônicos e inter-harmônicos em conformidade com IEC61000-4-7		
Filtragem	Ao medir harmônicas com a função inter-harmônicas desabilitada, usa-se o grupo de harmônicas e ativa-se um filtro suavizante de 1,5 s. Ao medir harmônicas com a função inter-harmônicas habilitada, usam-se o subgrupo de harmônicas e o subgrupo central de inter-harmônicas e não se ativa nenhum filtro.		
Vrms Relativo (%f):	0,0 ... 100,0 %	0,1 %	$\pm 0,1$ % $\pm n \times 0,1$ % ($\pm 0,4$ % para %r)
Fluke 435 Absoluto:	0,0 ... 1000 Vrms	0,1 Vrms	$\pm 0,05$ % da voltagem nominal se < 1 % da voltagem nominal ± 5 % se ≥ 1 % da voltagem nominal
Fluke 434 Absoluto:	0,0 ... 1000 Vrms	0,1 Vrms	± 5 % ± 2 pontos
Arms Relativo (%f):	0,0 ... 100,0 %	0,1 %	$\pm 0,1$ % $\pm n \times 0,1$ % ($\pm 0,4$ % para %r)
Absoluto:	0,0 ... 4000 mV x escala da pinça	1 mVrms x escala da pinça	± 5 % ± 5 pontos

Força e energia	Intervalo de medição	Resolução	Precisão
Watt (VA, VAR) Fluke 435 Fluke 434	1,0 ... 20.00MW ¹ 1,0 ... 20.00MW ¹	0,1 ... 1 kW ¹ 0,1 ... 1 kW ¹	± 1 % ± 10 pontos ³ ± 1,5 % ± 10 pontos ³
kWh ⁶ (kVA ⁶ , kVAR ⁶)	00,00 kWhr...200,0 GWhr ¹	0,01 Xhr....100 Whr ¹	± 1 % ± 10 pontos ³
	00,00 kWhr...200,0 GWhr ¹	0,01 Whr....100 Whr ¹	± 1,5 % ± 10 pontos ³
Fator de potência	0...1	0,01	± 0,03 ³

Certificado de calibração dos sensores e transdutores de temperatura

 Medimos, Controlamos, Registramos	Laboratório de Metrologia NOVUS	
<h1>Certificado de Calibração</h1>		
<h2>Nº 0274/12</h2>		Página 1 de 2
Características do instrumento	OS nº 0058/12	
Descrição: TRANSMISSOR DE TEMPERATURA COM SENSOR TERMORESISTIVO		
Identificação: -	Tipo de Sensor: PL1110	
Nº Série: 11237934	Diâmetro da haste (mm): 5	
Fabricante: NOVUS	Comprimento da haste (mm): 30	
Modelo: TXRad	Faixa de Indicação: 0 à 100°C	
	Nº Série (sensor): 11231608	
Cliente: MARCOS ROBERTO ALVES R ANTONIO XAVIER DE ALMEIDA, 74 - INDUSTRIAL - CONTAGIUM - MG - CEP: 32235-030		
Procedimento		
A calibração foi realizada conforme a IT 048 de fevereiro de 2011, rev. 8.		
Método Utilizado		
Comparação direta com o padrão em meio termostático.		
Condições Ambientais		
Temperatura: 23°C ± 5°C	Umidade relativa: Entre 45% e 70%	
Padrão(ões) Utilizado(s)		
PT005	Termômetro Digital - Certificação nº10216/2012 do LABELLO - RBC 0024 - Válido até 28/02/13	
PT015	Multímetro 34410A - Certificação nº2504/11 do NOVUS - RBC 0455 - Válido até 30/11/12	
Declaração da Incerteza de Medição		
A incerteza expandida de medição relatada é declarada como a incerteza padrão de medição multiplicada pelo fator de abrangência k , o qual para uma distribuição t com graus de liberdade efetivos (Veff) corresponde a uma probabilidade de abrangência de aproximadamente 95%. A incerteza de medição foi determinada de acordo com a publicação EA-1/02. Os valores de k e Veff são apresentados na Tabela de resultados.		
16/2/2012	17/2/2012	
Data da Calibração	Data da Emissão do Certificado	
Marcelo		
Coordenador da Qualidade do Laboratório		
Signatário Autorizado		
		
<small>Este certificado é válido somente para o instrumento especificado e não garante a precisão absoluta do instrumento. O usuário deve garantir a correta utilização do instrumento e a manutenção adequada. A incerteza de medição é dada em termos de desvio padrão combinado. A validade deste certificado depende da manutenção adequada do instrumento e da realização de recalibrações periódicas. A validade deste certificado depende da manutenção adequada do instrumento e da realização de recalibrações periódicas. A validade deste certificado depende da manutenção adequada do instrumento e da realização de recalibrações periódicas.</small>		
Av. Amazonas, 145 - Tupy CEP: 32235-030 - Contagem - MG	Fone: (51) 3333-1111 Fax: (51) 3333-1111	E-mail: atendimento@novus.com.br www.novus.com.br



Nº 0274/12

Página 2 de 2

Este instrumento não foi ajustado.

