

Universidade Federal do Ceará
Centro de Tecnologia
Pós-Graduação em Engenharia Elétrica



**ANÁLISE DA OPERAÇÃO DE SISTEMAS DE VENTILAÇÃO
INDUSTRIAL VISANDO À EFICIÊNCIA ENERGÉTICA**

ADSON BEZERRA MOREIRA

Fortaleza, Dezembro 2006

ADSON BEZERRA MOREIRA

**ANÁLISE DA OPERAÇÃO DE SISTEMAS DE VENTILAÇÃO
INDUSTRIAL VISANDO À EFICIÊNCIA ENERGÉTICA**

Dissertação submetida à Coordenação do
Curso de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica,
da Universidade Federal do Ceará como requisito
parcial para a obtenção do título de Mestre em
Engenharia Elétrica.

Orientador:

Prof. Ricardo Silva Thé Pontes, Dr.

Co-orientador:

Prof. Carlos Almir Monteiro de Holanda, Dr.

Fortaleza, Dezembro 2006

ANÁLISE DA OPERAÇÃO DE SISTEMAS DE VENTILAÇÃO INDUSTRIAL VISANDO À EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

Adson Bezerra Moreira

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Elétrica e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal do Ceará.

Ricardo Silva Thé Pontes, Dr.
Orientador

Otacílio da Mota Almeida, Dr.
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica

Banca Examinadora

Ricardo Silva Thé Pontes, Dr.

Prof. José Almeida do Nascimento, Dr.

Prof. Carlos Almir Monteiro de Holanda, Dr.

Prof. Ronaldo Ribeiro Barbosa Aquino, Dr

Fortaleza, Dezembro 2006

A minha amada mãe, Maria Dolores, pela dedicação incondicional, por todo carinho e por representar a minha maior motivação.

À minha amada Vanessa, por todo seu incentivo, carinho e alegria ao longo desses anos de ótima convivência.

Ao meu pai, Adolfo in memorium.

Ao meu Irmão, Allison pelo companheirismo e alegria.

Aos meus queridos avós, Zacarias e Maria, pela dedicação e carinho durante toda a jornada.

As minhas tias Elane e Zeudenia e aos meus primos pelo incentivo e carinho.

Eu dedico este trabalho.

AGRADECIMENTOS

A Deus por toda a dificuldade que me fortaleceu, pelos problemas que resolvi, pela saúde para trabalhar e principalmente pela à oportunidade que recebi para desenvolver este trabalho.

À CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) que contribuiu com o apoio financeiro para realização desse trabalho.

À Eletrobrás – Centrais Elétricas Brasileiras S.A pela implementação do LAMOTRIZ-UFC.

Ao professor Ricardo Silva Thé Pontes pela valiosa orientação, amizade, otimismo, confiança e dedicação neste projeto e em todas as atividades do LAMOTRIZ - UFC.

Ao professor Carlos Almir Monteiro de Holanda pela sua amizade, otimismo e pelas orientações valiosas.

Ao professor Tomaz Nunes Cavalcante Neto pela orientação, confiança na equipe do PROCEN e pelo seu valoroso empenho para concretizar o LAMOTRIZ.

Ao professor Paulo Cesar Marques de Carvalho pela amizade, incentivo e orientação em boa parte dessa jornada percorrida.

A toda minha família que sempre me apoiou durante todo esse período sem qualquer cobrança.

A minha querida Vanessa Siqueira, por todo amor, carinho, incentivo, dedicação e alegria.

Aos amigos, em especial, Adriano Holanda Pereira, Celso Rogério Schmidlin Jr, Leila Silveira e Robson Paiva, por estarem dispostos a colaborar em toda a jornada do mestrado e nas tarefas do LAMOTRIZ.

Aos amigos, Nelber Xilmenes, Tobias Rafael, Victor de Paula, Paulo Praça, Tiago (GPAR) e Vandilberto.

A todos estes e aos que esqueci de listar, agradeço pela amizade, incentivo e otimismo.

“Quando você deseja uma coisa todo o Universo conspira para que possa realizá-la.”

Paulo Coelho

RESUMO

Moreira, A. B. “Análise da Operação de Sistemas de Ventilação Industrial Visando à Eficiência Energética”, Universidade Federal do Ceará – UFC, 2006, 141p.

O presente trabalho analisa a operação de um sistema de ventilação industrial para o controle de vazão a partir de velocidade constante por damper e de velocidade variável, utilizando o inversor de frequência. Os dois métodos de controle de vazão foram comparados através de medições experimentais e de simulação computacional, de forma a avaliar o melhor método de controle, visando à economia de energia elétrica. O modelo desenvolvido dá suporte ao desenvolvimento de uma ferramenta para simulação computacional. Esta ferramenta é importante para avaliar o consumo de energia elétrica do conjunto ventilador motor ao se utilizar o inversor de frequência para variar a velocidade, assim como para o conjunto motor ventilador alimentado pela rede.

Palavras-chave: Sistema de ventilação, motor-ventilador, inversor, damper, economia de energia elétrica.

ABSTRACT

Moreira, A. B. "An Operation Analysis of an Industrial Ventilation System Aiming the Energy Saving", Universidade Federal do Ceará – UFC, 2006, 141p.

The work analyzes the operation of industrial ventilation system to control fluid volumetric flow rate at constant speed using damper and at variable speed, using inverter. Two methods to control fluid volumetric flow rate were compared through experimental measures and computational calculation in order to evaluate the best method of control aiming the energetic efficiency. The model gives support for the development of a computational simulation tool. This tool is important to evaluate the electric energy consumption of the motor-fan system fed by either a variable speed frequency inverter, or by the supply grid.

Keywords: Ventilation system, fan-motor, inverter, damper, save energy.

SUMÁRIO

RESUMO	vii
ABSTRACT	viii
LISTA DE FIGURAS	xii
LISTA DE TABELAS	xiv
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	xv
LISTA DE SÍMBOLOS	xvi
CAPÍTULO 1	
INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Eficiência energética na indústria.....	1
1.2 Ventiladores industriais.....	3
1.3 Estado da arte.....	6
1.4 Contribuição da pesquisa.....	8
1.5 Organização do trabalho.....	9
1.6 Publicação relacionada com a pesquisa.....	10
CAPÍTULO 2	
VENTILADORES E VENTILAÇÃO INDUSTRIAL.....	11
2.1 Princípios de mecânica dos fluidos aplicados à ventilação industrial.....	11
2.1.1 Regimes de escoamento de fluido.....	11
2.1.2 Teorema de transporte de Reynolds.....	12
2.2 Ventilação industrial.....	19
2.3 Ventiladores.....	20
2.4 Classificação.....	20
2.4.1 Segundo o nível energético de pressão que desenvolvem.....	20
2.4.2 Segundo a modalidade construtiva: centrífugos, mistos e axiais.....	21
2.4.3 Segundo a forma das pás.....	22
2.4.4 Segundo o número de entradas de aspiração no rotor.....	23
2.4.5 Segundo o número de rotores.....	23
2.5 Aplicações e características.....	24
2.6 Curvas características dos ventiladores.....	28
2.7 Curva característica da instalação.....	30
2.8 Modelo do ventilador.....	31
2.81 Transferência de energia do impelidor para o fluido.....	32
2.9 Refinamento do modelo.....	35
2.10 As perdas por choque na entrada do rotor.....	36

2.11 As perdas por atrito nos canais	36
2.12 Curva empírica de carga versus vazão	37
2.13 Potências e rendimentos	37
2.14 Leis de afinidades	38
2.15 Efeitos dos parâmetros intervenientes	40
2.15.1 Efeito das mudanças na curva de instalação.....	40
2.15.2 Efeito da rotação.....	40
2.15.3 Efeito da variação da densidade do fluido	41
2.16 Cálculo das perdas de carga da instalação.....	42
2.16.1 Perda de carga em trecho reto	43
2.16.2 Perdas localizadas.....	44
2.17 Métodos de controle de vazão	45
2.18 Considerações finais	49

CAPÍTULO 3

MOTOR DE INDUÇÃO TRIFÁSICO COM GAIOLA DE ESQUILO E ACIONAMENTO ELETRÔNICO.....	50
3.1 Características básicas	50
3.2 O modelo matemático para alimentação senoidal.....	52
3.2.1 Resistência do ferro	54
3.2.2 Cálculo de grandezas elétricas para o modelo senoidal do Mit.....	55
3.3 O modelo matemático para alimentação não senoidal.....	57
3.3.1 Comportamento linear do Mit.....	59
3.3.2 Parâmetros do circuito equivalente em função da frequência	60
3.3.3 Cálculo das grandezas do Mit para a n-ésima harmônica	66
3.4 Acionamento eletrônico	68
3.4.1 Inversor de fonte de tensão	69
3.4.2 Técnica PWM.....	70
3.4.3 Técnicas de controle	73
3.5 Considerações finais	76

CAPÍTULO 4

BANCADA EXPERIMENTAL DE VENTILAÇÃO INDUSTRIAL	77
4.1 Bancada.....	77
4.2 Descrição dos equipamentos	80
4.2.1 Mit com gaiola de esquilo.....	80
4.2.2 Inversor de frequência	81
4.2.3 Ventilador	83
4.2.4 Instalação.....	83

4.3 Instrumentos de controle e medição	83
4.3.1 Atuador elétrico do damper.....	84
4.3.2 Transdutor de pressão	85
4.3.3 Transdutor de vazão	86
4.3.4 Sensor de temperatura do mit.....	87
4.3.5 Central de medição	87
4.3.6 Controlador lógico programável	88
4.3.7 Estação de trabalho	88
4.3.8 Sistema de supervisão.....	90
4.4 Considerações finais.....	90
CAPÍTULO 5	
RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DE SIMULAÇÃO	91
5.1 Obtenção das curvas características	91
5.1.1 Análise a 60 Hz da alimentação senoidal e não senoidal	96
5.2 Variação de Velocidade a partir de inversor de frequência	96
5.2.1 Curvas de carga do ventilador e instalação	97
5.2.1 Potência ativa requerida	100
5.2.3 Análise dos metodos de controle de vazão	101
5.2.4 Rendimento do ventilador.....	107
5.2.5 Análise econômica de investimentos	108
5.3 Considerações finais.....	111
CAPÍTULO 6	
CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS.....	113
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	116
APÊNDICE A	122
APÊNDICE B	125
APÊNDICE C	128
APÊNDICE D	134

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Consumo de energia elétrica no país entre os principais setores	1
Figura 1.2 – Consumo de energia elétrica para o setor industrial	2
Figura 1.3 – Curvas de conjugado-velocidade: conjugado quadrático	3
Figura 1.4 – Ventilador acionado à velocidade constante com damper para o controle de vazão.....	4
Figura 1.5 – Ventilador acionado à velocidade variável. O controle da vazão é obtido por variação da rotação do ventilador.....	5
Figura 1.6 – Comparativo da redução de potência ativa de entrada.....	5
Figura 2.1 – Escoamento de um fluido entre duas seções.....	15
Figura 2.2 – Linha de corrente de um fluido	17
Figura 2.3 – Ilustração do teorema de Bernoulli	18
Figura 2.4 – Ilustração do teorema de Bernoulli considerando o atrito	19
Figura 2.5 – Configuração do ventilador centrífugo.....	21
Figura 2.6 – Configuração do ventilador axial.....	22
Figura 2.7 – Modalidades construtivas dos rotores dos ventiladores.....	22
Figura 2.8 – Formas das pás de ventiladores centrífugos.....	23
Figura 2.9 – Rotores centrífugos de simples (a) e dupla sucção (b)	23
Figura 2.10 – Forma construtiva (a) e curva característica de ventilador centrífugo de rotor de aletas retas (b)	25
Figura 2.11 – Forma construtiva (a) e curva característica de ventilador centrífugo de rotor com aletas curvadas para frente (b)	26
Figura 2.12 – Ventilador centrífugo pás curvadas para frente – Sirocco.....	26
Figura 2.13 – Forma construtiva (a) e curva característica de ventilador centrífugo de rotor com aletas curvadas para trás (b)	27
Figura 2.14 – Forma construtiva (a) e curva característica de ventilador tubo-axial (b).....	28
Figura 2.15 – Curva de Carga <i>versus</i> vazão para ventilador radial.....	29
Figura 2.16 – Potência requerida pelo ventilador <i>versus</i> vazão para ventilador radial	29
Figura 2.17 – Rendimento total do ventilador <i>versus</i> vazão	30
Figura 2.18 – Instalação típica de captação e filtragem ou lavagem do ar contendo impurezas.....	31
Figura 2.19 – Diagrama das velocidades.....	32
Figura 2.20 – Triângulo de velocidades	33
Figura 2.21 – Relação ideal entre altura de carga e vazão para o ventilador centrífugo com pás curvadas para trás, radiais e curvadas para frente.....	34
Figura 2.22 – Relação ideal entre potência útil e vazão para o ventilador centrífugo com pás curvadas para trás, radiais e curvadas para frente.....	35
Figura 2.23 – Curva H em função de Q para $\beta_2 < 90^\circ$	37
Figura 2.24 – Curva característica para efeito de variação na instalação	40
Figura 2.25 – Mudança da curva característica por efeito da rotação	41
Figura 2.26 – Efeito da variação da curva característica com a densidade	41
Figura 2.27 – Efeito da altitude, da temperatura e da pressão barométrica na densidade do ar	42
Figura 2.28 – Curva de carga <i>versus</i> vazão. Controle de vazão por damper	46
Figura 2.29 – Curva de potência do ventilador <i>versus</i> vazão. Controle de vazão por damper.....	46
Figura 2.30 – Curva do rendimento do ventilador. Controle de vazão por damper.....	46
Figura 2.31 – Curvas de carga para variação de velocidade	47
Figura 2.32 – Curvas de potência do ventilador para variação de velocidade	48
Figura 2.33 – Curvas de rendimento do ventilador para a variação de velocidade	48
Figura 3.1 - (a) Estrutura geral do MIT e (b) Barras e anéis.....	51
Figura 3.2 - Circuito equivalente para o motor de indução em regime permanente.....	52
Figura 3.3 - Balanço energético no MIT	57
Figura 3.4 - Série de Fourier de tensões não-senoidais.....	58

Figura 3.5 - Estratégia de análise do motor de indução submetido a tensões não senoidais ...	60
Figura 3.6 - Circuito equivalente, por fase, para uma dada frequência harmônica	60
Figura 3.7 - Estrutura básica de um conversor de frequência conectado ao MIT	69
Figura 3.8 - Comparação das ondas de referência (senóides) com a onda portadora (triangular)	70
Figura 3.9 - Inversor trifásico de tensão	71
Figura 3.10 - Tensão de saída para o inversor trifásico	72
Figura 3.11 - Espectro de frequência para a modulação PWM senoidal	73
Figura 3.12 - Curvas V/f parametrizadas do inversor de frequência	74
Figura 3.13 - Curvas características conjugado-velocidade para o controle V / f	75
Figura 4.1 - Configuração da Bancada de Ventilação Industrial	77
Figura 4.2 - Quadros de comando (a) fechado e (b) aberto	78
Figura 4.3 - Quadros de alimentação (a) fechado e de (b) aberto	78
Figura 4.4 - Bancada de testes – Interior do laboratório	79
Figura 4.5 - Bancada de testes – Exterior do laboratório	79
Figura 4.6 - Motor de indução trifásico com rotor de gaiola de esquilo	80
Figura 4.7 - Inversor de frequência de 2 hp	81
Figura 4.8 - Curvas V/f parametrizadas do inversor de frequência	82
Figura 4.9 - Atuador elétrico do damper	84
Figura 4.10 - Malha fechada de abertura e fechamento do damper	85
Figura 4.11 - Transdutor de pressão diferencial	85
Figura 4.12 - Transdutor de vazão	86
Figura 4.13 – Central de medição	87
Figura 4.14 - (a) Controlador lógico programável e (b) visualizador de texto	88
Figura 4.15 - Configuração das redes de comunicação	89
Figura 4.16 - Tela de supervisão da Bancada - Ventilador Radial	90
Figura 5.1 - Curva de Carga <i>versus</i> Vazão – Pontos medidos e polinômio interpolador	92
Figura 5.2 - Curva da Potência Mecânica do Ventilador <i>versus</i> Vazão	93
Figura 5.3 - Curva do Rendimento do Ventilador <i>versus</i> Vazão	93
Figura 5.4 - Potência ativa requerida da rede <i>versus</i> Vazão	95
Figura 5.5 - Potência requerida pela rede e inversor (60 Hz) pela Vazão	96
Figura 5.6 - Curva de Carga <i>versus</i> vazão para rede e inversor (55, 50, 45, 40, 35 e 30 Hz) ...	97
Figura 5.7 - Curva de Carga <i>versus</i> Vazão para 60, 55, 50, 45, 40, 35 e 30 Hz	98
Figura 5.8 - Curva de carga (rede) <i>versus</i> Vazão e curvas de instalação (A, B, C, D, E e F)	98
Figura 5.9 – Curvas de instalação <i>versus</i> Vazão	99
Figura 5.10 - Potência ativa <i>versus</i> Vazão para diversas velocidades e Curvas de instalação (A, B, C, D, E e F)	100
Figura 5.11 - Potência ativa <i>versus</i> Vazão operando por damper e com inversor para uma curva de instalação tipo A	102
Figura 5.12 - Potência ativa <i>versus</i> Vazão operando por damper e com inversor para uma curva de instalação tipo C	103
Figura 5.13 - Potência ativa <i>versus</i> Vazão operando por damper e com inversor para uma curva de instalação tipo F	105
Figura 5.14 – Redução de Potência ativa <i>versus</i> Vazão variando a frequência do inversor	107
Figura 5.15 - Curvas de rendimentos do ventilador <i>versus</i> Vazão para a variação de frequência	108
Figura 5.16 – Fluxo de Caixa	110

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Classificação de ventiladores quanto ao nível de pressão.....	21
Tabela 2.2 – Acessórios de uma instalação de ventilação industrial.....	46
Tabela 3.1 - Grandezas elétricas sob condições nominais de operação.....	56
Tabela 3.2 - Seqüência de fase e sinais componentes harmônicas.....	59
Tabela 3.3 - Grandezas elétricas para alimentação não senoidal.....	67
Tabela 3.4 - Estratégia de comutação das chaves estáticas.....	71
Tabela 4.1 - Dados de placa do motor utilizado na bancada.....	80
Tabela 4.2 - Parâmetros do motor.....	81
Tabela 4.3 - Parâmetros construtivos do motor.....	81
Tabela 4.4 - Especificações do inversor.....	82
Tabela 4.5 - Acessórios da instalação.....	83
Tabela 4.6 - Especificações do atuador elétrico.....	84
Tabela 4.7 - Especificações do sensor de pressão.....	85
Tabela 5.1 - Valores de vazão (Q), carga requerida (H), potência mecânica do ventilador (PV) e rendimento (RV) para operação via damper.....	94
Tabela 5.2 - Comparação entre os valores medidos e calculados potência ativa para a operação por damper.....	95
Tabela 5.3 - Desvios médios entre os valores medidos e calculados para as Curvas de instalação (A, B, C, D, E e F).....	100
Tabela 5.4 - Comparação entre a potência ativa requerida à mesma vazão para o controle por damper e com inversor para a Curva A (Damper 100 % aberto).....	102
Tabela 5.5 - Comparação entre os valores medidos e calculados para a potência e vazão requerida por inversor para a Curva A (Damper 100 % aberto).....	103
Tabela 5.6 - Comparação entre a potência ativa requerida à mesma vazão para o controle por damper e por inversor para a Curva C (Damper 60 % aberto).....	104
Tabela 5.7 - Comparação entre os valores medidos e calculados para a potência e vazão requerida por inversor para a Curva C (Damper - 60 % aberto).....	104
Tabela 5.8 - Comparação entre a potência ativa requerida à mesma vazão para o controle por damper e por inversor para a Curva F (Damper 30 % aberto).....	105
Tabela 5.9 - Comparação entre os valores medidos e calculados para a potência e vazão requerida por inversor para a Curva F (Damper 30 % aberto).....	106
Tabela 5.10 - Ciclo de operação de um ventilador de 2 hp.....	109
Tabela 5.11 - Economia de energia elétrica utilizando a variação de velocidade.....	109
Tabela 5.12 - Análise de investimento pelo método do tempo de retorno do investimento descontado.....	109
Tabela 5.13 - Fluxo de caixa de investimento para o cálculo do VPL e da TIR.....	110

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BEM	Balanco Energético Nacional
BEU	Balanco de Energia Útil
VSD	Variable Speed Drive
LAMOTRIZ	Laboratório de Eficientização em Sistemas Motrizes Industriais
MIT	Motor de Indução Trifásico
IGBT	Insulated Gate Bipolar Transistor
PWM	Modulação por largura de pulso
ASD	Adjustable Speed Drive
AVV	Acionamento à velocidade variável
VSI	Voltage Source Inverters
CLP	Controlador Lógico Programável
SCADA	Supervisory Control and Data Acquisition
DEE	Departamento de Engenharia Elétrica

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Nome	Unidade	Abreviatura
R_e	Número de Reynolds	adimensional	-
V	Velocidade média do fluido	Metro/segundo	[m/s]
l	Comprimento característico do movimento	Metro	[m]
ρ	Densidade	kilograma/ Metro ³	[kg/m ³]
μ	Viscosidade do fluido	Pascal. segundo	[Pa.s]
p	Pressão	Metro de coluna d'água	[mca]
g	Aceleração da gravidade	Metro/segundo ²	[m/s ²]
E_z	Energia de posição	Metro de coluna d'água	[mca]
z_i	Altura em relação a uma referência fixa	Metro de coluna d'água	[mca]
γ	Peso específico	Newton/metro ²	[N/m ²]
v	Velocidade do fluido	Metro/segundo	[m/s]
L	Comprimento do duto	metro	[m]
Q	Vazão volumétrica	Metro ³ /segundo	[m ³ /s]
E_p	Energia perdida	Metro de coluna d'água	[mca]
H_p	Perda de carga	Metro de coluna d'água	[mca]
H	Diferença de carga total	Metro de coluna d'água	[mca]
P_e	Potência requerida	Watt	[W]
η_v	Rendimento total do ventilador	adimensional	-
H_i	Perda de carga da instalação	Metro de coluna d'água	[mca]
A	Área	metro ²	[m ²]
r_1	Raio da entrada do rotor	Metro	[m]
r_2	Raio da saída do rotor	Metro	[m]
U_1	Velocidade circunferencial na entrada do rotor.	Metro/segundo	[m/s]
U_2	Velocidade circunferencial na entrada do rotor.	Metro/segundo	[m/s]
ω	Velocidade angular	Radiano/segundo	[rad/s]
V_i	Velocidade absoluta	Metro/segundo	[m/s]
V_{ri}	Velocidade relativa na entrada ou saída do rotor	Metro/segundo	[m/s]
V_{u1}	Componente de velocidade absoluta sobre U_1	Metro/segundo	[m/s]
V_{u2}	Componente de velocidade absoluta sobre U_2	Metro/segundo	[m/s]
V_{r2}	Velocidade relativa de saída	Metro/segundo	[m/s]
β_2	Ângulo entre U_i e V_{ri} .	Radianos	[rad]
α_i	Ângulo entre U_i e V_i ,	Radianos	[rad]
V_{n2}	Módulo da componente radial da velocidade absoluta de saída	Metro/segundo	[m/s]
A_2	Área de saída do rotor	Metro ²	[m ²]

H_{∞}	Altura de carga idealizada	Metro de coluna d'água	[mca]
b_2	Largura de saída do rotor	Metro	[m]
P_u	Potência útil entregue ao fluido	Watt	[W]
γ	Peso específico do fluido	Quilograma/metro ²	[kg/ m ²]
H_u	Altura cedida pelo rotor do ventilador ao fluido	Metro de coluna d'água	[mca]
$H_{virt.}$	Altura considerando as pás finitas	Metro de coluna d'água	[mca]
k_y	Coefficiente empírico	adimensional	-
ψ	Coefficiente empírico	adimensional	-
z	Número de pás	adimensional	-
S	Momento estático da linha média de uma pá em sua representação meridional	metro ²	[m ²]
Z_{st1}	Perdas por choque na entrada do rotor	Metro de coluna d'água	[mca]
ϕ	Coefficiente empírico	adimensional	-
$Q_{PROJETO}$	Vazão de projeto	metro ³ /segundo	[m ³ /s]
Z_h	Perdas por atrito nos canais	Metro de coluna d'água	[mca]
η_h	Rendimento hidráulico ou rendimento das pás	adimensional	-
$H_{virt_PROJETO}$	Altura de elevação de projeto	Metro de coluna d'água	[mca]
Z_{hx}	Perda por atrito nos canais	Metro de coluna d'água	[mca]
η_m	Rendimento mecânico do ventilador	adimensional	-
P_{ve}	Potência efetiva que chega ao ventilador	Watt	[W]
P_{mec}	Potência entregue no eixo do motor	Watt	[W]
P_{ac}	Perdas devido ao acoplamento	Watt	[W]
P_h	Perdas hidráulicas	Watt	[W]
η_v	Rendimento total do ventilador	adimensional	-
ω_1	Velocidade angular	Radiano/segundo	[rad/s]
ω_2	Velocidade angular	Radiano/segundo	[rad/s]
H_1	Altura manométrica no ponto 1	Metro de coluna d'água	[mca]
H_2	Altura manométrica no ponto 2	Metro de coluna d'água	[mca]
D_1	Diâmetro do rotor 1	Metro	[m]
D_2	Diâmetro do rotor 2	Metro	[m]
P_{mec1}	Potência do ventilador no ponto 1	Watt	[W]
P_{mec2}	Potência do ventilador no ponto 2	Watt	[W]
H_e	Perda de carga distribuída	Metro de coluna d'água	[mca]
f_a	Coefficiente de atrito	adimensional	-
ϵ	Rugosidade do duto	Metro	[m]

L	Comprimento do duto	Metro	[m]
D_e	Diâmetro equivalente do duto	Metro	[m]
L	Comprimento do duto	Metro	[m]
h	Largura da seção do duto	Metro	[m]
H_L	Perda de carga localizada	Metro de coluna d'água	[mca]
k	Coefficiente empírico de perda	adimensional	-
L_e	Comprimento equivalente de tubo retilíneo	Metro	[m]
P_{mec_eco}	Potência mecânica economizada pelo acionador	Watt	[W]
ω_S	Velocidade do campo girante ou velocidade síncrona	Radiano/segundo	[rad/s]
p	Número de pares de pólos	adimensional	-
f	Frequência da rede	Hertz	[Hz]
ω_R	Velocidade do rotor	Radiano/segundo	[rad/s]
s	Escorregamento	adimensional	-
f_S	Frequência da componente fundamental das tensões do estator	Hertz	[Hz]
f_{nom}	Frequência nominal de alimentação do motor	Hertz	[Hz]
$X_{S(sen)}$	Reatância do estator para variação de frequência	Ohm	[Ω]
$X_{R(sen)}$	Reatância do rotor para variação de frequência	Ohm	[Ω]
$X_{m(sen)}$	Reatância de magnetização para variação de frequência	Ohm	[Ω]
Z_S	Impedância do estator	Ohm	[Ω]
R_S	Resistência do estator	Ohm	[Ω]
X_S	Reatância do estator	Ohm	[Ω]
Z_R	Impedância do rotor	Ohm	[Ω]
R_R	Resistência do rotor	Ohm	[Ω]
s_R	Escorregamento	adimensional	-
X_R	Reatância do rotor	Ohm	[Ω]
Z_m	Impedância de magnetização	Ohm	[Ω]
R_{fe}	Resistência do ferro ou núcleo	Ohm	[Ω]
X_m	Reatância de magnetização	Ohm	[Ω]
Z_{eq}	Impedância equivalente do motor	Ohm	[Ω]
\dot{E}_m	Tensão induzida no rotor	Volt	[V]
\dot{V}_S	Tensão de alimentação (onda senoidal)	Volt	[V]
\dot{I}_S	Corrente total do motor para alimentação senoidal	Ampère	[A]

I_R	Corrente no rotor para alimentação senoidal	Ampère	[A]
$P_H(1)$	Perdas por histerese para componente fundamental	Watt	[W]
η_w	Constante das perdas por Histerese	-	-
B_{max}	Densidade máxima do fluxo magnético	Henry/metro ²	[H/m ²]
k_S	Coefficiente de Steinmetz	adimensional	-
$K_m(B)$	Coefficiente que considera laços internos na histerese	adimensional	-
V_{EF}	Tensão eficaz por fase	Volt	[V]
DDP	Queda de tensão no enrolamento do estator	Volt	[V]
N_s	Número de espiras do enrolamento do estator	adimensional	-
$S_{núcleo_s}$	Área da seção transversal do núcleo	Metro ²	[m ²]
P_H	Perdas por Histerese	Watt	[W]
λ	Constante das perdas por corrente de Foucault	-	-
M_S	Massa do estator	kilograma	kg
P_F	Perdas por correntes de Foucault	Watt	[W]
R_{fe_s}	Resistência representativa das perdas no ferro no estator	Ohm	[Ω]
R_{fe_r}	Resistência representativa das perdas no ferro no rotor	Ohm	[Ω]
S_r	Área da seção transversal do núcleo do rotor	metro ²	[m ²]
S_s	Área da seção transversal do núcleo do estator	metro ²	[m ²]
$R_{fe}(s)$	Resistência representativa das perdas no ferro	Ohm	[Ω]
FP	Fator de potência para alimentação senoidal	adimensional	-
P_{ativa}	Potencia ativa de entrada do motor para alimentação senoidal	Watt	[W]
P_e	Potência no eixo para alimentação senoidal	Watt	[W]
C_e	Conjugado eletromagnético para alimentação senoidal	Newton.metro	[N.m]
P_{eixo}	Potência útil no eixo para alimentação senoidal	Watt	[W]
η_{motor}	Rendimento do motor para alimentação senoidal	adimensional	-
P_{JS}	Perdas joule no estator para alimentação senoidal	Watt	[W]

P_{JR}	Perdas joule no rotor para alimentação senoidal	Watt	[W]
P_{fe}	Perdas no ferro para alimentação senoidal	Watt	[W]
P_{ad}	Perdas adicionais para alimentação senoidal	Watt	[W]
P_{rot}	Perdas rotacionais para alimentação senoidal	Watt	[W]
$v_a(t)$	Tensão na fase A no regime do tempo	Volt	[V]
V_{max}	Máxima Amplitude do sinal de alimentação	Volt	[V]
ω	Rotação angular	Radiano/segundo	[rad/s]
$v_b(t)$	Tensão na fase B no regime do tempo	Volt	[V]
$v_c(t)$	Tensão na fase C no regime do tempo	Volt	[V]
a_0	Valor médio da tensão de alimentação	Volt	[V]
a_n	n-ésimo coeficiente da serie de Fourier que acompanha cosseno	Volt	[V]
b_n	n-ésimo coeficiente da serie de Fourier que acompanha seno	Volt	[V]
n	Ordem da n-ésima harmônica	adimensional	-
k	Coeficiente de perda	adimensional	-
f_s	Frequência da componente fundamental das tensões do estator	Hertz	[Hz]
$s(n)$	Escorregamento para cada harmônica	adimensional	-
$\omega_s(n)$	Velocidade angular para a n-ésima harmônica	Radiano/segundo	[rad/s]
$f_R(n)$	Frequência dos sinais presentes no rotor devido às distorções	Hertz	[Hz]
$f_s(n)$	Frequência das componentes harmônicas das tensões do estator	Hertz	[Hz]
$R_S(n)$	Resistência do enrolamento do estator para a n-ésima harmônica	Ohm	[Ω]
R_{SCC}	Resistência do enrolamento do estator em corrente contínua	Ohm	[Ω]
$L_S(n)$	Indutância do enrolamento do estator para a n-ésima harmônica	Henry	[H]
L_S	Indutância do enrolamento do estator para a frequência fundamental	Henry	[H]
$X_S(n)$	Reatância do estator para a n-ésima harmônica	Ohm	[Ω]
$R_R(n)$	Resistência das barras do rotor à frequência fundamental	Ohm	[Ω]
$K_{RR}(n)$	Fator de correção das barras do rotor para n-ésima ordem harmônica	adimensional	-
$K_{RR}(1)$	Fator de correção das barras do rotor à frequência fundamental	adimensional	-
d	Altura da ranhura	Metro	[m]

