

TESE

1179

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

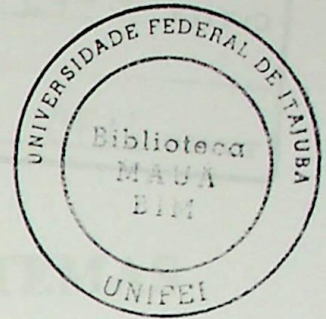
**USO EFICIENTE DE ENERGIA EM SISTEMAS  
DE AR COMPRIMIDO**

**FÁTIMA ESPER**

**ITAJUBÁ / MG  
2002**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**

**Programa de Pós-Graduação em Engenharia da Energia**



**USO EFICIENTE DE ENERGIA EM SISTEMAS  
DE AR COMPRIMIDO**

Dissertação apresentada à  
Universidade Federal de Itajubá  
para a obtenção do título de  
Mestre em Engenharia da  
Energia.

**Fátima Esper**

**Itajubá/MG**

**2002**

CLASS.	621.54:620.9(043.2)
CUTTER.	E 77 u
TOMBO.	1179

USO EFICIENTE DE ENERGIA EM SISTEMAS DE AR COMPRIMIDO

Dissertação apresentada à  
 Universidade Federal de Itajubá  
 para a obtenção do título de  
 Mestre em Engenharia de  
 Energia.

Fátima Esper

Itajubá/MG

2002

**Fátima Esper**

**USO EFICIENTE DE ENERGIA EM SISTEMAS  
DE AR COMPRIMIDO**

Dissertação apresentada à  
Universidade Federal de Itajubá  
para a obtenção do título de Mestre  
em Engenharia da Energia.

**Área de concentração:**  
Eletrônica Aplicada a Sistemas  
Energéticos

**Orientador:**  
Prof. Dr. Jamil Haddad

**Co-Orientador:**  
Prof. Dr. Valberto Ferreira da Silva

Itajubá/MG

2002

Aos professores Izeni Haddad e Valberto Favreza de Silva pelo incentivo, apoio e auxílio.

Ao professor Valério pela ajuda.

A todos aqueles que contribuíram direta ou indiretamente.

Aos meus pais pelo apoio na busca de meus estudos e objetivos.

A Deus pela inspiração nos momentos certos.

**Aos meus pais.**

## AGRADECIMENTOS

Aos professores Jamil Haddad e Valberto Ferreira da Silva pelo incentivo, apoio e auxílio.

Ao professor Valadão pela colaboração.

A todos aqueles que contribuíram direta ou indiretamente.

Aos meus pais pelo apoio na busca de meus ideais e objetivos.

A Deus pela inspiração nos momentos certos.

<b>Lista de Figuras</b> .....	<b>ix</b>
<b>Lista de Tabelas</b> .....	<b>xii</b>
<b>Resumo</b> .....	<b>xiii</b>
<b>“Abstract”</b> .....	<b>xiv</b>
<b>Capítulo 1 - Introdução</b> .....	<b>1</b>
1.1 - Motivação .....	1
1.2 - Objetivos .....	2
1.3 - Organização da Dissertação .....	3
<b>Capítulo 2 - Compressores</b> .....	<b>4</b>
2.1 - Definição .....	4
2.2 - Utilização do Ar Comprimido .....	4
2.3 - Classificação quanto às Aplicações .....	5
2.4 - Classificação quanto ao Princípio de Trabalho .....	6
2.5 - Compressores Alternativos .....	8
2.5.1 - Componentes Básicos .....	10
2.6 - Leis dos Gases e Compressão do Ar .....	12
2.7 - Princípio de Funcionamento .....	14
2.8 - Compressão em Múltiplos Estágios .....	16
2.9 - Dispositivos de Proteção .....	16
2.10 - Controle de Capacidade .....	17
2.10.1 - Métodos de Controle de Capacidade .....	17
2.10.1.1 - Parada e Partida do Acionador – Liga-Desliga .....	18
2.10.1.2 - Recirculação (By-pass) .....	18
2.10.1.3 - Estrangulamento da Sucção .....	19
2.10.1.4 - Alívio das Válvulas de Sucção .....	19
2.10.1.5 - Variação do Volume Morto .....	20
2.10.1.6 - Variação de Rotação .....	20

<b>Capítulo 3 - Uso Eficiente de Energia em Sistemas de Ar Comprimido .....</b>	<b>21</b>
3.1 - Introdução .....	21
3.2 - O Projeto .....	21
3.2.1 - Especificação do Compressor .....	24
3.2.2 - Aplicação de Inversor de Frequência .....	26
3.2.3 - Qualidade do Ar Comprimido .....	28
3.2.3.1 - Ar Atmosférico Seco .....	28
3.2.3.2 - Ar Atmosférico com Baixa Temperatura .....	30
3.2.3.3 - Ar Atmosférico Limpo .....	30
3.2.3.4 - Outros Fatores que Influem na Qualidade do Ar Comprimido .....	31
3.2.4 - Outras Características Técnicas que Economizam Energia Elétrica num Compressor de Ar .....	32
3.3 - A Operação .....	34
3.3.1 - Administração do Consumo do Ar Comprimido .....	34
3.3.1.1 - Vazamentos e Desperdícios .....	35
3.3.2 - Pressão de Trabalho .....	38
3.3.2.1 - Válvulas Reguladoras de Pressão .....	38
3.3.2.1.1 - O Avanço da Pneumática através da Dupla Pressão .....	39
3.3.3 - A Manutenção .....	40
3.4 - Pesquisa de Campo .....	40
3.4.1 - Estatísticas da Pesquisa .....	43
3.4.2 - Manual de Bolso sobre Compressores: Dicas de Uso .....	43
<b>Capítulo 4 - Inversor de Frequência .....</b>	<b>44</b>
4.1 - Introdução .....	44
4.2 - Fundamentos do Acionamento com Inversor de Frequência .....	45
4.2.1 - Operação do Motor com Inversor de Frequência .....	46
4.2.2 - Interação do Motor de Indução e Inversor de Frequência – Tensão por Frequência .....	48
4.3 - Princípio de Funcionamento .....	49
4.3.1 - Tipos de Conversores .....	50

4.3.2 - Tipos de Inversores .....	52
4.4 - Considerações sobre Qualidade de Potência para Aplicações de Inversores de Frequência .....	61
4.5 - Controle Vetorial .....	62
4.6 - Novas Tecnologias .....	62
<b>Capítulo 5 - Aplicação de Inversores de Frequência no Acionamento de Compressores .....</b>	<b>68</b>
5.1 - Introdução .....	68
5.2 - Característica de Operação de Compressores .....	69
5.2.1 - Análise de Energia .....	73
5.3 - Ensaio Laboratorial .....	81
5.3.1 - Modelagem do Compressor .....	81
5.3.2 - Equipamentos e Instrumentação Eletro-Eletrônicos utilizados .....	83
5.3.3 - Descrição da Bancada de Ensaio .....	83
5.3.4 - Parametrização do Inversor de Frequência .....	84
5.3.5 - Fotos do Ensaio .....	85
5.3.6 - Descrição do Ensaio .....	89
5.3.7 - Dificuldades encontradas .....	89
5.3.8 - Bancos de Dados levantados .....	89
5.3.9 - Análise das Formas de Onda de Entrada .....	91
5.3.9.1 - Considerações Gerais .....	91
5.3.9.2 - THD .....	94
5.3.10 - Resultados Obtidos .....	95
<b>Capítulo 6 - Análise Econômica .....</b>	<b>106</b>
6.1 - Introdução .....	106
6.2 - Metodologia de Cálculo .....	106
6.3 - Payback Simples .....	111
<b>Capítulo 7 - Conclusão .....</b>	<b>113</b>
7.1 - Recomendações para Trabalhos Futuros .....	114
<b>Apêndice 1 - Definições de Potência .....</b>	<b>115</b>
<b>Apêndice 2 - Resultados do Ensaio .....</b>	<b>119</b>

**Apêndice 3 - Dicas de Uso de Compressores ..... 124**

**Referências Bibliográficas ..... 134**

Figura 2.1: Tipos básicos de Compressores ..... 10

Figura 2.2: Componentes de Compressores Alternativos ..... 10

Figura 2.3: Processos de compressão ..... 11

Figura 2.4: Diagrama Indicado (P-V) ..... 12

Figura 2.5: Reciprocidade do eixo de virabrequim ..... 15

Figura 2.6 - Balanceamento do eixo ..... 16

Figura 2.7 - Ajuste das válvulas de adm. e ex. ..... 20

Figura 2.8: Diagrama de Instalação de uma Central e Rede de Ar Comprimido ..... 22

Figura 4.1: Substituição dos Óleos de Freio ..... 24

Figura 4.2: Tipos de testes de carga e de vazão ..... 25

Figura 4.3: Tipos de testes de vazão e pressão com Inversor de Frequência ..... 27

Figura 4.4: Implantação de teste de carga com o uso de inversor de frequência ..... 27

Figura 4.5: Curva de torque versus velocidade de rotação com Inversor de Frequência de tensão variável ..... 28

Figura 4.6: Controle de torque e de fluxo magnético do motor – Perfil V/F ..... 28

Figura 4.7: Perfil de torque de uma máquina para teste de torque constante ..... 29

Figura 4.8: Perfil de torque de uma máquina com fluxo ..... 31

Figura 4.9: Perfil de torque variável ..... 32

Figura 4.10: Torques de teste de torque de PFC ..... 33

Figura 4.11: Formas de onda de tensão de Inversor PFC ..... 33

Figura 4.12: Inversor PFC de Corrente ..... 34

Figura 4.13: Formas de onda de tensão de CSI ..... 35

Figura 4.14: Inversor PFM ..... 35

Figura 4.15: Formas de onda de tensão de Inversor PFM ..... 36

Figura 4.16: Tensões de partida das ondas PFM ..... 37

Figura 4.17: Diagrama em Bloco de teste de ..... 39

Figura 4.18: Diagrama em Bloco de um VSI típico ..... 40

Figura 4.19: Inversor convencional de tensão ..... 44

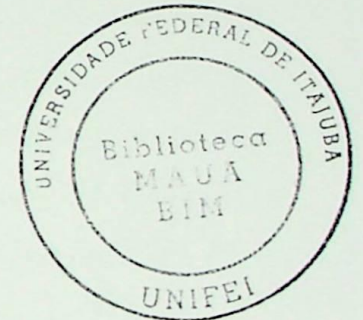
Figura 4.20: Inversor Multifásico ..... 45

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1: Tipos básicos de Compressores .....	7
Figura 2.2: Componentes de Compressores Alternativos .....	10
Figura 2.3: Processos de compressão .....	13
Figura 2.4: Diagrama indicado teórico .....	15
Figura 2.5: Recirculação do excesso de vazão .....	18
Figura 2.6 - Estrangulamento da sucção .....	19
Figura 2.7 - Alívio das válvulas de admissão .....	20
Figura 3.1: Esquema de Instalação de uma Central e Rede de Ar Comprimido .....	23
Figura 4.1: Acionamento com Inversor de Frequência .....	44
Figura 4.2: Torque do motor, da carga e de aceleração .....	46
Figura 4.3: Torque do motor de indução operando com Inversor de Frequência .....	47
Figura 4.4: Implementação da função de torque extra pela aplicação de tensão extra ao motor .....	47
Figura 4.5: Curva de Torque versus Velocidade do motor com Inversor de Frequência de torque constante .....	48
Figura 4.6: Controle da tensão e do fluxo magnético do motor – Perfil V/f .....	49
Figura 4.7: Ponte trifásica de onda completa para fonte de tensão constante .....	50
Figura 4.8: Ponte trifásica de onda completa com chopper dc .....	51
Figura 4.9: Ponte tiristorizada trifásica .....	52
Figura 4.10: Inversor fonte de tensão six-step .....	53
Figura 4.11: Formas de onda de saída do Inversor six-step .....	53
Figura 4.12: Inversor Fonte de Corrente .....	54
Figura 4.13: Formas de onda de saída do CSI .....	54
Figura 4.14: Inversor PWM .....	55
Figura 4.15: Formas de onda de saída do Inversor PWM .....	56
Figura 4.16: Técnica de geração das ondas PWM .....	57
Figura 4.17: Diagrama em blocos do controle .....	59
Figura 4.18: Diagrama em blocos de um VSI típico .....	60
Figura 4.19: Inversor convencional de dois níveis .....	64
Figura 4.20: Inversor Multinível .....	65

Figura 4.21: Diagrama em blocos do controle da unidade retificadora .....	66
Figura 4.22: Diagrama em blocos de uma aplicação típica de Inversor para o controle de compressor .....	67
Figura 5.1: Curva Pressão x Fluxo típica de compressor .....	70
Figura 5.2: Curva Pressão x Fluxo com a característica de operação do sistema .....	71
Figura 5.3: Curva Pressão x Fluxo com a família de curvas de velocidade do compressor ..	72
Figura 5.4a: Pontos de operação do compressor .....	74
Figura 5.4b: Potência requerida – válvula de estrangulamento na saída .....	75
Figura 5.4c: Potência requerida - Inversor de Freqüência .....	75
Figura 5.5: Potência economizada .....	76
Figura 5.6: Curvas Pressão/Fluxo fornecidas pelo fabricante com a curva de operação do sistema incluída .....	77
Figura 5.7: Curvas do compressor e do sistema a 70 e 90% do fluxo .....	78
Figura 5.8: Curvas de performance do compressor para aberturas diferentes da válvula de estrangulamento da sucção .....	79
Figura 5.9: Consumo de energia dos métodos de controle de fluxo .....	80
Figura 5.10a: Característica Torque × Rotação do compressor a pistão .....	81
Figura 5.10b: Aproximações da relação $T \times n$ .....	81
Figura 5.11: Laboratório de ensaio .....	85
Figura 5.12a: Alimentação do Inversor de Freqüência pela rede CA .....	86
Figura 5.12b: Inversor de Freqüência .....	87
Figura 5.13a: Compressor Alternativo de simples efeito, de dois cilindros (disposição em V) e dois estágios .....	88
Figura 5.13b: Vista do Compressor Alternativo .....	88
Figura 5.14: Monitoramento da rede CA - Tela de visualização principal do CIRCUTOR AR.5 .....	90
Figura 5.15: Formas de ondas de tensões e correntes na rede CA / THD % - Tela de visualização do CIRCUTOR AR.5 .....	91
Figura 5.16: Espectro harmônico em uma amostragem .....	92
Figura 5.17: Valores RMS de tensão e corrente das três fases, em cada amostragem .....	93
Figura 5.18: Harmônicos da fase 1, em uma amostragem .....	93

Figura 5.19: THD .....	94
Figura 5.20: $I_{RMS}$ [mA] $\times$ Pressão [Kgf/cm <sup>2</sup> ] .....	101
Figura 5.21: P [W] $\times$ Pressão [Kgf/cm <sup>2</sup> ] .....	102
Figura 5.22: S [VA] $\times$ Pressão [Kgf/cm <sup>2</sup> ] .....	103
Figura 5.23: Fator de Potência $\times$ Pressão [Kgf/cm <sup>2</sup> ] .....	104
Figura 5.24: THD <sub>1</sub> % $\times$ Pressão [Kgf/cm <sup>2</sup> ] .....	105
Figura A1.1: Triângulo de Potências para ambientes distorcidos .....	118
Figura A2.2: Esquema da bancada do compressor .....	119



## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1: Cálculo da vazão real requerida .....	26
Tabela 3.2: Pressões utilizadas para diversos diâmetros de orifícios .....	37
Tabela 6.1: Custos da demanda mensal .....	110
Tabela 6.2: Custos de energia anuais .....	110
Tabela 6.3: Custos dos equipamentos .....	111

Este trabalho tem como finalidade o estudo de sistemas de ar comprimido aliado à concepção de técnicas e à aplicação de novas tecnologias, em especial o “drive” de velocidade ajustável ou Inversor de Frequência, visando a otimização energética. Foi concebido pela ELETROBRÁS - Centrais Elétricas Brasileiras S.A., no âmbito do PROCEL - Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica.

O trabalho se divide em duas etapas. Na primeira etapa, se faz um levantamento teórico das causas mais comuns de desperdício de energia nos sistemas de ar comprimido, tanto na geração, como na distribuição e no uso final do ar. Deste modo, se desenvolveu uma metodologia para análise de sistemas de compressão de ar em campo, visando obter características e rendimentos destes. Como fruto desta pesquisa de campo, foi criado o guia prático de uso racional de energia em compressores de ar, tendo como público alvo, técnicos e funcionários das indústrias.

O ar comprimido é um fluido de utilização muito generalizada e constitui uma área que tem um potencial elevado de economia de energia. Deve-se atentar ao uso racional do ar e ao combate aos fatores responsáveis por uma operação de baixo rendimento. No Brasil, o ar comprimido é um desafio, pois suas instalações têm um índice alto de desperdício de energia elétrica e os métodos de controle de fluxo tradicionalmente usados contribuem para tal.

Os compressores fazem parte de uma categoria de carga que se beneficia do uso do Inversor de Frequência. Este vem de encontro às necessidades industriais como o meio mais eficiente de controle de fluxo pela redução da velocidade de acionamento.

A segunda etapa estuda a viabilidade técnica-econômica da aplicação de Inversores no acionamento de compressores; é feita uma avaliação do potencial de economia de energia.

A aplicação do Inversor de Frequência pode ter um impacto favorável em processos de ar comprimido com um número alto de horas de operação e com requerimento de fluxo variável.

No ensaio laboratorial de um compressor alternativo, foi possível a comprovação da economia de energia, fazendo-se o monitoramento das grandezas elétricas da rede de alimentação ao se variarem a pressão e a velocidade do ensaio. Este ensaio experimental ganhou o concurso IV Weg de conservação de energia elétrica.

## ABSTRACT

This work has as purpose the study of compressed air systems ally to the conception of techniques and the application of new technologies, especially the adjustable speed drive or Frequency Inverter, seeking the energy conservation. It was conceived by ELETROBRÁS - Centrais Elétricas Brasileiras S.A., in the ambit of PROCEL that is a national program of electric energy conservation.

The work becomes separated in two stages. In the first stage, it is made a theoretical raising of the more common causes of waste of energy in the compressed air systems, so much in the generation, as in the distribution and in the final use of the air. This way, it was developed a methodology for analysis of compression air systems in field, seeking to obtain characteristics and efficiencies of these. As fruit of this field research, the practical guide of rational use of energy in air compressors was created to technicians and employees of the industries.

The compressed air is a fluid of very widespread use and it constitutes an area that has a high potential of energy savings. One should be attempted to the rational use of the air and the combat to the responsible factors for an operation of low efficiency. In Brazil, the compressed air is a challenge, because its installations have a high index of electric power waste and the methods of flow control traditionally used they contribute for such.

The compressors are part of a load category that benefit itself from the use of the Frequency Inverter. This comes to the encounter of the industrial needs as the most efficient way of flow control by the reduction of the motor speed.

The second stage studies the technique-economical viability of the application of Inverters in the operation of compressors; it makes an evaluation of the potential of energy savings.

The application of the Frequency Inverter can have a favorable impact in processes of air compressed with a high number of hours of operation and with request of variable flow.

In the rehearsal laboratorial of an alternative compressor, it was possible the proof of the energy savings, being made the measure of the electric greatness of the power line upon the variation of the pressure and of the speed of the rehearsal. This experimental rehearsal won the contest IV Weg of electric energy conservation.

## INTRODUÇÃO

### 1.1 - Motivação

A abertura global de mercados e a evolução da concorrência internacional que oferece produtos de alta qualidade a preços competitivos, resultados dos investimentos realizados, ao longo destes anos, na automação industrial, incentivam as empresas brasileiras a procurarem a melhor solução para enfrentar a concorrência acirrada. E o caminho encontrado para a produtividade, o aumento da competitividade e, conseqüentemente, para o alcance do desenvolvimento sustentável é a automação e, no caso em questão, com as mais modernas utilizações desta fonte de energia, o ar comprimido.

Na área de automação industrial, um dos segmentos mais utilizados, até hoje, é, sem dúvida, o da pneumática que possui características de velocidade e força para a realização de tarefas utilizando o ar comprimido. A miniaturização dos seus componentes e a facilidade de implementação de circuitos eletropneumáticos permitem a criação de soluções para as mais sofisticadas necessidades.

Atualmente, a área de automação pneumática é responsável pela maioria dos comandos utilizados em processos industriais, robótica, malhas de instrumentação, etc. Além de possibilitar a automação da produção, o ar comprimido molda e pinta peças, mistura e transporta produtos, limpa superfícies e tem mais uma gama infindável de utilizações.

O ar comprimido é o meio mais econômico e versátil para a evolução tecnológica. Entretanto, considerado uma das principais utilidades dentro da indústria, o ar comprimido pode chegar a ser o principal consumidor de energia elétrica, relevando-se o fato do consumo energético de sua geração ser alto, se tornando um importante componente dos custos fabris.

Os compressores de ar representam aproximadamente 3% do total da utilização industrial de eletricidade no Brasil e somente 1% do total do consumo de eletricidade nos Estados Unidos.

É imprescindível o uso eficiente da energia elétrica nos sistemas de ar comprimido, combatendo os fatores de mau aproveitamento da mesma para minimizar os custos energéticos, além do que a energia é um insumo básico com risco de escassez. O Brasil enfrenta grandes desafios para prover e ampliar os serviços de eletricidade.

Desta forma, deve-se levar em consideração a geração do ar comprimido, sua preparação e tratamento, seus comandos, cálculos de consumo e vazão, entre outros pontos de fundamental importância para que no final atenda suas expectativas de utilização sem desperdício de energia.

Praticamente todas as instalações industriais, comerciais e institucionais incluem sistemas de ar comprimido. Os compressores de ar podem ser encontrados com potências variando desde a unidade, como em oficinas mecânicas e postos de gasolina, até potências elevadas, como em grandes indústrias. Na maioria das vezes, os compressores são mal dimensionados, especialmente os de baixa potência, resultando em uma operação de baixa eficiência. Logo, merecem atenção relativamente ao uso eficiente de energia, desde sua produção, distribuição até sua aplicação final.

Nas indústrias, o ar comprimido é uma categoria que está entre os principais usos finais da energia elétrica, juntamente com motores, iluminação, refrigeração, fornos elétricos e bombeamento de água. É comum encontrarem-se instalações em que o consumo energético dos compressores de ar representa mais de 10% do consumo global de eletricidade. Nos prédios comerciais e institucionais, compressores e “chillers” (equipamento destinado à produção de frio, geralmente associado à refrigeração industrial ou de conforto humano) dos sistemas de ar condicionado e refrigeração são os equipamentos de maior consumo, podendo alcançar até 40% da carga total. De maneira geral, os compressores operam permanentemente, de modo que economias nestas áreas tendem a ser importantes. A título informativo: um motor de 100 HP, operando 18 horas/dia acoplado a um equipamento de ar comprimido consome sozinho cerca de R\$ 50 mil/ano. Os valores envolvidos são significativos.

A tecnologia se faz presente, novamente, para a racionalização de custos com os Inversores de Frequência que oferecem o método ótimo para combinar as taxas de fluxo do compressor aos requerimentos do sistema.

## **1.2 – Objetivos**

O objetivo deste trabalho é o estudo de sistemas de ar comprimido industriais e de uso ordinário, e da aplicação de novas tecnologias nestes sistemas, visando a otimização energética da sua utilização.

A partir dos resultados obtidos, pode-se elaborar programas de conservação de energia.

### **1.3 – Organização da Dissertação**

O texto da dissertação está organizado em sete capítulos.

O Capítulo 2 descreve os fundamentos teóricos de Compressores. É necessária a compreensão do funcionamento e dos controles clássicos de fluxo da máquina para identificar as perdas de energia.

A pretensão do Capítulo 3 é analisar um sistema de ar comprimido, desde a geração do ar até suas aplicações finais, enumerando as causas de desperdício de energia elétrica que estão diretamente relacionadas ao rendimento do sistema. Cita o que deve ser levado em consideração na instalação de uma central, se pensando na distribuição e utilização do ar. Também, apresenta os resultados do levantamento destas causas nos compressores de ar de uso ordinário em campo.

O Capítulo 4 apresenta o princípio de operação e tendências tecnológicas do equipamento utilizado no acionamento CA ou Inversor de Freqüência, cuja principal vantagem é a otimização energética dos processos. A influência da qualidade da energia elétrica sob os Inversores é enfocada.

O objetivo do Capítulo 5 é verificar teórica e experimentalmente a economia de energia elétrica propiciada pela aplicação de Inversores de Freqüência no acionamento de Compressores. Cita as características das aplicações mais rentáveis. Analisa o desempenho dos Compressores mediante os controles de fluxo tradicionais versus o controle com o Inversor para confrontar os gastos com a energia. Também, são apresentados os resultados do ensaio laboratorial.

O objetivo do Capítulo 6 é demonstrar os cálculos fundamentais para determinar a economia de energia elétrica propiciada pelo Inversor de Freqüência em Compressores. A instalação de um Inversor deve ser financeiramente justificada baseada na economia de energia.

O Capítulo 7 apresenta as conclusões e recomendações de novas pesquisas em outras aplicações de compressores.

## COMPRESSORES

### 2.1 - Definição

Compressores são máquinas térmicas geradoras, isto é, recebem energia na forma de trabalho e a convertem numa outra forma de energia (neste caso, pressão); destinadas a comprimir um gás ou mistura de gases mediante pressão, de maneira a se obter uma pressão diferente da atmosférica.

Em outras palavras, diz-se que compressores são máquinas de fluido destinadas a elevar a energia utilizável dos fluidos elásticos, pelo aumento de suas pressões, desde a pressão atmosférica até a de serviço.

Ventiladores são máquinas cujo objetivo é promover o escoamento de um gás. Na análise do desempenho de um ventilador, a compressibilidade do fluido é desprezada, uma vez que a variação de densidade do escoamento raramente ultrapassa 7%, o que corresponde a uma elevação de pressão inferior a 0,1 atm, no caso do fluido ser o ar, sendo apenas suficiente para vencer as perdas de carga do sistema.

Para os compressores nos processos industriais, a elevação de pressão requerida pode variar desde cerca de 1 atm até milhares de atmosferas.

As máquinas que operam com elevação de pressão muito pequena, porém superior aos limites usuais dos ventiladores, são conhecidas como sopradores.

### 2.2 - Utilização do Ar Comprimido

O ar comprimido é, provavelmente, uma das mais antigas formas de transmissão de energia que o homem conhece. Tem enorme utilidade, competindo em muitos campos com a energia elétrica e, em outros, é um complemento necessário da mesma.

Além de sua utilização nas instalações hidropneumáticas e controle e instrumentação, o ar comprimido é aplicado em borracharias, oficinas mecânicas (funilarias) e de pintura, postos de serviço (postos de combustíveis e lava-jatos), serralherias, jateamento, uso doméstico, instalações centrais de climatização e em clínicas médicas e odontológicas.

Estas várias aplicações do ar comprimido mostram a sua importância nas instalações técnicas industriais e características como poder ser armazenado e conduzido ao local de utilização sem necessitar de isolamento contra perda de calor na condução, não oferecer riscos de incêndio ou explosão e seu emprego se fazer de uma maneira flexível, compacta e potente explicam seu emprego em escala sempre crescente.

### 2.3 - Classificação quanto às Aplicações

Os compressores são classificados quanto às aplicações e têm características físicas em função das mesmas. Citam-se, a seguir, os tipos de aplicações:

a) Compressores de ar para serviços ordinários

São fabricados em série, visando o baixo custo. Destinam-se a serviços de jateamento, limpeza, pintura, acionamento de pequenas máquinas pneumáticas, etc.

b) Compressores de ar para serviços industriais

Destinam-se ao suprimento de ar em unidades industriais. São máquinas de grande porte e custo aquisitivo e operacional elevados, oferecidas em padrões básicos pelos fabricantes, pois as condições de operação dessas máquinas variam pouco de um sistema para outro.

c) Compressores de gás ou de processo

São requeridos para as mais variadas condições de operação, de modo que toda a sua sistemática de especificação, projeto, operação e manutenção depende fundamentalmente da aplicação.

d) Compressores de refrigeração

São máquinas desenvolvidas com vistas a essa aplicação. Operam com fluidos bastante específicos e em condições de sucção e descarga pouco variáveis, possibilitando a produção em série.

#### e) Compressores para serviços de vácuo

São chamados, também, de bombas de vácuo. Trabalham em condições bem peculiares. A pressão de sucção é subatmosférica, a pressão de descarga é quase sempre atmosférica e o fluido de trabalho é o ar, normalmente. Face à anormalidade dessas condições de serviço, foi desenvolvida uma tecnologia toda própria.

### 2.4 - Classificação quanto ao Princípio de Trabalho

De acordo com o princípio de trabalho, as duas principais categorias são os compressores de deslocamento positivo ou volumétricos e os de deslocamento dinâmico ou de fluxo. Os compressores de parafuso são exemplos de máquinas de deslocamento positivo, as quais têm características de torque/velocidade e pressão/fluxo aproximadamente lineares.

Os compressores dinâmicos mais amplamente usados são de fluxo radial ou compressores centrífugos. Também, destacam-se os compressores de fluxo axial. Exibem características não-lineares de torque/velocidade e pressão/fluxo.

#### **Compressores de Deslocamento Positivo**

Baseiam-se, fundamentalmente, na redução de volume. O ar é admitido em uma câmara isolada do meio exterior, onde seu volume é gradualmente reduzido, processando-se a compressão. Quando uma certa pressão é atingida, se provoca a abertura da válvula de descarga (nos alternativos), ou simplesmente, o ar é empurrado para o tubo de descarga durante a contínua diminuição de volume na câmara de compressão.

#### **Compressores de Deslocamento Dinâmico**

Caracterizam-se por trabalhar com um sistema aberto, onde a elevação de pressão é obtida por meio de conversão de energia cinética em energia de pressão, durante a passagem do ar pelo compressor. O ar admitido é acelerado atingindo velocidades elevadas, pois é colocado em contato com impulsores (rotor laminado) dotados de altas velocidades, os quais transmitem energia cinética ao ar. Em seguida, seu escoamento é retardado por meio de difusores, com conseqüente elevação de pressão.

A figura 2.1 mostra os tipos básicos de compressores.

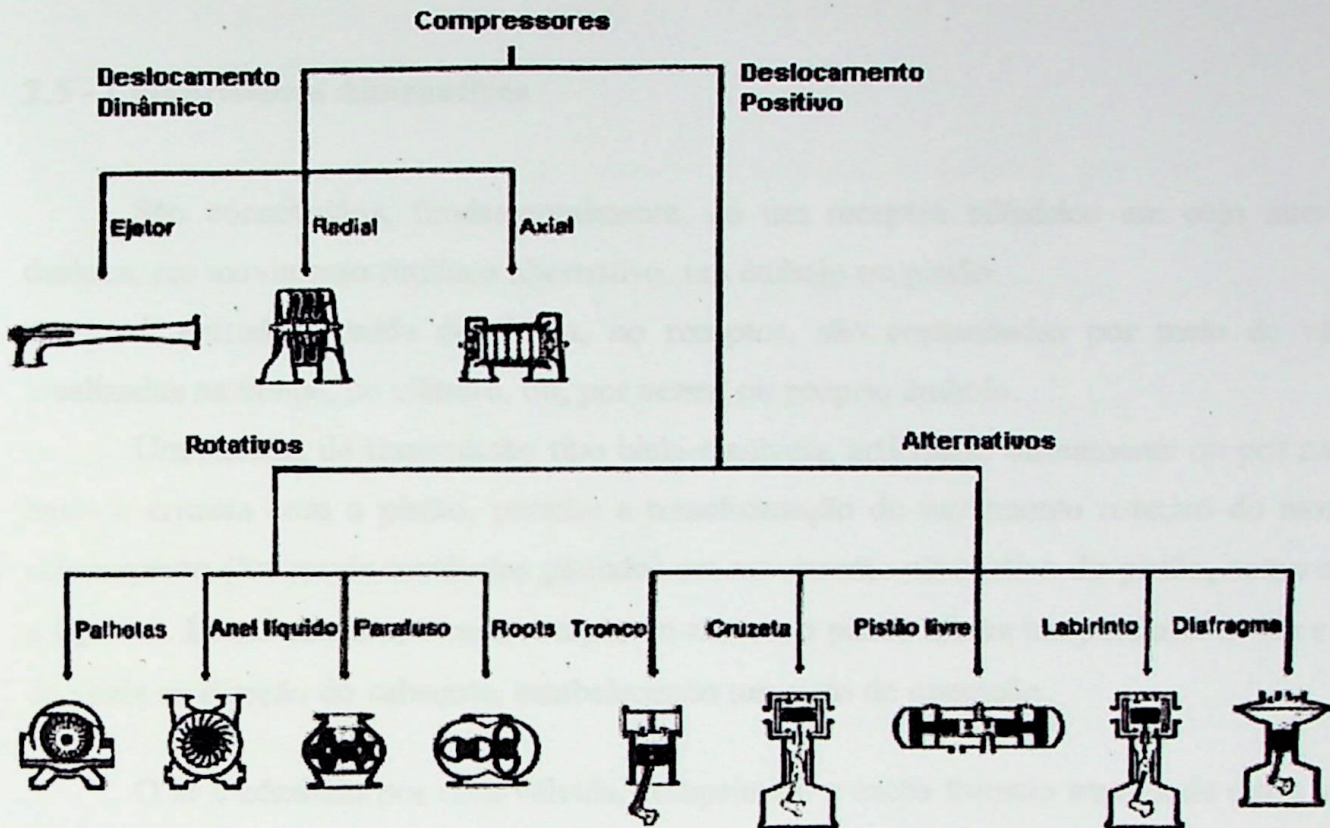


Figura 2.1 - Tipos básicos de compressores.

Os compressores de maior uso na indústria são os alternativos, os rotativos de parafuso e os centrífugos (radiais).

### Comparação entre Compressores Alternativos e Rotativos

**Alternativos:** A energia mecânica é transformada diretamente em energia de pressão, trabalho intermitente; rotação mais baixa; movimento alternativo ou rotativo; temperatura intermitente; alta pressão; rendimento do ciclo maior; baixo custo; alto consumo de lubrificação e maior tamanho.

**Rotativos:** A energia mecânica é transformada em energia cinética que, por sua vez, é transformada em energia de pressão; trabalho contínuo; alta rotação; temperatura contínua; pressão limitada; rendimento do ciclo menor; custo elevado; baixo consumo de lubrificantes e menor tamanho.

A análise termodinâmica da compressão é válida para os dois grupos básicos. Assim, pelo fato dos compressores alternativos serem mais intuitivos, se analisa o processo dos mesmos.

## 2.5 - Compressores Alternativos

São constituídos, fundamentalmente, de um receptor cilíndrico em cujo interior se desloca, em movimento retilíneo alternativo, um êmbolo ou pistão.

A entrada e saída do fluido, no receptor, são comandadas por meio de válvulas localizadas na tampa, no cilindro, ou, por vezes, no próprio êmbolo.

Um sistema de transmissão tipo biela-manivela, articulado diretamente ou por meio de haste e cruzeta com o pistão, permite a transformação do movimento rotativo do motor de acionamento (árvore de manivelas girando) em movimento alternativo do pistão, como mostra a figura 2. Desta maneira, a cada rotação do motor, o pistão efetua um percurso de ida e outro de vinda na direção do cabeçote, estabelecendo um ciclo de operação.

O ar é admitido por uma válvula, comprimido e então forçado através de outra válvula diretamente para o consumo ou para o reservatório. No primeiro caso, há no percurso apenas uma câmara de expansão para absorver as pulsações que resultam do funcionamento alternado. Neste caso o compressor é chamado de ar direto. Quando o ar comprimido é enviado a um reservatório, a pressão de saída poderá então variar dentro de certa faixa e o compressor é de ar regulado. O papel do reservatório é aumentar os intervalos de parada do compressor, permitindo seu resfriamento e alta eficiência.

Podem ser classificados de acordo com suas características principais:

- a) Quanto à admissão de fluido:
- Simples efeito: admissão de um lado do pistão (tronco). A compressão é efetuada apenas de um lado do pistão, de tal forma que há apenas uma compressão para cada rotação do eixo.
  - Duplo efeito: admissão dos dois lados do pistão (cruzeta). O cilindro dispõe de uma câmara de compressão em cada lado do pistão, de modo que são efetuadas duas compressões a cada rotação do eixo.

- b) Quanto ao número de cilindros:

- Monocilíndrico (uma única câmara de compressão).
- Policilíndrico (várias câmaras de compressão).

c) Quanto à disposição dos cilindros:

- verticais, de um cilindro; quando verticais com mais de um cilindro, em linha;
- horizontais, com um ou mais cilindros;
- opostos, horizontais ou verticais; quando em número par de cilindros, estes são dispostos uns em oposição aos outros;
- em esquadro; quando de dois cilindros, um é vertical e outro horizontal;
- em V, em W, em estrela, etc.

d) Quanto ao número de estágios:

- Simples estágio.
- Múltiplos estágios.

O número de estágios se relaciona com o número de compressões sucessivas sofridas pela massa fluida que circula pelo compressor. Cada estágio de compressão é efetuado em um cilindro a parte. Assim, um compressor de dois estágios terá, necessariamente, no mínimo duas câmaras de compressão. Nesse caso, o primeiro cilindro de maior tamanho, é designado de cilindro de baixa pressão, enquanto que o segundo, menor, é chamado de cilindro de alta pressão.

e) Quanto à refrigeração:

- Ar: dispõem-se de aletas que, colocadas externamente nas paredes e tampas dos cilindros, aumentam a superfície de contato das partes aquecidas do compressor com o ar exterior.
- Água: consiste num fluxo de água que circula através de cavidades localizadas nas paredes e tampas dos cilindros.

f) Quanto à pressão efetiva atingida pelo fluido comprimido (exemplo de classificação):

- Baixa pressão, até  $1 \text{ kgf/cm}^2$ ;
- Média pressão, de 1 a  $10 \text{ kgf/cm}^2$ ;



grafite). Pode ser fundido com aletas para resfriamento com ar ou com paredes duplas para resfriamento com água.

### 3 - Pistão

Os pistões (êmbolos) são feitos de ferro fundido ou ligas de alumínio, com ou sem anéis de segmento. Em casos especiais, são feitos de aço inoxidável. São sólidos até 18 cm de diâmetro (duplo efeito) e acima deste valor são ocos para torná-los mais leves.

Os anéis têm a função de vedação, evitando o vazamento entre pistão e cilindro (anéis de compressão), e lubrificação destas superfícies em contato (anéis de óleo), dissipando o calor gerado e reduzindo o atrito (e assim, o desgaste e o consumo de energia). São feitos, geralmente, de ferro fundido com pequenas quantidades de carbono, silício e manganês.

### 4 - Biela

Serve de ligação entre o pistão e a manivela.

### 5 - Manivela

Transmite o movimento de rotação do eixo ao pistão.

### 6 - Árvore de Manivelas

Destinada a transformar o movimento rotativo do motor de acionamento no movimento alternativo do pistão.

### 7 - Cárter

O conjunto de peças móveis dos compressores alternativos é, geralmente, isolado do exterior por meio de um invólucro totalmente fechado chamado cárter, que, além de servir de proteção, permite a lubrificação do sistema.

### VA – válvula de admissão e VD – válvula de descarga

A admissão e a descarga do ar são efetuadas, normalmente, por válvulas auto-acionáveis, nas quais a vazão ocorre num único sentido. Uma válvula auto-acionável opera por diferença de pressão que a abre e fecha.

As válvulas devem possuir absoluta resistência à corrosão, alta resistência mecânica (choque, esforços e desgaste superficial), baixa perda de carga (abertura grande o suficiente para o escoamento rápido do ar), estanqueidade (integridade quanto a vazamentos), ocupar um espaço morto reduzido e devem ser de manutenção fácil.

PMS – ponto morto superior.

PMI – ponto morto inferior.

Volume morto:

Espaço compreendido entre a parede do cabeçote e a cabeça do pistão quando este se encontra no PMS. Este espaço nunca pode ser zero. Tem a função de proteção.

Relação de compressão:  $p_2/p_1$ :

É a relação entre as pressões absolutas de descarga e admissão. É inversamente proporcional ao rendimento volumétrico.

## 2.6 - Leis dos Gases e Compressão do Ar

Uma transformação fundamental de um gás é aquela na qual uma propriedade termodinâmica permanece constante quando o sistema passa de um estado inicial 1 a outro final 2.

- *Transformação Isotérmica*: Ocorre quando o volume do gás aumenta e a pressão diminui, ou vice-versa, e a temperatura é mantida constante, o que expressa a relação:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{V_1}{V_2}$$

- *Transformação Isobárica*: A pressão permanece constante e o volume e a temperatura são diretamente proporcionais. Logo, tem-se:

$$V_1/T_1 = V_2/T_2$$

- *Transformação Isométrica*: O volume permanece constante e a pressão e a temperatura são diretamente proporcionais. Logo, tem-se:

$$P_1/T_1 = P_2/T_2$$

- *Transformação Isoentrópica ou Adiabática*: Não ocorre nenhuma troca de calor com o ambiente. Segue a lei de Poisson:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k \quad \text{ou} \quad \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

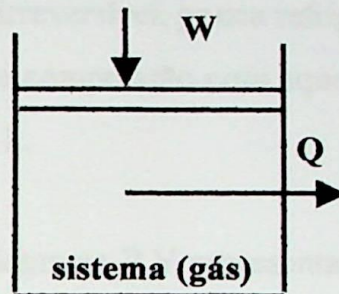
- *Transformação Politrópica*: Todos os processos de compressão real de um gás irão se ajustar entre o processo isotérmico e o isoentrópico. Segue a lei:

$$P.V^n = \text{cte}$$

Sendo:  $n = k - F(k-1)$  e  $F = \frac{dq}{dw} = \text{cte}$

Onde: 1)  $F$  é a relação entre o calor e o trabalho trocados ao longo da compressão de um gás perfeito.

