

Comparação da Viabilidade Técnica-Econômica
em Condicionamento de Ar:
Compressor a Pistão
versus
Compressor Rotativo de Velocidade Variável

2009

RAFAEL DA SILVEIRA MOREIRA

COMPARAÇÃO DA VIABILIDADE TÉCNICA-ECONÔMICA EM
CONDICIONAMENTO DE AR: COMPRESSOR A PISTÃO *versus*
COMPRESSOR ROTATIVO DE VELOCIDADE VARIÁVEL

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica na área de Transmissão e Conversão de Energia.

Orientador: Prof. Dr. Pedro Magalhães Sobrinho
Co-orientador: Prof. Dr. Teófilo Miguel de Souza

Guaratinguetá
2009

Moreira, Rafael da Silveira
M838c Comparação da viabilidade técnica-econômica em
condicionamento de ar: compressor a pistão versus compressor
rotativo de velocidade variável / Rafael da Silveira Moreira.
– Guaratinguetá : [s.n.], 2009
114 f. : il.
Bibliografia: f. 113-115

Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual Paulista,
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2009
Orientador: Prof. Dr. Pedro Magalhães Sobrinho
Co-orientador: Prof. Dr. Teófilo Miguel de Souza

1. Ar condicionado I. Título

CDU 628.84

**"COMPARAÇÃO DA VIABILIDADE TÉCNICA-ECONÔMICA EM
CONDICIONAMENTO DE AR: COMPRESSOR A PISTÃO versus
COMPRESSOR ROTATIVO DE VELOCIDADE VARIÁVEL"**

RAFAEL DA SILVEIRA MOREIRA

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
"MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA"

ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

Prof. Dr. Marcelo dos Santos Pereira
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. PEDRO MAGALHÃES SOBRINHO
Orientador/UNESP-FEG

Prof. Dr. AGNELO MAROTTA CASSULA
UNESP-FEG

Prof. Dr. JOSÉ RUI CAMARGO
UNITAU

Junho de 2009

DADOS CURRICULARES

RAFAEL DA SILVEIRA MOREIRA

NASCIMENTO	03.03.1982 – PARATY / RJ.
FILIAÇÃO	Valmir Albino Moreira Iris Malaquias da Silveira Moreira
2000/2005	Curso de Graduação em Engenharia Mecânica UNITAU – Universidade de Taubaté Taubaté
2007/2009	Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível de Mestrado, na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista (UNESP).

PRODUÇÃO CIENTÍFICA NOS ÚLTIMOS 3 ANOS

MOREIRA, Rafael da Silveira; MAGALHÃES SOBRINHO, P.; SOUZA, Teófilo Miguel de. *A influência do inversor de frequência na potência de acionamento e no coeficiente de performance em sistemas de ar condicionado*. Periódico - Revista Online Sodebrás, nº 23, v. 2, p. 01-06, 2007.

MOREIRA, Rafael da Silveira; VIEIRA, C. A.; Wesley Siqueira Marcondes. *Discussão técnica sobre a corrosão das pás de exaustores de caldeiras da indústria sucroalcooleira*. Periódico - Revista Online Sodebrás, nº 24, v. 2, p. 01-07, 2007.

MOREIRA, Rafael da Silveira; MAGALHÃES SOBRINHO, P.; SOUZA, Teófilo Miguel de. *The influence of a frequency inverter in refrigeration systems by vapour compression*. **Anais do 12th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences - ENCIT 2008** - Belo Horizonte, MG, Brasil, 2008.

MOREIRA, Rafael da Silveira; MAGALHÃES SOBRINHO, P.; SOUZA, Teófilo Miguel de. *A influência do inversor de frequência em sistemas de condicionamento de ar por compressão de vapor com carga térmica variável.* **Anais do Congresso de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do MERCOSUL - Mercofrio 2008** - Curitiba. PR, Brasil, 2008.

MOREIRA, Rafael da Silveira; MAGALHÃES SOBRINHO, P.; SOUZA, Teófilo Miguel de. *A influência de um inversor de frequência na potência elétrica de acionamento de um conjunto motor-ventilador axial com vazão variável.* **Anais do V Congresso Nacional de Engenharia Mecânica - CONEM 2008** - Salvador, BH, Brasil, 2008.

MOREIRA, Rafael da Silveira; MAGALHÃES SOBRINHO, P.; SOUZA, Teófilo Miguel de. *Study of the airflow variation and the electrical power consumption in a ventilation system due to the influence of air filters.* **Anais do 20th International Congress of Mechanical Engineering - COBEM 2009** - Gramado, RS, Brasil, 2009.

Dedico este trabalho, de modo especial, ao meu filho Rafael Felipe, que com os seus meses de vida foi o grande inspirador para que eu continuasse no curso e o fizesse com o máximo de esforço. À minha esposa Juliana, por sua ajuda e amor. Aos meus pais, por tudo. À minha avó Alzira e ao meu avô Wlademiro da Silveira Sobrinho, por um dia ter me dito para nunca parar.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a minha família e aos meus amigos que ajudaram de alguma forma na concretização deste trabalho.

Ao meu orientador, *Prof. Dr. Pedro Magalhães Sobrinho* por sua ajuda, pelos conhecimentos transmitidos e orientação objetiva.

Ao meu co-orientador, *Prof. Dr. Prof. Teófilo Miguel de Souza*.

Ao *Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Jr.* pelos conhecimentos transmitidos em Combustão e por ter sido o primeiro professor a incentivar-me a iniciar a pós-graduação na FEG.

Ao *Prof. Dr. Paulo Magalhães Filho* pelos conhecimentos transmitidos em Turbo Máquinas e pela grande contribuição técnica dada a este estudo.

Ao *Prof. Dr. José Luz Silveira* pelos conhecimentos transmitidos em Cogeração de Energia.

Ao *Prof. Dr. Petrônio Masanobu Tanisho* pelos conhecimentos transmitidos em Termodinâmica.

Ao *Prof. Dr. Luiz Roberto Carrocci* pelos conhecimentos transmitidos em Mecânica dos Fluidos Avançada.

Ao Engenheiro *Rafael Pimenta Mesquita* pela ajuda nos testes de laboratório.

Ao Técnico de laboratório do departamento de energia *Antônio Roberto de Freitas* pela ajuda na manutenção dos equipamentos.

Aos meus pais *Valmir Albino Moreira e Iris Malaquias da Silveira Moreira*, que apesar das dificuldades enfrentadas, sempre incentivaram meus estudos.

A todos os funcionários da FEG que me ajudaram em diversas situações.

A todos os funcionários da secretaria da pós-graduação pela dedicação e alegria no atendimento.

Este trabalho contou com apoio das seguintes entidades:

Convênio EVC-191/2006, firmado entre a ELETROBRÁS e a UNESP.

“Faça as coisas o mais simples que você puder,
porém, não as mais simples.”

Albert Einstein

MOREIRA, Rafael da Silveira. **Comparação da viabilidade técnica-econômica em condicionamento de ar: compressor a pistão *versus* compressor rotativo de velocidade variável**. 2009. 114 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2009.

RESUMO

Neste estudo são apresentados os resultados de um trabalho realizado em uma bancada de testes, onde se constatou a diferença de potência elétrica de acionamento e do coeficiente de performance no funcionamento de dois diferentes tipos de compressores: um hermético a pistão e outro rotativo do tipo scroll, operando com inversor de frequência. No estudo variou-se a vazão do fluido refrigerante, e conseqüentemente o efeito frigorífico, por dois procedimentos distintos: restrição da passagem do refrigerante através de uma válvula de estrangulamento, mantendo-se a rotação do compressor a pistão constante, e por meio de variação de rotação do compressor scroll com aplicação de um inversor de frequência, mantendo-se a válvula de estrangulamento em uma posição fixa. Observou-se também a influência do inversor de frequência no controle da vazão de ar do sistema através de um conjunto motor-ventilador axial. Esse controle ora era realizado por uma válvula de controle “DAMPER”, ora por meio da rotação do motor através do emprego do inversor de frequência, com o qual foi possível economizar até 87 % de potência elétrica requerida pelo ventilador. O estudo ainda demonstrou que existe uma faixa de trabalho na qual o inversor de frequência é capaz de economizar até 56 % da potência exigida pelo compressor para uma mesma carga térmica em relação ao compressor desprovido do inversor de frequência, no qual o controle da vazão de refrigerante ocorre através da válvula de estrangulamento. Conclui-se que a utilização do inversor de frequência, em sistemas onde a carga térmica requerida (efeito refrigerante) varia, pode resultar em uma significativa economia de energia.

PALAVRAS-CHAVE: Eficiência energética. Ar condicionado. Inversores de frequência.

MOREIRA, Rafael da Silveira. **Comparison of technical-economic viability of air conditioning in: compressor piston *versus* rotating compressor of variable speed.** 2009. 114 f. Dissertation (Dissertation in Mechanical Engineering) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2009.

ABSTRACT

This study presents the results of a work carried out on a test bench, where it was verified the difference of the electrical startup power and the performance coefficient of two different types of compressors, namely: a hermetic piston type compressor and a rotating scroll type compressor operating with a frequency inverter. In this study, the refrigerant flow rate was varied and, consequently, the cooling capacity obtained by two distinct procedures: one, by the restriction of the refrigerating flow while maintaining rotation of the piston compressor constant and the other, by varying the scroll compressor rotation through a frequency inverter while keeping the restrictive valve in a fixed position. It showed also, the influence of frequency inverter in order to control the air flow rate system by employed with fan engine and afterwards compare with method which air flow rate is controlled by *DAMPER* valve, where until 87 % to fan actuation power was saved. Besides, the study demonstrated that there is a range where the frequency inverter is capable of savings up to 56% of the compressor demanding power for a defined cooling capacity in relation to a compressor without the frequency inverter, in which the refrigerating flow rate control occurs through the restrictive valve. Therefore, it is conclusive that the use of frequency inverters in systems where the required cooling capacity varies, it can result in an appreciated economy of energy.

KEYWORDS: Energetic efficiency. air conditioning. frequency inverters.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 – Composição de custos durante a vida útil de um compressor	25
FIGURA 1.1 (a) – Motor térmico de Carnot	30
FIGURA 1.1 (b) – Diagrama temperatura-entropia do motor térmico de Carnot....	30
FIGURA 1.2 (a) – Ciclo de refrigeração de Carnot	31
FIGURA 1.2 (b) – Diagrama temperatura-entropia do ciclo de refrigeração de Carnot.....	31
FIGURA 1.3 – Ciclo de refrigeração de Carnot.....	33
FIGURA 1.4 – Modificação do ciclo de refrigeração de Carnot pela compressão seca	33
FIGURA 1.5 – Ciclo padrão de compressão a vapor	34
FIGURA 1.6 – Ciclo de compressão a vapor real comparado ao padrão	36
FIGURA 1.7 – Fatores influentes no conforto térmico.....	43
FIGURA 1.8 – Carta de conforto ASHRAE	46
FIGURA 1.9 – Zonas de conforto ASHRAE para inverno e verão de acordo com a temperatura efetiva	47
FIGURA 1.10 – Zonas de conforto térmico para verão e inverno	54
FIGURA 2.1 – Tipos de acionamentos eletrônicos.....	59
FIGURA 2.2 – Retificador a tiristores (monofásicos e trifásicos).....	60
FIGURA 2.3 – Esquema simplificado do chopper.....	61
FIGURA 2.4 – Esquema básico dos acionamentos com malha intermediária.....	63
FIGURA 2.5 – Acionamento VSI-PAM	64
FIGURA 2.6 – Formas de onda no acionamento VSI-PAM.....	65
FIGURA 2.7 – Acionamento VSI-PWM	66
FIGURA 2.8 – Formas de onda no acionamento VSI-PWM.....	66
FIGURA 2.9 – Acionamento com fonte de corrente (CSI).....	67
FIGURA 2.10 – Formas de onda no acionamento com fonte de corrente (CSI)	68
FIGURA 2.11 – Acionamento sem malha intermediária (cicloconversor $3\phi/1\phi$)..	69
FIGURA 2.12 – Formas de onda de um cicloconversor monofásico	70
FIGURA 3.1 – Corte de um compressor a pistão (hermético).....	74

FIGURA 3.2 – Compressor rotativo por espiral (<i>scroll</i>).....	75
FIGURA 3.3 – Bancada de testes.....	78
FIGURA 3.4 – Janela de comando do supervisor da bancada de testes	78
FIGURA 3.5 – Janela de programação do software InduSoft que comanda o supervisor da bancada de testes.....	79
FIGURA 4.1 – Potência elétrica requerida pelos compressores em função da carga térmica para os diferentes sistemas de controle de vazão	87
FIGURA 4.2 – Potência elétrica requerida pelo conjunto motor-ventilador axial em função da vazão de ar para os diferentes modos de controle de vazão.....	89
FIGURA 4.3 – Curva de diferença de pressão total do ar X vazão de ar do ventilador axial para os diferentes modos de controle de vazão	90
FIGURA 4.4 – Rendimentos totais do conjunto motor-ventilador no sistema X vazão de ar do ventilador axial para os diferentes modos de controle de vazão.....	91
FIGURA 4.5 – Rendimentos do ciclo de refrigeração, com os diferentes compressores	92
FIGURA 4.6 – Rendimentos do sistema de refrigeração COP(s) (levando em conta todas as potências envolvidas), com os diferentes compressores	93
FIGURA 5.1 – Divisão das cargas térmicas ensaiadas por faixa para definição dos cenários a serem estudados na análise econômica.....	94
FIGURA 5.1.1 – Tempo de retorno simples	103
FIGURA 5.1.2 – Tempo de retorno considerando-se juros anuais de 8%	103
FIGURA 5.1.3 – Tempo de retorno considerando-se juros anuais de 12%	105
FIGURA 5.2.1 – Tempo de retorno simples	108
FIGURA 5.2.2 – Tempo de retorno considerando-se juros anuais de 8%	108
FIGURA 5.2.3 – Tempo de retorno considerando-se juros anuais de 12%	109

LISTA DE TABELAS

TABELA 1.1 – Condutividade térmica de alguns materiais	38
TABELA 1.2 – Taxas de metabolismo por tipo de atividade	41
TABELA 1.3 – Classificação dos níveis de taxa metabólica.....	41
TABELA 1.4 – Temperaturas e umidades relativas em função da permanência	44
TABELA 1.5 – Limites Confortáveis de Temperatura	45
TABELA 1.6 – Condições externas recomendadas para o verão das principais cidades brasileiras	48
TABELA 1.7 – Condições externas recomendadas para o inverno das principais cidades brasileiras.....	50
TABELA 1.8 – Condições de conforto para o verão (repouso ou atividades moderadas)	52
TABELA 1.9 – Condições de conforto para o inverno	53
TABELA 1.10 – Composição do ar (percentagem em volume)	55
TABELA 1.11 – Critérios sugeridos para projetos gerais de ventilação de ambientes.....	56
TABELA 3.1 – Incertezas experimentais.....	84
TABELA 3.2 – Desvio padrão (σ) para o conjunto motor-ventilador.....	85
TABELA 3.3 – Desvio padrão (σ) para os compressores.....	85
TABELA 3.4 – Variância (S) para o conjunto motor-ventilador.....	86
TABELA 3.5 – Variância (S) para os compressores.....	86
TABELA 5.1.1 – Definição dos cenários estudados na análise econômica	96
TABELA 5.1.2 – Potências requeridas e consumo de energia de cada compressor para cada cenário estudado	97
TABELA 5.1.3 – Economia de energia em MWh/ano pelo compressor Scroll para cada cenário estudado	97
TABELA 5.1.4 – Economia de energia em R\$/ano pelo compressor Scroll para cada cenário estudado	98
TABELA 5.1.5 – Custo dos investimentos	98
TABELA 5.1.6 – Principais índices econômicos, com juros anuais de 8%	102

TABELA 5.1.7 – Principais índices econômicos, com juros anuais de 12%	104
TABELA 5.2.1 – Custo dos investimentos	106
TABELA 5.2.2 – Principais índices econômicos, com juros anuais de 8%	106
TABELA 5.2.3 – Principais índices econômicos, com juros anuais de 12%	107

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

- ASBRAV - Associação Sul Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Aquecimento e Ventilação.
- ASHRAE - Do inglês, *American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineering*, que significa Sociedade Americana de Aquecimento Refrigeração Ar Condicionado e Engenharia.
- CA - Corrente alternada. [A]
- CC - Corrente contínua. [A]
- CLP - Controlador lógico programável.
- COP - Coeficiente de performance, desempenho ou eficácia do ciclo de refrigeração.
- COP_(S) - Coeficiente de performance, desempenho ou eficácia do sistema.
- CSI - Do inglês, *Current Source Inverter*, que significa Inversor Fonte de Corrente.
- ER - Efeito refrigerante ou carga térmica do sistema. [kJ]
- IPCC - Do inglês *Intergovernmental Panel on Climate Change*, que significa *Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas*.
- ISO - Do inglês, *International Organization for Standardization*, que significa Organização Internacional para Padronização.
- MODBUS - Protocolo de comunicação de dados.
- NBR - Norma Brasileira (da Associação Brasileira de Normas Técnicas “ABNT”).
- NR - Norma Regulamentadora.
- ONU - Organização das Nações Unidas.
- PROCEL - Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica.
- ProcelInfo - Centro Brasileiro de Informação de Eficiência Energética do Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica.
- VSI-PWM - Do inglês *Pulse-width Modulation*, que significa *Modulação por Largura de Pulso*.
- VSI - Do inglês, *Voltage Source Inverter*, que significa Inversor Fonte de Tensão.
- VSI-PAM - Do inglês, *Pulse Amplitude Modulation*, que significa *Modulação por Amplitude de Pulso*.

LISTA DE SÍMBOLOS

$(dh)_{EVA}$	Varição de entalpia específica do refrigerante no evaporador.	kJ/kg
$\frac{dm}{dt}$	Vazão mássica de fluido refrigerante.	kg/s
$\frac{dV}{dt}$	Vazão volumétrica de fluido refrigerante.	m^3/s
g	Aceleração da gravidade.	m/s^2
h	Entalpia específica do fluido refrigerante.	kJ/kg
H_p	Perda de carga na linha de sucção e na pressão da instalação.	$mCar$
n	Quantidade de pontos da amostra.	$[1]$
P	Pressão atmosférica local.	kPa
P_{el}	Potência elétrica de acionamento do conjunto motor-ventilador.	kW
Q	Vazão volumétrica média de ar corrigida para a condição normal.	Nm^3/s
\dot{Q}_R	Fluxo de calor absorvido pelo fluido refrigerante.	kW
R	Constante do ar.	$kJ/kg.K$
S	Variância amostral.	-
T	Temperatura do ar.	K
V	Velocidade média corrigida na seção de saída.	m/s
$\dot{W}_{(comp.)}$	Potência elétrica de funcionamento do compressor.	kW
$\dot{W}_{(ventilador)}$	Potência elétrica de funcionamento do ventilador.	kW
$\dot{W}_{(vent.cond.)}$	Corresponde a potência elétrica do ventilador do condensador.	kW

$\dot{W}_{(rede)}$	Soma de todas as potências envolvidas no sistema.	<i>kW</i>
X_i	É um determinado ponto na amostra.	<i>[1]</i>
\bar{X}	É a média da amostra.	<i>[1]</i>

LETRAS GREGAS

γ	Peso específico do ar na temperatura do ensaio.	N/m^3
Δp_t	Diferença de pressão total do ar entre admissão e exaustão do conjunto motor-ventilador.	Pa
$\Delta p_t (mCar)$	Diferença de pressão total do ar entre admissão e exaustão do conjunto motor-ventilador.	$mCar$
η_{total}	Rendimento total da instalação.	$[1]$
μ	Incertezas experimentais	-
v	Volume específico do fluido refrigerante.	m^3/kg
ρ	Massa específica do ar na temperatura do ensaio.	kg/m^3
ρ_{ref}	Massa específica do fluido refrigerante.	kg/m^3
σ	Desvio padrão da amostra.	-

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	13
LISTA DE TABELAS	15
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	17
LISTA DE SÍMBOLOS	18
LETRAS GREGAS	21
INTRODUÇÃO	23
CAPÍTULO 1 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR	28
1.1 INTRODUÇÃO.....	28
1.2 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR	29
1.2.1 Ciclo de refrigeração de Carnot.....	29
1.2.2 Ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor.....	32
1.2.3 Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor	35
1.2.4 Coeficiente de performance (COP).....	36
1.3 CARGA TÉRMICA	37
1.4 CONFORTO TÉRMICO	42
CAPÍTULO 2 ACIONAMENTOS ELETRÔNICOS	57
2.1 INTRODUÇÃO.....	57
2.2 TIPOS DE ACIONAMENTOS ELETRÔNICOS	59
2.2.1 Acionamentos eletrônicos para motores CC.....	60
2.2.1.1 Retificador a tiristores (CA-CC)	60
2.2.1.2 <i>Chopper</i> (CC-CC)	61
2.2.2 Acionamentos para motores CA com malha intermediária.....	62
2.2.2.1 Acionamentos com malha intermediária fonte de tensão (VSI)	63
2.2.2.1.1 Acionamento VSI-PAM	64
2.2.2.1.2 Acionamento VSI-PWM	65
2.2.2.2 Acionamentos com malha intermediária Fonte de Corrente (CSI)	66
2.2.3 Acionamentos sem malha intermediária (Cicloconversor)	68
2.3 PRINCIPAIS VANTAGENS E DESVANTAGENS	71
2.3.1 Principais Vantagens.....	71
2.3.2 Principais Desvantagens	72
CAPÍTULO 3 MATERIAIS E MÉTODOS	74
3.1 EQUIPAMENTOS UTILIZADOS	76
3.1.1 Software utilizado para o controle do supervisorio	79
3.2 MÉTODOS UTILIZADOS PARA O CÁLCULO DAS VARIÁVEIS	80

CAPÍTULO 4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	87
4.1	POTÊNCIA ELÉTRICA REQUERIDA PELOS COMPRESSORES EM FUNÇÃO DA CARGA TÉRMICA	87
4.2	POTÊNCIA REQUERIDA PELO CONJUNTO MOTOR- VENTILADOR AXIAL EM FUNÇÃO DA VAZÃO DE AR	88
4.3	CURVA PRESSÃO X VAZÃO DE AR DO VENTILADOR AXIAL PARA OS DIFERENTES MEIOS DE CONTROLE DE VAZÃO	90
4.4	RENDIMENTOS DO CONJUNTO MOTOR-VENTILADOR NO SISTEMA PARA DIFERENTES MODOS DE CONTROLE DE VAZÃO DE AR	91
4.5	COEFICIENTE DE PERFORMANCE DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO COP PARA OS DIFERENTES MEIOS DE VARIAÇÃO DE CARGA TÉRMICA	92
4.6	COEFICIENTE DE PERFORMANCE DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO $COP_{(s)}$ PARA OS DIFERENTES MEIOS DE VARIAÇÃO DE CARGA TÉRMICA	93
CAPÍTULO 5	ANÁLISE ECONÔMICA.....	94
5.1	CASO 1 - ESCOLHA DO COMPRESSOR <i>SCROLL</i> MAIS O INVERSOR DE FREQUÊNCIA AO INVÉS DO COMPRESSOR HERMÉTICO	95
5.2	CASO 2 - SUBSTITUIÇÃO DO COMPRESSOR HERMÉTICO PELO COMPRESSOR <i>SCROLL</i> PROVIDO DO INVERSOR DE FREQUÊNCIA	105
CAPÍTULO 6	CONCLUSÃO.....	111
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	112

INTRODUÇÃO

Este estudo tem como objetivo identificar a faixa de trabalho economicamente viável em um sistema de condicionamento de ar por compressão de vapor, quando é empregado um compressor convencional a pistão e um compressor rotativo controlado por inversor de frequência. Para isso, faz-se uma comparação de seu consumo de energia elétrica, no processo de resfriamento de ar.

O condicionamento do ar é um processo que visa ao controle simultâneo, num ambiente delimitado, da pureza, umidade, temperatura e movimentação do ar. É indispensável em processos de manufatura que exigem umidade, temperatura e pureza do ar controlados, como fabricação de produtos farmacêuticos, salas de desenho de precisão, impressão em cores, ambientes operando com produtos inflamáveis ou tóxicos, salas de cirurgia, em locais de trabalho visando o aumento do conforto e conseqüentemente a produtividade e em locais de habitação, entre outros.

O condicionamento de ar pelo método de compressão de vapor pode ser realizado através de um sistema composto por um compressor (responsável por adicionar trabalho ao fluido refrigerante a fim de aumentar sua pressão e provocar o escoamento do mesmo através do ciclo), um condensador (neste o fluido de trabalho rejeita calor para a atmosfera e por conseqüência muda do estado vapor para o líquido), uma válvula de expansão ou um tubo capilar (responsáveis pela expansão do fluido de trabalho e a queda de sua pressão resultando em seu resfriamento devido à brupta perda de carga provocada), um evaporador (no qual calor extraído do espaço a ser refrigerado é adicionado ao fluido de trabalho, o que causa sua evaporação e aumento de temperatura).

A importância da eficiência energética nos dias atuais é fundamental, seja para a economia mundial, para se evitar um racionamento de energia elétrica e até mesmo os “apagões” como o ocorrido no ano de 2001 no Brasil, e ainda para combater o aquecimento global que é sem dúvida um dos maiores problemas deste século.

De acordo com o relatório da Organização das Nações Unidas (ONU) divulgado na Tailândia, em 2007, o Brasil precisa fazer três ações para conter o aquecimento

global: acabar com os desmatamentos ilegais, investir em energias limpas como as fontes eólica e solar, e aplicar técnicas para reduzir o desperdício de eletricidade, a chamada eficiência energética. Reduzindo o consumo de energia com medidas de uso racional, o consumidor tem um duplo benefício: preserva o meio ambiente e, de forma mais imediata, economiza dinheiro.

Outra estimativa, publicada no jornal Gazeta Mercantil em 2008, é de que o índice de perdas elétricas do Brasil seja de 16%. Como comparação, este número não passa de 6,5% na Europa e de 8% nos Estados Unidos (ProcelInfo, 2008).

O próprio relatório do IPCC - *Intergovernmental Panel on Climate Change* (Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas) - dedica um capítulo inteiro à eficiência energética e aponta a medida como a forma mais barata de conter o consumo de energia. Além disso, o relatório acrescenta que se forem adotadas práticas de eficiência energética em novas construções, pode-se reduzir as emissões de gases que causam o efeito estufa em até 30%, além de melhorar a qualidade do ar, o bem-estar social e garantir a segurança energética. Somente com medidas de eficiência energética, seria possível reduzir em cerca de 20% do consumo de energia no Brasil, além de diminuir as emissões de CO₂ em 10%. (IPCC - Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas, 2007)

O Brasil é um país tropical e por esse motivo tanto a ventilação quanto o condicionamento de ar são muito utilizados, seja em indústrias ou em residências, tanto para conforto térmico, aumento da produtividade ou para limpeza do ar. O inversor de frequência é um equipamento que pode ajudar a economizar uma significativa quantidade de energia se utilizado na faixa adequada e, portanto, é de grande importância na eficiência energética e no combate ao aquecimento global.

A Figura 1 apresenta uma estimativa de composição de custos dos equipamentos de ar condicionado, custos de manutenção e custo operacional do sistema ao longo de sua vida útil. Através dela é possível notar que o preço de aquisição de um compressor não deve ser o fato determinante para sua escolha, pois ao longo de sua vida útil este valor é consideravelmente menor que o custo da eletricidade por ele consumida. (HAHN, 2004)

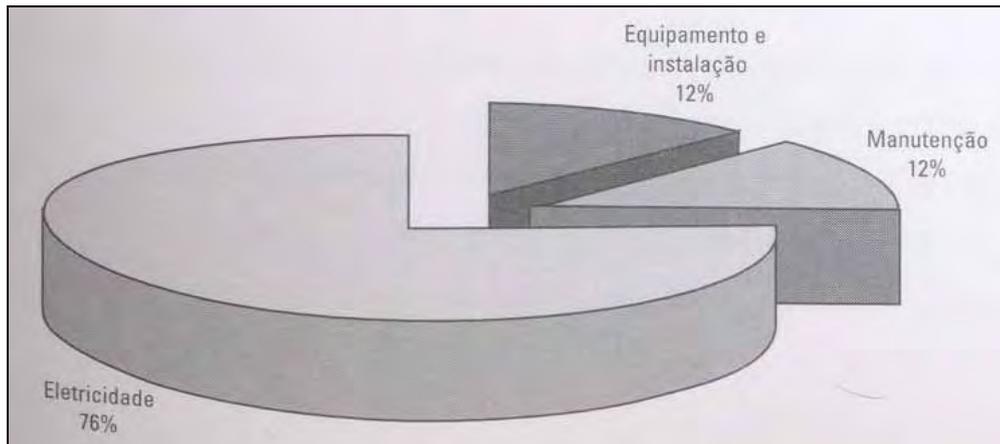


Figura 1 – Composição de custos durante a vida útil de um compressor. (HAHN, 2004)

O uso de inversores de frequência em máquinas de fluxo vem sendo estudado com o objetivo de um aumento na eficiência energética do processo, um melhor controle sobre a vazão, rotação, aumento da vida útil dos equipamentos, entre outros. Entretanto, dependendo do tipo de processo, em algumas aplicações não há melhorias significativas que justifiquem seu emprego, devido principalmente ao seu custo de implantação. Deste modo, é necessário que seja feito um estudo da viabilidade técnico-econômica para sua utilização. Vários autores têm estudado seu uso em diversas máquinas e alguns serão citados a diante.