$\delta_r(n)$	Comprimento de penetração da onda eletromagnética no material da barra do rotor	Metro	[m]
ρ_r	Resistividade das barras do rotor	Ohm/Metro	[Ω /m]
μ_0	Permeabilidade do vácuo	Henry/metro	[H/m]
$K_L(n)$	Fator de correção para a indutância para a n-ésima harmônica	adimensional	-
$K_L(1)$	Fator de correção para a indutância à frequência fundamental	adimensional	-
$L_R(n)$	Indutância de dispersão do rotor para a n-ésima harmônica	Henry	[H]
$L_R(1)$	Indutância de dispersão à frequência fundamental	Henry	[H]
$X_R(n)$	Impedância de dispersão para a n-ésima harmônica	Ohm	[Ω]
$X_R(1)$	Impedância de dispersão à frequência fundamental	Ohm	[Ω]
$V_{EF}(fr)$	Tensão eficaz de fase	Volts	[V]
$B_{m\acute{a}x}(fr)$	Densidade máxima de fluxo	Henry/metro ²	[H/m ²]
$X_m(n)$	Reatância de dispersão para a frequência harmônica	Ohm	[Ω]
$x(t)$	Serie de Fourier do sinal de tensão	Volts	[V]
V_0	Valor médio da tensão de alimentação	Volts	[V]
V_n	Amplitude para a n-ésima harmônica	Volts	[V]
θ_n	Ângulo de fase da n-ésima harmônica	Radianos	[rad]
$\dot{i}_s(n)$	Corrente total absorvida pelo motor alimentado por tensões não senoidais	Ampère	[A]
$\dot{V}_s(n)$	Tensão de alimentação para a n-ésima harmônica	Volt	[V]
$Z_{eq}(n)$	Impedância do motor para a n-ésima harmônica	Ohm	[Ω]
$Z_S(n)$	Impedância do estator para a n-ésima harmônica	Ohm	[Ω]
$Z_R(n)$	Impedância do rotor para a n-ésima harmônica	Ohm	[Ω]
$Z_m(n)$	Impedância de magnetização para a n-ésima harmônica	Ohm	[Ω]
$\dot{E}_m(n)$	Tensão induzida no rotor para a n-ésima harmônica	Volts	[V]
$\dot{i}_R(n)$	Corrente no rotor para cada harmônica	Ampère	[A]
$FP(n)$	Fator de potência para n-ésima harmônica	adimensional	-
$P_{ativa}(n)$	Potência ativa do motor para n-ésima harmônica	Watt	[W]
$V_{FN}(n)$	Componente fundamental para dada frequência	Volts	[V]

$C_{eixo}(n)$	Conjugado no eixo	Newton.metro	[N.m]
$P_{eixo}(n)$	Potência útil no eixo para n-ésima harmônica	Watt	[W]
$P_{JSharm}(n)$	Perdas joule no estator	Watt	[W]
$P_{JRharm}(n)$	Perdas joule no rotor	Watt	[W]
$P_{fe}(n)$	Perdas no ferro	Watt	[W]
P_{e_total}	Potências no eixo total e absorvida pelo motor	Watt	[W]
P_{ativa_total}	Potências absorvida total pelo motor	Watt	[W]
η_{motor_harm}	Rendimento do motor para alimentação não senoidal	adimensional	-
V_R	Amplitude da moduladora senoidal (R)	Volts	[V]
V_S	Amplitude da moduladora senoidal(S)	Volt	[V]
V_T	Amplitude da moduladora senoidal (T)	Volt	[V]
V_{cc}	Amplitude	Volt	[V]
C	Capacitância	Farad	[F]
L	Indutância	Henry	[H]
A_R	Amplitudes das ondas de referência	Volts	[V]
A_M	Amplitude da moduladora	Volts	[V]
M	Índice de modulação	adimensional	-
f_c	Frequência de comutação das chaves do inversor	Hertz	[Hz]

INTRODUÇÃO

Neste capítulo, apresenta-se a contextualização da pesquisa, a revisão bibliográfica, a contribuição da pesquisa e a organização deste trabalho.

1.1 EFICIÊNCIA ENERGÉTICA NA INDÚSTRIA

A escassez de recursos naturais, o quadro econômico de instabilidade e um processo competitivo global pelo qual tem passado a sociedade nestes últimos tempos, tem exigido a minimização dos custos, otimizando os investimentos, levando-nos inexoravelmente à conservação de energia nos setores industrial, comercial e residencial. Na indústria, isto vem sendo feito diminuindo-se as perdas de energia no processo produtivo, especificando-se equipamentos com máxima eficiência e operando-os o mais próximo desta condição.

A conservação de energia é mais do que uma questão de custos, é uma questão ambiental, contribuindo definitivamente para a preservação do meio ambiente. A conservação de energia elétrica equivale a contribuir com a redução da emissão de CO₂, através do acúmulo de créditos de carbono [1].

O consumo de energia elétrica no Brasil alcançou 359,6 TWh em 2004, sendo distribuído em setores mais significativos, como verificado na Figura 1.1 [2].

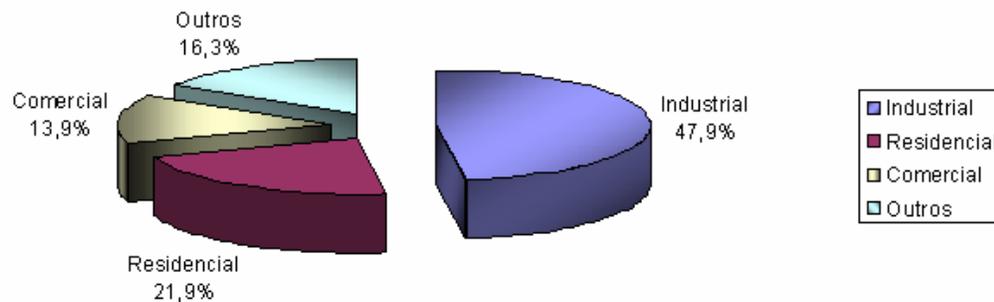


Figura 1.1- Consumo de energia elétrica no país entre os principais setores.

Como se observa na Figura 1.1, o consumo do setor industrial é o mais significativo, representando grande parte do consumo de energia elétrica do país, 172,1 TWh em 2004 [2].

O consumo por uso final no setor industrial conforme pode ser observado na Figura 1.2 [3].

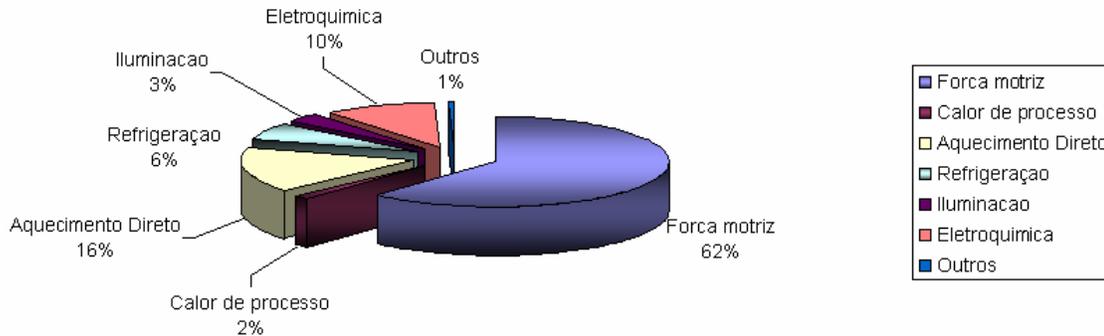


Figura 1.2- Consumo de energia elétrica para o setor industrial.

Como se observa na Figura 1.2, a força motriz é responsável pelo consumo de aproximadamente 62% de toda energia elétrica do setor industrial, portanto fica claro que medidas devem ser tomadas para um aumento da eficiência destes equipamentos em seu processo de operação, produzindo desta maneira uma economia de energia.

Os motores elétricos estão presentes acionando as mais variadas cargas mecânicas no processo industrial, tais como: ventiladores, bombas, compressores, esteiras, entre outras. Na indústria nacional a potência instalada em sistemas de ventilação, compressão e bombeamento alcança aproximadamente 75% da potencia total [4]. Desta forma, os sistemas de ventilação compõem parcela importante da carga industrial, embora até o momento não se disponha de dados específicos com relação a esta participação no panorama nacional.

Os ventiladores bem como, as bombas centrífugas e os compressores centrífugos são aplicações que requerem potência e conjugado variável, como ilustrado na Figura 1.3.

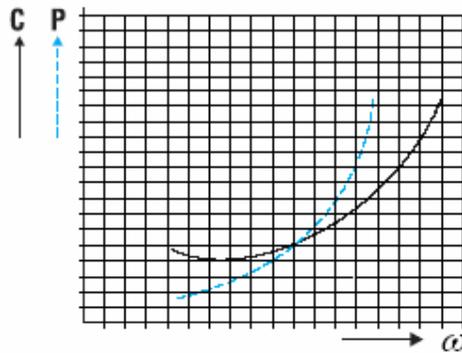


Figura 1.3- Curvas de conjugado-velocidade: conjugado quadrático.

O conjugado destas cargas apresenta uma variação com o quadrado da velocidade de rotação e a potência com o cubo da rotação. Esta característica nos leva a crer que se pode produzir uma economia de energia, a partir de aplicações com velocidade variável.

1.2 VENTILADORES INDUSTRIAIS

Os ventiladores são máquinas com características variadas em relação ao seu tipo de rotor: centrífugo, axial e misto. São utilizados em diversos processos industriais, tais como: altos-fornos nas siderúrgicas, instalações de caldeiras, pulverizadores de carvão, queimadores, transportes pneumáticos, além da refrigeração.

Na ventilação industrial, além da manutenção térmica, os ventiladores são utilizados para a renovação de ar por insuflamento ou por exaustão, ou por ambos. Essa renovação tem como fim primordial a obtenção, no interior de um recinto dito fechado, de ar com grau de pureza e velocidade de escoamento compatível com as exigências de saúde e bem estar humano. Entretanto, a ventilação industrial não visa apenas a atender as condições favoráveis para aqueles que trabalham no interior das fábricas, mas também facilitar a filtragem de fumaças, poeiras, gases, vapores antes que sejam lançadas ao ar, evitando uma maior degradação do meio ambiente.

O ventilador possui um ponto ótimo de funcionamento para uma determinada vazão, uma determinada diferença de pressão e uma rotação específica, em que suas perdas inerentes ao escoamento são mínimas. Entretanto,

na maioria das instalações, devido à necessidade de variação de vazão o ventilador opera fora do ponto ótimo de funcionamento.

Normalmente na indústria e em outras aplicações, as instalações dos ventiladores operam com rotação constante e, para obter a variação de vazão, principalmente na sua diminuição, utilizam *damper* que estrangula o duto, como mostra a Figura 1.4, aumentando a pressão e as perdas da instalação. Esse sistema de controle por estrangulamento é ineficiente, provocando consumo desnecessário de energia [5].

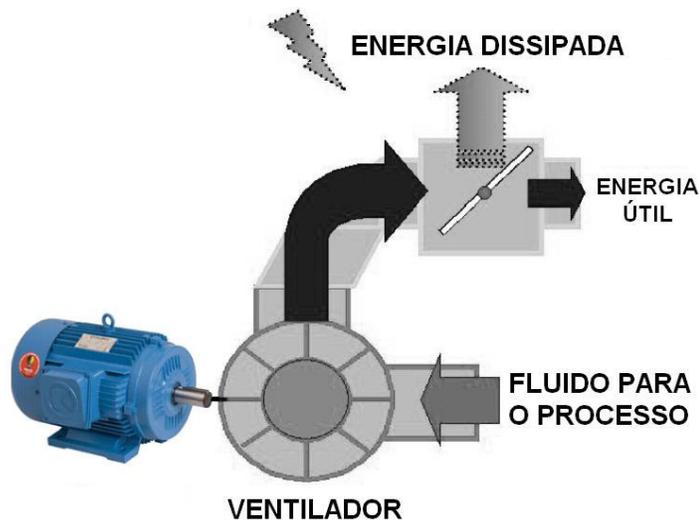


Figura 1.4- Ventilador acionado à velocidade constante com damper para o controle de vazão.

Uma forma de melhorar a eficiência energética seria a possibilidade de operar o ventilador em velocidade variável.

A partir do desenvolvimento da eletrônica de potência é possível substituir os métodos clássicos de controle de vazão (damper), por acionamentos de velocidade variável. A utilização de acionamentos eletrônicos para variação de velocidade, reduz em aproximadamente 40% as perdas, com relação ao estrangulamento mecânico [6]. O acionamento de ventiladores através de inversores busca uma operação com maior eficiência energética no controle da vazão. Na Figura 1.5, observa-se a configuração do acionamento eletrônico à velocidade variável.

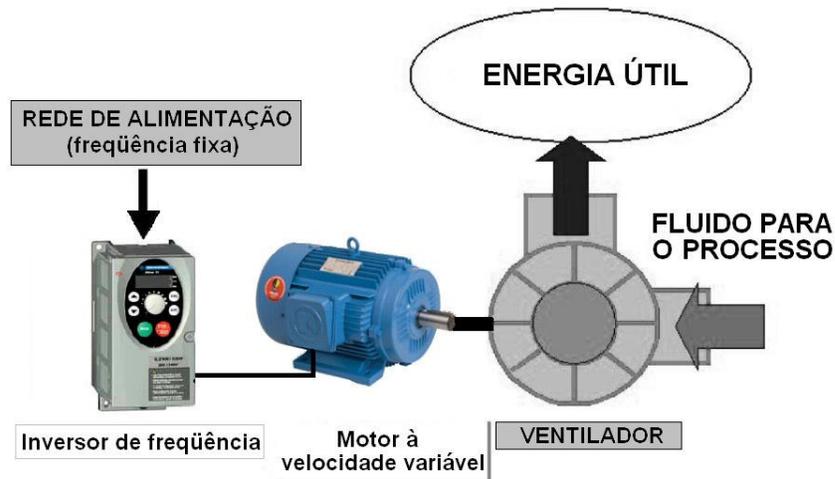


Figura 1.5- Ventilador acionado à velocidade variável. O controle da vazão é obtido por variação da rotação do ventilador.

Ao se utilizar o acionamento eletrônico, é muito importante conhecer a característica conjugado-velocidade da carga, para que o acionamento possa ser bem especificado. Em [7] realizadas feitas considerações técnicas e econômicas sobre a aplicação de inversores em algumas cargas e dentre elas estão os ventiladores. Como mostra a Figura 1.6, o controle de vazão através de inversor, requer menor potência de entrada para a mesma vazão em relação ao controle tradicional por damper, mostrando o potencial de economia de energia elétrica para aplicações em ventiladores.

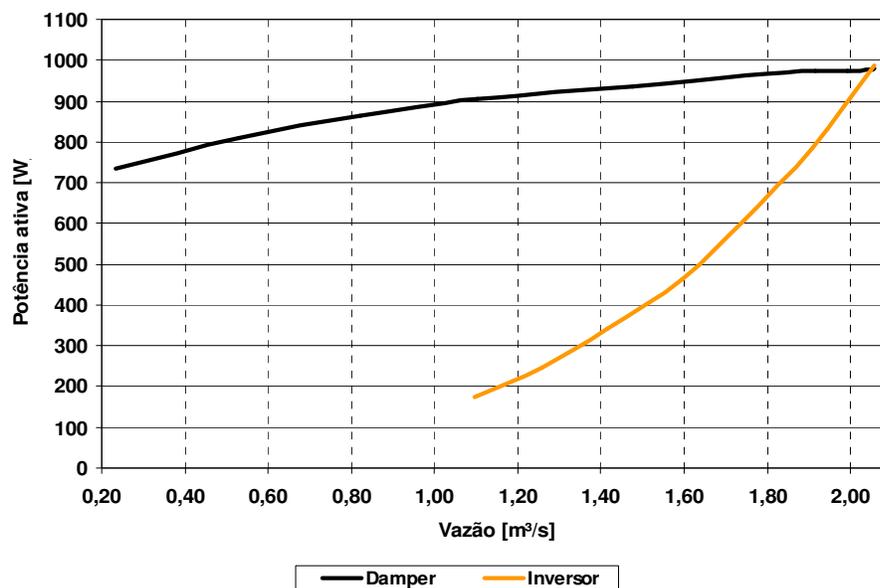


Figura 1.6- Comparativo da redução de potência ativa de entrada.

1.3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão bibliográfica a seguir aborda algumas das principais experiências a nível internacional para a variação de vazão, utilizando o acionamento eletrônico. Já no âmbito nacional há pouco registro na literatura sobre o tema.

Graaf e Weiss relatam a utilização de um acionador eletrônico para variar a velocidade de um ventilador de 8000 hp, na usina de geradora da Power's Clay Boswell, em Minnesota, Estados Unidos. O controle de vazão tradicional (damper) é substituído devido ao nível de ruído audível que motivou fortes críticas da comunidade [8].

Cassidy e Stack apresentam estudos em [9] sobre os métodos para controle de vazão numa torre de resfriamento acionada por quatro ventiladores de 200 hp. Verificou-se que o controle de velocidade via componente eletrônico adequou-se melhor ao sistema em relação à operação com damper, obtendo uma economia anual de 83% de energia elétrica em relação ao consumo dos ventiladores operando em plena carga.

Graaf e Weiss relatam em outro trabalho técnico [8] na cidade de Ashland Kentucky, nos Estados Unidos, a companhia de aço ARMCO instalou um sistema de acionamento eletrônico para variar a vazão de ar e remover o damper da instalação, assim corrigiu a instabilidade de fluxo e vibração, otimizando a eficiência do sistema. A demanda foi reduzida em aproximadamente 79 % em relação ao sistema original, gerando uma economia na ordem de \$ 450.000/ano.

Oliver et all mostram estudos de controle de vazão em um boiler, no sudeste da Califórnia. O controle de vazão via damper requer 3000 hp por ventilador, enquanto que controlando a vazão via inversor reduz-se para 250 hp por ventilador. O valor da economia de energia foi estimado em pouco mais de \$ 1,5 milhões por ano [10].

Chary et all apresentam um trabalho experimental [11], aplicando acionamento eletrônico em ventiladores para a secagem de fumo na Índia. A carga operada por ventilador com controle de damper requer 515 kW, instalando o acionador eletrônico a carga fica reduzida para 240,5 kW. A economia no consumo de energia elétrica alcançou 53%, tendo o investimento pago em 11 meses.

Na Bélgica, uma fábrica de aço inoxidável com dois ventiladores de 800 kW, realiza a análise técnica-econômica para a substituição do damper por acionador eletrônico. O investimento de 105.000 euros traz uma economia de 4.188.277 kWh/ano, tendo o retorno do investimento em 8 meses. Incluindo o custo desta instalação, estima-se o retorno do investimento em 14 meses [12].

A Companhia The Babcock and Wilcox, nos Estados Unidos, substituiu o controle de vazão num boiler via damper por controle de vazão via inversores. A redução no consumo de combustível de 1168,00 ton / ano para 1036,02 ton / ano com a substituição. A eficiência do boiler também aumentou 2,5%. As emissões de CO₂ foram reduzidas em mais de 71 ton / ano. A economia de energia é 8000 kWh/mês e reduziu-se o ruído na câmara do boiler. Os custos da implementação e cálculo de energia economizada mostram um tempo de retorno do investimento de 1,8 meses [13].

A empresa Western Power, em 2005, realizou a implementação de acionadores eletrônicos para controlar a vazão de ventiladores, num hotel em Perth, na Austrália. O método de controle inicial resultava em ruído e em manutenção regular para operar com dampers. O atual método otimizou o desempenho do sistema, eliminando o ruído e reduzindo o consumo de energia em 40%. O investimento foi equivalente a \$ 67.000, resultando numa economia anual de aproximadamente \$23.000 e tempo de retorno do investimento de 36 meses [14].

Em 2006, a ABB combinando a eficiência dos motores e acionadores estima reduzir o consumo de energia elétrica do Hospital Coventry, na Inglaterra. No bloco A do hospital, estima-se uma redução de 1.400 MWh/ano para o sistema de ventilação. Para outros blocos B e C estima-se economias semelhantes. Os acionadores serão aplicados no controle de vazão de ar e água nos sistemas de ventilação, aquecimento e climatização. Estima-se uma economia em cerca de 50% de energia, com a substituição dos métodos tradicionais de controle (válvulas e dampers) ao acionamento eletrônico [15].

Na União européia, identifica-se o potencial de economia de energia elétrica nos setores terciário e industrial, na ordem de 8 TWh/ano até 2015, com aplicação de inversores em cargas como: ventiladores, bombas, compressores e esteiras transportadoras. Apresentam-se também questões de mercado e econômicas para implantação do controle de velocidade variável [7]. Em 2002, o

mercado europeu foi dominado pela utilização de acionamentos de baixa e média potência na faixa de 0,75 a 4 kW. Os preços do inversor por kW caíram com o aumento da potência, mas principalmente para aplicações em pequena e média potência.

Segundo [16] o controle de velocidade via inversores pode trazer significativa economia no consumo de energia elétrica em: ventiladores, bombas, compressores e esteiras transportadoras. Também é mostrado o impacto da influência deste método nos setores industrial e terciário na União européia, mostrando as ações para promover o controle via inversor, bem como analisando as questões econômicas para a implantação [16].

Na cidade de Nova Alvorada do Sul (MS), pesquisa realizada no setor de armazenamento de grãos da Indústria de Produtos Dallas Ltda obteve com o emprego de inversor nos sistemas de aeração de grãos a redução de 74,63% no consumo de energia elétrica [17].

Pesquisa realizada em [18] mostra-se uma modelagem matemática, bem como dados experimentais do LAMOTRIZ-UFC para a análise dos métodos de controle de vazão visando à eficiência energética. Através de simulação verifica-se que existe potencial de redução no consumo de energia elétrica.

1.4 CONTRIBUIÇÃO DA PESQUISA

Com o intuito de promover a eficiência energética no parque industrial no atual no panorama energético nacional, a ELETROBRAS, através de seu programa de conservação energia elétrica na indústria (PROCEL – Indústria) tem firmado convênios com várias universidades para implantação do Laboratório de Eficiência em Sistemas Motrizes – LAMOTRIZ. Desta parceria, entre a ELETROBRÁS e a Universidade Federal do Ceará, resultou o LAMOTRIZ-UFC com os seguintes objetivos:

Colaborar com a formação de engenheiros no âmbito da conservação de energia; Expandir conhecimentos de eficiência energética no meio acadêmico e industrial; Criar critérios de eficiência energética em força motriz; Avaliar as oportunidades de economia de energia nos sistemas motrizes já instalados e desenvolver pesquisa de alto nível em acionamentos industriais eficientes.

Esse é um das primeiras pesquisas desenvolvidas no LAMOTRIZ-UFC, cujo objetivo é abordar a análise da operação a velocidade variável de um sistema de ventilação industrial, verificando as oportunidades de economia de energia elétrica para as diversas situações de demanda.

A presente pesquisa analisa a operação de um sistema de ventilação industrial para o controle de vazão a partir de velocidade constante por damper e de velocidade variável utilizando o inversor de frequência.

Os dois métodos de controle de vazão foram comparados através de medições experimentais e de simulação computacional, de forma a avaliar o melhor método de controle, visando à economia de energia elétrica.

1.5 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

No capítulo 2 é apresentada primeiramente uma revisão da fundamentação teórica de mecânica dos fluidos e das curvas características da operação dos sistemas de ventilação industrial, buscando-se desta forma o suporte necessário ao estudo. Em seguida, é apresentada uma revisão do estado da arte em acionamento à velocidade variável para uso em ventiladores, tanto no âmbito acadêmico como em aplicações industriais.

No capítulo 3 é apresentado um conjunto de equações para a formulação da modelagem matemática, para velocidade constante, sendo posteriormente modificada para a possibilidade de operação em velocidade variável, com enfoque na eficiência energética. A simulação computacional do sistema do conjunto ventilador / motor / inversor será realizada com base nos modelos desenvolvidos e nas curvas características obtidas experimentalmente.

No capítulo 4 é descrita a bancada experimental de ventilação industrial do LAMOTRIZ-UFC, que tem como objetivo simular várias situações de carga e analisar a operação tanto a velocidade constante como a velocidade variável de um sistema de ventilação industrial. É dada uma visão geral dos equipamentos e sistemas utilizados, bem como uma descrição dos métodos para obtenção dos resultados.

No capítulo 5 é apresentada a comprovação teórico-experimental dos modelos simulados. Foram realizados ensaios para a obtenção dos dados para

traçarem-se as curvas de desempenho do ventilador com objetivo de comprovar a eficiência do método de controle de vazão por variação de velocidade. Os dados experimentais foram confrontados com os dados simulados e validaram a técnica de acionamento à velocidade variável para o controle de vazão.

No capítulo 6 são apresentadas às considerações finais do trabalho, verificando os méritos da utilização de controle de vazão via inversor e as sugestões de trabalhos futuros.

1.6 PUBLICAÇÃO RELACIONADA COM A PESQUISA

MOREIRA, A.B.; SCHMIDLIN Jr., C.R.; CAVALCANTE NETO, T.N., MONTEIRO, C. A., PONTES, R. S. T.. “Operation Analysis of an Industrial Cooling System with Variable Speed Aiming the Efficiency Energy”. Artigo apresentado no VII INDUSCON, Recife-Pe, 2006.

CAPÍTULO 2

VENTILAÇÃO INDUSTRIAL E VENTILADORES

Neste capítulo, estuda-se o sistema de ventilação industrial, com objetivo de compreender o seu princípio de operação. Para iniciar este estudo, realiza-se uma revisão de conceitos fundamentais, apresentam-se também as classificações, aplicações e características dos ventiladores, o modelo matemático clássico do ventilador radial e o cálculo das perdas da instalação e dos dispositivos.

Estuda-se sobre os dois métodos de variação de vazão, um utilizando o damper e o outro a partir da variação da velocidade do conjunto motor-ventilador.

2.1 PRINCÍPIOS DE MECÂNICA DOS FLUIDOS APLICADOS À VENTILAÇÃO INDUSTRIAL

2.1.1 REGIMES DE ESCOAMENTO DE FLUIDO

Um fluido em movimento pode estar em regime laminar, turbulento ou em regime de transição entre os dois. O regime laminar pode ser considerado como ocorrendo em lâminas ou camadas, entre as quais há uma variação de velocidades. No regime turbulento, tem-se grande flutuação de velocidade, devido a movimentos aleatórios, tridimensionais, de partículas fluidas, adicionais ao movimento principal [19].

O regime de escoamento de um fluido é normalmente determinado pelo número de Reynolds desse fluido. O número de Reynolds é uma grandeza adimensional dada pela equação (2.1):

$$R_e = \frac{V \cdot l \cdot \rho}{\mu} \quad (2.1)$$

Sendo V o módulo da velocidade do fluido, l o comprimento característico do movimento, ρ a densidade do fluido e μ a viscosidade do fluido.

No escoamento laminar há um deslocamento disciplinado das partículas fluidas, seguindo trajetórias regulares, sendo que as trajetórias de duas partículas vizinhas não se cruzam. Já no escoamento turbulento a velocidade num dado ponto

varia constantemente em grandeza e direção, com trajetórias irregulares, e podendo uma mesma partícula ora localizar-se próxima do eixo do duto, ora próxima da parede do duto [20].

Usualmente toma-se que para escoamentos internos $R_e < 2.000$ o regime é considerado laminar e para $R_e > 4.000$, turbulento. Já para o intervalo $2.000 < R_e \leq 4.000$, tem-se o regime em fase de transição de laminar para turbulento, no entanto, na prática, considera-se escoamento turbulento [21].

2.1.2 TEOREMA DE TRANSPORTE DE REYNOLDS

As equações básicas para um sistema quando escritas numa base de taxa temporal – conservação da massa, quantidade de movimento, 1ª e 2ª lei da termodinâmica –, envolvem a derivada em relação ao tempo de uma propriedade extensiva do sistema – massa, quantidade de movimento, energia ou entropia, respectivamente. O que se pretende então, é definir uma equação geral que relacione a taxa de variação de qualquer propriedade extensiva de um sistema com as variações dessa propriedade associadas com um volume de controle. Esta relação é dada pelo Teorema de Transporte de Reynolds, que é dado por [19]:

$$\left. \frac{dN}{dt} \right]_{\text{sistema}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \eta \rho dV + \int_{SC} \eta \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.2)$$

Sendo:

$\left. \frac{dN}{dt} \right]_{\text{sistema}}$ – é a taxa de variação total de qualquer propriedade extensiva arbitrária do sistema.

$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \eta \rho dV$ – é a taxa de variação com o tempo da propriedade extensiva arbitrária, N, dentro do volume de controle.

η – é a propriedade intensiva correspondente a N; $\eta = N$ por unidade de massa.

ρdV – é um elemento de massa contido no volume de controle.

$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \eta \rho dV$ – é a quantidade total da propriedade extensiva, N, contida no volume de controle.

$\int_{SC} \eta \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$ – é a vazão líquida em massa, da propriedade extensiva, N, saindo pela superfície de controle.

$\rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$ – é a vazão em massa através do elemento de área $d\vec{A}$.

$\eta \rho \vec{v} \cdot d\vec{A}$ – é a vazão em massa da propriedade extensiva, N, através da área $d\vec{A}$.