2)



por convenção de sinais:

- $Q$  recebido pelo sistema é +
- $Q$  fornecido pelo sistema é -
- $W$  recebido pelo sistema é -
- $W$  fornecido pelo sistema é +

Ao se comprimir um gás entre duas pressões, o expoente médio da transformação irreversível ( $P.V^n = \text{cte}$ ) pode ser maior ou menor que o expoente da isoentrópica entre os mesmos limites de pressão.

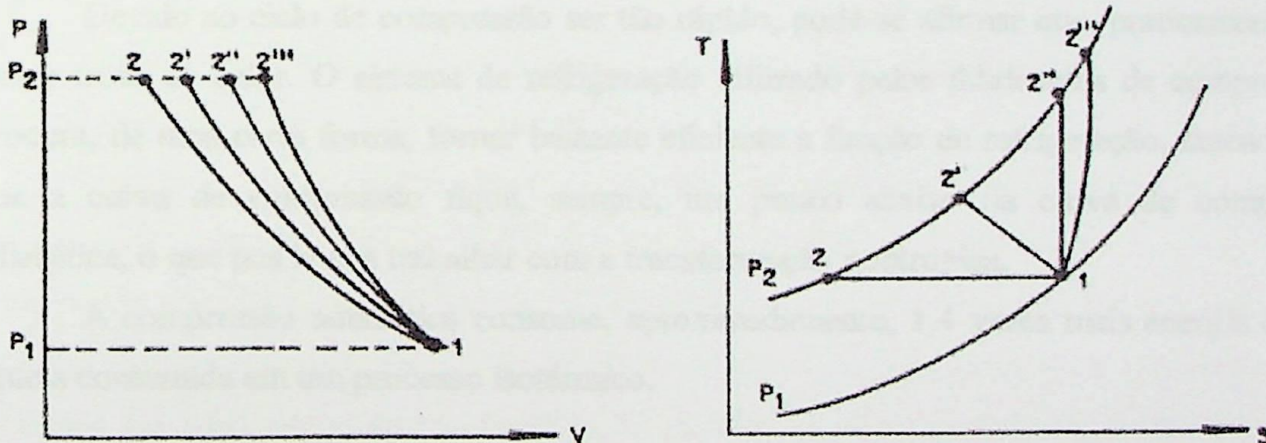


Figura 2.3 – Processos de compressão.

Na figura 2.3, representou-se em diagramas  $P.V$  e  $T.s$  os processos de compressão, ou seja:

$1 - 2 \Rightarrow n = 1$  - isotérmica ( $P.V = \text{cte}$ ); refrigeração perfeita.

Processo de compressão resfriado perfeito ( $W < 0$ ,  $Q < 0$  e  $W = Q$ ),

resultando  $F=1$  e  $n=1$ .

1 - 2'  $\Rightarrow$   $1 < n < k$  - politrópica ( $P.V^n = \text{cte}$ ); refrigeração suficiente.

Processo de compressão resfriado ( $W < 0$ ,  $Q < 0$ ), resultando  $F > 0$  e  $n < k$ .

1 - 2''  $\Rightarrow$   $n = k$  - isentrópica ( $P.V^k = \text{cte}$ ); adiabática reversível;  $F = 0$  ou  $dq = 0$   
(sem troca de calor com o ambiente).

1 - 2'''  $\Rightarrow$   $n > k$  - adiabática irreversível, pouca refrigeração.

Processo de compressão com aquecimento ( $W < 0$ ,  $Q > 0$ ), resultando em  $F < 0$  e  $n > k$ .

Sabe-se que a área do diagrama P.V representa trabalho. Assim, pela análise da figura 3, se nota que o processo que consome menos trabalho é o da isotérmica. No entanto, surge uma dúvida quanto à viabilidade de um sistema de refrigeração perfeito.

A compressão adiabática do ar é a função que mais acontece nos compressores. Neste processo, nenhuma energia, sob a forma de calor, gerada pela compressão é trocada com o meio exterior, o que causa sempre a elevação da temperatura.

Devido ao ciclo de compressão ser tão rápido, pode-se afirmar que, praticamente, não existe troca de calor. O sistema de refrigeração utilizado pelos fabricantes de compressores procura, de uma certa forma, tornar bastante eficiente a função de refrigeração, fazendo com que a curva de compressão fique, sempre, um pouco abaixo da curva de compressão adiabática, o que nos leva a trabalhar com a transformação politrópica.

A compressão adiabática consome, aproximadamente, 1,4 vezes mais energia do que aquela consumida em um processo isotérmico.

## 2.7 - Princípio de Funcionamento

O funcionamento de um compressor alternativo está intimamente associado ao comportamento das válvulas. Estas possuem um elemento móvel denominado obturador (disco) que funciona como um diafragma, comparando as pressões interna e externa ao cilindro. O obturador da válvula de sucção se abre para dentro do cilindro quando a pressão na tubulação de sucção supera a pressão interna do cilindro e se mantém fechado em caso

contrário. O obturador da válvula de descarga se abre para fora do cilindro quando a pressão interna supera a pressão na tubulação de descarga e se mantém fechado na situação inversa.

Seja a figura 2.4, a representação do ciclo teórico de um compressor alternativo de um estágio, no diagrama P.V.

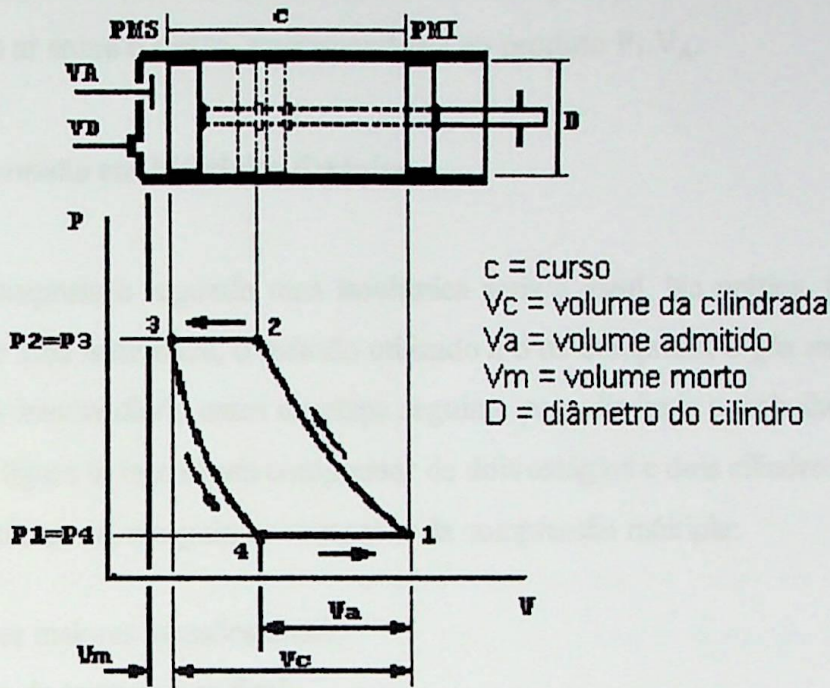


Figura 2.4 – Diagrama indicado teórico.

Quando a manivela está totalmente virada para baixo, o pistão está no ponto mínimo do curso, ou seja, no ponto morto inferior (PMI).

Quando o pistão está no PMI, as válvulas de admissão e escape estão fechadas. No deslocamento deste do PMI ao PMS, tem lugar o processo de compressão de 1 a 2. O ar é comprimido até que a pressão interna do cilindro seja suficiente para promover a abertura da válvula de descarga antes que o êmbolo atinja o PMS. Quando esta se abre, a movimentação do pistão faz com que o ar seja expelido do interior do cilindro. Tem-se, então, a etapa de descarga de 2 a 3, até que seja atingido o PMS. Ocorre que nem todo o ar, anteriormente comprimido, é expulso do cilindro. Há um espaço morto ou volume morto compreendido entre o cabeçote e o pistão no seu ponto final de deslocamento (PMS) que faz com que a pressão no interior do cilindro não caia instantaneamente quando o pistão inicia o seu curso de retorno. Neste momento, a válvula de descarga se fecha, mas a de admissão só se abrirá quando a pressão cair o suficiente para o permitir. Essa etapa, em que as duas válvulas estão bloqueadas e o pistão se movimenta em sentido inverso ao cabeçote, é a etapa de expansão de

3 a 4. Continuando o movimento, na etapa de admissão de 4 a 1, há uma tendência de depressão no interior do cilindro que propicia a abertura da válvula de sucção. O ar aspirado preenche, então, o cilindro. Ao inverter-se o sentido de movimentação do pistão, a válvula de sucção se fecha, se iniciando a etapa de compressão de um novo ciclo.

A área correspondente ao trabalho realizado pela pressão atmosférica, por ocasião da admissão do ar sobre o pistão, correspondente ao produto  $P_1 \cdot V_A$ .

## 2.8 - Compressão em Múltiplos Estágios

A compressão segundo uma isotérmica seria a ideal. Na prática, para se aproximar a operação de uma isotérmica, o método utilizado é o de comprimir o gás em várias etapas, com refrigeração intermediária antes da etapa seguinte para diminuir o trabalho de compressão da mesma. Na figura 6, tem-se um compressor de dois estágios e dois cilindros.

Destacam-se, a seguir, as vantagens da compressão múltipla:

- Obtêm-se maiores pressões finais;
- Redução da temperatura final;
- Elimina-se parte da umidade contida no ar;
- Aumento do rendimento volumétrico, visto que este aumenta ao se diminuir a relação de pressões,  $p_2/p_1$ , o que se consegue fracionando a compressão para uma mesma pressão final; O rendimento de cada um dos cilindros de um compressor de múltiplos estágios é maior que o de um único cilindro.
- Economia de trabalho na compressão, isto é, menor potência para mesma diferença de pressão. A potência necessária para a compressão é bem menor.

## 2.9 - Dispositivos de Proteção

Os compressores possuem dispositivos que os protegem e lhes dá maior vida útil. Entre outros detalhados adiante, citam-se:

- Os compressores devem ter fundação de borracha para não entrarem em ressonância devido ao movimento característico do pistão que causa vibração.
- Pressostato: válvulas automáticas que desligam o motor quando a pressão, no reservatório, atingir o valor crítico. Usadas em compressores de médio e pequeno porte.

- Válvula de alívio: válvulas automáticas que abrem a descarga para a atmosfera quando a pressão, no reservatório, atingir o valor crítico. Usadas em compressores de médio e grande porte.
- Válvula de segurança: usada em todos os compressores. Deve ser colocada na tubulação de descarga imediatamente após o compressor. Opera quando a pressão de descarga máxima permissível for ultrapassada.

## 2.10 - Controle de Capacidade

No controle de capacidade ou vazão de um compressor, esta varia de acordo com a demanda e a pressão de descarga é a variável controlada. A variação da demanda provoca uma perturbação da variável controlada.

A vazão dos compressores alternativos é praticamente constante para uma dada velocidade do acionador, independentemente da demanda requerida. Assim, é necessário dotar o compressor de dispositivos de controle para variar-se a vazão, de tal modo a manter-se a pressão dentro de faixas desejadas. O tipo de controle depende da característica do compressor, do acionador e da rede de distribuição assim como da amplitude requerida deste controle.

### 2.10.1 - Métodos de Controle de Capacidade

Usa-se um sistema eletropneumático em que a pressão no reservatório de ar é monitorada por um pressostato que controla uma válvula solenóide.

Controle descontínuo:

- Parada e partida do acionador.

Controle contínuo:

- Recirculação.
- Estrangulamento da sucção.
- Alívio das válvulas de sucção.
- Variação do volume morto.
- Variação de rotação.

### 2.10.1.1 - Parada e Partida do Acionador – Liga-Desliga

Esse método estabelecerá uma faixa de variação permissível para a pressão de descarga, sendo o compressor ligado quando o limite inferior fosse atingido e desligado ao ser alcançado o limite superior (controlado, por exemplo, por um pressostato).

É um método aplicado em compressores de pequeno porte que apresentem demanda intermitente (como geralmente acontece em postos de serviços, pintura ocasional, etc.) e em grandes com demanda muito baixa, que admitam uma variação relativamente ampla da pressão de descarga. Caso contrário, o número de paradas e partidas necessário seria proibitivo.

Todos esses fatores, praticamente, inviabilizam o emprego desse método para o controle de compressores industriais.

É importante dotar o compressor de um reservatório com capacidade suficiente para limitar o número de partidas, de modo a não causar excessivo consumo de energia.

### 2.10.1.2 - Recirculação (By-pass)

Neste caso, o esquema proposto seria o da figura 2.5, no qual a vazão que excede a demanda do sistema é resfriada e reconduzida à admissão através de uma linha de reciclo. Não há, na verdade, alteração da vazão efetiva do compressor, mas sim o desvio de uma parcela desta vazão. O ar recirculado deve ser resfriado para evitar aumento de temperatura devido a sua recompressão.

Este método é o menos eficiente, representando um desperdício de potência referente à vazão de reciclo.

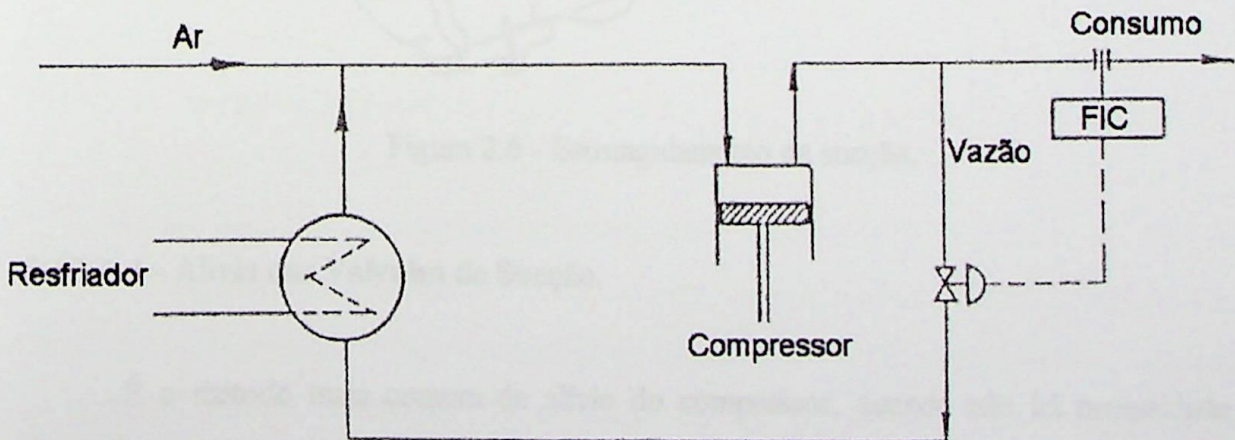


Figura 2.5 - Recirculação do excesso de vazão.

### 2.10.1.3 - Estrangulamento da Sucção

Este método consiste na introdução de uma válvula de abertura variável (manual ou automática) na tubulação de sucção, cujo fechamento parcial provoca queda na pressão de aspiração do compressor ou perda de carga. Em consequência cai o rendimento volumétrico e, também, a vazão da máquina.

É um método antieconômico, pois o trabalho de compressão por unidade de massa aumenta devido à maior relação de pressão, fator que, também, tende a aumentar a temperatura de descarga do ar.

Quando a variação de capacidade pretendida é pequena, esse método pode ser cogitado, uma vez que todas as suas inconveniências são, assim, minoradas. Raramente, entretanto, se pode ter essa perspectiva em processamento industrial.

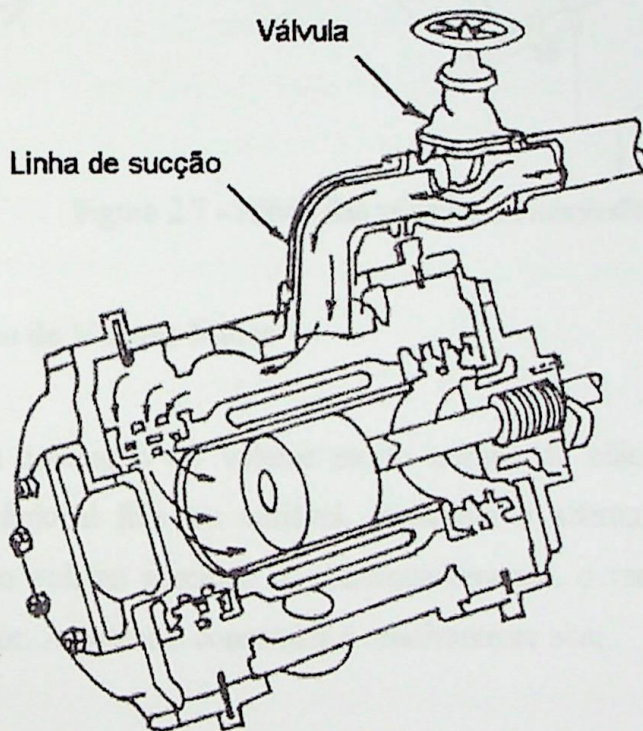


Figura 2.6 - Estrangulamento da sucção.

### 2.10.1.4 - Alívio das Válvulas de Sucção

É o método mais comum de alívio do compressor, quando não há necessidade de demanda do ar comprimido. Baseia-se na ação mecânica sobre os obturadores das válvulas de sucção do compressor, mantendo-as abertas e impedindo, por conseguinte, a elevação de

pressão no interior do cilindro. O compressor trabalha em vazio, pois o ar é aspirado através das válvulas de sucção e retorna pelo mesmo caminho quando o pistão inverte o seu movimento. As válvulas de descarga permanecem fechadas e a vazão do compressor cai a zero.

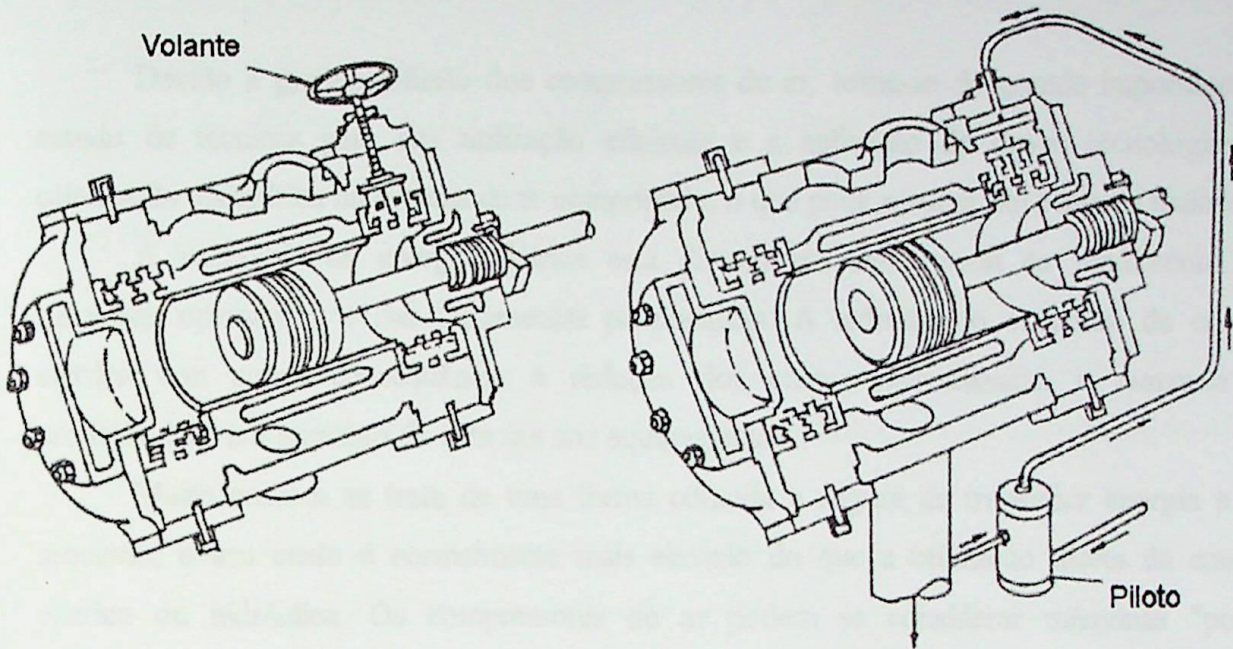


Figura 2.7 - Alívio das válvulas de admissão.

#### 2.10.1.5 - Variação do Volume Morto

Consiste na colocação do volume morto normal do cilindro em contato com um volume externo adicional fixo ou variável. Retardam a abertura da válvula de sucção, reduzindo, assim, o volume admitido e, conseqüentemente, o rendimento volumétrico e a vazão do compressor. A potência consumida é relativamente alta.

#### 2.10.1.6 - Variação de Rotação

Sendo a vazão do compressor diretamente proporcional à rotação, a variação deste parâmetro resultaria, obviamente, num método de controle de capacidade. A implementação desta forma de controle é com Inversores de Freqüência e conduz a resultados econômicos satisfatórios com a otimização do consumo de energia elétrica, pois a potência varia proporcionalmente à velocidade de rotação.

## USO EFICIENTE DE ENERGIA EM SISTEMAS DE AR COMPRIMIDO

### 3.1 – Introdução

Devido a grande difusão dos compressores de ar, torna-se de grande importância o estudo de técnicas para sua utilização eficiente e a aplicação de novas tecnologias de otimização energética no sistema de ar comprimido, o que pode resultar em avanços maiores.

A economia de energia elétrica está diretamente relacionada ao rendimento das máquinas operatrizes e das ferramentas pneumáticas. A redução do consumo de energia elétrica tem como consequência a redução dos custos operacionais, o aumento da produtividade e o aumento da vida útil dos equipamentos.

Muito embora se trate de uma forma cômoda e segura de transmitir energia a um processo, o seu custo é normalmente mais elevado do que a utilização direta de energia elétrica ou hidráulica. Os compressores de ar podem se considerar máquinas "pouco eficientes", pois apenas 4 a 5% da eletricidade consumida é útil, ou seja, transforma-se em ar comprimido. A energia restante é perdida sob a forma de calor para o exterior, principalmente no sistema de refrigeração que absorve mais de 90% do consumo energético do compressor.

Poucos são os usuários que têm uma noção do custo da geração do ar comprimido. É uma fonte de energia cara. O custo é de aproximadamente US\$ 0,30 para cada 1000 pcm ou 28 m<sup>3</sup>/min de ar comprimido consumido. Estes valores foram extraídos dos próprios fabricantes de compressores de ar comprimido e dos principais fabricantes de componentes pneumáticos. Face aos elevados consumos energéticos associados à produção do ar comprimido, sua utilização racional deve constituir uma preocupação das empresas.

As instalações de ar comprimido podem representar grandes oportunidades de economia de energia desde que tenham um projeto adequado, que sejam operadas de forma correta e que ocorram manutenções eficientes.

### 3.2 - O Projeto

Uma Central de Ar Comprimido deve ser concebida para atender as necessidades de sua implantação e devem ser previstas expansões futuras de consumo do ar comprimido.

A figura 3.1 mostra o esquema de uma central de ar comprimido constituída dos seguintes itens:

1. **Compressor** – Aspira grande quantidade de ar da atmosfera (1 bar - ao nível do mar) que é comprimido para a linha de ar. Movimenta cerca de 50 milhões de partículas e contaminantes para a rede de ar comprimido. Deve ser dimensionado de acordo com as necessidades de consumo.
2. **Dreno eletrônico** – Elimina, definitivamente, a drenagem manual. O dreno, uma vez temporizado, remove, automaticamente, o condensado de água existente na rede de ar, nos reservatórios, separadores, secadores, em períodos pré-estabelecidos. A água é resultante do processo de compressão (temperatura alta, ar atmosférico contendo umidade, etc.).
3. **Resfriador Posterior – (After Cooler)** – Reduz a temperatura do sistema de 95°C a 205°C para uma temperatura controlável de 40°C, condensando uma grande quantidade de líquido.
4. **Separador de água** – Utiliza o sistema de centrifugação para retirar grandes volumes de água do sistema. É recomendada a utilização de drenos eletrônicos neste ponto.
5. **Reservatório de ar** – Visa armazenar grande volume de ar, poupando o compressor dos freqüentes “Liga-Desliga” e da operação em vazio. Ajuda a manter o suprimento de ar comprimido a uma pressão constante, nos pontos de utilização. Deve ser de 6 a 10 vezes a capacidade do compressor, na mesma unidade. Normalmente, é instalado o mais próximo possível da rede principal de distribuição.
6. **Filtro do tipo Coalescente** – Remove grande quantidade de aerossóis de óleo (partículas de 0,01 a 0,7  $\mu\text{m}$ ) através do sistema de turbulência/centrifugação existente em seu projeto. A função deste filtro é proteger o sistema do Secador de ar que tem que operar isento de óleo. A contaminação de aerossóis de óleo no interior do Secador de ar poderá reduzir a eficiência do mesmo.
7. **Secador Refrigerador** – O ar comprimido sai do compressor quente, contendo vapor de água e vapor de óleo. A função do trocador de calor é condensar esses contaminantes para fora do sistema, reduzindo a temperatura do vapor.
8. **Filtro de grande vazão** – De acordo com a rede de ar comprimido/sistema de distribuição, pode-se colocar um filtro de grande porte projetado para atender a demanda de toda a rede de ar comprimido, aumentando a eficiência do ar comprimido isento de impurezas.

9. **Tomadas de ar comprimido (tipo bengalas)** – Recomenda-se que todas as saídas de ar para consumo sejam em forma de “loop” – bengalas, evitando, desta forma, que os contaminantes migrem para os pontos de consumo. A utilização de drenos eletrônicos no final das tubulações também é recomendável.

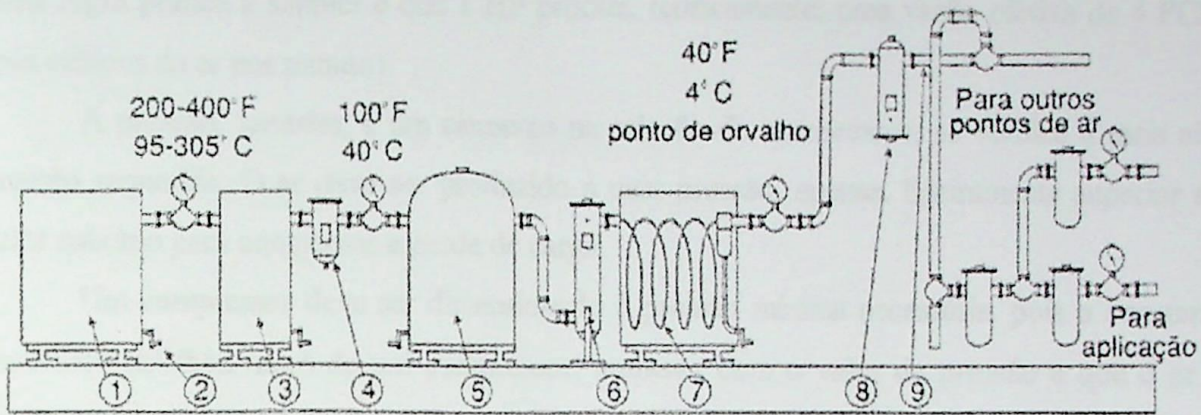


Figura 3.1 - Esquema de Instalação de uma Central e Rede de Ar Comprimido.

Os indicadores de temperatura (termostatos), controladores de pressão máxima e mínima (pressostatos) e manômetros indicadores de pressão, além de acessórios fornecidos pelos fabricantes de compressores ou por empresas especializadas no setor requerem uma supervisão constante.

Cada tipo de instalação de uma Central de Ar Comprimido irá depender da qualidade do ar comprimido que será necessário para atender os diversos pontos de consumo. Nas indústrias químicas e farmacêuticas é obrigatória a instalação de Secadores de ar comprimido (item 7) precedidos de Filtros Coalescentes (item 6). Em aplicações mais exigentes, instalam-se Filtros/Secadores por Adsorção Regenerativos (modelos com carvão ativado). Em aplicações de comandos de equipamentos pneumáticos, é recomendada a instalação, próxima aos pontos de consumo, de conjuntos de preparação e tratamento do comprimido após os itens 8 e 9.

Algumas medidas adotadas durante o projeto implicam em poucos investimentos e significam um bom aproveitamento do sistema, com redução do consumo de energia ao longo da vida útil da instalação.

### 3.2.1 - Especificação do Compressor

A escolha do tipo de compressor mais adequado às necessidades atuais e futuras do processo produtivo é um aspecto importante a ser considerado.

O compressor deve atender à demanda de ar comprimido nos pontos de consumo. Uma regra prática e simples é que 1 HP produz, teoricamente, uma vazão efetiva de 4 PCM (pés cúbicos de ar por minuto).

A pressão, também, é um elemento na seleção do compressor; se verifica a mais alta pressão requerida. O ar deve ser produzido a uma pressão, apenas, ligeiramente superior ao valor máximo para compensar a perda de carga.

Um compressor deve ser dimensionado à pressão mínima necessária, pois o consumo específico ( $\text{kWh/m}^3/\text{min}$ ) de um compressor, aumenta com o valor da pressão a que o ar é produzido.

Quando os compressores são subdimensionados, tanto em vazão como em pressão, resulta em uma operação de baixa eficiência do processo. O sobredimensionamento desnecessário de compressores resulta em desperdício de energia elétrica: o motor fica no ciclo liga-desliga ou as válvulas de escape liberam o ar comprimido para a atmosfera. O sobredimensionamento em pressão representa desperdício de ar comprimido, pois os equipamentos consomem desnecessariamente uma maior massa de ar, por volume, que pode afetar, adversamente, o processo, além do que quanto maior é a pressão do ar, maior é o vazamento.

O sobredimensionamento de compressores nas instalações ocorre quando estas ocupam grandes áreas ou consomem ar em diversas pressões, como, por exemplo, operações que exijam grandes caudais de ar instantâneo de forma descontínua. Nestes casos, obta-se por uma produção de ar descentralizada, isto é, se instalam compressores mais pequenos, junto às áreas de consumo, em detrimento de uma única unidade, de grande capacidade, para toda a instalação, permitindo instalações com tubulações mais curtas e com diâmetros menores, além de se poder controlar o consumo em vários pontos.

Destacam-se, a seguir, alguns tipos e aplicações de compressores de ar:

- Para uso industrial: utilizam-se compressores de 2 a 3 estágios, com pressão variando de 4 a 17 bar e de 2,5 a 30 HP;
- Compressores cuja vazão de ar comprimido poderá variar de 150 a 3200 m<sup>3</sup>/h;
- Para sopro de garrafas plásticas: pressões que podem variar de 2,8 a 8,8 bar e de 25 a 60 HP, atingindo, em certas aplicações, pressões de até 40 bar;
- Compressores Centrifugos de 100 a 5000 HP para vazões de 600 a 120.000 m<sup>3</sup>/h. Aplicações para ar e nitrogênio;
- Compressores do tipo Parafuso rotativo lubrificado;
- Há modelos de compressores que operam isentos de óleo, normalmente, utilizados pelas indústrias farmacêuticas, alimentícias, entre outras.

Basicamente, os compressores alternativos são caracterizados por baixas vazões e altas pressões de descarga; os rotativos por baixas vazões e baixas pressões de descarga enquanto que os compressores centrífugos operam em uma ampla faixa de vazões e possuem um limite máximo de pressão de descarga relativamente alto.

#### **Casos de especificação:**

1. Um borracheiro que utiliza o ar comprimido apenas para encher uma câmara de ar depois de efetuar o seu conserto e, também, para calibrar os pneus, não irá necessitar de um compressor de parafuso, nem de um modelo industrial ou de alta capacidade de vazão e pressão. Sua escolha estará dimensionada para um compressor de, no máximo, 2 estágios (2 cilindros), de 2 a 3 HP, o que irá resultar em uma vazão de 12 pcm (ou 340 litros por minuto) e dimensionado para atingir uma pressão máxima de 8 bar. Portanto, um compressor de pequeno porte irá atender esta aplicação.
2. Numa fábrica, têm-se as ferramentas pneumáticas, numeradas na tabela 3.1, de utilização constante nos processos de montagem/produção.

O alto consumo de ar comprimido das ferramentas pneumáticas é devido ao fato do consumo/vazão estar ligado diretamente à atmosfera.

Os possíveis vazamentos incluem os desgastes vinculados ao tempo de uso das ferramentas e da linha de distribuição. Na prática, verifica-se que o índice de vazamento supera normalmente 10% da vazão fornecida pelo compressor.

Tabela 3.1 - Cálculo da vazão real requerida.

Fonte de consumo	Consumo de ar (l/s)	Quantidade	Nível de utilização	Fluxo de ar requerido (l/s)
Chaves de impacto	20	6	0,30	36
Furadeiras	32	3	0,20	20
Esmerilhadeiras	30	7	0,60	120
Furadeiras	7,5	10	0,40	30
Talha pneumática	40	4	0,10	16
Bicos de limpeza	6	20	0,10	12
Soma geral .....				234 l/s
Possíveis vazamentos que poderão ocorrer (15%) .....				36 l/s
Visando uma expansão futura de 30% .....				72 l/s
Fluxo de ar comprimido real .....				342 l/s

Convertendo litros por segundo em litros por minuto, tem-se:

$$342 \text{ l/s} \times 60 = 20.520 \text{ l/min.}$$

Convertendo litros por minuto em pés cúbicos por minuto (1 pcm = 28,32 l/min), tem-se:

$$20.520/28,32 = 724.57 \cong 725 \text{ pcm.}$$

Sabendo-se que um compressor de 1 HP produz, aproximadamente, 4 pcm, o resultado seria um compressor de 182 HP (725/4). Porém, há valores de vazão fornecidos pelos fabricantes de compressores, conhecidos como DLE (Descarga Livre Efetiva). Logo, um compressor de parafuso de 150 HP, estacionário, atenderia esta aplicação.

O compressor especificado de 150 HP possui uma vazão de 735 pcm ou 20.800 l/min, atendendo, assim, as necessidades deste projeto.

### 3.2.2 - Aplicação de Inversor de Freqüência

Tanto o sobredimensionamento de compressores como o regime de carga variável, inferior a 100%, ou seja, demanda de ar comprimido variável faz a grande maioria dos compressores operar de duas maneiras básicas. Na primeira, quando a pressão no reservatório atinge um valor máximo (como a vazão na linha diminui, a pressão, no reservatório, tende a

atingir o valor máximo), o motor de acionamento do compressor é automaticamente desligado, voltando a operar quando a pressão atingir um valor mínimo. Nesta operação liga-desliga, há o inconveniente das constantes e altas correntes de partida do motor. O outro modo de utilização consiste no emprego de uma válvula de escape, a qual libera o ar comprimido para a atmosfera após a pressão no reservatório ter atingido o valor máximo. Portanto, durante um tempo considerável, o compressor opera sem gerar nenhum efeito útil.

Nestas circunstâncias, quando não é o caso de um compressor intermitente que rode menos de 60% do tempo e quando a demanda de ar é relativamente constante e o volume próximo da capacidade do compressor, como acontece em muitas instalações industriais, se efetua a regulação do compressor no sistema carga-vazio, entre dois níveis de pressão, isto é, o compressor entra em carga quando a pressão no reservatório cai abaixo de um valor pré-definido (limite inferior), e passa ao regime a vazio através do alívio das válvulas de admissão (item 2.10.1.4) quando a mesma atinge o limite superior. No regime a vazio, há desperdício de energia elétrica, visto que não há produção útil de ar comprimido. Também, quando não for prático o freqüente controle liga-desliga do motor e nem aceitável o volume de ar comprimido devolvido à atmosfera, os outros métodos de controle contínuo de capacidade por velocidade constante usualmente usados tais como estrangulamento da sucção e recirculação são aplicados para manter a pressão do ar do reservatório dentro de certos limites. Porém, ocorre que estes métodos de controle são ineficientes do ponto de vista energético.

A alternativa que elimina a perda de energia elétrica dos dois modos de operação do compressor, quando significativa, é o acionamento com Inversor de Frequência, o qual controla a velocidade de rotação e torque do motor do compressor, de modo que a vazão de ar produzida seja diretamente proporcional à demanda requerida.

A idéia é impedir que a pressão no reservatório atinja o valor crítico, controlando-a. Pois, a velocidade do motor (ou da manivela) é proporcional ao movimento alternativo do pistão e, logo, diretamente proporcional à vazão, ou seja,  $x$  rpm (rotações por minuto) corresponde a um dado volume  $y$ , praticamente constante, de ar comprimido, por minuto.

O sistema com o Inversor de Frequência absorve da rede elétrica apenas a potência necessária, se adaptando às diferentes situações de consumo da fábrica.

### 3.2.3 - Qualidade do Ar Comprimido

A qualidade do ar comprimido é o fator mais importante a se alcançar nas linhas de produção, pois resulta no aumento da produtividade, na qualidade total do produto final e na redução de custos com o menor índice de manutenção.

Uma indústria química/farmacêutica, por exemplo, necessita de ar comprimido de alta qualidade para seus diversos setores de produção, entre eles: alimentação automática de produtos, embalagens, esteiras transportadoras, composição dos produtos químicos, etc. Se a qualidade deste ar for inaceitável dentro dos índices de uma empresa desse setor, ter-se-á produtos rejeitados pelo controle de qualidade que gera aumento em seus custos internos e, portanto, desperdício de energia.

A qualidade do ar comprimido depende muito da qualidade do ar atmosférico admitido pelos compressores. O ar atmosférico admitido deve ter as seguintes características:

1. Seco.
2. Limpo.
3. Baixa temperatura.

#### 3.2.3.1 - Ar Atmosférico Seco

Há locais onde os índices de umidade relativa do ar é muito elevado e, conseqüentemente, o ar comprimido terá uma quantidade elevada de água condensada. Nestes casos, deve-se buscar as soluções mais adequadas para a eliminação deste condensado. A presença de umidade na atmosfera faz com que o ar comprimido seja produzido com um baixo índice de qualidade.

A temperatura do ar atmosférico e a umidade relativa do ar contribuem muito para o surgimento da água condensada no sistema de ar comprimido.

O primeiro passo para a eliminação do condensado está na eficiência do resfriador posterior (After Cooler - **item 3**). O modelo refrigerado a ar, é dimensionado de acordo com a vazão de entrada do ar comprimido, em pés cúbicos por minuto (pcm); a temperatura de entrada do ar comprimido e a redução de temperatura requerida na rede de ar comprimido.

Há modelos de After Cooler refrigerados à água utilizados, normalmente, nos equipamentos de maior dimensão. São constituídos de um trocador de calor que efetua a função de troca térmica entre o ar e a água.

Deve-se verificar se o After Cooler não está subdimensionado, se a pressão da água de refrigeração é adequada, pois a pressão irá influenciar na velocidade da água no interior do mesmo e velocidade alta não permite uma boa troca de calor. Quando a água de refrigeração não é tratada ou é inadequada, irá criar incrustações de minerais, iodo, etc., formando uma isolamento térmica que não permitirá uma eficiente troca de calor entre o ar comprimido e a água de refrigeração. Assim, o ar comprimido irá sair do resfriador posterior ainda com alto teor de umidade, a qual irá se condensar adiante, na rede de distribuição e nos pontos de consumo do ar comprimido.

O segundo passo para eliminar o condensado consiste no separador de água (**item 4**) que deve ser adequado e bem dimensionado.

O terceiro passo é o resfriamento do ar no reservatório (**item 5**), pois um de seus objetivos é permitir a troca de calor entre o ar comprimido e o meio ambiente que o cerca. Tem-se encontrado, inúmeras vezes, temperaturas altas que variam de 40° a 50°C, as quais podem ser provenientes da temperatura da sala do compressor (freqüentemente, o compressor está próximo a caldeiras ou outras fontes de calor), ou da deficiência de ventilação na sala do compressor, ou ainda, da ineficiência do resfriador posterior, ou da proximidade entre o reservatório e o compressor.

Muitas vezes, também, os reservatórios estão expostos às irradiações solares e isto faz com que suas paredes tenham elevadas temperaturas, não permitindo, assim, a boa troca de calor para condensar o máximo possível de água existente no ar comprimido antes deste ir para a rede de distribuição.

A instalação do compressor de ar deve ser feita em local coberto, ventilado, afastado de ambientes úmidos e/ou geradores de vapor como caldeiras, torres de resfriamento, centrais de resfriamento de água, etc.

O quarto passo para a eliminação do condensado deverá ser, em princípio, de forma mecânica (purgadores) e a mais eficiente possível. Dependendo do grau de qualidade que se necessite, existem secadores de ar comprimido (**item 7**) eficientes e de capacidade adequada.

É importante adotar secadores de ar com baixa perda de carga. Além da qualidade inquestionável do ar comprimido e seus ganhos na produção e manutenção (proporciona

maior vida útil dos equipamentos e diminuição de oxidação no sistema), o uso do secador elimina a necessidade da maioria dos purgadores de linha e, conseqüentemente, diminui o desperdício de ar comprimido e o consumo de energia elétrica na geração.

### **3.2.3.2 - Ar Atmosférico com Baixa Temperatura**

Sendo os compressores máquinas volumétricas, o seu rendimento é tanto maior, quanto maior é a densidade ( $\text{Kg/m}^3$ ), ou seja, melhor relação entre a massa de ar atmosférico e o volume de ar admitido pelo compressor. Logo, o ponto de captação do ar deve estar em local de baixa incidência de calor. Um aumento de  $5^\circ\text{C}$  na temperatura do ar aspirado implica num aumento do consumo de energia da ordem de 6%. Deste modo, o compressor gasta mais energia para comprimir uma massa de ar menor.

A temperatura do ar atmosférico deve ser a mais baixa possível para aumentar a eficiência volumétrica e diminuir o trabalho de compressão ou o consumo de energia elétrica.

O ar atmosférico com baixa temperatura na admissão do compressor contribui para minimizar o condensado no resfriador posterior e no reservatório, bem como permite ao compressor uma vida útil maior. Também, o menor índice de água condensada aumenta a produtividade, pois a massa de ar é grande importância para o ar comprimido, principalmente o utilizado em processos (refinarias, aciarias, etc.) onde a massa do ar comprimido faz parte do processo.