Segundo Salazar (1999), a implementação de duas aplicações de acionadores eletrônicos de rotação variável VSI PWM (inversor de frequência), o primeiro de potência nominal de 55 kW, o segundo de 45 kW, em substituição à válvula de controle no processo de bombeamento de petróleo bruto entre duas estações coletoras de produção da Petrobras aumentaram a eficiência energéticas do processo, a vida útil dos equipamentos e a integridade física dos oleodutos. O autor ainda analisou a economia de energia, com a melhora do fator de potência e de carga, e substituição das válvulas de controle de vazão pela variação direta da rotação dos motores elétricos. Essas são algumas vantagens obtidas pela Petrobras com a aplicação de inversores de frequência no controle automático de bombas, ventiladores e compressores em duas estações coletoras de petróleo bruto.

Segundo Masiero (1999), em suas conclusões apresentadas no trabalho sobre o uso de inversores de frequência em sistemas de irrigação por pivô central instalados em terrenos com declividade de 5 a 15%, os principais parâmetros que definem a viabilidade técnica-econômica do sistema são o número de horas de funcionamento anual, a tarifa de energia, o custo inicial do inversor de frequência, o custo de energia acima da inflação e a taxa de juros.

Segundo Araújo (2000), a utilização de inversores de frequência no acionamento de sistemas de bombeamento para irrigação, pode ser viável, desde que, as características de funcionamento do sistema apresentem condições de operação que tenham variações de vazão e pressão nas tubulações, necessitando de controle sobre a rotação, partida e desligamento do motor elétrico, com a finalidade principal de conservação e racionalização de energia elétrica, assim como outras vantagens. Mantendo-se a altura manométrica em 35 mca e as correspondentes vazões, a potência mecânica calculada no eixo da bomba apresentou variação de 8,4 a 16,8 HP, com isso, pode-se se ter um redimensionamento do motor elétrico para 20 HP, referente ao projeto original do sistema de irrigação, no qual o motor dimensionado foi de 30 HP. Esta redução significa uma economia de 33% na potência elétrica de acionamento.

Segundo Mesquita et al (2008), em sistemas de bombeamento de baixa potência a substituição do controle de vazão da válvula de estrangulamento para o controle pelo inversor de frequência trouxe uma economia de energia elétrica entre 63,67 a 68,64% em determinadas faixas.

Segundo Moreira et al (2008), em sistemas de ventilação existe uma região onde o inversor de frequência é capaz de economizar até 87 % da potência requerida pelo sistema para uma mesma vazão de ar em relação aos sistemas com partida direta, no qual o controle da vazão ocorre através da válvula de controle.

Segundo Moreira et al (2008), em sistemas de refrigeração por compressão de vapor o inversor de frequência é capaz de economizar até 56 % da potência exigida

pelo compressor para uma mesma carga térmica em relação ao compressor desprovido do inversor de frequência, no qual o controle da vazão de refrigerante ocorre através da válvula de estrangulamento. O autor conclui ainda que a utilização do inversor de frequência, em sistemas onde a carga térmica requerida (efeito refrigerante) varia, pode resultar em uma significativa economia de energia elétrica.

Segundo Silva Júnior et al (2005), com o emprego do inversor de frequência em ventiladores centrífugos nos sistemas de aeração de silos verticais contendo soja, mas também podendo armazenar outros tipos de grãos, foi possível obter uma economia de energia de até 74,63 % em comparação ao sistema convencional, que operava sem o inversor.

Neste trabalho, no Capítulo 1, são apresentadas noções básicas sobre o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, tais como o ciclo de refrigeração de Carnot, o ciclo padrão de refrigeração, o ciclo real de refrigeração e suas principais diferenças do ciclo padrão teórico, além da definição de coeficiente de performance. No Capítulo 2 comenta-se sobre os principais acionamentos eletrônicos e seu funcionamento básico. O Capítulo 3 apresenta os materiais e os métodos utilizados para o cálculo das variáveis estudadas, tais como o COP (coeficiente de performance), a carga térmica, a diferença de pressão total do ar entre entrada e saída da bancada, o rendimento do conjunto motor-ventilador axial, a massa específica do ar, além das propriedades do fluido refrigerante, como entalpia, volume específico, vazão, pressão e temperatura. No Capítulo 4 são apresentados os resultados e discussões, no Capítulo 5 é apresentada a análise econômica para diferentes situações e a conclusão do trabalho é apresentada no Capítulo 6.

CAPÍTULO 1 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

1.1 INTRODUÇÃO

As áreas de refrigeração e ar condicionado são correlatas, embora cada uma tenha seu campo específico de atuação, a aplicação mais disseminada da refrigeração é, sem dúvida alguma, o ar condicionado, embora outras áreas possam ser citadas, tais como refrigeração industrial, que inclui o processamento e a conservação de alimentos, a remoção de calor de substâncias em indústrias químicas, de petróleo e petroquímicas e, muitas outras aplicações em indústrias de construção e manufatura.

Climatizar certos locais, não é apenas questão de conforto, mas também uma necessidade. Em hospitais, por exemplo, o conforto térmico acelera a recuperação de pacientes e intensifica a potência de trabalho do indivíduo. Em salas de cirurgia, o controle da temperatura, umidade e pureza do ar são indispensáveis. Em indústrias de fabricação de cartuchos de tintas para impressão, por exemplo, poeiras podem se formar mais facilmente devido a uma umidade muito baixa do ar, podendo contaminar um cartucho, prejudicando a qualidade da impressão. Em salas de desenho de precisão o controle de temperatura e umidade também se faz necessário. Ambientes de usinagem com tolerâncias muito rigorosas o controle de temperatura é indispensável. A concentração de oxigênio, assim como de partículas, dióxido de carbono e outras substâncias podem ser controladas com a renovação do ar.

1.2 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

O condicionamento de ar por compressão de vapor pode ser realizado, condicionando o ar através de um sistema composto por um compressor, um condensador, uma válvula de expansão ou um tubo capilar e um evaporador.

O ciclo de compressão a vapor é o mais usado na prática. Dentre suas principais vantagens pode-se citar a possibilidade do equipamento ser construído em pequenos volumes em comparação a outros sistemas e o seu alto índice de desempenho, conhecido na literatura como *coeficiente de eficácia*, *coeficiente de desempenho* ou ainda *coeficiente de performance COP*. Devido a sua portabilidade e baixo custo é facilmente encontrado em residências e comércios.

1.2.1 Ciclo de refrigeração de Carnot

Para melhor compreender o ciclo real é preciso primeiramente estudar o ciclo teórico de Carnot. O ciclo de Carnot é aquele cuja eficiência não pode ser superada entre duas temperaturas dadas. Esse ciclo é denominado na Termodinâmica como *motor térmico*, cujo esquema e diagrama temperatura-entropia são mostrados na Figura 1.1-a e 1.1-b.

O motor térmico de Carnot recebe energia a temperatura alta, converte parte da energia em trabalho e cede a restante (em forma de calor) a um reservatório térmico a baixa temperatura.

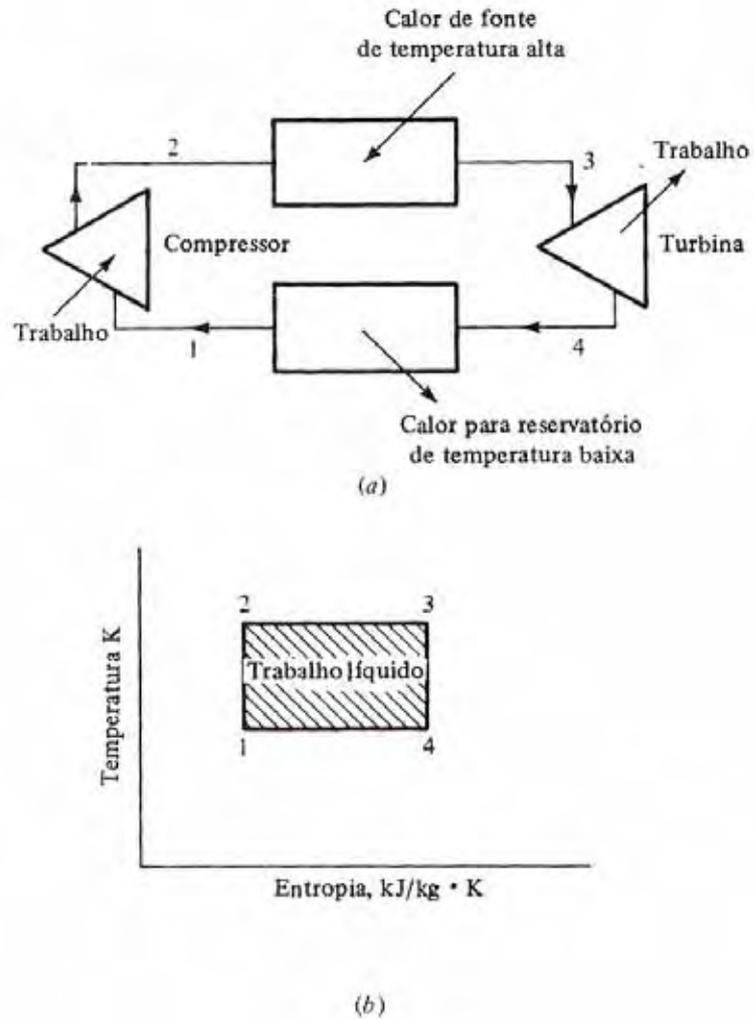


Figura 1.1 – (a) Motor térmico de Carnot. (b) diagrama temperatura-entropia do motor térmico de Carnot. (W. F. Stoecker, 1985)

O ciclo de refrigeração de Carnot opera no sentido inverso, transferindo energia do nível mais baixo de temperatura para o mais alto, este ciclo requer, para sua operação, a ação de trabalho externo. O esquema e o diagrama de temperatura-entropia do ciclo de refrigeração são mostrados na Figura 1.2-a e 1.2-b.

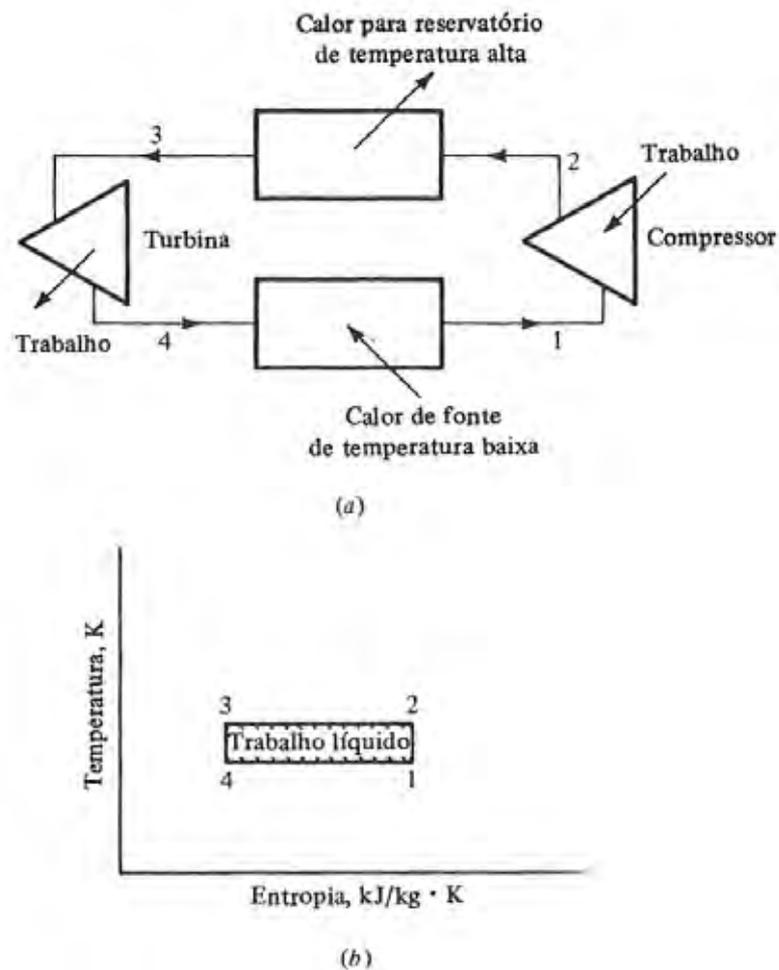


Figura 1.2 – (a) Ciclo de refrigeração de Carnot. (b) diagrama temperatura-entropia do ciclo de refrigeração de Carnot. (W. F. Stoecker, 1985)

Os processos que ocorrem no ciclo são os seguintes:

- 1-2 => Compressão adiabática
- 2-3 => Rejeição de calor isotérmica
- 3-4 => Expansão adiabática
- 4-1 => Recebimento isotérmico de calor

Todos os processos do ciclo de Carnot são reversíveis. Conseqüentemente os processos 1-2 e 3-4 são também processos isoentrópicos.

A extração de calor da fonte de baixa temperatura no processo 4-1 é a finalidade do ciclo. Todos os outros processos ocorrem para transferir a energia retirada da fonte fria para a fonte quente.

O ciclo de Carnot consiste em processos reversíveis, o que o torna o mais eficiente que qualquer ciclo real, por isso deve ser estudado para ser usado como referência e também para que se possa estimar as temperaturas que produzirão eficiências máximas.

1.2.2 Ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor

Embora o ciclo de Carnot, mostrado na Figura 1.3, apresente um COP alto, considerações de ordem prática exigem certas modificações, tais como mudanças no processo de compressão e de expansão.

O processo de compressão 1-2, na Figura 1.3, é denominado *compressão úmida*, uma vez que todo o processo se dá na região bifásica, com gotículas de líquido misturadas ao vapor. A compressão úmida não se recomenda em compressores alternativos por diversas razões. Uma delas é que o líquido pode ficar retido no cabeçote do cilindro pelo êmbolo em movimento ascendente, podendo danificar as válvulas ou o próprio cabeçote. Embora o fim da compressão ocorra no ponto 2, correspondente ao estado de vapor saturado, a prática tem demonstrado a presença de gotículas de líquido. Durante o processo de compressão o líquido se vaporiza por transferência de calor, que requer um intervalo de tempo finito. Assim, compressores de alta rotação podem ser danificados pelo líquido em virtude do pequeno intervalo de tempo para transferência de calor. Outra razão é a possibilidade do refrigerante “lavar” a superfície do cilindro, eliminando o óleo e acelerando o desgaste. Dadas essas desvantagens a compressão seca é preferível, uma vez que ocorre sem a presença de gotículas de líquido. Se o refrigerante entrar no compressor no estado de vapor saturado, como mostrado na Figura 1.4, o processo de compressão entre os estados 1 e 2 se denomina *compressão seca*. Com a compressão seca o ponto 2 corresponde a um estado de vapor superaquecido, com a temperatura superior a de condensação, resultando um ciclo que não é como o de Carnot. No ciclo de Carnot a rejeição de calor é isotérmica, o que não ocorre no ciclo padrão.

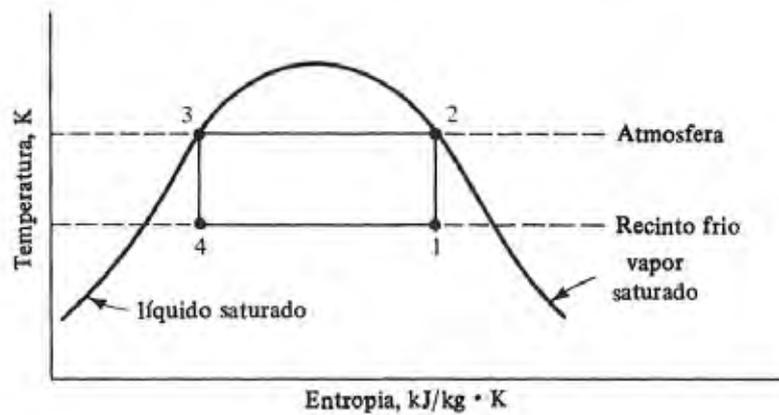


Figura 1.3 – Ciclo de refrigeração de Carnot. (W. F. Stoecker, 1985)

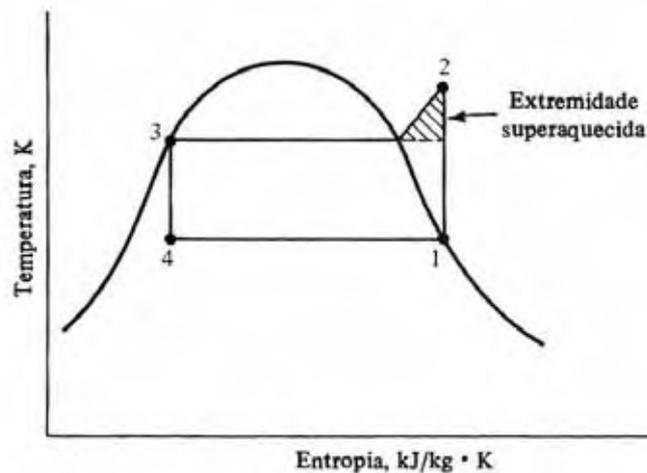


Figura 1.4 – Modificação do ciclo de refrigeração de Carnot pela compressão seca. (W. F. Stoecker, 1985)

A área do ciclo na região de vapor superaquecido, acima da temperatura de condensação, é às vezes denominada *extremidade superaquecida*, que, no diagrama temperatura-entropia, representa o trabalho adicional devido à compressão seca.

O ciclo de Carnot exige que a expansão seja isoentrópica e que o trabalho resultante seja utilizado na compressão. Uma turbina para realizar o processo de expansão apresentaria algumas dificuldades. Primeiramente o trabalho de expansão seria pequeno comparado com o de compressão. Problemas com lubrificação aparecem quando ocorre escoamento bifásico e o custo de uma turbina para o processo de expansão é elevado, não se justificando seu uso sob o ponto de vista econômico. A

possibilidade de utilizar uma turbina deve ainda ser estudada, considerando o aumento no custo de energia.

Existe ainda, entretanto, a necessidade de reduzir a pressão do líquido no processo 3-4, o que é conseguido geralmente por um estrangulamento, por meio de alguma válvula ou qualquer dispositivo de restrição, como um tubo capilar, por exemplo. Na prática desprezam-se as variações de energia cinética e potencial e ainda a transferência de calor no processo 3-4, o que resulta em $h_3 = h_4$, definindo-se então o processo como isoentálpico. O processo de estrangulamento a entalpia constante é irreversível, ocorrendo um aumento de entropia no processo. Esse processo se dá de 3 para 4 na Figura 1.5.

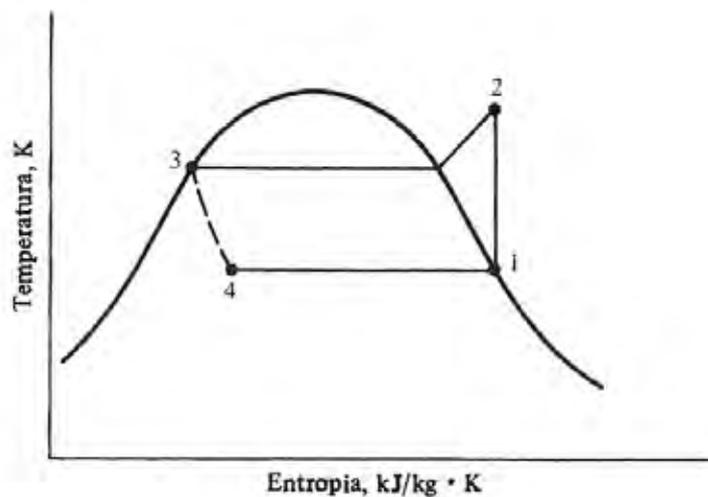


Figura 1.5 – Ciclo padrão de compressão a vapor. (W. F. Stoecker, 1985)

O diagrama temperatura-entropia do ciclo padrão de compressão a vapor é mostrado na Figura 1.5. Os processos deste ciclo são:

1-2 => Compressão adiabática reversível desde o estado de vapor saturado até a pressão de condensação.

2-3 => Rejeição reversível de calor à pressão constante, diminuindo a temperatura do refrigerante inicialmente e condensando-o depois.

3-4 => Expansão irreversível à entalpia constante desde o estado de líquido saturado até a pressão de evaporação.

4-1 => Ganho de calor à pressão constante, produzindo a evaporação do refrigerante até o estado de vapor saturado.

1.2.3 Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor

O ciclo real de compressão a vapor apresenta algumas diferenças em relação ao ciclo padrão, caracterizando-se pela ineficiência dos processos envolvidos. Superpondo-se os ciclos padrão de compressão a vapor e o real, como na Figura 1.6, algumas comparações podem ser feitas. As principais diferenças entre esses ciclos residem nas perdas de carga no evaporador e condensador, no sub-resfriamento do líquido que deixa o condensador e no superaquecimento do vapor na aspiração do compressor. O ciclo padrão admite que não haja perda de carga no evaporador e no condensador. Em virtude do atrito, ocorre uma perda de carga no ciclo real, resultando um trabalho de compressão maior entre os estados 1 e 2 do que no ciclo padrão. O sub-resfriamento do líquido que deixa o condensador é uma prática generalizada, garantindo que o fluido que entra na válvula de expansão seja líquido. O superaquecimento do vapor que deixa o evaporador evita que gotículas de líquido adentrem o compressor. Finalmente, outra diferença entre os ciclos é o fato de a compressão no ciclo real não ser isoentrópica, ocorrendo ineficiência devido ao atrito e outras perdas.

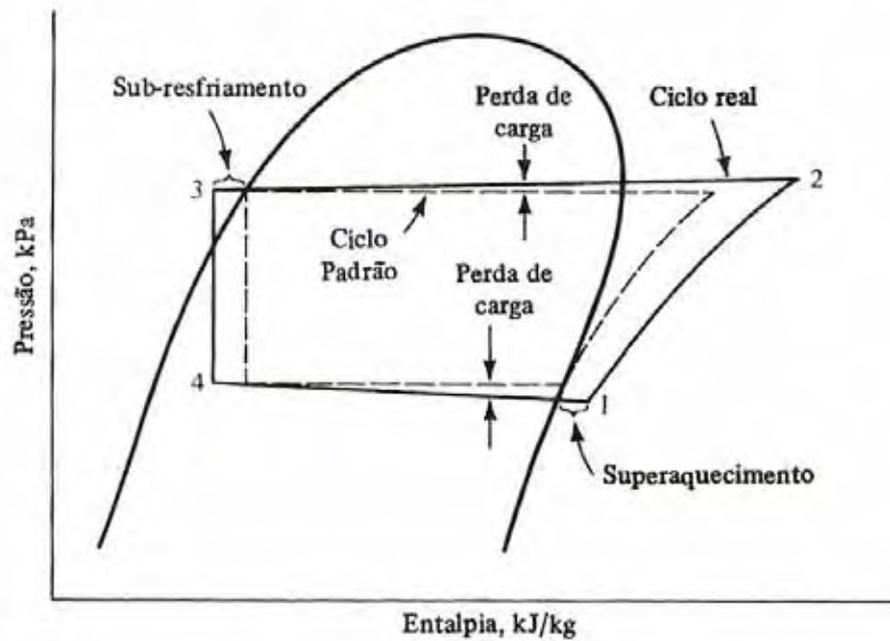


Figura 1.6 – Ciclo de compressão a vapor real comparado ao padrão. (W. F. Stoecker, 1985)

1.2.4 Coeficiente de performance (COP)

Antes que uma avaliação do desempenho de um ciclo de refrigeração possa ser feita, uma eficiência deve ser definida. Entretanto, o índice de desempenho não é denominado eficiência porque esse termo é geralmente reservado para designar a razão entre o que sai e o que entra. Essa razão pode levar a interpretações errôneas se aplicada a um sistema de refrigeração, uma vez que a energia que sai, no processo 2-3, é geralmente perdida. O conceito do índice de desempenho de um ciclo frigorífico é o mesmo que o de eficiência no sentido que ele representa a razão (TORREIRA, 1976):

$$\text{COP} = \frac{\text{Quantidade daquilo que se deseja}}{\text{Quantidade do que se gasta}}$$

O desempenho de um ciclo frigorífico é denominado *coeficiente de eficácia*, *coeficiente de desempenho*, ou ainda *coeficiente de performance (COP)* e é definido pela equação (1.1) (W. F. Stoecker, 1985) como:

$$\text{COP} = \frac{\text{refrigeração útil}}{\text{trabalho líquido}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1.1)$$

Os termos que aparecem na definição do coeficiente de eficácia devem ter as mesmas unidades de modo que o coeficiente seja adimensional.

1.3 CARGA TÉRMICA

A carga térmica é a taxa de calor que deve ser removida de um recinto pelo ar condicionado. A carga térmica pode ser dividida em várias partes para facilitar sua estimativa e, posteriormente, somando-se todas as parcelas obtem-se-á o valor total da carga.

O calor basicamente transfere-se para ou do ambiente a ser controlado por meio dos seguintes mecanismos: convecção, radiação, condução.

A condução envolve um processo de transferência de energia a nível molecular, e necessita de um corpo sólido para se realizar. Ocorre principalmente através das janelas, portas, paredes, pisos e tetos. Por esses motivos é importante um bom isolamento térmico dessas áreas a fim de se reduzir a carga térmica do recinto e, conseqüentemente, o custo de energia com os aparelhos de ar condicionado.

Radiação é um mecanismo de transferência de energia realizado pela propagação de um gás de fótons de uma superfície para outra, não havendo a necessidade de um meio transmissor entre as superfícies.

A convecção depende do processo de condução na região de um fluido junto à superfície de um sólido e do movimento desse fluido.

O fluxo de energia resultante do processo de transferência de calor por condução em um sólido é proporcional à diferença de temperatura e à área transversal, e inversamente proporcional ao comprimento. Tais observações podem ser verificadas experimentalmente. Para um problema unidimensional a equação (1.2) matemática estabelecida por Fourier que descreve esse processo.

$$q = -kA \frac{dt}{dx} \quad (1.2)$$

Onde:

A é a área da seção transversal [m²]

dt é a diferença de temperatura absoluta [K]

dx é a espessura da parede [m]

k é a constante de condutividade térmica [W/m.K].

A condutividade térmica é uma característica do material. A razão k/x é denominada *condutância*. A Tabela 1.1 apresenta o valor de k para alguns materiais.

A condutividade térmica e, portanto, a taxa de transferência de calor por condução, é relacionada à estrutura molecular dos materiais. As moléculas de um metal que são compactadas e bem ordenadas transferem calor melhor do que as moléculas dos materiais não-metálicos. Os elétrons livres, presentes nos materiais metálicos, são em parte responsáveis pela elevada condutividade térmica desses materiais. Assim, bons condutores elétricos são geralmente bons condutores de calor.

Tabela 1.1 - Condutividade térmica de alguns materiais. (W. F. Stoecker, 1985)

Material	Temperatura, °C	Massa específica, kg/m³	Condutividade, W/m.K
Alumínio	20	2707	204
Cobre	20	8954	386
Tijolo	20	2000	1,32
Vidro	20	2700	0,78
Água	21	997	0,604
Madeira (pinho)	23	640	0,147
Ar	27	1,177	0,026

Os sólidos inorgânicos com estrutura cristalina menos ordenada que os metais apresentam condutividades térmicas menores. De uma maneira geral as condutividades térmicas dos líquidos não metálicos são menores que as dos sólidos, mas maiores que as dos gases à pressão atmosférica. A redução da condutividade térmica dos líquidos é atribuída à inexistência de uma coesão forte entre as moléculas, além do seu maior espaçamento.

Na radiação, a transferência de calor se dá como resultado do deslocamento de fótons de uma superfície para outra. Ao atingir uma superfície, esses fótons podem ser absorvidos, refletidos ou transmitidos.

A energia irradiada por uma superfície é definida em termos de seu poder emissivo. Usando argumentos da termodinâmica pode ser demonstrado que o poder emissivo é proporcional à quarta potência da temperatura absoluta. O poder emissivo de um radiador perfeito E_n , denominado *corpo negro*, é dado pela equação (1.3).

$$E_n = \sigma T^4 \quad (1.3)$$

Onde:

$$\sigma = \text{é a constante de Stefan-Boltzman} = 5,669 \cdot 10^{-8} \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K}^4\text{]}$$

T = temperatura absoluta [K].

Como os corpos reais não são negros, eles irradiam menos energia que um corpo negro à mesma temperatura. A razão entre o poder emissivo real, E [W/m²], e o poder emissivo do corpo negro é denominada *emissividade*, expressa pela equação (1.4).

$$\epsilon = \frac{E}{E_n} \quad (1.4)$$

Certa classe de materiais, denominada *cinzentos* (ou *cinza*), apresenta a emissividade igual à *absortividade*, isto é,

$$\epsilon = \alpha \quad (1.5)$$

Onde:

α é a absorptância [adimensional].

Outra característica importante da transferência de calor por radiação é o fato de a radiação que deixa a superfície ser uniformemente distribuída em todas as direções. Assim, o posicionamento geométrico das superfícies deve afetar a troca de calor por radiação entre elas. As características óticas das superfícies, tais como a emissividade, a absorptância, a transmissividade e a refletividade também afetam a transferência de calor por radiação.

É importante citar processos tais como o metabolismo humano e a evaporação de suor, pois tais processos influenciam a transferência de calor, o cálculo da carga térmica de um recinto e até mesmo as condições de conforto.

O metabolismo é o processo pelo qual o corpo humano converte a energia dos alimentos em trabalho e calor. Considerando o corpo humano como uma máquina térmica, pode-se afirmar que uma pessoa pode converter a energia dos alimentos em trabalho com uma eficiência de no máximo 15 a 20%, durante curtos períodos de tempo. Em aplicações tais como atividades físicas leves, a eficiência é da ordem de 1%.