2.1.1.1 CONSERVAÇÃO DA MASSA

Como um sistema é, por definição, uma porção arbitrária de matéria de identidade fixa, ele é constituído da mesma quantidade de matéria em todos os instantes. Para a conservação de massa num sistema em regime permanente,

$$\left. \frac{dM}{dt} \right]_{\text{sistema}} = 0 \quad (2.3)$$

sendo

$$M_{\text{sistema}} = \int_{\text{massa(sistema)}} dm + \int_{\forall(\text{sistema})} \rho d\forall \quad (2.4)$$

As equações para o sistema de controle são relacionadas pela equação (2.5),

$$\left. \frac{dN}{dt} \right]_{\text{sistema}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \eta \rho d\forall + \int_{SC} \eta \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.5)$$

$$N_{\text{sistema}} = \int_{\text{massa(sistema)}} \eta dm + \int_{\forall(\text{sistema})} \eta d\forall \quad (2.6)$$

Para deduzir a formulação para o volume de controle da conservação de massa, obtêm-se:

$$N = M \text{ e } \eta = 1. \quad (2.7)$$

$$\left. \frac{dM}{dt} \right]_{\text{sistema}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho d\forall + \int_{SC} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.8)$$

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho \cdot d\forall + \int_{SC} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.9)$$

Considera-se o escoamento incompressível, no qual a massa específica é constante. Quando ρ é constante não é função do tempo nem do deslocamento, tem-se,

$$0 = \rho \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} d\forall + \rho \int_{SC} \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.10)$$

$$0 = \frac{\partial \nabla}{\partial t} + \int_{SC} \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.11)$$

e para ∇ constante,

$$0 = \int_{SC} \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.12)$$

Assim para o escoamento incompressível, a vazão em volume que entra em um volume de controle deve ser igual à vazão que sai deste volume de controle. A vazão em volume Q , através de uma seção de uma superfície de controle de área A , é dada por:

$$Q = \int_A \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.13)$$

A velocidade média, \vec{V} , numa seção é definida por.

$$\vec{V} = \frac{Q}{A} = \frac{1}{A} \int \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.14)$$

Escoamento uniforme numa seção implica velocidade constante através de toda a área de seção. Quando a massa específica também é constante numa seção, a integral da vazão em massa na equação (2.14) pode ser substituída por um produto. Assim, quando se supõe escoamento uniforme numa seção n ,

$$\int_{A_n} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = \rho_n \vec{V}_n \cdot \vec{A}_n \quad (2.15)$$

Para escoamentos perpendiculares à seção transversal de área, e utilizando grandezas escalares, tem-se:

$$\int_{A_n} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = \pm \left| \rho_n V_n \cdot A_n \right| \quad (2.16)$$

Quando $\rho \vec{v} \cdot d\vec{A}$ é negativo, a massa esco para dentro da superfície de controle, e esco para fora nas regiões em que $\rho \vec{v} \cdot d\vec{A}$ é positivo. Admitindo-se ainda escoamento incompressível, tem-se (2.17):

$$0 = \left\{ - \left| \rho V_{n1} \cdot A_{n1} \right| \right\} + \left\{ \left| \rho V_{n2} \cdot A_{n2} \right| \right\} \quad (2.17)$$

Portanto, a partir da equação (2.18) conclui-se que a vazão que entra em um determinado volume de controle é igual à vazão que sai deste volume.

$$Q = v_{n1} \cdot A_{n1} = v_{n2} \cdot A_{n2} \quad (2.18)$$

A Figura 2.1 mostra o escoamento de um fluido entre duas seções distintas de áreas A_{n1} e A_{n2} para as velocidades V_{n1} e V_{n2} , respectivamente.

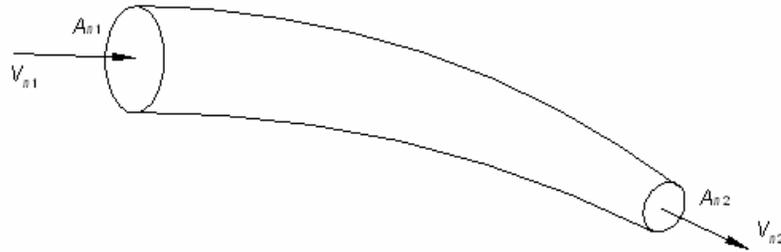


Figura 2.1 -Escoamento de um fluido entre duas seções.

2.1.1.2 PRINCÍPIO DA CONSERVAÇÃO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO

Para um sistema movendo-se em relação a uma referencial fixo, a segunda lei de Newton estabelece que a soma de todas as forças externas agindo sobre o sistema é igual a taxa de variação da quantidade de movimento linear do sistema.

Assim, de acordo com a segunda lei de Newton para um sistema que se move em relação a coordenadas inerciais é dada por:

$$\vec{F} = \frac{d\vec{P}}{dt} \quad (2.19)$$

Sendo a quantidade de movimento, \vec{P} , do sistema, dada por:

$$\vec{P}_{sistema} = \int_{massa(sistema)} \vec{V} dm + \int_{\forall(sistema)} \vec{V} \rho d\forall, \quad (2.20)$$

e a força resultante, \vec{F} , inclui as forças de massa e de superfície atuando sobre o sistema.

Substituindo os valores $N = M$ e $\eta = 1$ na equação (2.6), tem-se:

$$\left. \frac{d\vec{P}}{dt} \right]_{sistema} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \vec{V} \rho d\forall + \int_{SC} \vec{V} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.21)$$

$$\left. \frac{d\vec{P}}{dt} \right]_{sistema} = \vec{F}_{sistema} \quad (2.22)$$

Como na dedução da equação (2.21), o sistema e o volume de controle coincidiam em t_0 , segue-se que:

$$\vec{F}_{sistema} = \vec{F}_{volume\ de\ controle} \quad (2.23)$$

A partir das equações (2.21) e (2.22) combinadas, obtém-se a segunda lei de Newton para um volume de controle não submetido à aceleração:

$$\vec{F} = \vec{F}_S + \vec{F}_B = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \vec{V} \rho dV + \int_{SC} \vec{V} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.24)$$

A equação (2.24) pode ser escrita da forma diferencial como segue:

$$d\vec{F} = \rho \left[\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + u \frac{\partial \vec{v}}{\partial x} + v \frac{\partial \vec{v}}{\partial y} + w \frac{\partial \vec{v}}{\partial z} \right] \quad (2.25)$$

Sendo $d\vec{F}$ é a composição das forças de superfície e campo como mostra a equação (2.26).

$$d\vec{F} = d\vec{F}_S + d\vec{F}_B \quad (2.26)$$

Desta forma, a equação (2.21) é vetorial, como com as quantidades vetoriais, podem ser escritas na forma de três equações componentes escalares, em relação a um sistema de coordenadas xyz, estas são dadas por:

$$F_x = F_{Sx} + F_{Bx} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} u \rho dV + \int_{SC} u \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.27)$$

$$F_y = F_{Sy} + F_{By} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} v \rho dV + \int_{SC} v \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.28)$$

$$F_z = F_{Sz} + F_{Bz} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} w \rho dV + \int_{SC} w \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.29)$$

Assim, para fluidos ideais as forças de campo (F_B) se resumem a força gravitacional, enquanto que as forças superficiais (F_S) são representadas apenas pela tensão normal uma vez que a tensão de cisalhamento é desprezada. Para escoamentos de ar em dutos, normalmente se despreza os efeitos viscosos devido às pequenas variações de pressão, assim a equação (2.30) descreve o escoamento sem atrito do ar.

$$\rho \vec{g} - \nabla p = \rho \frac{D\vec{V}}{Dt} \quad (2.30)$$

2.1.1.3 INTEGRAÇÃO DA EQUAÇÃO DE EULLER AO LONGO DE UMA LINHA DE CORRENTE

Seja o escoamento de um fluido para uma linha de corrente entre a seção 1 e uma seção 2, como mostra a Figura 2.2.

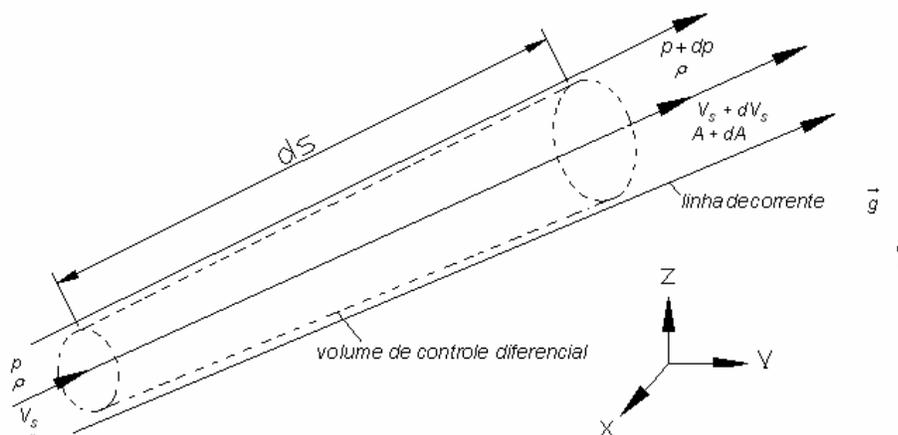


Figura 2.2 -Linha de corrente de um fluido.

Aplica-se a equação de Euler (2.30) a um escoamento permanente, incompressível e sem atrito ao longo de uma linha de corrente, em que o volume de controle escolhido é fixo no espaço e limitado pelas linhas de corrente.

Se uma partícula fluida move-se de uma distância, ds , ao longo de uma linha de corrente, então,

$$\frac{\partial p}{\partial s} ds = dp \quad (\text{a variação de pressão ao longo de } s) \quad (2.31)$$

$$\frac{\partial z}{\partial s} ds = dz \quad (\text{a variação de elevação ao longo de } s) \quad (2.32)$$

$$\frac{\partial v}{\partial s} ds = dv \quad (\text{a variação de velocidade ao longo de } s) \quad (2.33)$$

Assim, após multiplicar a equação (2.30) por ds , pode-se escrever.

$$-\frac{dp}{\rho} - gdz = vdv \quad (2.34)$$

$$\frac{dp}{\rho} + gdz + vdv = 0 \quad (2.35)$$

A integração da equação (2.35) resulta:

$$\int \frac{dp}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gz = cte \quad (2.36)$$

Para $\rho = cte$, a equação de Bernoulli conforme [21] é:

$$\frac{\rho}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gz = cte \quad (2.37)$$

A equação de Bernoulli é uma poderosa e útil ferramenta, porque relaciona as variações de pressão com as variações de velocidade e elevação ao longo de uma linha de corrente, conforme a Figura 2.3. Aplicando a equação (2.37) entre dois pontos numa linha de corrente, desde que atendidas as hipóteses simplificadoras (fluido incompressível, escoamento sem atrito, escoamento permanente e mesma linha de corrente), tem-se (2.38):

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gz_2. \quad (2.38)$$

Multiplicando a equação (2.38) por ρ , tem-se:

$$p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} + \rho g z_1 = p_2 + \frac{\rho v_2^2}{2} + \rho g z_2, \quad (2.39)$$

$$E_z = \rho \cdot g \cdot z_i \quad (2.40)$$

Sendo os índices 1 e 2 representam dois pontos quaisquer numa linha de corrente, p_i , energia de pressão (ou piezométrica), E_z , energia de posição, ρ , densidade do fluido e z_i , a altura em relação a uma referência fixa.

A equação (2.39) é a aplicação da equação de Bernoulli entre dois pontos, conforme ilustra a Figura 2.3.

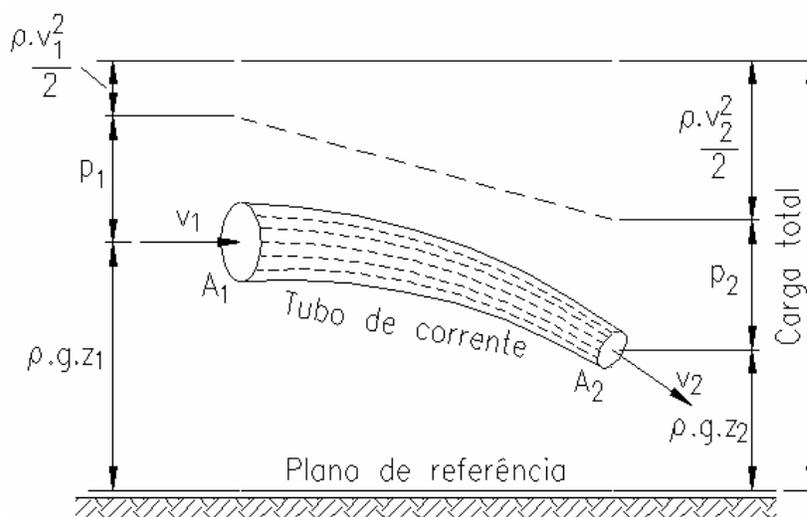


Figura 2.3 - Ilustração do teorema de Bernoulli. FONTE:[21]

É importante lembrar que na equação (2.38), não se considerou o atrito entre as partículas do fluido, ou seja, o atrito nas paredes do duto e a viscosidade do fluido. Na prática, estes atritos estão presentes no escoamento e conseqüentemente

gera uma perda de energia. Desta maneira, a equação (2.41) e a Figura 2.4 representam um escoamento com perdas.

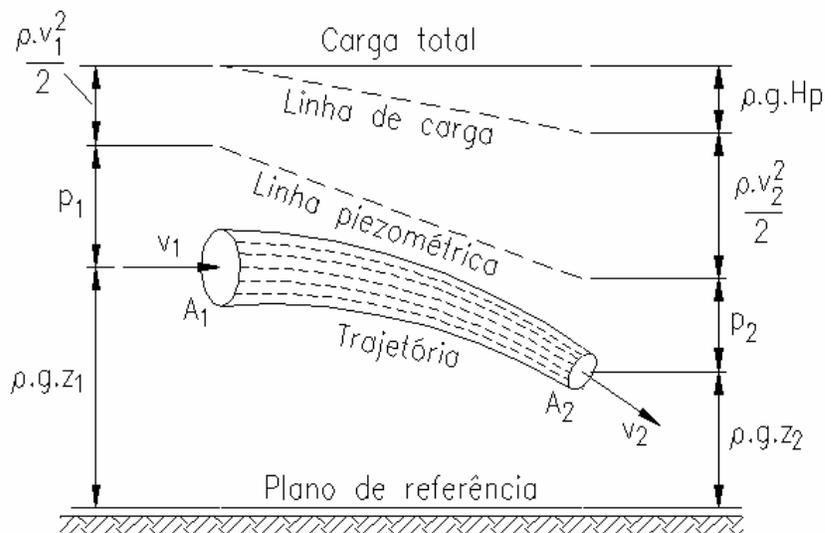


Figura 2.4 - Ilustração do teorema de Bernoulli considerando o atrito. FONTE [21]

$$p_1 + \frac{\rho \cdot v_1^2}{2} + \rho \cdot g \cdot z_1 = p_2 + \frac{\rho \cdot v_2^2}{2} + \rho \cdot g \cdot z_2 + \rho \cdot g \cdot H_p, \quad (2.41)$$

$$E_p = \rho \cdot g \cdot H_p. \quad (2.42)$$

Sendo E_p , energia perdida e H_p , a perda de carga.

2.2 VENTILAÇÃO INDUSTRIAL

É a operação realizada através de meios mecânicos que visa o controle de parâmetros, tais como: a temperatura, a distribuição do ar, a umidade, e eliminar agentes contaminantes ou poluentes, entre eles: gases, vapores, poeiras, névoas, microorganismos e odores.

Além de remover os elementos contaminantes de um dado local, o controle de poluição por meio de ventilação requer muitas vezes que os elementos poluidores, depois de captados, seja dada uma destinação adequada, de modo a não contaminarem a níveis que tragam dano à saúde, evitando que tais agentes se dispersem na atmosfera, sendo prejudicial a um número considerável de pessoas, afetando as condições ecológicas imprescindíveis à vida.

Os sistemas de ventilação se classificam em sistemas de ventilação geral e em sistemas de ventilação local exaustora.

O sistema de ventilação geral proporciona a ventilação de um determinado ambiente, de um modo geral e global. Pode ser natural, quando não são utilizados recursos mecânicos para proporcionar o deslocamento do ar. O deslocamento do ar é realizado através de janelas, portas e entre outros. A ventilação é dita geral diluidora, quando se utiliza equipamentos mecânicos (ventiladores) para a ventilação do recinto.

A ventilação geral diluidora pode ser através de: insuflação, exaustão, insuflação e exaustão combinadas, constituindo o chamado sistema misto. Este tem por finalidade:

- Manter o conforto ambiental;
- Manter a saúde e a segurança humana;
- Conservar em bom estado materiais e equipamentos.

O sistema de ventilação local exaustora realiza-se com um equipamento captor de ar próximo a fonte poluidora, isto é, que produz poluente nocivo à saúde, de forma a remover o ar da fonte poluidora para a atmosfera. O ar da fonte poluidora é removido através de sistema de exaustão, devendo ser tratado, com a finalidade de ser convenientemente entregue a atmosfera, sem qualquer risco de poluição ambiental [22].

2.3 VENTILADORES

O ventilador é uma bomba de ar que cria uma diferença de pressão e provoca vazão de ar [23].

2.4 CLASSIFICAÇÃO

Os ventiladores são classificados segundo vários critérios que compreendem número de estágios, nível de pressão e mesmo detalhe construtivo [24].

2.4.1 SEGUNDO O NÍVEL ENERGÉTICO DE PRESSÃO QUE DESENVOLVEM

Os ventiladores são classificados segundo nível energético de pressão que desenvolvem conforme a Tabela 2.1:

Tabela 2.1 - Classificação de ventiladores quanto ao nível de pressão. FONTE: [22]

Baixa pressão	Até 1,97 kPa.
Média pressão	1,97 kPa a 7,85 kPa.
Alta pressão	7,85 kPa a 24,52 kPa.
Muito alta pressão	24,52 kPa a 98,07 kPa.

2.4.2 SEGUNDO A MODALIDADE CONSTRUTIVA: CENTRÍFUGOS, MISTOS E AXIAIS.

Segundo a norma técnica brasileira [24], os ventiladores se classificam de acordo com a forma do rotor em: centrífugos ou radiais, mistos e axiais.

Os centrífugos podem operar pequenas vazões e grandes pressões [21]. Nestes a trajetória de uma partícula gasosa no rotor se realiza em uma superfície que é um plano perpendicular ao eixo [22].

Um ventilador centrífugo consiste em um rotor com pás chamado impelidor, uma carcaça de conversão de pressão e um motor de acionamento como a Figura 2.5. O ar entra no centro do rotor em movimento na entrada, sendo acelerado pelas pás e impulsionado da periferia do rotor para fora da abertura de descarga. A Figura 2.5 mostra a configuração de um ventilador centrífugo [23].

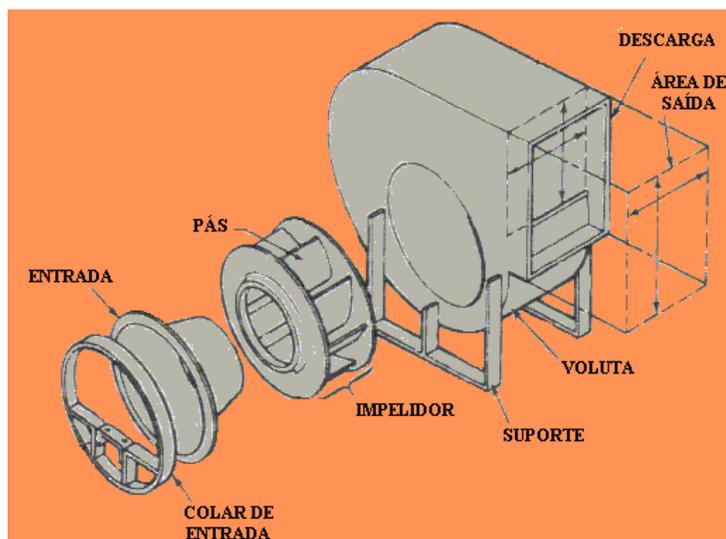


Figura 2.5 -Configuração do ventilador centrífugo. FONTE: [23]

Os ventiladores axiais podem operar grandes vazões e pequenas pressões [21]. A trajetória que a partícula de gás descreve no rotor é uma hélice descrita em uma superfície de revolução aproximadamente cilíndrica [22]. O

ventilador axial produz pressão a partir da velocidade adquirida pelo fluido ao atravessar o impelidor [23]. A Figura 2.6 mostra a configuração do ventilador axial.

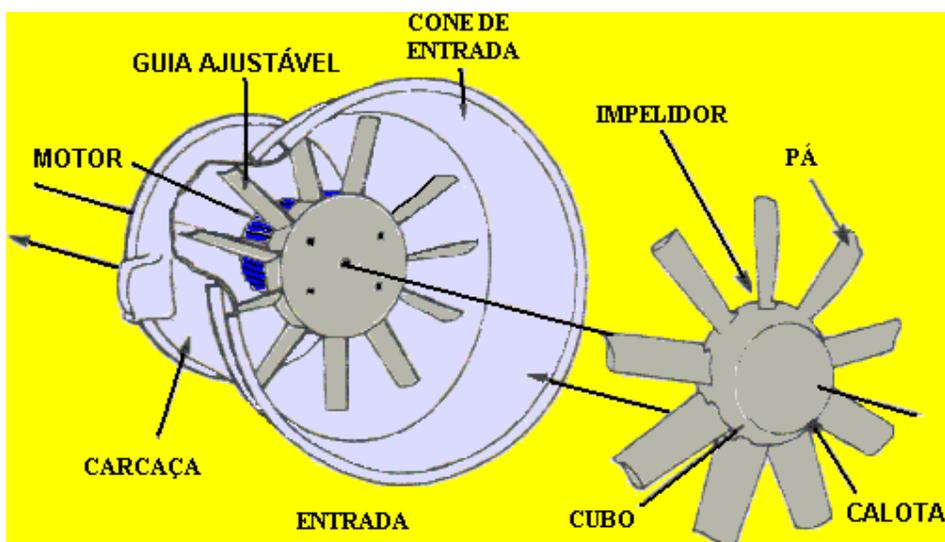


Figura 2.6 -Configuração do ventilador axial. FONTE [13]

Os mistos ou hélico-centrífugos podem operar médias pressões e médias vazões [21]. A partícula no interior do rotor misto descreve uma hélice sobre a superfície de revolução cônica, cuja geratriz é uma linha curva [22]. Na Figura 2.7 ilustram-se as modalidades construtivas dos rotores dos ventiladores.

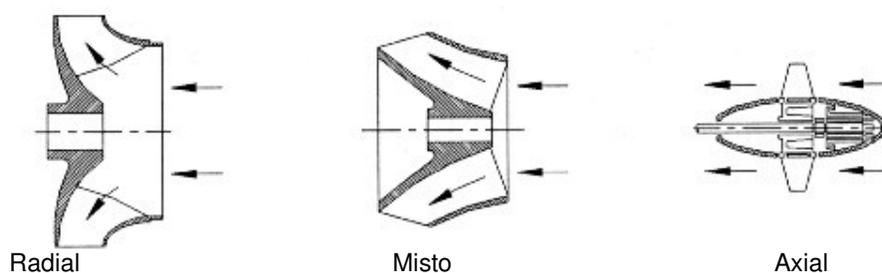


Figura 2.7 -Modalidades construtivas dos rotores dos ventiladores.

2.4.3 SEGUNDO A FORMA DAS PÁS.

Os ventiladores com relação ao projeto de suas pás podem ter: pás radiais retas (a), pás radiais para trás, planas (b) ou curvas (c), pás inclinadas para frente (d) e pás curvas de saída radial, são ilustradas na Figura 2.8. As pás radiais podem ser de chapa lisa (e) ou com perfil de asa (d) [22].

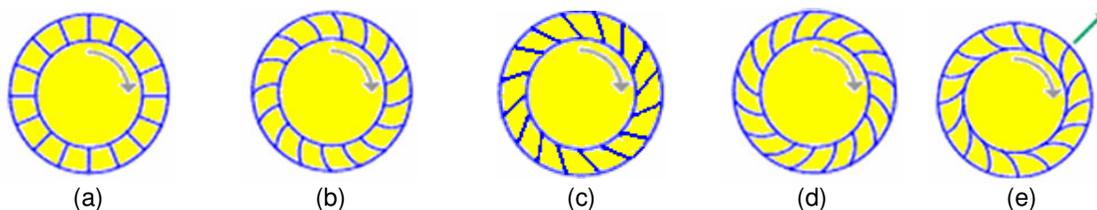


Figura 2.8 -Formas das pás de ventiladores centrífugos.

2.4.4 SEGUNDO O NÚMERO DE ENTRADAS DE ASPIRAÇÃO NO ROTOR.

O rotor de simples sucção ou unilateral tem somente uma entrada para o fluido, enquanto que o de dupla sucção ou entrada bilateral [22], também denominado de rotor gêmeo, apresenta duas entradas e opera com o dobro da vazão. As Figuras 2.9 (a) e (b) mostram os rotores de simples e dupla sucção, respectivamente.

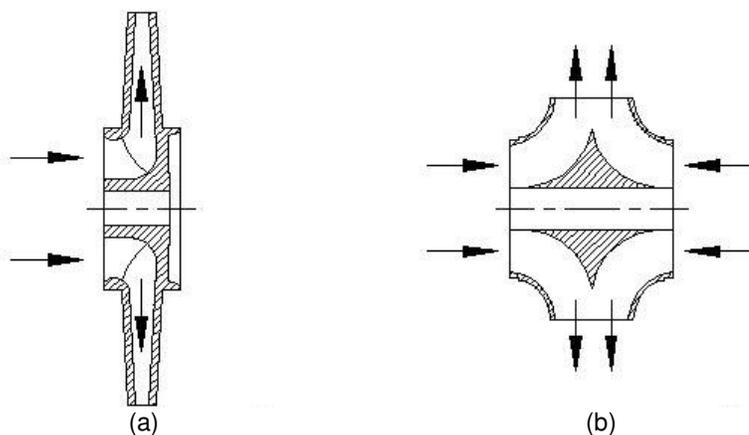


Figura 2.9 -Rotores centrífugos de simples (a) e dupla sucção (b).

2.4.5 SEGUNDO O NÚMERO DE ROTORES

De simples estágio, com um rotor apenas, é o caso mais comum. De duplo estágio, com dois rotores montados num mesmo eixo. O ar entra e passa pela caixa do primeiro estágio, logo em seguida penetra na caixa do segundo estágio com a energia proporcionada pelo primeiro rotor e recebe a energia do segundo rotor, que se adiciona ao primeiro. Obtém-se assim, pressões elevadas da ordem de 29.42 a 39.23 kPa com a utilização de 3, 4, 5 ou mais estágios [22].

2.5 APLICAÇÕES E CARACTERÍSTICAS

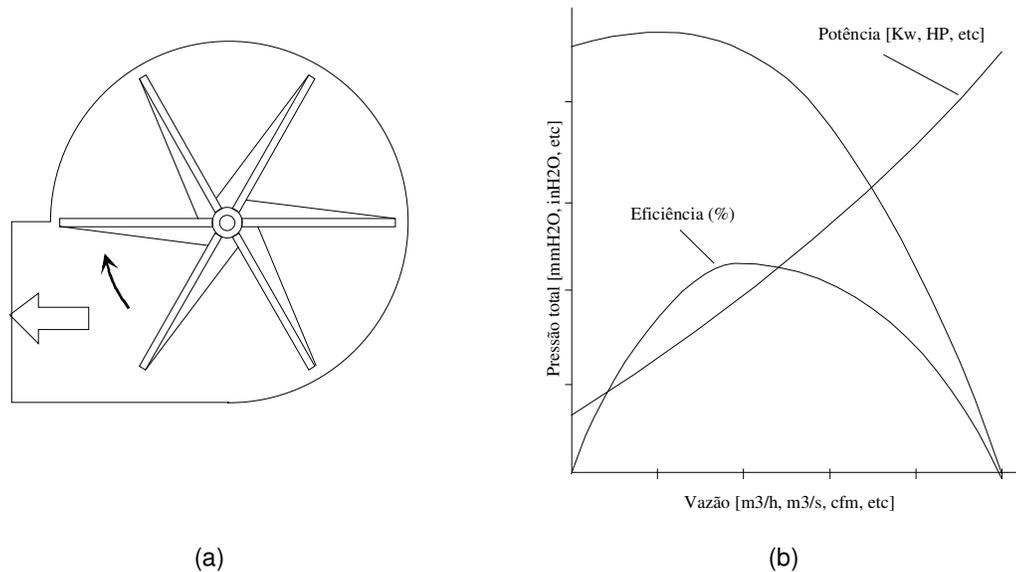
Como já foi mencionado, os ventiladores foram classificados também quanto à direção do fluxo de ar através do rotor, em alguns grupos: centrífugos, axiais e misto.

Os ventiladores centrífugos são utilizados em operações que requerem pequenas vazões e grandes pressões. Neste o fluxo de ar se estabelece radialmente ao rotor. Este ainda pode ser classificado com relação à posição das pás em: radial, curvadas para frente e curvadas para trás [25]. Cada um destes rotores possui característica operacional intrínseca e aplicação específica, como será abordado.

Os ventiladores centrífugos com pás radiais têm aspecto robusto, sendo utilizados para mover efluentes com grandes cargas de poeira pegajosas e corrosivas [25]. Possui eficiência baixa, típica de 65% a 72% [26] e apresenta durante seu funcionamento a presença de ruído audível.

A Figura 2.10 (a) é um esquema do corte radial de um ventilador centrífugo de rotor radial. A Figura 2.10 (b) mostra a sua curva característica juntamente com as curvas de potência e eficiência.

Note que a curva característica é 'bem comportada', que a potência deste rotor aumenta com a vazão de forma diretamente proporcional, e que sua eficiência máxima ocorre para valores relativamente baixos, menores 50% da vazão máxima [27]. Assim, para este tipo de ventilador, o motor pode ficar sobrecarregado, quando as condições de funcionamento se aproximam da vazão máxima também conhecida como descarga livre. Desenvolvem pressões razoavelmente elevadas (até 4,91 kPa), e operam em altas temperaturas.



(a) (b)
 Figura 2.10 -Forma construtiva (a) e curva característica de ventilador centrífugo de rotor de aletas retas (b). FONTE: [27]

O ventilador centrífugo de pás curvadas à frente tem como característica a maior capacidade exaustora a baixas velocidades e não se enquadra em trabalhos que requer alta pressão, é mostrado na Figura 2.11 (a) um corte radial deste ventilador. Não são também utilizados para trabalhos com grandes cargas de poeira, apresentando problemas de corrosão quando utilizado em ambientes agressivos [25].

O ventilador centrífugo de pás curvadas para frente é usado com gases sem a presença de particulado sólido [27]. Possui um rendimento de até 65% no máximo, também é mais compacto e pode ser usado em locais onde há limitação de espaço [26]. São os ventiladores mais aplicados em sistemas de condicionamento de ar.

Uma de suas particularidades é sua curva característica, mostrada na Figura 2.11(b). Uma particularidade é o ramo instável na curva Pressão e vazão, na faixa das baixas vazões [27]. O ramo instável é quando a curva pressão versus vazão apresenta um ramo ascendente e descendente, representado pela região a-b [23] na Figura 2.11 (b).

A potência cresce constantemente com o aumento da vazão, o que requer atenção para a determinação do ponto de operação do sistema moto-ventilador e na seleção do motor de acionamento, este pode danificar-se caso a vazão resultante seja muito maior que a projetada [27]. Pode ser construído com muitas pás o que permite operar vazões de ar maiores, com baixa rotação, tendo

como consequência baixo ruído. Por este motivo são utilizados em instalações de ar condicionado [21].