A água gerada através de condensados de vapor, maior inimigo do ar comprimido, é resultante das altas temperaturas geradas no ato da compressão do ar atmosférico, que por forçar as moléculas do ar a se aproximarem umas das outras, o número de choques entre as moléculas aumenta, elevando, assim, a temperatura.

### **3.2.3.3 - Ar Atmosférico Limpo**

O ar atmosférico deve ser o mais limpo possível, isto é, isento de partículas sólidas e gases ácidos. A poluição ambiental é extremamente prejudicial ao ar comprimido.

Todos os compressores são dotados de filtro de ar, instalado na tomada principal de aspiração do ar atmosférico, com a finalidade de evitar a entrada de elementos contaminantes para o seu interior. Este elemento filtrante irá captar partículas sólidas que estão em suspensão (3 a 20  $\mu\text{m}$ ), poeiras, abrasivos, etc., evitando, de uma certa forma, a contaminação do ar a

ser produzido e até mesmo protegendo os elementos internos do compressor (válvulas de admissão, cilindros, pistões, etc.). As partículas menores acabam passando para o interior do compressor e fluindo com o ar comprimido até os filtros das linhas de serviço. O excesso de partículas reduz a vida útil dos filtros e eleva o custo de troca e manutenção. É importante um programa de troca dos elementos do filtro do compressor e do filtro coalescente, evitando, desta forma, uma perda de carga muito grande e o desperdício de energia.

Na geração do ar comprimido, mesmo quando se utilizam filtros, um compressor permite a passagem de 85% de partículas sólidas que entram em seu sistema de admissão do ar. Isto significa que até 5,1 milhões de partículas por pé cúbico de ar (pcm), na pressão atmosférica, estão contidas no processo de compressão.

Com o ar pressurizado a 6,8 bar, aproximadamente oito vezes a pressão atmosférica ao nível do mar, a conta se aproxima de 40 milhões de partículas, incluindo a este número cerca de 12 a 15 milhões a mais de partículas existentes na rede de ar em forma de ferrugem, pedaços de metal e hidrocarbonos comprimidos.

Isto resulta em entupimentos nos equipamentos pneumáticos e, conseqüentemente, numa sensível redução do volume de ar, aumentando a perda de carga na tubulação, sem mencionar o que poderá ocorrer no produto final. Quando se aumenta a pressão para compensar a perda de carga, maior é a potência consumida na geração do ar.

O maior problema são os gases, pois estão intimamente ligados ao ar atmosférico e não há como eliminá-los de uma forma simples e a baixo custo. Os piores gases são os ácidos, pois corroem as partes metálicas do compressor, do resfriador posterior, do reservatório, da tubulação, dos acessórios (filtros, reguladores de pressão e lubrificadores), das válvulas, dos cilindros, das ferramentas pneumáticas, dos equipamentos, etc.

Através da análise da água condensada no ar comprimido, é possível saber se o ar atmosférico está contaminado de gases ácidos e, assim, se buscar uma solução para o problema.

#### **3.2.3.4 - Outros Fatores que Influem na Qualidade do Ar Comprimido**

A operação do compressor com temperaturas altas devido à deficiência de refrigeração ou por outras causas, diminui a vida útil do óleo de lubrificação, afetando sua viscosidade, tornando-o acidulado, ocasionando o surgimento de partículas metálicas como também o aparecimento de partículas carbonizadas.

É importante observar a periodicidade de troca do lubrificante. A falta, o excesso ou a viscosidade inadequada do lubrificante prejudica o bom funcionamento do compressor e reduz sua vida útil, além de sobrecarregar o motor, aumentando o consumo de energia.

Quando o óleo lubrificante do compressor perde sua viscosidade, isto é, torna-se fluido, provoca o vazamento pelas juntas e pelas válvulas de descarga nos compressores a pistão. Sua acidez ataca as paredes do cárter (reservatório do óleo), os cilindros e as válvulas de admissão e descarga. Nos compressores do tipo parafuso, os ácidos atacam os rotores, desgastando as superfícies que perdem a vedação e, conseqüentemente, a eficiência. Estes ácidos atingem também todos os equipamentos instalados na rede de ar comprimido.

Este montante de óleo no sistema proveniente do processo de geração do ar comprimido irá prejudicar todos os equipamentos pneumáticos. Como exemplo, um compressor de parafuso gera em seu processo de produção do ar, cerca de 20 a 75 ppm (partículas por milhão) de óleo, a uma temperatura de 93°C.

O óleo queimado torna-se pastoso, áspero e abrasivo e é extremamente prejudicial, aumentando, substancialmente, os custos de manutenção. A pasta de óleo e as condições desfavoráveis provocam o surgimento dessas partículas carbonizadas que, com o decorrer do tempo, começam a obstruir as tubulações, a danificar as válvulas dos compressores e a prejudicar o sistema de troca de calor no resfriador posterior, obstruindo a passagem do ar comprimido.

Outro fator importante são os tubos galvanizados, cujas partículas carbonizadas somadas ao excesso de água condensada e ao mau dimensionamento das tubulações, provocam um aumento da velocidade do ar comprimido, ampliando, desta forma, o atrito interno, desgastando a camada de zinco protetora dos tubos, causando a corrosão dos mesmos e o surgimento das partículas ferruginosas que são arrastadas pelo fluxo do ar comprimido, comprometendo todos os equipamentos que receberão este “ar contaminado”.

#### **3.2.4 - Outras Características Técnicas que Economizam Energia Elétrica num Compressor de Ar**

O custo energético do ar comprimido é um dos principais pontos a serem considerados e um investimento inicial mais baixo não representa maior economia.

- Adotar compressores com acoplamento direto por engrenagens entre a unidade compressora e o motor elétrico. A transmissão de energia mecânica por engrenagens é 3% mais eficiente que a transmissão por polias e correias.
- Adotar compressores de múltiplos estágios de compressão (alto rendimento). Um compressor de ar de dois estágios consome 8% a menos de energia elétrica do que um compressor de um estágio.
- Sempre que possível e viável, instalar motores de alto rendimento que fornecem a mesma potência útil na ponta do eixo que os outros motores consumindo menos energia.
- Em processos onde não se requer variação de fluxo, utilizar chaves soft-starter para a partida do motor de acionamento do compressor.
- Evitar tubulações restritivas que aumentem a perda de pressão, forçando o compressor a produzir ar comprimido a uma pressão mais alta. Ao projetar, reformar ou ampliar uma instalação, é preciso adotar tubulações com diâmetro 10% maior acima do calculado. Essa medida trará uma redução de 32% na perda da carga.
- O ideal é a instalação do compressor fora do local de trabalho. Deve ser instalado nivelado, fixado ao piso e em local de fácil acesso para a necessária manutenção.
- Utilizar compressores de menor potência ou limitar o uso do ar comprimido nos turnos não produtivos e nos fins de semana.
- É possível prever, ainda no projeto, um sistema de recuperação do calor gerado pelo aquecimento dos compressores, permitindo o aproveitamento de até 90% do calor gerado.
- Retirar da rede de distribuição de ar todos os ramais secundários desativados ou inoperantes, no sentido de evitar acúmulos de condensado, perda de carga excessiva, vazamentos, etc.
- Efetuar a distribuição do ar comprimido, evitando sempre que possível muitas tubulações, trajetos complexos, curvas, etc.
- É importante que se especifique componentes de campo de alta tecnologia e com a confiabilidade assegurada para que os projetos tenham resultados positivos. Por exemplo, as válvulas pneumáticas que possuem as tradicionais guarnições de borracha, como elementos de vedação, podem ressecar por falta de uma lubrificação adequada ou mesmo apresentar desgastes pelo seu uso constante, provocando falhas, resultando as paradas de máquinas para reparo, além do vazamento do ar comprimido.

### **3.3 - A Operação**

O custo de operação de uma instalação de ar comprimido depende de um grande número de fatores como, por exemplo, o consumo de energia elétrica, o consumo de água no resfriamento, a manutenção da segurança na operação e a necessidade de sistemas de supervisão.

O custo da unidade de ar comprimido é basicamente a soma dos custos de energia elétrica e de amortização do equipamento de operação. Os custos da energia elétrica devem ser administrados.

Uma opção de redução de custos envolve as tarifas horo-sazonais, além da utilização de grupos geradores no horário de ponta, em substituição aos motores elétricos que acionam os compressores.

#### **3.3.1 - Administração do Consumo do Ar Comprimido**

Para gerenciar o sistema de ar comprimido eficazmente, é de relevante importância se conhecer:

1. O rendimento e a vazão real de cada compressor (capacidade total de geração).
2. O consumo de ar comprimido por ponto de consumo, por área e o total.
3. O consumo total por vazamentos (desperdícios).

A administração do sistema de ar comprimido é semelhante a um livro contábil, pois se deve registrar o que entra e o que sai. Na instalação de um novo dispositivo ou equipamento, deve-se registrar o consumo do mesmo e subtrair do valor gerado conhecido. Assim, tem-se um acompanhamento do consumo e do ar comprimido disponível no sistema.

Pouquíssimas empresas têm uma administração e uma monitoração eficientes do sistema de ar comprimido, o mesmo não ocorrendo com o sistema elétrico e com o sistema de vapor. A empresa deve conhecer o consumo de cada ponto de ar comprimido, bem como a pressão necessária para a maximização do processo produtivo.

Normalmente, ocorrem acréscimos de novos pontos de consumo de ar sem se levar em conta a capacidade real, total de geração e o consumo total. Assim, o sistema de ar comprimido acaba ficando subdimensionado, pois à medida que se acrescentam novos consumos, ocorre a queda de pressão no sistema, como consequência.

Quando a pressão de trabalho está inadequada, abaixo da especificada no projeto, um cilindro pneumático, por exemplo, torna-se mais lento e, desta forma, o tempo de operação aumenta resultando em queda de produtividade. Há equipamentos e válvulas que não operam com pressões inferiores àsquelas para as quais foram projetados, causando queda na produtividade. Por outro lado, o menor volume de ar comprimido no sistema provoca quedas de pressão.

Com a queda de pressão, todo sistema pneumático fica comprometido e ineficiente, recaindo a “culpa” sobre os dispositivos pneumáticos. Olha-se o efeito e não a causa da deficiência.

Quando o ar comprimido consumido se aproxima do gerado pelo compressor, deve-se tomar medidas preventivas para evitar que o sistema entre em colapso, medindo-se o consumo em cada ponto através de procedimentos normalizados e administrando o consumo parcial e global.

#### **3.3.1.1 - Vazamentos e Desperdícios**

Os vazamentos e os desperdícios (geração, distribuição e uso final) encontrados na maioria das empresas que utiliza o ar comprimido, elevam os custos operacionais e diminuem a capacidade de todo o sistema instalado de prover o ar comprimido necessário, comprometendo a função dos equipamentos.

Como todos os compressores são acionados por motores elétricos, os vazamentos representam o desperdício de energia elétrica, pois se gasta energia para comprimir o ar atmosférico e, posteriormente, o ar comprimido é devolvido para a atmosfera sem realizar nenhum trabalho. O desperdício de energia vem acompanhado da redução da vida útil do óleo lubrificante, dos rolamentos, dos pistões, dos cilindros, das válvulas, dos filtros e das demais partes móveis dos compressores.

Para exemplificar o uso inadequado do ar comprimido, mediu-se o consumo de um bico de limpeza (mangueira de ar) com o diâmetro de 1/2 ". O consumo obtido foi de 1,20 m<sup>3</sup>/min e a pressão utilizada de 7 bar caiu para 2 bar, substancialmente. Esta vazão é a gerada por um compressor de porte pequeno de 12 HP e é suficiente para operar 10 pequenas ferramentas pneumáticas que resultam em trabalho, ao passo que um bico de limpeza é desperdício de ar comprimido, exceto se fizer parte do processo de produção, mas mesmo assim deve-se buscar alternativas para reduzir este consumo.

Deve-se analisar se a utilização do ar comprimido se justifica em todas as situações, isto é, se não há outras "formas de energia" de menor custo, igualmente aplicáveis a determinada operação; como exemplo, cita-se o caso das operações de sopragem em que, muitas vezes, é possível recorrer a um simples ventilador de alta pressão em substituição ao ar comprimido, opção mais econômica.

A utilização de válvulas de bloqueio acionadas por solenóides junto aos equipamentos que operem intermitentemente evita que durante as paralisações ocorram fugas do ar pelo equipamento.

Para se reduzir o consumo de ar, pode-se proceder de diversas maneiras como, por exemplo, estudar a possível redução dos diâmetros utilizados em fundições, metalúrgicas e outros processos, bem como a pressão do ar comprimido.

Na tabela 3.2, comparam-se as pressões utilizadas para diversos diâmetros de orifícios. Com os dados desta tabela, é possível fazer uma comparação dos custos da vazão de ar comprimido entre dois orifícios:

Ø 5 mm e a 6 bar: vazão é de 1,593 m<sup>3</sup>/min.

Ø 4 mm e a 5 bar: vazão é de 0,873 m<sup>3</sup>/min.

Redução de 45%: 0,720 m<sup>3</sup>/min.

Custo da energia elétrica para gerar o ar comprimido:

1,593 m<sup>3</sup>/min: (11,88 kWh × 16 horas × 26 dias × R\$ 0,10) = R\$ 494,21.

Custo anual: R\$ 5.930,50.

0,874 m<sup>3</sup>/min: (6,51 kWh × 16 horas × 26 dias × R\$ 0,10) = R\$ 270,82.

Custo anual: R\$ 3.249,80.

Custo anual para a vazão de 0,723 m<sup>3</sup>/min no orifício de Ø 4 mm: 12 × R\$ 223,39 = R\$ 2.680,68.

O valor de R\$ 0,10 é baseado no consumo de ponta.

Tabela 3.2 – Pressões utilizadas para diversos diâmetros de orifícios.

Ø do orifício (mm)	Pressão de operação		
	4 bar	5 bar	6 bar
3	0,408 m <sup>3</sup> /min	0,491 m <sup>3</sup> /min	0,574 m <sup>3</sup> /min
4	0,723 m <sup>3</sup> /min	0,873 m <sup>3</sup> /min	1,020 m <sup>3</sup> /min
5	1,135 m <sup>3</sup> /min	1,364 m <sup>3</sup> /min	1,593 m <sup>3</sup> /min

A comparação acima retrata o caso real em uma fundição.

### Exemplos de Casos Reais

a) Em uma certa empresa de autopeças, deparou-se com uma produtividade em 10 linhas de prensas, com a pressão de operação de 5.5 bar e uma produção de 27 peças por minuto, por prensa. Efetuadas algumas correções na linha, objetivando uma redução da perda de carga e eliminando alguns vazamentos existentes, a produção passou para 32 peças por minuto com a pressão de operação de 6 bar, pressão esta recomendada de projeto.

Resultado:

$5 \text{ peças} \times 60 \text{ minutos} \times 8 \text{ horas de trabalho} \times 10 \text{ prensas} \times 0,85 \text{ de rendimento} \times 22 \text{ dias por mês} = 448.800 \text{ a mais por mês.}$

Esta empresa estava deixando de produzir 5.385.600 peças por ano, sendo a matéria prima o único custo adicional nessa produção.

b) Em relação ao consumo de energia

Em uma grande empresa, foi constatado um desperdício mensal de energia elétrica causado pelos vazamentos, cujo valor era de R\$ 28.650,00 e sem contar os custos operacionais com a manutenção de diversos equipamentos, inclusive os compressores. Este desperdício representava anualmente o valor de R\$ 343.800,00.



### **3.3.2 - Pressão de Trabalho**

A pressão de trabalho deve ser regulada em função da utilização. Se a pressão for reduzida em aplicações que não exigem forças de operação, ter-se-á, como resultado, uma economia razoável. Assim, os compressores não precisam operar mais, gastando energia elétrica, para suprir uma pressão maior. Permanecem, conforme o consumo dos equipamentos pneumáticos instalados, um bom tempo desligados (uma pressão menor consome uma massa de ar menor, por volume, do reservatório, o qual cheio na pressão máxima, faz o pressostato desligar o motor). Logo, se evita que o compressor opere em regime continuamente ligado para manter aquela pressão superdimensionada e desnecessária, em regime de operação constante.

Nos regimes descontínuos, de demanda intermitente, uma maior massa de ar no reservatório diminui os freqüentes liga-desliga do motor. A redução do número de partidas economiza energia, poupando o motor das altas correntes de partida.

#### **3.3.2.1 - Válvulas Reguladoras de Pressão**

Sendo o ar comprimido um gás compressível, este dificilmente estará disponível nos pontos de consumo a uma pressão constante e/ou necessária para o comando dos componentes pneumáticos.

As válvulas reguladoras de pressão são componentes indispensáveis em todas as aplicações do ar comprimido. São aplicadas entre a fonte geradora de ar comprimido e os diversos pontos de consumo. Sua principal função é, além de reduzir a pressão primária, manter a pressão secundária constante. Estas condições são necessárias para o controle de equipamentos pneumáticos e máquinas operatrizes. Entre as aplicações, tem-se: ferramentas pneumáticas, cilindros lineares e/ou rotativos, motores pneumáticos, válvulas de controle, injetoras, prensas de impacto, sistemas de pintura, robótica, etc. Na distribuição geral de uma rede de ar comprimido, os reguladores de pressão são os componentes mais notados.

Além da redução dos custos operacionais, os reguladores de pressão proporcionam aumento da produtividade, pois os equipamentos pneumáticos serão capazes de produzir mais peças/produtos em tempos menores devido ao aumento da velocidade de avanço dos cilindros pneumáticos. E, também, proporcionam aumento da vida útil dos equipamentos pneumáticos devido à baixa pressão, diminuindo os atritos internos e, conseqüentemente, os desgastes de seus componentes.

Para uma maior eficiência na distribuição de uma rede de ar, é necessário que as pressões nos pontos de consumo sejam inferiores em até 20% da pressão gerada pelo compressor. Ao se projetar qualquer equipamento pneumático, deve-se levar em consideração a pressão disponível e necessária no ponto de consumo e não a pressão disponível na rede (a que sai dos compressores), como medida de redução de custos e segurança operacional.

Por exemplo, se a pressão em uma rede de ar comprimido é de 7 bar, a pressão ideal de operação no seu ponto de consumo dependerá do equipamento. Caso este seja uma furadeira com a pressão operacional especificada, no manual do fabricante, de 5,6 bar mantida constante, a pressão será reduzida em 20%, utilizando a válvula redutora de pressão.

As válvulas reguladoras de pressão podem ser aplicadas nas pistolas pneumáticas usadas para limpeza e/ou secagem de materiais ao longo do processo, equipamentos que, normalmente, trabalham com uma pressão de ar elevada. Nestes casos, devem ser ensaiadas pressões de trabalho mais baixas, pois, por exemplo, uma pistola regulada a 1,4 bar, consome um terço do ar que uma outra a 6,2 bar.

#### **3.3.2.1.1 - O Avanço da Pneumática através da Dupla Pressão**

Em um sistema de automação pneumática, a redução de energia elétrica está diretamente relacionada com a utilização da “dupla pressão”, a qual irá proporcionar pressões diferenciadas nos circuitos pneumáticos e, assim, o uso adequado do ar comprimido.

O exemplo descrito a seguir está baseado na utilização de um atuador pneumático de ação dupla, o qual emprega ar para avançar, e ar para retornar quando forem exigidas forças para a execução das tarefas no seu retorno.

A principal função do atuador pneumático é avançar uma ferramenta para executar uma operação de prensagem. A pressão especificada para que este sistema execute sua função de prensagem é 4,5 bar, realizando o trabalho de “força no avanço”. O retorno desta ferramenta será sem carga (força nula), ou seja, apenas retornando a ferramenta a sua posição inicial.

Apesar do atuador pneumático não necessitar de nenhuma força para retornar a ferramenta, se utiliza a mesma pressão empregada no avanço (um único regulador de pressão). Logo, o procedimento é introduzir mais uma válvula reguladora de pressão e regular a pressão de retorno para uma pressão inferior, por exemplo, igual a 1,7 bar.

Segundo cálculos do circuito pneumático [B14], a diferença de custo anual entre operar o sistema com um único regulador de pressão (4,5 bar) e com dois reguladores de pressão, sendo um com 4,5 bar e o outro com 1,7 bar é de US\$ 351,63. O investimento na aquisição do segundo regulador de pressão terá um retorno com a economia de energia obtida.

### **3.3.3 - Manutenção**

A manutenção, corretiva ou preventiva, é responsável pela produção e pelos resultados financeiros da empresa. É uma tarefa de fundamental importância para que o padrão de eficiência do sistema se mantenha num patamar elevado, resultando em economia de energia elétrica.

Deve-se seguir sempre as instruções e os intervalos de manutenção recomendados pelo fabricante.

A manutenção deverá ser implementada de forma regular, com uma periodicidade que não deverá ir além de uma semana. Deverão constituir rotinas da manutenção a detecção sistemática e posterior eliminação dos vazamentos; a verificação do sistema de refrigeração; a verificação do nível e troca do óleo lubrificante; a troca e a limpeza do filtro de ar e do filtro coalescente; a limpeza do after cooler e do secador de ar comprimido e a verificação experimental da válvula de segurança e da tensão da correia, reapertando ou trocando esta última.

Deve-se prever uma inspeção completa em toda a linha de distribuição e em equipamentos que utilizam ar comprimido, dando atenção aos cilindros pneumáticos e válvulas de controle.

Devem estar disponíveis peças originais, por ocasião da necessidade de uma manutenção futura.

De modo geral, a simples limpeza das máquinas e equipamentos permite reduzir as despesas com a energia elétrica.

### **3.4 - Pesquisa de Campo**

A proposta foi executar um levantamento das causas mais comuns de desperdício de energia elétrica nos compressores de ar aplicados em serviços ordinários, e a influência destas no rendimento do sistema.

Tal levantamento foi feito através de pesquisa de campo diretamente nos estabelecimentos que utilizam compressores, em Itajubá/MG. O total de entrevistados foram 11 estabelecimentos considerados mais relevantes em seu ramo de atividade. As atividades comerciais escolhidas foram:

- Revendedores de combustíveis (postos de gasolina);
- Oficinas de lanternagem, funilaria e pintura;
- Borracharias;
- Auto centros de pneus.

A pesquisa de campo foi bastante específica e visou um estudo de alternativas para sanar as deficiências.

Fez-se um levantamento prévio dos principais fatores de má utilização dos compressores, os quais estão relacionados a seguir:

- Falta de limpeza, como por exemplo, nas aletas;
- Lubrificação desatualizada ou mal especificada:
  - Mancais;
  - Interna;
  - Troca de filtro;
- No caso de acionamento por correias, verificar sua instalação, observando-se, por exemplo, o aperto adequado das mesmas;
- Instalação elétrica: emendas mal feitas, ligações inadequadas;
- Vazamentos de ar:
  - Juntas;
  - Mangueiras (corrosão, ressecamento, etc.);
  - Válvulas;
- Ambiente da instalação do compressor, salientando a ventilação do local ou exposição prolongada ao sol;
- Vibrações causadas por sujeira, má instalação, etc.;
- Validade do filtro de ar.

Desta forma, elaborou-se um formulário base para ser utilizado nas visitas.

Formulário da Pesquisa:

**PESQUISA DE CAMPO**

Projeto: USO EFICIENTE DE ENERGIA EM SISTEMAS DE AR COMPRIMIDO

Etapa 1: Levantamento das causas mais comuns de desperdício de energia elétrica nos compressores de ar e suas influências no rendimento do sistema.

**VISITAS**

**Dados da Empresa**

Nome/Tipo:	Fone:
Responsável:	

**Dados do Compressor**

Fabricante:	Ano de fabricação:
Classificação:	
Capacidade:	
Acionamento (Direto/Correia):	

**Dados da Instalação**

Limpeza (boa/regular/ruim):	
Lubrificação (em dia/atrasada):	Filtro (em dia/vencido):
Observações:	
Ligações elétricas – OBS:	
Local instalação/estrutura – OBS:	
Observações gerais quanto à manutenção do equipamento (defeitos, tempo de funcionamento, rendimento, manutenção - diária/semanal/mensal)	

### **3.4.1 - Estatística da Pesquisa**

Total de compressores analisados: 14

Divisão de atividade da empresa:

33% - Revendedores de combustíveis (postos de gasolina);

33% - Oficinas de lanternagem, funilaria e pintura;

17% - Borracharias;

17% - Auto centros de pneus.

Tipo de compressor:

8% - 1 cilindro/1 estágio

21% - 2 cilindros/1 estágio

71% - 2 cilindros/2 estágios

Problemas principais:

80% - Instalação (envolvendo problemas de vibração, inclusive);

95% - Limpeza;

70% - Lubrificação.

Estes resultados serviram de ponto de partida para a elaboração do manual que é uma síntese de soluções que vem de encontro aos problemas mais comuns.

### **3.4.2 - Manual de Bolso sobre Compressores: Dicas de Uso**

O uso eficiente da energia requer a prática de bons hábitos de operação e manutenção, objetivos que são atingidos com conscientização e treinamento dos usuários.

Deste modo, se pensando em algo bastante simples e de fácil acesso, foi criado o manual sobre compressores (apêndice 3), cujo propósito é servir de um guia prático de utilização. Tem uma concepção inteligível que proporciona uma grande assimilação por parte de quem realmente utiliza os compressores: os funcionários das empresas.

## INVERSOR DE FREQUÊNCIA

## 4.1 - Introdução

O “drive” CA de velocidade ajustável ou Inversor auto-comutado, tipo fonte de tensão (VSI – Voltage Source Inverter) conhecido, usualmente, como Inversor de Frequência é um dispositivo eletrônico que varia e controla a velocidade e o torque (corrente) de um motor elétrico de indução ou síncrono.

Os avanços nos semicondutores de potência levam a aplicações crescentes dos Inversores, destacando-se o controle de fluxo dos processos.

Os tipos de semicondutores de potência atualmente usados no módulo de potência dos Inversores são: MCT (MOS Controlled Thyristor), SITH (Static Induction Thyristor), GTO (Gate Turn-off Thyristor), IGCT (Integrated Gate Commutated Thyristor) e IGBT (Insulated-Gate Bipolar Transistor).

A figura 4.1 ilustra o acionamento do motor de indução trifásico (MIT), cuja carga é o Compressor, por um Inversor de Frequência, o qual é normalmente unidirecional, operando no 1º quadrante. Se for desejável que o Inversor opere no 2º quadrante, deve-se adicionar um Chopper de um quadrante conectado ao barramento CC. Adicionalmente, deve-se colocar um banco de resistências em série com o Chopper de modo a se obter uma frenagem do tipo dinâmica, com controle do tempo de desaceleração do MIT.

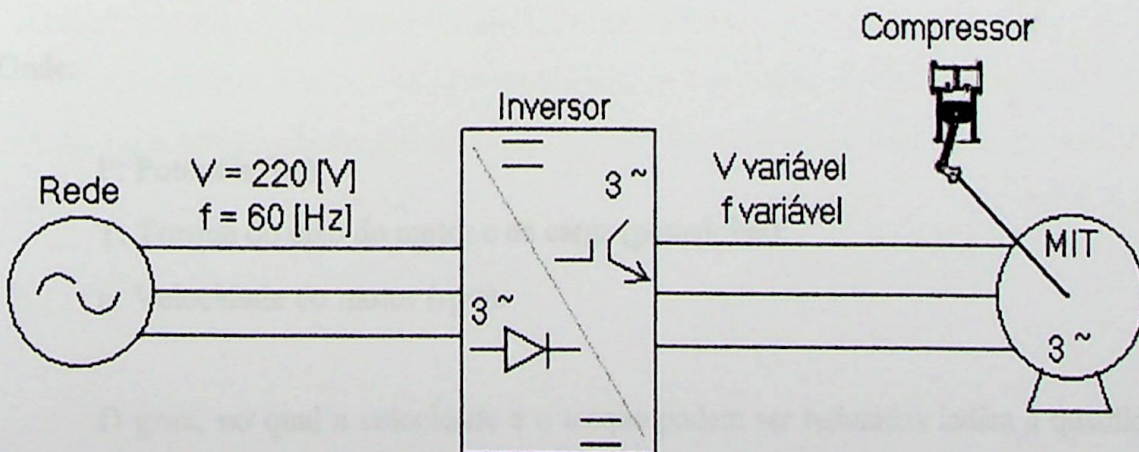


Figura 4.1 - Acionamento com Inversor de Frequência.

## 4.2 - Fundamentos do Acionamento com Inversor de Frequência

“Drives” CA de frequência ajustável convertem a potência de entrada 60 Hz trifásica em uma fonte de tensão e frequência ajustáveis.

A frequência da potência aplicada a um motor CA determina a velocidade do motor e é baseada na seguinte equação:

$$N = \frac{120 \cdot f}{p} \quad (4.1)$$

Onde:

N: Velocidade (rpm);

f: frequência (Hz);

p: número de pólos.

O número de pólos é constante. O “drive” CA de frequência ajustável controla a frequência (f) e a tensão aplicadas ao motor. A velocidade (N) do motor é, então, proporcional a esta frequência aplicada.

A faixa de frequência de saída do Inversor é, usualmente, mais ampla que a utilizada pelo motor.

A potência mecânica do motor de indução é dada pela seguinte relação:

$$P = \frac{T \times n}{5252} \quad (4.2)$$

Onde:

P: Potência (hp);

T: Torque do eixo do motor e da carga (pound-feet);

n: Velocidade do motor (rpm).

O grau, no qual a velocidade e o torque podem ser reduzidos indica a quantidade de energia que pode ser economizada com um Inversor.

#### 4.2.1 - Operação do Motor com Inversor de Frequência

A figura 4.2 ilustra curvas representativas de torque-velocidade de um motor NEMA A e da carga. Este motor tem alta corrente de partida, torque de partida baixo e alto torque máximo. A diferença de torque entre as duas curvas é o torque de aceleração,  $T_A$ , do motor de indução de velocidade fixa.

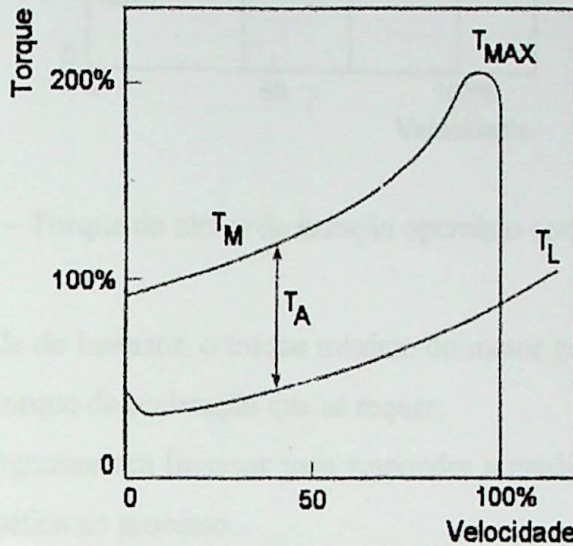


Figura 4.2 – Torque do motor, da carga e de aceleração.

Com o controle do Inversor, a nova característica de torque do motor é modificada de acordo com a frequência, como mostrado na figura 4.3. A característica “linear” da curva do motor na figura 4.2 é movida horizontalmente em paralelo de acordo com a frequência. Logo, o motor sempre opera à frente da curva de torque versus velocidade. Conseqüentemente, não ocorre mais a alta corrente de partida do motor, de seis ou mais vezes o valor da corrente nominal, quando do acionamento direto da rede elétrica.

O Inversor tem um parâmetro de partida que é uma rampa de aceleração. O tempo requerido é setado, dentro de uma faixa pré-estabelecida, para a frequência de saída mudar de um valor mínimo para máximo.

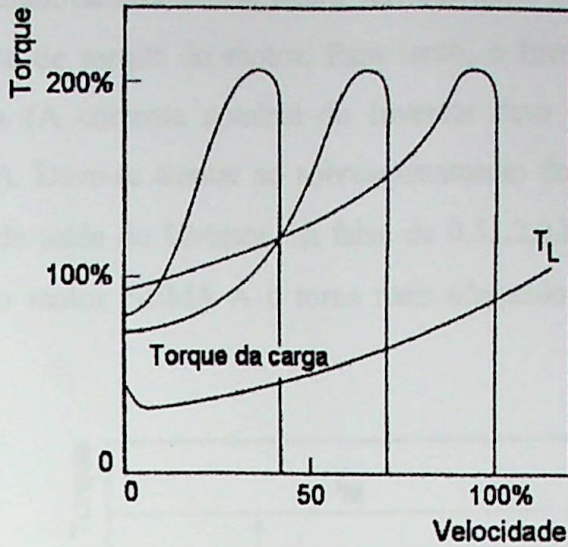


Figura 4.3 – Torque do motor de indução operando com Inversor de Freqüência.

Com o controle do Inversor, o torque máximo do motor pode ser setado na velocidade zero para fornecer o torque de aceleração que se requer.

É possível programar um Inversor para responder a mudanças no torque da carga de uma maneira mais benéfica ao processo.

O Inversor de Freqüência SAMI GS – ABB [B17] tem um parâmetro (item 5.3.4b – parâmetro 26.1) em que a corrente de partida é automática (até  $2,0 \cdot I_N$  [A], sendo  $I_N$  a corrente nominal do motor), propiciando alto torque de partida de 0 a 20 Hz. E há um parâmetro (item 5.3.4b - parâmetro 27.6) que propicia torque extra em toda a faixa de velocidade entre 0,1 e 60 Hz. A figura 4.4 ilustra como esta função é implementada, aplicando-se tensão extra ao motor.

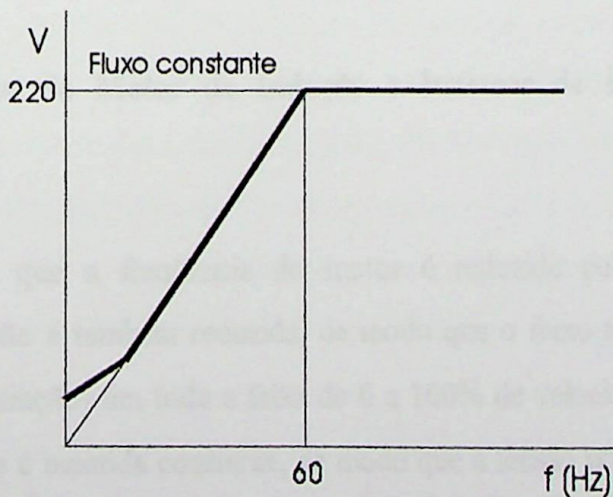


Figura 4.4 – Implementação da função de torque extra pela aplicação de tensão extra ao motor.

Com o Inversor de Freqüência, figura 4.5, é possível desenvolver o nível necessário de torque até o limite de torque do motor. Para tanto, o Inversor deve ter a capacidade de corrente adequada (A corrente nominal do Inversor deve ser maior ou igual à corrente nominal do motor). Deve-se atentar ao sobreaquecimento do motor (Há um parâmetro que limita a corrente de saída do Inversor, na faixa de  $0,5...2,0.I_N$  [A]). A característica de alto torque máximo do motor NEMA A o torna mais adequado para uso com um Inversor de Freqüência.

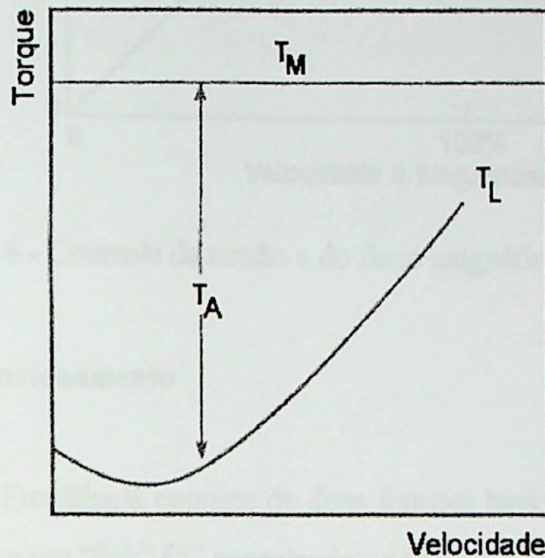


Figura 4.5 – Curva de Torque versus Velocidade do motor com Inversor de Freqüência de torque constante.

É importante a determinação de um tempo de aceleração aceitável pela escolha de  $T_m$ , pois um tempo de aceleração muito curto pode ocasionar uma falha de sobrecorrente no Inversor.

#### 4.2.2 - Interação do Motor de Indução e Inversor de Freqüência – Tensão por Freqüência

À medida que a freqüência do motor é reduzida pelo Inversor para reduzir a velocidade, a tensão é também reduzida, de modo que o fluxo magnético,  $\Phi$ , seja constante (para evitar a saturação) em toda a faixa de 0 a 100% de velocidade. Nas velocidades acima de 100%, a tensão é mantida constante, de modo que a tensão nominal não seja excedida. Em vista disto, a densidade de fluxo é reduzida como ilustrado na figura 4.6.

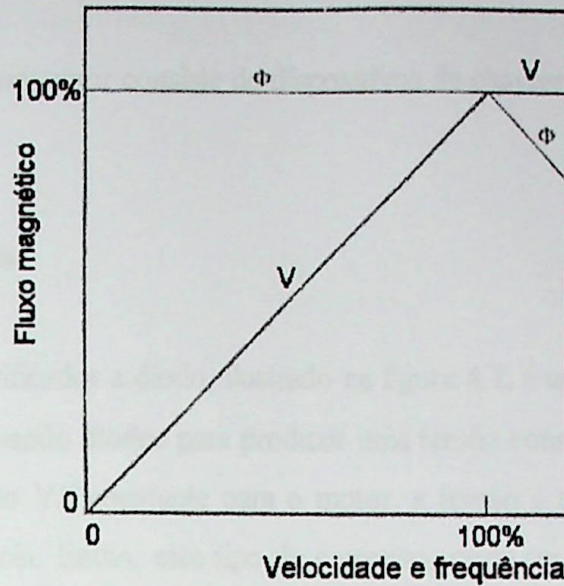


Figura 4.6 - Controle da tensão e do fluxo magnético do motor - Perfil V/f.

### 4.3 - Princípio de Funcionamento

O Inversor de Frequência consiste de duas funções básicas, uma seção do conversor, uma seção do inversor e um "link" CC conectando os dois.

A seção do conversor ou retificador transforma a potência da rede CA 60 Hz em potência CC.

No Inversor, o circuito intermediário CC filtra a tensão pulsante fornecida pelo estágio retificador que, por sua vez, é composto de uma ponte a diodos. O estágio inversor, constituído por transistores IGBT, forma tensões CA trifásicas simétricas moduladas, originárias da tensão CC constante fornecida pelo circuito intermediário.

A placa de controle do motor, interna ao Inversor, controla o estágio inversor, ou a frequência de saída, de acordo com os requerimentos do usuário definidos no programa de aplicação. Também denominada de Controlador PWM (Pulse Width Modulated), a placa de controle gera os sinais de gatilhamento dos transistores IGBT através da comparação de uma onda de tensão senoidal e uma onda triangular, por exemplo, definindo-se, assim, a frequência e a amplitude da tensão resultante na saída do Inversor e entregue ao MIT. O Controlador PWM também monitora a operação do Inversor.

### 4.3.1 - Tipos de Conversores

A seção do conversor consiste de dispositivos de chaveamento de potência e controles lógicos.

#### Retificador a Diodos

O circuito retificador a diodo, ilustrado na figura 4.7, é uma ponte retificadora trifásica de onda completa, usando diodos para produzir uma tensão constante no "link" CC. De modo a manter uma relação  $V/f$  constante para o motor, a tensão é mudada na seção do inversor junto com a frequência. Então, este tipo de conversor pode ser usado, apenas, com inversor PWM fonte de tensão, tensão constante ou modificado com chopper CC.

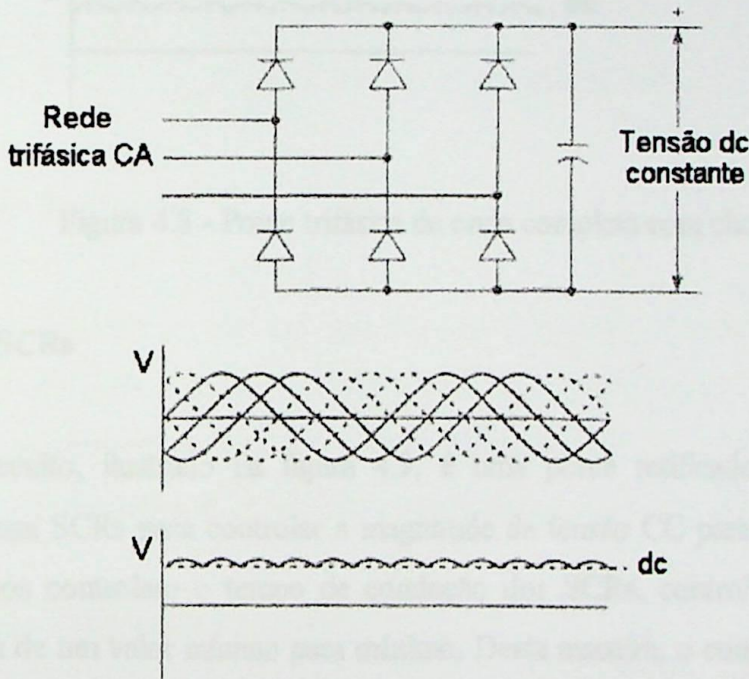


Figura 4.7 - Ponte trifásica de onda completa para fonte de tensão constante.

#### Retificador com Chopper CC

Este circuito, ilustrado na figura 4.8, é uma ponte retificadora trifásica de onda completa, usando diodos para produzir uma tensão CC constante. Contudo, um dispositivo de chaveamento de potência adicional, como um SCR (Silicon-Controlled Rectifier) ou um transistor de potência, é usado com este tipo de conversor para controlar a magnitude da tensão CC para a seção do inversor. Este circuito é referido como chopper CC.

A tensão para a seção do inversor é controlada à medida que a frequência é variada, mantendo a relação  $V/f$  constante para o motor.