A taxa de metabolismo é importante no contexto deste assunto, pois representa o calor a ser removido do corpo humano, e deste modo, representa grande parcela no cálculo da carga térmica. Para se ter idéia, a taxa de liberação de calor por um ocupante de um ambiente condicionado pode variar, em média, de 120 W para uma pessoa em atividade sedentária até 600 W para atividade intensa. A taxa de transferência de calor dos ocupantes é especialmente importante no projeto ambiental de salas de aula, salas de conferência, teatros e outros ambientes onde ocorre a concentração de pessoas. As Tabelas 1.2 e 1.3 mostram os valores médios da taxa de calor liberada pelo metabolismo humano “ M ” de acordo com o tipo de atividade executada, de acordo com diferentes normas técnicas.

Tabela 1.2 - Taxas de metabolismo por tipo de atividade. Fonte: (NR-15).

Tipo de atividade	M (kcal/h)	M (W)
SENTADO, EM REPOUSO.	100	117
Trabalho leve:		
Sentado. Movimentos moderados de braços e tronco (digitar)	125	146
Sentado. Movimento moderado de braços e pernas (dirigir)	150	175
De pé. Trabalho em máquina, principalmente com braços	150	175
Trabalho moderado:		
Sentado. Movimentos vigorosos de braços e pernas	180	210
De pé. Trabalho leve em máquina, com movimentos	175	204
De pé. Trabalho moderado em máquina, com movimentos	220	257
Em movimento. Trabalho moderado de levantar ou empurrar	300	350
Trabalho pesado:		
Trabalho intermitente de levantar, arrastar ou empurrar pesos	440	513
Trabalho fatigante	550	642

Tabela 1.3 - Classificação dos níveis de taxa metabólica. Fonte: (ISO 7243/89).

Classe	Faixas de taxas metabólicas, M		Valores a serem utilizados para taxa metabólica média		Exemplos
	Relativos à unidade de área da pele (W/m ²)	Relativos a uma área de pele de 1,8 m ² (W)	W/m ²	W	
0 Descanso	$M \leq 65$	$M \leq 117$	65	117	Descanso ou repouso
1 Baixa taxa metabólica	$65 < M \leq 130$	$117 < M \leq 234$	100	180	Sentado: leve atividade com braços e pernas. De pé: caminhando levemente até 3,5 km/h.
2 Moderada taxa metabólica	$130 < M \leq 200$	$234 < M \leq 360$	165	297	De pé: trabalho moderado de braços e pernas. Caminhar de 3,5 a 5,5 km/h.

Tabela 1.3 - Classificação dos níveis de taxa metabólica. Fonte: (ISO 7243/89). (continuação)

3 Alta taxa metabólica	$200 < M \leq 260$	$360 < M \leq 468$	230	414	Trabalho intenso de braços e tronco. Caminhar de 5,5 km/h a 7 km/h. Puxar e empurrar cargas.
4 Altíssima taxa metabólica	$M > 260$	$M > 468$	290	522	Atividade muito intensa. Correr a mais de 7 km/h.

1.4 CONFORTO TÉRMICO

Segundo a ASHRAE Standard 55-92, o conforto térmico é assim definido: “Conforto térmico é a condição da mente que expressa satisfação com o ambiente térmico”.

O calor oriundo do metabolismo humano serve para manter constante a temperatura de seu corpo, o que é indispensável para o desenvolvimento e manutenção das fases vitais. Entretanto, o ser humano pode produzir mais calor do que necessita e sua temperatura é geralmente maior do que a do ar que o envolve, deste modo, parte desse calor é cedida ao meio ambiente.

A epiderme participa, em primeiro lugar, nessa troca térmica, a respiração também, mas em menor grau. Essa troca ocorre em quatro maneiras diferentes. Em primeiro lugar por transmissão de calor ao ambiente por convecção. Segundo, por irradiação, na direção das superfícies mais frias do local. Em terceiro lugar, por evaporação da epiderme, através da transpiração. E em quarto, por meio das vias respiratórias.

Essas trocas de calor dependem de fatores climáticos, como temperatura do ar ambiente, umidade, velocidade, assim como a temperatura de irradiação das superfícies do local. Dependem também do metabolismo do indivíduo. Certas pessoas possuem o metabolismo mais acelerado do que outras, o que resulta em uma maior produção de calor. O processo químico de produção interna de calor, e o físico de cedência de calor ao ambiente, são regulados pelo sistema nervoso autônomo; tanto no que diz respeito às condições a que o indivíduo está sujeito, como o seu trabalho, vestuário, seu estado físico, etc., e juntamente com outros fatores exteriores, caracterizam no seu conjunto o clima do ambiente. A Figura 1.7 esquematiza alguns fatores que influenciam no conforto térmico do indivíduo.

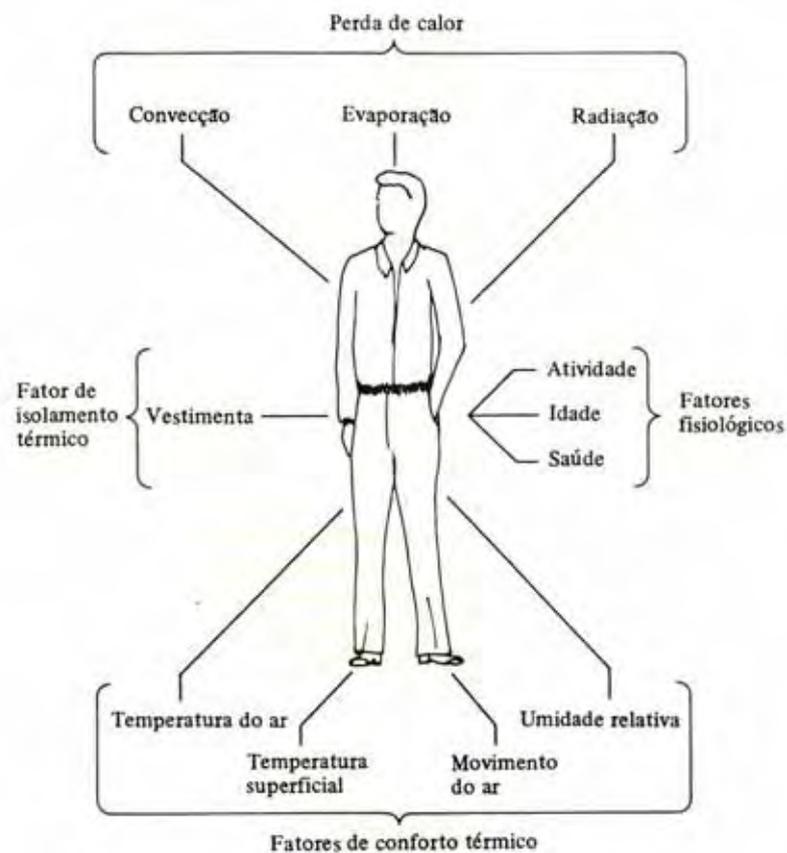


Figura 1.7 – Fatores influentes no conforto térmico. (W. F. Stoecker, 1985)

A margem de eficácia dos órgãos de regulação, margem que, sendo ultrapassada, provoca a morte, quer por congestão, quer por arrefecimento, determina os limites em

geral relativamente amplos, entre os quais se devem situar as condições climáticas ainda suportáveis. Esses limites são bastante restritos e por meio do ar condicionado se procura criar um ambiente agradável ao corpo humano, ou seja, um bem estar que não exija grande participação dos órgãos de regulação.

A zona de bem estar está relacionada com a temperatura, umidade relativa do ar e sua movimentação, assim como a temperatura de irradiação das superfícies envolventes. É nessa zona que a saúde e a potência de trabalho do homem têm as condições mais favoráveis. Contudo, essa zona pode variar um pouco de acordo com as estações do ano, seu vestuário, o tipo de trabalho a ser realizado e também de uma região para outra. A Tabela 1.4 dá uma indicação para as temperaturas e umidades relativas em função da permanência no recinto. O objetivo dessa temperatura é evitar o choque térmico que se verifica à entrada ou saída de um recinto com ar condicionado. A temperatura efetiva é um índice arbitrário que se aplica ao corpo humano e diz respeito ao grau de calor ou frio experimentado em certas combinações de grandezas, tais como temperatura de bulbo seco do ar, sua velocidade de movimentação, umidade relativa do ar e vestimenta. A temperatura efetiva é sempre menor do que a lida no termômetro de bulbo seco; somente na umidade relativa de 100% (ar saturado) é que são iguais.

Tabela 1.4 - Temperaturas e umidades relativas em função da permanência. (CREDER, 2004)

Permanência	Temperatura Efetiva (°C)	Temperatura de Bulbo Seco (°C)	Umidade Relativa (%)
Mais de 3 horas	22,7	25,5	55
Entre 45 minutos e 3 horas	23,3	26,6	50
Menos de 40 minutos	23,8	27,7	45

Segundo Mahoney (ONU, 1970), os intervalos considerados confortáveis dependem das médias mensais da umidade relativa (UR) e da média anual da temperatura do ar exterior (TMA). A Tabela 1.5 mostra esses fatores:

Tabela 1.5 - Limites Confortáveis de Temperatura. (ONU, 1970)

Média Mensal de Umidade Relativa	TMA < 15		15 ≤ TMA ≤ 20		TMA > 20	
	noite (°C)	dia (°C)	noite (°C)	dia (°C)	noite (°C)	dia (°C)
UR < 30%	12 a 21	21 a 30	14 a 23	23 a 32	17 a 25	26 a 34
30% ≤ UR < 50%	12 a 20	20 a 27	14 a 22	22 a 30	17 a 24	25 a 31
50% ≤ UR < 70%	12 a 19	19 a 26	14 a 21	21 a 28	17 a 23	23 a 29
UR ≥ 70%	12 a 18	18 a 24	14 a 20	20 a 25	17 a 21	22 a 27

Segundo Camargo (2003), no estudo de conforto térmico, um índice que bem representa a sensação térmica é a Temperatura Efetiva (TE). Uma vez que a temperatura, a umidade e a movimentação do ar interagem de forma independente, é necessário considerá-las juntas, pois todos esses fatores contribuem para determinar a sensação de frio ou calor sentida pelo corpo humano. A Temperatura Efetiva é uma composição desses parâmetros e procura exprimir a temperatura na qual “a maioria das pessoas se sente bem”, levando em conta o tempo de exposição e os efeitos da umidade e da movimentação do ar. Testes realizados por Yaglou, em 1923, na cidade de Pittsburgh, EUA, resultaram na Carta de Conforto ASHRAE (Figura 1.8). Apesar de ter sido feita em Pittsburgh, com trabalhadores homens usando roupas para residência ou escritório, ela resultou no mais conhecido índice ou nas condições internas desejáveis, e é utilizada por toda a indústria de condicionamento de ar. Esta carta é apresentada como um nomograma de modo a facilitar a resolução de problemas de conforto. Os dois eixos à esquerda e à direita representam, respectivamente, as temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido do ar. Entre elas, no meio do nomograma, aparecem as linhas que representam as velocidades do ar, variando desde 0,1 m/s até 3,5 m/s. Para determinar a temperatura efetiva liga-se a temperatura de bulbo seco à temperatura de bulbo úmido através de uma linha reta. Do ponto onde esta linha cruza a linha de velocidade do ar lê-se, na escala inferior, a temperatura efetiva. (CAMARGO, 2003)

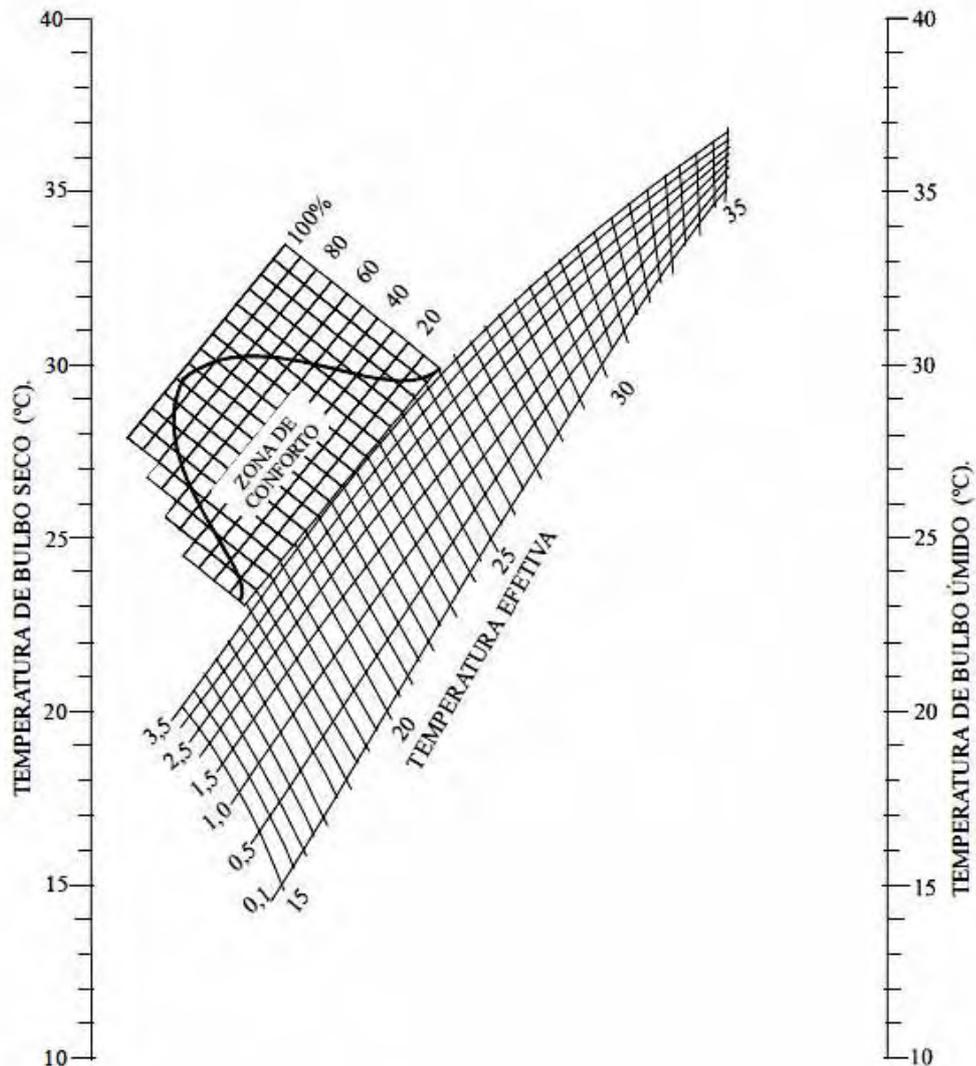


Figura 1.8 – Carta de conforto ASHRAE. (CAMARGO, 2000)

Na parte superior das linhas de velocidades é mostrada uma zona de conforto e a pequena escala a direita dessa zona representa o percentual de pessoas que se sentem confortáveis naquela respectiva temperatura efetiva. Como a carta de temperaturas efetivas da ASHRAE não leva em conta a quantidade de radiação solar incidente, um aumento de aproximadamente $0,5^{\circ}\text{C}$ deve ser feito na temperatura efetiva para cada 5 graus de redução na latitude norte a partir da latitude de 41° (WATT, 1963; WATT; BROWN,1997), ou seja, a zona de conforto mostrada na Figura 1.8 se move para a

direita de aproximadamente $0,5^{\circ}\text{C}$ a cada redução de 5° na latitude. Uma carta psicrométrica, que inclui a zona de conforto da ASHRAE, é mostrada na Figura 1.9. (CAMARGO, 2003)

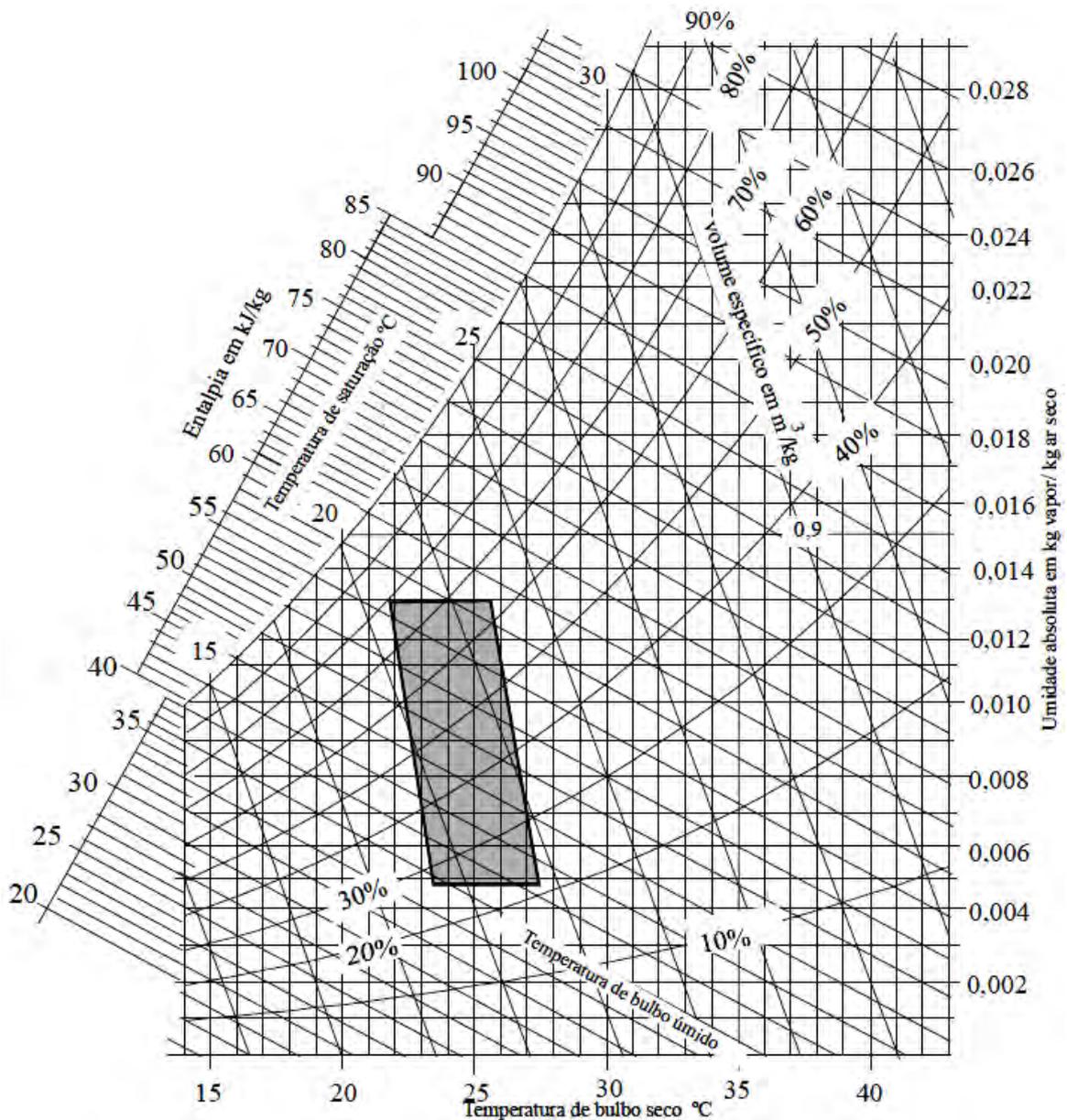


Figura 1.9 – Zonas de conforto ASHRAE para inverno e verão de acordo com a temperatura efetiva. (CAMARGO, 2000)

As condições externas recomendadas de temperaturas dos bulbos secos e úmidos para as principais cidades brasileiras no verão, assim como a temperatura de bulbo seco e umidade relativa do ar para o inverno, são dadas na Tabela 1.6 e 1.7, respectivamente. (ABNT - NBR-6401)

Tabela 1.6 - Condições externas recomendadas para o verão das principais cidades brasileiras. (NBR-6401)

Cidades	TBS (°C)	TBU (°C)	Temperatura Máxima
<i>1. Região Norte</i>			
Macapá (AP)	34	28,5	34,7
Manaus (AM)	35	29,0	26,9
Santarém (PA)	35	28,5	37,3
Belém (PA)	33	27	34,9
<i>2. Região Nordeste</i>			
João Pessoa (PB)	32	26,0	-
São Luís (MA)	33	28,0	33,9
Parnaíba (PI)	34	28,0	35,2
Teresina (PI)	38	28,0	40,3
Fortaleza (CE)	32	26,0	32,4
Natal (RN)	32	27,0	32,7
Recife (PE)	32	26,0	32,6

Tabela 1.6 - Condições externas recomendadas para o verão das principais cidades brasileiras. (continuação)

Petrolina (PE)	36	25,5	38,4
Maceió (AL)	33	27,0	35,0
Salvador (BA)	32	26,0	33,6
Aracajú (SE)	32	26,0	-
<i>1. Região Sudeste</i>			
Vitória (ES)	33	28,0	36,1
Belo Horizonte (MG)	32	24,0	35,5
Uberlândia (MG)	33	23,5	37,6
Rio de Janeiro (RJ)	35	26,5	39,4
São Paulo (SP)	31	24,0	34,9
Santos (SP)	33	27,0	37,7
Campinas (SP)	33	24,0	37,4
Pirassununga (SP)	33	24,0	37,8
<i>2. Região Centro-Oeste</i>			
Brasília (DF)	32	23,5	34,8
Goiânia (GO)	33	26,0	37,3
Cuiabá (MT)	36	27,0	39,0
Campo Grande (MS)	34	25,0	37,0
Ponta-Porã (MS)	32	26,0	35,8
<i>3. Região Sul</i>			
Curitiba (PR)	30	23,5	33,3
Londrina (PR)	31	23,5	
Foz do Iguaçu (PR)	34	27,0	38,0

Tabela 1.6 - Condições externas recomendadas para o verão das principais cidades brasileiras. (continuação)

Florianópolis (SC)	32	26,0	36,0
Joinville (SC)	32	26,0	36,0
Blumenau (SC)	32	26,0	36,0
Porto Alegre (RS)	34	26,0	39,0
Santa Maria (RS)	35	25,5	40,0
Rio Grande (RS)	30	24,5	-
Pelotas (RS)	32	25,5	-
Caxias do Sul (RS)	29	22,0	-
Uruguaiana (RS)	34	25,5	-

Tabela 1.7 - Condições externas recomendadas para o inverno das principais cidades brasileiras. (NBR-6401)

Cidades	TBS (°C)	Umidade Relativa (%)
Aracaju (SE)	20	78
Belém (PA)	20	80
Belo Horizonte (MG)	10	75
Blumenau (SC)	10	80
Boa Vista (PR)	21	80
Brasília (DF)	13	65
Caxias do Sul (RS)	0	90
Cuiabá (MT)	15	75
Curitiba (PR)	5	80
Florianópolis (SC)	10	80
Fortaleza (CE)	21	80
Goiânia (GO)	10	65
João Pessoa (PB)	20	77
Joinville (SC)	10	80
Macapá (AP)	21	80
Maceió (AL)	20	78

Tabela 1.7 - Condições externas recomendadas para o inverno das principais cidades brasileiras. (continuação)

Manaus (AM)	22	80
Natal (RN)	19	80
Pelotas (RS)	5	80
Porto Alegre (RS)	8	80
Porto Velho (RS)	15	80
Recife (PE)	20	78
Rio Branco (AC)	15	80
Rio de Janeiro (RJ)	16	78
Rio Grande (RS)	7	90
Salvador (BA)	20	80
Santa Maria (RS)	3	80
São Luís (MA)	20	80
São Paulo (SP)	10	70
Teresina (PI)	20	75
Uruguaiana (RS)	7	80
Vitória (ES)	18	78

As condições de conforto para o verão são dadas pela Tabela 1.8, para indivíduos em repouso ou em atividade moderada.

Tabela 1.8 - Condições de conforto para o verão (repouso ou atividades moderadas). (NBR-6401)

Finalidade	Local	Recomendável		Máxima	
		TBS (°C)	UR (%)	TBS (°C)	UR (%)
<i>Conforto</i>	Residências, hotéis, escritórios, escolas.	23 a 25	40 a 60	26,5	65
Lojas de curto tempo de ocupação	Bancos, cabeleireiros, lojas, supermercados.	24 a 26	40 a 60	27	65
Ambientes com grandes cargas de calor latente e/ou sensível	Teatros, auditórios, templos, cinemas, lanchonetes, restaurantes, bibliotecas, bares.	24 a 26	40 a 65	27	65
Locais de reuniões com movimento	Boates, salões de baile	24 a 26	40 a 65	27	65
Ambientes de arte	Depósitos de livros, manuscritos, obras raras.	21 a 23*	40 a 50*	-	-
	Museus e galerias de arte.	21 a 23*	50 a 55*	-	-
Acesso	Halls de elevadores	-	-	28	70

*Condições constantes para o ano inteiro.

TBS = Temperatura de bulbo seco (°C).

UR = Umidade relativa do ar (%).

A Tabela 1.9 apresenta as condições de conforto para o inverno.

Tabela 1.9 - Condições de conforto para o inverno. (NBR-6401)

TBS (°C)	UR (%)
20 a 22	35 a 65

A Figura 1.10 apresenta uma zona de conforto térmico ideal para verão e inverno, de acordo com as temperaturas e umidades relativas. Esta zona foi definida após ensaios feitos com pessoas vestidas com roupa comum e submetidas a várias condições de temperatura, umidade relativa e movimento do ar, anotando-se as reações em face às diversas condições.

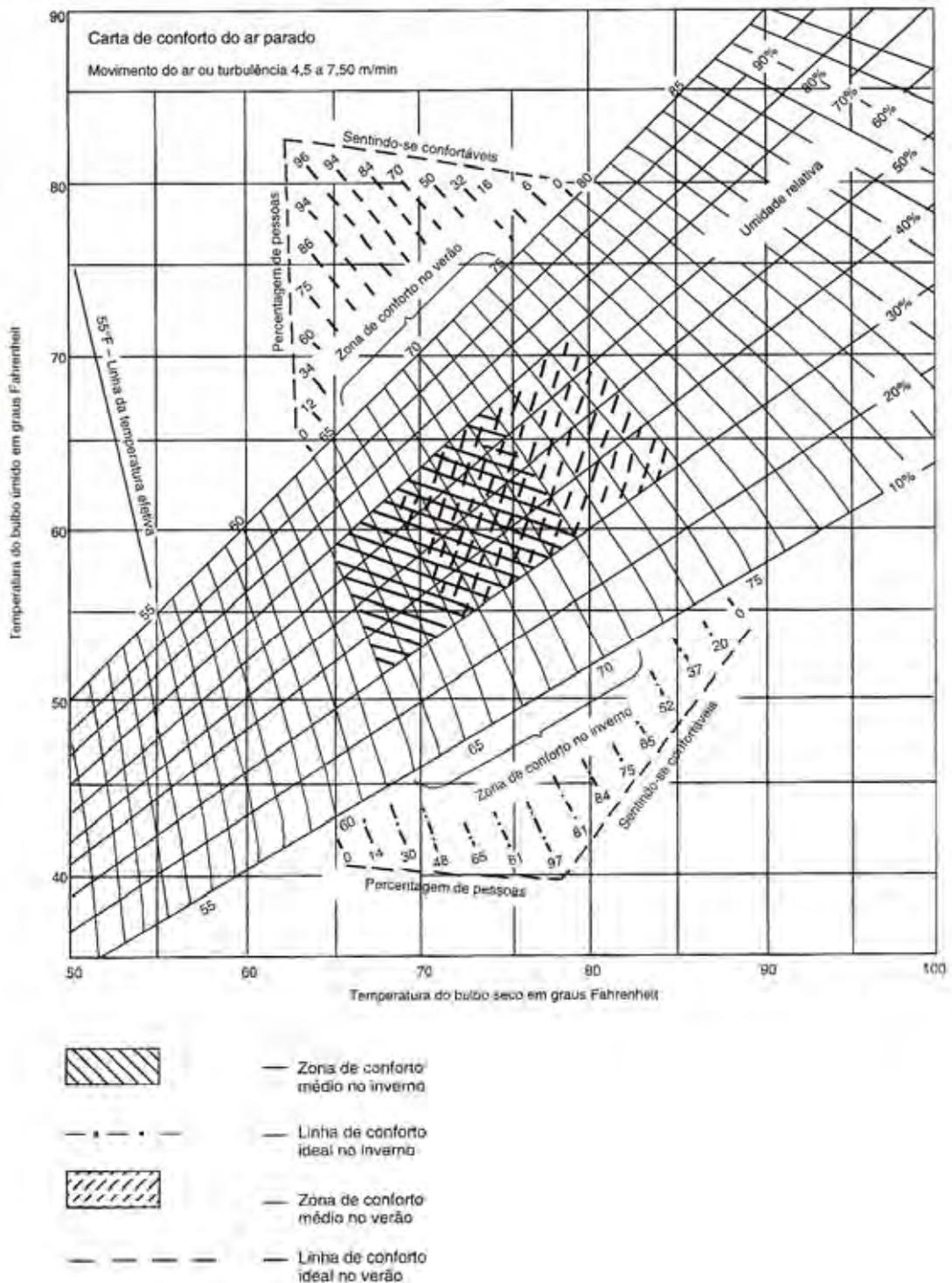


Figura 1.10 - Zonas de conforto térmico para verão e inverno. (Hélio Creder, 2004)

O bem estar, que é o equilíbrio completo de todo o regime térmico, não é geralmente sentido pelo indivíduo. Em compensação, ele sente certa perturbação logo que este equilíbrio se desfaz. O ar muito úmido provoca uma redução da evaporação de água da epiderme, devido à elevação da pressão parcial do vapor na atmosfera.