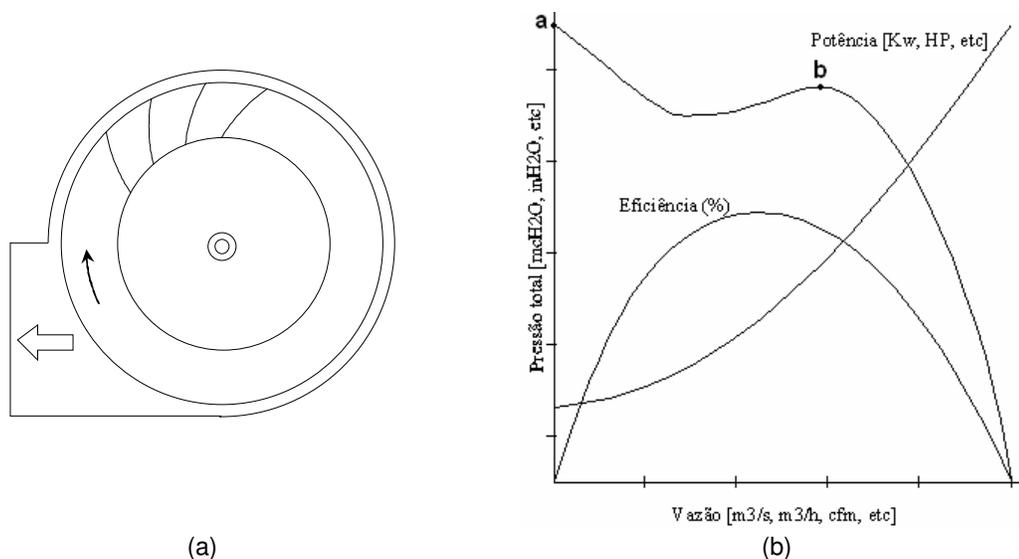


Figura 2.11 -Forma construtiva (a) e curva característica de ventilador centrífugo de rotor com aletas curvadas para frente (b). FONTE: [27]

Um tipo comum de ventilador centrífugo com pás curvadas para frente é o Sirocco, que tem rotor largo e muitas aletas curtas, como mostra a Figura 2.12. É o menor entre os ventiladores centrífugos, operando em uma rotação mais baixa [27].



Figura 2.12 -Ventilador centrífugo pás curvadas para frente – Sirocco.

O ventilador de pás curvadas para trás apresenta alta eficiência e uma autolimitação de potência, assim seu motor de acionamento não será sobrecarregado por mudanças de instalação de dutos [25]. Possui o melhor rendimento de todos comentados, chegando a alcançar rendimento da ordem de

85% [26]. Através da substituição das antigas pás por outras modernas de perfil aerodinâmico, permite que a corrente de ar seja mais uniforme com menos turbulência, através do impelidor. É silencioso se trabalhar no seu ponto de operação eficiente [25].

Na Figura 2.13 (a) observa-se a sua forma construtiva e na Figura 2.13 (b) suas curvas características. Destaque para sua curva de potência: o valor máximo ocorre em um ponto equivalente a 70-80 % da vazão máxima [27]. Segundo França , “...este ventilador nunca terá problemas de sobrecarga por projeto incorreto ou operação inadequada do sistema de ventilação”, podendo ser observado na Figura 2.13(b). Por isso, o ventilador de aletas curvadas para trás é denominado de ‘sem sobrecarga’.

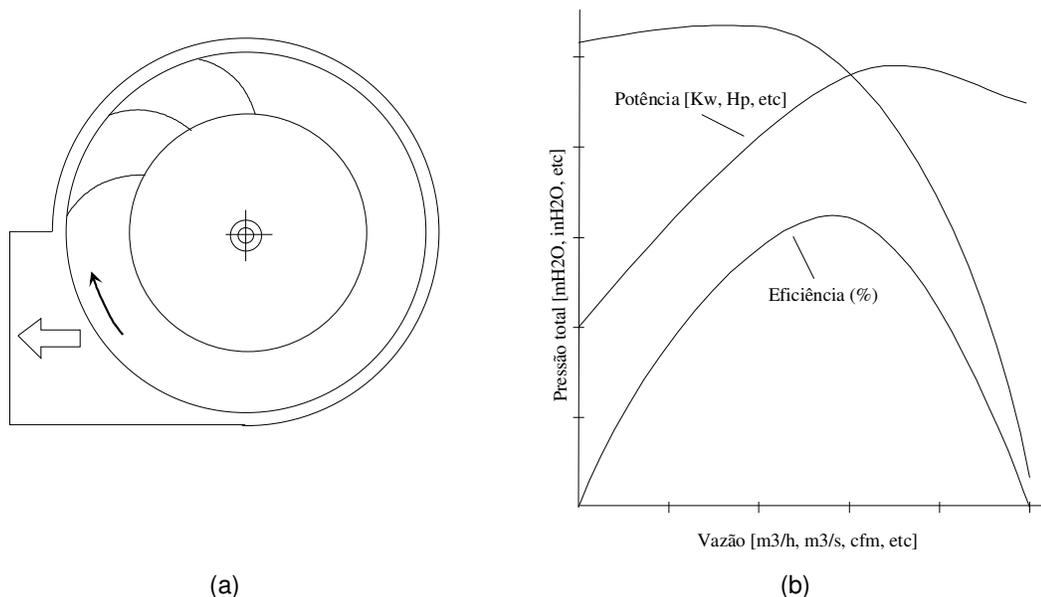


Figura 2.13 -Forma construtiva (a) e curva característica de ventilador centrífugo de rotor com aletas curvadas para trás (b). FONTE: [27]

Os ventiladores axiais por sua vez se classificam em: axial propulsor, tubo axial e axial com aerofólios.

O axial propulsor é o mais barato para mover grandes volumes de ar a baixas pressões. É utilizado freqüentemente para ventilação ambiente, e dificilmente para ventilação local exaustora [25].

O tubo-axial é um propulsor com pás mais espessas e mais largas, fica localizado dentro de um duto, permitindo assim sua direta conexão em dutos, é mostrado na Figura 2.14 (a). É constituído de uma carcaça tubular que o envolve um rotor axial. O motor pode ser diretamente acoplado ao rotor, estando exposto ao

escoamento do fluido, ou colocado sobre a carcaça, acionando o rotor através de polias e correia. É aplicado em sistemas com grande vazão e baixa pressão. Como mostra a Figura 2.14 (b), sua curva característica apresenta uma região de instabilidade entre os pontos a e b, e a potência é máxima quando a vazão é nula [27].

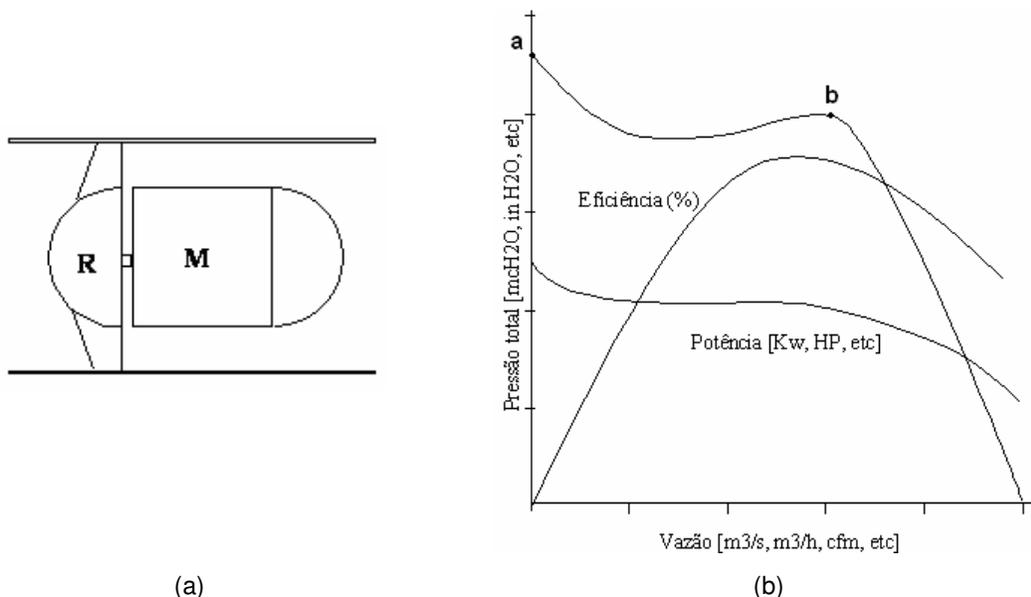


Figura 2.14 -Forma construtiva (a) e curva característica de ventilador tubo-axial (b).
 FONTE: [27]

O axial com aerofólios possui uma calota central, que possibilita sua utilização a pressões mais elevadas. É utilizado com frequência em ventilação de minas subterrâneas e, em algumas vezes, em indústrias. Para esse tipo de ventilador, a forma das pás é importante, não devendo ser utilizados onde haja risco de erosão e corrosão [25].

2.6 CURVAS CARACTERÍSTICAS DOS VENTILADORES

As curvas mostradas nas Figuras 2.15, 2.16 e 2.17 representam respectivamente, o comportamento da diferença de carga total (H), da potência requerida (P_e) e do rendimento total do ventilador (η_v) versus vazão volumétrica, operando com rotação constante. A Figura 2.15 mostra a curva de carga do ventilador centrífugo e de uma instalação de ventilação, definindo o ponto de operação (F) do ventilador à velocidade constante. Neste ponto, o ventilador cede energia ao fluido para vencer uma dada pressão a uma vazão. Na Figura 2.16

observa-se o comportamento da potência do ventilador, bem como a potência mecânica em que opera à vazão Q_n ,

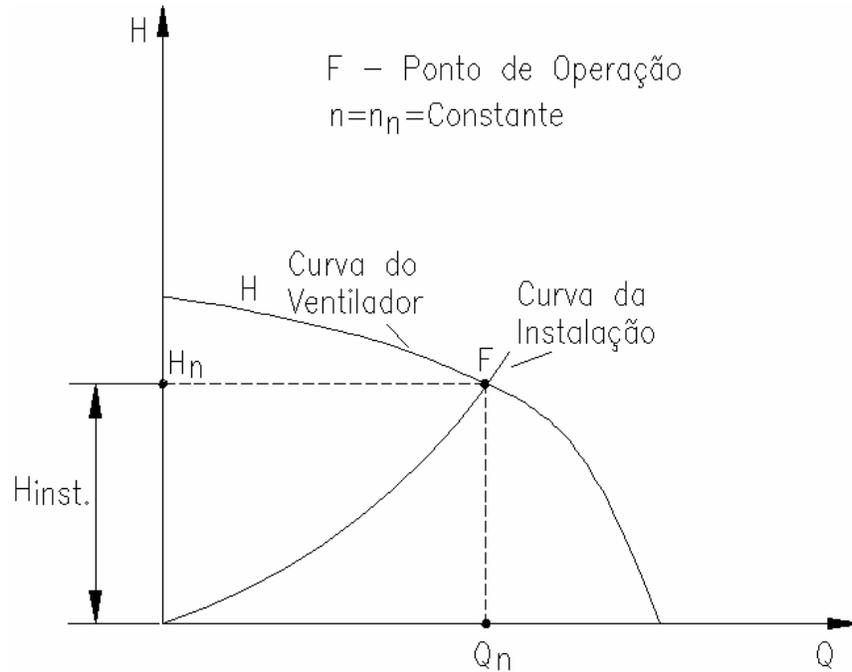


Figura 2.15 -Curva de Carga *versus* vazão para ventilador radial.

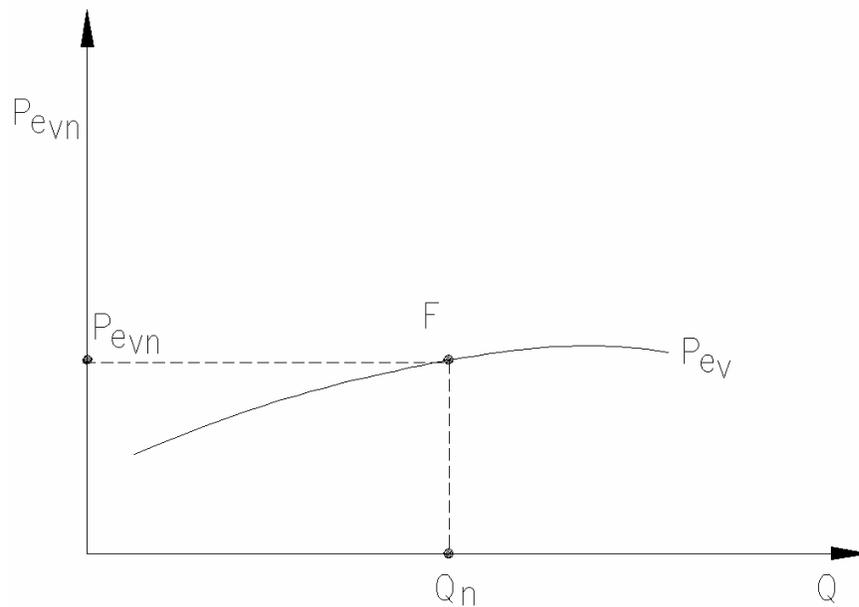


Figura 2.16 -Potência requerida pelo ventilador *versus* vazão para ventilador radial.

A curva da Figura 2.17 pode ser obtida através de uma relação entre as curvas da Figura 2.15 e 2.16. Normalmente ao se projetar um sistema de ventilação,

dimensiona-se o sistema para operação no ponto de máximo rendimento do ventilador, ponto de condições nominais de operação do ventilador.

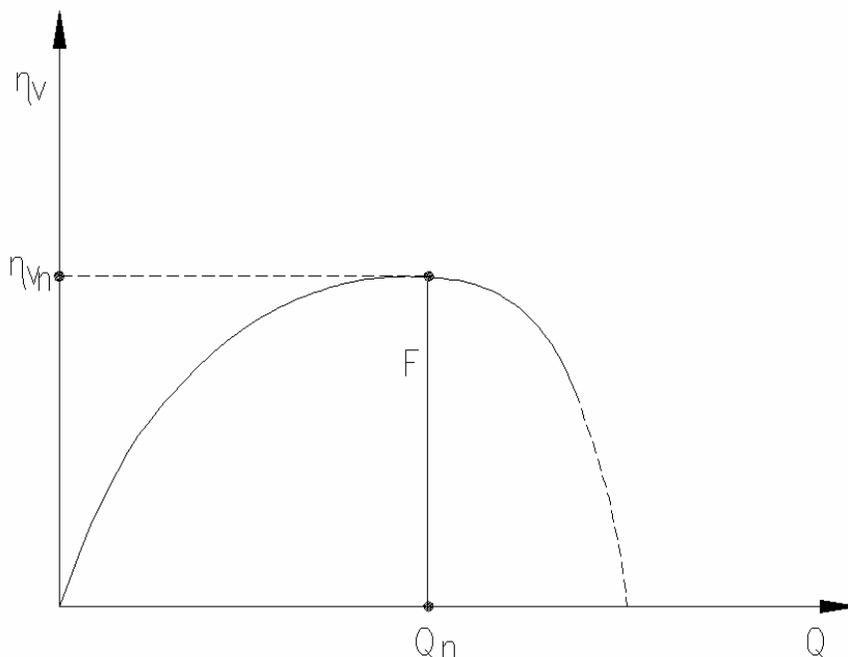


Figura 2.17 - Rendimento total do ventilador *versus* vazão.

2.7 CURVA CARACTERÍSTICA DA INSTALAÇÃO

O ventilador possui uma curva característica, bem como instalação. Se ambas as curvas forem traçadas em um mesmo diagrama só haverá um ponto de operação do ventilador no sistema, o ponto de interseção das curvas características, mostrado na Figura 2.15.

Nesse ponto a vazão do sistema é a vazão do ventilador, e a pressão desenvolvida pelo ventilador equilibrará a resistência associada à perda de carga da instalação [25]. Além disso, esse ponto de intersecção determina a potência requerida pela máquina e o rendimento em que vai operar, como se observa nas Figuras 2.15 e 2.16.

As instalações industriais em muitos casos, utilizam dutos e acessórios (filtros, lavadores, registros). A instalação oferece resistência ao escoamento e provoca uma perda de carga, isto é, a energia perdida pelo ar à medida que escoar no duto. Considerando a instalação ilustrada na Figura 2.18, um ventilador aspira ar contaminado de uma fonte poluidora e que nele penetra em "0".

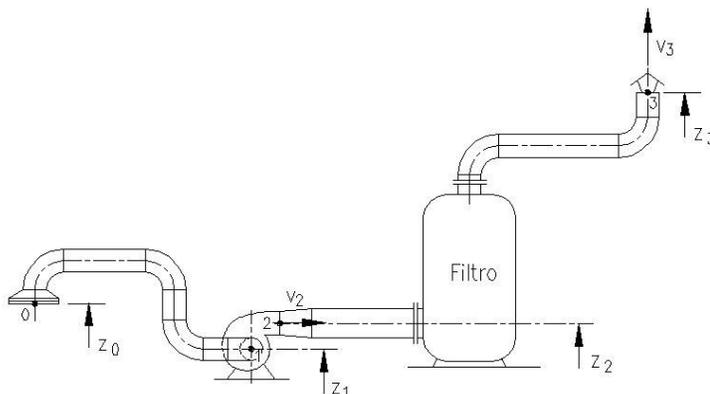


Figura 2.18 -Instalação típica de captação e filtragem ou lavagem do ar contendo impurezas. FONTE: [11]

Pode-se determinar a perda de carga desta instalação entre os pontos de 0 e 3, através da equação (2.43) [22]:

$$H_i = \rho \frac{Q^2}{2.A^2} + E_p \quad (2.43)$$

ou,

$$H_i = \rho \cdot \frac{V_3^2}{2} + E_p \quad (2.44)$$

Sendo, H_i é a diferença de pressão total da instalação, Q , a vazão volumétrica, ρ , massa específica do fluido e A , a área da secção.

Por meio da equação (2.35) pode se representar a curva da instalação matematicamente por [28]:

$$H_i = f(Q)^2 \quad (2.45)$$

2.8 MODELO DO VENTILADOR

O modelo do ventilador radial utilizado neste trabalho é baseado em polinômios que descrevem as curvas características do ventilador e foram obtidas experimentalmente. Mais detalhes sobre a obtenção dessas curvas será discutido no capítulo 5. Embora tenham sido utilizados polinômios para descrever as características do ventilador, apresenta-se também como opção de estudo um modelo físico da máquina, calculado através de coeficientes determinados a partir de ensaios de ventiladores previamente construídos.

2.8.1 TRANSFERÊNCIA DE ENERGIA DO IMPELIDOR PARA O FLUIDO

No ventilador¹, ao mesmo tempo em que o ponto da pá descreve uma circunferência, a partícula de fluido percorre uma trajetória com velocidade V_{ri} sobre a superfície da pá, ou seja, um movimento relativo da pá em relação à partícula, como pode ser visto na Figura 2.19.

A composição desse movimento relativo e do movimento simultâneo do ponto da pá resulta numa trajetória absoluta com a velocidade U_i , em relação ao sistema de referência fixo no qual se acha o observador como mostra a Figura 2.19. A trajetória absoluta é, portanto, a trajetória que a partícula descreve, sendo vista pelo observador [22].

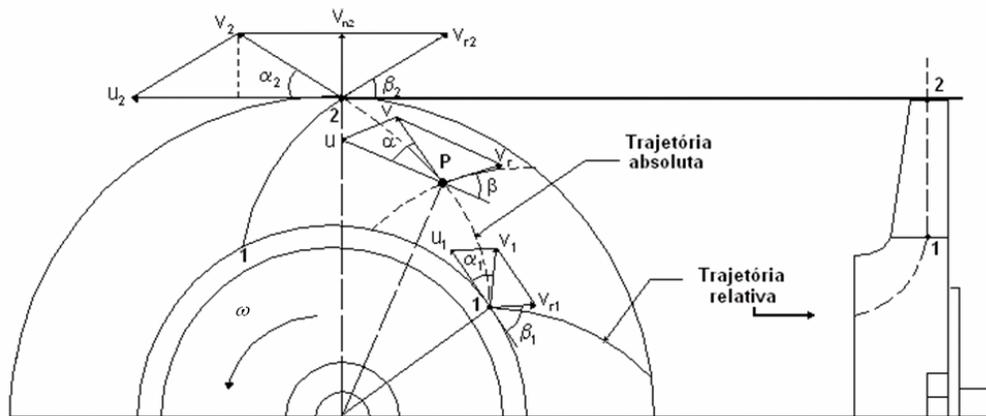


Figura 2.19 -Diagrama das velocidades.

Assim, na Figura 2.19, o módulo da velocidade circunferencial, periférica ou de arrastamento é dada por (2.46):

$$U_i = r_i \cdot \omega \quad (2.46)$$

Sendo r_i , é o raio de entrada e saída do rotor, ω é velocidade angular.

A velocidade absoluta, \vec{V}_i , é dada por (2.47):

$$\vec{V}_i = \vec{U}_i + \vec{V}_{ri} \quad (2.47)$$

Na Figura 2.20, observa-se a composição das velocidades absolutas na entrada e saída do rotor.

¹ No modelamento, o índice i pode ser 1 e 2, representando respectivamente a entrada e saída do rotor do ventilador.

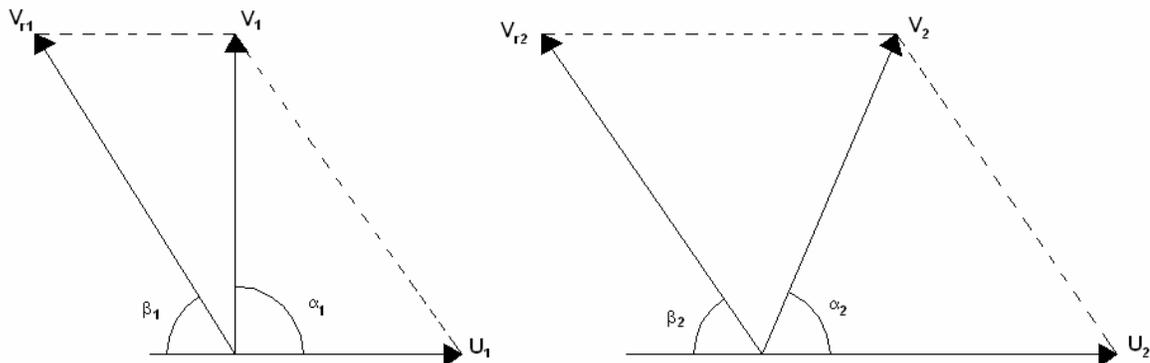


Figura 2.20 - Triângulo de velocidades.

A partir do triângulo das velocidades mostrado na Figura 2.20, obtêm-se as equações,

$$V_{U1} = V_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad (2.48)$$

e

$$V_{U2} = U_2 - V_{n2} \cdot \cot g \beta_2 \quad (2.49)$$

Sendo V_{U_i} , componente da velocidade absoluta sobre U_i , V_{r_i} , velocidade relativa, α_i , ângulo entre U_i e V_{U_i} , β_i , ângulo entre U_i e V_{r_i} .

A altura de carga idealizada, H_∞ , produzida pelo ventilador, considerando as pás infinitas é dada por [22]:

$$H_\infty = \frac{U_1}{g} (V_{U2} - V_{U1}) \quad (2.50)$$

Substituindo (2.48) e (2.49) em (2.50), chega-se a:

$$H_\infty = \frac{U_1}{g} (V_2 \cdot \cos \alpha_2 - V_1 \cdot \cos \alpha_1) \quad (2.51)$$

Considerando a entrada meridiana ou radial, ou seja, $\alpha_1 = 90^\circ \rightarrow V_{U1} = 0$. Então, de acordo com a equação fundamental (2.50), o trabalho nas pás é dado por:

$$H_\infty = \frac{U_2}{g} (U_2 - V_{n2} \cdot \cot g \beta_2) \quad (2.52)$$

Da equação da continuidade, a vazão de saída do rotor, ou seja, o volume escoado no tempo, é produto da área de saída do rotor (A_2) pelo módulo da componente radial (V_{n2}) da velocidade absoluta de saída, ou seja:

$$Q = A_2 \cdot v_{n2} = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2 \cdot v_{n2} \quad (2.53)$$

Sendo b_2 , largura da saída do rotor.

Assim, substituindo-se o valor de V_{n2} proveniente de (2.53) em (2.52), obtém-se (2.54):

$$H_{\infty} = \frac{U_2}{g} \cdot \left(U_2 - \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2 \cdot \tan \beta_2} \right) \quad (2.54)$$

A Figura 2.21 mostra a relação idealizada entre a altura de carga e vazão para o ventilador centrífugo, quando a rotação permanece constante.

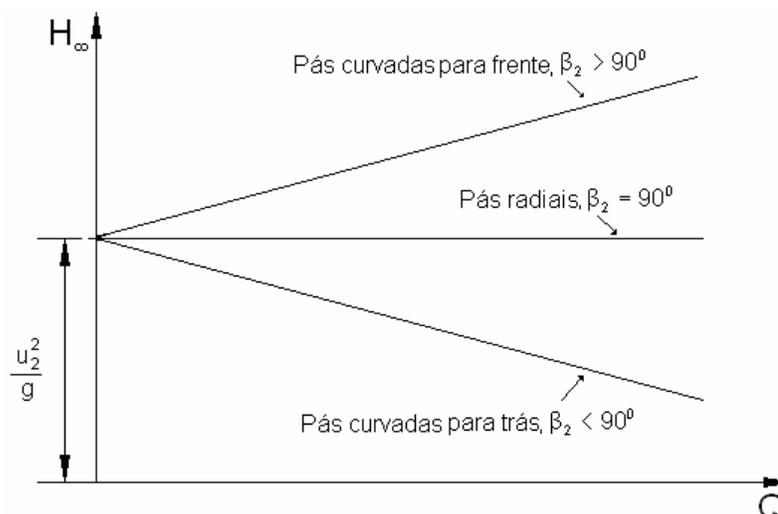


Figura 2.21 -Relação ideal entre altura de carga e vazão para o ventilador centrífugo com pás curvadas para trás, radiais e curvadas para frente.

Como se verifica na Figura 2.21, a característica de um ventilador pode ser alterada, modificando-se o ângulo de saída das pás.

Sabendo que a potência útil necessária para provocar o deslocamento do fluido pelo ventilador é dada por [22]:

$$P_u = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_{\infty} \quad (2.55)$$

Sendo ρ a massa específica do fluido e g a aceleração da gravidade.

Substitui-se a equação (2.54) em (2.55), tem-se:

$$P_u = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot U_2}{g} \cdot \left(U_2 - \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2 \cdot \tan \beta_2} \right) \quad (2.56)$$

A partir de (2.56), obtém-se a potência útil versus vazão, mostradas na Figura 2.22. Nota-se que a potência versus vazão para $\beta_2 = 90^\circ$, ocorre um crescimento de

linear. Para $\beta_2 > 90^\circ$, esta característica cresce mais rapidamente com a vazão, enquanto que $\beta_2 < 90^\circ$, a potência cresce e ao atingir o seu máximo permanece constante com o aumento da vazão [19].

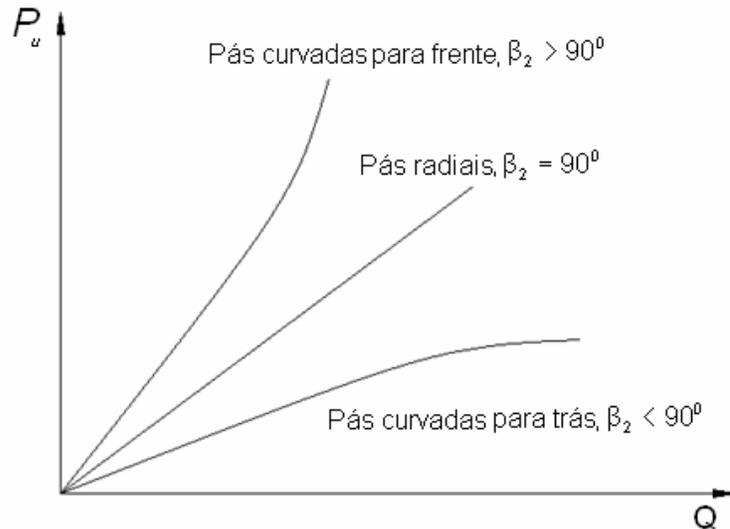


Figura 2.22 -Relação ideal entre potência útil e vazão para o ventilador centrífugo com pás curvadas para trás, radiais e curvadas para frente.

2.9 REFINAMENTO DO MODELO

Na equação (2.54) admite-se um número infinito de pás infinitamente finas, então o escoamento relativo do fluido segue a curvatura das pás através do rotor. As direções da velocidade relativa nas arestas de entrada e saída são sempre tangentes à curvatura das pás [29].

Considerando um número finito de pás, o movimento do fluido no rotor não é tangencial as mesmas, então [29] sugere um método de ajuste através da equação (2.57):

$$H_{virt.} = k_y \cdot H_\infty, \quad (2.57)$$

com

$$k_y = \frac{1}{1 + \frac{\psi \cdot r_2^2}{z \cdot S}}, \quad (2.58)$$

Sendo r_1 o raio na entrada do rotor, r_2 é o raio na saída do rotor, z , é o número de pás e k_y , um coeficiente empírico, que depende da forma e tipo do rotor e S o momento estático da linha média de uma pá em sua representação meridional, que para os rotores radiais é calculado a partir da equação (2.59):

$$S = \int_{r_1}^{r_2} r \cdot dr = \frac{1}{2}(r_2^2 - r_1^2) \quad (2.59)$$

Pfleiderer e Petermann, através da prática com ensaios, recomendam o emprego da equação (2.60) para se determinar ψ , para o rotor radial [29]:

$$\psi = (0,6 \text{ a } 0,85) \left(1 + \frac{\beta_2}{60^\circ} \right) \quad (2.60)$$

2.10 AS PERDAS POR CHOQUE NA ENTRADA DO ROTOR

Na entrada das aletas e das pás ocorrem perdas por choque, podendo estas ser determinadas a partir da equação (2.61):

$$Z_{st1} = \frac{\varphi}{2 \cdot g} \cdot \left(1 - \frac{Q}{Q_{PROJETO}} \right)^2 \cdot U_1^2 \quad (2.61)$$

Sendo $Q_{PROJETO}$, vazão de projeto e φ um coeficiente empírico adimensional que é usualmente fixado entre 0,5 e 0,7. Mais detalhes sobre estas perdas e a escolha dos valores de φ são discutidos em [29].

2.11 AS PERDAS POR ATRITO NOS CANAIS

A perda por atrito nos canais é verificada no choque do fluido com as paredes de todos os canais internos do ventilador, ou seja, tanto no rotor quanto nos canais de ligação das extremidades de sucção e descarga [29]. O valor de Z_h é conhecido no ponto de cálculo, ou seja, para a vazão $Q_{PROJETO}$, como mostra a equação (2.62):

$$Z_h = (1 - \eta_h) \cdot H_{virt_PROJETO} \quad (2.62)$$

Sendo η_h o rendimento hidráulico ou rendimento das pás, o qual é obtido a partir da curva do fabricante do ventilador, $H_{virt_PROJETO}$, a altura de elevação de projeto.