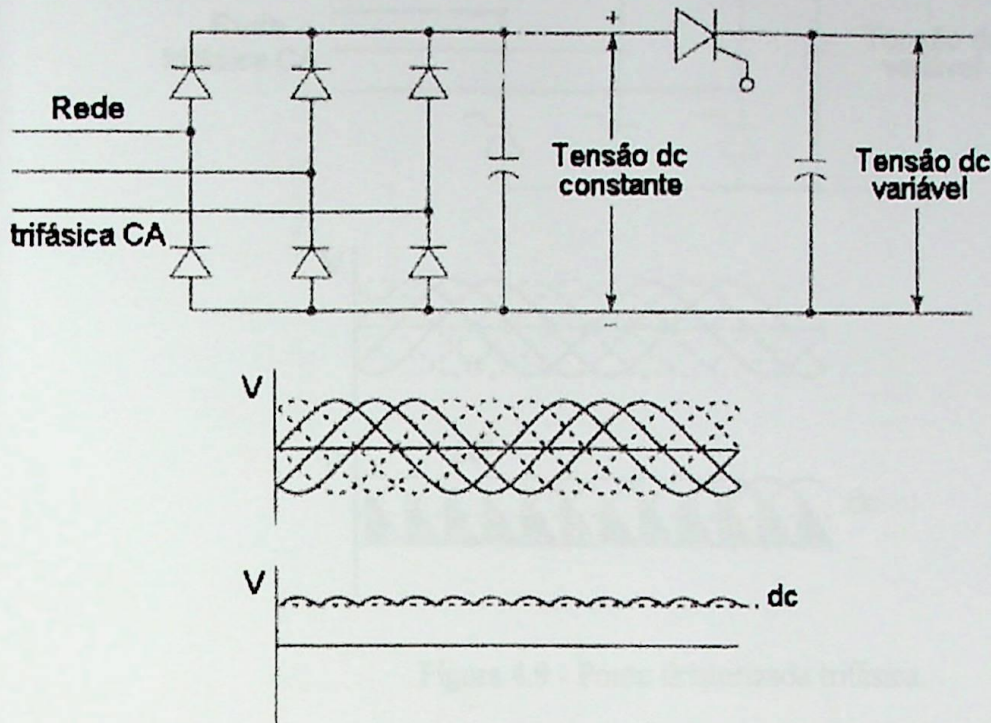


Figura 4.8 - Ponte trifásica de onda completa com chopper CC.

### Retificador a SCRs

Este circuito, ilustrado na figura 4.9, é uma ponte retificadora trifásica de onda completa que usa SCRs para controlar a magnitude da tensão CC para a seção do inversor. Circuitos lógicos controlam o tempo de condução dos SCRs, controlando, desta forma, a tensão de saída de um valor mínimo para máximo. Desta maneira, o conversor pode controlar a tensão para a seção do inversor, à medida que a frequência é variada, para manter a relação  $V/f$  constante para o motor.

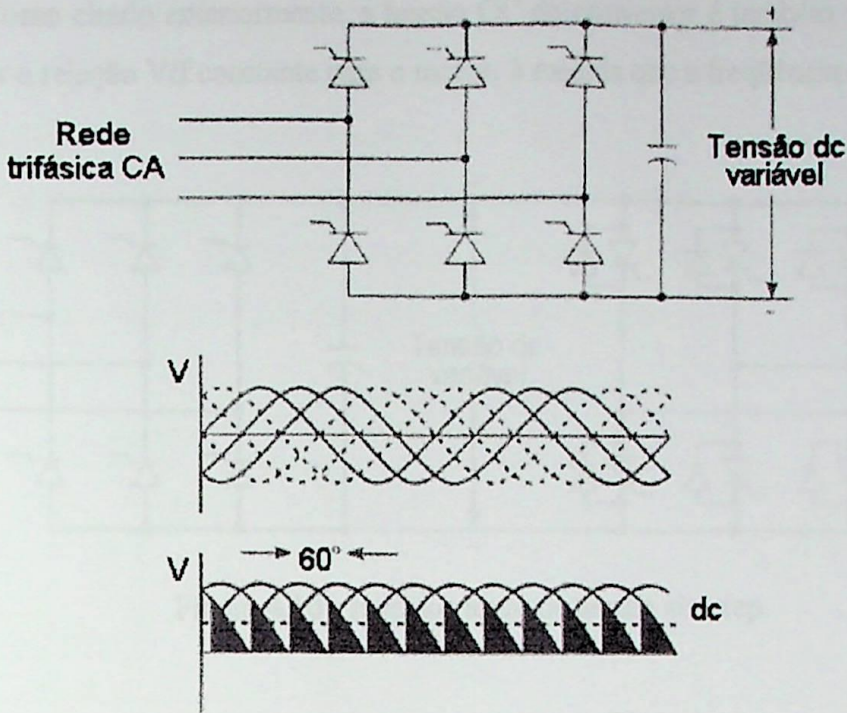


Figura 4.9 - Ponte tiristorizada trifásica.

#### 4.3.2 - Tipos de Inversores

A seção do inversor de um Inversor de Frequência consiste de dispositivos de chaveamento de potência e controles lógicos que são, consideravelmente, mais complicados que os controles requeridos para o conversor. Destacam-se, a seguir, os três tipos mais comuns. Várias combinações de conversores podem ser usadas com cada seção do inversor.

##### Inversor Six-step (VSI, tensão variável)

O circuito simplificado está ilustrado na figura 4.10. O conversor com SCRs é incluído para ilustrar o circuito total. Um retificador com chopper CC pode ser usado, também, na seção retificadora.

Os seis SCRs da seção do inversor, funcionando como chaves, são chaveados em uma seqüência pré-determinada pelos controles lógicos para produzir uma forma de onda de tensão trifásica, six-step para o motor. Uma fase está ilustrada na figura 4.11.

O tempo de condução dos SCRs é variado de acordo com a frequência requerida para o motor. Como citado anteriormente, a tensão CC do conversor é também variada de acordo para manter a relação  $V/f$  constante para o motor, à medida que a frequência é variada.

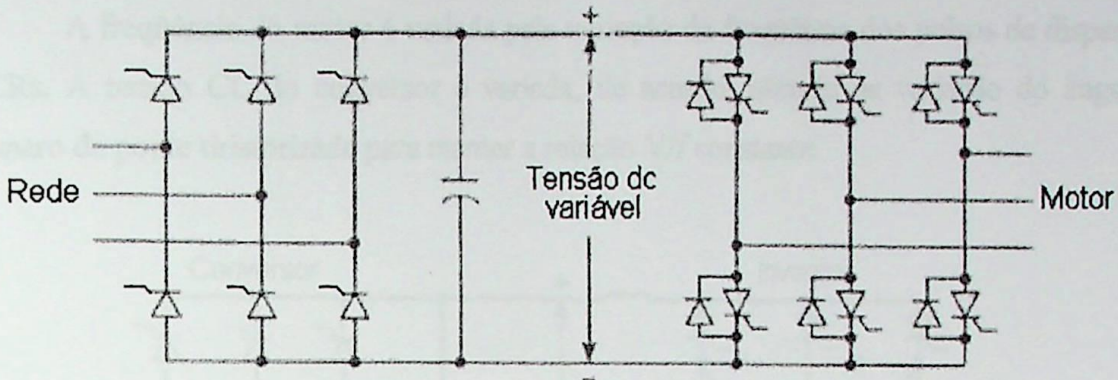


Figura 4.10 - Inversor fonte de tensão six-step.

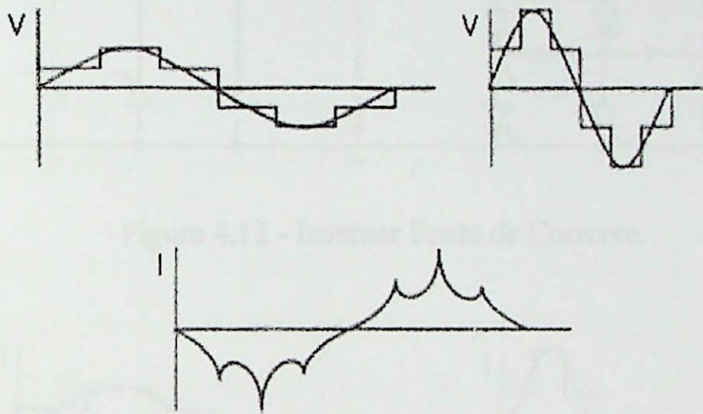


Figura 4.11 - Formas de onda de saída do Inversor six-step.

### Inversor Fonte de Corrente

Quando o MIT é alimentado por corrente do tipo retangular, a tensão na armadura é aproximadamente senoidal. O Inversor Fonte de Corrente (CSI – Current Source Inverter) foi desenvolvido baseado nesta propriedade.

O circuito simplificado está ilustrado na figura 4.12. Um conversor com SCRs é incluído para ilustrar o circuito total.

É usualmente aplicado em potências maiores. Difere do VSI por ter um indutor no “link” CC ao invés de um capacitor. O indutor é um filtro que atenua os “ripples” de tensão na saída do retificador.

O circuito do CSI também é caracterizado por circuitos de comutação relativamente simples com diodos em série com os SCRs e capacitores.

Os seis SCRs são chaveados em uma seqüência pré-determinada para produzir uma forma de onda de corrente trifásica, six-step, ilustrada na figura 4.13, para o motor.

A freqüência do motor é variada pela variação da freqüência dos pulsos de disparo dos SCRs. A tensão CC do conversor é variada, de acordo, através da variação do ângulo de disparo da ponte tiristorizada para manter a relação V/f constante.

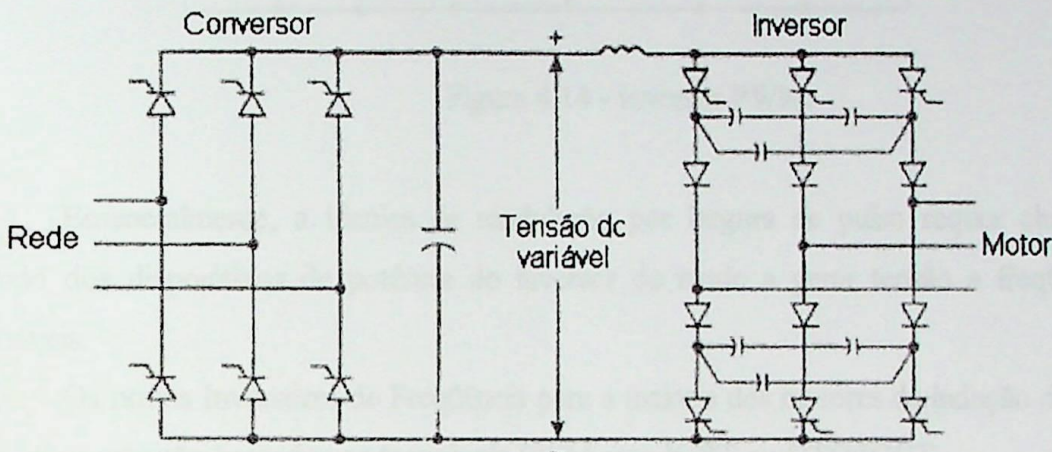


Figura 4.12 - Inversor Fonte de Corrente.

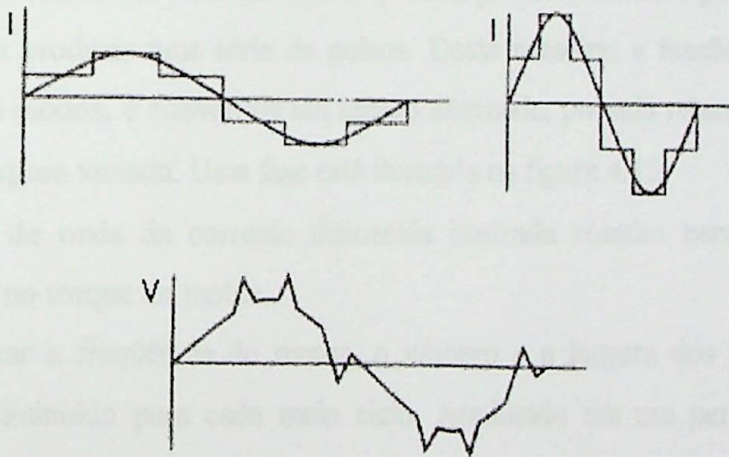


Figura 4.13 - Formas de onda de saída do CSI.

**Inversor PWM - Pulse Width Modulated (VSI, tensão constante)**

A figura 4.14 ilustra um circuito simplificado. Um conversor usando diodos é incluído para ilustrar o circuito total.

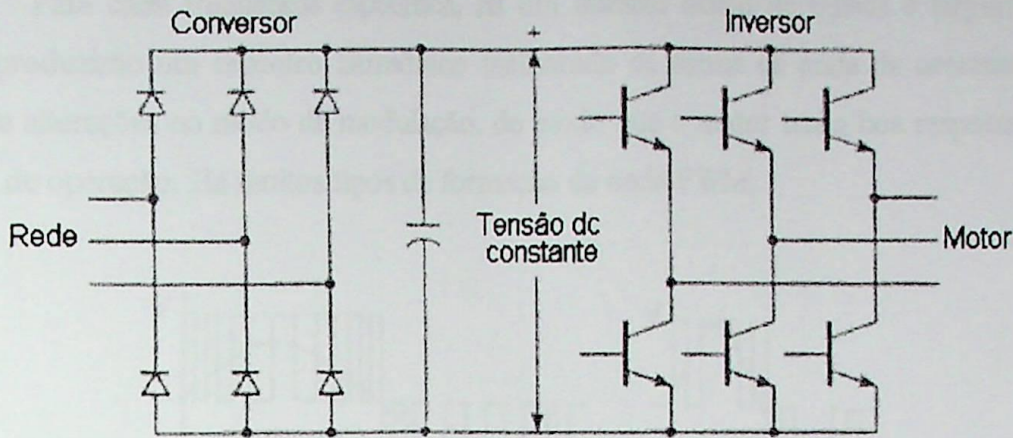


Figura 4.14 - Inversor PWM.

Essencialmente, a técnica de modulação por largura de pulso requer chaveamento rápido dos dispositivos de potência do inversor de modo a gerar tensão e frequência CA variáveis.

Os novos Inversores de Frequência para a maioria dos motores de indução de pequeno e médio porte são baseados na tecnologia PWM com IGBT ou GTO/IGCT.

Os seis dispositivos de chaveamento de potência da seção do inversor atuam como chaves e são controlados on e off em uma seqüência pré-determinada, pelos controles lógicos do inversor, para produzir uma série de pulsos. Desta maneira, a tensão CC fixa, fornecida pelo retificador a diodos, é convertida em tensão alternada, pulsada retangular com amplitude de pulso fixa e largura variada. Uma fase está ilustrada na figura 4.15.

A forma de onda da corrente distorcida ilustrada contém harmônicos que podem causar pulsações no torque do motor.

Para alterar a frequência do motor, o número e a largura dos pulsos são cada um aumentado ou diminuído para cada meio ciclo, resultando em um período mais longo ou curto.

A alteração da tensão eficaz do motor para manter a relação  $V/f$  constante, à medida que a frequência é alterada, é controlada pelo aumento ou decréscimo da largura dos pulsos.

A figura 4.16 mostra os principais sinais gerados no controlador PWM que são: uma onda triangular que é a portadora da modulação PWM; um sistema trifásico de tensões alternadas que servem de referência; e os sinais de gatilhamento ( $G_1$ ,  $G_2$ ,  $G_3$ ,  $G_4$ ,  $G_5$  e  $G_6$ ) das chaves do inversor.

Para cada frequência específica, há um número ótimo de pulsos e largura de pulsos que produzirão um espectro harmônico melhorado da forma de onda da corrente. Logo, se fazem alterações no modo de modulação, de modo que o motor tenha boa resposta em toda a faixa de operação. Há muitos tipos de formação da onda PWM.

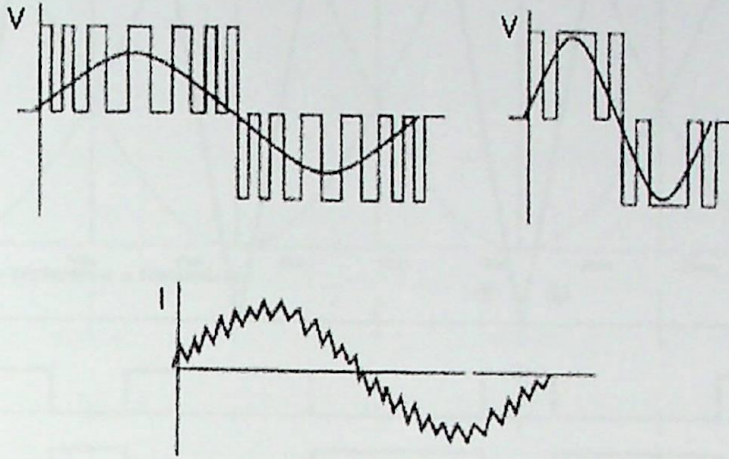


Figura 4.15 - Formas de onda de saída do Inversor PWM.

Figura 3: Técnica PWM

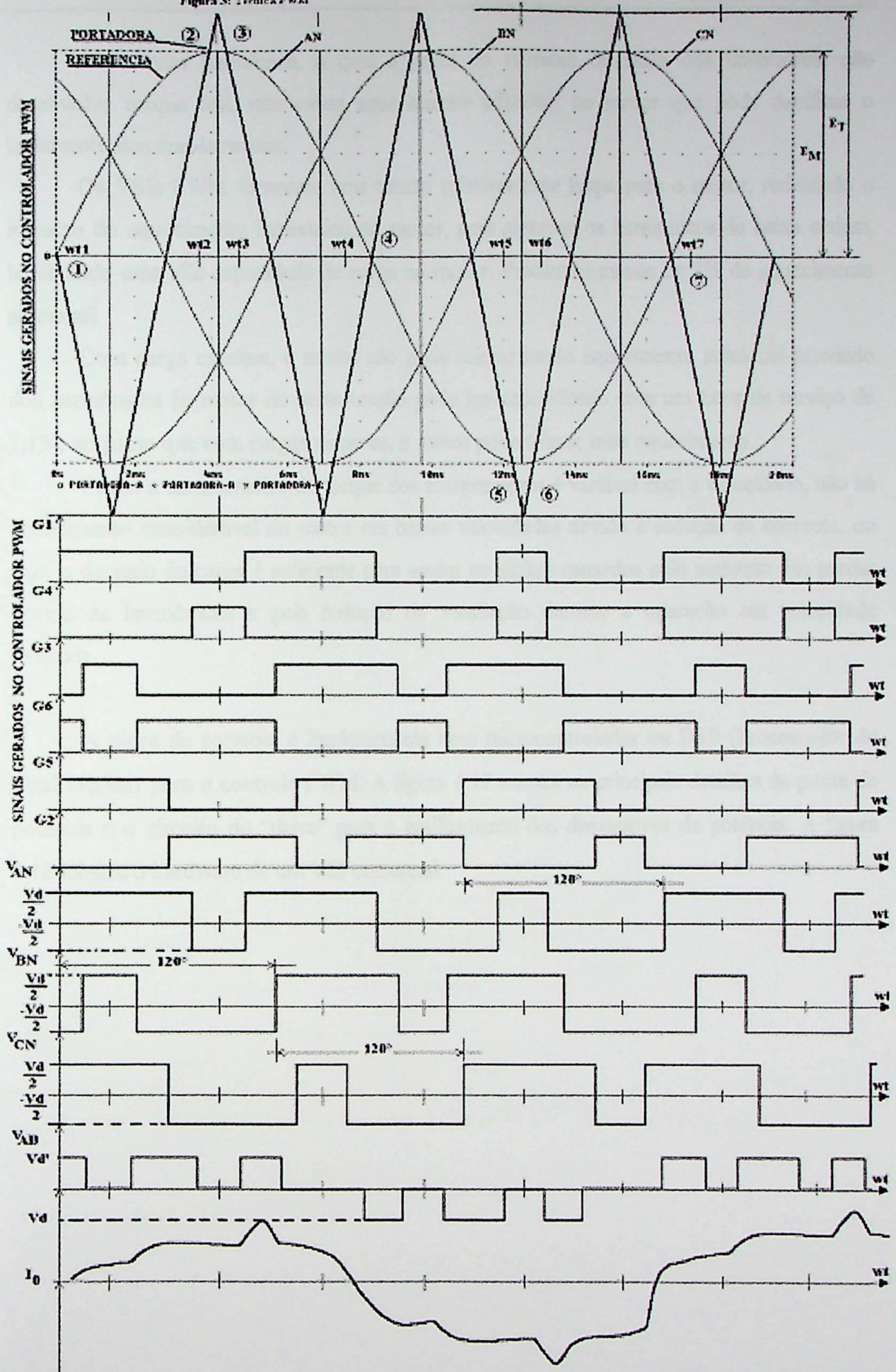


Figura 4.16 - Técnica de geração das ondas PWM.

A corrente harmônica, a qual é parte da corrente de saída dos Inversores, não desenvolve torque útil, mas causa aquecimento adicional no motor que pode danificar o isolamento dos enrolamentos.

Os VSIs PWM fornecem uma tensão relativamente limpa para o motor, reduzindo o impacto do aquecimento harmônico no motor, pois atenuam os harmônicos de baixa ordem, habilitando uma alta capacidade de carga ao motor. Produzem menos de 5% de aquecimento adicional.

Com carga máxima, o motor não pode tolerar muito aquecimento adicional provindo dos harmônicos (o motor de baixa tensão pode ser especificado com um fator de serviço de 1,15), ao passo que com cargas menores, o motor pode tolerar mais aquecimento.

Como a característica de torque dos compressores é variável com a velocidade, não há aquecimento considerável do motor em baixas velocidades devido à redução da corrente, ou seja, o declínio da carga é suficiente para anular os efeitos causados pelo aumento das perdas devido às harmônicas e pela redução da ventilação durante a operação em velocidade reduzida.

A placa de controle é implementada com microcontrolador ou DSP (Processador de Sinal Digital) para o controle PWM. A figura 4.17 mostra os principais detalhes da ponte de potência e o circuito do “drive” para o gatilhamento dos dispositivos de potência. A figura 4.18 mostra o hardware de um VSI comercial.

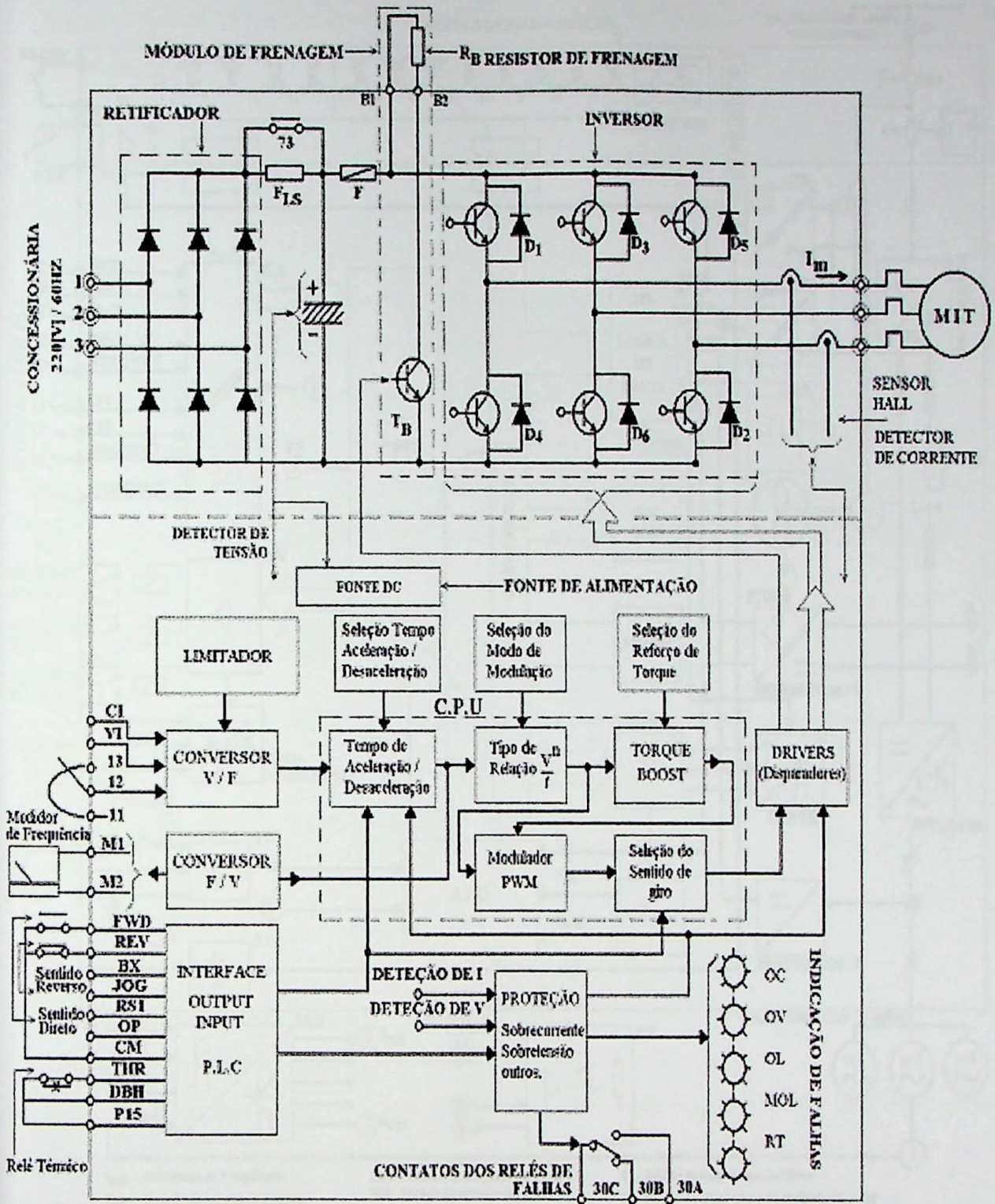


Figura 4.17 - Diagrama em blocos do controle.

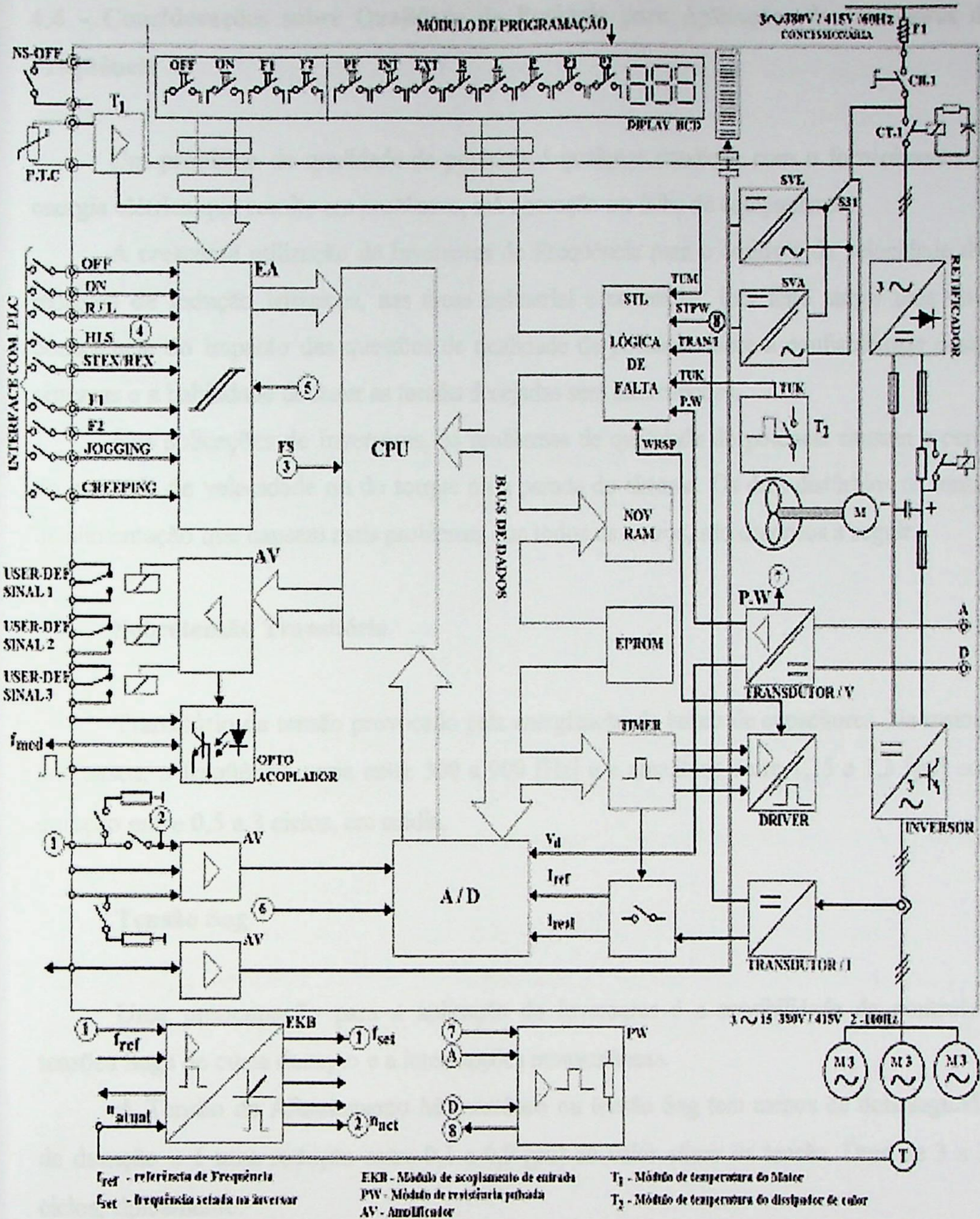


Figura 4.18 - Diagrama em blocos de um VSI típico.

#### **4.4 - Considerações sobre Qualidade de Potência para Aplicações de Inversores de Freqüência**

Um problema de qualidade de potência é qualquer condição com o fornecimento de energia elétrica que resulta em problemas, má operação ou falha de equipamento.

A crescente utilização de Inversores de Freqüência para o controle de velocidade dos motores de indução trifásicos, nas áreas industrial e comercial, tem feito surgir uma nova consciência do impacto das questões de qualidade de potência sobre a confiabilidade destes sistemas e a habilidade de fazer as tarefas desejadas sem interrupções.

Nas aplicações de Inversores, os problemas de qualidade de potência causam a perda do controle de velocidade ou do torque ou a parada do sistema. Os dois distúrbios na tensão de alimentação que causam mais problemas que todos os outros, são descritos a seguir.

##### **Sobretensão Transitória**

Transitório de tensão provocado pela energização de banco de capacitores. Na maioria dos casos, a freqüência varia entre 300 a 900 [Hz] e a amplitude entre 1,15 a 1,3 [pu] com duração entre 0,5 a 3 ciclos, em média.

##### **Tensão Sag**

Uma preocupação para a aplicação de Inversores é a sensibilidade do controle a tensões Sags de curta duração e a interrupções momentâneas.

A Tensão de Afundamento Momentâneo ou tensão Sag tem menos de dois segundos de duração e é uma redução entre 0,1 a 0,9 [pu] do valor eficaz da tensão. Dura de 3 a 30 ciclos, tipicamente.

A tensão Sag é, muitas vezes, causada pela partida de cargas que exigem correntes altas de energização ou faltas no sistema de potência como a falta de terra em um barramento. Sempre que ocorre uma falta de curto-circuito no sistema de distribuição ou transmissão que serve um sistema industrial ou comercial, haverá uma tensão Sag ou uma interrupção.

Os Inversores se monitoram continuamente durante a operação e se uma condição de falta surge, a lógica de proteção para o "drive". O controle lógico detecta o distúrbio da tensão

da linha monitorando a tensão no link CC, a qual corresponde a 1,35 vezes a tensão eficaz entre fases. O controle lógico testa repetitivamente, num período de tempo especificado, se a tensão foi restabelecida dentro do limite de tolerância e, assim, a falta temporária é resetada automaticamente e o Inversor retorna à operação normal.

Os Inversores possuem a opção de driblar curtas interrupções da rede elétrica e restabelecer a velocidade original. Se a carga do motor tiver inércia baixa, o drive inicializa suavemente na frequência máxima e decresce a frequência de saída até a velocidade da carga ser restabelecida.

Para evitar o bloqueio do processo, utilizam-se Inversores conjugados com sistemas que aumentam a capacidade para perturbações na rede CA de alimentação como a aplicação de condicionadores de energia aos controles.

#### **4.5 - Controle Vetorial**

O Inversor de Frequência padrão (escalar) é adequado para a maioria das aplicações. Um sistema de controle melhorado, mais preciso chamado controle vetorial foi desenvolvido para aplicações em que se precisa de alta velocidade de resposta sem oscilações de velocidade ou extrema precisão de rotação.

No controle de torque vetorial, atua-se sobre as componentes, amplitude e ângulo de fase, de uma grandeza elétrica de alimentação do motor (vetor) obtendo-se excelentes desempenhos de controle. Fornece o melhor controle de fluxo e torque maior para rotação baixa.

#### **4.6 - Novas Tecnologias**

Em função do estado atual da arte, pode-se definir os tipos de Inversores de Frequência de acordo com:

- 10 a 450 [KW]: Inversor Tradicional de 2 níveis.
- 450 a 950 [KW]: Inversor Multinível.

Para a obtenção de um fator de potência unitário, deve-se eliminar as distorções harmônicas com a utilização dos Retificadores PWM no lugar da tradicional ponte com diodos (visto que o consumo de potência reativa é nulo), na unidade de retificação dos Inversores de Freqüência. Esta nova tecnologia, cujo custo está sendo reduzido, já está sendo aplicada em menores potências e apresenta THD baixo. Também, este tipo de tecnologia já está disponível, em nível comercial, pela maioria dos fabricantes de inversores. Para potências até 400 [KW], utiliza-se o inversor convencional de dois níveis com IGBT, mostrado na figura 4.19; para potências de 400 [KW] a 8 [MW], utiliza-se o Inversor Multinível com IGBT e para potências de 8 [MW] até 15 [MW], utiliza-se GTO, como mostrado na figura 4.20.

A figura 4.21 ilustra a filosofia de controle da unidade retificadora de entrada, do tipo PWM, para o controle do fator de potência unitário com baixo THD.

A figura 4.22 ilustra uma aplicação típica de um compressor acionado por um Inversor de Freqüência, em um processo que exige pressão constante.

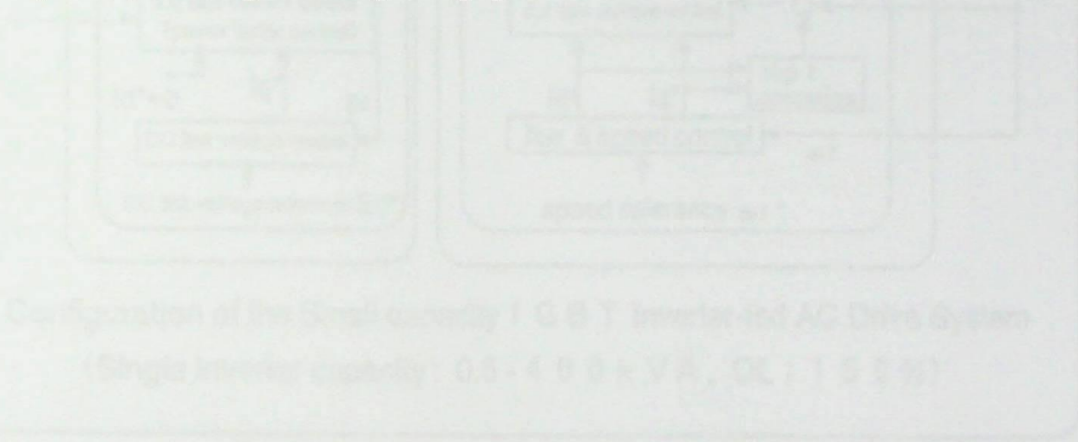


Figura 4.19 - Inversor de frequência de dois níveis

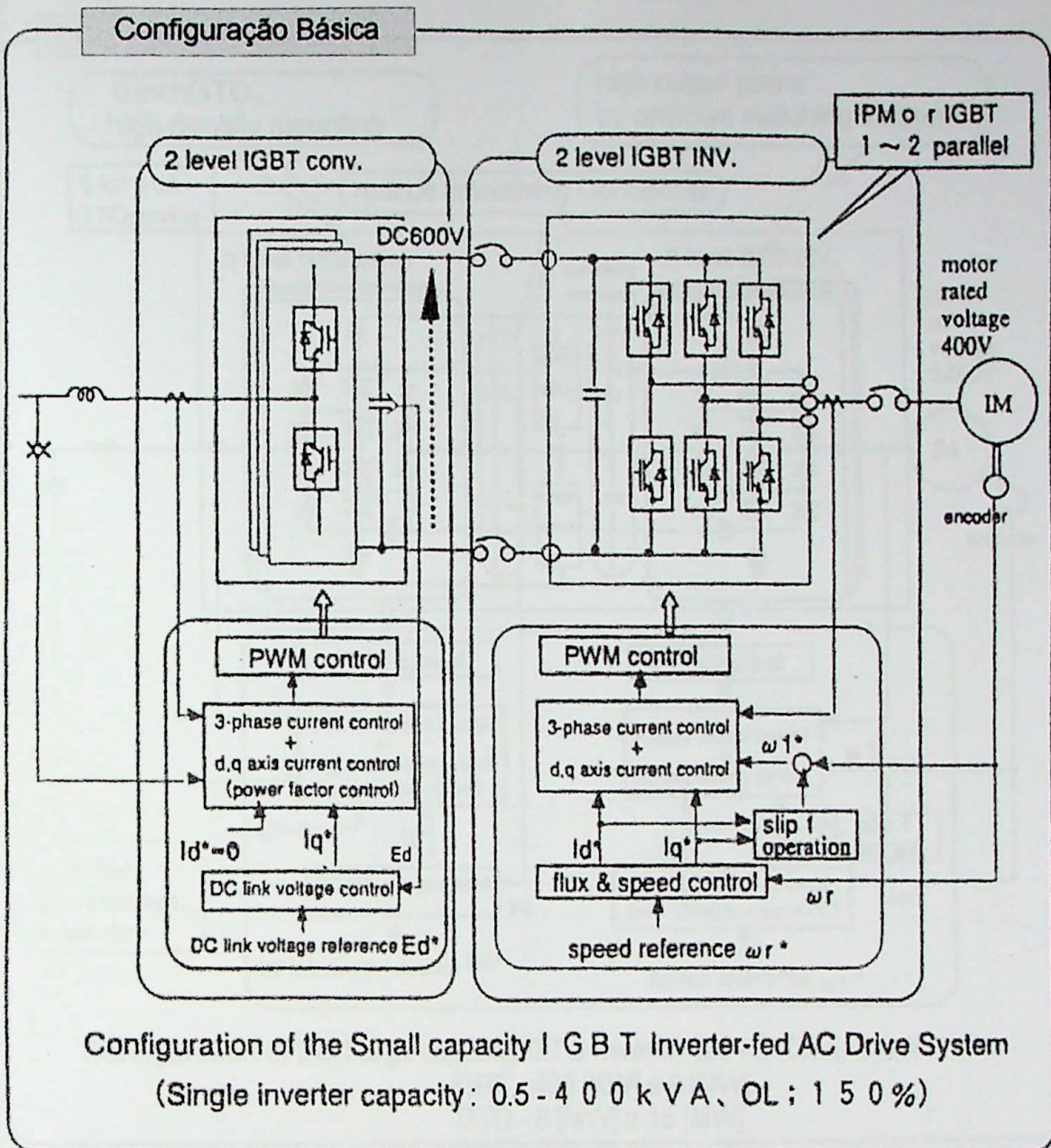


Figura 4.19 - Inversor convencional de dois níveis.

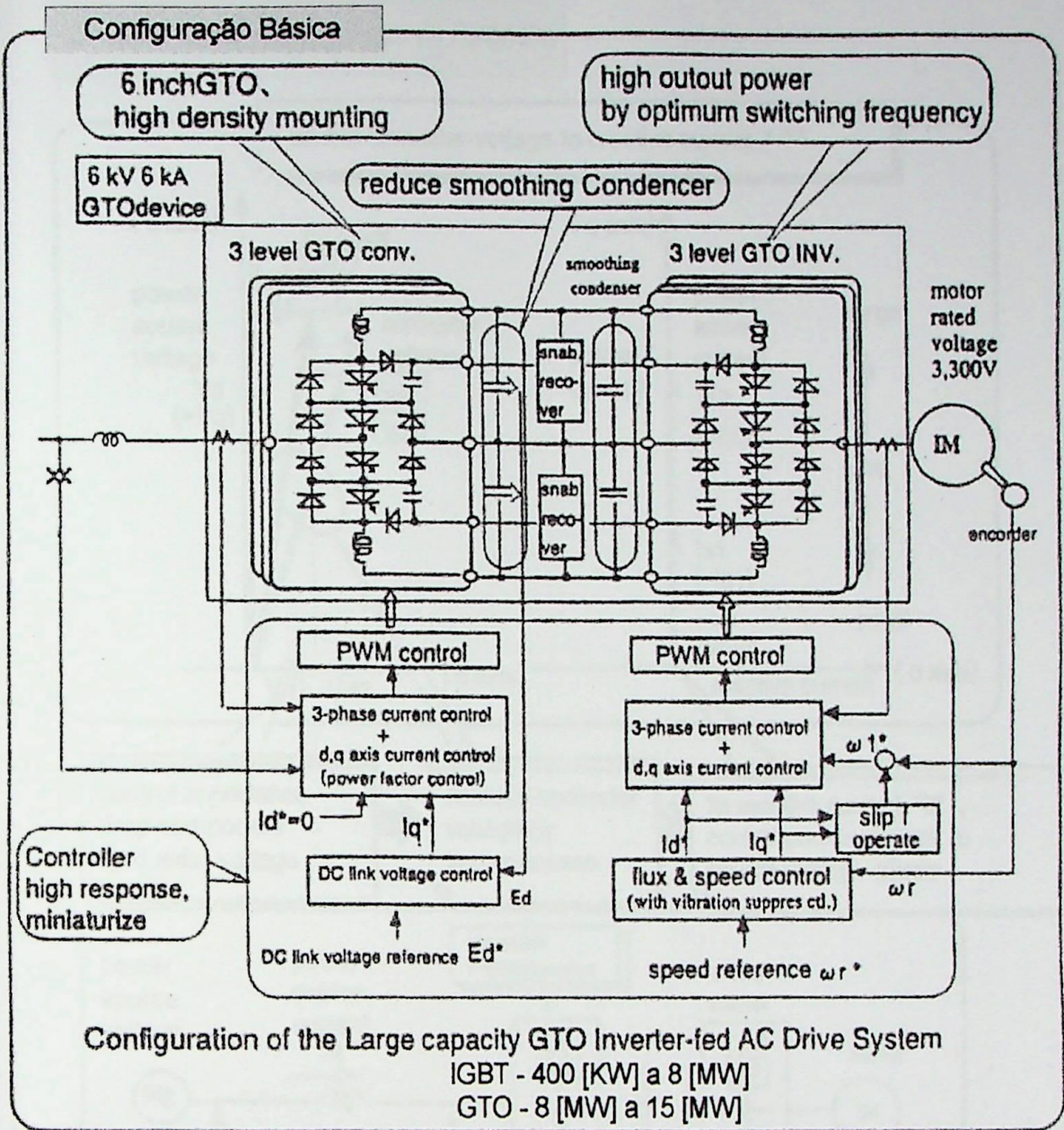


Figura 4.20 - Inversor Multinível.