Com isso, a transferência de calor do corpo humano para o meio muito úmido torna-se mais difícil, e é particularmente desagradável ao indivíduo que faz um esforço físico.

O ar muito seco geralmente não dá uma impressão desagradável, em comparação ao ar muito úmido, e tem-se ainda uma respiração mais profunda e regular. Entretanto, se muito seco, pode ser maléfico ao sistema respiratório e até mesmo provocar ressecamento da pele, mucosas e olhos. O ar seco favorece a formação de poeiras que, por sua vez, são incômodas. Essas poeiras, em ambientes industriais, por exemplo, podem ser formadas de partículas tóxicas e/ou até mesmo voláteis, o que pode resultar em um ambiente prejudicial à saúde e/ou até mesmo explosivo. Em ambientes hospitalares essas podem provocar alergias e/ou infecções. Além desses exemplos há diversas áreas em que o controle da umidade, temperatura e pureza do ar são de extrema necessidade. Outros fatores podem influenciar no bem estar do indivíduo, tal como a concentração de oxigênio no ar, disponível para a respiração. Em um local fechado onde permanecem pessoas, se não houver uma circulação adequada do ar, essa quantidade de oxigênio diminui e diz-se que o ambiente está “viciado”, e é seguido de um aumento na concentração de dióxido de carbono e outros poluentes, além do vapor d’água oriundo da transpiração das pessoas. Essas alterações provocam mal estar nos indivíduos, diminuição na potência de trabalho e, em condições extremas, podem provocar perda de consciência e até mesmo a morte. A composição aproximada do ar, sob três diferentes condições, é dada na Tabela 1.10, considerando-se ar limpo e isento de poluentes em geral. Um adulto respira até cerca de 40 litros de ar por minuto, consumindo 02 litros de oxigênio e exalando 1,7 litros de dióxido de carbono, aproximadamente.

Tabela 1.10 - Composição do ar (percentagem em volume). (ASBRAV)

Componente	Ar externo (seco)	Ar interno (21° C, U.R. 50%)	Ar expirado (36° C, U.R. 100%)
Gás inerte	79,00	78,00	75,00
Oxigênio	20,97	20,69	16,00
Vapor d’água	0,00	1,25	5,00
Dióxido de carbono	0,03	0,06	4,00

A Tabela 1.11 mostra os critérios sugeridos para projetos gerais de ventilação de ambientes.

Tabela 1.11 - Critérios sugeridos para projetos gerais de ventilação de ambientes. (ASHRAE - American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineering, Guide an Data Book)

Área Funcional	Taxa de Renovação (Troca por hora)	Ft³/min por pessoa
Hospitais (sala de anestesia)	8-12	-
Salas de animais	12-16	-
Auditórios	10-20	10
Hospitais (salas de autopsia)	8-12	10
Padaria e confeitaria	20-60	-
Boliches	15-30	30
Igrejas	15-25	5
Hospitais (salas de citoscopia)	8-10	20
Salas de aula	10-30	40
Salas de conferencia	25-35	-
Corredores	3-10	-
Leiterias	2-15	-
Lavagem de pratos	30-60	-
Lavagem a seco	20-40	-
Fundições	5-20	-
Ginásios	5-30	1,5 por pé quadrado
Garagens	6-10	-
Hospitais (salas de isolamento)	8-12	-
Cozinhas	10-30	-
Lavanderias	10-60	-
Bibliotecas	15-25	10
Bibliotecas	15-25	10
Salas de deposito	2-15	-
Pequenas oficinas	8-12	-
Hospitais (suprimentos)	6-10	-
Berçários	10-15	-
Escritórios	6-20	10
Hospitais (salas de operação)	10-15	-
Radiologia	6-10	-
Restaurantes	6-20	10
Lojas	18-22	10
Residências	5-20	-
Equipamentos telefônicos	6-10	-
Salas de controle de tráfego aéreo	10-22	10
Toaletes	8-20	-
Soldas a arco voltaico	18-22	-

CAPÍTULO 2 ACIONAMENTOS ELETRÔNICOS

2.1 INTRODUÇÃO

Os inversores de frequência; também chamados de *conversores de frequência*, que fazem parte dos dispositivos de controle que compõem o acionamento eletrônico; são equipamentos para o controle de parâmetros dos motores de indução trifásicos; tais como velocidade, torque, corrente etc., gerando uma economia de energia sem prejudicar a qualidade final do sistema.

A eletrônica de potência vem com o passar do tempo tornando mais fácil e mais barato o acionamento de motores. Com isso, sistemas que antes usavam motores de corrente contínua, pela facilidade de controle, hoje podem usar motores de corrente alternada de indução graças aos *inversores de frequência*. Em paralelo com o avanço da eletrônica de potência, a microeletrônica, por meio de microprocessadores e microcontroladores, tem auxiliado muito o acionamento de máquinas CA, em particular os inversores de frequência, com funções cada vez mais complexas.

Os inversores de frequência podem substituir, com vantagens, os sistemas de controle de fluxo através de válvulas em sistemas de bombeamento, *dampers* em sistemas de ventilação, entre outros.

Os sistemas de refrigeração utilizam basicamente motores elétricos e controladores. Nos sistemas convencionais os controladores de vazão, pressão e temperatura comandam válvulas e/ou *dampers* de estrangulamento, desperdiçando a energia elétrica devido às perdas de carga que essas válvulas ocasionam. Nos sistemas atuais as válvulas de estrangulamento estão sendo substituídas por inversores de frequência acionando os motores dos compressores e os *dampers* são eliminados, dando lugar ao inversor atuando diretamente no motor elétrico do ventilador. A grande vantagem de utilização de inversores é que além de gerar economia de energia também reduz o custo de instalação do sistema. Os inversores variam as velocidades dos motores de acordo com a maior ou menor necessidade de vazão, pressão ou

temperatura de cada zona de controle. Ao diminuir a velocidade de rotação do motor, os inversores proporcionam grande economia de energia. Tal efeito não ocorre com as válvulas tradicionais onde a vazão é reduzida, porém, o motor continua operando na mesma rotação. Os conversores de frequência de última geração, não somente controlam a velocidade do eixo de motores elétricos trifásicos de corrente alternada, como também, controlam outros parâmetros inerentes ao motor elétrico, sendo que um deles é o torque.

Esses equipamentos costumam também atuar como dispositivos de proteção para os mais variados problemas de rede elétrica que se pode ocorrer, como desbalanceamento entre fases, sobrecarga, queda de tensão, etc.

Outra vantagem que se pode obter utilizando inversores de frequência é a possibilidade de redução dos custos de manutenção. Os inversores possibilitam que os motores sejam acionados suavemente, sem trancos. Com isso, reduz-se a quebra de elementos de transmissão como correntes e rodas dentadas, ocorrências frequentes em virtude do esforço adicional provocado pelos motores com partida direta.

Os Inversores de Frequência existem tanto em indústrias de processo quanto em manufaturas, tais como linhas de montagem, automobilísticas, bebidas e alimentícias, papel e celulose e petroquímicas.

Existem várias empresas que fabricam inversores de frequências, que apresentam características e funcionamento semelhantes, mas que podem variar de acordo com a faixa de atuação, tanto da frequência quanto da potência. Alguns exemplos de empresas fabricantes são: Weg, Mitsubishi Electric, Siemens, Hitachi, Fuji Electric, General Electric, dentre várias outras.

2.2 TIPOS DE ACIONAMENTOS ELETRÔNICOS

Os acionamentos eletrônicos podem ser divididos em dois grandes grupos: **acionamentos para motores CC** e **acionamentos para motores CA**.

Existem ainda subdivisões em cada grupo. Para motores CC, são apenas dois principais: **retificador** e **chopper**.

Já os acionamentos para motores CA, são subdivididos em: **com malha intermediária** e **sem malha intermediária**. Existe ainda uma outra subdivisão para os acionamentos com malha intermediária: **Fonte de Tensão (VSI)** e **Fonte de Corrente (CSI)**. Novamente, os acionamentos fonte de tensão (VSI) podem ser subdivididos em **PAM** (*Pulse Amplitude Modulation* – Modulação por Amplitude de Pulso) e **PWM** (*Pulse Width Modulation* – Modulação por Largura de Pulso). A Figura 2.1 esquematiza estas subdivisões mencionadas.

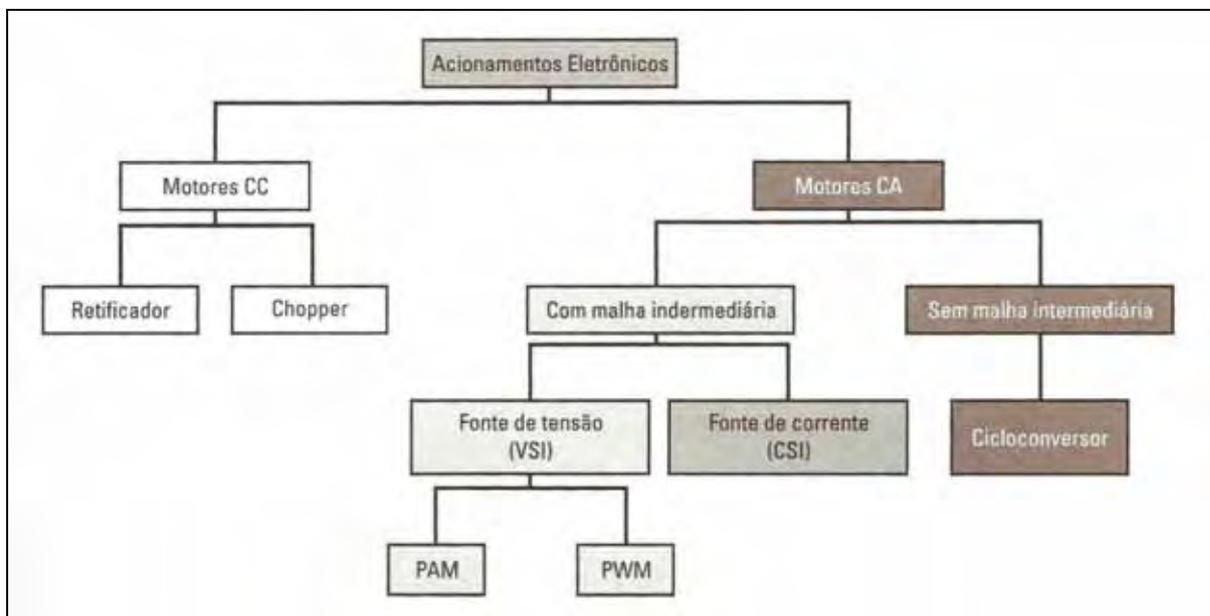


Figura 2.1 – Tipos de acionamentos eletrônicos. (AMERICO, 2004)

2.2.1 Acionamentos eletrônicos para motores CC

O controle da velocidade do motor CC é feito através da variação da tensão CC aplicada ao motor (na armadura e/ou no campo). Dependendo do tipo de tensão de alimentação disponível, usa-se um tipo específico de acionamento eletrônico. No caso da fonte de alimentação ser uma CA, usa-se industrialmente um retificador a tiristores. Por outro lado, quando a fonte de alimentação for uma tensão CC, como no caso das baterias, usa-se preferencialmente um *chopper* para fazer a variação dessa tensão CC.

2.2.1.1 Retificador a tiristores (CA-CC)

Sendo a fonte de alimentação trifásica ou monofásica, a estrutura do retificador a tiristores é diferente. A Figura 2.2 mostra esses dois tipos.

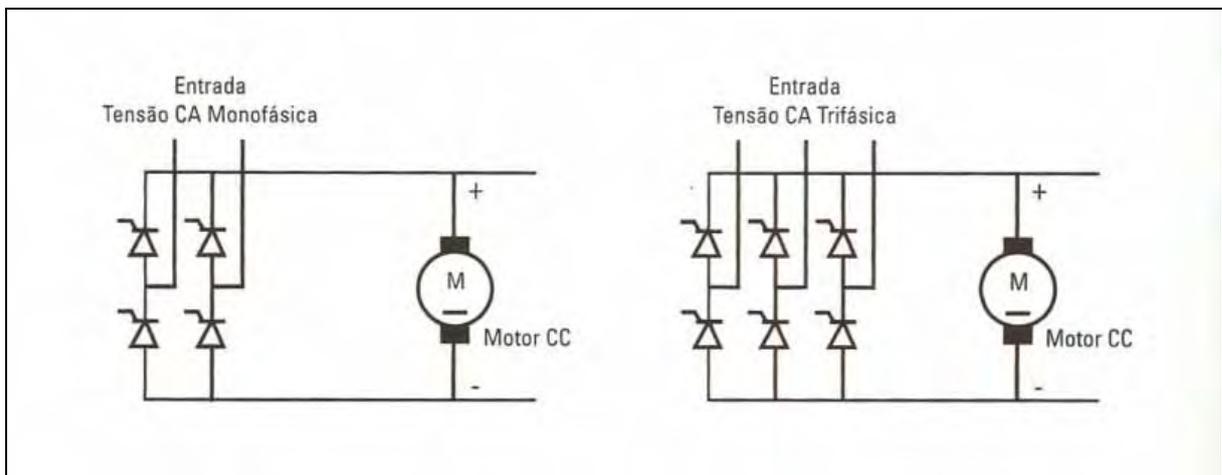


Figura 2.2 – Retificador a tiristores (monofásicos e trifásicos). (AMERICO, 2004)

A velocidade do motor CC pode ser controlada através do ângulo de disparo do retificador.

2.2.1.2 *Chopper* (CC-CC)

Esse tipo de conversor é usado quando a fonte de alimentação disponível já é uma tensão CC. Essa tensão pode vir de uma bateria ou de um retificador a diodos. A tensão CC de saída (V_o) pode ser controlada desde zero até o valor da tensão CC de entrada (V_i). O *chopper* utiliza uma ou mais chaves para fazer esse tipo de controle. A tensão (V_o) é alterada por meio do controle do tempo em que a chave fica fechada ou aberta (T_{on} e T_{off}).

Para ilustrar esse conceito de chaveamento, considera-se a Figura 2.3.

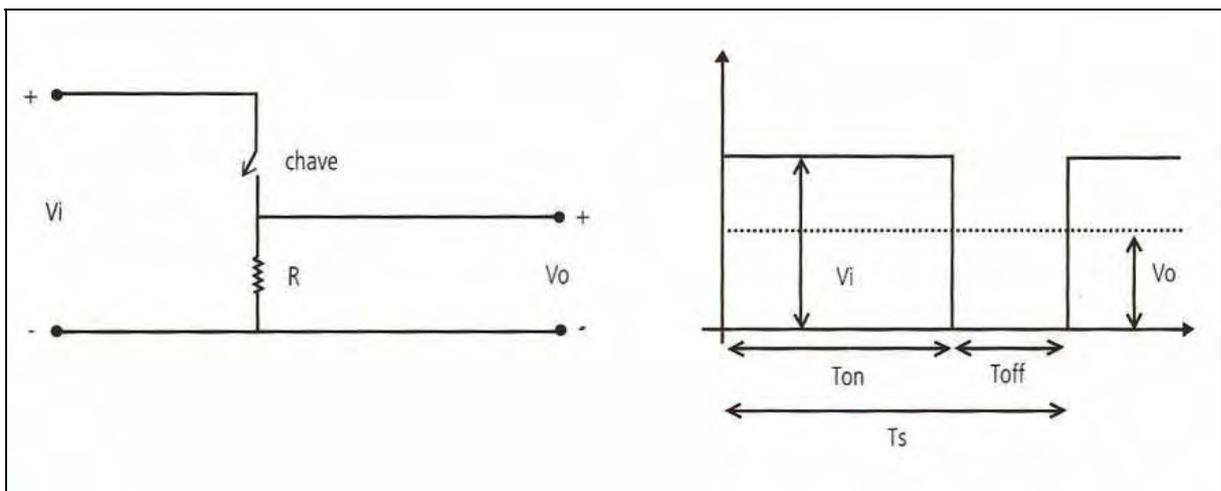


Figura 2.3 – Esquema simplificado do *chopper*. (AMERICO, 2004)

A tensão média de saída (V_o) é calculada pela equação (2.1):

$$V_o = \frac{V_i \cdot T_{on}}{T_{on} + T_{off}} = \frac{V_i \cdot T_{on}}{T_s} = D \cdot V_i \quad (2.1)$$

Sendo:

$$T_s = T_{on} + T_{off} \quad (2.2)$$

$$D = \frac{T_{on}}{T_s} \quad (2.3)$$

Onde:

V_i é a tensão de entrada (V).

T_{on} é o tempo da chave fechada (ms).

T_{off} é o tempo de chave aberta (ms).

O tempo T_s geralmente é menor que 1 ms. Consequentemente a frequência de chaveamento do chopper é maior que 1 kHz.

2.2.2 Acionamentos para motores CA com malha intermediária

Esse tipo de acionamento eletrônico funciona por meio de uma conversão indireta (CA-CC-CA), ou seja, converte-se a tensão alternada (CA) da rede de alimentação em uma tensão/corrente contínua (CC), e em seguida, converte-se essa tensão/corrente contínua novamente em uma tensão/corrente alternada (CA).

O acionamento eletrônico com malha intermediária é constituído basicamente de quatro unidades principais: o **retificador**, que é a unidade que recebe a tensão CA da rede e converte em uma tensão/corrente CC. Esse retificador pode ser controlado ou não. A **malha intermediária**, que é a unidade onde a tensão ou a corrente CC é filtrada, ou seja, tem suas oscilações instantâneas minimizadas. O **inversor**, que é a unidade onde a tensão/corrente CC é convertida em uma tensão/corrente CA. E a **unidade de controle**, que fornece os sinais de controle para as demais unidades. O controle para as diversas unidades pode ser implementado usando-se diferentes princípios/ técnicas, dependendo do tipo de acionamento. A Figura 2.4 mostra o esquema básico dos acionamentos com malha intermediária.

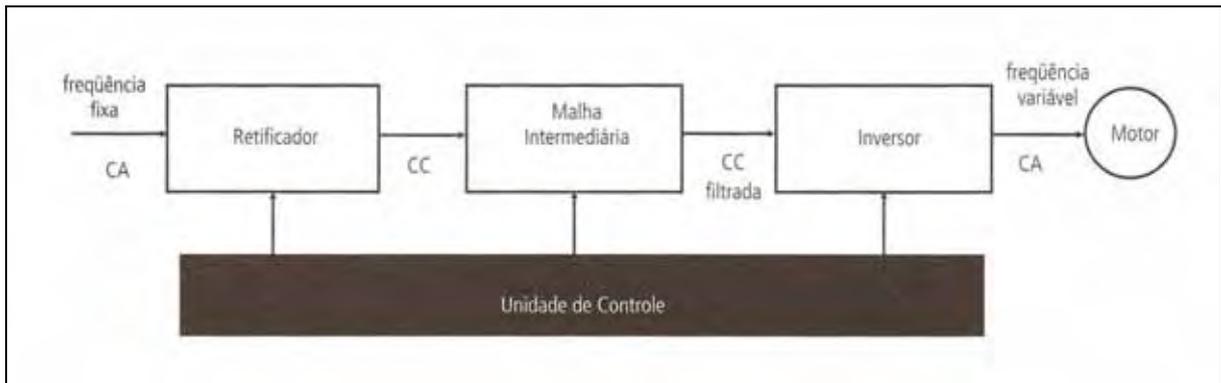


Figura 2.4 – Esquema básico dos acionamentos com malha intermediária. (AMERICO, 2004)

Pode-se ter a malha intermediária comportando-se de duas maneiras. Como uma fonte de tensão (**VSI – Voltage Source Inverter** - Inversor Fonte de Tensão), ou como uma fonte de corrente (**CSI – Current Source Inverter** – Inversor Fonte de Corrente).

Uma fonte de tensão ideal caracteriza-se por impor uma tensão fixa sobre a carga conectada a seus terminais. Na prática, a fonte de tensão implementada é normalmente constituída de um retificador em paralelo com um capacitor de elevado valor.

Analogamente, uma fonte de corrente ideal caracteriza-se por impor uma corrente fixa independente do valor da impedância da carga. Na prática, a fonte de corrente implementada é constituída de um indutor de elevado valor em série com um retificador de tensão. (AMERICO, 2004)

2.2.2.1 Acionamentos com malha intermediária fonte de tensão (VSI)

Neste tipo de configuração a malha intermediária funciona como uma fonte de tensão. A tensão CA oriunda da rede de alimentação é retificada para se obter uma fonte de tensão CC.

A malha intermediária possui um capacitor de valor elevado. O retificador funciona como um carregador desse capacitor, fornecendo a ele a tensão CC. Esse capacitor carregado é que é usado como fonte de tensão CC para o inversor.

Como a amplitude da tensão fundamental CA de saída do inversor deve ser variável, assim como sua frequência, surgem então duas possibilidades para fazer o controle da amplitude de tensão: **no retificador de entrada** (tipo classificado como **VSI-PAM**); ou **no próprio inversor** (tipo classificado como **VSI-PWM**).

2.2.2.1.1 Acionamento VSI-PAM

Nesta configuração, o retificador, normalmente constituído por tiristores, faz o controle da amplitude da tensão, enquanto que o inversor faz o controle da frequência. Esse acionamento é denominado **VSI-PAM** (*Pulse Amplitude Modulation* – Modulação por Amplitude de Pulso). As Figuras 2.5 e 2.6 mostram o princípio de funcionamento desse acionamento. Nelas podem-se observar duas formas de tensão de saída entre fases V_{uv} , com a mesma frequência ($f_1 = f_2$), mas com diferente amplitude ($V_1 \neq V_2$).

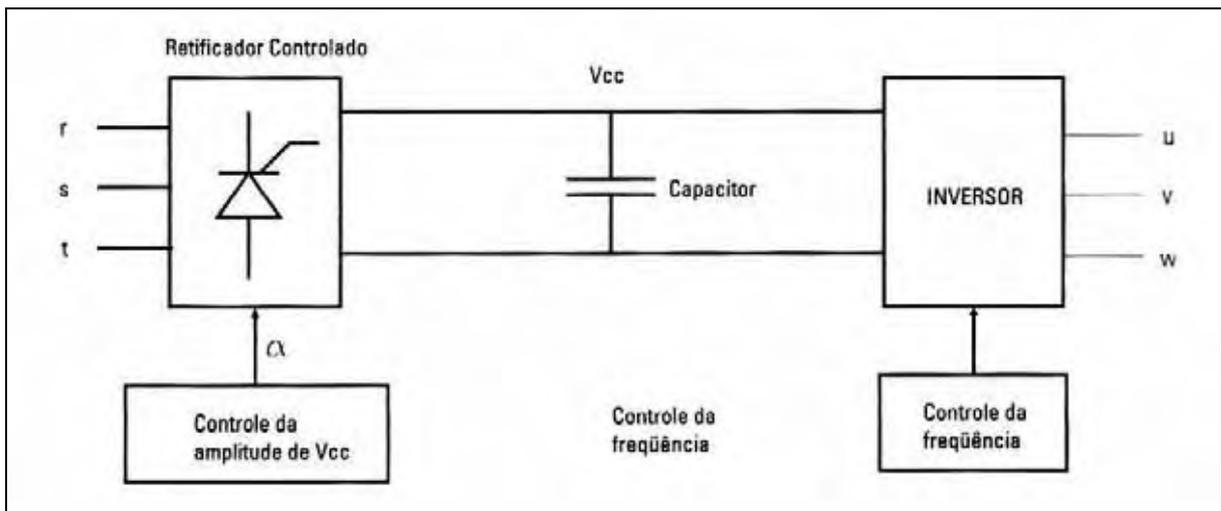


Figura 2.5 – Acionamento VSI-PAM. (AMERICO, 2004)

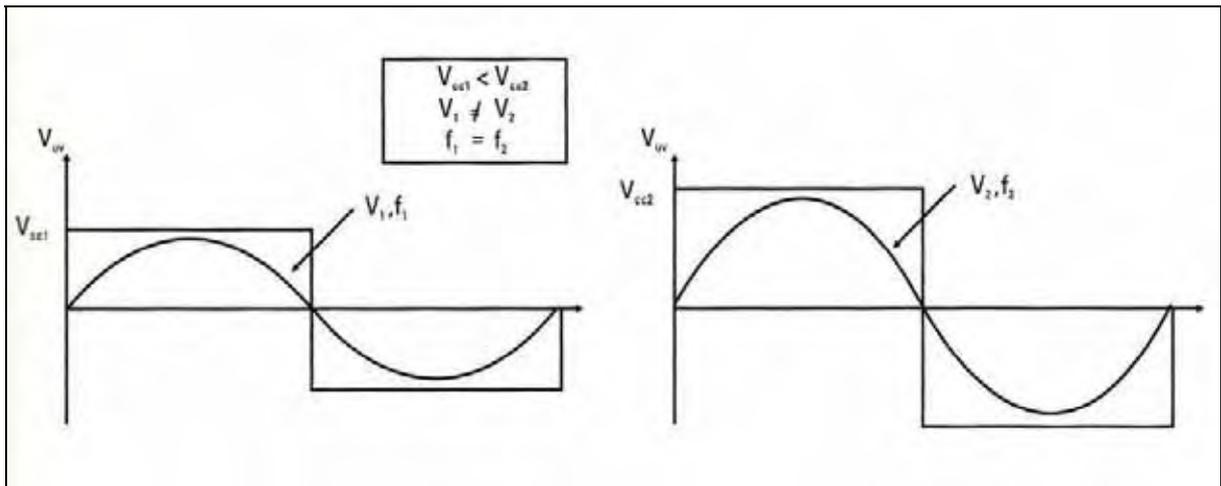


Figura 2.6 – Formas de onda no acionamento VSI-PAM. (AMERICO, 2004)

2.2.2.1.2 Acionamento VSI-PWM

A outra possibilidade de controle consiste em fazer a variação da amplitude da tensão CA e da frequência apenas pelo inversor. O retificador a diodos fornece ao capacitor uma tensão CC de amplitude constante. O inversor fica responsável pelo controle da amplitude e da frequência da tensão CA de saída. Esse tipo de acionamento é denominado **VSI-PWM** (*Pulse Width Modulation* – Modulação por Largura de Pulso). Seu princípio de funcionamento é ilustrado nas Figuras 2.7 e 2.8. Nelas podem-se observar duas formas de ondas de tensão que mantêm a relação tensão/frequência constante, enquanto o valor da tensão do capacitor permanece constante. Trata-se do tipo mais comum comercialmente.

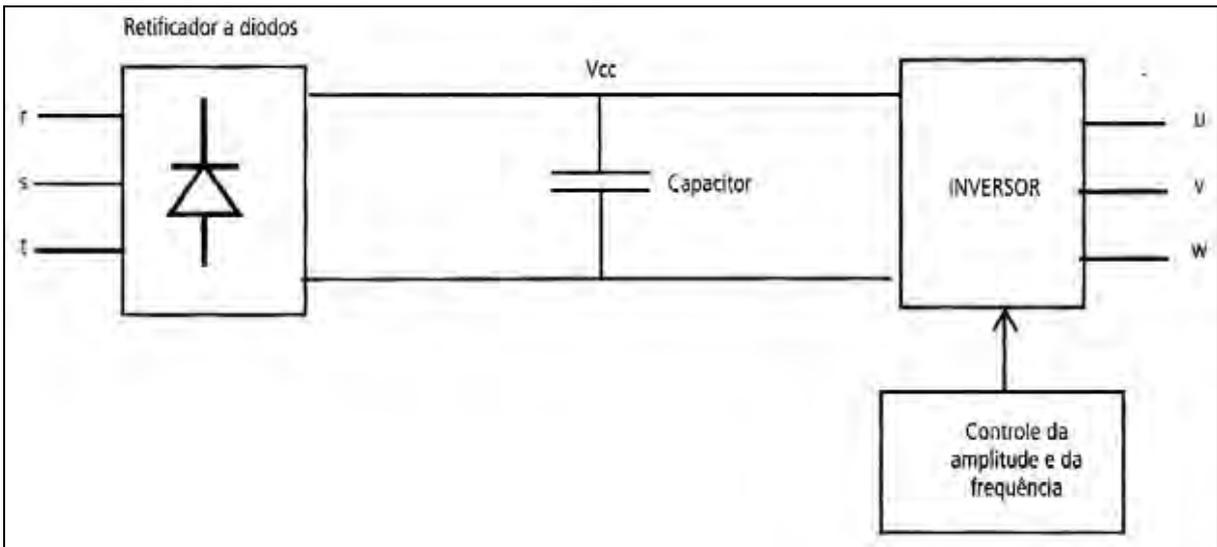


Figura 2.7 – Acionamento VSI-PWM. (AMERICO, 2004)

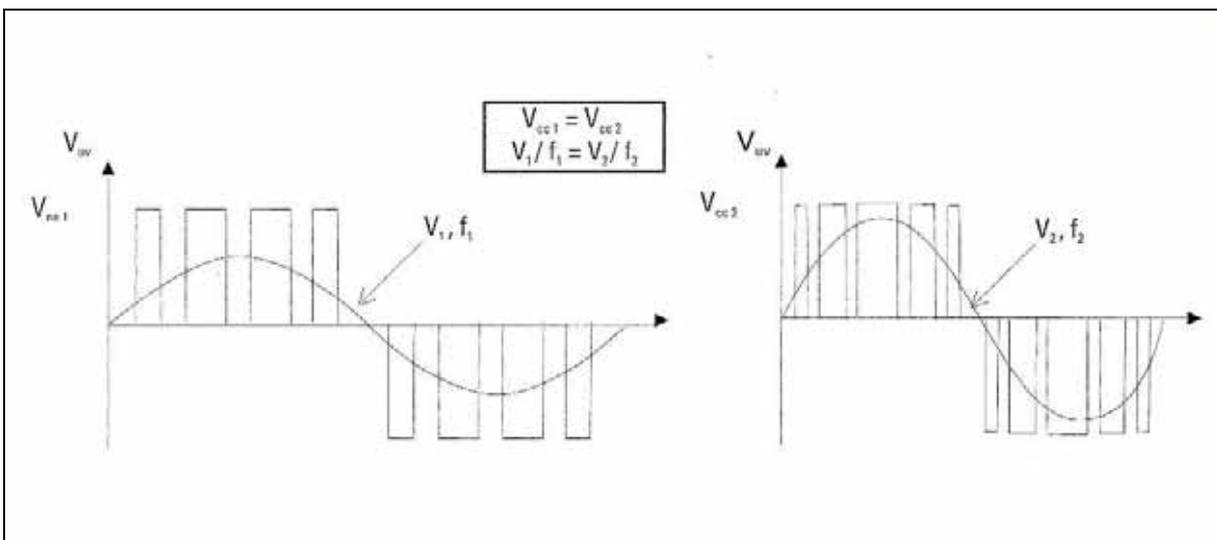


Figura 2.8 – Formas de onda no acionamento VSI-PWM. (AMERICO, 2004)

2.2.2.2 Acionamentos com malha intermediária Fonte de Corrente (CSI)

Neste tipo de acionamento a malha intermediária faz o papel de uma fonte de corrente. A tensão da rede de alimentação é retificada para se obter uma fonte de corrente com o auxílio de um indutor (L). O acionamento CSI opera normalmente com uma ponte retificadora a tiristores na entrada. O inversor pode ser de comutação forçada, como usualmente no caso dos motores de indução usando IGBT's, ou de

comutação natural, como usualmente no caso das máquinas síncronas de potência elevada usando tiristores.