As perdas por atrito em canais variam com o quadrado da vazão. Na ausência de informações para o cálculo, esta variação pode também ser admitida para o canal girante e, portanto, a linha das perdas Z_{hx} pode ser traçada por uma parábola que intercepta os pontos $(Q_{PROJETO}, Z_h)$, $(-Q_{PROJETO}, Z_h)$ e a origem [29], como mostra a equação (2.63):

$$Z_{hx} = \frac{Z_h}{Q_{PROJETO}^2} \cdot Q^2 \quad (2.63)$$

Sendo $Q_{PROJETO}$, vazão de projeto.

2.12 CURVA EMPÍRICA DE CARGA VERSUS VAZÃO

Na Figura 2.23, observa-se a curva da altura de carga e vazão, depois de subtraída as perdas existentes por choques e atrito no ventilador, mostrando também como se comportam essas perdas.

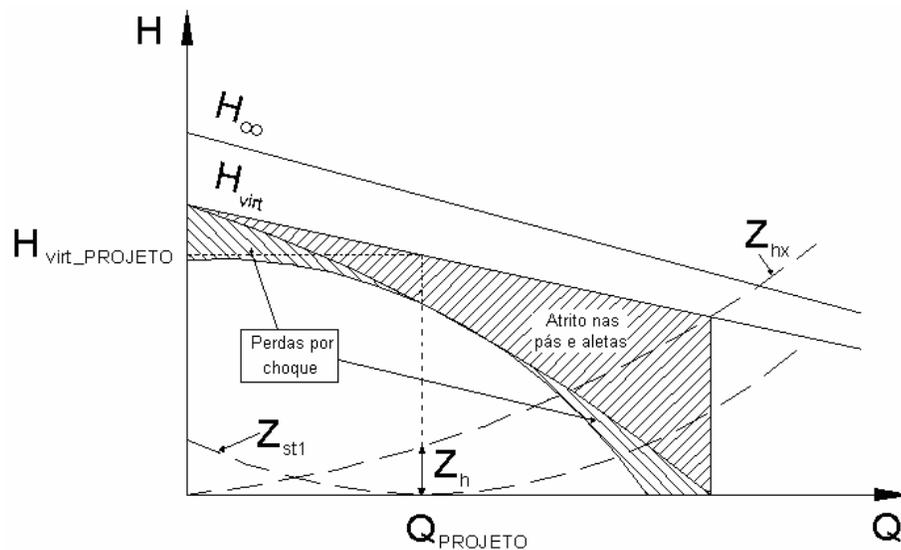


Figura 2.23 -Curva H em função de Q para $\beta_2 < 90^\circ$. FONTE [19]

O desenvolvimento mostrado até aqui para a determinação da curva ilustrada na Figura 2.23 contribui de forma orientativa na determinação da característica do rotor. Resultados mais precisos podem ser obtidos através de métodos experimentais.

2.13 POTÊNCIAS E RENDIMENTOS

Uma parcela da potência advinda do motor de acionamento é perdida devido ao atrito entre as partes mecânicas do ventilador (eixo, caixa de gaxetas, rolamentos), ou seja, perdas devido ao acoplamento (P_{ac}). Dessa forma, parte da potência entregue no eixo do motor (P_{mec}) é convertida em potência efetiva que chega ao ventilador (P_{ev}), sendo o rendimento mecânico do ventilador (η_m) conforme [19], dado pela equação (2.64):

$$\eta_m = \frac{P_{ev}}{P_{mec}} \quad (2.64)$$

$$P_{ev} = P_{mec} - P_{ac} \quad (2.65)$$

No caso de acoplamento direto, rendimento mecânico do ventilador (η_m) é 100 %, não ocorrendo perdas mecânicas [30].

As perdas hidráulicas (P_h) ocorrem entre o ventilador e o fluido, devido à dissipação de energia no interior do ventilador (por atrito e recirculação de fluxo). Desta forma, o rendimento hidráulico do ventilador (η_h) segundo [19], é dado pela equação (2.66):

$$\eta_h = \frac{P_{ev} - P_h}{P_{ev}} = 1 - \frac{P_h}{P_{ev}} \quad (2.66)$$

A potência útil necessária para provocar o deslocamento do fluido pelo ventilador é dada por [19]:

$$P_u = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_u \quad (2.67)$$

Sendo, ρ é a massa específica do fluido, g , a aceleração da gravidade e altura cedida pelo rotor do ventilador ao fluido, H_u .

Não havendo perdas por acoplamento, o rendimento total do ventilador (η_v) é dado pela razão entre a potência útil entregue ao fluido, como mostra a equação (2.68), e a potência de saída do motor de acionamento (P_{mec}) [19]:

$$\eta_v = \frac{P_u}{P_{mec}} \quad (2.68)$$

2.14 LEIS DE AFINIDADES

Tendo o conhecimento das condições com as quais um ventilador opera, é possível a partir das leis de afinidades, determinar os valores de diversas grandezas quando uma ou mais delas sofre variação. As leis dos ventiladores são mostradas conforme segue [25]:

1º caso: Para um dado rotor, operando o mesmo fluido e mantendo a densidade, a vazão volumétrica Q é diretamente proporcional a rotação ω , a H altura manométrica é proporcional ao quadrado de ω , e P_{mec} a potência no eixo mecânica, que é proporcional ao cubo de ω , ou seja,

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Q_1}{Q_2} \quad (2.69)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 \quad (2.70)$$

$$\frac{P_{mec1}}{P_{mec2}} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^3 \quad (2.71)$$

Substituindo a equação (2.69) em (2.70), tem-se (2.72):

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^2 \quad (2.72)$$

Alguns trabalhos [31-33] relatam a aplicação das leis de afinidades para obtenção de vazão, pressão e potência mecânica.

2º caso: Para rotores semelhantes geometricamente, com o mesmo número de rotações por minuto e mesmo fluido, as equações que descrevem o comportamento do fluido são:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 \quad (2.73)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \quad (2.74)$$

$$\frac{P_{mec1}}{P_{mec2}} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^5 \quad (2.75)$$

Sendo D_1 , o diâmetro de rotor 1 e D_2 o diâmetro do rotor 2.

Porém, no caso de rotores semelhantes, mesmo fluido e com rotações diferentes tem-se as equações (2.76) a (2.78):

$$Q_2 = Q_1 \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right) \cdot \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3 \quad (2.76)$$

$$H_2 = H_1 \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \cdot \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \quad (2.77)$$

$$P_{mec2} = P_{mec1} \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^3 \cdot \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5 \quad (2.78)$$

2.15 EFEITOS DOS PARÂMETROS INTERVENIENTES

As alterações em alguns parâmetros, tais como: rotação do ventilador, instalação e densidade do fluido, atingem a vazão, a pressão, a potência e a eficiência do sistema de ventilação.

2.15.1 EFEITO DAS MUDANÇAS NA CURVA DE INSTALAÇÃO

Qualquer modificação física na estrutura da instalação muda a curva característica da instalação, não ocorrendo qualquer modificação na curva característica do ventilador. Essa mudança física pode ser representada por obstáculos tais como: estrangulamento do duto (damper), telas, dutos e outros componentes da instalação [25]. Na Figura 2.24, verifica-se a alteração do ponto de funcionamento, através da técnica de controle de vazão via damper variando a curva característica da instalação, quando se deseja trabalhar em outro ponto de operação.

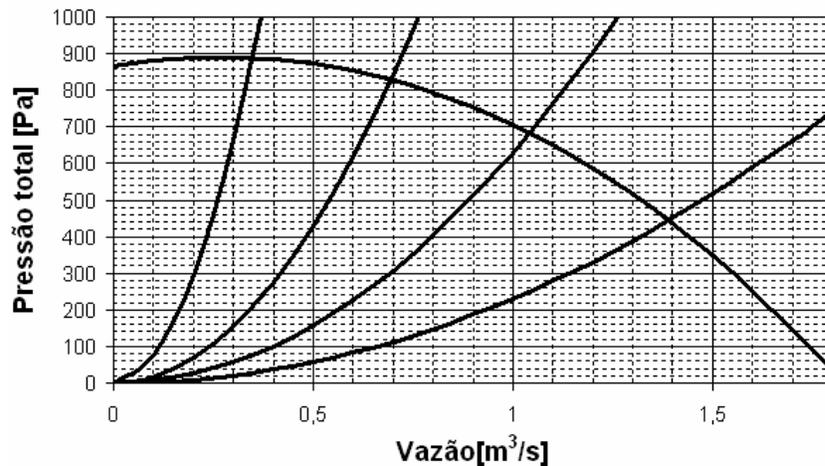


Figura 2.24 -Curva característica para efeito de variação na instalação.

2.15.2 EFEITO DA ROTAÇÃO

Para um ventilador submetido a uma variação de rotação, a partir das leis dos ventiladores, ocorrerá uma alteração proporcional à vazão, uma variação quadrática da pressão e uma variação cúbica da potência [25]. Observa-se na Figura 2.25, a variação ocorrida na curva característica do ventilador, alterando a rotação através as leis dos ventiladores.

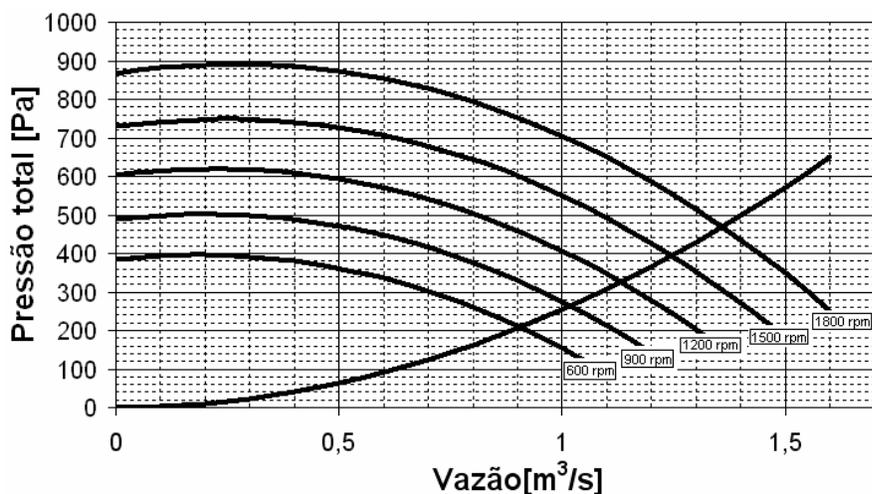


Figura 2.25 -Mudança da curva característica por efeito da rotação.

2.15.3 EFEITO DA VARIAÇÃO DA DENSIDADE DO FLUIDO

Os casos mais comuns de variação de densidade ocorrem por variações da temperatura do fluido, ou variação da pressão barométrica (altitudes diferentes). O aumento da densidade do fluido não altera a vazão volumétrica do ventilador, alterando proporcionalmente a vazão mássica, a pressão estática e a potência do ventilador. O efeito da densidade das curvas características pode ser visto na Figura 2.26 [25].

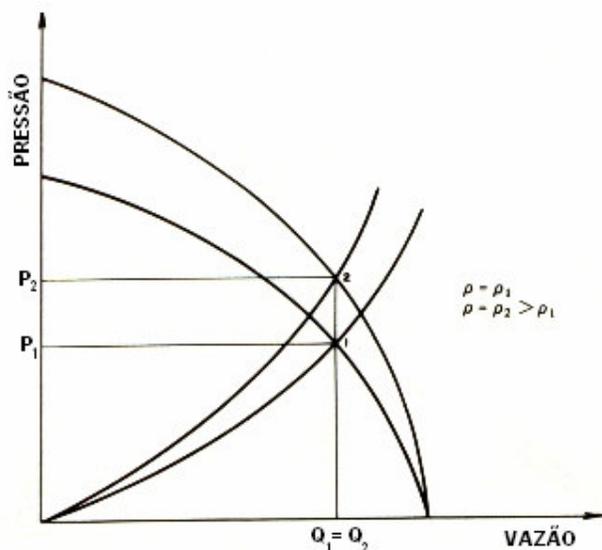


Figura 2.26 -Efeito da variação da curva característica com a densidade.
FONTE: [25]

Maiores altitudes provocam uma diminuição na densidade do fluido, conforme mostrado na Figura 2.27, que fornece a variação da densidade com a

temperatura. Pode-se dizer que a pressão e a potência decrescem de 4% para cada 1000 pés de elevação acima do mar.

Uma vez que as curvas características de ventiladores são registradas, considerando a densidade na boca da entrada do ventilador, a magnitude da perda de carga do sistema até esse ponto pode provocar uma variação de densidade do fluido que não pode ser negligenciada.

É importante ressaltar que a curva característica da instalação é alterada por variações da densidade, devido à pressão cinética ser diretamente proporcional à raiz quadrada da densidade do fluido.

Por fim, se estabelece que a mudança desses fatores pode ocasionar variações na curva característica do ventilador e na curva característica do sistema, alterações essas que não podem ser desprezadas [25].

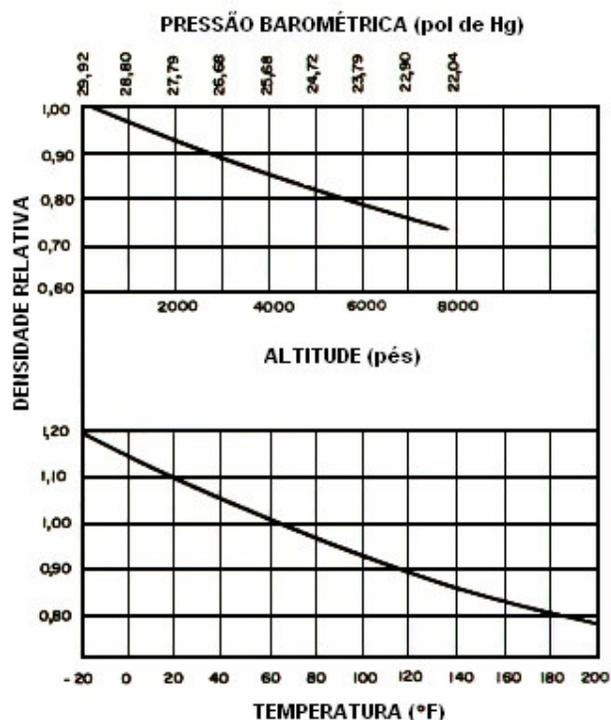


Figura 2.27 -Efeito da altitude, da temperatura e da pressão barométrica na densidade do ar.
 FONTE: [25]

2.16 CÁLCULO DAS PERDAS DE CARGA DA INSTALAÇÃO

Nesta seção serão mostrados como se calcular a perda de carga nas partes da instalação, seja em trecho reto de duto, ou em cargas localizadas.

2.16.1 PERDA DE CARGA EM TRECHO RETO

O cálculo da perda de carga, ou seja, da energia perdida nos condutos pode ser realizado usando a equação (2.79), tendo o conhecimento da rugosidade do material do duto, o peso específico do fluido e a viscosidade do mesmo [21].

$$H_d = f_a \cdot \frac{L}{D_e} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (2.79)$$

Sendo H_d a perda de carga distribuída, L , o comprimento do duto, f_a , o coeficiente de atrito, D_e , o diâmetro equivalente do duto, V , módulo da velocidade média de escoamento do fluido.

O diâmetro equivalente para condutos circulares é o próprio diâmetro do duto, enquanto que para seções retangulares conhecendo as suas dimensões, determina-se o diâmetro equivalente através de [21]:

$$D_e = 4 \cdot \left[\frac{L \cdot h}{(L + 2 \cdot h)} \right], \quad (2.80)$$

Sendo L o comprimento e h a largura da seção do duto.

Para a resolução da equação (2.79) é necessária a determinação do valor de f_a , fator de atrito. Inicialmente calcula-se o número de Reynolds, através do qual se conhece a natureza de escoamento de um fluido incompressível, ou seja, se laminar ou turbulento, conforme equação (2.1) e sua posição relativa numa escala de turbulência são indicadas por ele [34].

No regime de escoamento laminar as perdas são diretamente proporcionais à velocidade média, enquanto que no turbulento as perdas são proporcionais as potências 1,7 a 2 da velocidade do fluido [34].

Para o regime de escoamento laminar, $0 < R_e \leq 2000$, para duto de qualquer rugosidade, tem-se que:

$$f_a = \frac{64}{R_e} \quad (2.81)$$

O regime de escoamento turbulento é subdividido em outros três tipos: condutos lisos, turbulento de transição e turbulência plena [35].

Para $2.000 < R_e < 10^5$, é recomendada no regime turbulento em conduto liso [35], a equação (2.82):

$$f_a = \frac{0,316}{R_e^{0,25}} \quad (2.82)$$

Para $R_e > 10^5$, é recomendada no regime turbulento em transição [36], a equação (2.83):

$$\frac{1}{\sqrt{f_a}} = 1,74 - 2 \log \left(\frac{2 \cdot \varepsilon}{D_e} + \frac{18,7}{R_e \cdot \sqrt{f_a}} \right). \quad (2.83)$$

Sendo ε , a rugosidade do duto.

Para resolver a equação (2.83), pode-se utilizar um método iterativo, já que se trata de uma equação implícita, isto é, a variável f_a está presente nos dois membros da equação.

Para $R_e > 10^5$, é recomendada no regime turbulento pleno [36], a equação (2.84):

$$\frac{1}{\sqrt{f_a}} = 1,74 - 2 \cdot \log \left(\frac{2 \cdot \varepsilon}{D_e} \right). \quad (2.84)$$

2.16.2 PERDAS LOCALIZADAS

As perdas de carga localizadas são perdas de pressão pelas peças e singularidades ao longo do duto, tais como: curvas, válvulas, derivações, reduções, expansões, entre outras. A perda de carga nesses acessórios é uma perda de carga localizada, calculada a partir de [22]:

$$H_L = k \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (2.85)$$

Sendo que o coeficiente adimensional de perda, k , deve ser determinado experimentalmente para cada situação.

A perda de carga localizada, H_L , também pode ser expressa por [11]:

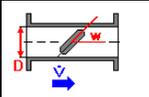
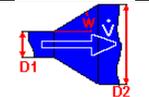
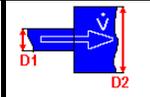
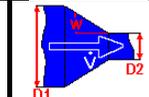
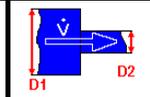
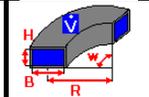
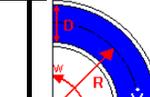
$$H_L = f_a \cdot \frac{L_e}{D_e} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}. \quad (2.86)$$

Sendo L_e um comprimento equivalente de tubo retilíneo.

Na Tabela 2.2, observa-se um damper, que é um acessório que serve para controlar o fluxo de ar dependendo das condições. Este insere perdas de carga na instalação para o controle de vazão. O damper é comumente o método de baixo custo para o controle de vazão. Este pode ser usado mesmo em casos que o controle contínuo é necessário [23].

Em seguida, tem as expansões e reduções que podem ser abruptas ou graduais de seção quadrada ou circular, com o ângulo de expansão variando de zero a 180° que caracteriza a expansão abrupta. Enquanto em expansões abruptas a perda de carga se dá totalmente por turbulência, em expansões graduais, a perda de carga se dá totalmente por atrito e por turbulência, sendo tanto menor a perda por turbulência quanto mais suave for a expansão [25]. Ainda se observa na Tabela 2.2, as curvas (joelhos de 90°) que podem ter seção quadrada ou circular.

Tabela 2.2 - Acessórios de uma instalação de ventilação industrial.

DAMPER	EXPANSÃO GRADUAL	EXPANSÃO ABRUPTA	REDUÇÃO GRADUAL	REDUÇÃO ABRUPTA	JOELHO QUADRADO 90°	JOELHO CIRCULAR 90°
						

2.17 MÉTODOS DE CONTROLE DE VAZÃO

Um dos principais objetivos do trabalho é verificar os métodos de controle de vazão, para a operação à velocidade constante (damper) e para operação variando a velocidade, de forma a verificar a contribuição para a eficiência energética.

Nas Figuras 2.28, 2.29 e 2.30 são mostradas respectivamente as curvas características, mostrando a operação através de damper, partindo da condição inicial (Q_1, H_1) para (Q_2, H_2). Observa-se que para esta prática há redução da vazão e da potência do ventilador (Figura 2.29), no entanto aumenta-se a pressão (Figura 2.28), e reduz-se o rendimento do ventilador como mostra Figura 2.30.

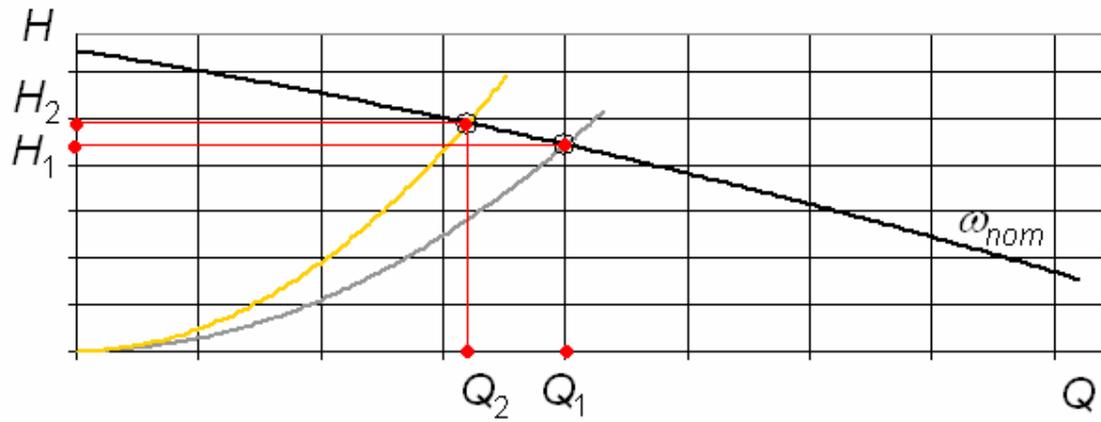


Figura 2.28 -Curva de Carga versus Vazão. Controle de vazão por damper.

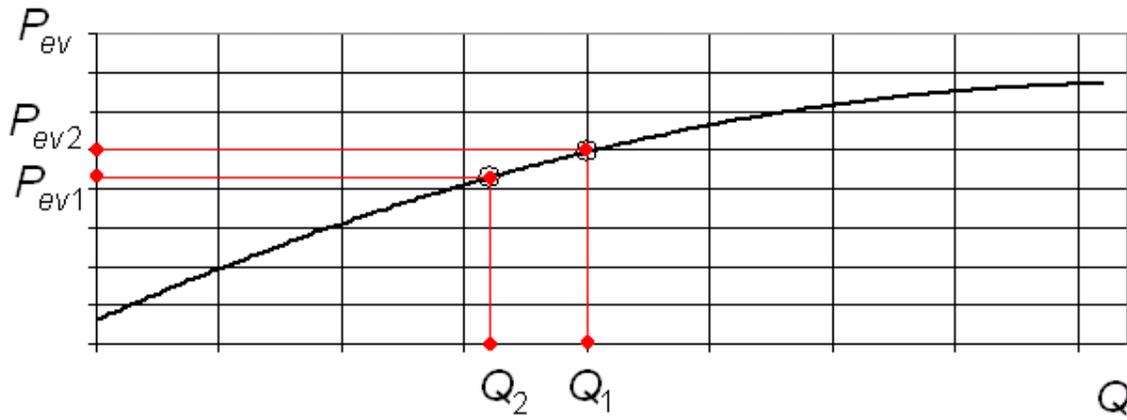


Figura 2.29 -Curva de Potência do ventilador versus Vazão. Controle de vazão por damper.

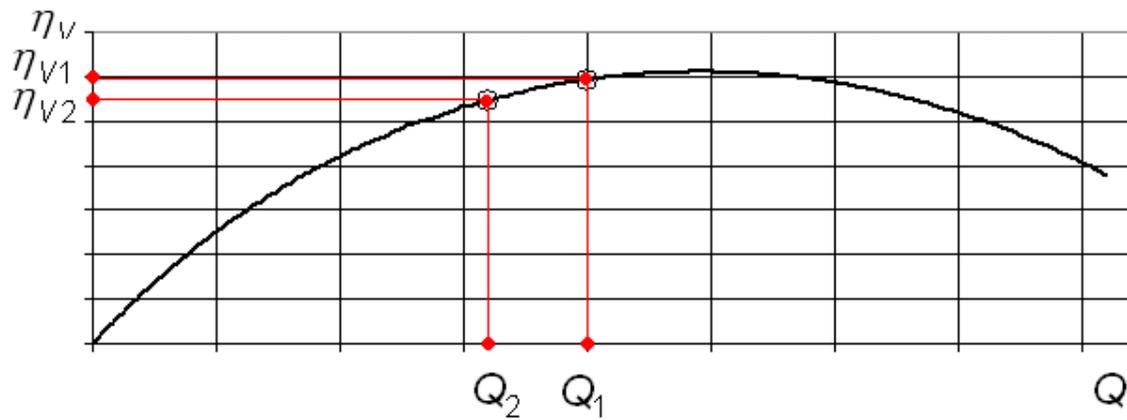


Figura 2.30 -Curva do Rendimento do ventilador versus Vazão. Controle de vazão por damper.

Na Figura 2.31 são mostradas respectivamente as curvas características de carga versus vazão, para a operação com velocidade variável via inversor, partindo da condição inicial (Q_1, H_1) , podendo alcançar a condição (Q_7, H_7) . Observa-se que através do ajuste de velocidade ajusta-se a vazão desejada. Outra vantagem é que se for necessário uma vazão maior, basta aumentar a velocidade do motor. Além disso, o equipamento terá um melhor comportamento em sua estrutura devido a uma menor velocidade de trabalho.

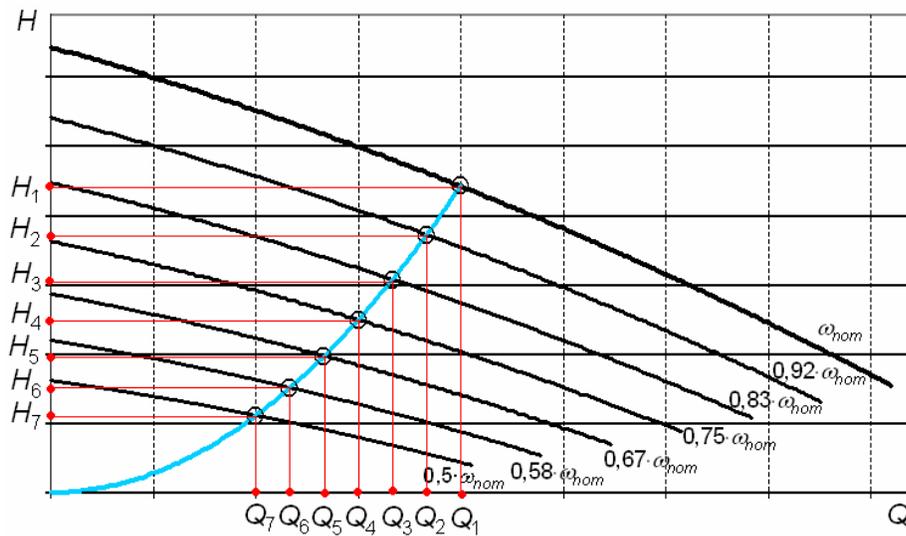


Figura 2.31 -Curvas de Carga para a variação de velocidade.

Na Figura 2.32 são mostradas as curvas de potência do ventilador versus vazão para a operação com velocidade variável, partindo da condição inicial (Q_1, P_{ev1}) a (Q_7, P_{ev7}) . Observa-se que o rendimento do ventilador é mantido constante para todo o ciclo de operação.

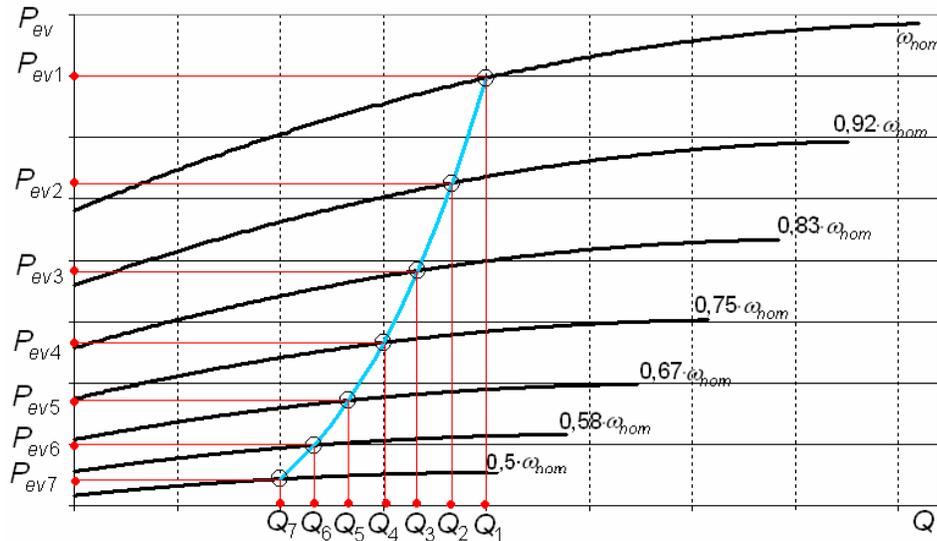


Figura 2.32 -Curvas de Potência do ventilador para a variação de velocidade.

Na Figura 2.33 são mostradas as curvas de rendimento versus vazão, para a operação com velocidade variável, partindo da condição inicial (Q_1, η_{v1}) a (Q_7, η_{v7}). Através da variação de velocidade o rendimento do ventilador se mantém constante para vazões e velocidades menores.

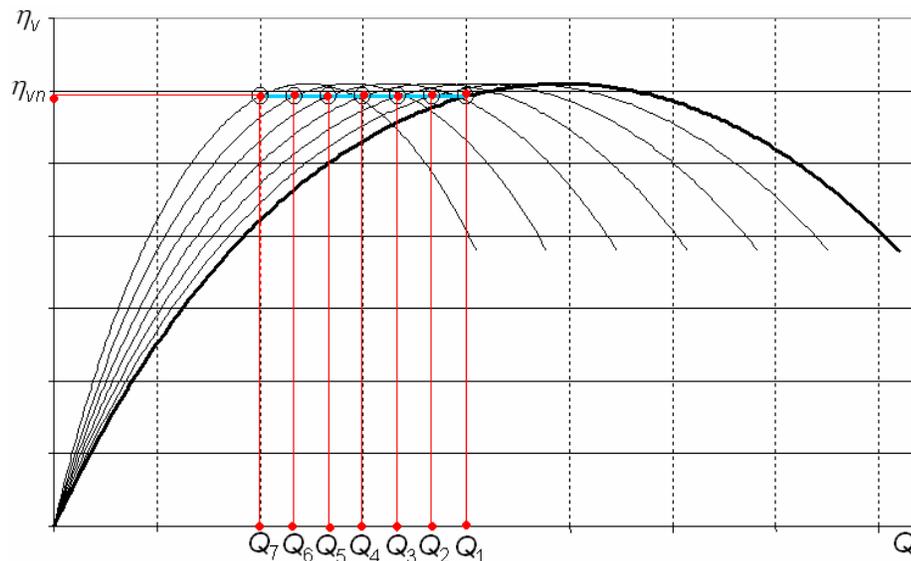


Figura 2.33 -Curvas de Rendimento do ventilador para a variação de velocidade.