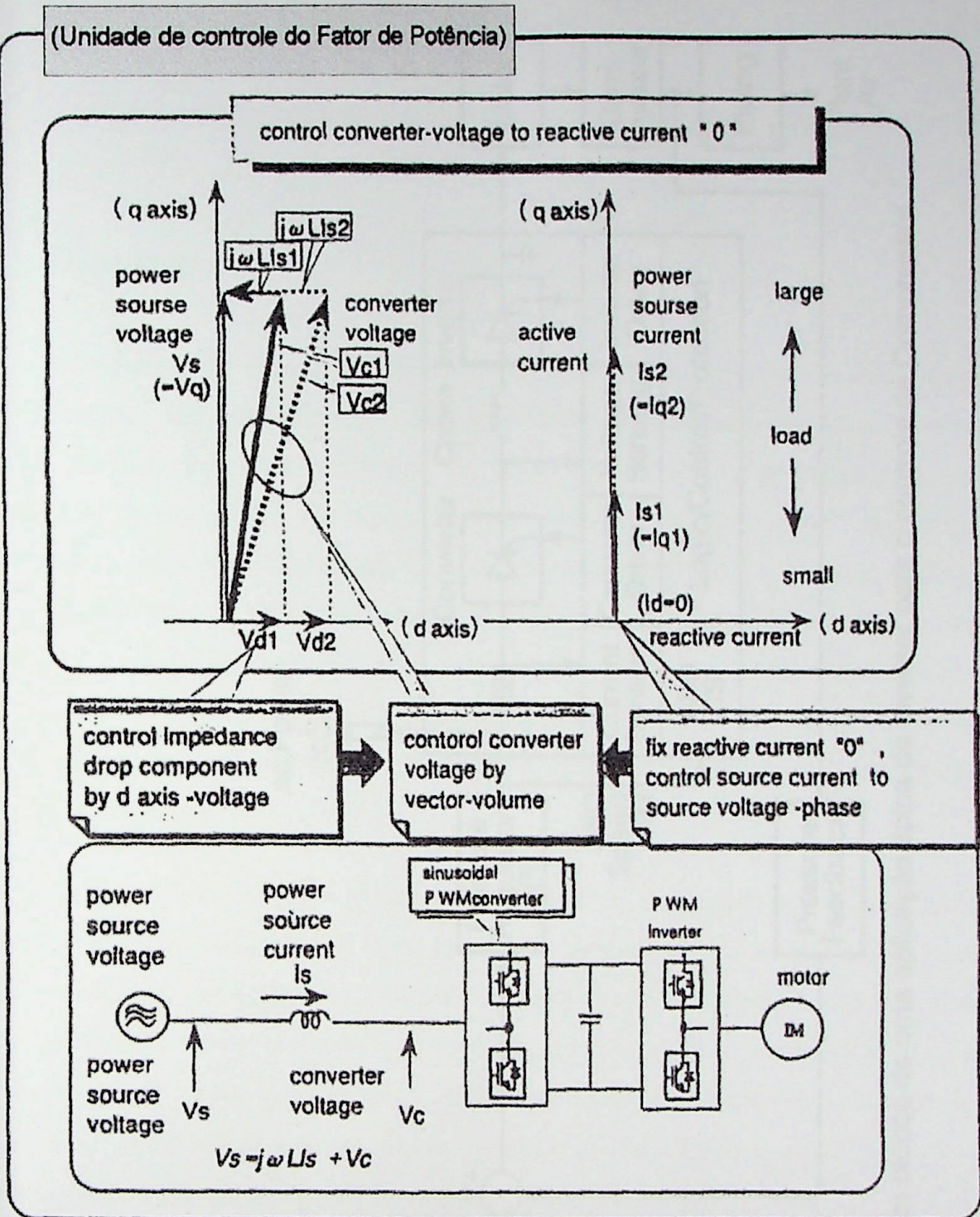


Figura 4.21 - Diagrama em blocos do controle da unidade retificadora.

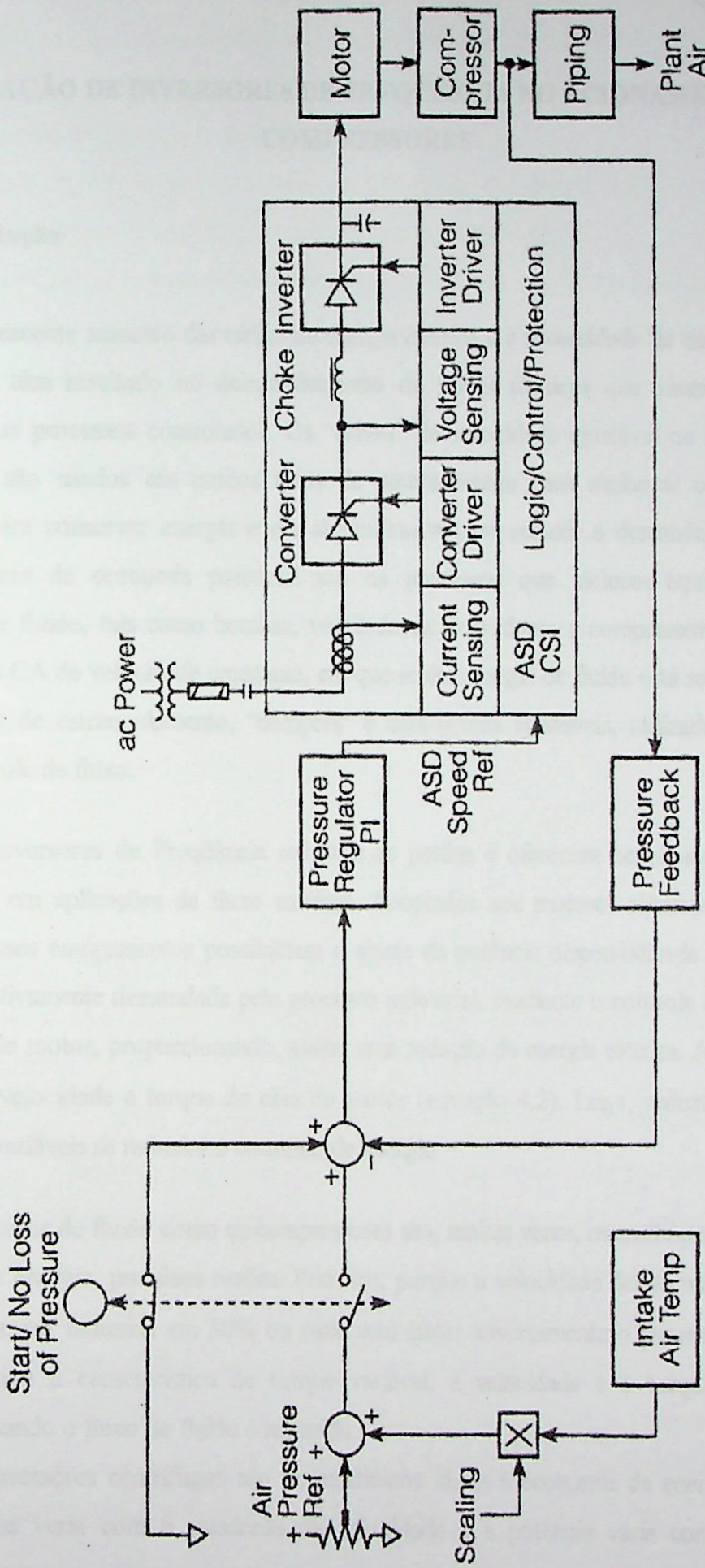


Fig. 4.22 - Diagrama em blocos de uma aplicação típica de Inversor para o controle de Compressor.

## APLICAÇÃO DE INVERSORES DE FREQUÊNCIA NO ACIONAMENTO DE COMPRESSORES

### 5.1 - Introdução

O crescente aumento das tarifas de energia elétrica e a necessidade de um menor custo operacional têm resultado no desenvolvimento de novas técnicas que visam aumentar a eficiência dos processos controlados. Os “drives” de velocidade ajustável ou Inversores de Frequência são usados em muitos tipos de equipamentos para melhorar o controle do processo, para conservar energia e em alguns casos para reduzir a demanda de potência. Grandes áreas de economia potencial são os processos que incluem equipamentos de manuseio de fluido, tais como bombas, ventiladores, sopradores e compressores, acionados por motores CA de velocidade constante, em que muita energia de fluido está sendo dissipada por válvulas de estrangulamento, “dampers” e cata-ventos ajustáveis, utilizados quando se requer controle de fluxo.

Os Inversores de Frequência reduzem as perdas e oferecem benefícios econômicos substanciais em aplicações de fluxo variável. Acoplados aos motores elétricos de corrente alternada, esses equipamentos possibilitam o ajuste da potência disponibilizada pelo motor à potência efetivamente demandada pelo processo industrial, mediante o controle da velocidade de rotação do motor, proporcionando, assim, uma redução da energia elétrica. A potência é o produto da velocidade e torque do eixo do motor (equação 4.2). Logo, reduzindo qualquer uma destas variáveis se reduzirá o consumo de energia.

Máquinas de fluido como os compressores são, muitas vezes, os melhores candidatos à economia de energia, por duas razões. Primeiro, porque a velocidade destas máquinas pode, muitas vezes, ser reduzida em 50% ou mais sem afetar adversamente o processo. Segundo, como possuem a característica de torque variável, a velocidade e o torque são ambos reduzidos quando o fluxo do fluido é reduzido.

Compressores centrífugos são os candidatos ideais à economia de energia, uma vez que o torque varia com o quadrado da velocidade e a potência varia com o cubo da velocidade.

Os Inversores de Frequência se aplicam especialmente aos compressores cujo perfil é caracterizado por variações significativas da potência demandada ao longo do tempo de operação do motor, e nos processos com regime de operação intermitente, nos quais não é viável o freqüente desligamento e religamento dos motores.

A implantação de um programa de economia de energia envolve a seleção de aplicações potenciais, as quais têm as características descritas a seguir.

A economia de energia potencial com um Inversor aumenta com a potência do motor. Como tal, o processo seletivo poderia ser focado nas potências maiores que 15 hp.

Uma boa aplicação também é caracterizada por altas horas de operação anuais, o que aumenta o potencial de economia.

Quanto à variabilidade da carga, os compressores devem ser dimensionados para atender a demanda de pico e a maioria dos sistemas não são operados a 100% da vazão constantemente. É necessário avaliar o ciclo de carga do sistema, ou seja, as várias taxas de vazão que o sistema requer e os respectivos tempos de operação. Um maior tempo de operação em vazões reduzidas, ou seja, um menor tempo de operação próximo à vazão nominal indica uma boa aplicação. O ciclo de carga pode ser freqüentemente resumido pelo sistema de instrumentação de vazão e pressão.

## **5.2 - Característica de Operação de Compressores**

As leis da mecânica dos fluidos são revisadas para ilustrar onde as perdas de energia podem ser encontradas e como determinar o quanto pode ser economizado através do uso de velocidade variável.

A figura 5.1 mostra uma curva pressão versus vazão típica de compressor fornecida pelo fabricante. O ponto de projeto em 100% de vazão e pressão é o requerimento do processo para o qual a unidade é selecionada e aplicada à velocidade nominal. A curva de eficiência mostra a eficiência do compressor para uma dada vazão. A curva pressão versus vazão é para uma velocidade específica, peso molecular e temperatura do gás. Se algum destes mudar, a curva deve ser ajustada. Esta curva mostra que o compressor produzirá vazão limitada se aplicado a um sistema de ar comprimido em que uma alta pressão é requerida através do mesmo para expelir o ar e vencer a resistência ao fluxo. Taxas de fluxo maiores podem ser alcançadas à medida que a pressão requerida é reduzida.

Para determinar em que ponto de sua curva característica o compressor vai operar, em uma dada aplicação, se requer a informação adicional fornecida pela curva de resistência do sistema. Esta curva, mostrada na figura 5.2, representa as características do sistema de ar comprimido no qual o compressor é aplicado, é governada por fatores como "layout" do sistema de ar comprimido, mudança em elevação e coeficiente de fricção. Basicamente, a característica é uma função da pressão estática e fricção que o gás encontra à medida que é comprimido e flui pelo sistema. A pressão requerida no fluxo zero é chamada pressão estática e é a pressão mínima independente da vazão. O outro componente da pressão, chamado fricção, aumenta à medida que o fluxo aumenta. A fricção é uma medida da resistência ao fluxo (contrapressão) fornecida pelas válvulas e outros elementos do sistema. A característica de operação do sistema é verificada por teste durante a operação. A intercessão das curvas do compressor e do sistema é o ponto natural de operação para o sistema sem controle de fluxo, como mostrado na figura 5.2.

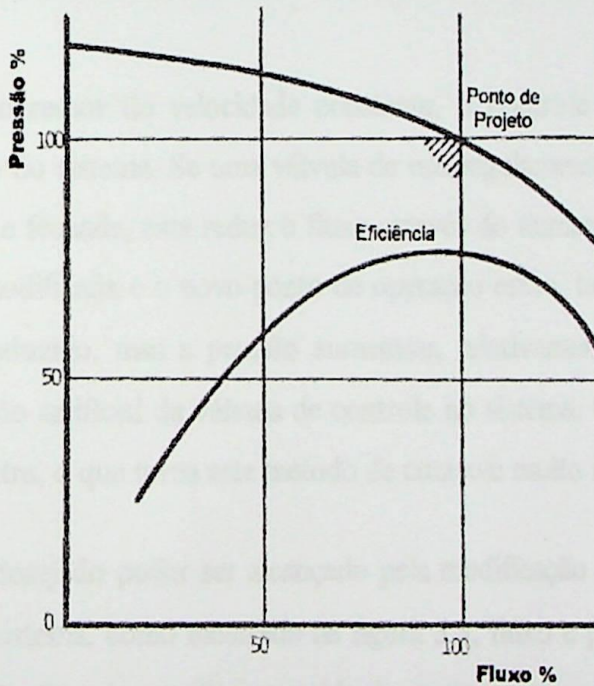


Figura 5.1 - Curva Pressão x Fluxo típica de compressor.

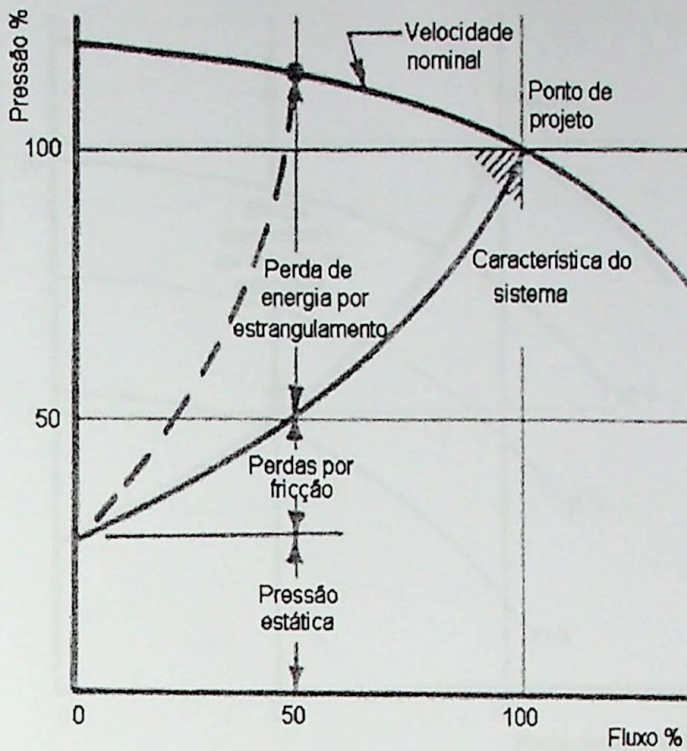


Figura 5.2 - Curva Pressão x Fluxo com a característica de operação do sistema.

Em um compressor de velocidade constante, o controle de fluxo é realizado pela alteração da fricção do sistema. Se uma válvula de estrangulamento é introduzida na saída do sistema parcialmente fechada, esta reduz o fluxo através do aumento da fricção no sistema. A curva do sistema modificada e o novo ponto de operação estão, também, mostrados na figura 5.2. O fluxo foi reduzido, mas a pressão aumentou, relativamente à pressão nominal, pela introdução da fricção artificial da válvula de controle no sistema. O compressor é obrigado a superar a fricção extra, o que torna este método de controle muito ineficiente.

Se o fluxo desejado puder ser alcançado pela modificação da curva do compressor ao invés da curva do sistema, como mostrado na figura 5.3, fluxo e pressão poderiam ambos ser reduzidos juntos. De fato, a pressão requerida do compressor seria reduzida relativamente à redução do fluxo. A redução da velocidade do compressor resulta na alteração da curva do mesmo, como mostrado.

A variação da velocidade de acionamento pelo Inversor de Frequência faz a curva do compressor se mover ao longo da curva de resistência do sistema. Por outro lado, o uso de uma válvula de controle na descarga faz a curva do sistema se mover ao longo da curva do compressor.

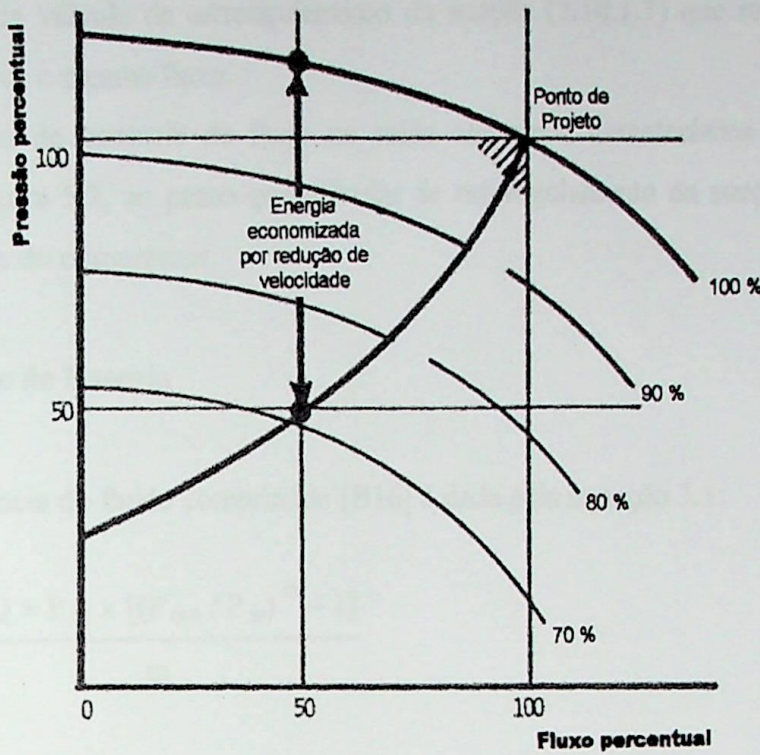


Figura 5.3 - Curva Pressão x Fluxo com a família de curvas de velocidade do compressor.

Em aplicações dinâmicas (centrífugas), um compressor segue as leis de afinidade, de sistemas de fluido simples, relativas ao efeito da redução da velocidade sobre a performance do sistema. As leis importantes para a análise de energia em velocidade variável relacionam velocidade à vazão, à pressão e à potência de eixo do compressor:

$$Q \propto N$$

$$P \propto N^2$$

$$P_{ar} \propto N^3$$

$$\eta_c$$

Destas relações, uma família de curvas de velocidade podem ser construídas, no gráfico pressão versus fluxo, da curva original à velocidade nominal. A figura 5.3 mostra uma família típica de curvas de velocidade. Com uma redução da velocidade, o fluxo é reduzido ao longo da linha característica do sistema até o fluxo desejado ser alcançado. A energia economizada é uma medida da redução de pressão para alcançar o novo fluxo.

É importante ressaltar que o método de controle de fluxo de compressores através de válvula de estrangulamento na saída é o menos eficiente e o menos usado, dada a

superioridade da válvula de estrangulamento da sucção (2.10.1.3) que requer uma potência menor para gerar o mesmo fluxo.

Válvulas de controle de fluxo na saída alteram a característica do sistema, como ilustrado na figura 5.2, ao passo que válvulas de estrangulamento da sucção alteram a curva de performance do compressor.

### 5.2.1 - Análise de Energia

A potência do fluido comprimido [B16] é dada pela equação 5.1:

$$P_{ar} = \frac{Q \times P_{in} \times [(P_{out} / P_{in})^m - 1]}{m} \quad (5.1)$$

$$P_{el} = \frac{Q \times P_{in} \times [(P_{out} / P_{in})^m - 1]}{m \times \eta_c \times \eta_m \times \eta_{Inv}} \quad (5.2)$$

Onde:

$$m = (k - 1) / k$$

k: Constante isoentrópica do fluido;

Q: Vazão [m<sup>3</sup>/min];

P<sub>in</sub>: Pressão de admissão [Kgf/cm<sup>2</sup>];

P<sub>out</sub>: Pressão de saída do compressor [Kgf/cm<sup>2</sup>];

P<sub>el</sub>: Potência elétrica [kW];

η<sub>c</sub>: Rendimento do Compressor;

η<sub>m</sub>: Rendimento do motor;

η<sub>Inv</sub>: Rendimento do Inversor de Frequência.

Como uma aproximação, se diz que a potência do fluido é igual ao produto da vazão pela pressão. Já que as curvas do compressor e do sistema são dimensionadas em pressão e vazão, a potência pode ser representada por um retângulo para cada condição de operação como mostrado na figura 5.4a, na qual os pontos 1, 2 e 3 se referem a:

- 1: Fluxo livre.
- 2: Fluxo estrangulado.
- 3: Inversor de Frequência.

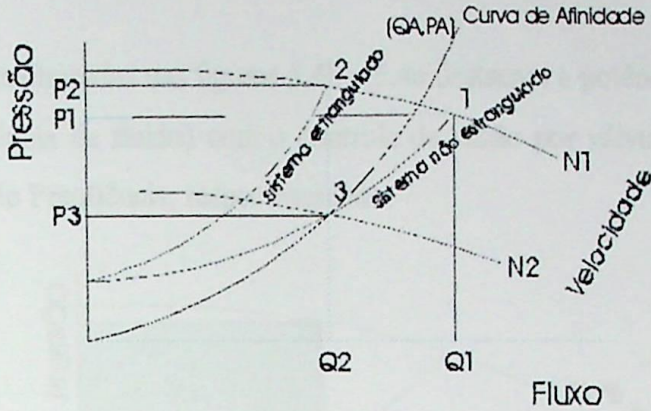


Figura 5.4a - Pontos de operação do compressor.

De acordo com as leis de afinidade, na curva de afinidade para compressores dinâmicos, têm-se que:

$$\frac{Q2}{QA} = \frac{N2}{N1} \therefore N2 = \frac{N1 \times Q2}{QA} \quad (5.3)$$

$$\frac{P3}{PA} = \frac{C}{C} \times \frac{(Q2)^2}{(QA)^2} = \frac{(N2)^2}{(N1)^2} \quad (5.4)$$

$$\frac{P_{ar} A / \eta_c A}{P_{ar} 3 / \eta_c 3} = \frac{(N1)^3}{(N2)^3} \quad (5.5)$$

Quando não há pressão estática, a curva do sistema é uma curva de afinidade que passa pelo ponto de projeto. Neste caso, a determinação da velocidade reduzida do ponto de operação é simples e de acordo com a primeira equação de afinidade, na qual a velocidade é proporcional ao fluxo, usando o ponto de fluxo nominal como o ponto inicial.

A curva de afinidade é uma curva parabólica desenhada a partir de um ponto particular de pressão e vazão (3) e a origem, de acordo com a segunda lei de afinidade, a qual diz que para sistemas sem pressão estática, a pressão é proporcional ao quadrado da vazão (equação 5.4). O ponto no qual a curva de afinidade intercepta a curva do compressor é, então, usado

para determinar a velocidade do motor (equação 5.3), sendo o ponto inicial correto na velocidade nominal.

Em suma, a aplicação dos princípios da dinâmica dos fluidos permite a determinação da velocidade para cada condição de fluxo.

As áreas hachuradas nas figuras 5.4b e 5.4c destacam a potência requerida, de saída do compressor (potência de fluido) com o controle de vazão por válvula de estrangulamento na saída e Inversor de Freqüência, respectivamente.

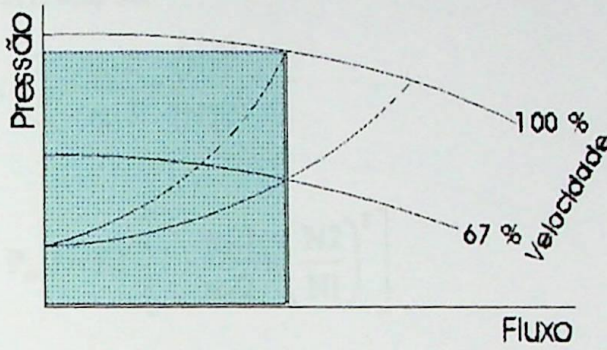


Figura 5.4b - Potência requerida – válvula de estrangulamento na saída.

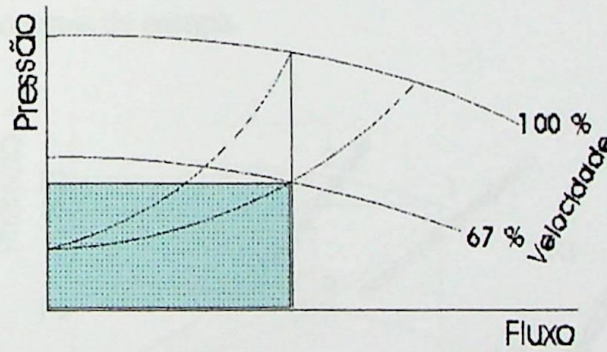


Figura 5.4c - Potência requerida - Inversor de Freqüência.

Considerando que:

$$\frac{P_{arA}}{\eta_{cA}} \cong \frac{P_{ar2}}{\eta_{c2}}$$

$$\frac{PA \times QA}{\eta_{cA}} \cong \frac{P2 \times Q2}{\eta_{c2}} \tag{5.6}$$

Substituindo 5.6 em 5.5, vem:

$$\frac{\left(\frac{P2 \times Q2}{\eta_c 2}\right)}{\left(\frac{P3 \times Q2}{\eta_c 3}\right)} = \frac{(N1)^3}{(N2)^3}$$

Logo:

$$\frac{P2}{P3} = \frac{\eta_c 2}{\eta_c 3} \times \frac{(N1)^3}{(N2)^3} \quad (5.7)$$

Da equação 5.7, tem-se:

$$\frac{P_{ar} 2}{P_{ar} 3} = \frac{Q2}{Q2} \times \frac{P2}{P3} = \frac{\eta_c 2}{\eta_c 3} \times \frac{(N1)^3}{(N2)^3}$$

$$\Delta P = P_{ar} 2 - P_{ar} 3 = P2 \cdot \left[ 1 - \frac{\eta_c 3}{\eta_c 2} \times \left(\frac{N2}{N1}\right)^3 \right] \quad (5.8)$$

Logo, a equação 5.8 indica a diferença de potência, representada pela área hachurada na figura 5.5, entre a operação com o Inversor e a válvula. Nota-se que quanto menor é a vazão, maior é a economia de energia.

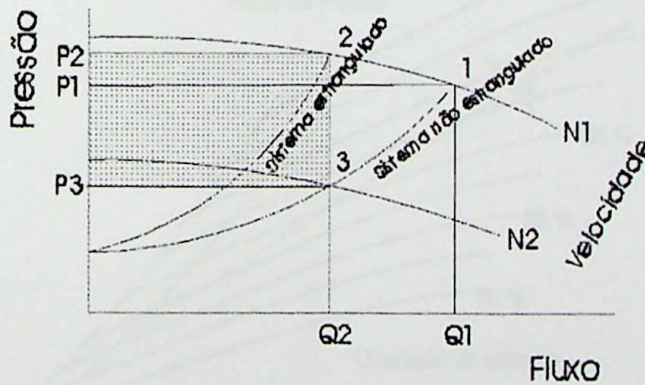


Figura 5.5 – Potência economizada.

Os arranjos convencionais de controle de vazão, sejam por válvula de estrangulamento ou bypass (item 2.10.1.2), penalizam o sistema no aspecto de conservação de energia.

A redução da potência de ar comprimido requerida em velocidade reduzida resulta em menores perdas no compressor e no motor. Quando a velocidade do compressor é reduzida,

seu rendimento é considerado constante. O rendimento do ponto de operação em velocidade reduzida pode ser maior que o rendimento em velocidade constante para a mesma vazão.

A figura 5.6 mostra o conjunto de curvas de potência mecânica versus fluxo (obtidas dividindo-se, em cada ponto, a potência do fluido comprimido pelo respectivo rendimento do compressor) junto com as curvas de pressão versus fluxo fornecidas pelo fabricante de um determinado compressor.

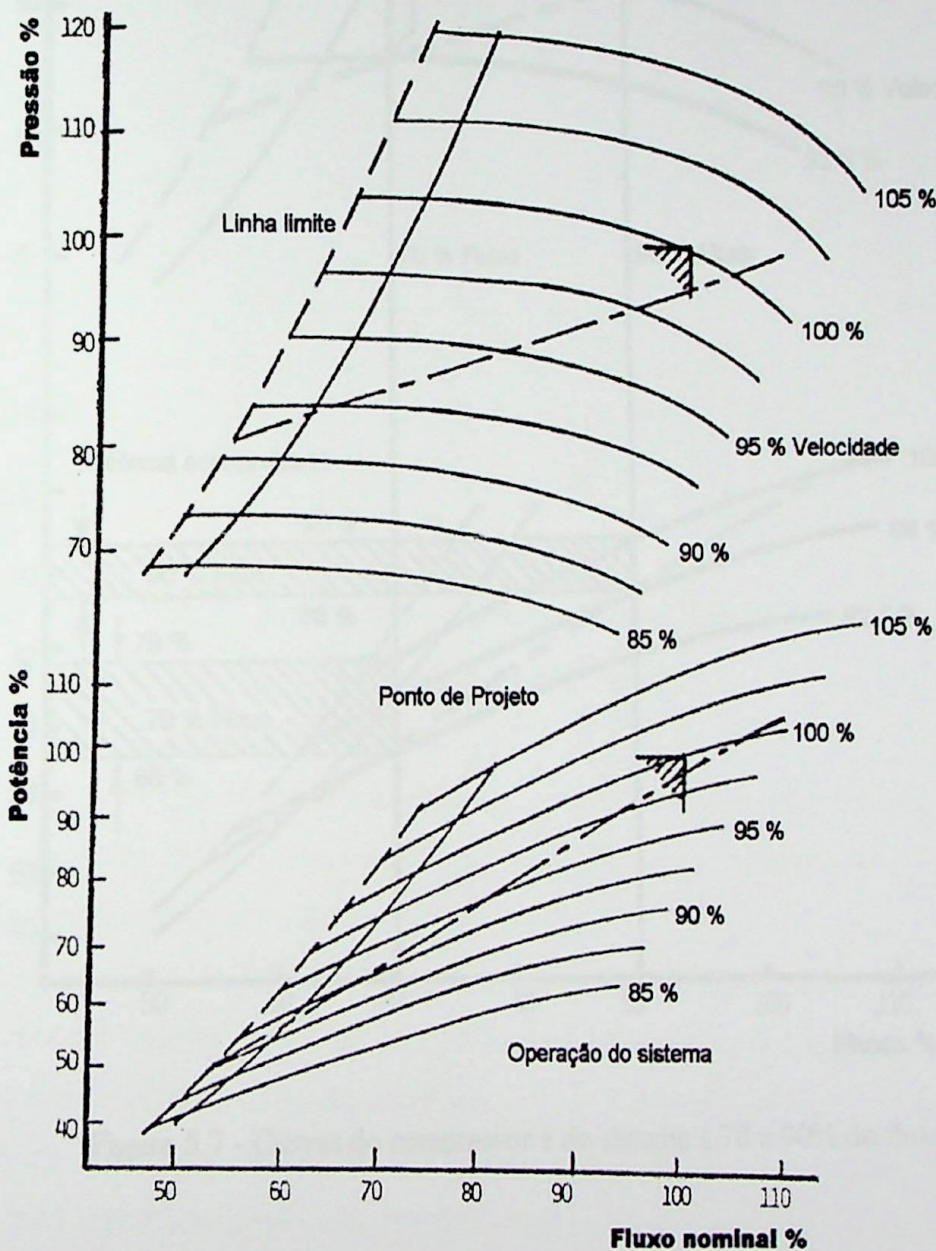


Figura 5.6 - Curvas Pressão/Fluxo fornecidas pelo fabricante com a curva de operação do sistema incluída.

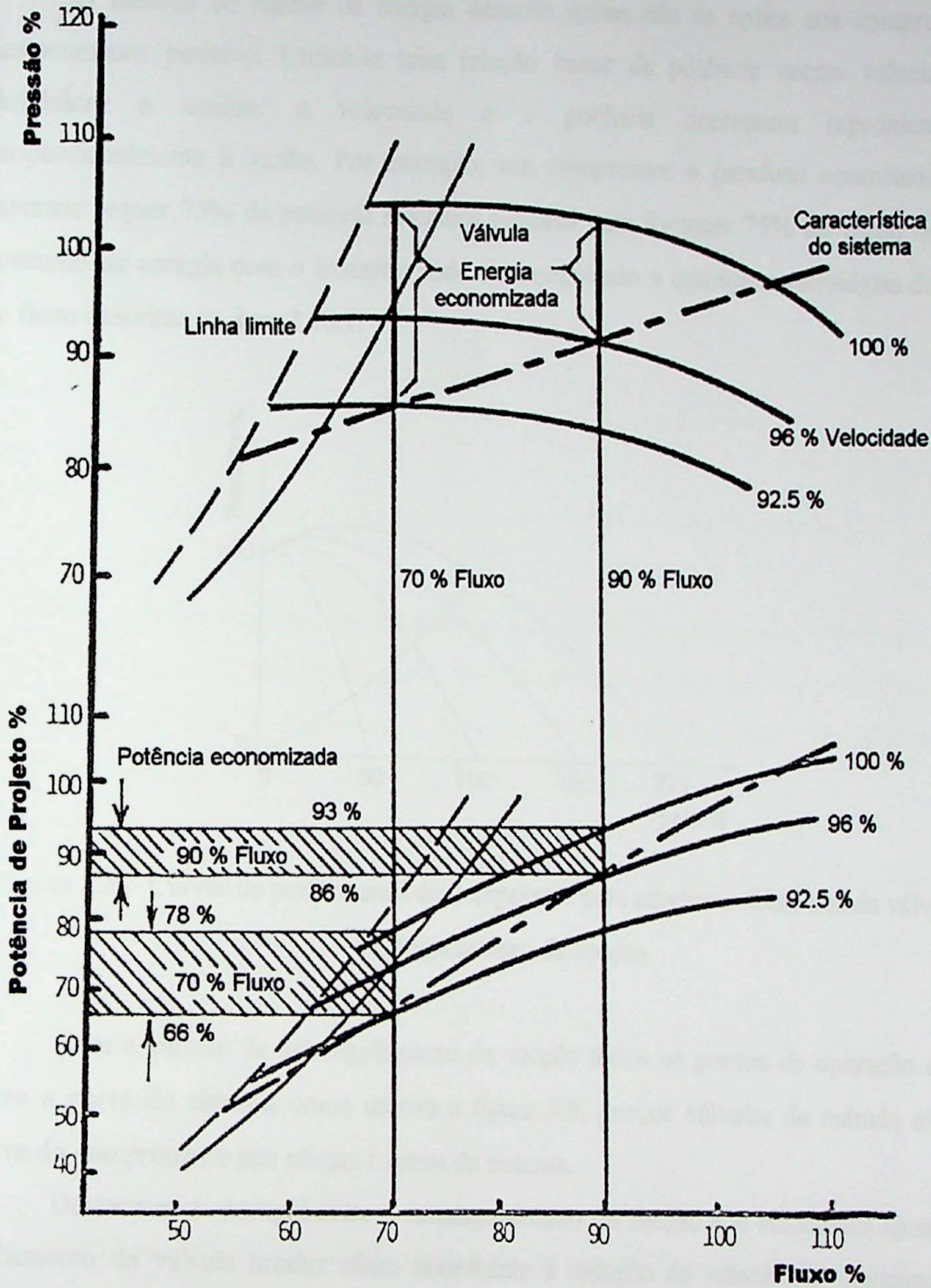


Figura 5.7 - Curvas do compressor e do sistema a 70 e 90% do fluxo.

O método de análise de energia descrito acima não se aplica aos compressores de deslocamento positivo. Utiliza-se uma relação linear de potência versus velocidade para simplificar a análise: a velocidade e a potência decrescem (aproximadamente) proporcionalmente à vazão. Por exemplo, um compressor a parafuso controlado por um Inversor requer 75% da potência mecânica nominal para fornecer 75% da vazão nominal. O consumo de energia com o Inversor pode ser comparado a quaisquer estratégias de controle de fluxo descritas no item 2.10.1.

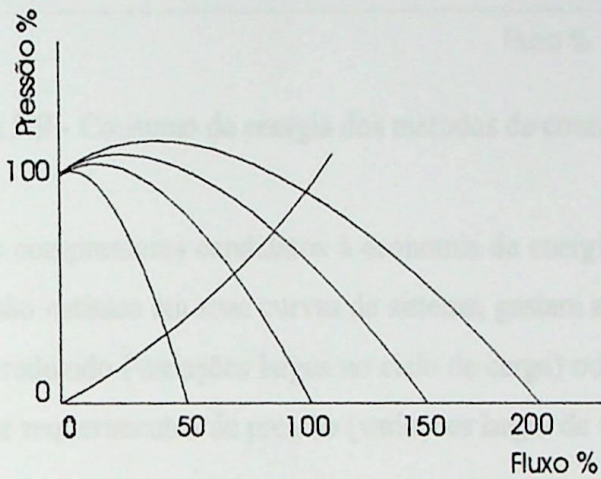


Figura 5.8 – Curvas de performance do compressor para aberturas diferentes da válvula de estrangulamento da sucção.

Com a válvula de estrangulamento da sucção todos os pontos de operação ocorrem sobre a curva do sistema, como mostra a figura 5.8, porque válvulas de entrada alteram a curva do compressor e não afetam a curva do sistema.

Destaca-se a analogia entre o estrangulamento da sucção e a velocidade ajustável. O fechamento da válvula produz efeito semelhante à redução de velocidade, enquanto a sua abertura é análoga ao aumento da velocidade.

Pelo fato deste método ser mais eficiente que os demais, se requer uma avaliação precisa para determinar se a economia de energia justifica a instalação de um Inversor. Para tal, se não houver curvas de rendimento para a combinação compressor/válvula, a alternativa é medir a potência elétrica demandada pelo motor.

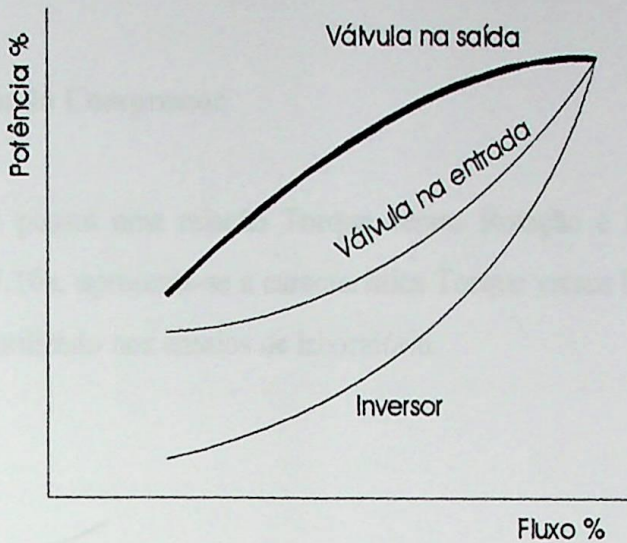


Figura 5.9 - Consumo de energia dos métodos de controle de fluxo.

Os melhores compressores candidatos à economia de energia são, geralmente, aqueles que têm baixa pressão estática em suas curvas de sistema, gastam a maior parte de seu tempo operando em fluxo reduzido (variações largas no ciclo de carga) ou são dominados pelo fluxo do sistema e não por requerimentos de pressão (variações largas de fluxo).

Para se calcular efetivamente a energia elétrica consumida com o Inversor e a válvula, são necessários os seguintes dados:

- A curva do compressor com dados de rendimento.
- A curva do sistema.
- Ciclo de carga do sistema.
- Dados de rendimento do Inversor e motor.