Na comutação natural o desligamento do tiristor acontece quando a corrente que passa por ele diminui a zero e, a partir desse instante, fica bloqueado. O instante de bloqueio fica determinado unicamente pela característica da carga ou da fonte de alimentação. Por outro lado, na comutação forçada, o dispositivo semicondutor é desligado ainda que estivesse conduzindo corrente. Nesse caso, o bloqueio independe das características da carga, enquanto a condução de corrente é assumida por outro dispositivo, geralmente um diodo.

As Figuras 2.9 e 2.10 mostram o princípio de funcionamento deste acionamento e as formas de onda de corrente por fase na saída do inversor. Como pode ser visto, o somatório das correntes de fase é sempre zero, enquanto a amplitude da corrente pelo indutor (L) é constante (I_{cc}).

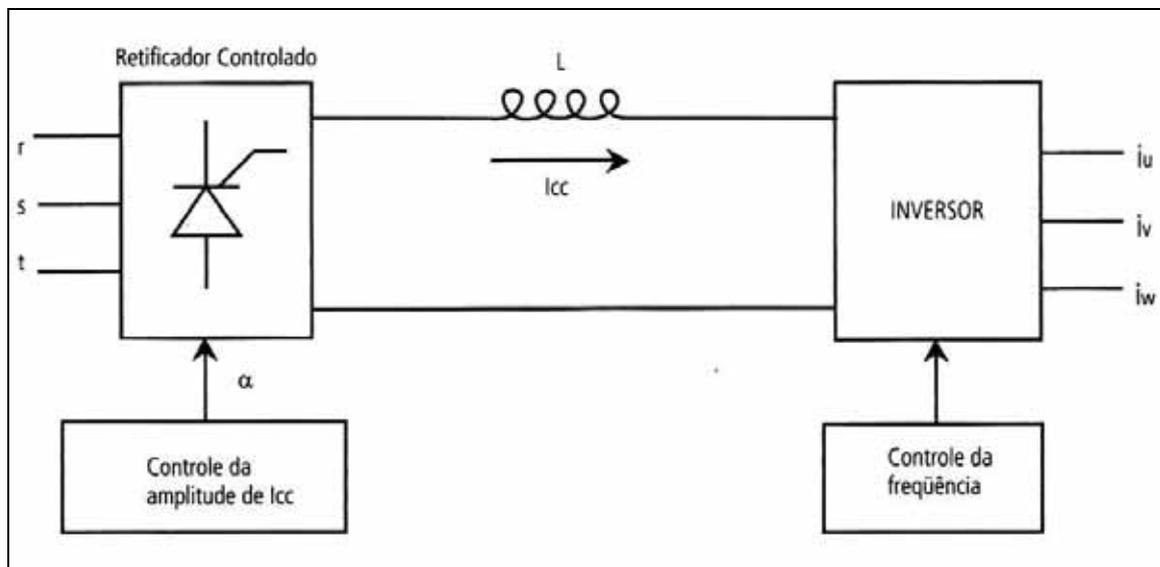


Figura 2.9 – Acionamento com fonte de corrente (CSI). (AMERICO, 2004)

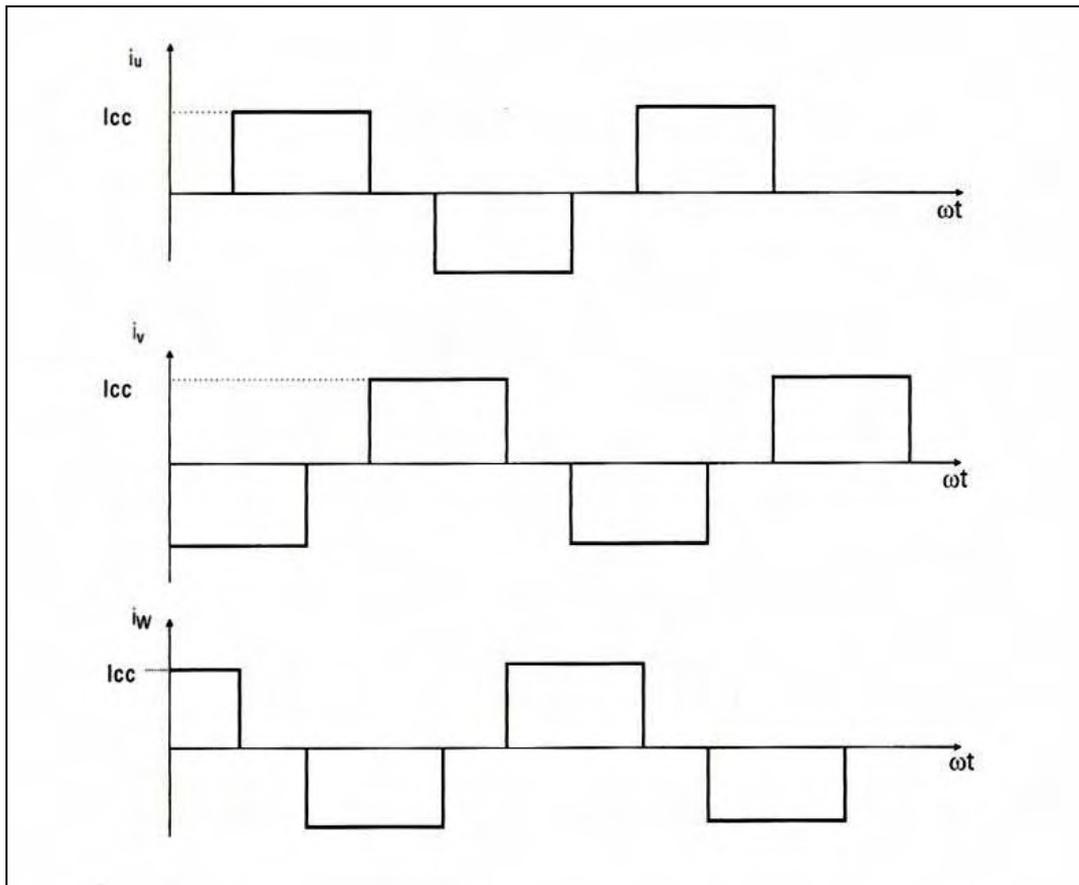


Figura 2.10 – Formas de onda no acionamento com fonte de corrente (CSI). (AMERICO, 2004)

2.2.3 Acionamentos sem malha intermediária (Cicloconversor)

O tipo de conversão é direta (CA-CA) neste tipo de acionamento. A tensão CA e a frequência de saída são obtidas diretamente da tensão CA de entrada, sem a necessidade da etapa de corrente contínua (CC). O exemplo mais empregado industrialmente é o Cicloconversor. O inconveniente desse tipo de acionamento é que a frequência de saída fica limitada a valores abaixo de 20 Hz. Na Figura 2.11 é mostrado o esquema de um cicloconversor monofásico a partir de tensão trifásica, cuja estrutura é constituída de duas pontes retificadoras a tiristores em anti-paralelo.

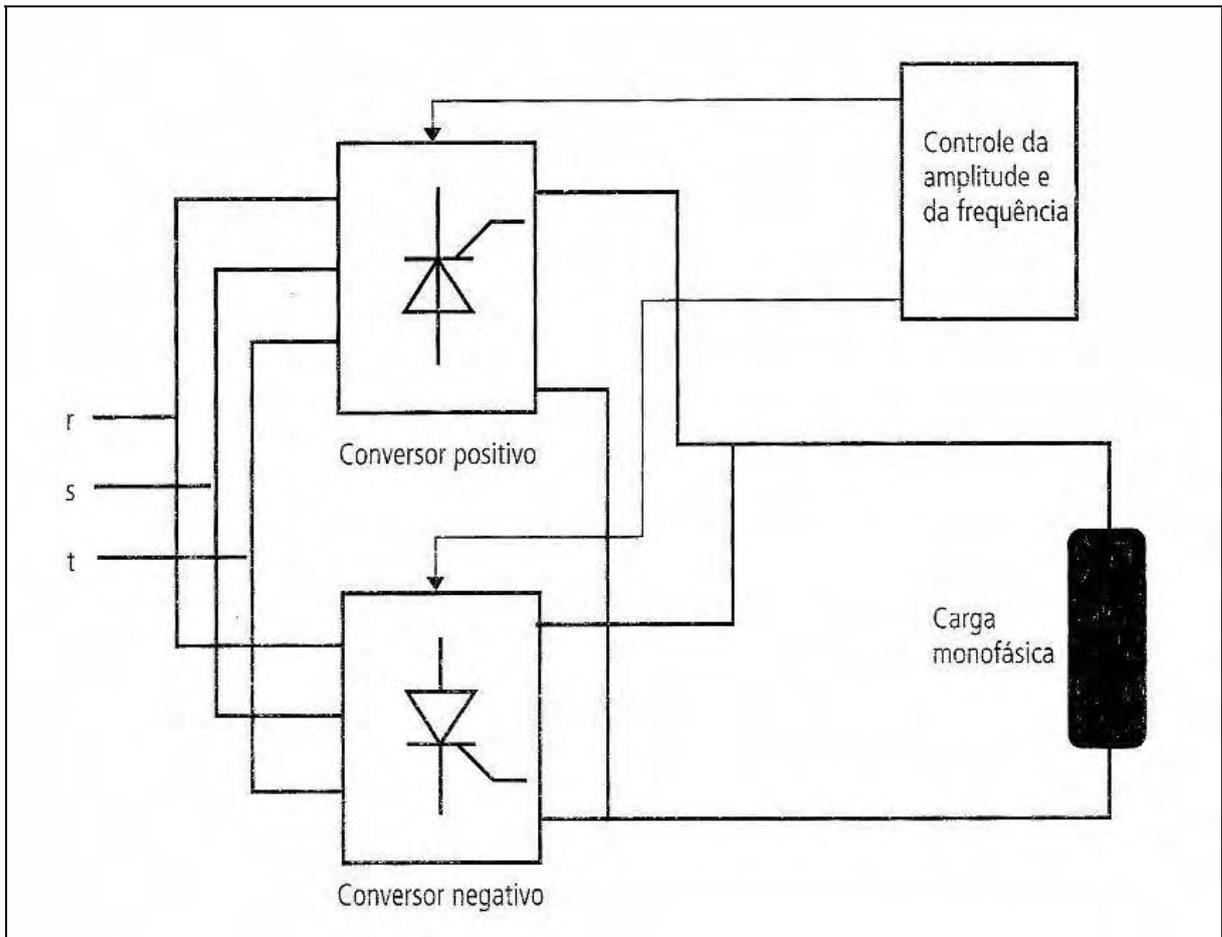


Figura 2.11 – Acionamento sem malha intermediária (cicloconversor $3\phi/1\phi$). (AMERICO, 2004)

A partir da tensão de entrada são geradas outras, defasadas, que comparadas adequadamente com a referência determinam os instantes de disparo dos tiristores dos conversores positivo ou negativo. A tensão de saída fica composta por parcelas da tensão de entrada, e sua frequência fundamental é igual à frequência de referência.

Na Figura 2.12 são ilustradas as formas de onda características desse cicloconversor.

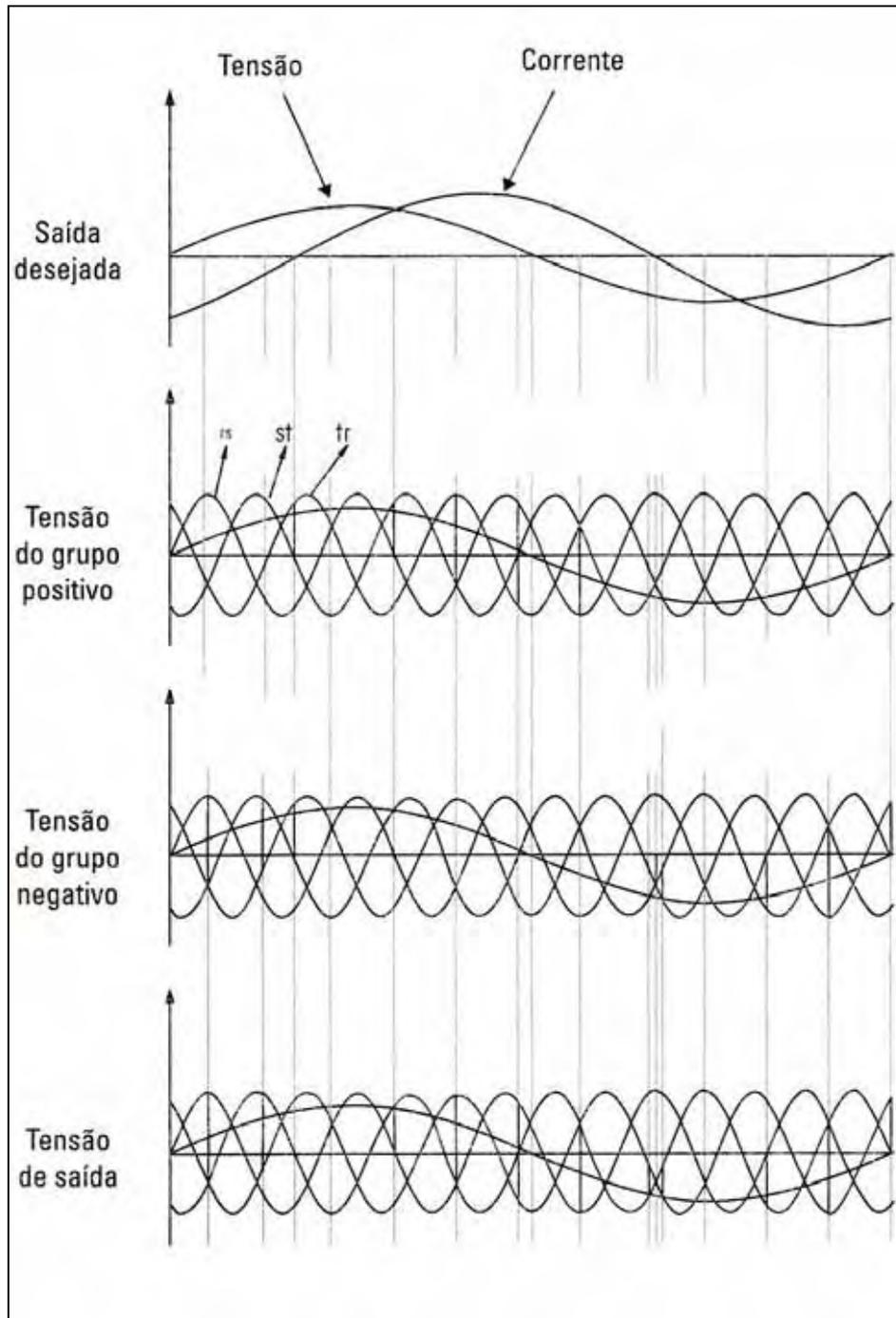


Figura 2.12 – Formas de onda de um cicloconversor monofásico. (AMERICO, 2004)

2.3 VANTAGENS E DESVANTAGENS

2.3.1 Principais vantagens

Dentre as principais vantagens da utilização do inversor de frequência está sem dúvida alguma a possibilidade de se obter uma economia de energia no sistema ou processo onde o mesmo for empregado. Essa economia é mais perceptível principalmente quando esses operam com variação de parâmetros tais como vazão de ar, variação de carga térmica, vazão de água ou qualquer parâmetro que necessite alterar a rotação do motor.

Aplicações onde a potência e o torque são variáveis; tais como em ventiladores, bombas centrífugas e compressores centrífugos ou de espiral (*scroll*); o torque varia com o quadrado da velocidade e a potência com o cubo da velocidade. Esses são os tipos particulares de aplicações onde se produz a maior economia de energia fazendo-se uso dos inversores de frequência.

Sistemas de ar condicionado central de escritórios representam até 45 % do consumo total de energia. Esse valor pode chegar a atingir 55 % em um shopping center e 70 % em um supermercado. Os melhores casos de economia de energia em sistemas de ar condicionado são conseguidos em edificações que funcionam longos períodos do ano com carga parcial. Os sistemas tradicionais operam normalmente com palhetas de entrada ou *damper* de saída no ventilador do *fan-coil* (ventilador que sopra o ar para o compartimento através de uma serpentina gelada) e esse tipo de sistema desperdiça uma grande quantidade de energia, principalmente quando passa boa parte do tempo com pequena abertura. O acionamento eletrônico, através do inversor de frequência, permite o controle do fluxo de ar no *fan-coil*, abaixando significativamente o consumo de energia. Essas situações são bastante comuns, pois os sistemas de ar condicionado são projetados para atender aos dias mais quentes, trabalhando abaixo de sua capacidade máxima nos dias mais amenos. (Americo, 2004)

Os acionamentos eletrônicos respondem aos sinais elétricos de controle, diferentemente dos sistemas mecânicos de palhetas e *dampers*. Deste modo, o controle fica mais rápido e preciso, podendo até mesmo ser feito com a ajuda de computadores.

Além da economia pode-se ainda aumentar a vida útil dos motores, acoplamentos, correias, engrenagens, chavetas, eixos e outros dispositivos ligados ao motor, pois o mesmo pode ser acionado de forma suave evitando assim uma quebra brupta por fadiga. Desta forma gasta-se menos tempo e dinheiro com manutenção dos equipamentos, o que resulta em mais uma economia para o processo.

O inversor de frequência basicamente é utilizado para controlar o torque, a potência e a rotação do motor, proporcionando desta forma flexibilidade para o processo atender a diferentes demandas e condições para que o mesmo possa aproveitar e ser mais eficiente quando possível. Esta flexibilidade, com tal eficiência, é impossível em sistemas desprovidos do inversor de frequência.

2.3.2 Principais desvantagens

Existe um desgaste adicional no isolamento do motor por causa da rápida mudança nos pulsos de tensão, entretanto, esse tipo de problema normalmente não traz prejuízos para o motor.

O motor pode também produzir mais ruído do que o normal. Contudo, com os novos projetos utilizando chaves eletrônicas de alta frequência de chaveamento este problema está sendo minimizado.

A forma de onda de corrente distorcida produzida pelo inversor de frequência contém harmônicos. Esses harmônicos não produzirão torque útil, mas causarão aquecimento adicional ao motor. A quantidade de aquecimento adicional produzida é previsível, e variará com a faixa de velocidade em torno de 3 a 15 % de aquecimento além do normal. Novos projetos com portadoras em alta frequência produzem menos de 5 % de aquecimento adicional. (Americo, 2004)

Em baixas velocidades (abaixo de 10 Hz, ou 600 rpm) pode-se notar pulsações de torque no eixo do motor. Essas pulsações são causadas pela forma de onda distorcida de corrente nestas velocidades. Em projetos otimizados a forma de onda é menos distorcida para essas velocidades, tornando mais suave a rotação do eixo. Contudo, nem todos os projetos são otimizados, e alguns produzirão pulsações de torque em baixas velocidades.

Podem ocorrer também interferências eletromagnéticas, ressonâncias elétricas com conseqüentes sobretensões ou sobrecorrentes. *Spikes* (picos) e *notches* (cortes/quebras) de tensão na rede.

CAPÍTULO 3 MATERIAIS E MÉTODOS

Esta dissertação apresenta os resultados de um trabalho experimental realizado em uma bancada de testes do laboratório de eficiência energética da UNESP - Campus de Guaratinguetá, LAMOTRIZ, onde se constatou a diferença de potência elétrica de acionamento e do coeficiente de performance do ciclo de refrigeração com dois diferentes tipos de compressores: um (hermético) a pistão, cujo corte é ilustrado na Figura 3.1, onde o fluido é comprimido pelo pistão que através de um sistema biela-manivela converte o momento rotativo de um motor em movimento linear de um êmbolo; o outro rotativo do tipo espiral (*scroll*), cujo exemplo é mostrado na Figura 3.2 e opera com inversor de frequência, no qual a compressão do gás é possível devido à excentricidade da espiral móvel que forma uma câmara de compressão ao longo da carcaça.

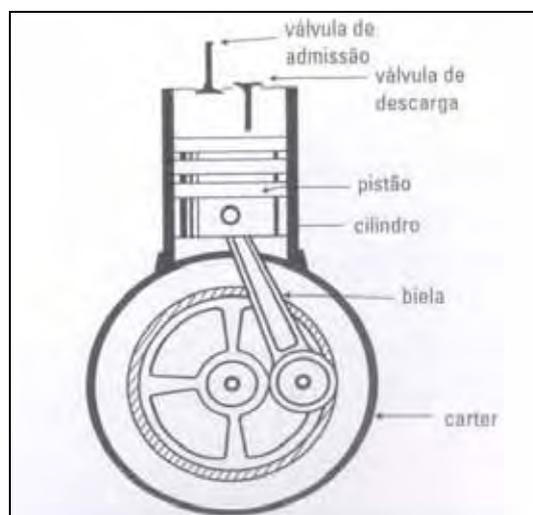


Figura 3.1 – Corte de um compressor a pistão (hermético). (HAHN, 2004)

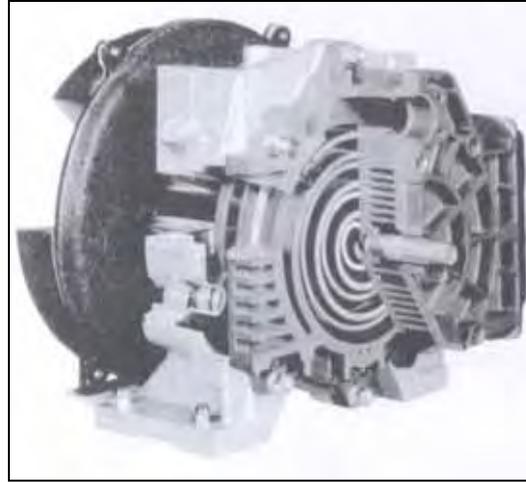


Figura 3.2 – Compressor rotativo por espiral (*scroll*). (HAHN, 2004)

No estudo variou-se a vazão do fluido refrigerante, e conseqüentemente o efeito frigorífico (também conhecido como efeito refrigerante ou carga térmica), por dois procedimentos distintos: restrição da passagem do refrigerante através de uma válvula de estrangulamento, mantendo-se a rotação do compressor a pistão constante, e por meio de variação da rotação do compressor *scroll* com aplicação de um inversor de frequência, mantendo-se a válvula de estrangulamento em uma posição fixa. Todos os ensaios foram realizados sob condições onde foram mantidas constantes a pressão barométrica local (média de 712 mmHg (95 kPa)), a temperatura de bulbo seco do ar de circulação (23°C), além da umidade relativa do mesmo numa faixa entre 50 e 80 %. A vazão de ar do sistema, oriunda de um ventilador axial, foi mantida constante com o motor em 60 Hz, proporcionando uma vazão média de ar de 1450 Nm³/h.

3.1 EQUIPAMENTOS UTILIZADOS

Para o desenvolvimento do estudo foram utilizados na bancada de testes, conforme mostrada na Figura 3.3, os seguintes equipamentos:

01 Inversor de frequência - marca WEG, modelo CFW-08, com porta MODBUS;

01 Inversor de frequência - marca WEG, modelo CFW-09, com porta MODBUS;

01 CLP - marca Schneider Electric, família TWIDO com cartão ethernet, serial, fonte de alimentação, 16 entradas e 8 saídas, com porta MODBUS;

01 Medidor multifunção - marca Schneider, modelo PM 800, exatidão 0,5 %;

01 Motor trifásico assíncrono - marca WEG, 2 polos, 1 ½ CV (1134 W), 220/380 V - tipo alto rendimento;

01 Ventilador axial, marca POLUTEC, modelo axial ATD 350/8, vazão 5000 Nm³/h, pressão 24 mmCA, 8 pás distribuídas de maneira simétrica, coeficiente de pressão de projeto de 0,18, relação de cubo de 0,43 , diâmetro externo de 350 mm e folga de ponta de 10 mm, acionado diretamente por motor elétrico;

01 Transdutor de pressão diferencial, marca YOKOGAWA, código: EJA210 DM, faixa de pressão 0 a 300 mmH₂O, precisão: 0,5%;

01 Transmissor de pressão manométrico tipo capacitivo, marca Siemens, faixa de pressão de 0 a 300 psi, alimentação 24 VDC, precisão de 0,5%, proteção IP 65, sinal de saída 4 a 20 mA, com indicação local digital;

01 Transmissor de pressão manométrico tipo capacitivo, marca Siemens, faixa de pressão de 0 a 500 psi, alimentação 24 VDC, precisão de 0,5%, proteção IP 65, sinal de saída 4 a 20 mA, com indicação local digital;

02 Pressostatos manométricos, marca Danfoss, com contato reversível 5A, faixa de 0 a 100 psi;

02 Pressostatos manométricos, marca Danfoss, com contato reversível 5A, faixa de 0 a 485 psi;

01 Compressor de ar condicionado, marca Emerson Climate Technologies, tipo hermético a pistão, com capacidade na ordem de 26297 BTU/h (7700 W), motor trifásico de 1,49 kW (nominal), para gás refrigerante R-22;

01 Compressor de ar condicionado, marca Emerson Climate Technologies, tipo scroll (rotativo), com capacidade na ordem de 26297 BTU/h (7700 W), motor trifásico de 1,62 kW (nominal), para gás refrigerante R-22;

02 Transmissores de temperatura, marca Impac, faixa de 0 a 200 °C, sinal de entrada tipo PT 100 e sinal de saída de 4 a 20 mA;

01 Unidade condensadora, marca Carrier, 24.000 BTU/h (7034,4 W);

01 Evaporador, marca Carrier 24.000 BTU/h (7034,4 W);

01 Fluxômetro OMEL Modelo 4N7, marca Emerson Climate Technologies;

01 Válvula de expansão, marca Emerson Climate Technologies.

01 Transdutor de velocidade e de temperatura do ar, marca KIMO, código CTV-200, faixa de velocidade: 0,1 – 20 m/s – exatidão $\pm 0,03$ m/s, faixa de temperatura: 0 – 50 °C – exatidão $\pm 0,3$ °C, saída analógica 4 – 20 mA;

01 trena metálica com menor divisão de 1 mm.

01 barômetro com menor divisão de 1 mmHg.

A bancada de testes é provida de sistema supervisorio de coleta de dados capaz de mensurar até 102 variáveis quatro vezes por segundo. A Figura 3.3 mostra a bancada de testes que engloba a instalação de condicionamento de ar.



Figura 3.3 – Bancada de testes. (LAMOTRIZ, Unesp – Campos de Guaratinguetá)

A Figura 3.4 ilustra a janela de comando do sistema supervisorio da bancada de testes.