Comparando-se os dois métodos de controle de vazão, verifica-se que o método por variação de velocidade requer menor pressão, menor potência e

mantém o mesmo rendimento do ventilador, assim é notório que este contribui para a conservação de energia elétrica.

2.18 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O capítulo prezou pelo embasamento teórico e a compreensão do tema, apresentando uma base conceitual. Descreveu o comportamento do ventilador, suas aplicações e características gerais, bem como o cálculo de perda de carga para uma instalação. Além disso, retratou-se o modelo clássico do ventilador radial, mostrando com clareza todas as variáveis envolvidas.

Apresentou-se também os métodos de controle de vazão tradicional por estrangulamento e um método alternativo por acionamento eletrônico, mostrando como se comportam as curvas características do ventilador para a aplicação destes métodos.

MOTOR DE INDUÇÃO TRIFÁSICO COM GAIOLA DE ESQUILO E ACIONAMENTO ELETRÔNICO

Este capítulo tem como objetivo principal descrever o modelo matemático do comportamento do MIT diante de suprimento senoidal e não senoidal, além de estudar o princípio de operação do inversor de frequência trifásico utilizado em seu acionamento. A forma de onda da tensão de saída do inversor é reproduzida matematicamente, de forma que, a partir de sua decomposição em série de Fourier e do uso do teorema da superposição, se obter os rendimentos dos dispositivos ao acionar cargas com características conjugado-velocidade quadrática.

Também, realiza-se um breve estudo do princípio de operação do inversor, ou seja, um inversor fonte de tensão utilizando-se IGBT's, que são comutados segundo a técnica de modulação PWM senoidal. Retrata-se, ainda a técnica de controle de velocidade para o acionamento, normalmente disponíveis nos inversores de frequência: controle escalar.

3.1 CARACTERÍSTICAS BÁSICAS

O motor de indução trifásico (MIT) é largamente utilizado na indústria por características típicas, como: robustez e confiabilidade, podendo ser uma opção para aplicações com velocidade variável. Apresenta baixo custo, alta confiabilidade, alta eficiência, fabricação simples e padronizada. A Figura 3.1 (a) mostra um motor de indução de gaiola de esquilo, que é composto por três enrolamentos no estator em volta do núcleo [37].

Na Figura 3.1 (b) observa-se o rotor constituído por conjunto de barras ligadas em curto-circuito por anéis.

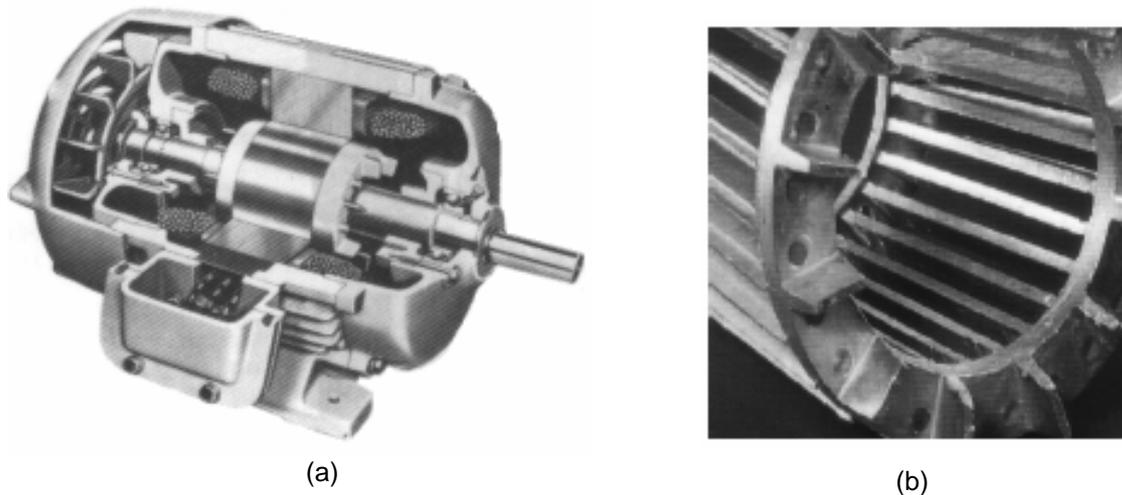


Figura 3.1- (a) Estrutura geral do MIT e (b) Barras e anéis. FONTE: [8]

Um campo magnético é criado no estator através das correntes CA nos seus enrolamentos. A tensão de alimentação trifásica aplicada resulta na criação de um campo magnético que se move em volta do estator – campo magnético girante. O campo girante induz correntes nos condutores do rotor, criando o campo magnético do rotor. As forças magnéticas no rotor tendem a seguir o campo girante estatórico, criando o conjugado do motor [37].

A velocidade do campo girante ou velocidade síncrona ω_s é dada por:

$$\omega_s = \frac{4 \cdot \pi \cdot f}{p}. \quad (3.1)$$

Como mostra a equação (3.1), ω_s , é proporcional à frequência da rede f e ao número de pares de pólos p do estator.

Uma outra característica do motor é o escorregamento, s , que indica uma relação entre a velocidade do campo girante com a velocidade do rotor, ω_R dado pela equação (3.2):

$$s = \frac{\omega_s - \omega_R}{\omega_s} \quad (3.2)$$

3.2 O MODELO MATEMÁTICO PARA ALIMENTAÇÃO SENOIDAL

Neste trabalho objetiva-se estudar o desempenho de sistemas de ventilação em condições de regime permanente, assim será utilizado o modelo do MIT no domínio da frequência. No modelo do domínio da frequência, o motor de indução é representado através de circuitos equivalentes que retratam as condições de funcionamento da máquina em regime permanente.

O modelo matemático é obtido de acordo com determinadas considerações:

- Operação do motor em regime permanente;
- Simetria dos enrolamentos do motor;
- Tensões e correntes puramente senoidais;
- Distribuição senoidal do fluxo magnético principal;
- Circuito equivalente do rotor referido ao estator;
- Comportamento magnético linear do motor, sem a saturação do núcleo magnético.

Segundo a teoria clássica, o circuito equivalente do motor de indução de gaiola de esquilo para alimentação senoidal balanceada em regime permanente é mostrado na Figura 3.2.

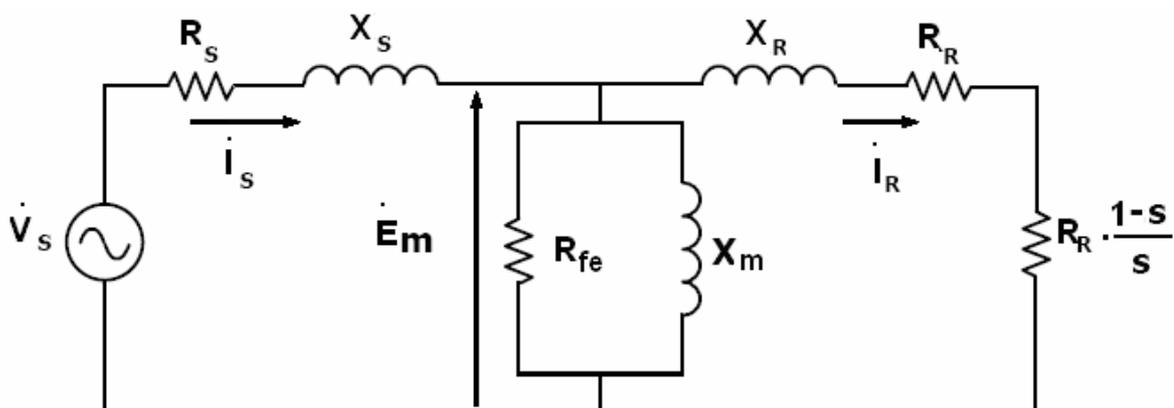


Figura 3.2- Circuito equivalente para o motor de indução em regime permanente.

As resistências R_S e R_R representam as perdas ôhmicas no estator e rotor. As reatâncias X_S , X_R e X_m , respectivamente, descrevem o fluxo magnético de

dispersão no estator e rotor, sendo que o último é o fluxo de magnetização. A resistência R_{fe} representa as perdas no núcleo, conhecidas como perdas no ferro. A obtenção dos parâmetros do motor pode ser realizada de maneira tradicional, através de ensaios de rotor travado e a vazio.

Variando a frequência da tensão de alimentação (onda senoidal), os valores das resistências do estator e rotor, bem como das indutâncias presentes no circuito da Figura 3.2 permanecem constantes. No entanto, as reatâncias presentes são funções da frequência ($X_{S(sen)}$, $X_{m(sen)}$ e $X_{R(sen)}$), variando seus valores conforme as equações (3.3), (3.4) e (3.5) :

$$X_{S(sen)} = \frac{f_s}{f_{nom}} \cdot X_S \quad (3.3)$$

$$X_{R(sen)} = \frac{f_s}{f_{nom}} \cdot X_R \quad (3.4)$$

$$X_{R(sen)} = \frac{f_s}{f_{nom}} \cdot X_m \quad (3.5)$$

Para obtenção da corrente total do motor alimentado por tensões senoidais é dada por:

$$i_s = \frac{\dot{V}_S}{Z_{eq}} \quad (3.6)$$

A impedância equivalente do motor, vista dos terminais do estator é composta pela associação das impedâncias Z_S , Z_R , Z_M e Z_{eq} , respectivamente, (3.62), (3.63) e (3.64):

$$Z_S = R_S + j \cdot X_S \quad (3.7)$$

$$Z_R = \frac{R_R}{s_R} + j \cdot X_R \quad (3.8)$$

$$Z_m = \frac{jR_{fe} \cdot X_m}{R_{fe} + j \cdot X_m} \quad (3.9)$$

$$Z_{eq} = Z_S + \frac{Z_m \cdot Z_R}{Z_m + Z_R} \quad (3.10)$$

A tensão induzida no rotor, E_m , é aquela que se aplica ao rotor determinando a sua corrente.

$$\dot{E}_m = \dot{V}_s - \dot{Z}_s \cdot \dot{I}_s \quad (3.11)$$

De acordo do circuito equivalente mostrado na Figura 3.2, a corrente no rotor é obtida por:

$$\dot{I}_R = \frac{\dot{V}_s - \dot{E}_m}{Z_{eq}} \quad (3.12)$$

3.2.1 RESISTÊNCIA DO FERRO

A expressão que quantifica as perdas de histerese devido às harmônicas é dada por (3.13):

$$P_H = \eta_w \cdot f \cdot K_m \cdot (B_{max})^{k_s} \cdot M_s, \quad (3.13)$$

sendo η_w a constante física que depende do material magnético, f é a frequência fundamental do campo magnético aplicado, B_{max} é a densidade máxima do fluxo magnético, k_s , o coeficiente de Steinmetz, K_m é o coeficiente que considera laços internos na histerese e M_s , é a massa do pacote do estator. Para a constante de Steinmetz, na literatura, o valor mais utilizado é 1,6.

Considera-se a queda de tensão no enrolamento do estator (DDP) e admitindo-se a alimentação senoidal, o valor máximo da densidade de fluxo magnético é obtido a partir da equação (3.14):

$$B_{max} = \frac{V_{EF} - DDP}{\sqrt{2} \cdot \pi \cdot N_s \cdot S_{núcleo_s} \cdot f}, \quad (3.14)$$

sendo N_s o número de espiras do enrolamento do estator e $S_{núcleo_s}$ a área da seção transversal do núcleo, f a frequência da tensão.

As perdas por correntes de Foucault devido a componente fundamental da tensão de alimentação podem ser calculadas a partir de (3.15):

$$P_F = \lambda \cdot (f)^2 \cdot (B_{max})^2 \cdot M_s, \quad (3.15)$$

sendo, λ a constante física que depende do material magnético, f a frequência fundamental do campo magnético aplicado e M_s , a massa de ferro no estator.

A resistência representativa das perdas no ferro no estator é:

$$R_{fe_s} = \frac{(V_{EF} - DDP)^2}{P_H + P_F} \quad (3.16)$$

A resistência representativa das perdas do ferro no rotor pode ser calculada por (3.58) [38]:

$$R_{fe_r} = R_{fe_s} \cdot \frac{S_r}{S_s} \quad (3.17)$$

Sendo S_r a área da secção transversal do rotor e S_s a área da secção transversal do estator.

Assim, segundo [38], a resistência representativa das perdas no ferro pode ser calculada conforme (3.18):

$$R_{fe}(s) = \frac{R_{fe_s} \cdot R_{fe_r}}{s \cdot R_{fe_s} + R_{fe_r}} \quad (3.18)$$

Sendo R_{fe_r} e R_{fe_s} , respectivamente, as resistências representativas das perdas no ferro do rotor e do estator.

3.2.2 CÁLCULO DE GRANDEZAS ELÉTRICAS PARA O MODELO SENOIDAL DO MIT

Considerando o circuito equivalente mostrado na Figura 3.2, de posse das equações (3.6) a (3.12), estando submetido a tensões senoidais, obtém-se diversas grandezas elétricas mostradas na Tabela 3.1, sob condições nominais de alimentação.

Dentre estão: fator de potência (FP), potência ativa de entrada (P_{ativa}), potência no eixo (P_e), conjugado eletromagnético (C_e), potência útil no eixo (P_{eixo}), rendimento do motor (η_{motor}), perdas joule no estator (P_{JS}), perdas joule no rotor

(P_{JR}) e perdas no ferro (P_{fe}), são representados na Tabela 3.1, respectivamente pelas equações (3.19) a (3.27).

Tabela 3.1 - Grandezas elétricas sob condições nominais de operação.

$FP = \frac{\text{Re}(Z_{eq})}{ Z_{eq} }$	(3.19)
$P_{ativa} = 3 \cdot V_S \cdot I_S \cdot FP$	(3.20)
$P_e = 3 \cdot R_R \cdot \frac{1-s}{s} \cdot I_R ^2$	(3.21)
$C_e = \frac{P_e}{\omega_m}$	(3.22)
$P_{eixo} = P_e - P_{rot}$	(3.23)
$\eta_{motor} = \frac{P_{eixo}}{P_{ativa} + P_{ad}}$	(3.24)
$P_{JS} = 3 \cdot R_S \cdot I_S ^2$	(3.25)
$P_{JR} = 3 \cdot R_R \cdot I_R ^2$	(3.26)
$P_{fe} = P_{feS} + P_{feR} = \frac{3 \cdot E_m ^2}{R_{fe}}$	(3.27)

As perdas adicionais (P_{ad}) também conhecidas como perdas suplementares em carga, ou “*stray load losses*”, são devido aos efeitos do fluxo magnético de dispersão nas diversas partes da máquina e requerem certa complexidade nos cálculos. Assim devido a dificuldade de representá-las, utiliza-se valores normalizados. Conforme [39], estas perdas equivalem a 0,5% da potência ativa de entrada.

Para a melhor compreensão do balanço energético da máquina de indução, a Figura 3.3 mostra as componentes das perdas existentes, como também a potência de entrada e a de saída do motor.

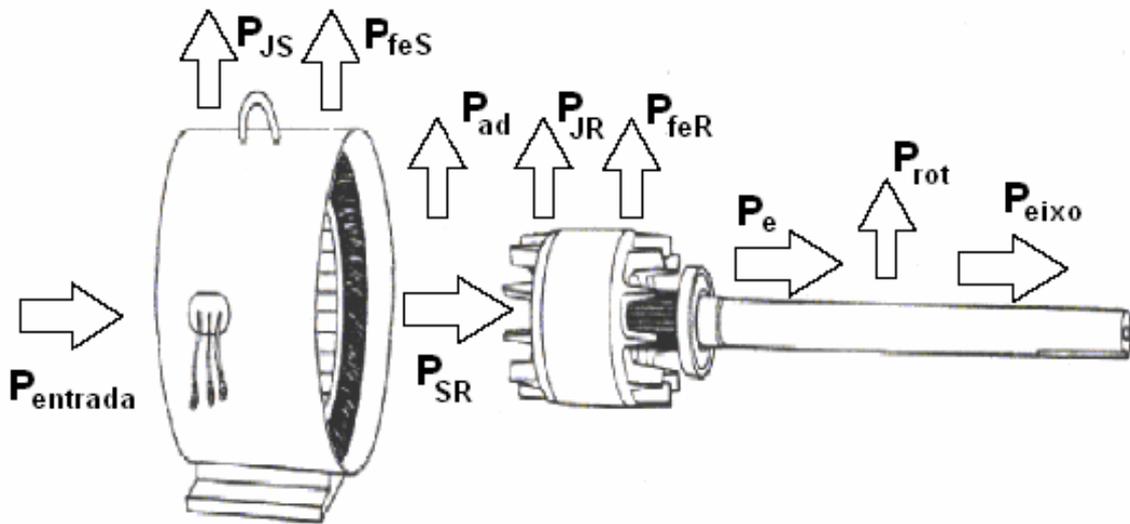


Figura 3.3- Balanço energético no MIT.

3.3 O MODELO MATEMÁTICO PARA ALIMENTAÇÃO NÃO SENOIDAL

Este modelo não apresenta grande complexidade, porém busca valores aproximados para o desempenho do MIT. Desta forma algumas alterações são realizadas no modelo senoidal para considerar a influência das harmônicas de tensão de saída do inversor.

Então, adotando um sistema elétrico trifásico cossenoidal, equilibrado, simétrico, as tensões de fase são representadas, no regime do tempo, pelas equações (3.28) a (3.30).

$$v_a(t) = V_{\max} \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (3.28)$$

$$v_b(t) = V_{\max} \cdot \cos\left(\omega \cdot t - \frac{2\pi}{3}\right) \quad (3.29)$$

$$v_c(t) = V_{\max} \cdot \cos\left(\omega \cdot t + \frac{2\pi}{3}\right) \quad (3.30)$$

Sendo V_{\max} a amplitude da tensão e ω a rotação angular, função da freqüência f_s do sinal, sendo que $\omega = 2 \cdot \pi \cdot f_s$.

As tensões de fase não senoidais podem ser representadas através da série de Fourier, segundo as equações:

$$V_a(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cdot \cos n(\omega t) + a_n \cdot \text{senn}(\omega t)] \quad (3.31)$$

$$V_b(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \left[a_n \cdot \cos n\left(\omega t - \frac{2\pi}{3}\right) + a_n \cdot \text{senn}\left(\omega t - \frac{2\pi}{3}\right) \right] \quad (3.32)$$

$$V_c(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \left[a_n \cdot \cos n\left(\omega t + \frac{2\pi}{3}\right) + a_n \cdot \text{senn}\left(\omega t + \frac{2\pi}{3}\right) \right] \quad (3.33)$$

De forma simplificada, a equação (3.31) torna-se (3.34):

$$x(t) = V_0 + \sum_{n=1}^{\infty} V_n \cdot \cos(n \cdot \omega \cdot t + \theta_n), \quad (3.34)$$

O valor médio da tensão de alimentação e as amplitudes e os ângulos de fase de cada componente harmônica n , são, respectivamente, (3.35), (3.36) e (3.37):

$$V_0 = \frac{a_0}{2}, \quad (3.35)$$

$$V_n = \sqrt{a_n^2 + b_n^2} \quad (3.36)$$

e

$$\theta_n = \arctan\left(-\frac{b_n}{a_n}\right). \quad (3.37)$$

Por esta estratégia, a tensão de alimentação não senoidal de uma dada carga é representada por uma fonte de tensão contínua (com valor igual a V_0) e diversas fontes de tensão alternadas (com valores eficazes iguais a $\frac{V_n}{\sqrt{2}}$), todas conectadas em série, conforme mostrado na Figura 3.4.

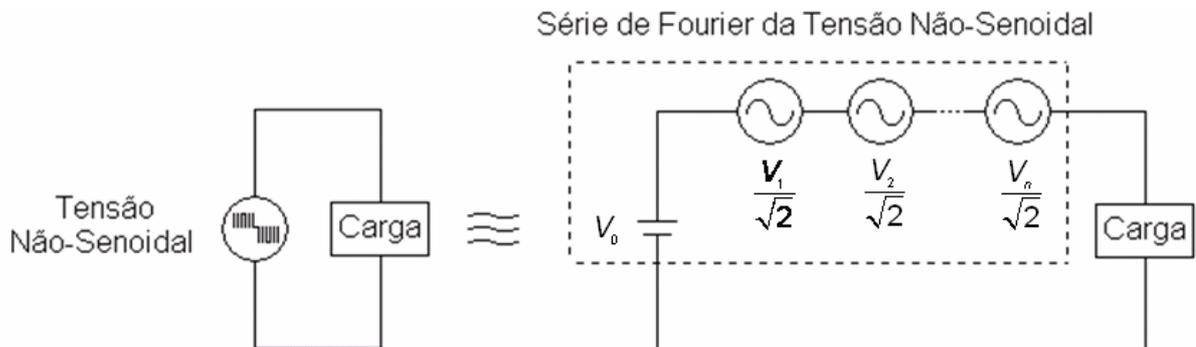


Figura 3.4- Série de Fourier de tensões não-senoidais.

Analisando as equações (3.31) a (3.33), obtém-se uma lei de formação para as harmônicas de ordem n , com $k \geq 0$ como pode ser observada na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 - Seqüência de fase e sinais de componentes harmônicas.

Seqüência Positiva	Seqüência Negativa	Seqüência Zero
$n=3.k + 1$	$n=3.k + 2$	$n=3.k + 3$
Para $n > 0$ e $k \geq 0$.	Para $n > 0$ e $k \geq 0$.	Para $n > 0$ e $k \geq 0$.

É importante conhecer as componentes de seqüência, devido ao fato da força magnetomotriz resultante no entreferro gerada pelas correntes de seqüência positiva no estator possuir mesma rotação e sentido da fundamental de corrente. No entanto, as componentes de seqüência negativa produzem uma força magnetomotriz de mesma rotação e sentido contrário ao da fundamental, implicando num conjugado negativo no eixo do motor.

As componentes de seqüência nula ou zero não geram força magnetomotriz resultante no entreferro e desta forma não produzem conjugado.

3.3.1 COMPORTAMENTO LINEAR DO MIT

Admite-se para o estudo, que o motor de indução trifásico apresenta comportamento linear, ou seja, não leva em conta a saturação magnética, assim pode-se utilizar o princípio de superposição. Embora, este efeito seja considerado de forma implícita na determinação dos parâmetros do motor, particularmente no ensaio a vazio a máquina encontra-se operando na saturação.

Desta forma, o comportamento do motor quando submetido a uma tensão não senoidal, pode ser obtido com a soma das respostas para cada freqüência harmônica individualmente. Assim, considera-se o motor sendo alimentado por vários geradores independentes em série, como mostra a Figura 3.5. Cada gerador produz um sinal de tensão que a freqüência é advinda da série de Fourier.

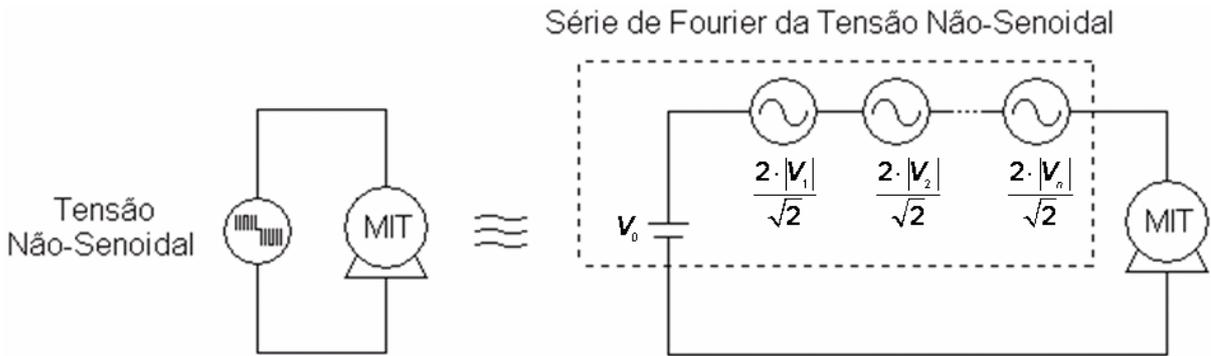


Figura 3.5- Estratégia de análise do motor de indução submetido a tensões não senoidais.

Nesta análise, cada componente harmônica de tensão define um circuito equivalente para o motor, com seus parâmetros e escorregamento relacionado à frequência da mesma.

3.3.2 PARÂMETROS DO CIRCUITO EQUIVALENTE EM FUNÇÃO DA FREQUÊNCIA

O circuito equivalente do motor de indução de gaiola é mostrado na Figura 3.6, com o objetivo de analisar o comportamento do motor para a alimentação não-senoidal. A metodologia utilizada pode ser aplicada a n -ésima ordem harmônica, ou seja, o comportamento da máquina é obtido através do ajuste dos parâmetros para a n -ésima frequência.

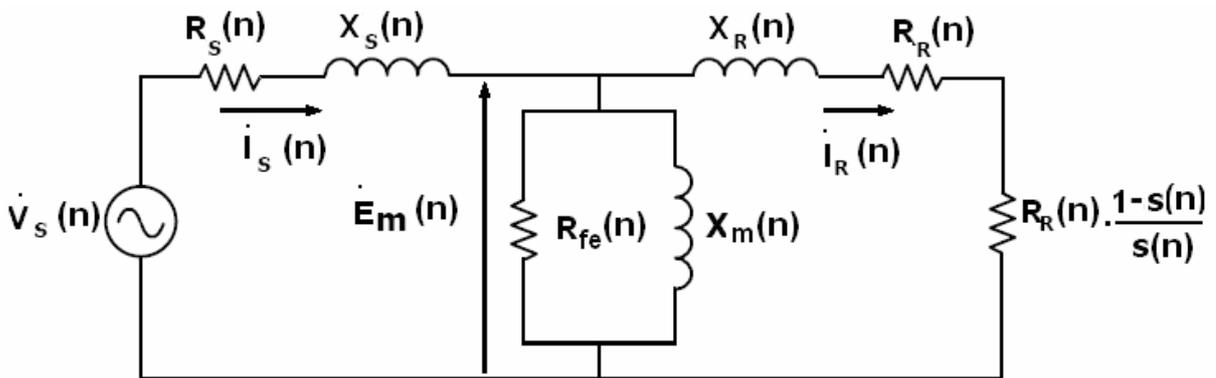


Figura 3.6- Circuito equivalente, por fase, para uma dada frequência harmônica.

A frequência harmônica da tensão do estator do motor é calculada pela equação (3.38):

$$f_s(n) = n \cdot f_s \tag{3.38}$$

Sendo $f_s(n)$ a frequência das componentes harmônicas das tensões do estator, n a ordem harmônica e f_s , frequência da componente fundamental das tensões do estator.

Para calcular o escorregamento do rotor para cada componente harmônica, deve-se atentar para os sentidos de rotação de cada harmônica em relação a fundamental, mostrado na Tabela 3.2. O escorregamento para cada harmônica é dado por (3.39):

$$s(n) = \frac{\omega_s(n) \pm \omega_R}{\omega_s(n)}, \quad (3.39)$$

sendo $\omega_s(n)$ é a velocidade angular para a n -ésima harmônica.

A velocidade angular devido à presença de harmônicas é determinada em função da velocidade angular da componente fundamental dada por:

$$\omega_s(n) = n \cdot \omega_s \quad (3.40)$$

E para o rotor, a velocidade angular em função do escorregamento nominal é:

$$\omega_R = \omega_s \cdot (1 - s) \quad (3.41)$$

A partir das informações contidas na Tabela 3.2 e das equações (3.39) e (3.41), obtém-se:

$$s(n) = \frac{\omega_s(n) - \omega_R}{\omega_s(n)} = \frac{n - (1 - s)}{n}, \quad \text{se } n = 3 \cdot k + 1 \quad (3.42)$$

$$s(n) = \frac{-\omega_s(n) - \omega_R}{-\omega_s(n)} = \frac{n + (1 - s)}{n}, \quad \text{se } n = 3 \cdot k + 2 \quad (3.43)$$

Uma vez determinado o escorregamento harmônico, pode-se definir a frequência dos sinais presentes no rotor devido às distorções, através de (3.44):

$$f_R(n) = n \cdot f_s \cdot s(n) \quad (3.44)$$

Assim, determinada a frequência para o enrolamento do estator e para as barras do rotor, para cada harmônica, ajusta-se os parâmetros elétricos da harmônica de ordem n .

3.3.2.1 RESISTÊNCIA DO ENROLAMENTO DO ESTATOR

Neste trabalho, um modelo simplificado é empregado para motores de pequeno e médio porte. O efeito pelicular não exerce influência significativa no valor da resistência do enrolamento do estator em função da frequência de alimentação, devido aos motores de pequeno e médio porte apresentar o enrolamento do estator constituído por condutores de pequeno diâmetro. Desta forma, a resistência pode ser considerada constante e igual conforme [39]:

$$R_S(n) = R_{SCC} \quad (3.45)$$

Sendo $R_S(n)$ a resistência do enrolamento do estator para a n-ésima harmônica, e R_{SCC} , a resistência do enrolamento do estator em corrente contínua.

3.3.2.2 REATÂNCIA DE DISPERSÃO DO ESTATOR

De forma análoga à resistência do enrolamento do estator, a indutância de dispersão em função da frequência é dada por:

$$L_S(n) = L_S \quad (3.46)$$

Desta forma, a reatância de dispersão no estator em função da frequência é calculada em (3.47):

$$X_S(n) = n \cdot 2 \cdot \pi \cdot f_S \cdot L_S(n) = n \cdot X_S(n) \quad (3.47)$$

Sendo $L_S(n)$, a indutância do enrolamento do estator para a n-ésima harmônica e L_S , a indutância do enrolamento do estator para a frequência fundamental.

3.3.2.3 RESISTÊNCIA DO ROTOR

O rotor é constituído por barras que devido as área destas, sofre influência do efeito pelicular, diminuindo assim a área efetiva de circulação de corrente e aumentando a resistência do rotor principalmente para altas frequências. A resistência do rotor pode ser corrigida empregando a expressão (3.48) conforme [39]:

$$R_R(n) = \frac{R_R \cdot K_{RR}(n)}{K_{RR}(1)}, \quad (3.48)$$

sendo R_R , a resistência das barras do rotor à frequência fundamental, $K_{RR}(n)$, o fator de correção das barras do rotor para n-ésima ordem harmônica, $K_{RR}(1)$, o fator de correção das barras do rotor à frequência fundamental e $R_R(n)$, a resistência das barras do rotor para ordem harmônica n .

O valor de $K_{RR}(n)$ é calculado por (3.49):

$$K_{RR}(n) = \frac{d}{\delta_r(n)} \cdot \frac{\sinh\left(\frac{2 \cdot d}{\delta_r(n)}\right) - \operatorname{sen}\left(\frac{2 \cdot d}{\delta_r(n)}\right)}{\cosh\left(\frac{2 \cdot d}{\delta_r(n)}\right) - \cos\left(\frac{2 \cdot d}{\delta_r(n)}\right)}, \quad (3.49)$$

sendo d , a altura da ranhura e $\delta_r(n)$, o comprimento de penetração da onda eletromagnética no material da barra do rotor, obtido pela equação (3.50):

$$\delta_r(n) = \sqrt{\frac{\rho_r}{\pi \cdot \mu_0 \cdot n \cdot f_s(1)}}, \quad (3.50)$$

sendo ρ_r , a resistividade das barras do rotor e μ_0 , a permeabilidade do vácuo.