Calcula-se, no capítulo 6, a economia de energia comparando-se métodos de controle de vazão para o ciclo de carga de uma instalação ilustrado na figura 5.7.

### 5.3 - Ensaio Laboratorial

#### 5.3.1 - Modelagem do Compressor

Toda carga possui uma relação Torque versus Rotação e Potência versus Rotação típicas. Na figura 5.10a, apresenta-se a característica Torque versus Rotação do compressor a pistão alternativo, utilizado nos ensaios de laboratório.

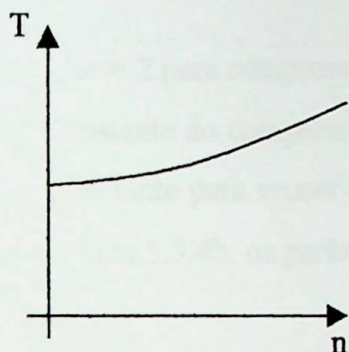


Figura 5.10a - Característica Torque × Rotação do compressor a pistão.

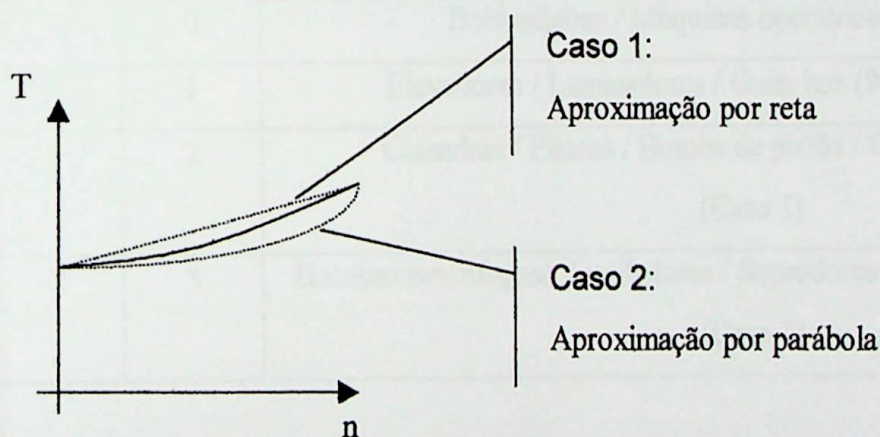


Figura 5.10b - Aproximações da relação  $T \times n$ .

A equação 5.9 rege a relação Torque × Rotação:

$$T_L = k_1 + k_2 \cdot n^x \quad (5.9)$$

Também, pode-se provar que a potência é dada por:

$$P \sim n^\alpha \quad (5.10)$$



Onde:

$T_L$ : Torque da carga (Nm);

P: Potência (kW);

n: Velocidade de rotação (rpm);

x: Coeficiente de variação do torque em função da rotação;

$\alpha$ : Coeficiente de variação da potência em função da rotação;

$k_1$  e  $k_2$ : Constantes a serem determinadas, específicas para cada carga.

$x = 1$ ,  $\alpha = 2$  para compressor a pistão.

$k_2$ : Constante do compressor.

$k_1$ : Constante para vencer a inércia do compressor. O Inversor propicia torque extra. Detalha-se, no item 5.3.4b, os parâmetros do Inversor para esta finalidade.

Generalizando para diferentes cargas mecânicas, têm-se:

x	$\alpha$	Carga
- 1	0	Bobinadeiras / Máquinas operatrizes / Frezadoras
0	1	Elevadores / Laminadores / Guinchos (90% das aplicações)
1	2	Calandras / Plainas / Bomba de pistão / Compressor a pistão (Caso 1)
2	3	Bombas centrífugas/ Ventiladores / Sopradores / Compressores dinâmicos (Caso 2)

Logo, as cargas mecânicas podem ser classificadas como: torque constante, potência constante e torque variável. A carga de torque variável e potência variável, como o compressor, requer potência máxima na velocidade máxima. Os compressores são tipicamente a pistão.

A característica Torque versus Rotação do compressor a pistão pode ser linearizada com pouca aproximação, ou seja, o torque é proporcional à velocidade e a potência é proporcional ao quadrado da velocidade. Contudo, na prática, consideram-se dois casos na figura 5.10b: aproximação por reta, no caso 1, e aproximação por parábola, no caso 2.

As aproximações visam a parametrização do Inversor (item 5.3.4a), pois a característica básica de torque versus velocidade da carga deve ser conhecida pelo Inversor. Quando a característica de torque da carga é linear com a velocidade, deve-se operar o Inversor com relação V/f Linear. Quando a característica de torque da carga é proporcional ao quadrado da velocidade, deve-se operá-lo com relação V/f Quadrático.

### **5.3.2 - Equipamentos e Instrumentação Eletro-Eletrônicos utilizados**

- Inversor de Frequência SAMI GS – ABB de 30 [KVA].
- MIT de 220 V, 28 A, 60 Hz, 10 CV e 1750 rpm (4 pólos); Classe Isol. B.
- Aparelho portátil CIRCUTOR AR5 para análise da rede elétrica e seu software AR.5 Vision.
- Alicates Hall de corrente - Tektronix.
- Osciloscópio de memória - Tektronix.
- PC.

### **5.3.3 - Descrição da Bancada de Ensaio**

A instalação elétrica dos equipamentos visou minimizar os efeitos de interferência eletromagnética.

Os parâmetros do Inversor de Frequência, com dados da aplicação e dados específicos do motor, foram setados para adaptar a esta aplicação de controle de velocidade.

O monitoramento das grandezas elétricas senoidais de entrada do Inversor foi feito pelo aparelho AR5 da CIRCUTOR, através da conexão trifásica dos seus alicates de corrente. No AR5, as grandezas elétricas e respectivas formas de onda como tensão, corrente, fator de potência e potências ativa e reativa, assim como os harmônicos até a ordem 30 e também a demanda, kWh e kVARh são lidos em tempo real, mas salvos na memória EEPROM em um período de amostragem setado de 20 s. Tais dados foram transferidos para um PC, através de um sistema de aquisição de dados, o software AR.5 Vision.

O alicate ou transdutor Hall de Corrente monitora o sinal de corrente na saída do Inversor. As formas de onda de corrente e tensão PWM na saída do Inversor foram visualizadas no osciloscópio de memória e transferidas deste para o computador através do software Grabber.

### 5.3.4 - Parametrização do Inversor de Frequência

#### a) Relação V/f

**Parâmetro 27.4\_V/f Ratio:** Relação Tensão / Frequência na região de fluxo magnético constante. O Inversor opera nesta região (abaixo de 60 Hz), na qual a componente fundamental da tensão de saída do Inversor aumenta proporcionalmente à frequência.

Linear: A tensão do motor varia linearmente com a frequência.

Quadrático: A tensão do motor é mantida menor que no caso anterior.

#### b) Torque extra

**Parâmetro 26.1\_Start Function:** Determina como o Inversor vai inicializar.

Ramp: Aceleração em rampa. O Inversor inicializa em rampa durante a aceleração do motor. Esta opção é padrão e foi usada nesta aplicação com tempo de aceleração setado de 15 s.

Flying: Esta opção é usada quando o motor já está rodando e ocorrem curtas interrupções da rede elétrica. A velocidade inicial é restabelecida, o “drive” inicializa suavemente na frequência máxima, ao invés de inicializar em 0 Hz, e esta vai decrescendo até a velocidade da carga ser encontrada.

Torque Boost: Corrente inicial automática, propicia alto torque de partida. Ativo apenas de 0 a 20 Hz ou até a referência de velocidade ser atingida. O Torque Boost não é ativado se a frequência de saída cair abaixo de 20 Hz.

A seleção do valor da corrente inicial é feita no Parâmetro 26.2\_Torque Boost CUR e sua faixa de variação é de 0,5 ... 2,0  $I_N$  [A], sendo  $I_N$  a corrente nominal do motor.

Flying + Torque Boost: Ambas as funções são ativadas.

**Parâmetro 27.6\_IR-Compensation:** Permite torque extra nas velocidades entre 0.1 a 60 Hz. Este parâmetro é sempre válido nesta faixa de velocidade, o que o diferencia da opção Torque Boost, descrita acima.

A compensação padrão é manual, logo seta-se o nível da tensão de compensação no parâmetro 27.7\_IR-Comp Voltage e o valor máximo da freqüência em que a compensação se anula no parâmetro 27.8\_IR-Comp Range. Os valores setados nesta aplicação foram  $0.1 \cdot U_N$  (22 V) e 10 Hz, respectivamente, conseguindo-se, deste modo, partir o sistema compressor.

### 5.3.5 - Fotos do Ensaio

A área de Compressores, figura 5.11, faz parte do Laboratório de Máquinas Térmicas que está subordinado ao Departamento de Mecânica do Instituto de Engenharia Mecânica da UNIFEI.

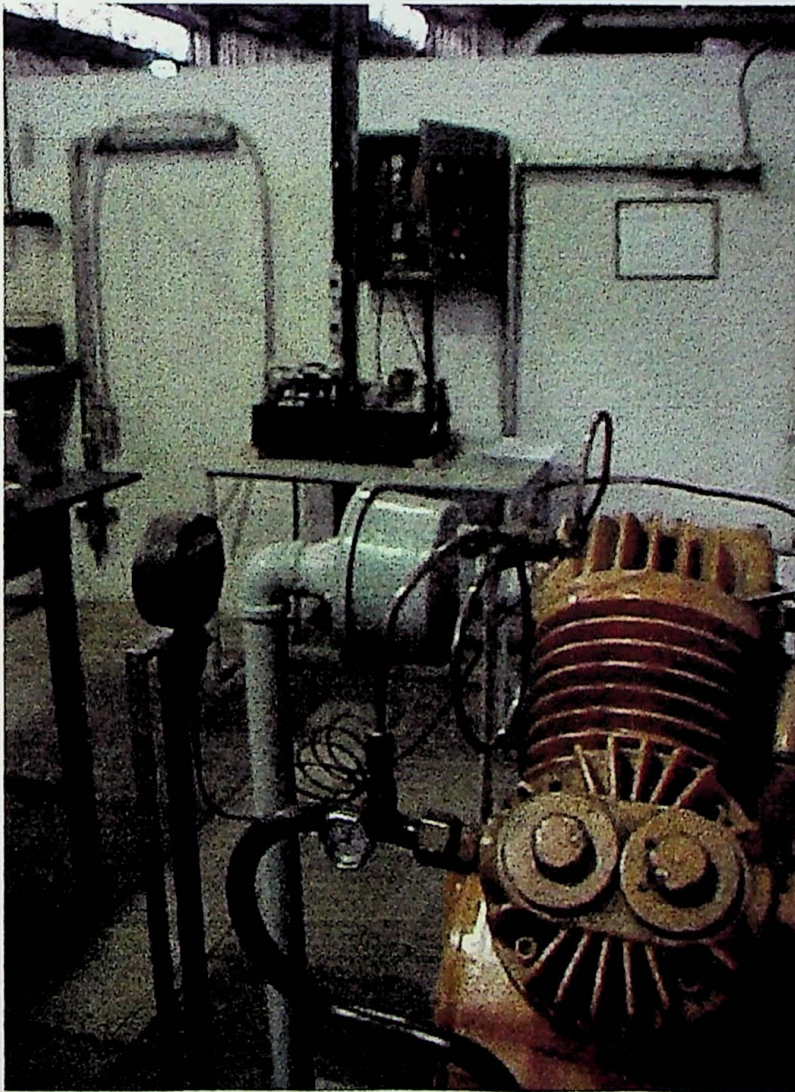


Figura 5.11 - Laboratório de ensaio.

A figura 5.12a mostra o Inversor conectado ao painel da rede de alimentação.

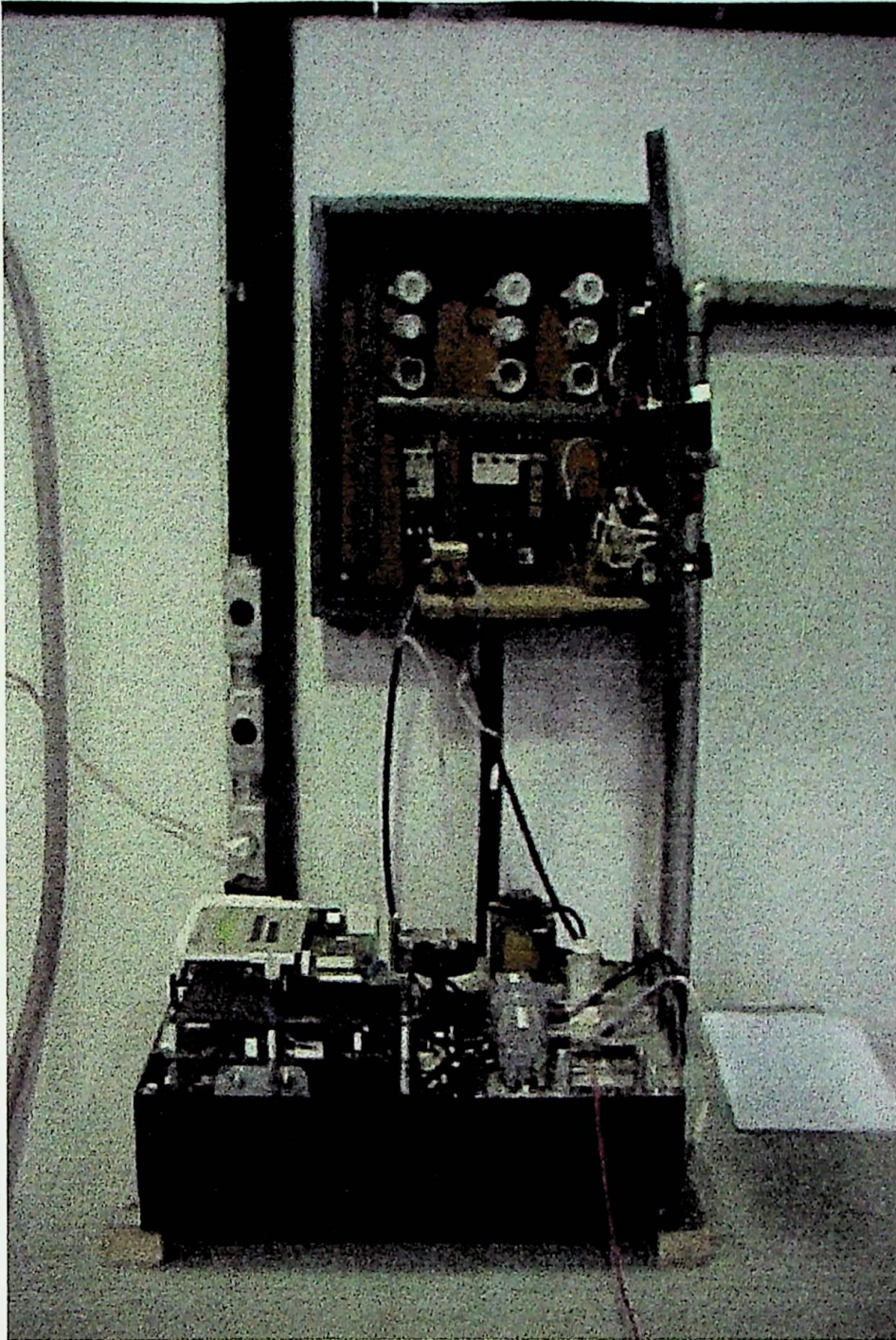


Figura 5.12a - Alimentação do Inversor de Freqüência pela rede CA.

Na figura 5.12b, destaca-se a placa de interface de controle que incorpora o painel de controle digital com um “display” alfanumérico e teclado pelo qual são feitos todos os ajustes do Inversor. Também se destacam as conexões trifásicas da rede de alimentação e do motor.

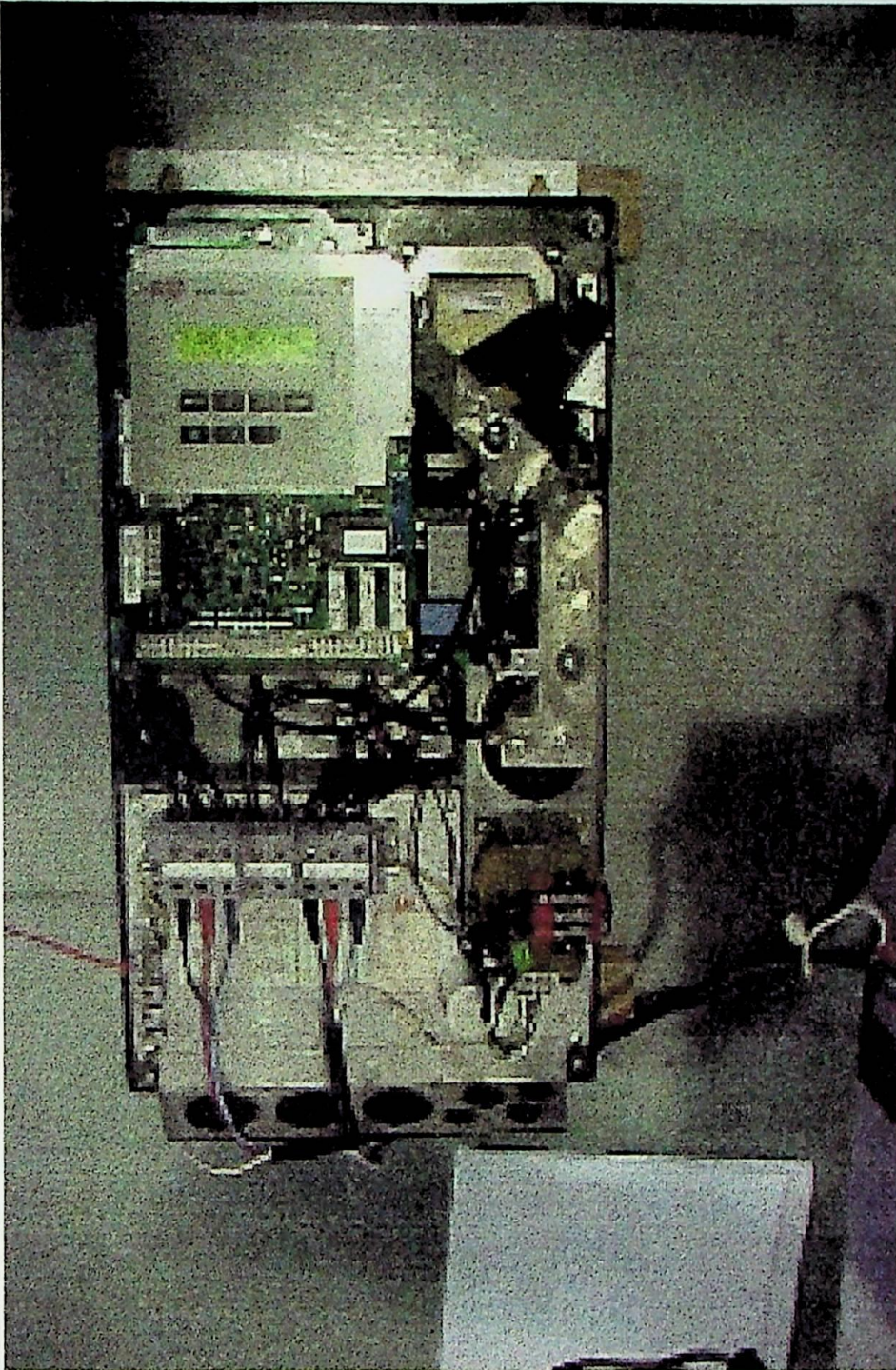


Figura 5.12b - Inversor de Freqüência.

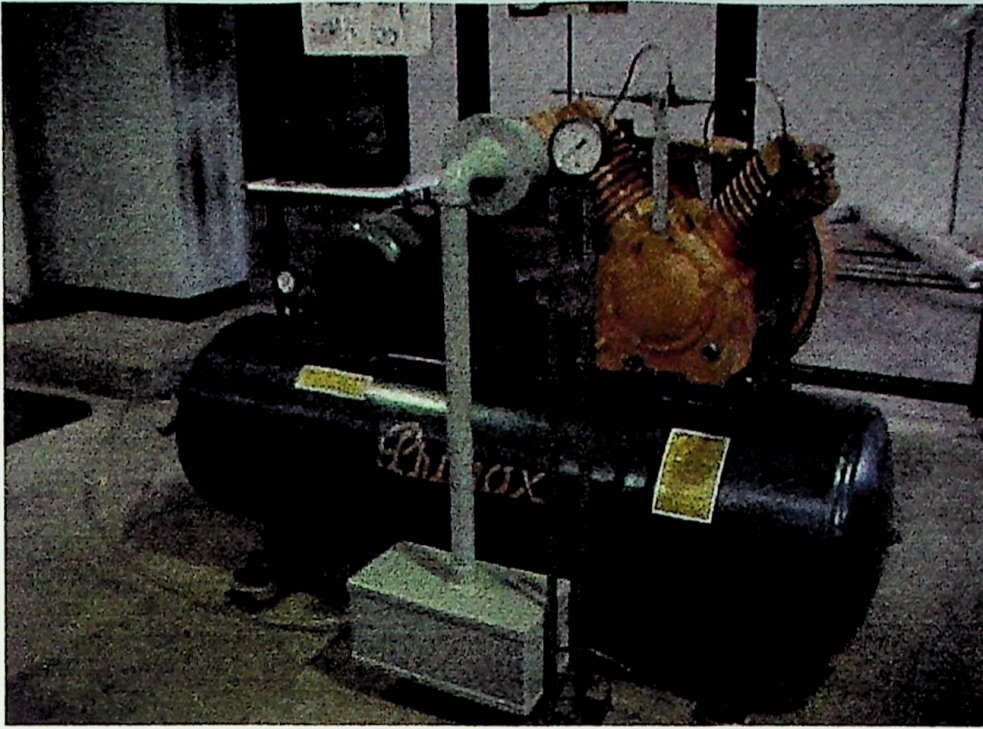


Figura 5.13a - Compressor Alternativo de simples efeito, de dois cilindros (disposição em V) e dois estágios. Destaca-se o reservatório de ar comprimido.

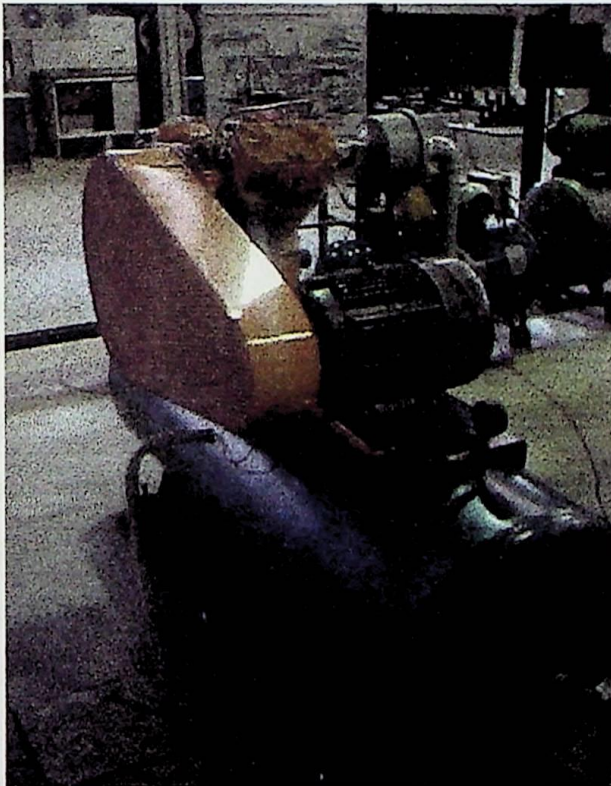


Figura 5.13b - Vista do Compressor Alternativo. Destaca-se o MIT e o sistema biela manivela.

Apresenta-se, na figura 5.13, o compressor de ar de alta pressão ensaiado. Tem válvulas automáticas e é refrigerado a ar.

### **5.3.6 - Descrição do Ensaio**

O compressor alternativo é sucedido pelo reservatório e válvula de controle. A regulação de abertura da válvula determina a pressão no reservatório. Um pequeno fechamento dessa válvula imprime uma tendência de elevação na pressão do reservatório, aumentando a pressão de descarga e diminuindo a vazão.

Os pontos de pressão em regime são escolhidos entre zero e a pressão máxima para a qual está regulado o pressostato do compressor.

As pressões adotadas no reservatório foram 2,5; 4,9; 7,5 e 9,7 [kgf/cm<sup>2</sup>]:

- Para cada pressão, ensaiaram-se duas velocidades correspondentes às frequências de 45 e 60 Hz. Esta conduta foi feita para o caso 1 (\*), setando-se a relação V/f Linear no Inversor e repetida para o caso 2 (\*), setando-se V/f Quadrático.
- Ensaiou-se o compressor alimentando-se seu motor de acionamento direto da rede, para efeito de comparação.

(\*) Vide item 5.3.1 - Figura 5.10b.

### **5.3.7 - Dificuldades encontradas**

Ao se monitorar a tensão de saída do Inversor com um osciloscópio, o nível de distúrbio no terminal do Inversor é capturado pelo "ground" do canal, ocasionando interferências em equipamentos susceptíveis ao ruído como o PC. Logo, tal forma de onda não pôde ser capturada pelo software Grabber com o Inversor acionado. A figura 4.15 ilustra as formas de ondas típicas da saída do equipamento para um Inversor genérico.

### **5.3.8 - Bancos de Dados levantados**

Para cada pressão e para cada velocidade gerou-se um arquivo no aparelho AR.5 com as medições elétricas. No total, foram 20 arquivos.

Na figura 5.14, a coluna "Phase" III corresponde à média das "Phases" 1, 2 e 3. Assim, somaram-se as médias de cada amostragem e dividiu-se pelo número de amostras. Isto foi feito para a potência (W), corrente (mA) e fator de potência de cada arquivo. Deste modo, geraram-se os gráficos P [W],  $I_{RMS}$  [mA] e FP versus Pressão [Kgf/cm<sup>2</sup>]. O gráfico S [VA] versus Pressão [Kgf/cm<sup>2</sup>] foi obtido pela divisão de P [W] por FP.

O THD<sub>1</sub>% foi calculado do mesmo modo, exceto que não se dispõe da média das fases 1, 2 e 3 já calculada, porém com base na tela da figura 5.15, a qual também registra as formas de ondas de correntes e tensões na rede CA 60 Hz, obtém-se a média dos THD<sub>1</sub>% das fases, calculando-se, em seguida, a média das médias e dividindo-se pelo número total de amostras. Deste modo, gerou-se o gráfico THD<sub>1</sub>% versus Pressão [Kgf/cm<sup>2</sup>].

Date 29/12/2000 15:39:40		Period: 00:00:20		
	Phase 1	Phase 2	Phase 3	Phase III
<b>Voltage (V)</b>	127	127	127	127
<b>Maximum Voltage (V)</b>	128	127	127	
<b>Minimum Voltage (V)</b>	127	127	127	
<b>Current(mA)</b>	13069	14220	15065	14118
<b>Maximum Current(mA)</b>	13452	14678	15524	
<b>Minimum Current(mA)</b>	12534	13761	14377	
<b>Power (W)</b>	1217	1406	1478	4101
<b>Reactive P. L (var)</b>	158	0	246	404
<b>Reactive P. C (var)</b>	0	0	0	0
<b>Power factor</b>	0.73	-0.77	0.77	0.76
	<b>Active(Wh)</b>	<b>Reactive L(varh)</b>	<b>Reactive C(varh)</b>	
<b>Energies</b>	7064.029	3363.403	62.696	
<b>Frequency (Hz)</b>				60

Figura 5.14 - Monitoramento da rede CA - Tela de visualização principal do CIRCUTOR AR.5.

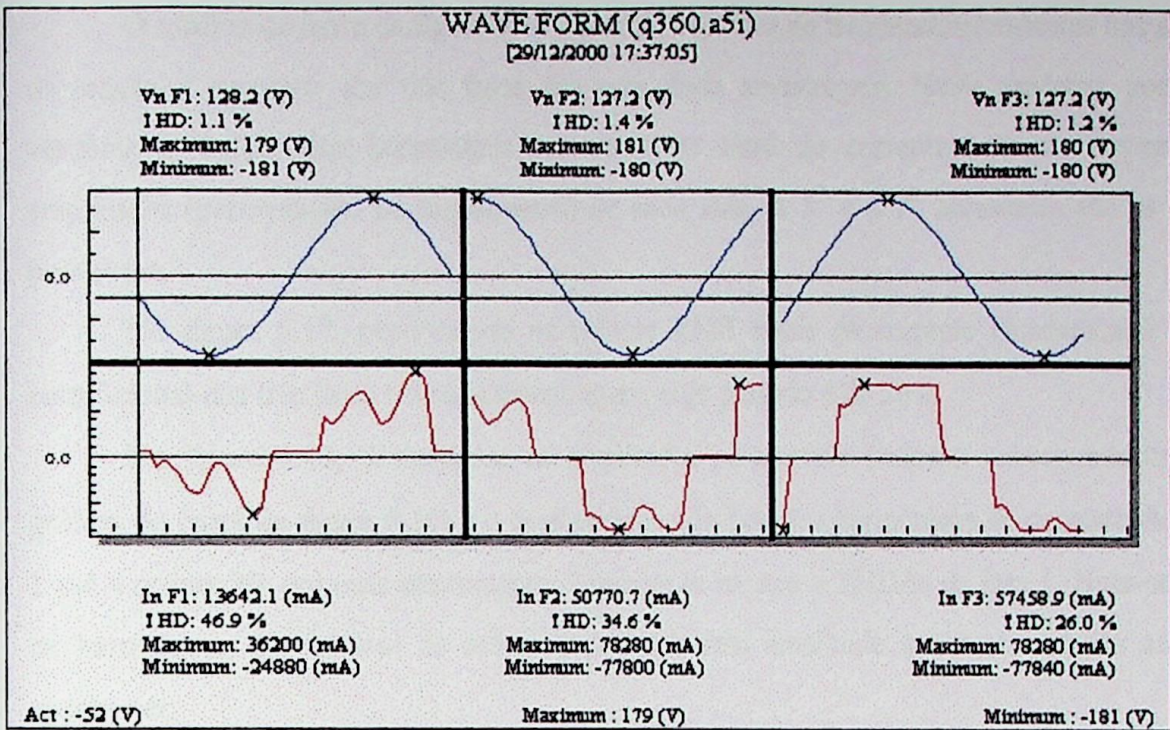


Figura 5.15 - Formas de ondas de tensões e correntes na rede CA / THD% - Tela de visualização do CIRCUTOR AR.5.

### 5.3.9 - Análise das Formas de Onda de Entrada

#### 5.3.9.1 - Considerações Gerais

Harmônicos é a denominação de uma distorção na forma de onda do sinal elétrico que não possui somente a frequência fundamental em sua composição, mas também sinais cujas frequências são múltiplas da fundamental. Os Inversores de Frequência introduzem correntes harmônicas produzidas pela ponte retificadora, no sistema de potência devido à característica não-linear da operação eletrônica. A figura 5.15 mostra as correntes harmônicas.

A maioria dos sistemas de potência pode absorver níveis significativos de correntes harmônicas sem produzir níveis excessivos de distorção de tensão.

Distúrbios da qualidade da energia como harmônicos resultam em perdas e sobreaquecimento no sistema de potência e distúrbios em contadores.

A forma de onda da corrente em um circuito com cargas não lineares (que usam semicondutores de potência como transistores, diodos, tiristores, GTOs) possui um formato não senoidal. É a distorção harmônica devido à carga não linear.

As figuras 5.16, 5.17 e 5.18 mostram as telas de visualização do analisador AR.5.

O gráfico de barra da figura 5.16 mostra o espectro de frequências existentes nos sinais de tensão e corrente, das três fases, em uma dada amostragem. Neste espectro, pode-se verificar a ordem dos harmônicos existentes no sinal de corrente com as respectivas amplitudes (percentagem da fundamental) de cada fase. A 5<sup>th</sup> e a 7<sup>th</sup> harmônica são as mais poderosas.

Na figura 5.17, observam-se os valores RMS totais da corrente (fundamental mais harmônicos) das três fases em cada amostragem, cujo período é de 20 s.

Na figura 5.18, destacam-se as amplitudes percentuais (valores correspondentes no gráfico de barra da figura 5.16) e o deslocamento de fase dos harmônicos de corrente da fase 1 até a ordem 30, em uma amostragem. Também se mostra o THD<sub>1</sub>% da fase 1. Nota-se que os harmônicos de corrente de ordem ímpar tem uma amplitude maior em relação aos de ordem par.

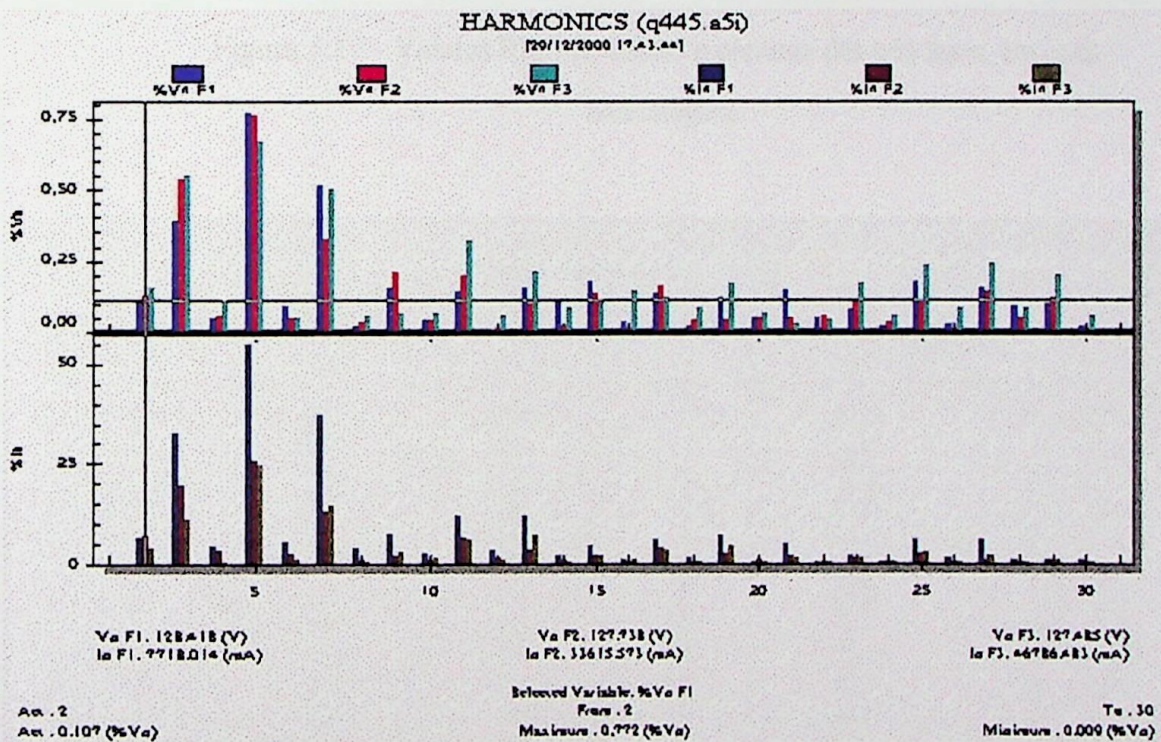


Figura 5.16 - Espectro harmônico em uma amostragem.

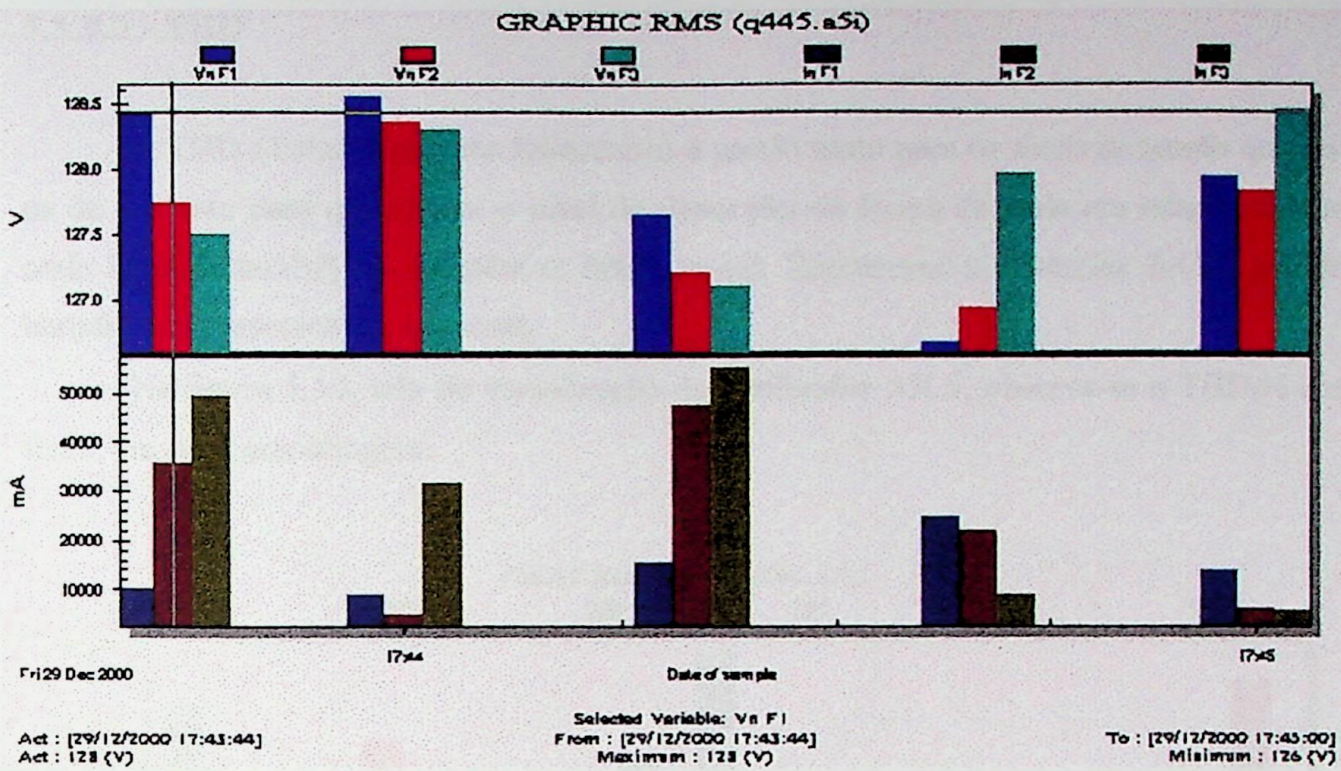


Figura 5.17 - Valores RMS de tensão e corrente das três fases, em cada amostragem.

Date 29/12/2000 15:39:18

Phase voltage1			Phase current1		
Vrms (V):128.25	THD:1.10		Irms (mA):7445.79	THD:64.52	
Fundamental (V):128.24	Disphase [°]:272.31		Fundamental (mA):5685.73	Disphase [°]:254.02	
Harmonic	Amplitude (%)	Disphase[°]	Harmonic	Amplitude (%)	Disphase[°]
2	0.05	245	2	12.27	21
3	0.63	26	3	27.09	92
4	0.07	334	4	5.09	192
5	0.72	188	5	66.11	219
6	0.02	169	6	1.09	254
7	0.38	131	7	36.87	27
8	0.08	113	8	6.09	350
9	0.18	65	9	8.86	58
10	0.05	210	10	1.77	194
11	0.21	302	11	10.77	205
12	0.04	239	12	0.79	158
13	0.10	283	13	7.92	282
14	0.06	179	14	4.22	280
15	0.05	283	15	5.43	338
16	0.02	278	16	1.76	138

Figura 5.18 - Harmônicos da fase 1, em uma amostragem.

5.3.9.2 - THD

O THD (Total Harmonic Distortion) é usado tanto para os sinais de tensão quanto para os de corrente para quantificar o nível de distorção da forma de onda em relação à forma de onda ideal (senoidal) na frequência fundamental. Representa a distorção devido a todos os harmônicos presentes em um sinal.

Na figura 5.19, tela de visualização do analisador AR.5, observa-se o THD<sub>I</sub>% das três fases, em cada amostragem.

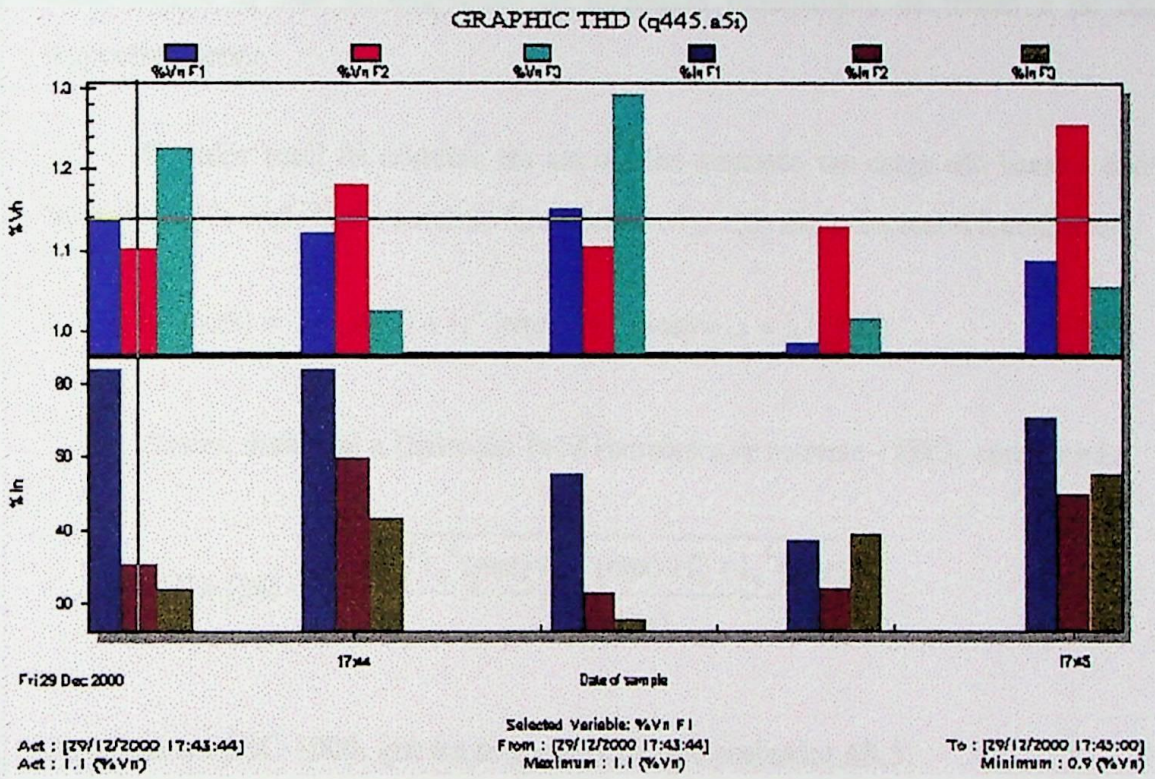


Figura 5.19 - THD.