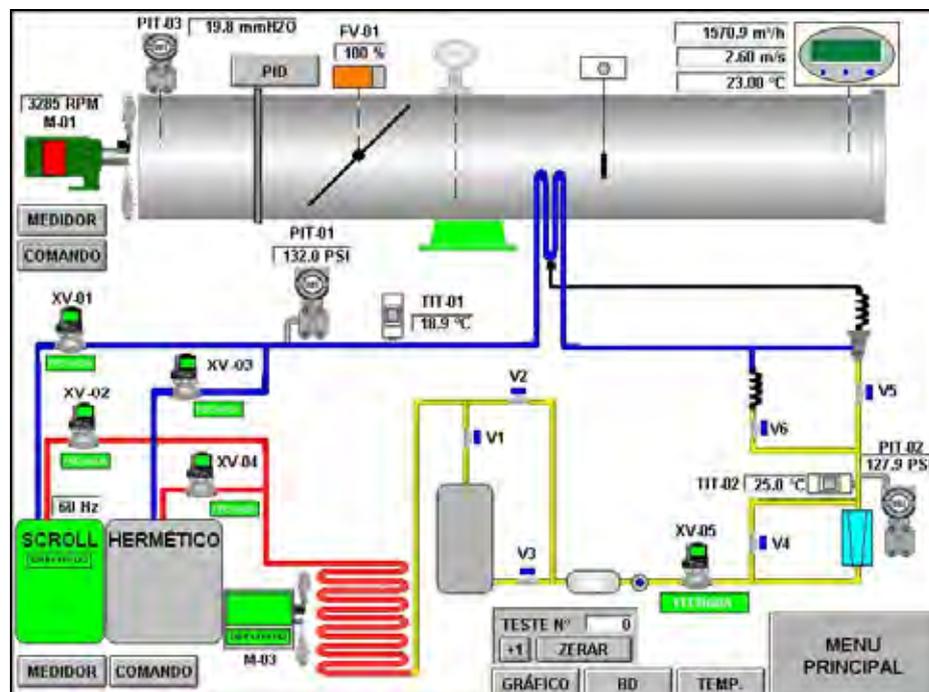


Figura 3.4 – Janela de comando do supervisorio da bancada de testes. (LAMOTRIZ, Unesp – Campos de Guaratinguetá)

3.1.1 Software utilizado para o controle do supervisão

Todas as funções da bancada; desde um simples comando de ligar e desligar, o de variar a rotação dos motores, a abertura do *DAMPER*, ligar e desligar os compressores, abrir e fechar uma válvula de alívio, etc.; tudo é feito através do sistema supervisão. Esses feitos só são possíveis graças a um software, que por trás da figura simples e amigável do sistema supervisão que vemos na tela, executa complexas funções matemáticas múltiplas vezes por segundo para que tudo saia como desejado. Esse software é chamado *InduSoft* e sua janela de programação é mostrada a seguir pela Figura 3.5.

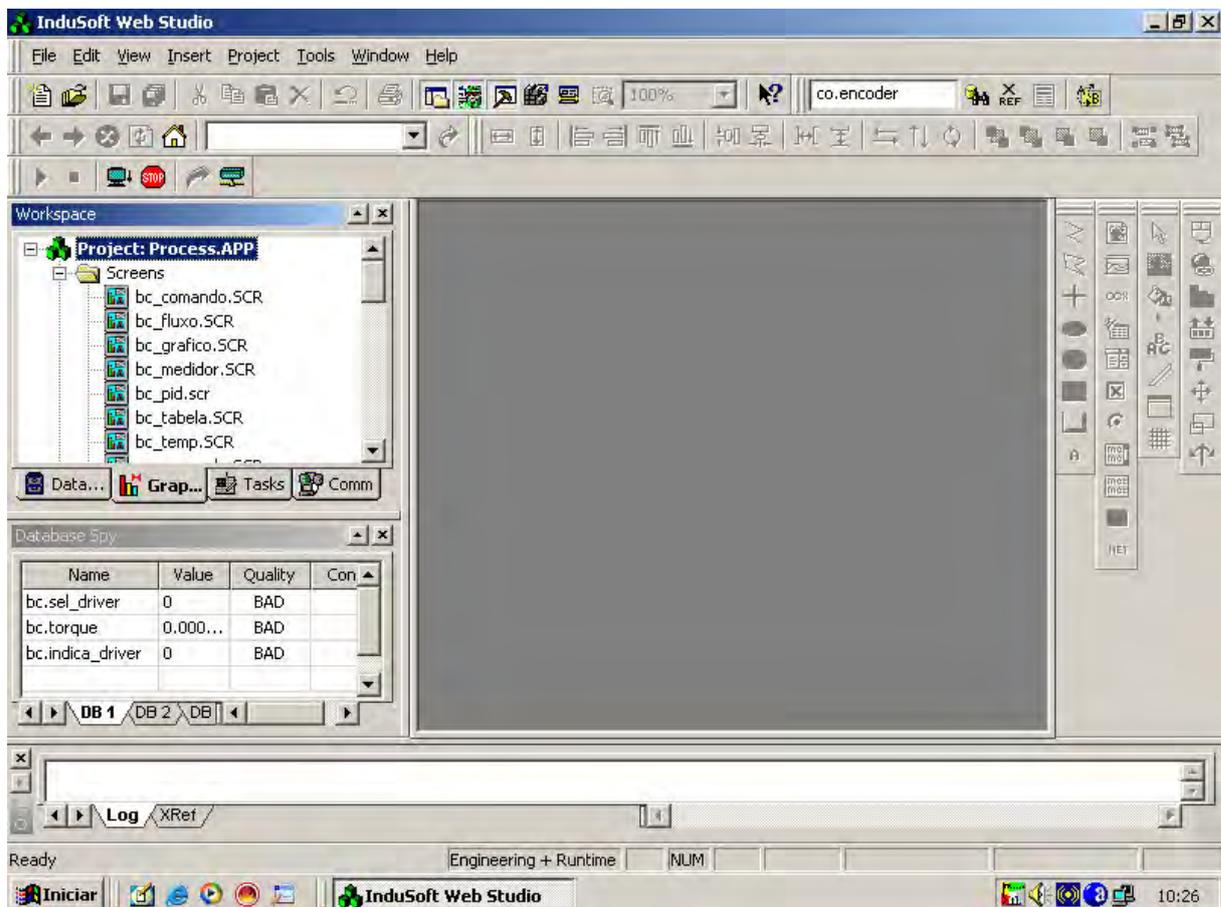


Figura 3.5 – Janela de programação do software *InduSoft* que comanda o supervisão da bancada de testes. (LAMOTRIZ, Unesp – Campos de Guaratinguetá)

3.2 MÉTODOS UTILIZADOS PARA O CÁLCULO DAS VARIÁVEIS

As potências elétricas, como as dos compressores e ventiladores, são todas medidas diretamente por meio de instrumentos, os quais foram descritos anteriormente.

A vazão volumétrica de fluido refrigerante do sistema de condicionamento de ar é mensurada diretamente por um fluxômetro e o coeficiente de performance do ciclo de refrigeração por compressão a vapor COP é dado pela equação (3.1) (HÉLIO CREDER, 2000).

$$COP = \frac{ER}{\dot{W}_{(comp.)}} = \frac{\dot{Q}_R}{\dot{W}_{(comp.)}} \quad (3.1)$$

Para o sistema estudado, considerando-se todas as potências envolvidas, o $COP_{(S)}$ é dado pela equação (3.2) (MOREIRA, 2008).

$$COP_{(S)} = \frac{ER}{\dot{W}_{(comp.)} + \dot{W}_{(ventilador)} + \dot{W}_{(vent.cond.)}} = \frac{\dot{Q}_R}{\dot{W}_{(rede)}} \quad (3.2)$$

Onde:

COP é o coeficiente de performance, desempenho ou eficácia do ciclo de refrigeração.

$COP_{(S)}$ é o coeficiente de performance, desempenho ou eficácia do sistema estudado.

ER é o efeito refrigerante ou carga térmica do sistema (kW).

\dot{Q}_R é o fluxo de calor absorvido pelo fluido refrigerante (kW).

$\dot{W}_{(comp.)}$ é a potência elétrica de funcionamento do compressor (kW).

$\dot{W}_{(ventilador)}$ é a potência elétrica de funcionamento do ventilador (kW).

$\dot{W}_{(\text{vent.cond.})}$ corresponde à potência elétrica do ventilador do condensador (kW).

$\dot{W}_{(\text{rede})}$ é a soma de todas as potências envolvidas no sistema (kW).

O efeito refrigerante ou carga térmica, que é o fluxo de calor absorvido pelo fluido refrigerante, é calculado pela equação (3.3) (MOREIRA, 2008).

$$ER = \frac{dm}{dt} (dh)_{EVA} = \rho_{\text{ref}} \frac{dV}{dt} (h_s - h_e)_{EVA} = \frac{1}{v} \frac{dV}{dt} (h_s - h_e)_{EVA} \quad (3.3)$$

Onde:

$\frac{dm}{dt}$ é a vazão mássica de fluido refrigerante (kg/s).

$(dh)_{EVA}$ é a variação de entalpia específica do refrigerante entre o evaporador (kJ/kg).

ρ_{ref} é a massa específica do fluido refrigerante (kg/m³).

v é o volume específico do fluido refrigerante (m³/kg).

$\frac{dV}{dt}$ é a vazão volumétrica de fluido refrigerante (m³/s).

h_e é a entalpia específica do fluido refrigerante na e do evaporador (kJ/kg).

h_s é a entalpia específica do fluido refrigerante na saída do evaporador (kJ/kg).

A variação de entalpia do fluido refrigerante é obtida indiretamente. Para isso, medem-se as temperaturas e pressões do fluido antes e depois do evaporador e em seguida inserem-se esses dados em um software chamado CATT2 (Computer Aided Thermodynamic Table 2) ou em qualquer outra tabela termodinâmica para obtenção dos valores de entalpia específica (VAN WYLEN, 1998). As temperaturas e pressões foram obtidas por instrumentos descritos na seção 3.1.

O volume específico também é obtido no CATT2, analogamente aos valores de entalpia.

A potência elétrica de acionamento do conjunto motor-ventilador pode ser expressa pela equação (3.4) (VIANA, 2004). Esta grandeza foi determinada e comparada com aquela mensurada diretamente pelos instrumentos da bancada de testes para estimativa do rendimento total do conjunto.

$$P_{el} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot \Delta p_{t(mCar)}}{\eta_{total}} \quad (3.4)$$

Onde:

γ é o peso específico do ar na temperatura do ensaio (N/m³).

Q é a vazão volumétrica média de ar corrigida para a condição normal (Nm³/s).

$\Delta p_{t(mCar)}$ diferença de pressão total do ar entre admissão e exaustão do conjunto motor-ventilador na instalação (mCar).

η_{total} é o rendimento total do conjunto motor-ventilador na instalação.

A vazão média de ar foi calculada pelo produto da velocidade média e a área da seção transversal do escoamento. A velocidade máxima de saída do ar foi obtida por meio de transdutor posicionado no centro da seção transversal, localizada na exaustão da bancada de ensaios. O perfil da seção do duto de exaustão é quadrado com área de 0,1681 m². A partir desta foi calculada a velocidade média, onde para a faixa de Número de Reynolds entre $1,4 \times 10^4$ e $7,8 \times 10^4$ o fator de correção médio calculado foi de 0,81 (FOX et al, 2006). Também para universalização de resultados, visto que os ensaios foram realizados com temperatura de bulbo seco do ambiente em torno de 23°C e pressão barométrica média de 712 mmHg (95 kPa), a vazão volumétrica média foi reduzida à condição normal (0 °C e 760 mmHg). A equação (3.5) (define a diferença de pressão total do ar.

$$\Delta p_t = \rho \cdot g \cdot H_p + \rho \cdot \frac{V^2}{2} \quad (3.5)$$

Onde:

Δp_t é a diferença de pressão total do ar entre admissão e exaustão do conjunto motor-ventilador na instalação (Pa).

ρ é a massa específica do ar na temperatura do ensaio (kg/m³).

g é aceleração da gravidade (m/s²).

H_p é a perda de carga na linha de sucção e na pressão da instalação (mCar).

v é a velocidade média corrigida na seção de saída da instalação (m/s).

A massa específica do fluido considerado gás perfeito, função da temperatura e da pressão, foi determinada pela equação (3.6), conforme BRUCE (1997).

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T} \quad (3.6)$$

Onde:

p é a pressão atmosférica local (kPa).

R é a constante do ar (kJ/kg.K).

T é a temperatura do ar (K).

Com base em Holman (2001) e Cruz et al. (1998) foram determinadas as incertezas (μ) de cada medida primária, ou seja, obtidas sem cálculo, diretamente do instrumento, e a partir destas foram calculadas as incertezas dos resultados, todas apresentados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Incertezas experimentais (μ).

Grandeza	μ
Pressão atmosférica	$\pm 0,5$ mmHg
Área da secção transversal da bancada	$\pm 0,0005$ m ²
Potência elétrica dos motores	$\pm 3,5$ W
Diferença de pressão do ar	$\pm 0,09$ mm H ₂ O
Diferença de pressão do fluido refrigerante	$\pm 0,09$ psi
Velocidade do ar	$\pm 0,03$ m/s
Vazão de ar	$\pm 0,03$ Nm ³ /s
Vazão de fluido refrigerante	$\pm 0,012$ Nm ³ /s
Temperatura do ar	$\pm 0,3$ °C
Temperatura do fluido refrigerante	$\pm 0,1$ °C
Massa específica do ar	$\pm 0,58$ kg/m ³
Massa específica do fluido refrigerante	$\pm 0,3$ kg/m ³

Na bancada de testes foram realizados dez ensaios para a construção de cada curva apresentada no Capítulo 4. A partir de cada dez ensaios, referentes a um tipo de experimento, foi calculada a mediana dos dados obtidos e gerou-se uma única curva. Esse procedimento foi repetido até que se obtivessem as curvas de todos os experimentos apresentados no Capítulo 4.

O desvio padrão médio (σ), mostrado pela equação (3.7), foi calculado com base em Costa Neto (2002). A Tabela 3.2 apresenta os resultados para o conjunto motor-ventilador e a Tabela 3.3 para os compressores.

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2}{(n-1)}} \quad (3.7)$$

Onde:

σ é o desvio padrão da amostra.

n é a quantidade de pontos da amostra.

X_i é um determinado ponto na amostra.

\bar{X} é a média da amostra.

Tabela 3.2 - **Desvio padrão (σ)** para o conjunto motor-ventilador.

	Vazão (Nm ³ /h)	Diferença de pressão (mmH ₂ O)	Potência (W)	Rendimento (%)
Inversor	11,26	0,30	1,11	0,0161
\bar{X} Inversor	974,00	9,00	573,96	5,41
Partida direta	21,00	0,29	1,58	0,0097
\bar{X} Partida direta	1185,00	25,00	1338,00	5,46

Tabela 3.3 - **Desvio padrão (σ)** para os compressores.

	COP do Sistema (<i>I</i>)	COP do Ciclo (<i>I</i>)	Potência (W)	Carga Térmica (W)
Scroll	0,12	0,82	349,00	0,62
\bar{X} Scroll	2,35	4,79	1455,86	6703,43
Hermético	0,15	0,18	91,00	0,69
\bar{X} Hermético	2,17	3,81	1832,29	7004,46

A variância média (**S**), mostrada pela equação (3.8), também foi calculada com base em Costa Neto (2002). As Tabelas 3.4 e 3.5 apresentam os resultados para o conjunto motor-ventilador e para os compressores, respectivamente.

$$S = \frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2}{(n-1)} \quad (3.8)$$

Onde:

S é a variância da amostra.

Tabela 3.4 - **Variância (S)** para o conjunto motor-ventilador.

	Vazão (Nm ³ /h)	Diferença de pressão (mmH ₂ O)	Potência (W)	Rendimento (%)
Inversor	127,00	0,09	1,23	0,0003
\bar{X} Inversor	974,00	9,00	573,96	5,41
Partida direta	447,00	0,08	2,50	0,0001
\bar{X} Partida direta	1185,00	25,00	1338,00	5,46

Tabela 3.5 - **Variância (S)** para os compressores.

	COP do Sistema (I)	COP do Ciclo (I)	Potência (W)	Carga Térmica (W)
Scroll	0,0143	0,6806	121783	0,3833
\bar{X} Scroll	2,35	4,79	1455,86	6703,43
Hermético	0,0222	0,0308	8292	0,4703
\bar{X} Hermético	2,17	3,81	1832,29	7004,46

CAPÍTULO 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 POTÊNCIA ELÉTRICA REQUERIDA PELOS COMPRESSORES EM FUNÇÃO DA CARGA TÉRMICA

Para este estudo manteve-se o ventilador axial funcionando em partida direta (com rotação 60 Hz) e a temperatura do ar no local foi mantida constante em torno de 23 °C com umidade relativa entre 50 e 80%. Quando a vazão de fluido refrigerante do sistema foi controlada pela válvula de expansão utilizou-se o compressor a pistão hermético e os resultados são representados pela curva de linha cheia no gráfico da Figura 4.1. Já quando o controle da vazão foi por meio do inversor de frequência o compressor utilizado foi o *scroll* e os resultados são os apresentados pela curva de linha tracejada na Figura 4.1.

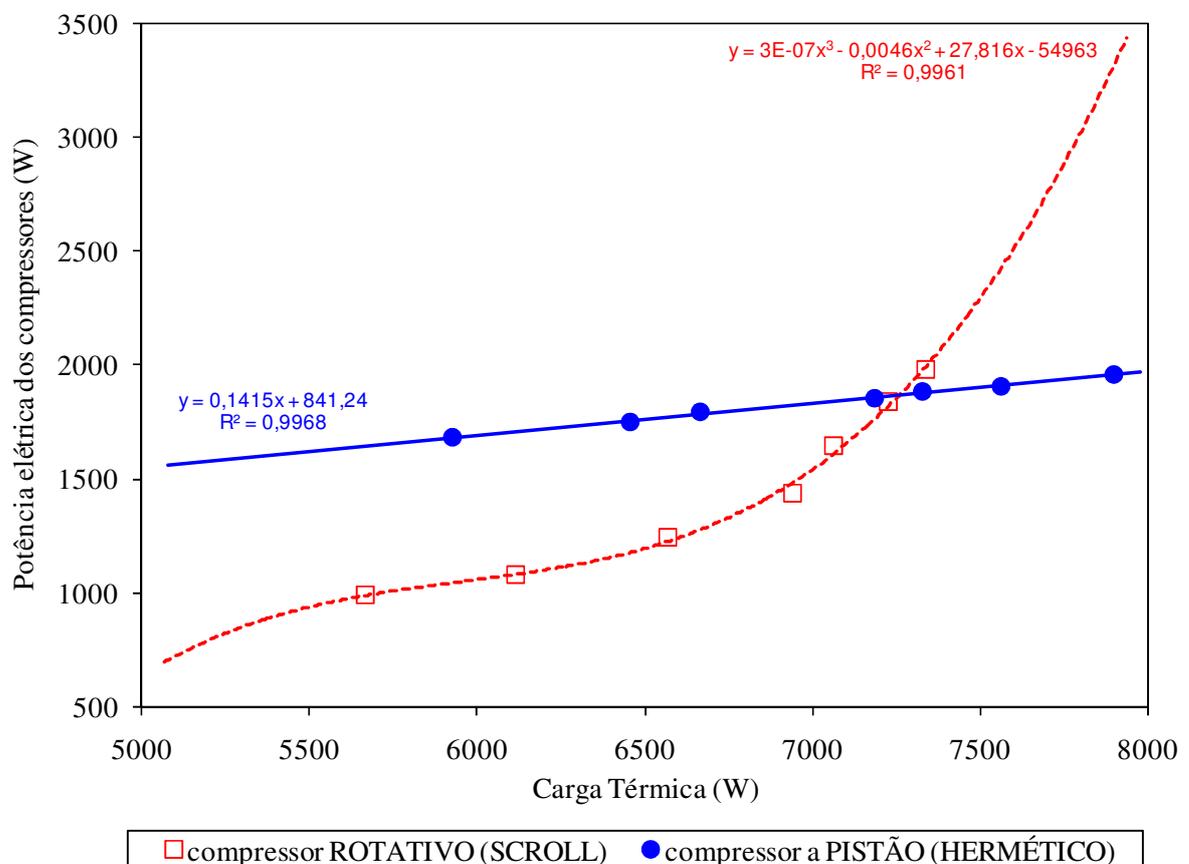


Figura 4.1 – Potência elétrica requerida pelos compressores em função da carga térmica para os diferentes sistemas de controle de vazão.

Nota-se, pelas curvas apresentadas, que do ponto de vista técnico o compressor rotativo (scroll) mostra-se mais econômico até uma carga térmica de aproximadamente 7250 W, que na Figura 4.1 é representado pelo ponto de intersecção das curvas dos dois compressores. Já a partir deste ponto, o compressor a pistão (hermético) demonstra ter um melhor desempenho.

Fazendo-se uma análise matemática quantitativa pode-se mostrar que em torno de 5100 W de carga térmica, onde a potência elétrica consumida pelo compressor rotativo (scroll) é de aproximadamente 700 W e a potência consumida pelo compressor a pistão (hermético) para produzir a mesma carga térmica é de 1600 W, nota-se que com a utilização do compressor scroll tem-se uma redução de 56 % na potência requerida.

Já em torno de 7900 W, com o compressor a pistão apresentando uma potência requerida de aproximadamente 2000 W e o compressor *scroll* 3300 W, é claro que o compressor a pistão terá um desempenho superior. Calculando-se este desempenho, tem-se que nesta situação o compressor a pistão é 39 % mais eficiente que o compressor rotativo.

4.2 POTÊNCIA REQUERIDA PELO CONJUNTO MOTOR-VENTILADOR AXIAL EM FUNÇÃO DA VAZÃO DE AR

Neste teste variou-se apenas a vazão de ar, por dois meios distintos, não sendo ligados os compressores. O objetivo é verificar apenas a influência do inversor no controle da vazão de ar. Manteve-se também a temperatura do ar no local constante em torno de 23 °C com umidade relativa entre 50 e 80%. Primeiramente variou-se a vazão de ar através de uma válvula de controle *DAMPER*, mantendo-se o ventilador com velocidade constante e em 60 Hz, acionado por partida direta. No segundo modo manteve-se o *DAMPER* totalmente aberto e variou-se a vazão de ar por meio da variação de rotação do motor do ventilador, acionado pelo inversor de frequência. A Figura 4.2 mostra os resultados dos testes.

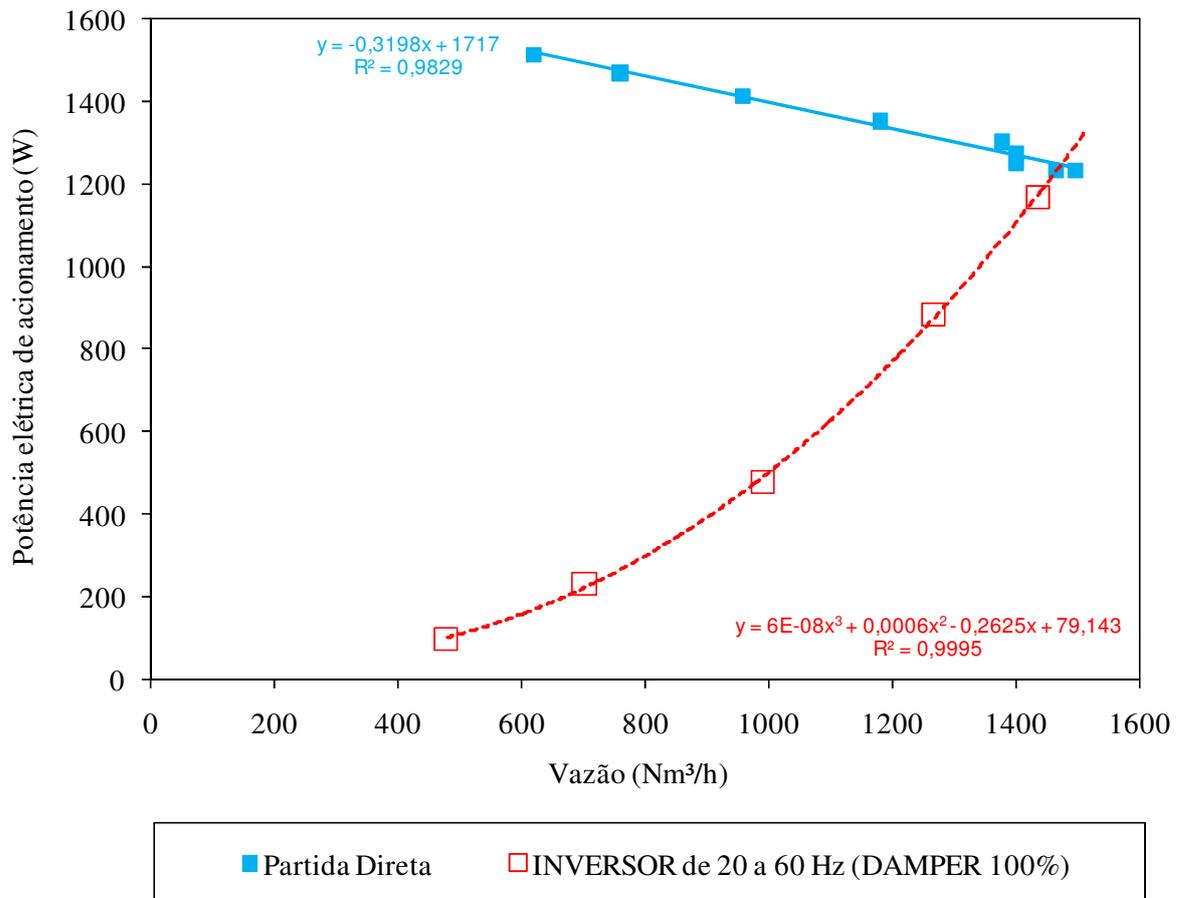


Figura 4.2 – Potência elétrica requerida pelo conjunto motor-ventilador axial em função da vazão de ar para os diferentes modos de controle de vazão.

Neste experimento pode-se observar pelas curvas apresentadas que do ponto de vista técnico o controle de vazão de ar por meio do inversor de frequência é mais econômico em praticamente toda a faixa onde os testes foram realizados. Apenas quando o inversor trabalha em 100 % de sua capacidade (60 Hz) é que este apresenta uma pequena desvantagem no que diz respeito à potência consumida da rede.

Fazendo-se uma análise matemática quantitativa, análoga às análises anteriores, pode-se mostrar que em torno de 650 Nm³/h de vazão, onde a potência elétrica consumida pelo conjunto motor-ventilador provida de inversor de frequência é de aproximadamente 200 W e a potência consumida pelo conjunto para produzir a mesma vazão, porém com o controle efetuado por meio de válvula (DAMPER) é de 1500 W, há uma economia de potência em torno de 87 % quando se utiliza o inversor.

4.3 CURVA PRESSÃO X VAZÃO DE AR DO VENTILADOR AXIAL PARA OS DIFERENTES MEIOS DE CONTROLE DE VAZÃO

Estas curvas foram obtidas de modo idêntico as de potência x vazão, apresentadas anteriormente, onde temperatura, pressão e umidade relativa foram controladas.

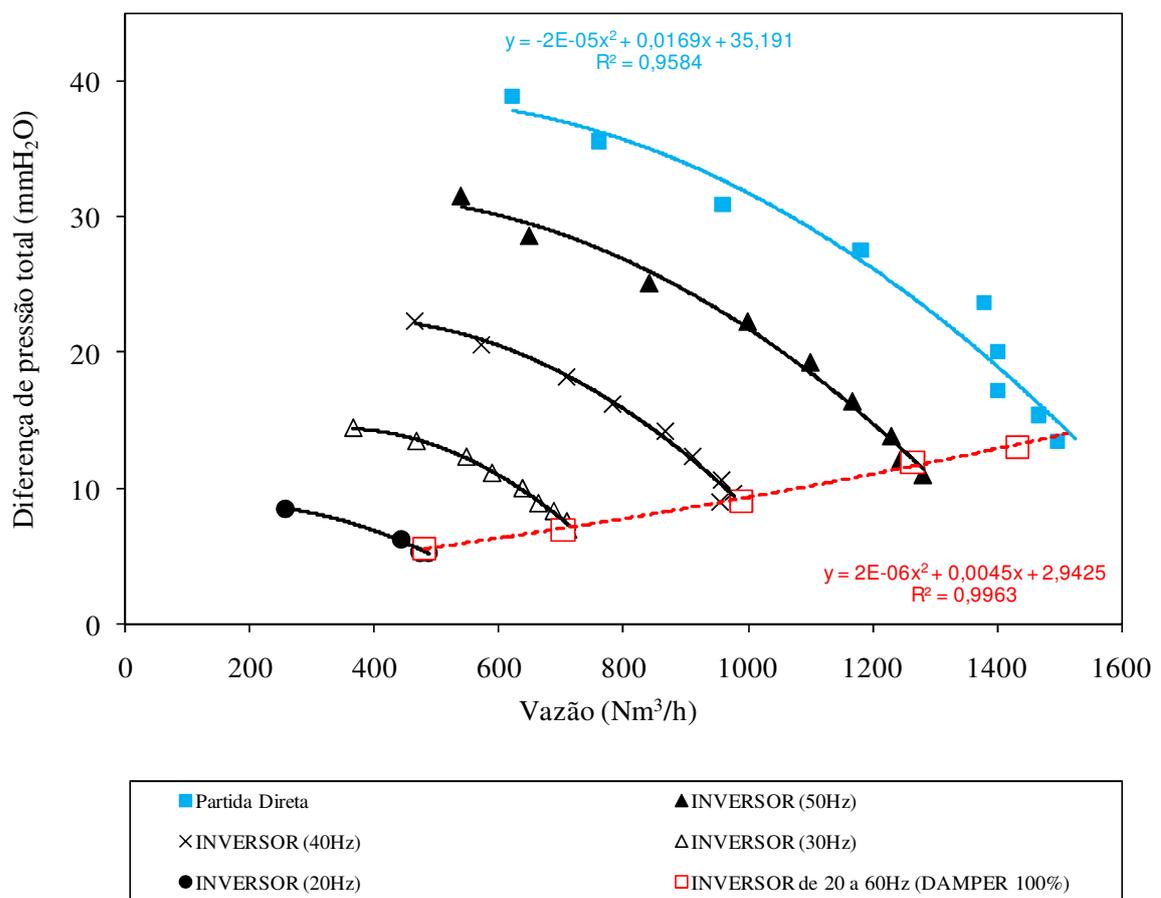


Figura 4.3 – Curva de diferença de pressão total do ar x vazão de ar do ventilador axial para os diferentes modos de controle de vazão.