3.3.2.4 REATÂNCIA DE DISPERSÃO DO ROTOR

De maneira análoga, a indutância de dispersão do rotor pode ser calculada empregando a expressão (3.51) :

$$L_R(n) = \frac{L_R(1) \cdot K_L(n)}{K_L(1)} \quad (3.51)$$

Sendo $K_L(n)$, o fator de correção para a indutância para a n-ésima harmônica, $K_L(1)$, o fator de correção para a indutância à frequência fundamental, $L_R(1)$, a indutância de dispersão à frequência fundamental e $L_R(n)$, a indutância de dispersão do rotor para a n-ésima harmônica.

O valor de K_{LR} é dado por:

$$K_L(n) = \frac{3 \cdot \delta_r(n)}{2 \cdot d} \cdot \frac{\sinh\left(\frac{2 \cdot d}{\delta_r(n)}\right) - \operatorname{sen}\left(\frac{2 \cdot d}{\delta_r(n)}\right)}{\cosh\left(\frac{2 \cdot d}{\delta_r(n)}\right) - \cos\left(\frac{2 \cdot d}{\delta_r(n)}\right)}, \quad (3.52)$$

sendo d , a altura da ranhura e $\delta_r(n)$, o comprimento de penetração da onda eletromagnética no material da barra do rotor, dado pela expressão (3.50).

Então, a impedância de dispersão do modelo no domínio da frequência é calcula em (3.53):

$$X_R(n) = 2 \cdot \pi \cdot f_R(1) \cdot L_R(1) = n \cdot X_R(1) \quad (3.53)$$

3.3.2.5 RESISTÊNCIA DO FERRO

Vários trabalhos podem ser encontrados na literatura, retratando o aumento das perdas no ferro em materiais magnéticos em motores de indução na presença de distorções harmônicas do sinal de tensão [40-47]. Particularmente, um trabalho defendido no DEE-UFC, estudou a influência de alimentação não senoidal nos transformadores de potência para as perdas no núcleo do transformador a vazio [48].

No entanto, apesar de muitas pesquisas, ainda há dificuldade de conhecer o comportamento das perdas do ferro. Assim, para o cálculo da resistência do ferro, considera-se o ajuste na resistência do ferro somente para a componente fundamental.

De maneira análoga, a equação (3.13) é empregada para o cálculo das perdas por histerese da componente fundamental de uma dada frequência (f), sendo dada por (3.54):

$$P_H(1) = \eta_w \cdot f \cdot K_m \cdot (B_{\max}(1))^{k_s} \cdot M_S \quad (3.54)$$

Considerando a queda de tensão no enrolamento do estator (DDP) e admitindo-se a alimentação não-senoidal, o valor máximo da densidade de fluxo magnético para a componente fundamental de uma dada frequência é obtido a partir da equação (3.55):

$$B_{\max}(1) = \frac{V_{EF}(1) - DDP}{\sqrt{2} \cdot \pi \cdot N_s \cdot S_{\text{núcleo}_s} \cdot f}, \quad (3.55)$$

sendo N_s , o número de espiras do enrolamento do estator e $S_{\text{núcleo}_s}$, a área da seção transversal do núcleo.

As perdas por correntes de Foucault devido à componente fundamental da tensão de alimentação podem ser calculadas a partir de (3.56):

$$P_F(1) = \lambda_w(f)^2 \cdot (B_{\max}(1))^2 \cdot M_S \quad (3.56)$$

Assim, a resistência representativa das perdas no ferro no estator é calculada em (3.57):

$$R_{fe_s}(1) = \frac{(V_{EF}(1) - DDP)^2}{P_H(1) + P_F(1)} \quad (3.57)$$

A resistência representativa do ferro no rotor pode ser calculada através da relação entre as áreas do rotor (S_r) e estator (S_s) e da resistência do ferro no estator, dada por (3.58) conforme [38]:

$$R_{fe_R}(1) = R_{fe_s}(1) \cdot \frac{S_r}{S_s} \quad (3.58)$$

Então, a resistência representativa das perdas no ferro pode ser calculada conforme (3.59) [38]:

$$R_{fe}(1) = \frac{R_{fe_s}(1) \cdot R_{fe_r}(1)}{s \cdot R_{fe_s}(1) + R_{fe_r}(1)}, \quad (3.59)$$

sendo R_{fe_r} e R_{fe_s} são, respectivamente, as resistências representativas das perdas no ferro do rotor e do estator.

3.3.2.6 REATÂNCIA DE MAGNETIZAÇÃO

De acordo com [39], a correção na reatância de magnetização em função da ordem harmônica, para uma variada faixa de potências das máquinas de indução, é expressa por (3.60):

$$X_m(n) = n \cdot 0,25 \cdot X_m \quad (3.60)$$

Sendo $X_m(n)$, a reatância de dispersão para a frequência harmônica e X_m , a reatância de dispersão para a frequência fundamental.

3.3.3 CÁLCULO DAS GRANDEZAS DO MIT PARA A N-ÉSIMA HARMÔNICA

Para se determinar alguma grandeza elétrica no motor, inicialmente, se define os parâmetros elétricos para cada harmônica. A corrente total absorvida pelo motor alimentado por tensões não senoidais é dada por:

$$\dot{i}_s(n) = \frac{\dot{V}_s(n)}{Z_{eq}(n)} \quad (3.61)$$

A impedância equivalente do motor para cada ordem harmônica, vista dos terminais do estator é a composta pela associação das impedâncias Z_S , Z_R e Z_m , respectivamente, (3.62), (3.63) e (3.64):

$$Z_S(n) = R_S(n) + j \cdot X_S(n) \quad (3.62)$$

$$Z_R(n) = \frac{R_R(n)}{s_R} + j \cdot X_R(n) \quad (3.63)$$

No modelo, ajusta-se Z_m para $n=1$ e $n \neq 1$, em $n=1$, a impedância de magnetização é expressa por (3.64):

$$Z_m(n) = \frac{j \cdot R_{fe}(1) \cdot 0,25 X_m \cdot (1)}{R_{fe}(1) + j \cdot 0,25 X_m \cdot X_m(1)}, n=1. \quad (3.64)$$

Enquanto que o ajuste para as outras componentes é dado por:

$$Z_m(n) = n \cdot 0,25 \cdot X_m(n), n \neq 1. \quad (3.65)$$

Assim, a impedância do motor é:

$$Z_{eq}(n) = Z_S(n) + \frac{Z_m(n) \cdot Z_R(n)}{Z_m(n) + X_R(n)} \quad (3.66)$$

A tensão induzida no rotor, \dot{E}_m , ou seja, é aquela que aplicada ao rotor determinando a sua corrente, é dada por:

$$\dot{E}_m(n) = \dot{V}_s(n) - \dot{i}_s(n) \cdot Z_S(n) \quad (3.67)$$

De acordo do circuito equivalente mostrado na Figura 3.6, a corrente no rotor considera cada harmônica é obtida por:

$$\dot{i}_R(n) = \frac{\dot{V}_S(n) - \dot{E}_m(n)}{Z_{eq}(n)} \quad (3.68)$$

Com o objetivo de determinar o comportamento do motor para uma alimentação não-senoidal são utilizadas equações para uma simulação computacional. Determinando-se, desta forma, algumas grandezas tais como: fator de potência ($FP(n)$), potência ativa de entrada ($P_{ativa}(n)$), conjugado no eixo ($C_{eixo}(n)$), potência útil no eixo ($P_{eixo}(n)$), perdas joule no estator ($P_{JSharm}(n)$), perdas joule no rotor ($P_{JRham}(n)$) e perdas no ferro ($P_{fe}(n)$), que são representadas na Tabela 3.3, respectivamente pelas equações (3.69) a (3.75).

Tabela 3.3 - Grandezas elétricas para alimentação não senoidal.

$FP(n) = \frac{\text{Re}(Z_{eq}(n))}{ Z_{eq}(n) }$	(3.69)
$P_{ativa}(n) = \left(\frac{V_{FN}(n)}{\sqrt{2}} \right) I_S(n) \cdot FP(n)$	(3.70)
$P_{eixo}(n) = 3 \cdot R_R(n) \cdot \frac{1-s(n)}{s(n)} \cdot I_R(n) ^2$	(3.71)
$C_{eixo}(n) = \frac{P_{eixo}(n)}{\omega_m(n)}$	(3.72)
$P_{JSharm}(n) = 3 \cdot \sum_{n=1}^h R_S(n) \cdot I_S^2(n)$	(3.73)
$P_{JRham}(n) = 3 \cdot \sum_{n=1}^h R_R(n) \cdot I_R^2(n)$	(3.74)
$P_{fe}(n) = \frac{3 \cdot E_m(n) ^2}{R_{fe}(n)}$	(3.75)

As perdas adicionais não estão na Tabela 3.3, mas sofrem um aumento quando submetido à alimentação não-senoidal. É empregado um fator em algumas literaturas para prever as perdas adicionais devido às harmônicas, na ordem de 0,8

% das perdas adicionais para alimentação não senoidal seguindo as contribuições [39] e [49].

As perdas rotacionais (P_{rot}) sob alimentação distorcida, segundo [39] é uma parcela de perdas que não sofre alteração quando da presença de distorções harmônicas de tensão. Desta forma, para uma mesma velocidade de funcionamento, estas serão consideradas constantes, independente do tipo de alimentação.

As potências no eixo e absorvida pelo motor são dadas respectivamente por (3.76) e (3.77):

$$P_{e_total} = \sum_{n=0}^h P_e (3 \cdot n + 1) - \sum_{n=0}^h P_e (3 \cdot n + 2) \quad (3.76)$$

$$P_{ativa_total} = \sum_n \left(\frac{V_{FN}(n)}{\sqrt{2}} \right) |I_s(n)| \cdot FP(n) \quad (3.77)$$

O rendimento do motor é dado pela relação entre as equações (3.76) e (3.77), de acordo com (3.78).

$$\eta_{motor_harm} = \frac{P_{eixo_total}}{P_{ativa_total}} \quad (3.78)$$

3.4 AÇIONAMENTO ELETRÔNICO

O emprego de inversores de frequência em motores de indução de gaiola de esquilo é mais comum em aplicações industriais e comerciais de pequeno e médio porte. Hoje em dia, o inversor de frequência, comumente é chamado na literatura de VSD (*Variable speed drive*), ASD (*Adjust Speed Drive*) ou AVV (*Açionamento à velocidade variável*).

Aplicações para acionar ventiladores e bombas são bem difundidas a nível internacional, e há oportunidades para economizar energia elétrica na substituição de válvulas e dampers para controlar a vazão por inversor, principalmente em cargas mecânicas com conjugado quadrático.

O acionamento de ventiladores através de inversores permite a operação no ponto ótimo. Este acionamento tem fácil instalação e confiabilidade na operação,

bem como benefícios adicionais tais como, aumento da vida útil dos mancais e do ventilador através da variação de velocidade [30].

3.4.1 INVERSOR DE FONTE DE TENSÃO (VSI)

O inversor de tensão foi escolhido para o estudo, devido a sua larga aplicação no acionamento de motores de baixa e média potência na indústria [16]. Para a geração das tensões aplicadas aos terminais do motor de indução, os modernos inversores de frequência VSI (*Voltage Source Inverters* ou fontes de tensão inversoras) adotam a técnica PWM (*Pulse Width Modulation* ou modulação por largura de pulso). A estrutura de um inversor de frequência alimentando um MIT é mostrada na Figura 3.7:

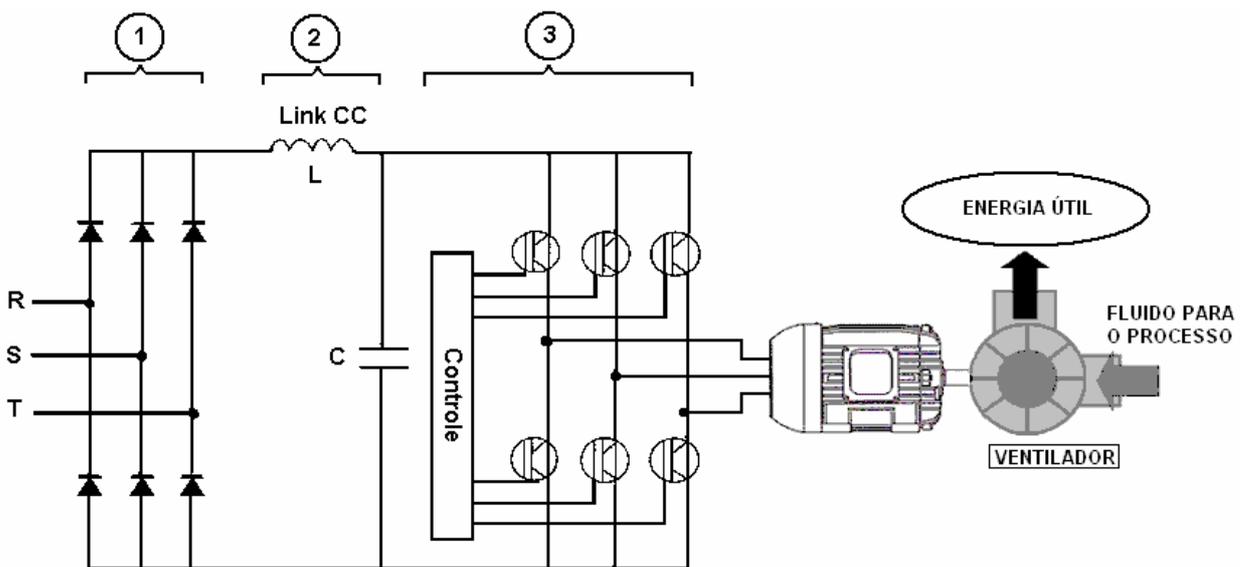


Figura 3.7- Estrutura básica de um inversor de frequência conectado ao MIT.

Na Figura 3.7, a seção (1) é o circuito retificador ou ponte retificadora não controlada, que converte a tensão alternada trifásica de entrada (RST) em tensão contínua sendo filtrada no circuito intermediário na seção (2). Esta tensão contínua alimenta a ponte inversora a IGBT's, seção final (3). A ponte inversora fornece um sistema de corrente alternada de frequência e tensão variáveis. Deste modo, um motor de indução trifásico acoplado pode ser operado com variação de velocidade.

3.4.2 TÉCNICA PWM

As técnicas de chaveamento modernamente utilizadas fazem uso da modulação por largura de pulso, ou PWM, que possibilitem a obtenção de formas de onda de tensão de saída de baixo conteúdo harmônico [50].

O inversor permite transformar a tensão contínua obtida no link CC do inversor em trens de pulsos positivos e negativos com a mesma amplitude, $+V_{cc}$, $-V_{cc}$ e zero com larguras variáveis. O valor eficaz do sinal resultante simula uma senóide, cuja amplitude e freqüência podem ser modificadas através de uma técnica de controle da ponte inversora por ação do circuito de controle [51].

Um inversor de freqüência PWM realiza o controle de freqüência e de tensão na saída do inversor, através do bloco de controle mostrado na Figura 3.7. A tensão de saída tem uma amplitude constante e através da comutação ou modulação por largura de pulso, a tensão eficaz é controlada [50].

O princípio dessa modulação é baseado nas ordens de comando das chaves estáticas e são determinadas através da comparação de três ondas moduladoras senoidais, V_S , V_R e V_T , defasadas entre si de 120° , com uma portadora triangular, como mostrado na Figura 3.8.

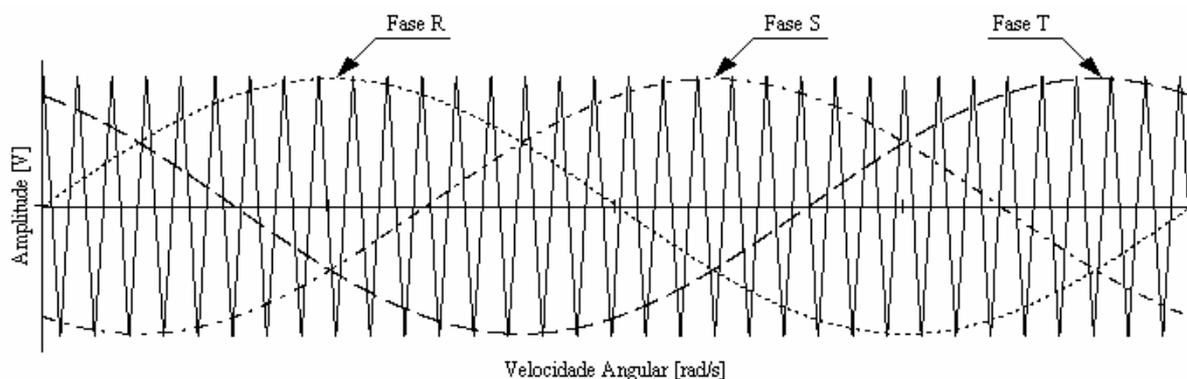


Figura 3.8- Comparação das ondas de referência (senóides) com a onda portadora (triangular).

Os intervalos de tempo onde a amplitude da moduladora é menor que a amplitude da portadora triangular, define os intervalos de tensão nula, enquanto que quando a amplitude da moduladora é maior que a da triangular, determina-se trens de pulsos de magnitude $+V_{cc}$ ou $-V_{cc}$.

Assim variando-se a magnitude e freqüência dos sinais de referência, pode-se gerar diferentes freqüências e tensões de linha eficazes nos terminais do motor, permitindo a variação da rotação com preservação das características do conjugado.

A freqüência da moduladora senoidal determina a freqüência fundamental de saída, enquanto que a freqüência da onda triangular determina a freqüência de comutação das chaves estáticas.

Uma estratégia de modulação dos IGBT's é apresentada na Tabela 3.4 para o inversor trifásico, mostrado na Figura 3.9:

Tabela 3.4 - Estratégia de modulação das chaves estáticas.

Braço A		Braço B		Braço C	
$V_R > V_T$,	S_1 conduz.	$V_R > V_T$,	S_2 conduz.	$V_R > V_T$,	S_3 conduz.
$V_R < V_T$,	S_4 conduz.	$V_R < V_T$,	S_5 conduz.	$V_R < V_T$,	S_6 conduz.

Lembrando que duas chaves pertencentes a um mesmo braço inversor não podem estar conduzindo ao mesmo tempo. Essas chaves eletrônicas apresentam três estados de operação: condução, bloqueio e comutação. Durante a operação ocorrem perdas por condução e comutação que podem ser melhor detalhadas conforme [52].

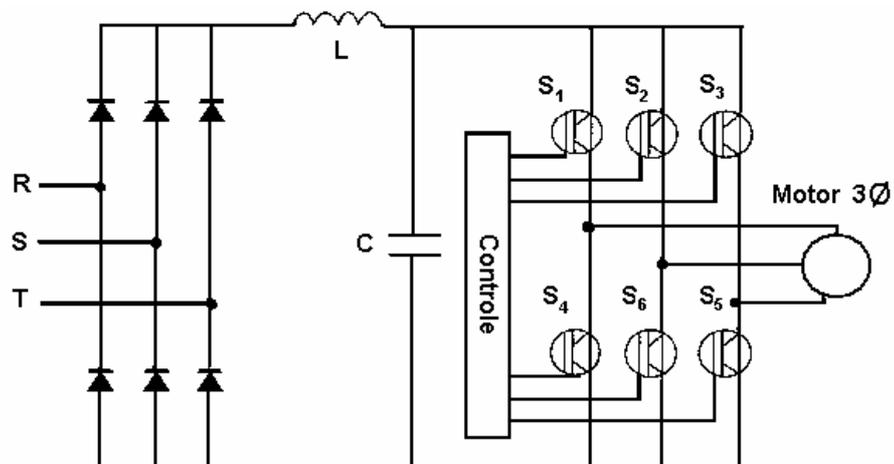


Figura 3.9- Inversor trifásico de tensão.

A tensão de saída aplicada à carga, é constituída por uma sucessão de pulsos retangulares de amplitude igual à tensão de alimentação CC de entrada [51], conforme mostra a Figura 3.10.

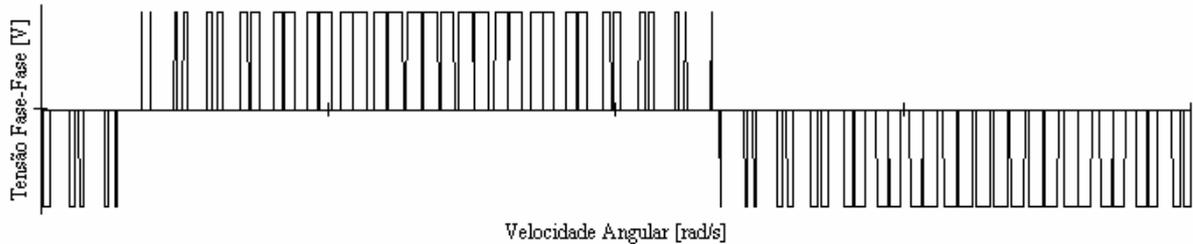


Figura 3.10- Tensão de saída para o inversor trifásico.

Um aspecto importante relativo à caracterização da tensão de saída do inversor é a relação entre as amplitudes das ondas de referência (A_R) e moduladora (A_M), denominado índice de modulação (M).

$$M = \frac{A_R}{A_M} \quad (3.79)$$

A tensão eficaz de saída pode ser variada pela variação do índice de modulação M [50].

A razão entre as freqüências da onda de referência (moduladora senoidal) e da portadora triangular (M_f) é dada pela equação (3.80), sendo que a modulação é dita síncrona quando M_f for um número inteiro.

$$M_f = \frac{f_p}{f_M} \quad (3.80)$$

Como resultado das tensões aproximadamente senóides pela técnica PWM, as correntes absorvidas pelo motor são também aproximadamente senoidais. Além das correntes serem próximas de senóides, a indutância do motor atua como filtro, atenuando os componentes de freqüência mais elevadas.

A modulação PWM senoidal tem como principal função eliminar ou pelo menos diminuir as harmônicas de baixa ordem que são difíceis de serem filtradas, além de regular a frequência e tensão da carga [51].

Observa-se na Figura 3.11 (obtida por simulação computacional) a relação entre a n -ésima componente e a fundamental em função da frequência, tornando evidente que as componentes harmônicas de maior significância depois da fundamental possuem alta frequência, sendo fácil a filtragem. As componentes significativas estão próximas à frequência de chaveamento ($f_c = 4$ kHz).

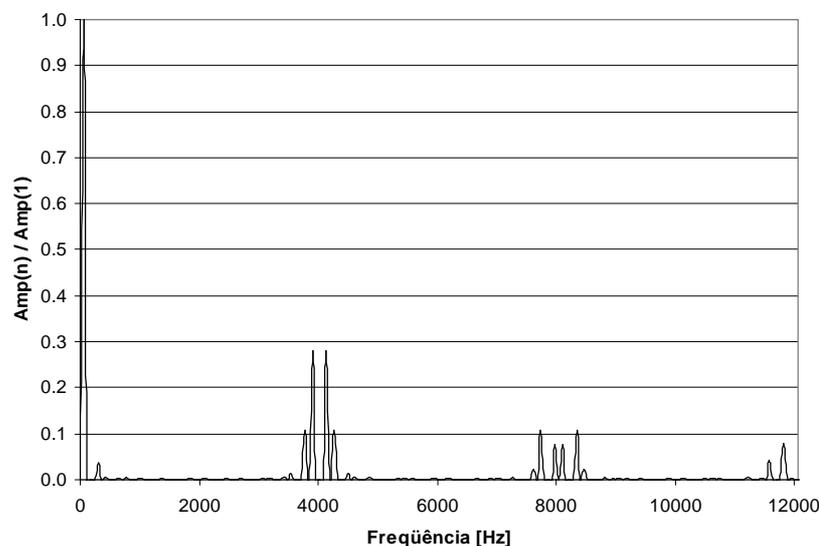


Figura 3.11- Espectro de frequência para a modulação PWM senoidal ($f = 60$ Hz).

3.4.3 TÉCNICAS DE CONTROLE

A escolha de uma estratégia de controle é muito importante na determinação das características gerais de desempenho de um sistema de acionamento. O controle de um sistema pode ser realizado em malha: aberta e fechada. No atual estudo, utiliza-se o controle de velocidade em malha aberta do motor de indução, operando à frequência ajustável, pois o sistema de ventilação analisado opera com velocidades constantes por longos intervalos de tempo não necessitando de desempenho dinâmico do motor. No entanto, um acionamento com rápidas acelerações e desacelerações utiliza-se um controle em malha fechada, isso devido à importância da resposta dinâmica do motor.

A estratégia de acionamento pode ser implementada por controle escalar ou controle vetorial. A estratégia escolhida foi o controle escalar, pois é mais comumente utilizada para o inversor PWM malha aberta [16].

Em [53] realizou-se um estudo de análise do comportamento do rendimento de um MIT sendo suprido a partir da rede e via inversor PWM, neste trabalho várias estratégias de acionamento são utilizadas. A partir deste estudo verificou-se que o acionamento senoidal do MIT sob condições nominais de operação possibilitou um aumento na ordem de 10 % em relação ao rendimento para o acionamento PWM, operando no modo escalar e vetorial.

3.4.3.1 CONTROLE ESCALAR

O controle escalar é a técnica de controle que mantém a relação entre a tensão e a frequência constante, permanecendo constante o fluxo no estator.

O controle do inversor possui curvas V/f parametrizadas, mostradas na Figura 3.12, que permitem a redução da tensão proporcionalmente à frequência fundamental, de modo que o fluxo no entreferro se mantenha constante, preservando a característica do conjugado [54].

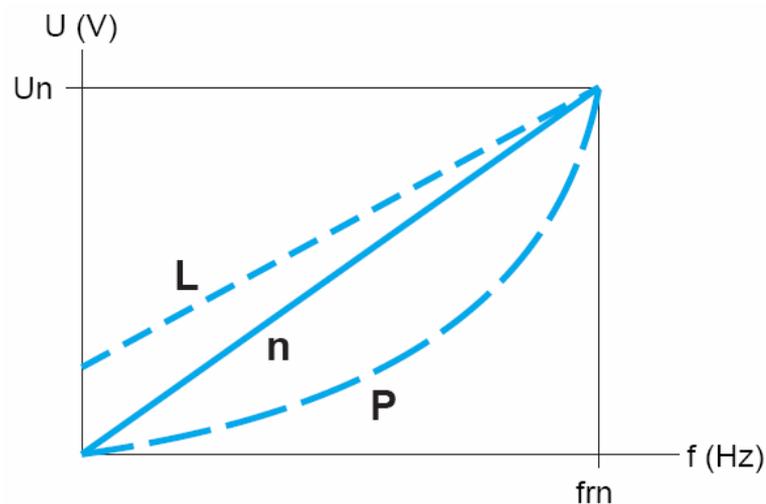


Figura 3.12- Curvas V/f parametrizadas do inversor de frequência.

As curvas parametrizadas são escolhidas conforme a aplicação, dentre as relações estão:

Relação L: Caso de aplicações com conjugado constante (máquinas com carga média operando em baixa velocidade) com motores em paralelo ou motores especiais (ex.: de gaiola resistivo);

Relação P: Aplicações com conjugado variável (bombas, ventiladores);

Relação n: Máquinas fortemente carregadas operando em baixa velocidade, máquinas com ciclos rápidos, com controle vetorial de fluxo (sem realimentação).

No presente trabalho, escolheu-se a curva P, ou seja, o controle V/f quadrático invés do linear, pois os efeitos do escorregamento no motor, e, portanto em seu rendimento, são menores [54].

As curvas características típicas conjugado-velocidade, variando-se a frequência e a forma de onda da tensão através de inversor, são mostradas na Figura 3.13 (obtidas a partir de simulação computacional).

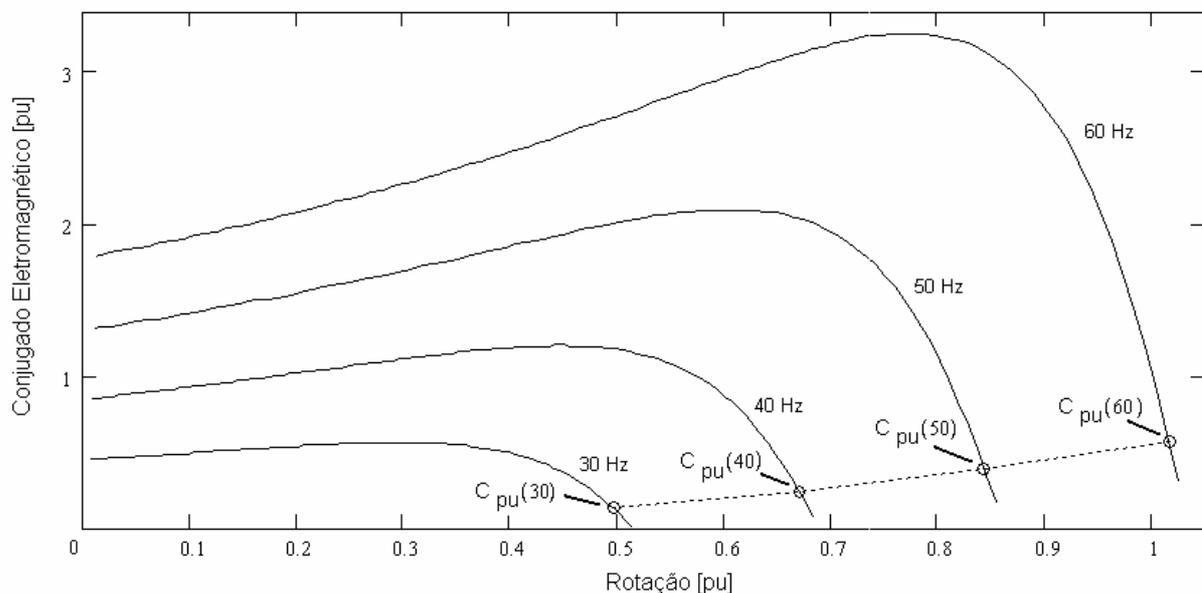


Figura 3.13- Curvas características conjugado-velocidade para o controle V / f com relação p.

Como mostra a Figura 3.13, à medida que a frequência é reduzida, também são reduzidos os conjugados máximo, mínimo e de partida, devido ao aumento da queda de tensão no estator. Assim, ao reduzir a frequência, a máquina perde a capacidade de acionar determinadas cargas, em especial aquelas que

apresentam elevado conjugado de partida e conjugado constante com a velocidade (por exemplo, esteiras transportadoras).

Para o presente trabalho não será analisada a operação na região de enfraquecimento do campo.

3.5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este capítulo teve como foco principal o modelo de circuito equivalente do motor de indução no domínio da frequência, e através deste é possível analisar seu desempenho sob alimentação não senoidal com a operação sob condições equilibradas de suprimento.

O modelo aplica o princípio da superposição, partindo da condição de que o motor de indução apresenta comportamento linear. Mesmo que o comportamento real do MIT não seja linear, devido à saturação do núcleo magnético, o presente modelo considera indiretamente seus efeitos.