A distorção harmônica pode ser quantificada de várias formas. É definida como sendo uma porcentagem da frequência fundamental, conforme IEEE-519, e é calculada através das equações 5.11 e 5.12 para a tensão e corrente, respectivamente.

Distorção Harmônica Total de Tensão (THD<sub>V</sub>):

$$THD_V = \sqrt{\frac{\sum_{n=2}^{\infty} V_n^2}{V_1^2}} \times 100\% \quad (5.11)$$

Distorção Harmônica Total de Corrente (THD<sub>I</sub>):

$$THD_I = \sqrt{\frac{\sum_{n=2}^{\infty} I_n^2}{I_1^2}} \times 100\% \quad (5.12)$$

$V_n$  e  $I_n$  são as amplitudes dos harmônicos de ordem  $n$ , de tensão e de corrente, respectivamente.

$V_1$  e  $I_1$  são as amplitudes da frequência fundamental, de tensão e de corrente, respectivamente.

O valor total da corrente em um circuito contendo um carga não linear é dado pela equação 5.13, onde  $I_1$  é a corrente fundamental e  $I_2, \dots, I_n$  são as correntes harmônicas.

$$I^2 (rms) = I_1^2 (rms) + I_2^2 (rms) + I_3^2 (rms) + \dots + I_n^2 (rms) \quad (5.13)$$

Assim, define-se a Distorção Total Harmônica de corrente - THD<sub>I</sub>, como sendo:

$$THD_I (\%) = 100 \times \frac{\sqrt{I_2^2 (rms) + I_3^2 (rms) + \dots + I_n^2 (rms)}}{I_1 (rms)} \quad (5.14)$$

Ou conforme IEC-1000, que é a norma seguida pelo analisador AR.5:

$$THD_I (\%) = 100 \times \frac{\sqrt{I_2^2 (rms) + I_3^2 (rms) + \dots + I_n^2 (rms)}}{I_{TOTAL} (rms)} \quad (5.15)$$

THD<sub>V</sub> (%) é definido analogamente.

### 5.3.10 - Resultados Obtidos

Com as grandezas elétricas dos gráficos definidas no apêndice 1, segue-se à análise dos resultados obtidos a partir dos dados do CIRCUTOR AR.5.

**$I_{RMS} [mA] \times Press\tilde{a}o [Kgf/cm^2]$**

Na figura 5.20, observa-se que no gráfico  $I_{RMS} [mA] \times Press\tilde{a}o [Kgf/cm^2]$  a corrente requerida da rede de alimentação CA no modo V/f Quadrático é menor porque este propicia um torque menor em baixas velocidades (45 Hz). Isto ocorre porque a tensão do motor, nesta área de fluxo constante, é mantida menor em relação ao modo V/f Linear. O inversor opera com torques maiores no modo V/f Linear.

Nota-se que a corrente sem o Inversor, ou seja, com o MIT diretamente conectado à rede CA, é maior.

Calcula-se, a seguir, a corrente na operação com o Inversor como uma porcentagem da corrente no modo 60 Hz senoidal, para a pressão de 9,7 [Kgf/cm<sup>2</sup>]. Os valores em questão estão indicados no gráfico da figura 5.20.

$$\frac{21793 \times 100\%}{24651} = 88,41\% \quad - 60 \text{ Hz Linear}$$

$$\frac{21805,5 \times 100\%}{24651} = 88,46\% \quad - 60 \text{ Hz Quadrático}$$

$$\frac{19360,3 \times 100\%}{24651} = 78,54\% \quad - 45 \text{ Hz Linear}$$

$$\frac{18613,4 \times 100\%}{24651} = 75,51\% \quad - 45 \text{ Hz Quadrático}$$

Nota-se, com base nestes resultados, a diferença significativa que recai em menos perdas de energia no sistema, principalmente em baixa velocidade.

**$P [W] \times Press\tilde{a}o [Kgf/cm^2]$**

No gráfico  $P [W] \times Press\tilde{a}o [Kgf/cm^2]$  da figura 5.21, observa-se que, para uma dada pressão, a potência elétrica consumida em 45 Hz é menor, já que o número de revoluções por segundo do motor de acionamento do compressor é menor em 45 Hz do que em 60 Hz.

A potência ativa consumida com o Inversor é 6,74% maior em 60 Hz, conforme cálculo abaixo, pois há uma perda de capacidade de carga do motor causada pelo conteúdo harmônico no mesmo, além de se suprir as perdas por chaveamento e condução nos semicondutores de potência. Porém, deve-se salientar que a grande vantagem de se operar com o Inversor é o controle em uma ampla faixa de velocidade e não em apenas um único ponto de operação.

Calcula-se, a seguir, a diferença percentual entre a operação sem e com o Inversor para a pressão de 9,7 [kgf/cm<sup>2</sup>]. O numerador corresponde à diferença de potência ativa entre a operação com o Inversor e o modo 60 Hz senoidal, ao passo que o denominador corresponde ao valor da potência ativa consumida no modo senoidal.

$$\frac{+ 459,3}{6646,5} \times 100\% = + 6,91\% \quad - 60 \text{ Hz Linear}$$

$$\frac{+ 448}{6646,5} \times 100\% = + 6,74\% \quad - 60 \text{ Hz Quadrático}$$

$$\frac{- 792,1}{6646,5} \times 100\% = - 11,92\% \quad - 45 \text{ Hz Linear}$$

$$\frac{- 492,9}{6646,5} \times 100\% = - 7,41\% \quad - 45 \text{ Hz Quadrático}$$



Nota-se a redução de potência ao se operar em baixas velocidades, ou seja, frequências que não a nominal de 60 Hz, com o Inversor.

### **S [VA] × Pressão [Kgf/cm<sup>2</sup>]**

O Inversor de Frequência aumenta o rendimento global diminuindo o consumo de reativo em comparação ao acionamento do MIT direto da rede de alimentação CA.

A potência reativa necessária ao funcionamento do MIT é suprida pelo próprio Inversor.

A seguir, se calcula a potência aparente na operação com o Inversor como uma percentagem da potência aparente no modo 60 Hz senoidal, para a pressão de 9,7 [Kgf/cm<sup>2</sup>].

$$8359,76 \times 100\% = 89,1\% \quad - 60 \text{ Hz Linear}$$

---

$$9383,34$$

$$8346,5 \times 100\% = 88,95\% \quad - 60 \text{ Hz Quadrático}$$

---

$$9383,34$$

$$7410,67 \times 100\% = 78,98\% \quad - 45 \text{ Hz Linear}$$

---

$$9383,34$$

$$7155,35 \times 100\% = 76,25\% \quad - 45 \text{ Hz Quadrático}$$

---

$$9383,34$$

Observa-se claramente, com base nestes resultados, a vantagem de se utilizar o Inversor, sendo que o modo Quadrático apresenta a melhor performance.

### **Fator de Potência × Pressão [Kgf/cm<sup>2</sup>]**

Quando se lida com o fator de potência de cargas não lineares (baseadas em eletrônica de potência), é importante a distinção entre dPF (displacement power factor) e PF (true power factor).

PF é a potência real em quilowatts dividida pela potência aparente total em kilovoltamperes da corrente fundamental somada a todas as correntes harmônicas. dPF é o coseno do ângulo entre a tensão fundamental e a corrente fundamental e é apenas igual ao PF para cargas lineares com tensões e correntes senoidais. O valor numérico do PF verdadeiro é sempre igual ou menor que o valor de dPF.

Os Inversores distorcem as formas de onda da corrente, resultando na adição de uma componente de distorção ao PF. Porém, o aparecimento da potência distorciva harmônica é compensada pela diminuição da potência reativa na operação com o Inversor, visto que a unidade Retificadora produz um deslocamento de 0° aproximadamente entre a componente fundamental da corrente e a tensão da rede (dPF para Inversores PWM está, tipicamente, entre 95 e 99%).

O PF do Inversor PWM é relativamente alto em todas as velocidades devido à ponte retificadora a diodos na entrada, como se observa na figura 5.23. A potência demandada da rede de alimentação é quase que totalmente potência ativa.

PF pode ser melhorado com a adição de reatores de linha ou transformadores na entrada do "drive" que o isolam da rede elétrica, os quais controlam, também, as tensões transitórias.

A seguir, se calcula o fator de potência com o Inversor em relação ao fator de potência no modo 60 Hz senoidal, para a pressão de 9,7 [Kgf/cm<sup>2</sup>].

$$\frac{0,85}{0,71} = 1,2 \quad - 60 \text{ Hz Linear}$$

$$\frac{0,85}{0,71} = 1,2 \quad - 60 \text{ Hz Quadrático}$$

$$\frac{0,79}{0,71} = 1,11 \quad - 45 \text{ Hz Linear}$$

$$\frac{0,86}{0,71} = 1,21 \quad - 45 \text{ Hz Quadrático}$$

Logo, nota-se o incremento do fator de potência com o uso do Inversor, sendo que o modo Quadrático apresenta a melhor performance.

### **THD<sub>1</sub>% × Pressão [Kgf/cm<sup>2</sup>]**

No gráfico THD<sub>1</sub>% × Pressão [Kgf/cm<sup>2</sup>] da figura 5.24, THD<sub>1</sub> é maior em 45 Hz do que em 60 Hz.

Calcula-se, a seguir, os valores de THD<sub>1</sub>% em relação ao valor de THD<sub>1</sub>% do modo 60 Hz Linear, para a pressão de 9,7 [Kgf/cm<sup>2</sup>].

$$43,03 = 1,33 \quad - \quad 45 \text{ Hz Quadrático}$$

$$\overline{32,24}$$

$$41,20 = 1,28 \quad - \quad 45 \text{ Hz Linear}$$

$$\overline{32,24}$$

$$37,22 = 1,15 \quad - \quad 60 \text{ Hz Quadrático}$$

$$\overline{32,24}$$

$$32,24 = 1 \quad - \quad 60 \text{ Hz Linear}$$

$$\overline{32,24}$$

Independente do modo de operação, observa-se que as distorções são elevadas, de modo que, na prática, se necessita da colocação de reatores de choque para redução das amplitudes das harmônicas injetadas na rede.

◆ 45 Hz Linear    ■ 60 Hz Linear    ▲ 45 Hz Quadrático    ● 60 Hz Quadrático    × 60 Hz Senoidal

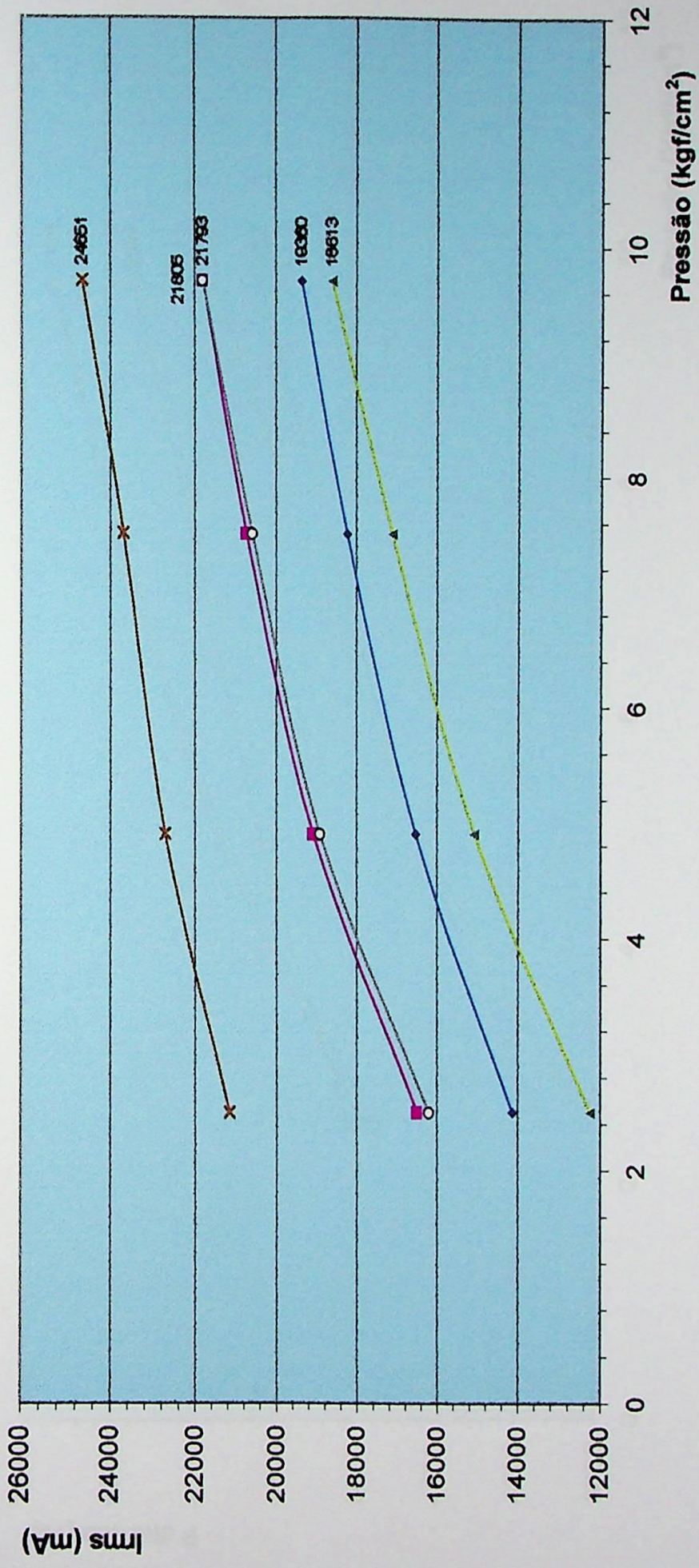


Figura 5.20

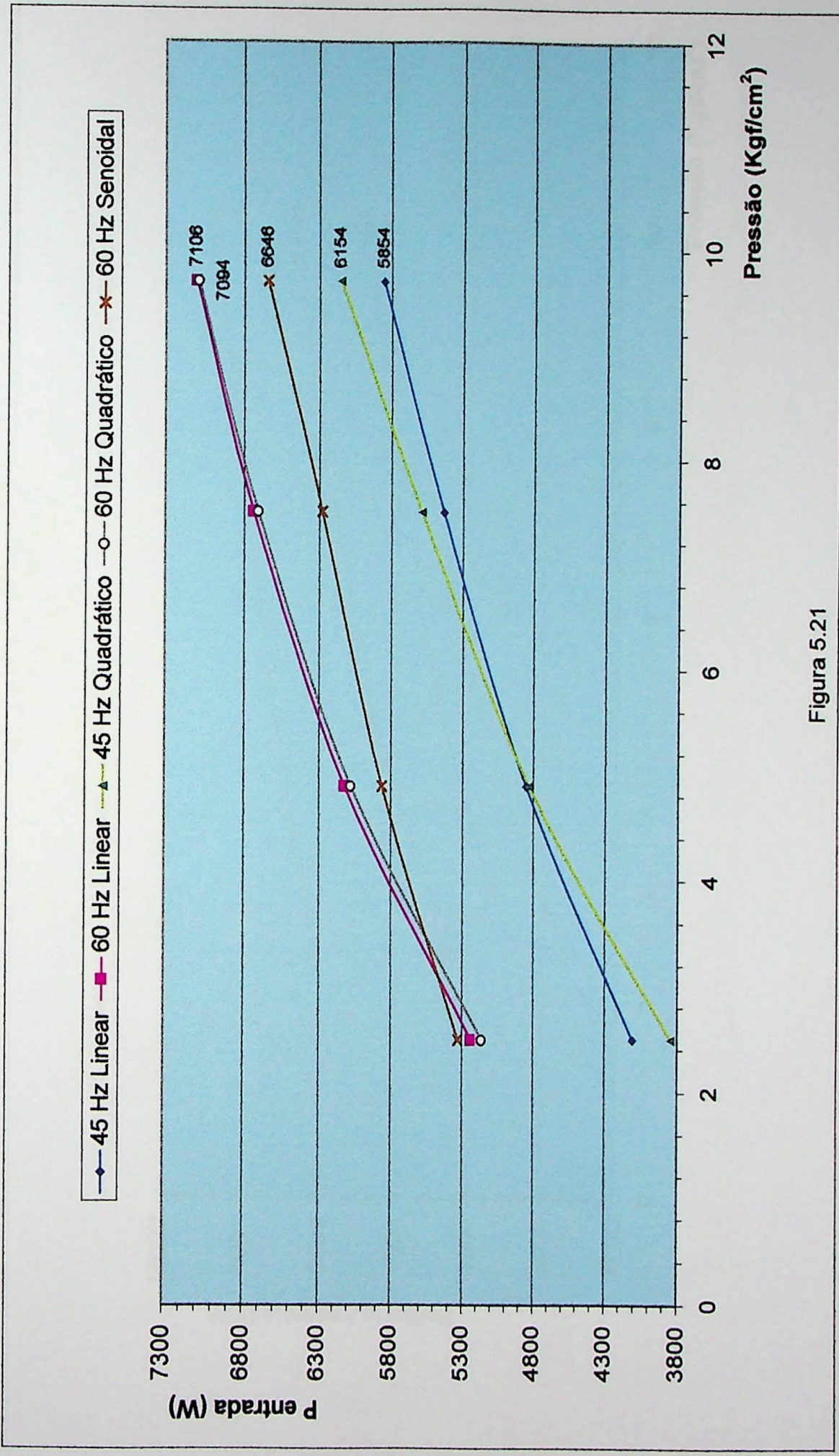


Figura 5.21

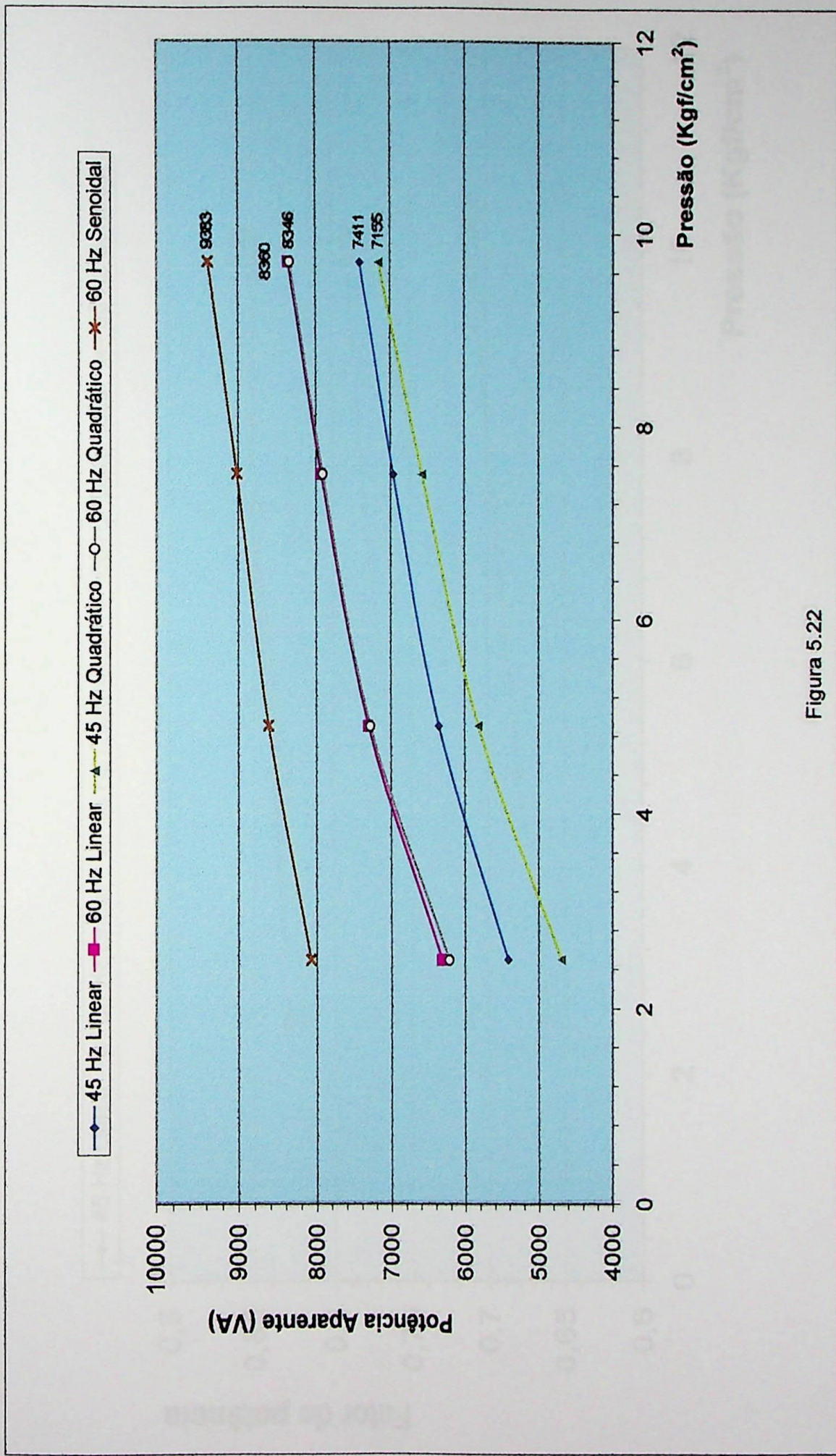


Figura 5.22

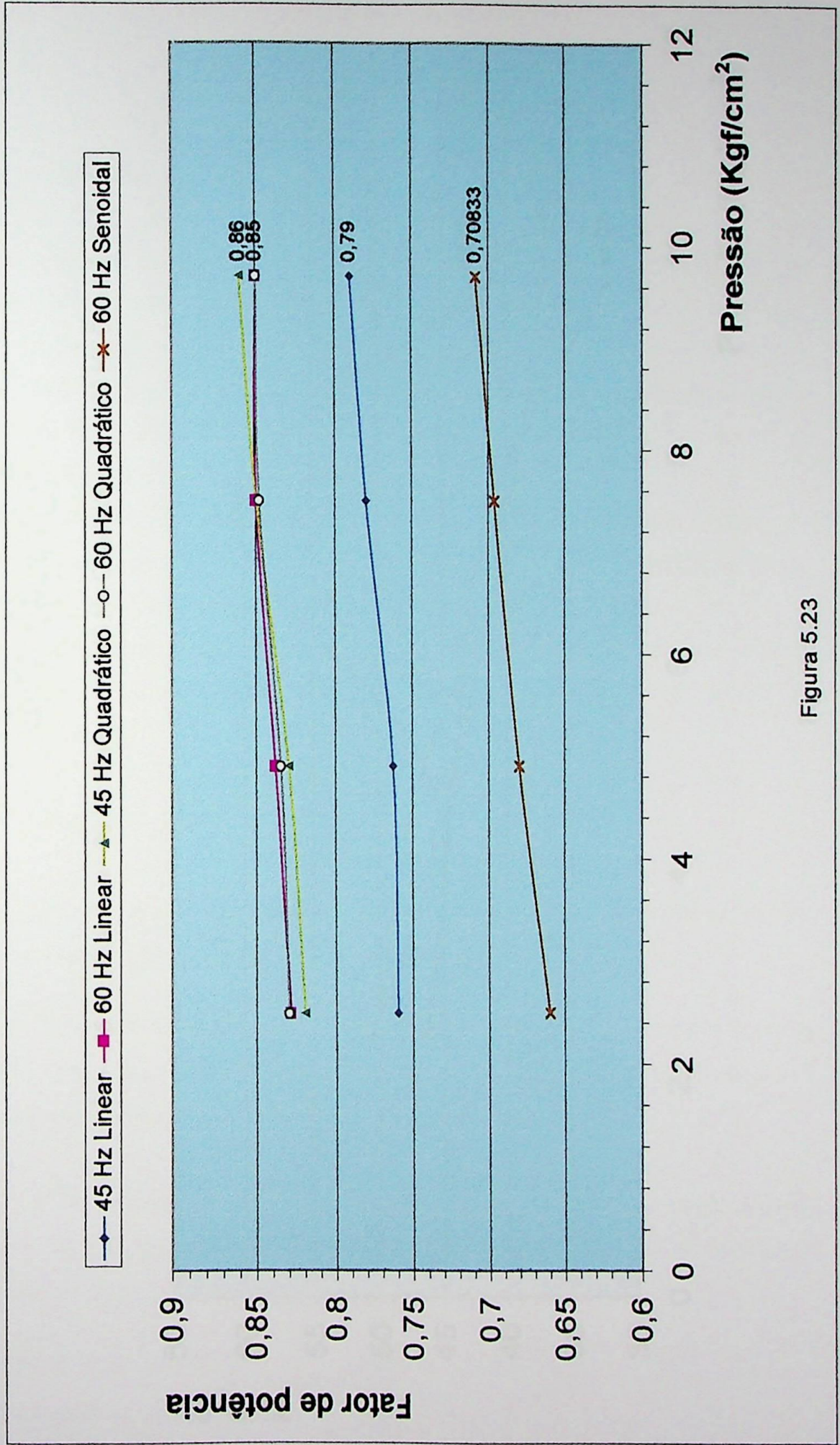


Figura 5.23

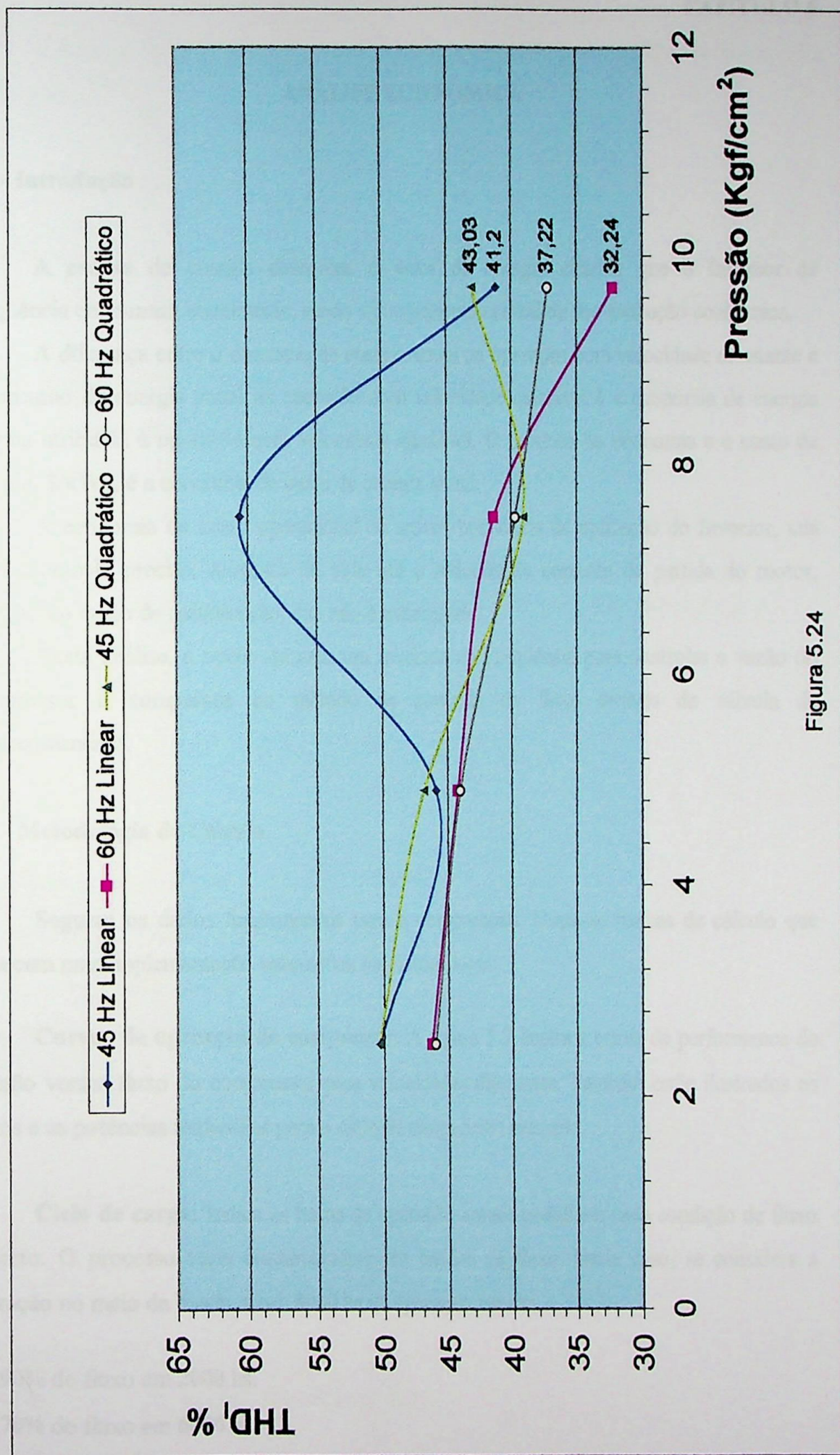


Figura 5.24

## ANÁLISE ECONÔMICA

## 6.1 - Introdução

A análise de energia determina o valor da energia elétrica que o Inversor de Frequência economiza anualmente, sendo a componente central de sua avaliação econômica.

A diferença entre o consumo de energia anual na operação com velocidade constante e o consumo de energia anual na operação com velocidade ajustável é a economia de energia elétrica atribuída à operação com velocidade ajustável. O produto da economia e o custo de energia, \$/kWh, é a economia de custo de energia anual.

A economia de custo operacional de outros benefícios da aplicação do Inversor, tais como controle preciso, aumento da vida útil e redução da corrente de partida do motor, redução do custo de manutenção, etc. não é endereçada.

Nesta análise, a opção de usar um Inversor de Frequência para controlar a vazão do compressor é comparada ao método de controle de fluxo através de válvula de estrangulamento.

## 6.2 - Metodologia de Cálculo

Seguem os dados fundamentais para a comparação. Usam-se formas de cálculo que fornecem uma implementação sistemática da metodologia.

**Curvas de operação do compressor:** A figura 5.7 ilustra a curva de performance de pressão versus fluxo do compressor para velocidades diferentes. Também estão ilustrados os fluxos e as potências requeridas para o ciclo de carga deste exemplo.

**Ciclo de carga:** Indica as horas de operação anuais gastas em cada condição de fluxo discreto. O processo varia continuamente em bandas de fluxo. Neste caso, se considera a operação no meio da banda. Com 8000 hs de operação anuais:

- 90% do fluxo em 2000 hs.
- 70% do fluxo em 6000 hs.

**Custo de energia:** O custo de energia atual é R\$ 0,15/kWh e a tarifa de demanda é R\$ 10,53/kW.

### Custo de operação

- Com base no gráfico da figura 5.8, cotar a potência mecânica requerida em cada ponto de operação, ou seja, em cada método de controle e para cada condição de fluxo.
- O rendimento de Inversores de Frequência decresce em menores frequências e, portanto, em menores velocidades.

O rendimento do motor decresce com o decréscimo do torque e da velocidade.

O rendimento total do sistema é o produto do rendimento individual do Inversor, motor e compressor, em cada ponto de operação.

De modo geral, a potência elétrica em cada ponto de operação é dada pela equação 6.1.

$$P_{el} = \frac{P_{hp} \times 0,746}{\eta_m \times \eta_{Inv}} \quad (6.1)$$

Onde:

$P_{el}$ : Potência elétrica [kW];

$P_{hp}$ : Potência mecânica, de entrada do compressor;

$\eta_m$ : Rendimento do motor;

$\eta_{Inv}$ : Rendimento do Inversor de Frequência.

- Determinar o consumo de energia elétrica anual para cada ponto de operação:

$$E = P_{el} \times t \quad (6.2)$$

Onde:

E: Energia [kWh];

t: Horas de operação anuais na condição de fluxo.

- Calcular o consumo de energia elétrica total anual em cada método de controle:

$$E_{TOTAL} = \sum_{i=1}^N E_i \quad (6.3)$$

onde N é o número de itens discretos no ciclo de carga.

A economia de energia entre os métodos de controle de fluxo pode, agora, ser determinada:

$$E_{ECONOMIA} = E_{TOTAL VÁLVULA} - E_{TOTAL INVERSOR} \quad (6.4)$$

### Caso I – Velocidade constante com válvula.

Dados:

- Potência nominal do motor = 30 hp.
- Perdas no acoplamento = 2%.

Em 90% do fluxo: Das curvas do compressor em 100% da velocidade e 93% da potência:

Dado:

- $\eta_m = 87\%$ .

$$P_{el} = \frac{(P_{hp} + \text{perdas}) \times 0,746}{\eta_m}$$

$$P_{el} = \frac{(0,93 \times 30 \times 1,02) \times 0,746}{0,87}$$

$$E = 24,40 \text{ kW} \times 2000 \text{ hs} = 48.803,83 \text{ kWh}$$

$$\text{Demanda do sistema} = 24,40 \text{ kW}$$

Em 70% do fluxo: Das curvas do compressor em 100% da velocidade e 78% da potência:

Dado:

$$- \eta_m = 88\%.$$

$$P_{el} = \frac{(0,78 \times 30 \times 1,02) \times 0,746}{0,88}$$

$$E = 20,23 \text{ kW} \times 6000 \text{ hs} = 121.401,33 \text{ kWh}$$

$$\text{Custo de operação anual} = (48.803,83 + 121.401,33) \text{ kWh} \times \text{R\$ } 0,15/\text{kWh} = \text{R\$ } 25.530,77$$

### Caso II – Inversor de Freqüência.

Dados:

- $\eta_m = 88\%$ .
- Potência nominal do motor = 30 hp.
- Perdas no acoplamento = 2%.

Em 90% do fluxo: Das curvas do compressor em 96% da velocidade e 86% da potência:

Dado:

$$- \eta_{Inv} = 95,4\%.$$

$$P_{el} = \frac{(P_{hp} + \text{perdas}) \times 0,746}{\eta_m \times \eta_{Inv}}$$

$$P_{el} = \frac{(0,86 \times 30 \times 1,02) \times 0,746}{0,88 \times 0,954}$$

$$E = 23,38 \text{ kW} \times 2000 \text{ hs} = 46.768,95 \text{ kWh}$$

$$\text{Demanda do sistema} = 23,38 \text{ kW}$$

Em 70% do fluxo: Das curvas do compressor em 92,5% da velocidade e 66% da potência:

Dado:

$$\eta_{Inv} = 94,9\%$$

$$P_{el} = \frac{(0,66 \times 30 \times 1,02) \times 0,746}{0,88 \times 0,949}$$

$$E = 18,04 \text{ kW} \times 6000 \text{ hs} = 108.244,68 \text{ kWh}$$

$$\text{Custo de operação anual} = (46.768,95 + 108.244,68) \text{ kWh} \times \text{R\$ } 0,15/\text{kWh} = \text{R\$ } 23.252,04$$

A demanda do processo diminui com o uso do Inversor. A síntese dos custos de energia anuais está na tabela 6.2.

Tabela 6.1 – Custos da demanda mensal.

Caso	Controle de fluxo	Demanda (kW)	Custo mensal (R\$)
I	Válvula	24,40	256,95
II	Inversor de Frequência	23,38	246,23

Tabela 6.2 - Custos de energia anuais.

Caso	Controle de fluxo	Custo do consumo (R\$)	Custo da demanda (R\$)	Custo total (R\$)
I	Válvula	25.530,77	3083,43	28.614,20
II	Inversor de Frequência	23.252,04	2954,86	26.206,91

Logo, o controle de fluxo com o Inversor, neste caso, fornece um meio atrativo de economia de energia e eficiência de custo. O ciclo de carga e a curva de resistência do sistema representam o maior impacto sobre a economia de energia da aplicação do Inversor. Neste caso, o compressor opera durante um tempo significativo com fluxo reduzido, mas contra uma

pressão estática relativamente alta. Uma pressão estática menor teria aumentado a economia com a velocidade ajustável.

### 6.3 - Payback Simples

O valor monetário da economia propiciada com o uso do Inversor de Freqüência pode ser utilizado como base para uma análise de retorno de capital. O período de tempo no qual a economia paga o seu custo inicial é o payback, dado pela equação 6.5. Uma estimativa de custo do Inversor e de sua instalação é comparada à economia de custo de energia elétrica.

$$\text{Payback} = \frac{\text{Investimento diferencial}}{\text{Taxa de economia anual}} \quad (6.5)$$

O payback é um indicador muito bom de instalações bem-sucedidas. O investimento se torna viável para muitas empresas quando gera um payback simples de 2 anos.

Tabela 6.3 – Custos dos equipamentos.

Tipo de controle	Custo instalado (R\$)	Custo diferencial (R\$)
Válvula	500	—
Inversor de Freqüência (30 KVA)	6000	5500

Deste modo, com base nas tabelas 6.2 e 6.3, tem-se:

$$\text{Payback} = \frac{5500}{(28.614,20 - 26.206,91)} = 2,28 \text{ anos}$$

Logo, a instalação do Inversor de Freqüência é, ao longo dos anos, a alternativa menos cara.

O payback simples assume uma vida infinita do equipamento. Fatores econômicos como a inflação, o aumento do custo da energia elétrica, tipo e período de depreciação são ignorados.

O software ASDMaster [B16] é uma metodologia de avaliação de Inversores de Freqüência aplicados a máquinas de fluido. Este software implementa técnicas de análise de energia para calcular a economia, comparando o controle do Inversor a algum outro método de controle de fluxo, cada um com um procedimento de análise diferente. Suas entradas são a curva do equipamento e a curva de resistência do sistema (definidas por dois pontos) com a pressão estática, o ciclo de carga, o rendimento do motor e do Inversor e o custo de energia.

## CONCLUSÃO

Este trabalho enfocou e apresentou soluções para as principais causas de uso ineficiente de energia em instalações de compressores de ar. Os requisitos indispensáveis de operação e manutenção que melhoram a eficiência energética vão desde o ponto de captação do ar atmosférico, geração do ar, tratamento e preparação do ar comprimido, distribuição do ar até o seu uso final. A constatação prática de algumas falhas destes requisitos resultou no guia de uso de compressores.

O projeto de implantação do compressor de ar e uma correta administração do consumo do ar comprimido são aspectos essenciais para a redução dos custos energéticos. Quanto ao projeto, sempre se recomenda consultar empresas especializadas do setor.

A aplicação de Inversor de Frequência é benéfica ao sistema de ar comprimido, nas plantas industriais. O compressor é um tipo de carga cujo controle por velocidade ajustável para o controle de vazão é mais eficiente que os demais métodos, nos quais a velocidade de acionamento é fixa. O Inversor absorve da rede elétrica apenas a potência necessária, ao passo que há desperdício de energia nos demais métodos.

O potencial de economia de energia com a aplicação do Inversor depende do método de controle de vazão utilizado no processo. O mais comum é a operação a vazio, cujo consumo de energia não é desprezível. No controle por estrangulamento da sucção, é recomendada uma análise de energia comparativa para determinar se a economia justifica a aquisição do Inversor. Os métodos menos empregados como recirculação, variação do volume morto e válvula de estrangulamento na saída têm alta probabilidade de uma economia de energia substancial garantir a instalação do Inversor.

Cabe ressaltar que cada método de controle de fluxo tem um procedimento de análise diferente para determinar o consumo de energia. Para automatizar as análises, utilizam-se softwares para avaliação da viabilidade técnica-econômica do Inversor. Os resultados obtidos podem ser comparados com os de aparelhos analisadores da rede elétrica como o medidor CIRCUTOR AR5.

Em novos projetos de centrais de ar, a aplicação do Inversor é dependente das características que influem na quantificação da economia de energia como variabilidade da vazão, horas anuais de operação, tamanho do motor a ser controlado e tipo de compressor.

É sempre recomendado que uma análise de energia completa seja feita quando a aplicação tem baixa probabilidade de ser economicamente viável.

É essencial, sempre, a utilização novas tecnologias em todos os níveis.

Os tópicos abordados englobam praticamente todos os pontos importantes a respeito do assunto, sendo necessária a implementação das soluções em campo, com vistas à redução do consumo de energia elétrica.

### **7.1 - Recomendações para Trabalhos Futuros**

São viáveis sugestões de mudanças nos equipamentos aos principais fabricantes, de modo a se ter compressores mais eficientes para a área de ar comprimido.

É recomendada uma pesquisa de conservação de energia elétrica abrangente a outros tipos de aplicações dos compressores. São eles:

- Compressores de sistemas de ar condicionado.
- Compressores de refrigeração comercial e industrial.
- Compressores de ar hospitalares e odontológicos.

As instalações de sistemas de refrigeração e ar condicionado constituem um segmento potencial para a otimização energética.