A área compreendida entre estas curvas forma o chamado “campo básico de funcionamento”, que é a região onde o ventilador é capaz de trabalhar para aquele determinado sistema testado.

4.4 RENDIMENTOS DO CONJUNTO MOTOR-VENTILADOR NO SISTEMA PARA DIFERENTES MODOS DE CONTROLE DE VAZÃO DE AR

A Figura 4.4 apresenta os rendimentos do conjunto motor-ventilador na instalação, definida pela equação (3.5). Estas curvas também foram obtidas com a pressão, temperatura e umidade relativa do ar na sala controlada, tais como as curvas anteriores.

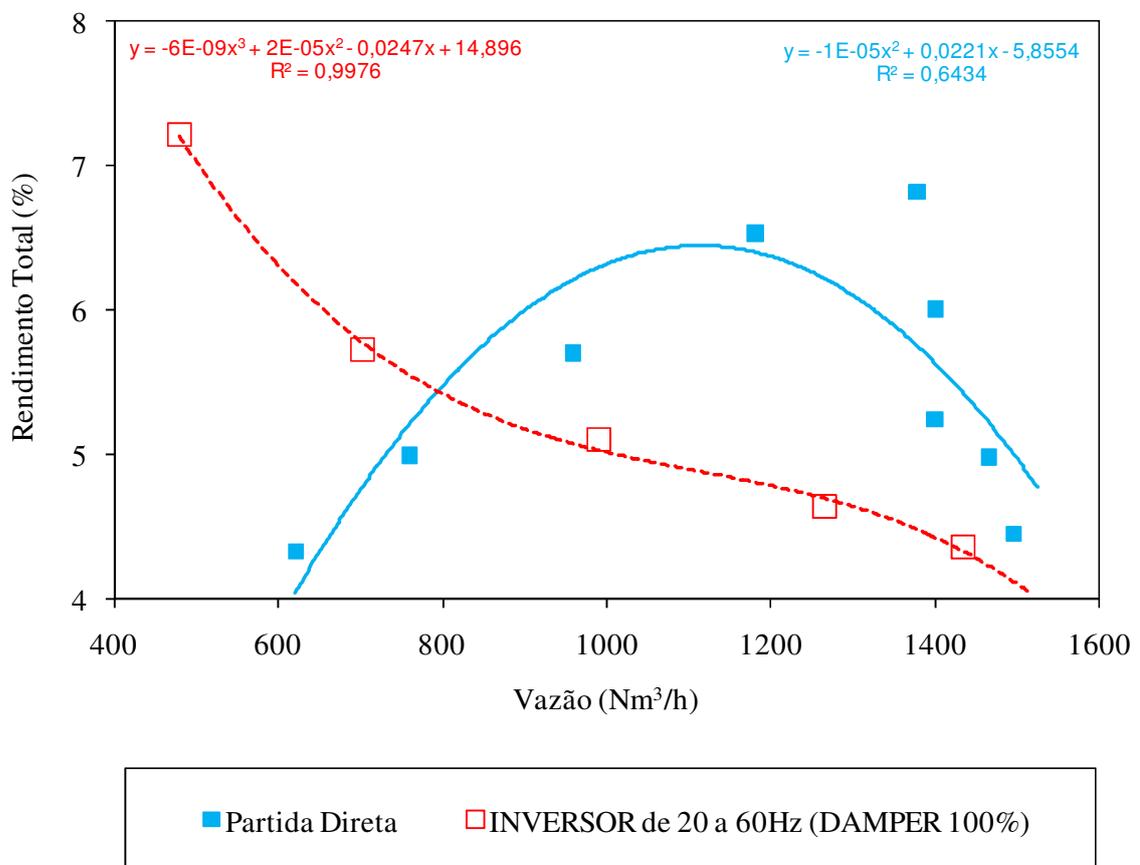


Figura 4.4 – Rendimentos totais do conjunto motor-ventilador no sistema x vazão de ar do ventilador axial para os diferentes modos de controle de vazão.

Devido à bancada de testes apresentar diversos dispositivos entre a saída do ventilador e a saída da própria bancada, tais como condensador do sistema de refrigeração, sensores, resistências elétricas (aquecedores), filtro de ar, entre outros, estes causam uma significativa perda de carga no sistema o que vem a resultar em uma baixa eficiência do conjunto motor-ventilador.

4.5 COEFICIENTE DE PERFORMANCE DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO (COP) PARA OS DIFERENTES MEIOS DE VARIAÇÃO DE CARGA TÉRMICA

A Figura 4.5 mostra os desempenhos do ciclo de refrigeração tanto quando este operava com o compressor a pistão (hermético), quanto com o compressor rotativo (*scroll*) provido de inversor de frequência, em função da carga térmica (efeito refrigerante). Estas curvas também foram obtidas com a temperatura, umidade relativa e pressão da sala controlada, tais como as curvas anteriores.

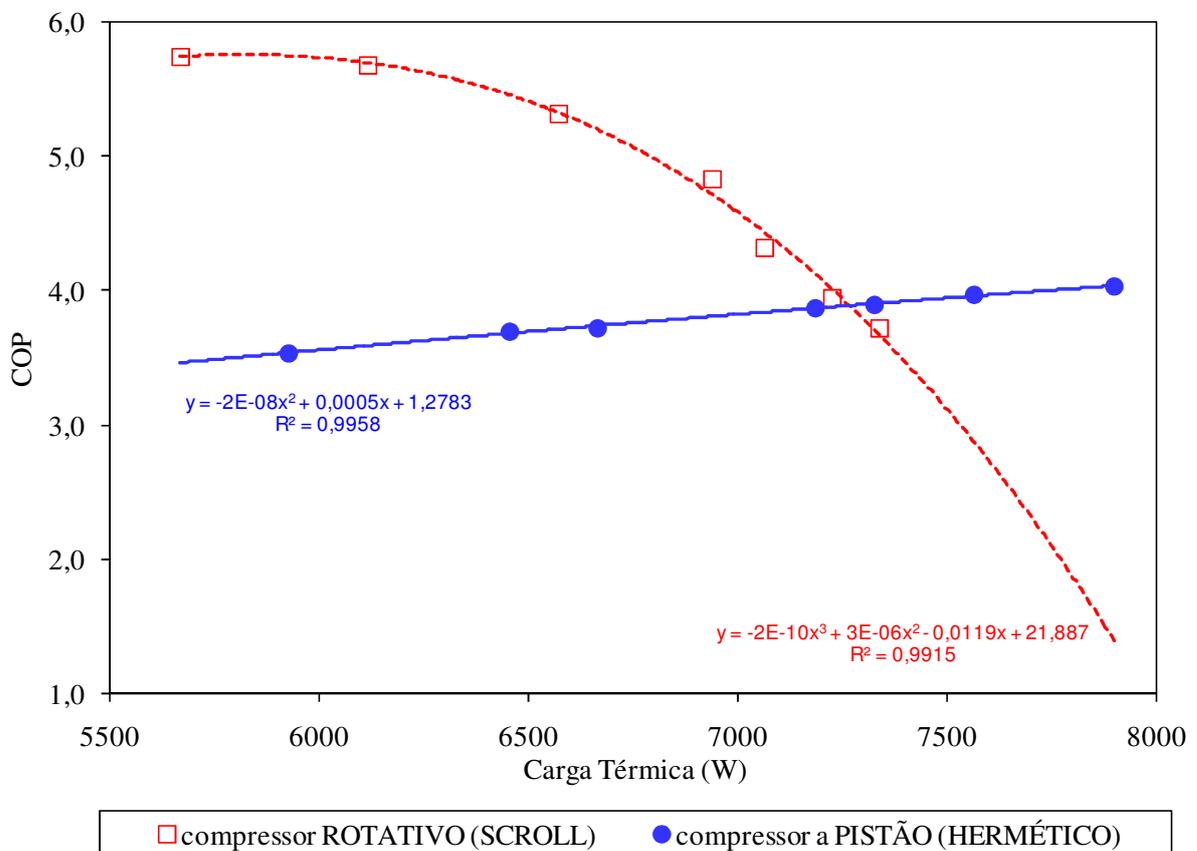


Figura 4.5 – Rendimentos do ciclo de refrigeração, com os diferentes compressores.

Através da Figura 4.5 nota-se que do ponto de vista técnico o compressor rotativo apresenta melhor desempenho até uma carga térmica de aproximadamente 7250 W. A partir deste ponto o compressor a pistão mostra melhor coeficiente de performance.

4.6 COEFICIENTE DE PERFORMANCE DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO (COP) PARA OS DIFERENTES MEIOS DE VARIAÇÃO DE CARGA TÉRMICA

A Figura 4.6 mostra os rendimentos do sistema de refrigeração (quando todas as potências envolvidas são consideradas) tanto quando este operava com o compressor a pistão (hermético), quanto com o compressor rotativo (*scroll*) provido de inversor de frequência. Estas curvas também foram obtidas com a temperatura, umidade relativa e pressão da sala controlada, tais como as curvas anteriores.

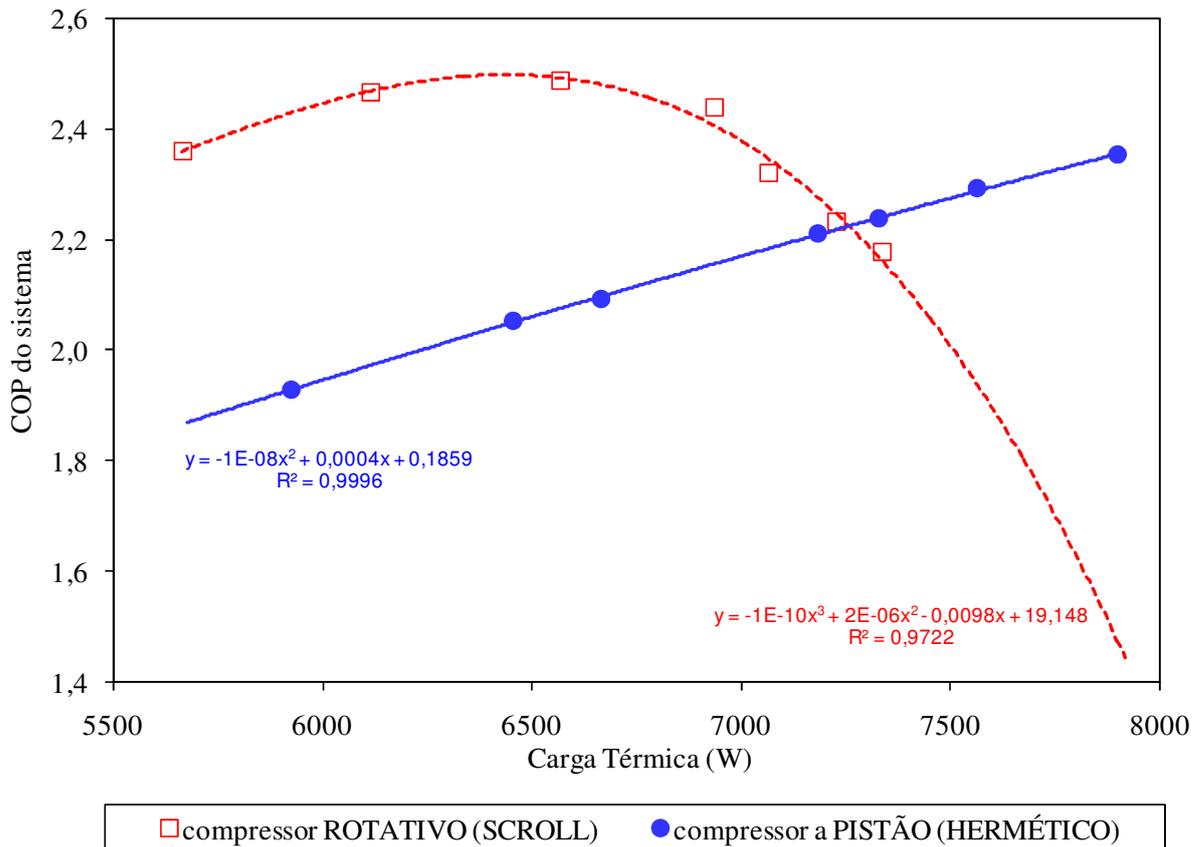


Figura 4.6 – Rendimentos do sistema de refrigeração $COP(s)$ (levando em conta todas as potências envolvidas), com os diferentes compressores.

A Figura 4.6 apresenta comportamento semelhante à Figura 4.5 e observa-se que até a potência de aproximadamente 7250 W é vantajoso, do ponto de vista técnico, o emprego do compressor rotativo para o sistema estudado.

CAPÍTULO 5 ANÁLISE ECONÔMICA

Para a realização da análise econômica é necessário que se defina as condições de operação dos compressores. Estas condições foram definidas em função da demanda de carga térmica, pois determinadas cargas permitem certa variação de temperatura do ar e demandam certa potência dos compressores, e do tempo de operação dos compressores. A partir dessas variáveis criam-se então três cenários: **Cenário 1**, em que a carga térmica máxima requerida “ Q_1 ” é de 5000 W; **Cenário 2**, onde a carga térmica máxima requerida “ Q_2 ” é de 6300 W; e **Cenário 3**, onde a carga térmica máxima requerida “ Q_3 ” é de 7700 W. A Figura 5.1 ilustra a divisão das cargas por faixas para a realização da análise econômica. A Figura 5.1 mostra também as potências requeridas pelos compressores para cada faixa analisada.

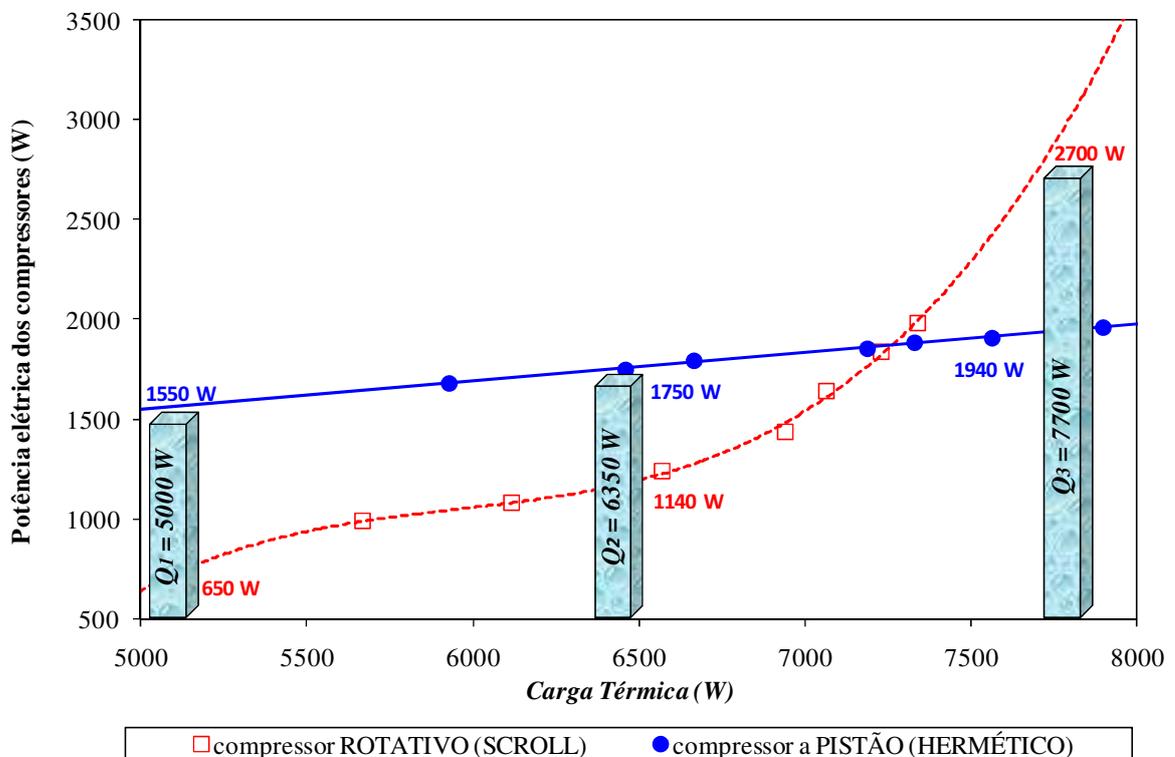


Figura 5.1 – Divisão das cargas térmicas ensaiadas por faixa para definição dos cenários a serem estudados na análise econômica.

Também são levados em conta dois casos distintos na compra dos equipamentos:

No **CASO 1** o investidor irá optar pelo sistema com o compressor *scroll* mais o inversor de frequência ao invés do compressor hermético, ou seja, ele ainda não havia comprado compressor algum e irá optar pelo *scroll* + inversor de frequência. Em outras palavras o caso 1 analisa quais as vantagens do sistema com o compressor rotativo *scroll* provido de inversor de frequência em relação ao sistema com compressor alternativo hermético.

No **CASO 2** o investidor já possui um sistema com compressor alternativo hermético e irá trocá-lo pelo compressor *scroll* com acionamento eletrônico, ou seja, provido do inversor de frequência. Em outras palavras ele fará a substituição do compressor hermético que já operava em seu sistema pelo compressor *scroll* provido de inversor de frequência.

5.1 CASO 1 - ESCOLHA DO COMPRESSOR *SCROLL* MAIS O INVERSOR DE FREQUÊNCIA AO INVÉS DO COMPRESSOR HERMÉTICO

A Tabela 5.1.1 mostra os valores das cargas térmicas requeridas, em **W** e em **BTU/h**, para cada cenário estudado em função do horário de funcionamento dos compressores.

A máxima variação de temperatura possível do ar para cada carga térmica, conseqüentemente para cada cenário, foi estimada pela equação (5.1.1); considerando-se constante o calor específico do ar $c_{p(ar)} = 1,0035 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$, a vazão média de ar do ensaio igual a $0,44904 \text{ m}^3/\text{h}$ e a massa específica do ar na temperatura em que foi medida a vazão média de ar $\rho_{(ar)} = 1,1423 \text{ kg/m}^3$. Deste modo obtiveram-se os valores máximos de ΔT apresentados na Tabela 5.1.1.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \Delta h = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (5.1.1)$$

Onde:

\dot{m} é a vazão mássica de ar (kg/m^3).

Δh é a variação de entalpia específica do ar (kJ/kg).

c_p é o calor específico sensível do ar ($\text{kJ}/\text{kg}^\circ\text{C}$).

\dot{V} é a vazão volumétrica de ar (m^3/s).

ρ é a massa específica do ar (kg/m^3).

ΔT é a variação de temperatura do ar (K). (OBS: $\Delta K = \Delta^\circ\text{C}$)

Tabela 5.1.1 – Definição dos cenários estudados na análise econômica.

Horário de funcionamento:	Carga Térmica Requerida (W) ou (BTU/h)		
	Cenário 1 $\Delta T_{\text{máximo}}(\text{ar})=9,71^\circ\text{C}$	Cenário 2 $\Delta T_{\text{máximo}}(\text{ar})=12,33^\circ\text{C}$	Cenário 3 $\Delta T_{\text{máximo}}(\text{ar})=14,96^\circ\text{C}$
8h às 10h	5000 W = 17076 BTU/h	5000 W = 17076 BTU/h	5000 W = 17076 BTU/h
10h às 12h	5000 W = 17076 BTU/h	6350 W = 21686 BTU/h	6350 W = 21686 BTU/h
12h às 15h	5000 W = 17076 BTU/h	6350 W = 21686 BTU/h	7700 W = 26297 BTU/h
15h às 18h	5000 W = 17076 BTU/h	5000 W = 17076 BTU/h	6350 W = 21686 BTU/h
Total: 10 h por dia = 3650 h por ano.			

Como visto na Tabela 5.1.1 considera-se que o compressor trabalha 10h por dia, todos os dias, e que sua carga térmica requerida varia em função do horário e do cenário estudado. O Cenário 1 requer uma carga térmica constante e igual a Q_1 , pois representa um local onde a máxima variação de temperatura exigida pelo aparelho de ar condicionado será de $9,71^\circ\text{C}$. No Cenário 2 já ocorre uma variação de carga térmica, pois nos horários mais quentes (entre 10h e 15h) exige-se uma maior variação de temperatura do ar igual a Q_2 pelo ar condicionado. Por fim, no Cenário 3, onde simula-se um local com maior demanda de carga térmica, exige-se (entre 12h e 15h) uma carga térmica Q_3 .

A Tabela 5.1.2 mostra as potências de operação para cada compressor em função do cenário e do horário de funcionamento, além do consumo de energia dos mesmos considerando-se um tempo de trabalho de 10h por dia (3650h por ano).

Tabela 5.1.2 – Potências requeridas e consumo de energia de cada compressor para cada cenário estudado.

<i>Horário de funcionamento:</i>	<i>Potência requerida pelo compressor (W)</i>		
	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3
Hermético:			
8h às 10h	1550	1550	1550
10h às 12h	1550	1750	1750
12h às 15h	1550	1750	1940
15h às 18h	1550	1550	1750
Consumo de energia:			
MWh/ano:	5,658	6,023	6,450
Scroll:			
8h às 10h	650	650	650
10h às 12h	650	1140	1140
12h às 15h	650	1140	2700
15h às 18h	650	650	1140
Consumo de energia:			
MWh/ano:	2,373	3,267	5,512

A Tabela 5.1.3 exibe o quanto de energia é economizado por ano com o uso do compressor *scroll* em cada cenário.

Tabela 5.1.3 – Economia de energia em MWh/ano pelo compressor *Scroll* para cada cenário estudado.

<i>Economia com o uso do Scroll + Inversor</i> (MWh/ano)		
Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3
3,285	2,756	0,938

A tabela 5.1.4 mostra, em R\$/ano, o quanto de energia é economizado por ano em cada cenário com o uso do compressor *scroll*. O custo do MWh é obtido pela tabela de “TARIFAS PARA O FORNECIMENTO DE ENERGIA ELÉTRICA - Resolução ANEEL nº 725/2008, de 21/10/2008 (Anexo I – Subgrupo A4)” e é dado como R\$ 158,95.

Tabela 5.1.4 – Economia de energia em R\$/ano pelo compressor *Scroll* para cada cenário estudado.

<i>Economia com o uso do Scroll + Inversor de frequência</i> (R\$/ano)		
Custo do MWh = R\$ 158,95 (ANEEL 2008)		
Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3
R\$ 522,15	R\$ 438,03	R\$ 149,10

A Tabela 5.1.5 apresenta o custo dos investimentos, que para o Caso1 é a soma dos valores do compressor *scroll* com o inversor de frequência subtraído do valor do compressor hermético, visto que este caso analisa a vantagem da utilização do compressor *scroll* ao invés do hermético e, por isso, representa a diferença do valor entre os sistemas estudados.

Tabela 5.1.5 – Custo dos investimentos.

<i>Custo dos Equipamentos (Investimento)</i> (R\$)			
<i>Scroll + Inversor - Hermético</i>	<i>Scroll</i>	Inversor	Hermético
R\$ 1.073,00	R\$ 1.430,00	R\$ 753,00	R\$ 1.110,00

Para a análise da viabilidade econômica de um projeto é necessário que sejam definidos quais índices econômicos serão calculados e comparados nas diversas

situações existentes. Neste trabalho foram escolhidos os índices mais usuais para análise de projetos em geral e suas definições são apresentadas a seguir.

O *valor presente líquido* “**VPL**”, também conhecido como *valor atual líquido* ou *método do valor atual*, é a fórmula matemático-financeira de se determinar o valor presente de pagamentos futuros descontados a uma taxa de juros apropriada, menos o custo do investimento inicial. Basicamente, é o cálculo de quanto os futuros pagamentos somados a um custo inicial estaria valendo atualmente. Temos que considerar o conceito de valor do dinheiro no tempo, pois, exemplificando, R\$ 1 milhão hoje, não valeria R\$ 1 milhão daqui a um ano, devido ao custo de oportunidade de se colocar, por exemplo, tal montante de dinheiro na poupança para render juros. É um método padrão para a análise do orçamento de capitais e planejamento de investimentos em longo prazo. Usando o método VPL um projeto de investimento potencial deve ser empreendido se o valor presente de todas as entradas de caixa menos o valor presente de todas as saídas de caixa (que iguala o valor presente líquido) for maior que zero. Se o VPL for igual a zero, o investimento é indiferente, pois o valor presente das entradas é igual ao valor presente das saídas de caixa; se o VPL for menor do que zero, significa que o investimento não é economicamente atrativo, já que o valor presente das entradas de caixa é menor do que o valor presente das saídas de caixa.

Para cálculo do valor presente das entradas e saídas de caixa é utilizada a **TMA** (*Taxa Mínima de Atratividade*) como taxa de desconto. Se a TMA for igual à taxa de retorno esperada pelo acionista, e o $VPL > 0$, significa que a sua expectativa de retorno foi superada e que os acionistas estarão esperando um lucro adicional a qualquer investimento que tenha valor presente igual ao VPL. Desta maneira, o objetivo da corporação é maximizar a riqueza dos acionistas, os gerentes devem empreender todos os projetos que tenham um $VPL > 0$, ou no caso se dois projetos forem mutuamente exclusivos, deve-se escolher o com o VPL positivo mais elevado. O VPL é calculado pela equação (5.1.2). O índice “10” da somatória representa o número de prestações as quais o parcelamento é realizado.

$$VPL = -Inv + \sum_{j=1}^n \frac{G}{(1+i)^j} \quad (5.1.2)$$

Onde:

VPL: Valor presente líquido (R\$).

Inv: Investimento inicial (R\$).

G: Ganho financeiro anual (economia de energia) (R\$).

i: taxa anual de juros (%).

n: número de parcelas.

O *Tempo de Retorno Simples* não considera os juros, é um índice comparativo para investimentos de curto prazo ou que sejam pagos sem parcelamento.

O *Tempo de Retorno Real* calcula o tempo de retorno real que o investidor terá, considerando-se a taxa de juros aplicada ao parcelamento.

A *Taxa Interna de Retorno* “**TIR**” é a taxa de desconto que faz com que o Valor Presente Líquido “VPL” do projeto seja zero. Um projeto é atrativo quando sua TIR for maior do que o custo de capital do projeto, ou seja, maior que o valor da TMA. Quanto maior for o valor da TIR, mais atrativo será o projeto. A TIR é calculada através da equação (5.1.3).

$$Inv = \sum_{j=1}^n \frac{G}{(1+i)^j} \quad (5.1.3)$$

Onde:

Inv: Investimento inicial (R\$).

i = TIR.

G: Ganho financeiro anual (economia de energia) (R\$).

i: taxa anual de juros (%).

n: número de parcelas.

O *Investimento Anualizado* “**Inv_a**” representa a quantia que o investidor pagará anualmente considerando-se os juros aplicados ao parcelamento. A equação (5.1.4) calcula o investimento anualizado.

$$\text{Inv}_a = \text{Inv} \cdot \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (5.1.4)$$

Onde:

Inv_a: Investimento anualizado (R\$).

Inv: Investimento inicial.

i: taxa de juros (%).

n: tempo de financiamento do projeto (anos).

A *Relação Custo/Benefício* “**RCB**” resulta do valor presente dos custos pelo valor presente dos benefícios. A ANEEL exige para os atuais planos de eficiência energética uma RCB menor que 0,80 (ANEEL, 2008). O cálculo do RCB é dado pela equação (5.1.5).

$$\text{RCB} = \frac{\text{Inv}_a}{G} \quad (5.1.5)$$

Onde:

Inv_a: Investimento anualizado (R\$).

G: Ganho financeiro anual (economia de energia) (R\$).

A Tabela 5.1.6 apresenta os principais índices econômicos, considerando-se uma taxa anual de juros de 8%.

Tabela 5.1.6 – Principais índices econômicos, com juros anuais de 8%.

<i>Índices Econômicos</i>			
Scroll + Inversor	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3
<i>Taxa anual de desconto (juros) =</i>	8%	8%	8%
VPL = <i>"Valor Presente Líquido"</i>	R\$ 2.430,67	R\$ 1.866,19	-R\$ 72,51
<i>Tempo de retorno simples (anos) =</i>	2,1	2,4	7,2
<i>Tempo de retorno real (anos) =</i>	3,1	3,7	10,7
TIR = <i>"Taxa Interna de Retorno"</i>	47,68%	39,34%	6,48%
Inv(a) = <i>"Investimento anualizado"</i>	Cada parcela =	R\$ 159,91	
		Em todo o período de 10 anos =	R\$ 1.599,09
RCB = <i>"Relação Custo Benefício"</i>	0,31	0,37	1,07
OBS: O período de parcelamento considerado foi de 10 anos.			

O VPL negativo indica que o investimento é inviável para aquela determinada taxa de juros. Para que o VPL seja positivo, e consequentemente o projeto seja viável, a TIR deve ser maior que a taxa de juros anual. Como já comentado, quanto maior o VPL maior a viabilidade do projeto.

As curvas de tempo de retorno simples, e para juros de 8% ao ano "Pay Back", são apresentadas nas Figuras. 5.1.1 e 5.1.2, respectivamente.