Resultado(s) da Calibração:

TEMPERATURA

VR (°C)	MM (°C) (mA)		ERRO (°C)	$\pm 1M$ (°C)	K	Veff
0,0	-0,1	3,981	-0,1	0,2	2,00	∞
5,0	4,9	4,789	-0,1	0,1	2,00	∞
15,0	14,8	6,375	-0,2	0,1	2,00	2225
25,0	24,9	7,984	-0,1	0,1	2,00	∞
75,0	74,9	15,977	-0,1	0,1	2,00	∞
-	-	-	-	-	-	-

VR = Valor de Referência (Leituras Padrão, corrigidos os erros sistemáticos)

MM = Média das Medições (Leituras do Instrumento)

ERRO = MM - VR

M = Incerteza de Medição

Veff = Graus de Liberdade Efetivos

NOTAS:

Fixa de medição de 4 a 20 mA, configurado para 0 à 100°C.

Os resultados acima apresentados referem-se à média de 4 leituras, tomadas em intervalos de 1 minuto.

Profundidade de imersão = Total

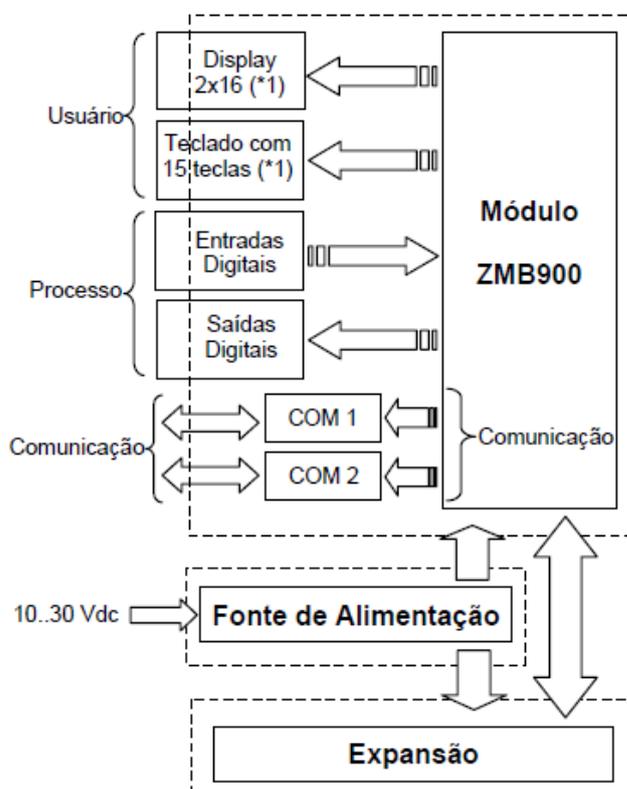
As temperaturas estão referidas à Escala Internacional de Temperatura de 1990 (ITS-90).

Este documento é uma reprodução autorizada do original. O original é de propriedade do Laboratório de Metrologia NOVUS e não deve ser usado para fins comerciais. A reprodução é permitida desde que seja feita para fins pessoais e não comerciais. A NOVUS não se responsabiliza por danos ou prejuízos decorrentes do uso indevido deste documento. A NOVUS é uma empresa de serviços de metrologia e não fornece produtos de metrologia.

ANEXO B – PARÂMETROS DE COMANDO E CONTROLE UTILIZADOS NO EXPERIMENTO.

PLC

Modelo ZAP 900 – HI Tecnologia.



Alimentação bivolt (127/220 V)

Comunicação serial RS 232-C completo.

Quatro entradas analógicas 4 a 20 mA, 12 Bits.

Uma saída digital PNP opto acoplada, 24Vcc.

128 Kbytes RAM não volátil.

Data Flash de 16 Mbytes.