## DEFINIÇÕES DE POTÊNCIA

A circulação da potência reativa pelo condutor da rede elétrica produz perdas “ $\Delta P$ ”. As perdas de energia elétrica ocorrem em forma de calor e são proporcionais ao quadrado da corrente total ( $I^2 = I_P^2 + I_Q^2$ ) pela resistência do fio ou linha ( $R$ ). Como essa corrente cresce com o excesso de energia reativa, estabelece-se uma relação direta entre o incremento das perdas e o baixo fator de potência, provocando o aumento do aquecimento dos condutores e equipamentos.

$$\Delta P = R (I_P^2 + I_Q^2) \quad (1)$$

Se a linha com determinada perda “ $\Delta P$ ” estiver no seu limite de carregamento, isto é, com a quantidade de potência que o fio permite transmitir, a eliminação de “ $Q$ ” (potência Reativa) permitiria levar a potência ativa ( $P$ ) a um valor máximo chamado de *Potência Aparente* ( $S$ ). Sendo a relação:

$$S = \sqrt{P^2 + Q^2} \quad (2)$$

Assim haveria uma potência liberada ( $P_{LIB}$ ) no sistema, dada por:

$$P_{LIB} = S - P = [(1 / FP) - 1] \cdot P \quad (3)$$

onde  $FP$  é o *Fator de Potência* da carga, cujo valor é dado por:

$$FP = \frac{P}{\sqrt{P^2 + Q^2}} = \cos \varphi \quad (4)$$

O Inversor, sendo uma carga não linear, distorce o sistema com a geração de harmônicos (Figura 5.14).

Nos sistemas distorcidos, além da Potência Reativa  $Q$ , existem outras potências não ativas:

1. Potência de Assimetria -  $A$ ;
2. Potência Harmônica -  $H$ ;

Deste modo, as perdas podem aumentar na presença de harmônicos, de modo que:

$$\Delta P = R \cdot (I_P^2 + I_Q^2 + I_A^2 + I_H^2) \quad (5)$$

A potência Aparente tomaria a forma:

$$S = \sqrt{P^2 + Q^2 + A^2 + H^2} \quad (6)$$

Deste modo, apresenta-se um novo Fator de Potência, dado por:

$$FP = \frac{P}{\sqrt{P^2 + Q^2 + A^2 + H^2}}$$

Em um Sistema Trifásico, as definições de Potência são dadas a seguir:

**Potência Aparente:**

$$S = \sqrt{3} \cdot V \cdot I \quad (8)$$

**Potência Ativa:**

$$P = \sqrt{3} \cdot V_1 \cdot I_1 \cdot \cos \varphi_1 \quad (9)$$

O índice 1 está relacionado com a frequência fundamental e  $\cos \varphi_1$  é o fator de deslocamento entre as formas de onda de corrente e tensão fundamentais. (Somente a fundamental produz torque).

**Potência Reativa:**

$$Q = \sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot \text{sen } \varphi \quad (10)$$

onde  $I$  é dada pela equação 5.13. Assume-se que  $V = V_1$ , pois a distorção harmônica de tensão,  $\text{THD}_V$ , é quase nula.

Assim, o Fator de Potência real será dado por:

$$\text{FP} = P / S \quad (11)$$

$$\text{FP} = \frac{\sqrt{3} \cdot V_1 \cdot I_1 \cdot \cos \varphi_1}{\sqrt{3} \cdot V_1 \cdot I} = \frac{I_1 \cdot \cos \varphi_1}{I} \quad (12)$$

$$\text{FP} = K_I \cdot \cos \varphi_1 \quad (13)$$

onde  $K_I$  é o fator de distorção dado por:

$$K_I = \frac{I_1}{I} = \frac{I_1}{\sqrt{\sum_{i=1}^N I_i^2}} \quad (14)$$

Observa-se que na presença de harmônicos, o fator de potência real é menor que o fator de potência de deslocamento.

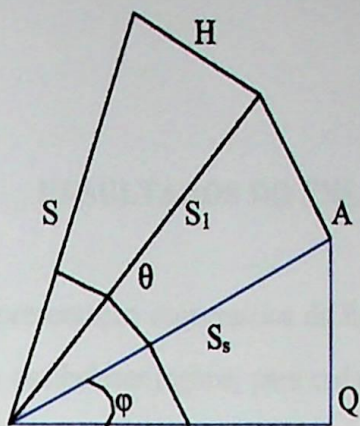


Figura A1.1 – Triângulo de Potências para ambientes distorcidos.

Onde:

$S_s$  = Aparente Fundamental Simétrica;

$S_1$  = Aparente Fundamental;

$S$  = Aparente Total.

## RESULTADOS DO ENSAIO

De acordo com a representação esquemática da figura A2.1, realizaram-se leituras de pressão e temperatura, ao se estabelecer regime, para cada ponto de operação (item 5.3.6), de modo a se obter as vazões, o consumo específico de energia e os rendimentos do compressor.

A potência elétrica em cada ponto de operação foi obtida graficamente a partir da medição da corrente.

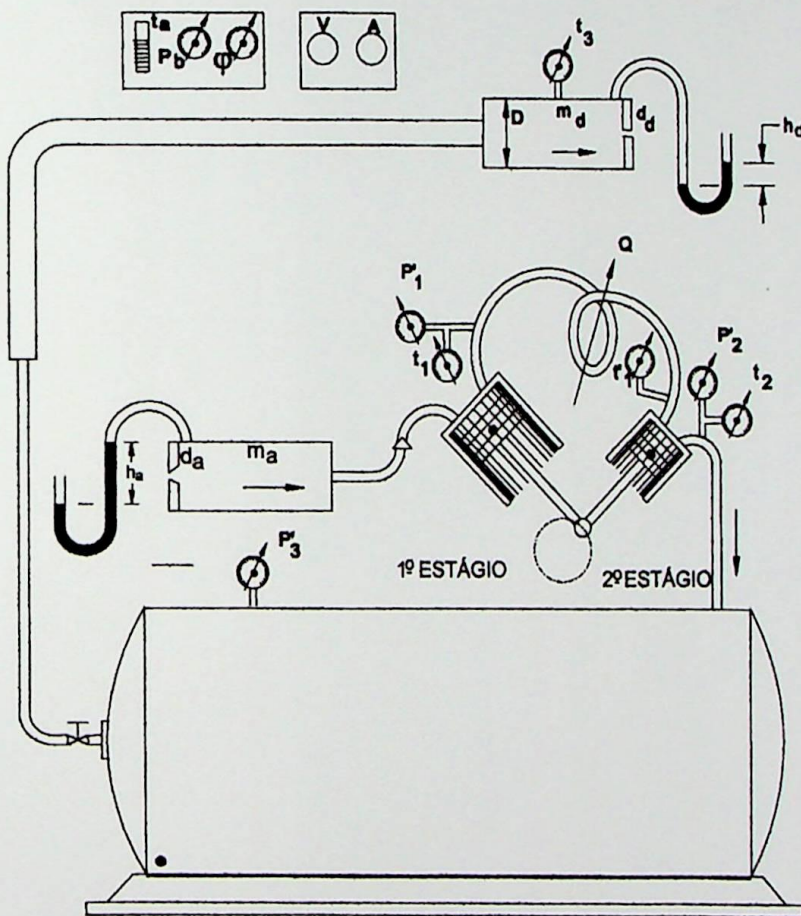


Figura A2.2 - Esquema da bancada do compressor.

Características da máquina:

- Capacidade do tanque = 378 litros
- Pressão máxima = 12,3 kgf/cm<sup>2</sup> (175 psi)

- Deslocamento =  $1,13 \text{ m}^3/\text{min}$  (40 cfm)
- Transmissão: acoplamento indireto, correia em V (rendimento = 0,98)
- Baixa pressão: curso - 70 mm e cilindro - 152 mm
- Alta pressão: curso - 70 mm e cilindro - 88,8 mm

A seguir, se apresentam os resultados obtidos.

TABELA 1- TABELA DE VALORES MEDIDOS NO LABORATÓRIO

Grandeza Dimensão Origem	pb mm Hg Barom.	to °C Term.	$\psi$ % Higr.	I Amp. Amp.	p1' kgf/cm <sup>2</sup> Man.	t1 °C Term.	t1' °C Term.	p2 kgf/cm <sup>2</sup> Man.	t2 °C Term.	p3' kgf/cm <sup>2</sup> Man.	t3 °C Term.	$\Delta p_a$ mm H2O Man.	$\Delta p_d$ mm H2O Man.	Pel kW Gráfico.	$\eta$ % Gráfico.	$\eta$ — Gráfico.
1	698,5	26,5	65,5	14,14	2	90	68	2,6	65	2,5	26	48	107	4,11	75	0,75
2	698,5	27,5	64	16,54	2,3	105	76	5	102	4,9	32	45	114	4,853	81	0,81
3	698,5	28	60,5	18,2	2,4	102	80	7,6	124	7,5	36	45	108	5,435	84	0,84
4	698,5	28	60,5	18,3	2,55	118	81	9,75	142	9,65	37	45	98	5,854	85	0,85

lat= 12,5 A

Peat= 1,7 kW

 $\eta_{eat}$ = 0,65

n= 460 rpm

R= 287 J/kgK

TABELA 2-TABELA DE VALORES CALCULADOS A PARTIR DOS MEDIDOS NO LABORATÓRIO

Grandeza Dimensão Origem	p1 kgf/cm <sup>2</sup> p1'+pb	p2 kgf/cm <sup>2</sup> p2'+pb	p3 kgf/cm <sup>2</sup> p3'+pb	T0 K t0+273	T1 K t1'+273	T1' K t1'+273	T2 K t2+273	ma kg/sx10 <sup>-3</sup> [2]	md kg/sx10 <sup>-3</sup> [2]	mm kg/sx10 <sup>-3</sup> (m <sub>a</sub> +m <sub>d</sub> )/2	Pa kg/m <sup>2</sup> (p <sub>2</sub> '-p <sub>3</sub> )/RT <sub>2</sub>	Pd kg/m <sup>3</sup> (p <sub>2</sub> '-p <sub>3</sub> )/RT <sub>2</sub>
1	2,04	3,54	3,44	299,5	363	341	338	13,43	9,14	11,288	1,08	1,08
2	3,24	5,94	5,84	300,5	378	349	375	12,98	9,35	11,168	1,08	1,08
3	3,34	8,54	8,44	301	375	353	397	12,97	8,85	10,982	1,08	1,08
4	3,46	10,86	10,59	301	369	354	415	12,97	8,59	10,781	1,08	1,04

TABELA 3-TABELA DE VALORES CALCULADOS A PARTIR DOS MEDIDOS NO LABORATÓRIO

Grandeza Dimensão Origem	Pem CV gráfico	Peixo CV	n1	n2	$\lambda_1$	$\lambda_2$	Ce kW/m <sup>2</sup> /min [9]	Qr kcal/s*10 <sup>-3</sup> [8]	$\eta_{isot}$ % [5]	$\eta_m$ % [7]	$\eta_9$ % [10]	P <sub>2</sub> kg/m <sup>2</sup> p <sub>2</sub> /RT <sub>1</sub>
1	3,08	3,02	1,20	0,85	0,83	0,73	8,12	-59,84	42,61	43,72	19,59	3,61
2	3,83	3,85	1,23	1,13	0,83	0,44	9,20	-78,04	46,12	55,87	20,86	5,93
3	4,57	4,47	1,21	1,14	0,81	0,31	10,62	-58,12	46,74	62,00	20,46	8,43
4	4,86	4,88	1,24	1,17	0,80	0,24	11,87	-80,94	46,47	65,14	20,01	10,52

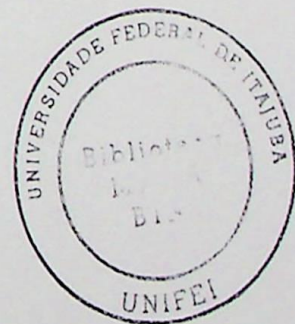


TABELA 1- TABELA DE VALORES MEDIDOS NO LABORATÓRIO

Grandeza Dimensão Origem	pb mm Hg Barom.	to °C Term.	$\psi$ % Higr.	I Amp. A	p1' kgf/cm <sup>2</sup> Man.	t1 °C Term.	t1' °C Term.	p2 kgf/cm <sup>2</sup> Man.	t2 °C Term.	p3' kgf/cm <sup>2</sup> Man.	t3 °C Term.	$\Delta p_a$ mm H2O Man.	$\Delta p_d$ mm H2O Man.	Pel kW Gráfic.	$\eta$ % Gráfic.	$\eta$ Gráfic.
1	688,5	27	85	18,5	2	108	77	2,8	85	2,5	30	59	188	6,24	81	0,81
2	688,5	28	82	19,92	2,3	118	83	5	115	4,8	36	58	170	6,128	85	0,85
3	688,5	28	80,5	20,7	2,4	122	85	7,6	140	7,5	38	58	184	6,742	86	0,85
4	688,5	28	81	21,7	2,55	125	85	9,75	158	9,65	38	57	154	7,106	85	0,85

lat= 12,5 A

Peat= 1,7 kW

 $\eta_{eat}$ = 0,65

n= 601 rpm

R= 287 J/kgK

TABELA 2-TABELA DE VALORES CALCULADOS A PARTIR DOS MEDIDOS NO LABORATÓRIO

Grandeza Dimensão Origem	p1 kgf/cm <sup>2</sup> p1'+pb	p2 kgf/cm <sup>2</sup> p2'+pb	p3 kgf/cm <sup>2</sup> p3'+pb	T0 K t0+273	T1 K t1+273	T1' K t1'+273	T2 K t2+273	ma kg/sx10 <sup>-3</sup> [2]	mg kg/sx10 <sup>-3</sup> [2]	mm kg/sx10 <sup>-3</sup> (m <sub>a</sub> +m <sub>g</sub> )/2	pa kg/m <sup>3</sup> (p <sub>0</sub> -p <sub>a</sub> )/RT <sub>a</sub>	pa kg/m <sup>3</sup> (p <sub>0</sub> -p <sub>g</sub> )/RT <sub>d</sub>
1	2,94	3,54	3,44	300	376	350	368	14,87	11,42	13,143	1,06	1,06
2	3,24	5,84	5,84	301	381	358	368	14,72	11,37	13,046	1,06	1,06
3	3,34	8,54	8,44	301	385	358	413	14,72	11,13	12,925	1,06	1,06
4	3,48	10,68	10,58	301	388	358	428	14,59	10,76	12,878	1,06	1,04

TABELA 3-TABELA DE VALORES CALCULADOS A PARTIR DOS MEDIDOS NO LABORATÓRIO

Grandeza Dimensão Origem	Pem CV gráfico	Peixo CV Pem* $\eta_c$	n1 [3]	$\lambda_1$ [4]	n2 [3]	$\lambda_2$ [4]	Ce kW/m <sup>2</sup> /min [9]	Qr kcal/s*10 <sup>-3</sup> [8]	$\eta_{isot}$ % [5]	$\eta_m$ % [7]	$\eta_g$ % [10]	$\rho_2$ kg/m <sup>3</sup> P <sub>2</sub> /RT <sub>1</sub>
1	4,24	4,16	1,26	0,97	1,14	0,86	8,24	-91,85	36,10	59,13	18,95	3,52
2	5,21	5,10	1,27	0,97	1,17	0,53	9,46	-110,04	40,75	66,69	18,98	5,81
3	5,73	5,62	1,27	0,96	1,18	0,37	10,59	-115,25	43,90	69,73	20,23	6,31
4	6,04	5,92	1,27	0,94	1,19	0,28	11,49	-122,21	46,01	71,28	20,04	10,40

TABELA 1- TABELA DE VALORES MEDIDOS NO LABORATÓRIO

Grandeza Dimensão Origem	pb mm Hg Barom.	to °C Term.	$\psi$ % Higr.	I A Amp.	p1' kgf/cm <sup>2</sup> Man.	t1 °C Term.	t1' °C Term.	p2 kgf/cm <sup>2</sup> Man.	t2 °C Term.	p3' kgf/cm <sup>2</sup> Man.	t3 °C Term.	$\Delta p_a$ mm H2O Man.	$\Delta p_d$ mm H2O Man.	Pel kW Gráfic.	$\eta$ % Gráfic.	$\eta$ Gráfic.
1	696	26	68	21	1,95	92	67	2,5	70	2,4	28	64	190	5,33	85	0,85
2	698	28	68	23	2,3	112	78	5	110	4,9	31	59	170	5,87	85	0,85
3	698	26,5	68	24	2,5	117	81	7,6	130	7,5	34	59	159	6,28	85	0,85
4	698	27	67	25	2,6	122	84	9,8	148	9,7	35	59	148	6,85	85	0,85

lat= 12,5 A

Peat= 1,7 kW

 $\eta_{eat}$ = 0,65

n= 601 rpm

R= 287 J/kgK

TABELA 2-TABELA DE VALORES CALCULADOS A PARTIR DOS MEDIDOS NO LABORATÓRIO

Grandeza Dimensão Origem	p1 kgf/cm <sup>2</sup> p1'+pb	p2 kgf/cm <sup>2</sup> p2'+pb	p3 kgf/cm <sup>2</sup> p3'+pb	T0 K t0+273	T1 K t1+273	T1' K t1'+273	T2 K t2+273	ma kg/sx10 <sup>-3</sup> [2]	md kg/sx10 <sup>-3</sup> [2]	mm kg/sx10 <sup>-3</sup> (ma+md)/2	pa kg/m <sup>3</sup> (pb- $\Delta p_a$ )/RTa	pd kg/m <sup>3</sup> pb+ $\Delta p_d$ /RTd
1	2,90	3,45	3,35	298	385	340	343	15,51	12,24	13,872	1,08	1,08
2	3,25	5,95	5,85	298	385	351	383	14,89	11,47	13,180	1,07	1,07
3	3,45	8,55	8,45	299,5	390	354	403	14,88	11,03	12,955	1,08	1,08
4	3,55	10,75	10,65	300	395	357	419	14,87	10,54	12,708	1,08	1,08

TABELA 3-TABELA DE VALORES CALCULADOS A PARTIR DOS MEDIDOS NO LABORATÓRIO

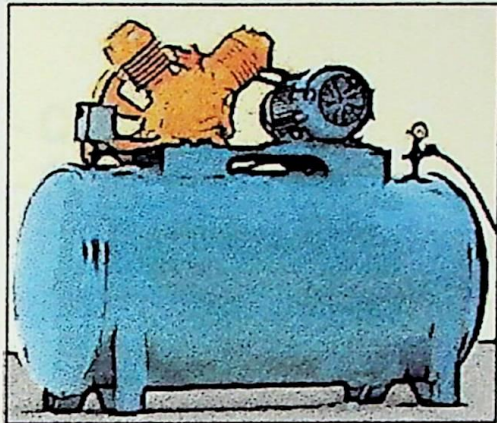
Grandeza Dimensão Origem	Pem CV gráfico	Peixo CV Pem* $\eta_c$	n1 [3]	n2 [3]	$\gamma_1$ [4]	$\gamma_2$ [4]	Ce kW/m <sup>2</sup> /min [9]	Qr kcal/s*10 <sup>-3</sup> [8]	$\eta_{isot}$ % [5]	$\eta_m$ % [7]	$\eta_g$ % [10]	p2 kg/m <sup>3</sup> p2/RTd
1	4,53	4,44	1,22	1,05	1,03	0,92	7,94	-83,58	34,91	61,71	18,57	3,53
2	4,89	4,89	1,26	1,17	0,87	0,52	8,16	-108,00	42,73	65,23	20,74	5,91
3	5,34	5,23	1,26	1,17	0,96	0,36	10,06	-112,40	47,04	67,50	21,21	8,41
4	5,85	5,54	1,26	1,17	0,84	0,28	11,11	-116,36	48,16	69,31	20,95	10,48



**Compressores**



**DICAS DE USO**



**Economize Energia Elétrica**



**ÍNDICE**

Partes Principais do Compressor ... 4

Outros Componentes ..... 7

Cuidados Diários, Semanais e Mensais ..... 10

Dicas de Uso ..... 11

Tabela de Problemas e Soluções..32

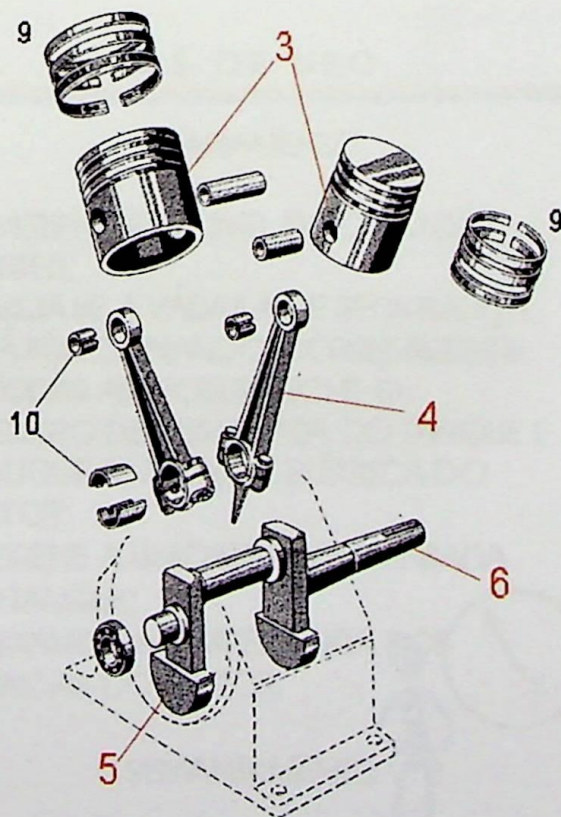
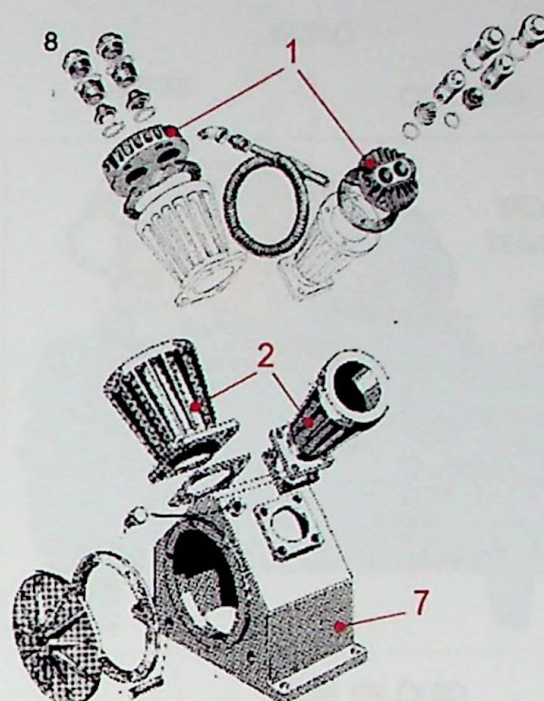
**Manutenção e Manuseio dos Compressores**

A manutenção e o manuseio dos compressores constituem fatores de suma importância para a obtenção de **economia de energia**.

As recomendações seguintes são um lembrete e guia dos cuidados básicos a serem tomados ao utilizar o seu compressor.

## Partes Principais do seu Compressor

- 1 - Cabeçote
- 2 - Cilindro
- 3 - Êmbolo (Pistão)
- 4 - Biela
- 5 - Manivela
- 6 - Árvore de Manivelas
- 7 - Cárter



## Outros componentes

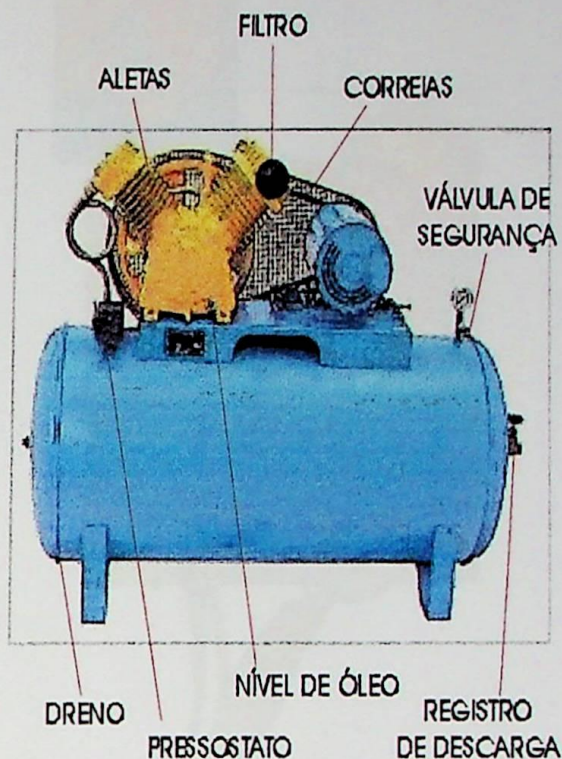
Válvulas de admissão e descarga (8): estão localizadas no cabeçote e são responsáveis pelo controle da entrada e saída de ar do cilindro;

Anéis vedadores e raspadores de óleo (9): se localizam em torno dos cilindros e pode ser necessário trocá-los caso o ar comprimido esteja apresentando excesso de óleo;

Casquilhos e Bronzinas (10): se localizam na cabeça e pé das bielas e se desgastam com o uso.

A MANUTENÇÃO E O MANUSEIO CORRETOS PROLONGAM A VIDA DO COMPRESSOR E ECONOMIZAM ENERGIA ELÉTRICA.

PARA QUE VOCÊ NÃO TENHA DOR DE CABEÇA FIQUE ATENTO NAS PRINCIPAIS PARTES DE MANUTENÇÃO E CUIDE DELAS:



DIARIAMENTE:

- 1- VERIFIQUE O NÍVEL DE ÓLEO DO CÁRTER;
- 2- VEJA SE A VÁLVULA DE SEGURANÇA ESTÁ FUNCIONANDO CORRETAMENTE;
- 3- TODAS AS NOITES FECHÉ O REGISTRO DE DESGARGA DO TANQUE E DESLIGUE A CHAVE ELÉTRICA DO MOTOR;
- 4- DRENE A UMIDADE CONDENSADA NO TANQUE;
- 5- EXAMINE A TEMPERATURA DOS MANCAIS DO MOTOR.



SEMANALMENTE:

- 6- COMPLETE O NÍVEL DE ÓLEO DO

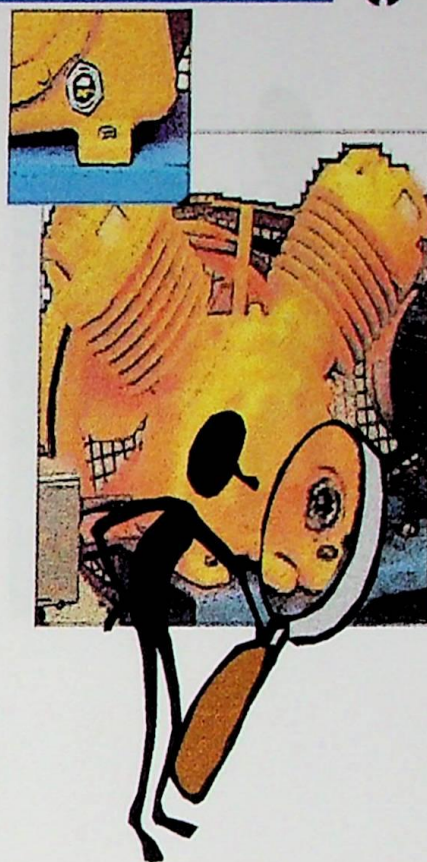
- CÁRTER, SE FOR NECESSÁRIO;
- 7- VERIFIQUE E CORRIJA A TENSÃO E O ALINHAMENTO DAS CORREIAS;
- 8- PROMOVA UMA LIMPEZA COMPLETA DO CONJUNTO;
- 9- VERIFIQUE TODOS OS POSSÍVEIS VAZAMENTOS.

MENSALMENTE:

- 10- TROQUE O ÓLEO DO CÁRTER;
- 11- LIMPE OU TROQUE O FILTRO DE AR;
- 12- EXAMINE OS CONTATOS DO DISJUNTOR AUTOMÁTICO E DA CHAVE TÉRMICA DE PROTEÇÃO DO MOTOR.

1- PARA VERIFICAR O NÍVEL DO ÓLEO DO CÁRTER BASTA OLHAR NO INDICADOR QUE FICA NO PRÓPRIO CÁRTER ANTES DE COMEÇAR A UTILIZAÇÃO DO SEU COMPRESSOR.

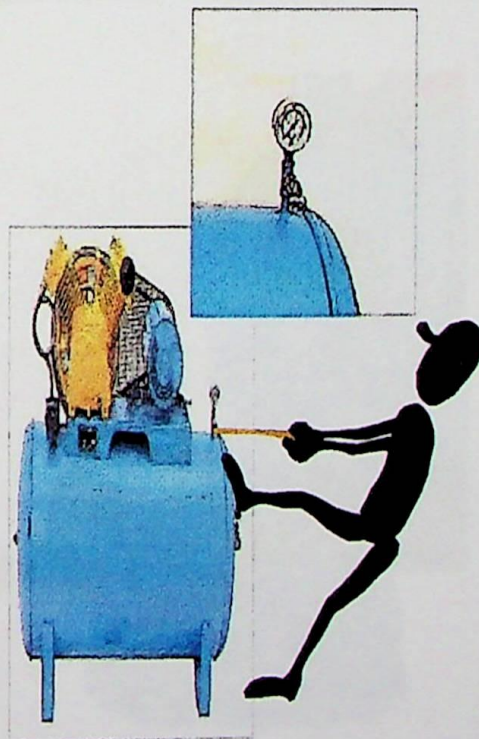
O ÓLEO É IMPORTANTE PARA LUBRIFICAR AS PARTES INTERNAS DO COMPRESSOR E ASSIM REDUZIR O DESGASTE, OS ESFORÇOS E ENERGIA ELÉTRICA!



2- A VÁLVULA DE SEGURANÇA EVITA QUE O SEU COMPRESSOR "EXPLODA" COM UMA SOBRECARGA, POIS QUANDO A PRESSÃO FOR MUITO ALTA ELA LIBERA O AR COMPRIMIDO PARA A ATMOSFERA.



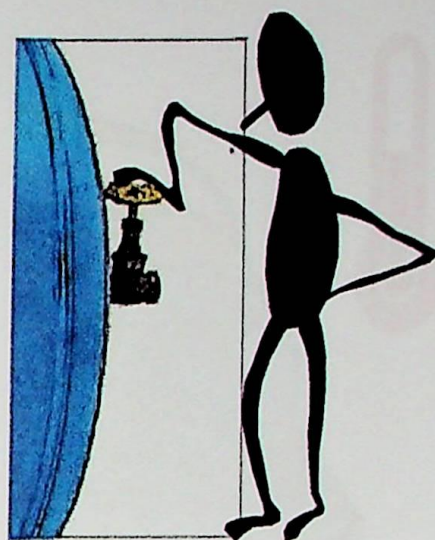
PARA VERIFICAR QUE ESTÁ TUDO SOB CONTROLE BASTA PUXA-LA E VERIFICAR SE ELA ESTÁ LIVRE.



3- A VÁLVULA (REGISTRO) DE  
DESGARGA DO TANQUE DEVE SER  
FECHADA POIS EVITARÁ QUE O AR  
AINDA ARMAZENADO NO TANQUE  
ESCAPE!

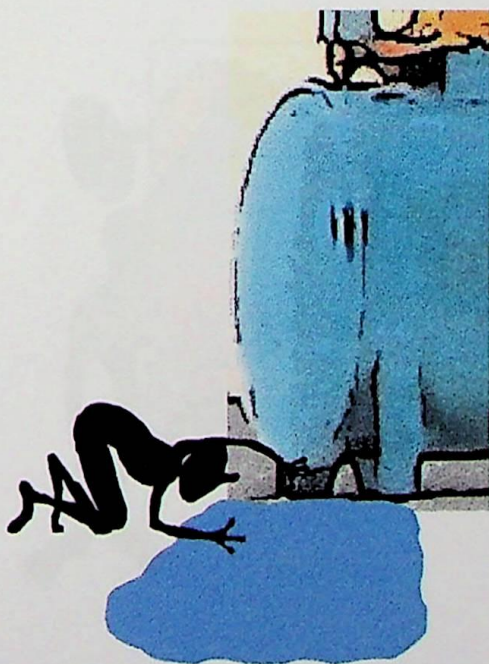
ISSO ECONOMIZA TRABALHO DO  
COMPRESSOR NO DIA SEGUINTE.

TAMBÉM É BOM QUE SE DESLIGUE  
A CHAVE ELÉTRICA DO MOTOR  
PARA SEGURANÇA DO SISTEMA.



4- NÃO SE PODE EVITAR A  
UMIDADE CONDENSADA POIS ELA  
É PROVENIENTE DO PRÓPRIO AR  
DA ATMOSFERA.

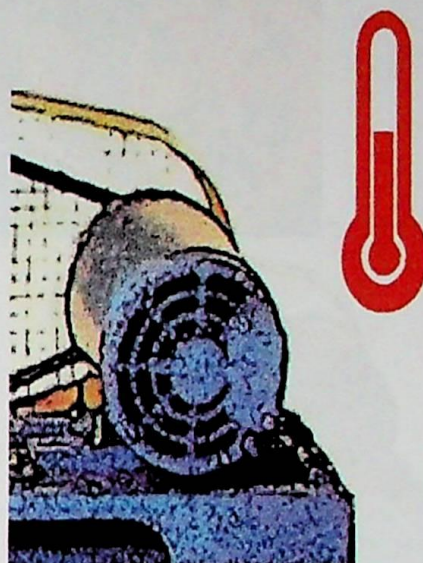
TODOS OS DIAS, APÓS O  
TRABALHO, DRENE A UMIDADE  
CONDENSADA NO TANQUE,  
ASSIM VOCÊ ESTARÁ EVITANDO  
QUE ELA ENFERRUGE AS  
PAREDES INTERNAS DO TANQUE  
PODENDO CAUSAR PREJUÍZOS  
MAIORES.





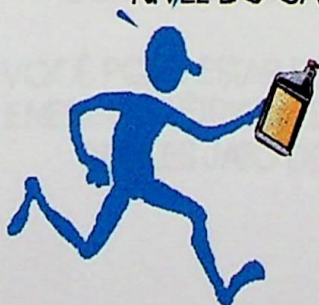
5- EXAMINE A TEMPERATURA DOS MANCAIS DO MOTOR POIS ISSO PODE SER SINAL DE ALGUM PROBLEMA!

**CUIDADO!** DESLIGUE O COMPRESSOR ANTES DE FAZER A VERIFICAÇÃO.



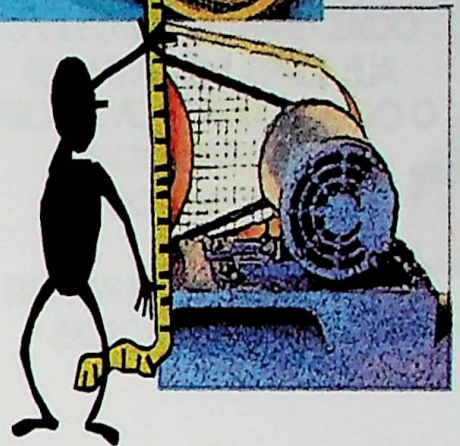
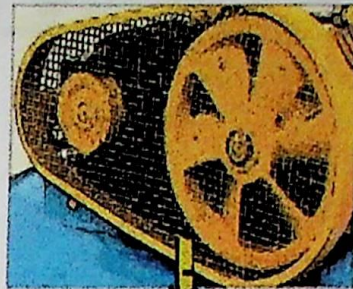
6- COMPLETE O NÍVEL DE ÓLEO PARA QUE SEU COMPRESSOR NÃO PARE MAIS TARDE.

CUIDADO COM O EXCESSO DE ÓLEO! OLHE NO NÍVEL DE ÓLEO AO IR COMPLETANDO E NÃO DEIXE QUE O NÍVEL PASSE MUITO DA METADE DO INDICADOR DE NÍVEL DO CARTER.



7- PARA VERIFICAR A TENSÃO E O ALINHAMENTO DA CORREIA BASTA REMOVER A PROTEÇÃO DE SEGURANÇA E CONFERIR.

A CORREIA NÃO DEVE ESTAR NEM MUITO APERTADA E NEM MUITO FROUXA. O IDEAL É QUE ELA CEDA MAIS OU MENOS UNS 6 CM AO APERTA-LA.



8- PROMOVA UMA BOA LIMPEZA NO COMPRESSOR!

AS ALETAS SÃO DE EXTREMA IMPORTÂNCIA PARA A REFRIGERAÇÃO DO COMPRESSOR. POR ISSO NUNCA DEIXE ACUMULAR SUJEIRA SOBRE ELAS E TAMBÉM NÃO AS PINTE COM TINTAS COMUNS.

VOCÊ PODE ESTAR PERDENDO ENERGIA ELÉTRICA. BASTA UM SIMPLES JATO DE AR.



9- VERIFIQUE TODOS OS POSSÍVEIS VAZAMENTOS NAS MANGUEIRAS, CONEXÕES, VÁLVULAS E ETC... A MANEIRA MAIS SIMPLES DE DETECTAR VAZAMENTOS É UTILIZAR ÁGUA E SABÃO NAS ÁREAS CRÍTICAS.

LEMBRE-SE QUE O AR QUE ESCAPA É DINHEIRO QUE VAI JUNTO!



11- LIMPE SEMPRE O FILTRO DE AR:

LAVE COM GASOLINA A CRINA E O FELTRO E DEIXE SECAR BEM. CASO O ELEMENTO FOR DE PAPEL TROQUE-O!



12- O PRESSOSTATO EVITA CONSUMO DESNECESSÁRIO DE ENERGIA. POR ISSO NÃO SE ASSUSTE QUANDO ELE ENTRAR EM AÇÃO, DESLIGANDO E RELIGANDO O COMPRESSOR.

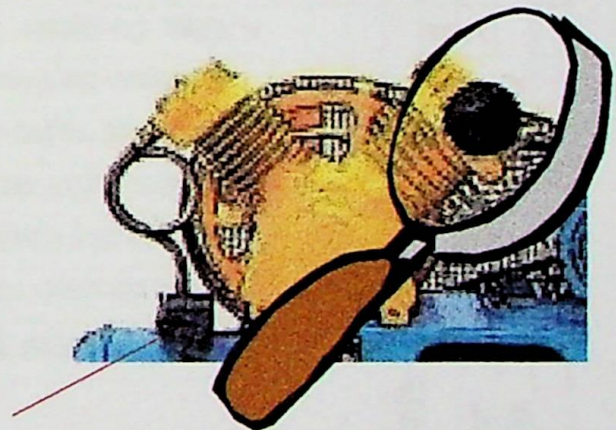


10- APÓS APROXIMADAMENTE 240 HORAS DE FUNCIONAMENTO, É NECESSÁRIO QUE SE TROQUE O ÓLEO DO CÁRTER COMPLETAMENTE.

O ÓLEO MESMO PARECENDO QUE ESTÁ BOM, PERDE SUA VISCOSIDADE PREJUDICANDO O FUNCIONAMENTO DO COMPRESSOR.



NORMALMENTE USA-SE ÓLEO SAE30 MINERAL PURO.





LEMBRE-SE DE QUE A INSTALAÇÃO DO COMPRESSOR DEVE SER EM LOCAL, SECO E VENTILADO.

NUNCA ENCOSTE SEU COMPRESSOR DIRETO NA PAREDE.

NÃO FIXE O COMPRESSOR DIRETAMENTE NO CHÃO, UTILIZE PÉS DE NEOPRENE OU BORRACHA PARA AMORTECER AS VIBRAÇÕES.



Escola Federal de Engenharia de Itajubá  
Av. BPS, 1303 - Pinheirinho  
CEP: 37500-903 Itajubá-MG  
Fone: (035) 3629-1126

<http://www.efei.br>



Programa de Combate ao  
Desperdício de Energia Elétrica

[Http://www.eletrobrás.gov.br/procel](http://www.eletrobrás.gov.br/procel)

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Costa, Ennio Cruz da. "Compressores". São Paulo, Editora Edgard Blücher Ltda., 1978.
- [2] Rodrigues, Paulo Sérgio B. "Compressores Industriais". Rio de Janeiro, Editora Didática e Científica Ltda., 1991.
- [3] Flôres, Luiz Fernando Valadão. "Máquinas e Aparelhos Térmicos". Itajubá, MG, Notas de Aula, EFEI, 1995.
- [4] R. A. Gutzwiller, R. J. Gerhart, and H. N. Hickok. "A 10000 hp a.c. adjustable frequency compressor drive - The economics of its application". IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. IA-20, No. 1, January/February 1984.
- [5] Herbert N. Hickok. "Adjustable Speed- A tool for saving energy losses in Pumps, Fans, Blowers and Compressors". IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. IA-21, No. 1, January/February 1985.
- [6] Dennis A. Jarc. "Static induction motor drive capabilities for the petroleum industry". IEEE Transactions on Industry applications, Vol. IA-18, No. 1, January/February 1982.
- [7] David E. Rice. "A suggested energy-savings evaluation method for a.c. adjustable-speed drive applications". IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 24, No. 6, November/December 1988.
- [8] Ricca. "As harmônicas devido aos Inversores estáticos de frequência variável e seus efeitos sobre as perdas dos motores de indução". Reliance Elétrica Ltda., Abril 1984.
- [9] S. B. Dewan, A. Straughen and G. R. Slemon. "Power Semiconductor Drives". The University of Toronto, 1984.

- [10] James A. Oliver. "Adjustable Speed Drives". Applications Guide, Electric Power Research Institute, December 1992.
- [11] Wayne Stebbins. "Adjustable Speed Drives Self-Study Course". Institute of Electrical and Electronics Engineers, Inc, 1998.
- [12] Phipps, Clarence A. "Variable Speed Drive Fundamentals". Lilburn, GA: The Fairmont Press, Inc., 1994.
- [13] Silva, Valberto Ferreira da. "Eletrônica de Potência II". Itajubá, Fupai, 2000.
- [14] "Mecatrônica Atual". Editora Saber Ltda., Ano 1, No. 1 a 4, 2001.
- [15] "Mecatrônica Fácil". Editora Saber Ltda., Ano 1, No. 1 a 4, 2001.
- [16] "ASDMaster – Adjustable Speed Drive Evaluation Methodology and Applications Software". User's Guide and User's Manual, Electric Power Research Institute, September 1996.
- [17] ABB. "Frequency converters ACS 501 - 2.2 to 75 kW". SAMI GS User's Manual.