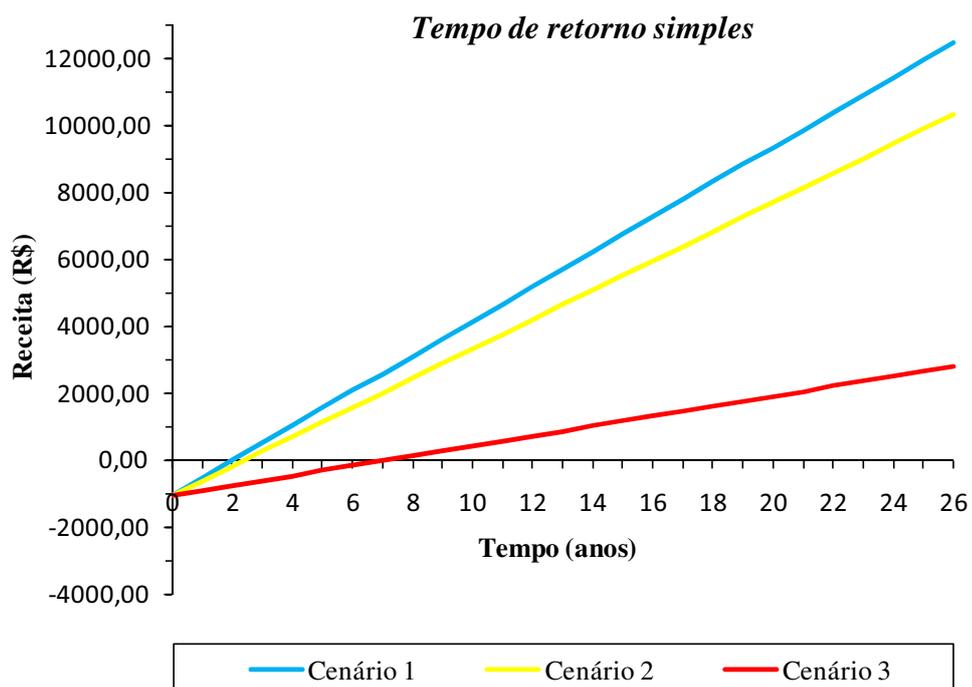


Figura 5.1.1 – Tempo de retorno simples.

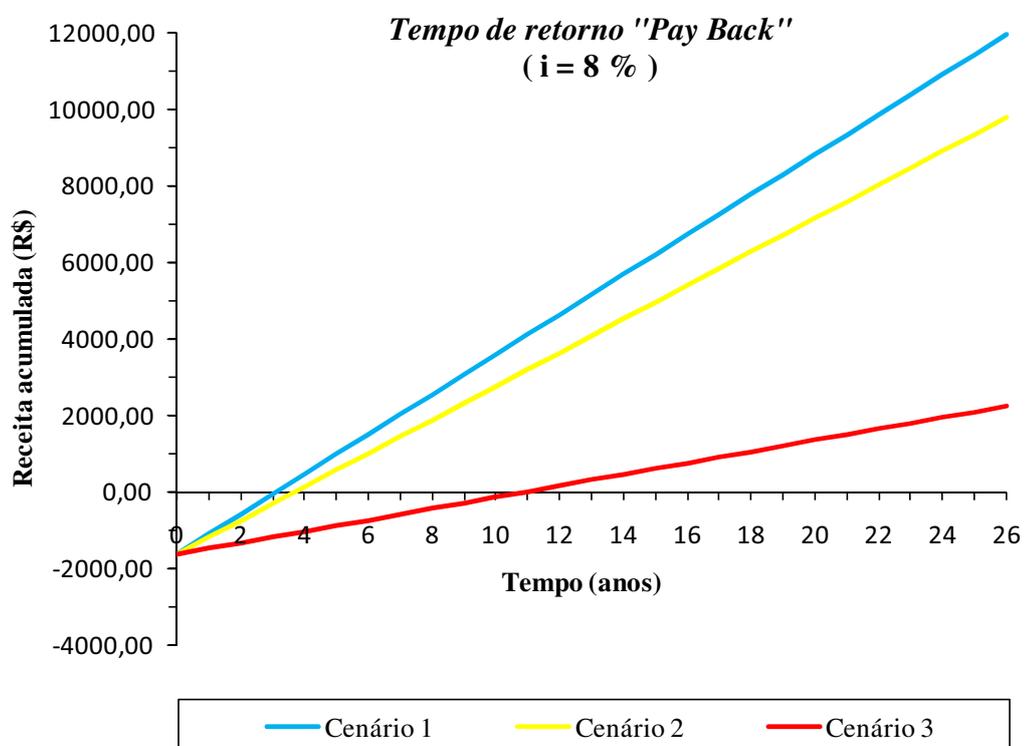


Figura 5.1.2 – Tempo de retorno considerando-se juros anuais de 8%.

Considerando-se juros anuais de 12%, as Tabelas 5.1.1 à 5.1.5 permanecem iguais, mudando-se apenas a Tabela 5.1.7, apresentada a seguir.

Tabela 5.1.7 – Principais índices econômicos, com juros anuais de 12%.

<i>Índices Econômicos</i>			
Scroll + Inversor	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3
<i>Taxa anual de desconto (juros) =</i>	12%	12%	12%
<i>VPL = "Valor Presente Líquido"</i>	R\$ 1.877,27	R\$ 1.401,95	-R\$ 230,53
<i>Tempo de retorno simples (anos) =</i>	2,1	2,4	7,2
<i>Tempo de retorno real (anos) =</i>	3,6	4,3	12,7
<i>TIR = "Taxa Interna de Retorno"</i>	47,68%	39,34%	6,48%
<i>Inv(a) = "Investimento anualizado"</i>	Cada parcela =	R\$ 189,90	
		Em todo o período de 10 anos =	R\$ 1.899,04
<i>RCB = "Relação Custo Benefício"</i>	0,36	0,43	1,27
OBS: O período de parcelamento considerado foi de 10 anos.			

A Figura 5.1.3 apresenta o tempo de retorno para uma taxa anual de juros de 12%.

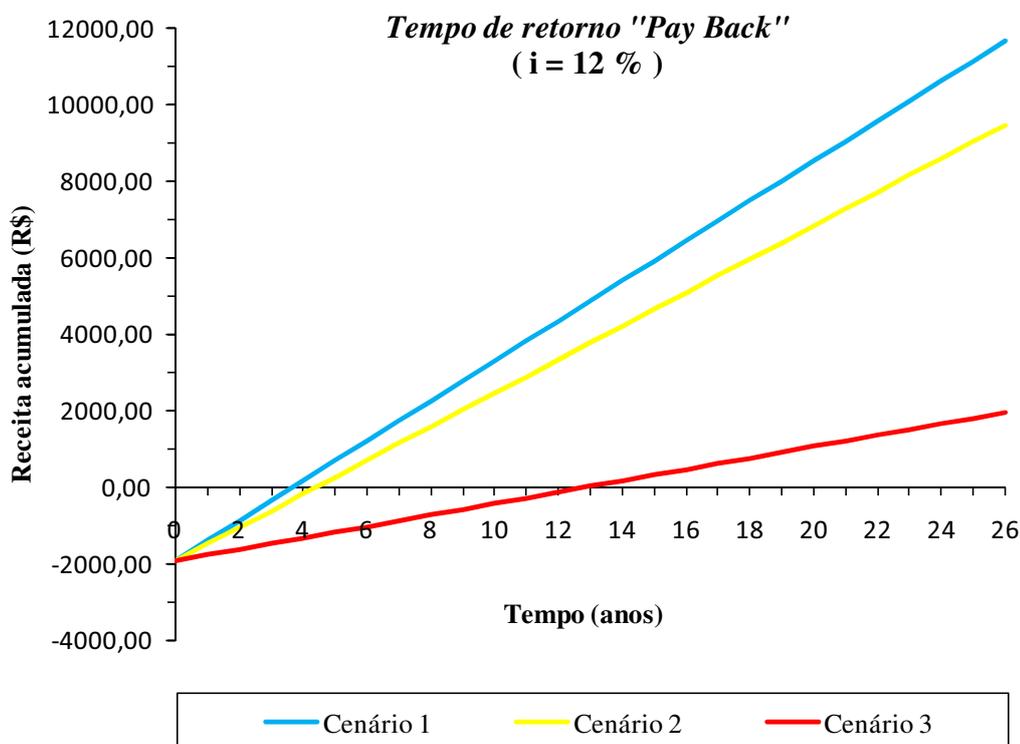


Figura 5.1.3 – Tempo de retorno considerando-se juros anuais de 12%.

5.2 CASO 2 - SUBSTITUIÇÃO DO COMPRESSOR HERMÉTICO PELO COMPRESSOR *SCROLL* PROVIDO DO INVERSOR DE FREQUÊNCIA

Neste caso considera-se que o investidor já possui um sistema com o compressor hermético e irá trocá-lo pelo compressor *scroll* + inversor de frequência.

As Tabelas 5.1.1 a 5.1.4 permanecem iguais e também são válidas para este caso.

A Tabela 5.2.1 apresenta o custo dos investimentos.

Tabela 5.2.1 – Custo dos investimentos.

<i>Custo dos Equipamentos (Investimento)</i> (R\$)		
<i>Scroll + Inversor de frequência</i>	<i>Scroll</i>	<i>Inversor de frequência</i>
R\$ 2.183,00	R\$ 1.430,00	R\$ 753,00

Os principais índices econômicos, para juros anuais de 8%, são apresentados na Tabela 5.2.2.

Tabela 5.2.2 – Principais índices econômicos, com juros anuais de 8%.

<i>Índices Econômicos</i>			
<i>Scroll + Inversor</i>	<i>Cenário 1</i>	<i>Cenário 2</i>	<i>Cenário 3</i>
<i>Taxa anual de desconto (juros) =</i>	8%	8%	8%
<i>VPL =</i> <i>"Valor Presente Líquido"</i>	R\$ 1.320,67	R\$ 756,19	-R\$ 1.182,51
<i>Tempo de retorno simples (anos) =</i>	4,2	5,0	14,6
<i>Tempo de retorno real (anos) =</i>	6,2	7,4	21,8
<i>TIR =</i> <i>"Taxa Interna de Retorno"</i>	20,08%	15,18%	6,39%
<i>Inv(a) =</i> <i>"Investimento anualizado"</i>	Cada parcela =	R\$ 325,33	
		Em todo o período de 10 anos=	R\$ 3.253,31
<i>RCB =</i> <i>"Relação Custo Benefício"</i>	0,62	0,74	2,18
<i>OBS: O período de parcelamento considerado foi de 10 anos.</i>			

Quando os juros anuais são de 12%, os principais índices econômicos são apresentados na Tabela 5.2.3.

Tabela 5.2.3 – Principais índices econômicos, com juros anuais de 12%.

<i>Índices Econômicos</i>			
Scroll + Inversor	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3
<i>Taxa anual de desconto (juros) =</i>	12%	12%	12%
<i>VPL =</i> <i>"Valor Presente Líquido"</i>	R\$ 767,27	R\$ 291,95	-R\$ 1.340,53
<i>Tempo de retorno simples (anos) =</i>	4,2	5,0	14,6
<i>Tempo de retorno real (anos) =</i>	7,4	8,8	25,9
<i>TIR =</i> <i>"Taxa Interna de Retorno"</i>	20,08%	15,18%	-6,39%
<i>Inv(a) =</i> <i>"Investimento anualizado"</i>	Cada parcela =	R\$ 386,36	
		Em todo o período de 10 anos=	R\$ 3.863,56
<i>RCB =</i> <i>"Relação Custo Benefício"</i>	0,74	0,88	2,59
OBS: O período de parcelamento considerado foi de 10 anos.			

As curvas de tempo de retorno simples, para juros de 8% e 12% ao ano "Pay Back", são apresentadas nas Figuras. 5.2.1, 5.2.2 e 5.2.3, respectivamente.

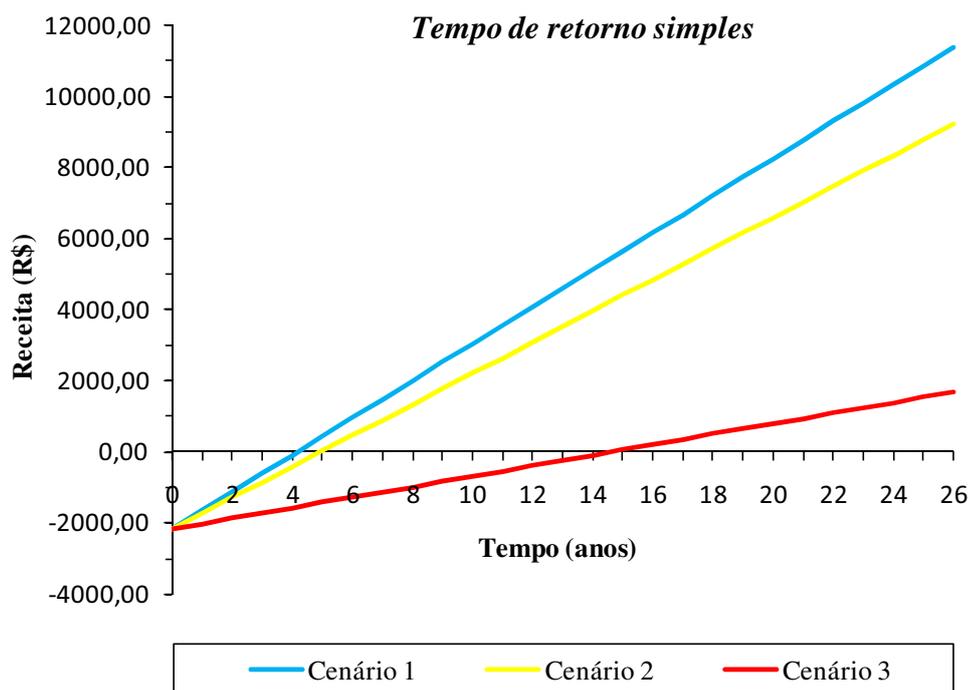


Figura 5.2.1 – Tempo de retorno simples.

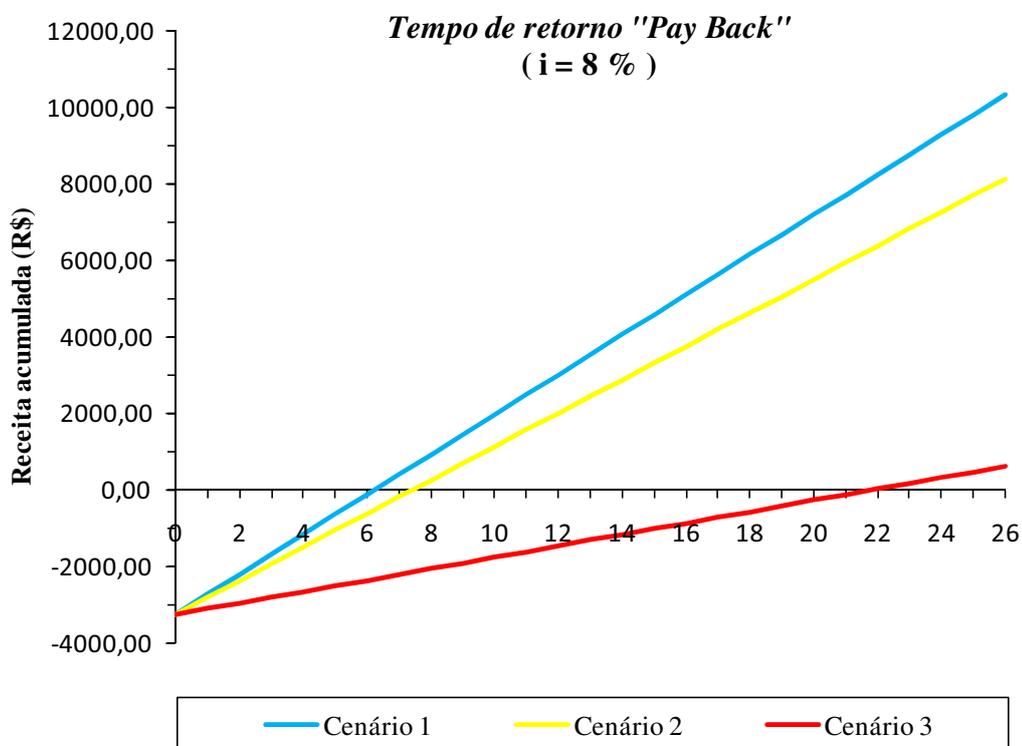


Figura 5.2.2 – Tempo de retorno considerando-se juros anuais de 8%.

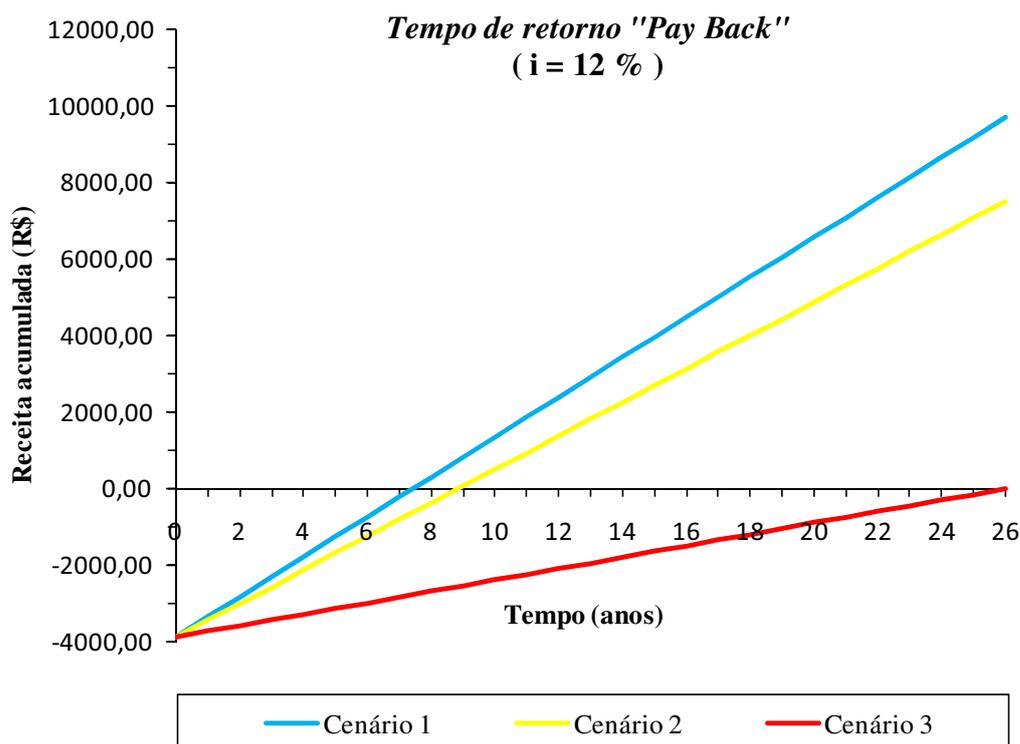


Figura 5.2.3 – Tempo de retorno considerando-se juros anuais de 12%.

Nota-se, através das tabelas e curvas apresentadas neste trabalho, que o **Caso 2** é pouco vantajoso em relação ao **Caso 1**. No segundo caso, o tempo de retorno do investimento apresenta-se muito longo, principalmente quando se leva em conta a necessidade do compressor trabalhar com a capacidade máxima (Cenário 3).

Entretanto, se o investidor ainda não comprou os compressores, a escolha do compressor *scroll* (**Caso 1**) é vantajosa tanto do ponto de vista técnico quanto econômico; visto que apresenta uma economia de energia anual de até 49% do valor do investimento inicial (Cenário 1) e 41% no Cenário 2, baixa relação custo benefício (até 0,31 no Cenário 1, valor bem abaixo dos 0,8 recomendados pela ANELL), alto valor presente líquido nos Cenários 1 e 2 e baixo tempo de retorno (2,1 anos com pagamento à vista), (3,1 anos no Cenário 1 e 3,7 anos no Cenário 2 a juros de 8% ao ano; chegando a 3,6 e 4,3 anos a juros de 12% ao ano).

Todavia, no Cenário 3 onde a máxima potência do compressor é exigida, apesar de ainda apresentar uma economia de energia anual de até 14% do valor do investimento no Caso 1 e 7% no Caso 2, economicamente o compressor *scroll* não é

viável, tanto no primeiro, quanto no segundo caso, pois o tempo de retorno é muito alto (no mínimo de 10,7 anos no Caso 1 a juros de 8% ao ano e chegando a 25,9 anos no Caso 2 a juros de 12% ao ano). A relação custo benefício para este Cenário também ultrapassa os 0,8 recomendados pela ANELL tanto no primeiro quanto no segundo caso.

Com essas informações pode-se concluir que para o sistema estudado:

- **A substituição** (troca **dos compressores** em um sistema que já opera com o compressor hermético) do compressor hermético pelo *scroll* em sistemas de ar condicionado com baixa potência (**Caso 2**) **não é vantajoso em curto prazo** para nenhum dos casos estudados. (Tempo de retorno mínimo 4,2 anos)
- **O emprego do compressor *scroll* onde sua potência máxima será exigida frequentemente** (Cenário 3) **não é vantajoso, em curto prazo**, do ponto de vista econômico em nenhum dos casos.
- **Quando o sistema necessita operar sempre em potência máxima o compressor a pistão hermético é mais vantajoso** tanto do ponto de vista técnico (apresenta menor consumo de energia) quanto econômico (estudo dos índices econômicos).
- Se o investidor ainda não comprou os compressores (**Caso 1**), **a escolha do compressor *scroll* é vantajosa** tanto do ponto de vista técnico quanto econômico para os Cenários 1 e 2 **onde a potência máxima do compressor não é exigida**. Neste caso o investidor terá um rápido retorno do investimento e uma economia anual de energia de até 49% do valor do investimento inicial.
- Somente quando se tem uma variação de vazão, e conseqüentemente uma variação na velocidade do motor, é que se obtém vantagens na utilização do inversor de frequência.

CAPÍTULO 6 CONCLUSÃO

Com este estudo pode-se concluir, do ponto de vista técnico, que **se usado na faixa adequada o inversor de frequência é um equipamento capaz de proporcionar uma significativa economia de energia**. Como mostrado quando a carga térmica requerida é de aproximadamente 5100 W, há uma economia de 56% na potência elétrica de funcionamento do compressor provido do inversor de frequência em relação ao desprovido. Do mesmo modo observa-se que quando a vazão de ar do ventilador é de aproximadamente 650 Nm³/h, há uma economia de potência em torno de 87% do sistema provido de inversor de frequência em relação ao sistema com partida direta. Sua vantagem é evidente não somente do ponto de vista econômico como também ambiental, já que poupando energia elétrica diminui-se a necessidade de energia oriunda de termoelétricas e, conseqüentemente, o lançamento de carbono na atmosfera.

Com a análise econômica deste trabalho pode-se afirmar que **é necessário um estudo antecipado para a escolha do tipo mais adequado de compressor a ser utilizado em determinada situação**. Com a escolha certa é possível obter uma economia anual de energia, para o sistema estudado, de até 49% do valor do investimento inicial além de um baixo tempo de retorno. Entretanto, concluir-se também que **a utilização do compressor “errado” provoca uma ineficiência no sistema, o que resulta em desperdício de energia e conseqüentemente aumento dos custos com energia elétrica**.

É possível então afirmar que **o emprego de adventos tecnológicos, como os conversores de frequência, tem grande importância para se alcançar a eficiência energética e o desenvolvimento sustentável**.

Como sugestão para trabalhos futuros recomenda-se uma análise em sistemas com maior capacidade de refrigeração.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – **NBR 6401** – Instalações Centrais de Ar Condicionado para Conforto – Parâmetros Básicos de Projeto.

ASHRAE - AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. **ASHRAE Fundamentals Handbook**, Sorbents and Desiccants, 1993.

AMERICO, M. **Eficiência Energética Industrial, Acionamento Eletrônico - Guia Avançado**. Rio de Janeiro: ELETROBRÁS, 2004. 77p.

ARAÚJO, J. A. B. de. **Aplicação do Inversor de Frequência para Acionamento de Sistemas de Bombeamento em Irrigação por Aspersão**. 2000. 91 f. Dissertação (Mestrado em Agronomia) - Faculdade de Ciências Agronômicas, Botucatu, UNESP, 2000. Disponível em: <www.athena.biblioteca.unesp.br> Acesso em: 17 set. 2008.

BRUCE R. MUNSON, DONALD F. YOUNG, THEODORE H. OKISHI. *Fundamentos da Mecânica dos Fluidos*, editora BLUCHER, 1997. 412 p.

CAMARGO, J. R. *Sistemas de resfriamento evaporativo e evaporativo-adsortivo aplicados ao condicionamento de ar. Tese de Doutorado – Guaratinguetá, FEG-UNESP, 2003.*

COSTA NETO, P. L. O. **Estatística**. 2ª ed. São Paulo: BLÜCHER, 2002. 266p.

CREDER, H. **Instalações de Ar Condicionado**. 5ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 2000. 318 p.

CRUZ, C. H. B., FRAGNITO, H., COSTA, I. F. e MELLO, B. A., **F-129: Física Experimental – Apêndices e Complementos**. Campinas: IFGW-Unicamp, 1998. 28 p.

ELETROBRÁS/PROCEL, ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ, *Conservação de Energia: Eficiência Energética de Instalações e Equipamentos, 2ª edição, editora da EFEI, 2001.*

FOX, R.W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 6ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 2006.

HAHN, A. **Eficiência Energética Industrial, Compressores - Guia Avançado**. Rio de Janeiro: ELETROBRÁS, 2004.

HOLMAN, J. P. **Experimental Methods for Engineers**. 7ª ed. Boston: McGraw-Hill, 2001. 698p.

IPCC - Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas, 2007.

MASIEIRO, L.A.M.; OLIVEIRA, D.F.; OLIVIRA, R. Utilização de inversores de frequência para racionalização do uso da energia elétrica em sistema de irrigação do tipo pivô central. *Engenharia na Agricultura*, Viçosa, v.7, n.1 p.35-45, jan./mar., 1999.

MOHAN, NED. UNDELAND, TORE M. ROBBINS, WILLIAM P. *Power Electronics – Converters, Applications and Design*. 1989.

MESQUITA, R. P.; MAGALHÃES SOBRINHO, P.; SOUZA, Teófilo Miguel de. *Análise de viabilidade técnica-econômica para a aplicação de inversores de frequência em sistemas de bombeamento de baixa potência*. **Anais do V CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA - CONEM 2008** – Salvador, BH, Brasil, 2008.

MOREIRA, Rafael da Silveira; MAGALHÃES SOBRINHO, P.; SOUZA, Teófilo Miguel de. *A influência do inversor de frequência em sistemas de condicionamento de ar por compressão de vapor com carga térmica variável*. **Anais do Congresso de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do MERCOSUL - Mercofrio 2008** - Curitiba. PR, Brasil, 2008.

MOREIRA, Rafael da Silveira; MAGALHÃES SOBRINHO, P.; SOUZA, Teófilo Miguel de. *A influência de um inversor de frequência na potência elétrica de acionamento de um conjunto motor-ventilador axial com vazão variável*. **Anais do V Congresso Nacional de Engenharia Mecânica - CONEM 2008** - Salvador, BH, Brasil, 2008.

MOREIRA, Rafael da Silveira; MAGALHÃES SOBRINHO, P.; SOUZA, Teófilo Miguel de. *A influência do inversor de frequência na potência de acionamento e no coeficiente de performance em sistemas de ar condicionado*. Periódico - Revista Online Sodebrás, nº 23, v. 2, p. 01-06, 2007.

MOREIRA, Rafael da Silveira; MAGALHÃES SOBRINHO, P.; SOUZA, Teófilo Miguel de. *The influence of a frequency inverter in refrigeration systems by vapour compression*. **Anais do 12th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences - ENCIT 2008** - Belo Horizonte, MG, Brasil, 2008.

MOREIRA, Rafael da Silveira; MAGALHÃES SOBRINHO, P.; SOUZA, Teófilo Miguel de. *Study the variation air flow rate and electrical power consuming in a ventilation system due to the influence of the air filters*. **Anais do 20th International Congress of Mechanical Engineering - COBEM 2009** - Gramado, RS, Brasil, 2008.

ONU, *Climate and House Design*, United Nations, New York, 1970.

PROCEL, 2008, Notícias e Reportagens, Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica. Disponível em: < <http://www.eletrabras.com/pci/>> Acesso em: 18 de jan 2008.

SALAZAR, A. O., NASCIMENTO, E.F. Acionamento de velocidade controlada para bombeamento de petróleo, conferência em aplicações industriais. *Eletricidade Moderna*. Aranda Editora, n.303, jun/99, p. 162-171. 1999.

SILVA JÚNIOR, A. N.; CAGNON, J. A. Armazenagem de grãos: Economia de energia elétrica possibilitada pelo uso do inversor de frequência. **Energ. Agric.**, Botucatu, v.20, n.3, p.31-49, 2005.

STOECKER, W. F.; J. W. JONES. **Refrigeração e Ar Condicionado**. São Paulo: MCGRAW-HILL, 1985. 481p.

TORREIRA, R. P. **Elementos básicos de ar condicionado para engenheiros, técnicos e especialistas do ramo**. São Paulo: HEMUS, 1976. 261 p.

VAN WYLEN, G.; SONNTAG, R.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da Termodinâmica**. 5ª ed. São Paulo: EDGARD BLÜCHER, 1998. 537p.

VAN WYLEN, G.; SONNTAG, R.; BORGNAKKE, C. *Software: Computer-Aided Thermodynamic Tables 2*. The University of Michigan, John Wiley, version 1.0a, 1996.

VIANA, A. N. C. **Eficiência Energética Industrial, Ventiladores e Exaustores - Guia Avançado**. Rio de Janeiro: ELETROBRÁS, 2004. 123p.

MOREIRA, Rafael da Silveira	DM 2009
-----------------------------	------------