Inversor de frequência

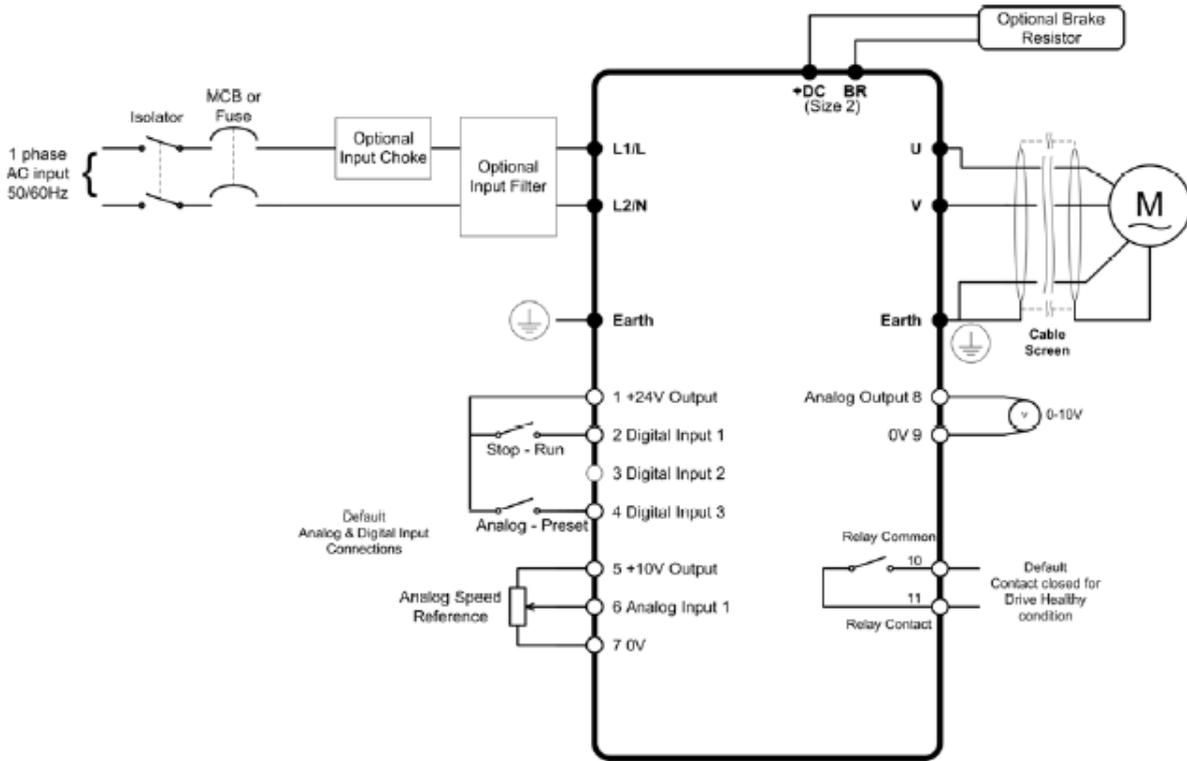
Modelo ODE-2 -12075 - Optidrive.

110-115V ±10% - 1 Phase Input		kW	HP Model Number		HP	Output Current (A)	Frame Size
With Filter	Without Filter		With Filter	Without Filter			
			ODE-2-11005-1HB1#-01	ODE-2-11005-1H01#-01	0.5	7	1
			ODE-2-21007-1HB4#-01	ODE-2-21007-1H04#-01	0.75	10.5	2

Size 1 Connections



Connection Diagram



Control terminal connections

Default Connections	Control Terminal	Signal	Description
	1	+24V User Output,	+24V, 100mA.
	2	Digital Input 1	Positive logic "Logic 1" input voltage range: 8V ... 30V DC "Logic 0" input voltage range: 0V ... 2V DC
	3	Digital Input 2	
	4	Digital Input 3 / Analog Input 2	Digital: 8 to 30V Analog: 0 to 10V, 0 to 20mA or 4 to 20mA
	5	+10V User Output	+10V, 10mA, 1kΩ minimum
	6	Analog Input 1 / Digital Input 4	Analog: 0 to 10V, 0 to 20mA or 4 to 20mA Digital: 8 to 30V
	7	0V	User ground connected terminal 9
	8	Analog Output / Digital Output	Analog: 0 to 10V, 20mA maximum Digital: 0 to 24V
	9	0V	User ground connected terminal 7
	10	Relay Common	
	11	Relay NO Contact	Contact 250Vac, 6A / 30Vdc, 5A