Na análise, obtém-se um circuito equivalente para cada componente harmônica, determinando o desempenho final a partir da soma de todas as respostas. Os parâmetros do circuito equivalente foram corrigidos em virtude dos efeitos da alimentação não-senoidal.

Uma grande parcela das aplicações industriais, os inversores de frequência são utilizados para o acionamento de motores associados a máquinas de fluxo como ventiladores, exaustores e bombas. Desta forma, procurou-se abordar este acionamento eletrônico, mostrando as principais características do inversor de frequência e forma de controle, pois neste trabalho se fez uso do controle V/f principalmente utilizado para controlar a vazão nas máquinas de fluxo [16].

Neste trabalho reproduziu-se matematicamente a tensão de saída gerada admitindo-se que o rendimento do inversor é 100%, dando-se mais atenção ao princípio de funcionamento do bloco inversor e a técnica utilizada pelo bloco de controle para a operação das chaves eletrônicas. No procedimento experimental realizado no Lamotriz-UFC, o inversor utilizado tem um rendimento de 97 %.

CAPÍTULO 4

BANCADA EXPERIMENTAL DE VENTILAÇÃO INDUSTRIAL

Neste capítulo é descrita a bancada de ventilação industrial do LAMOTRIZ-UFC, que tem como objetivo simular várias situações de carga, analisando a operação em velocidade constante e variável de um sistema de ventilação industrial.

4.1 BANCADA

Na Figura. 4.1, observa-se de forma geral o esquemático da bancada de ventilação industrial do LAMOTRIZ-UFC. Mostram-se os transdutores presentes e as formas de acionamento do sistema via rede ou via inversor.

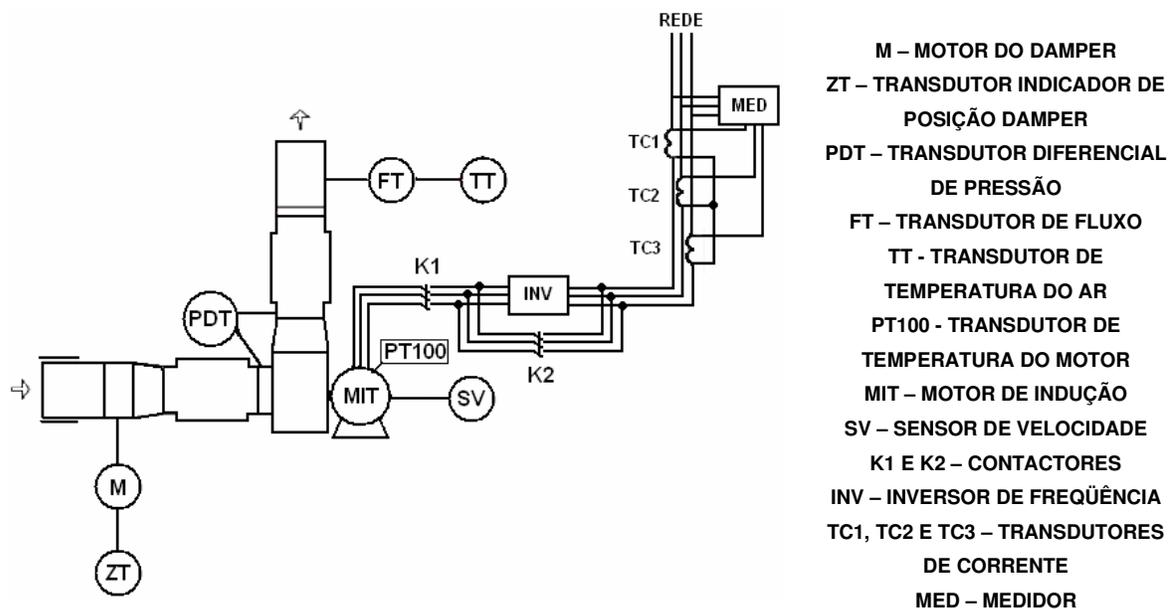


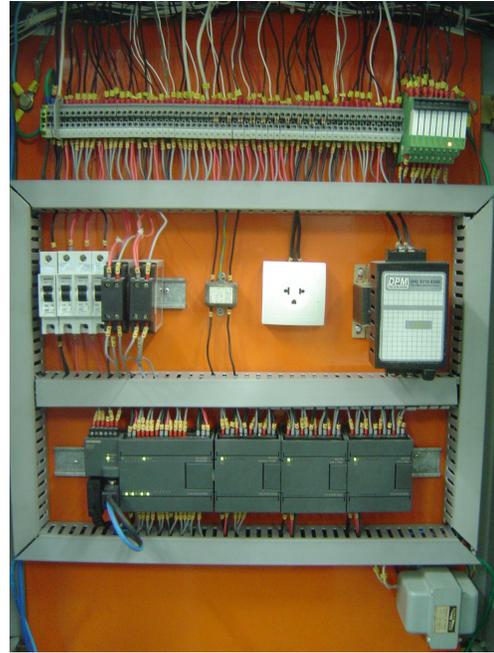
Figura 4.1 - Configuração da Bancada de Ventilação Industrial.

Nas Figuras 4.2 (a) e (b) e 4.3 (a) e (b), o quadro de comando (QC) e o quadro de automação (QA) do sistema, respectivamente. Nas Figuras 4.3 (a) e (b),

verifica-se em destaque o acionamento e monitoramento do sistema ventilação radial estudado.

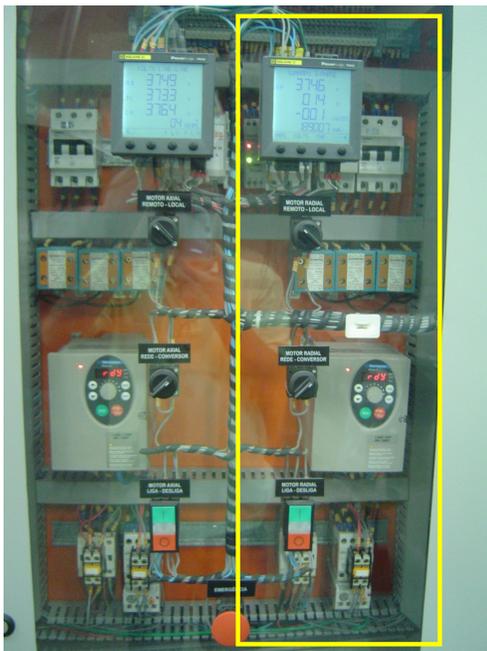


(a)



(b)

Figura 4.2 - Quadros de comando (a) fechado e (b) aberto.



(a)



(b)

Figura 4.3 - Quadros de alimentação (a) fechado e de (b) aberto.

A bancada é constituída pela instalação de ventilação e pelo conjunto motor-ventilador. Dentre os elementos presentes na instalação de ventilação industrial do LAMOTRIZ, estão: abafadores de ruído, expansão, redução, curva, chapéu chinês e damper, mostrados nas Figuras 4.4 e 4.5.



Figura 4.4 - Bancada de testes – Interior do laboratório.



Figura 4.5 - Bancada de testes – Exterior do laboratório.

4.2 DESCRIÇÃO DOS EQUIPAMENTOS

4.2.1 MOTOR DE INDUÇÃO TRIFÁSICO COM GAIOLA DE ESQUILO

O motor de acionamento do ventilador é um motor de indução trifásico com rotor de gaiola de esquilo, fornecido pelo fabricante KOHLBACH, tipo Standard, mostrado na Figura 4.6.

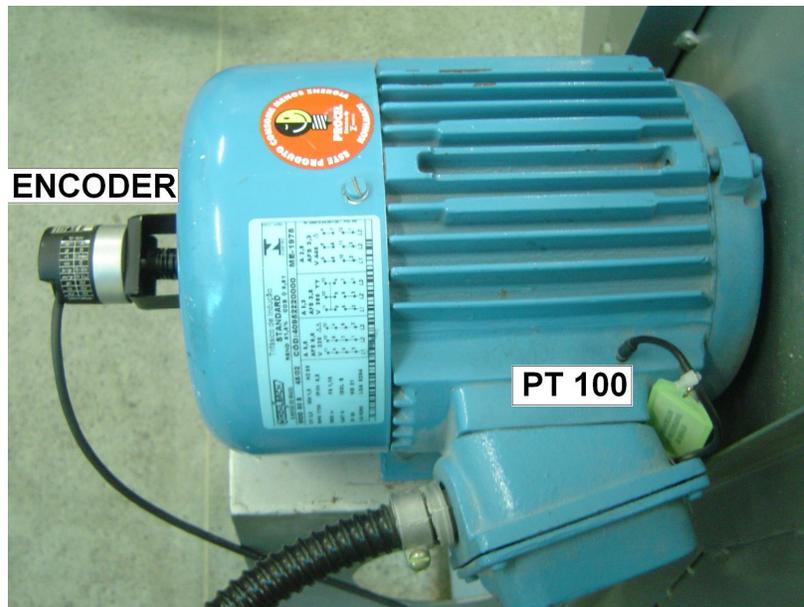


Figura 4.6 - MIT com rotor de gaiola de esquilo.

Os dados de placa do motor são informações disponíveis em catálogo do fabricante conforme a Tabela 4.1:

Tabela 4.1 - Dados de placa do motor utilizado na bancada.

Potência [hp]	Tensão [V]	Corrente [A]	FP	Cat.	η [%]	Conjugado [N.m]
2	220/380/440	5,8/3,3/2,9	0,81	N	81,5	8,14

Particularmente, no que se refere aos parâmetros do motor, estes foram obtidos através de informações do fabricante por contato direto, isso devido à dificuldade de realizar os ensaios com rotor livre e travado. As perdas rotacionais nominais são da ordem de 41 [W]. Na Tabela 4.2 e 4.3 os parâmetros do motor necessários para a simulação computacional.

Tabela 4.2 - Parâmetros do motor

Descrição	Parâmetros	[Ω]
Resistência do enrolamento do estator	R_S	3,21
Resistência das barras do rotor	R_R	2,27
Reatância de dispersão do estator	X_S	3,81
Reatância de dispersão do rotor	X_R	5,75
Reatância de magnetização	X_m	125

Tabela 4.3 - Parâmetros construtivos do motor

Densidade	Volume [m^3]		Número		Constantes		
7872 [kg/ m^3]	Estator	Rotor	Espiras	Barras	Histerese	Foucault	Steinmetz
	5,93E-4	2,28E-4	92	44	0,03	5,7E-4	1,6

4.2.2 INVERSOR DE FREQUÊNCIA

O inversor de frequência trifásico é o ALTIVAR 31, fabricado pela Telemecanique, mostrado na Figura 4.7. O inversor de 2 hp alimenta o motor de acionamento, com modulação PWM senoidal e estratégia de controle em malha aberta.



Figura 4.7 - Inversor de frequência de 2 hp.

Algumas das especificações deste equipamento estão descritas na Tabela 4.3, para a familiarização dos usuários da bancada de ensaio de ventilação do LAMOTRIZ - UFC.

Tabela 4.4 - Especificações do inversor.

Potência [hp]	2
Tensão de alimentação do inversor [V]	380...500
Tensão de Saída Máxima [V]	Mesma que a tensão de alimentação
Frequência de chaveamento [kHz]	2...16
Potência dissipada com carga nominal [W]	61
Intervalo de frequência [Hz]	0...500
Protocolo de comunicação	Modbus
Velocidade de transmissão [bit/s]	4800,9600 e 19200

De forma a otimizar a eficiência do sistema, o inversor permite a escolha da parametrização de curva V/f. Entre as opções de parametrização estão as relações: P, L e n, para as seguintes aplicações:

aplicações com conjugado constante (máquinas com carga média operando em baixa velocidade) com motores em paralelo ou motores especiais (ex.: de gaiola resistivo): relação L;

aplicações com conjugado variável (bombas, ventiladores): relação P;

máquinas fortemente carregadas operando em baixa velocidade, máquinas com ciclos rápidos, com controle vetorial de fluxo (sem realimentação): relação n;

As curvas parametrizadas V/f para as relações L, n e P são mostradas na Figura 4.8.

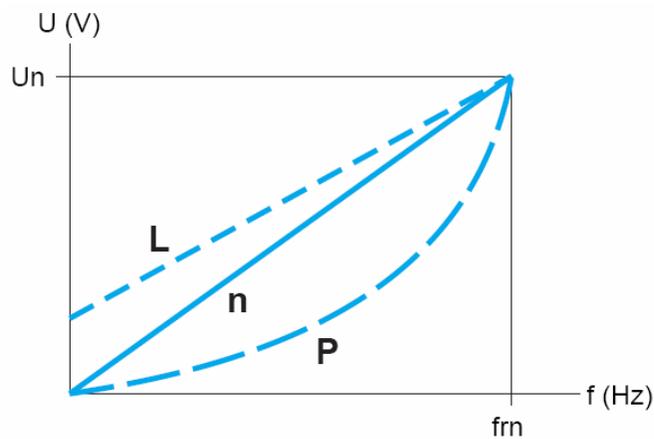


Figura 4.8 - Curvas V/f parametrizadas do inversor de frequência.

4.2.3 VENTILADOR

Utiliza-se um ventilador centrífugo (diâmetro do rotor igual a 400 mm), acoplado diretamente ao motor conforme já mostrado na Figura 4.4. No trabalho é analisada a operação do ventilador centrífugo com pás retas inclinadas para trás com ângulo de 45°. Este ventilador é conhecido no mercado como “*limited load*” ou de carga limitada, pois assegura uma potência abaixo da potência do motor.

O ventilador possui rotor de simples sucção, simples estágio, sendo acionado por um motor elétrico de indução trifásico de 2 hp e um inversor de tensão.

4.2.4 INSTALAÇÃO

A instalação do laboratório é apresentada nas Figuras 4.4 e 4.5. A Figura 4.5 mostra a sucção de ar que apresenta um registro, permitindo o controle de vazão e a descarga de ar, a qual consta um chapéu chinês. A Tabela 4.4 dá um quantitativo dos acessórios da instalação.

Tabela 4.5 - Acessórios da instalação.

Tela de proteção	1
Damper	1
Abafadores de ruído	2
Expansão	1
Redução	2
Curva de 45°	1
Chapéu Chinês	1
Coberta contra chuva	1

Os abafadores de ruído são revestidos de esponja e são utilizados na entrada e saída de ar do ventilador para reduzir o ruído dentro do laboratório.

4.3 INSTRUMENTOS DE CONTROLE E MEDIÇÃO

Os transdutores da planta capturam diversas variáveis e dentre estas estão: a posição do damper, a pressão diferencial do ventilador, a vazão e a temperatura do motor.

4.3.1 ATUADOR ELÉTRICO DO DAMPER

O atuador é diretamente acoplado ao eixo do damper, sendo o seu deslocamento linear, proporcionando uma maior largura na faixa de vazão a ser controlada. Algumas das especificações deste equipamento são mostradas na Tabela 4.5:

Tabela 4.6 - Especificações do atuador elétrico.

Tensão de entrada	24 V _C +20%, -30%; 50/60 Hz
Potência consumida	2,1 VA máx.
Conjugado de partida	4 Nm
Temperatura de operação	0-54 ^o C

O atuador elétrico do damper é o modelo MLB6161 da Rockwell, ilustrado na Figura 4.9.

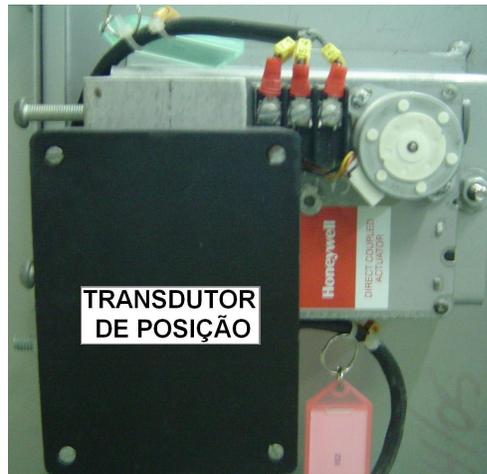


Figura 4.9 - Atuador elétrico do damper para controle de vazão.

Através do PC adota-se a posição de abertura do *damper* no supervisório, assim é enviado a posição desejada ao CLP que aciona o atuador do damper por meio de sinais enviados aos relés. O transdutor de posição retorna a posição do eixo deste para o CLP terminar o envio de dados, como mostra a Figura 4.10.

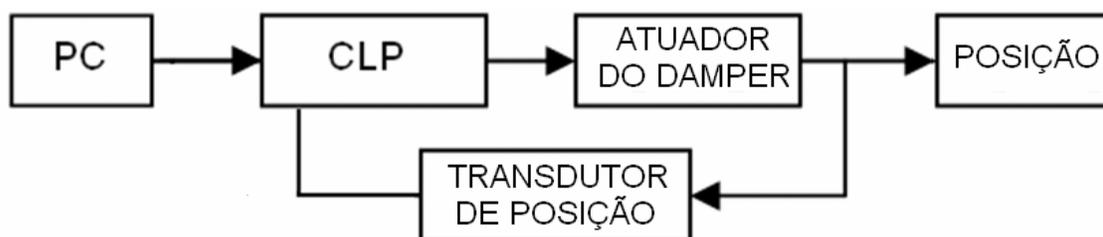


Figura 4.10 - Malha fechada de abertura e fechamento do damper.

O atuador elétrico controlado permitiu a simulação de diversas curvas de instalação, bem como a obtenção da curva de carga do ventilador para o trabalho.

4.3.2 TRANSDUTOR DE PRESSÃO

O transdutor de pressão baseia-se na propriedade piezo resistiva do material, que ao ser submetido a uma dada pressão aumenta sua resistência. O modelo LP fabricado pela ACI, mede a pressão diferencial do ventilador radial através de dutos conectados a sucção e descarga do ventilador, mostrado na Figura 4.11.



Figura 4.11 - Transdutor de pressão diferencial.

Este transdutor apresenta as seguintes características conforme a Tabela 4.6:

Tabela 4.7 - Especificações do sensor de pressão.

Intervalo de medição	0 a 1 inCA
Saída analógica	4 a 20 mA ou 1 a 10 VDC
Tensão de operação [V]	12 a 24 DC
Precisão [%]	1 % da escala cheia

O transdutor de pressão mede a pressão diferencial entre a descarga e a sucção de ar do ventilador radial.

4.3.3 TRANSDUTOR DE VAZÃO

O transdutor de fluxo de ar é o ESF-35 fabricado pela OJ ELEKTRONIK, mostrado na Figura 4.12. Monitora a velocidade do ar no sistema de ventilação, possibilitando o cálculo da vazão através do produto da velocidade pela secção do duto.

Este dispositivo é baseado em microprocessador, cujo sinal de saída é linear e as correções são feitas se ocorrer uma mudança de temperatura. Este instrumento mensura a velocidade do ar e a temperatura. O sinal de saída de 4 a 20 mA representa a velocidade do fluxo de ar, enquanto que a saída de 0-10 V_{CC} é fornecida como uma medida de temperatura do ar (intervalo de 0-50⁰C), operando também um sensor de temperatura do ar no duto.



Figura 4.12 - Transdutor de vazão.

Os dados medidos pelos transdutores de vazão e pressão foram importantes para a obtenção da curva de carga do ventilador, que é indispensável para o estudo da operação do ventilador à velocidade constante e à velocidade variável.

4.3.4 SENSOR DE TEMPERATURA DO MIT

O sensor de temperatura é do tipo PT-100, sendo instalado em contato com as chapas do estator ilustrado na Figura 4.6. Este opera segundo o princípio da variação da resistência elétrica de um metal em função da temperatura.

O PT-100 envia sinal analógico ao transdutor de temperatura MTT 101 fabricado pela MARKARE. Este é um circuito linearizador em que o sinal de temperatura é convertido linearmente em sinal de 4 a 20 mA ou 0 a 10 V. Através deste equipamento realizaram-se ensaios esperando o regime térmico do motor.

4.3.5 CENTRAL DE MEDIÇÃO

A central de medição monitora todas as três fases e o neutro do sistema estudado. O modelo do equipamento é o Power Logic PM850 fabricado pela Schneider Electric, mostrada na Figura 4.13. Através desta central e do *software* SMS (System Manager Software), por conexão RS-485, pode-se capturar os dados e traçar as curvas, das formas de onda das tensões e correntes em cada fase com precisão de 0,1 %, bem como, outras grandezas elétricas como: potência ativa, reativa e aparente; fator de potência; e energia consumida. Apresenta comunicação por porta RS 485 utilizando o protocolo Modbus.



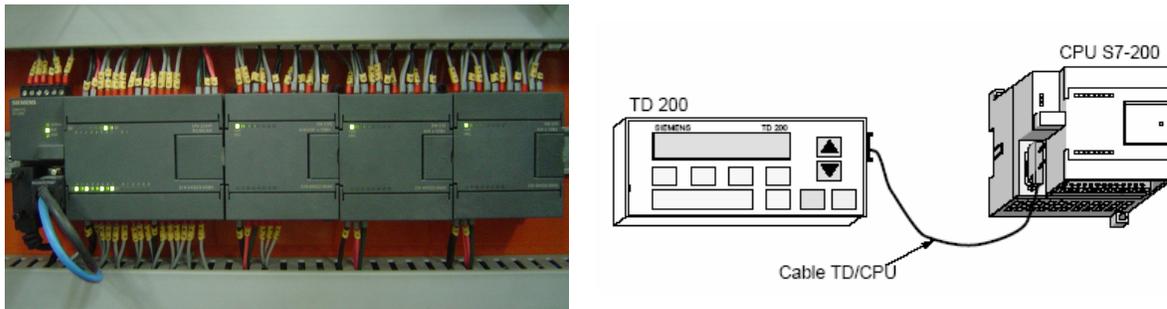
Figura 4.13 - Central de medição de grandezas elétricas.

O valor máximo da corrente de entrada do dispositivo é 5A, assim são necessários três transformadores de corrente, produzidos pela SIEMENS, modelo 4NF0112-2BC2, com relação de transformação 50 / 5A.

O equipamento contribui para a medição de dados de potência ativa requerida pelo MIT, podendo ser analisada a operação para controle de vazão no ventilador centrífugo à velocidade constante e à velocidade variável.

4.3.6 CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMADO

O Controlador Lógico Programado (CLP) é o SIMATIC S7-200 modelo CPU 224XP, fabricado pela SIEMENS, mostrado na Figura 4.14 (a).



(a) (b)
Figura 4.14 - (a) Controlador lógico programável e (b) visualizador de texto.

O CLP acompanha-se de um visualizador de texto, que é conectado a CPU S7-200 através do cabo TD/CPU. Este é uma Interface Homem-Máquina (IHM) para o CLP, ilustrado na Figura 4.14 (b). O CLP está localizado próximo à bancada, no quadro de automação (QA), para controlar um processo através do quadro de controle (QC). Este executa as tarefas de controle mesmo que a comunicação entre ele e a unidade de comando remoto seja interrompida.

A interface de comunicação do controlador é a RS485, podendo suporta uma taxa de transferência de dados de até 187,5 Kbps. Foram adicionados a CPU 224XP três módulos de expansão, um EM-235 e dois EM-231, para aumentar o número de entradas e saídas.

4.3.7 ESTAÇÃO DE TRABALHO

No LAMOTRIZ-UFC estão instalados seis microcomputadores, dos quais um é o servidor da aplicação de supervisão. Este permite a supervisão e parametrização do sistema de controle das bancadas e supervisão das redes de medição e conversores.

Na estação servidora (*Server*) foi instalado um *software* supervisor tipo SCADA (*Supervisory Control and Data Acquisition*) e implementado um aplicativo de supervisão totalmente gráfico. Através do *software* pode se monitorar e parametrizar todo o sistema. Para permitir a operação através de outro microcomputador, que não seja a estação servidora, está disponível uma licença cliente (*Viewer*).

O CLP é ligado através de uma rede digital, de modo que, todas as informações fiquem disponíveis na Estação de trabalho (microcomputador PC), mostrado na Figura 4.15.

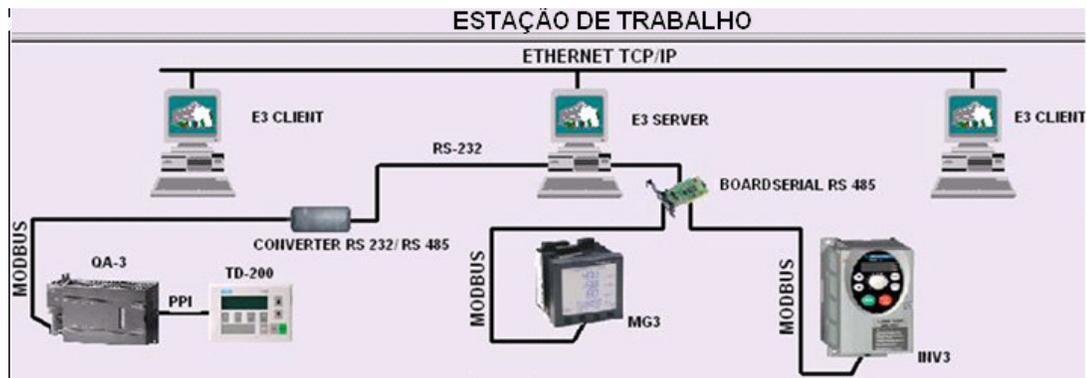


Figura 4.15 - Configuração das redes de comunicação.

As redes dos equipamentos mostradas na Figura 4.15 utilizam o protocolo de comunicação Modbus – RTU, que por motivos didáticos e operacionais, foram separadas em três, tendo como mestre das redes o aplicativo de supervisão.

A rede de medidores de multigrandezas elétricas (PM-850) pode ser também monitorada e parametrizada pelo programa específico do fabricante (SMS 1500 da Scheneider Eletric), para garantir um melhor desempenho na aquisição de formas de ondas.

4.3.8 SISTEMA DE SUPERVISÃO

O sistema de supervisão é responsável pela comunicação do operador com as etapas do sistema de automação da bancada, mostrado na Figura 4.16.

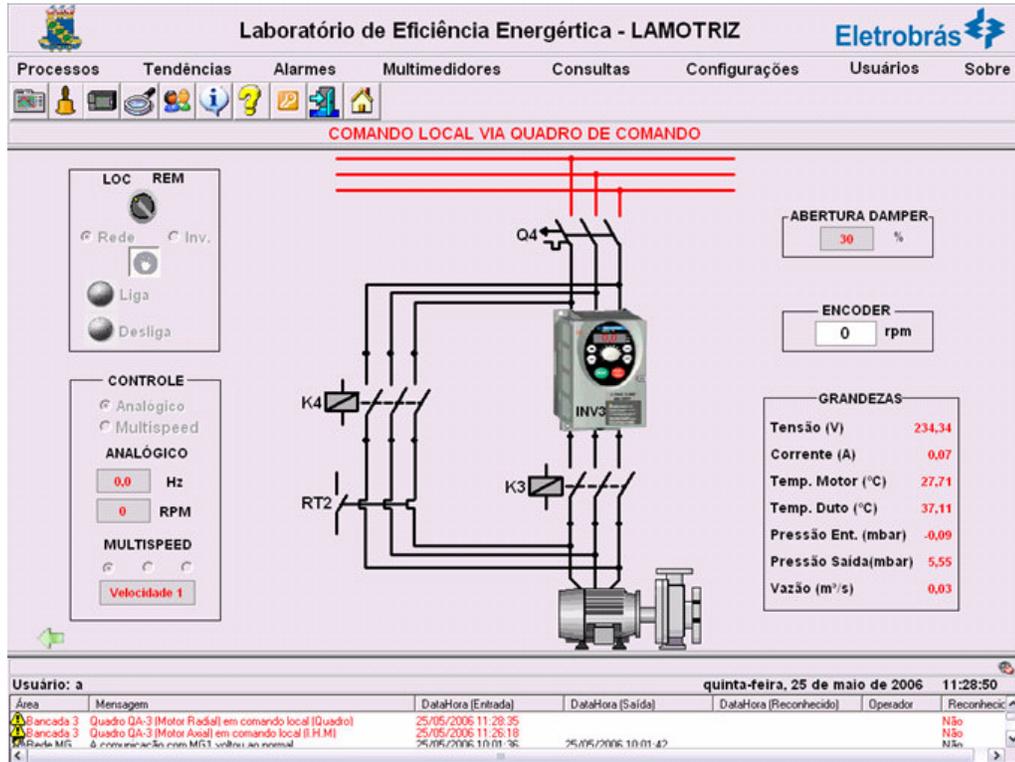


Figura 4.16 - Tela de supervisão da Bancada - Ventilador Radial.

Através dele o usuário acompanha o funcionamento da bancada, suprindo a coleta de dados, geração de relatórios, gráficos, entre outros.

4.4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O objetivo deste capítulo foi realizar uma descrição detalhada da bancada de ventilação, de modo a familiarizar os usuários do LAMOTRIZ-UFC. Consta nesta descrição as características da bancada, dos equipamentos e dispositivos de controle e medição, do sistema de supervisão e controle presentes para a realização de ensaios experimentais.

CAPÍTULO 5

RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DE SIMULAÇÃO

Neste capítulo são mostrados os resultados experimentais e de simulação, tendo como objetivo mostrar o potencial de economia de energia, utilizando-se o acionamento eletrônico em um sistema de ventilação industrial para o controle de vazão. Analisa-se a operação do ventilador à velocidade constante e à velocidade variável por meio de curvas características obtidas por simulação e medição em laboratório. O modelo matemático computacional foi implementado em ambiente Mathcad® versão 11.0 da MathSoft Apps, com auxílio do Matlab® versão 7.0 da MathWokks. O Excel® da Microsoft Office foi utilizado para acomodar os resultados e padronizar os gráficos.

5.1 OBTENÇÃO DAS CURVAS CARACTERÍSTICAS

Em observação as reais condições do LAMOTRIZ-UFC, onde não há como se executar a medição direta de conjugado e o ventilador em ensaio não apresentar as curvas com valores confiáveis, neste trabalho é proposto um método de estimação destas curvas por medições indiretas e posteriormente sua validação.

A curva característica da carga do ventilador foi obtida experimentalmente, controlando a posição do *damper*, a partir de alimentação do motor direto da rede. Esta curva é imprescindível para um estudo de eficientização energética. Assim, para o dispositivo (*damper*) completamente aberto tem-se a máxima vazão e a mínima pressão e estando totalmente fechado a máxima pressão e mínima vazão. Para traçar a curva de carga *versus* vazão, novos pontos intermediários foram coletados entre a pressão máxima e a pressão mínima. Os ensaios para o levantamento da curvas características e potência ativa requerida pelo sistema foram realizados respeitando a situação de equilíbrio térmico para o motor elétrico, de modo que as leituras não sofram variações no intervalo considerado.

Para o ajuste das curvas características utilizou-se polinômios que foram obtidos no Matlab, através da função 'polyfit' que calcula uma interpolação

polinomial de ordem n usando a técnica dos mínimos quadrados. A função 'polyfit' calcula os coeficientes do polinômio interpolador.

Na Figura 5.1 são apresentados os pontos medidos de vazão e pressão, sendo que a partir destes pontos foi obtido o polinômio de tendência mostrado na equação (5.1).

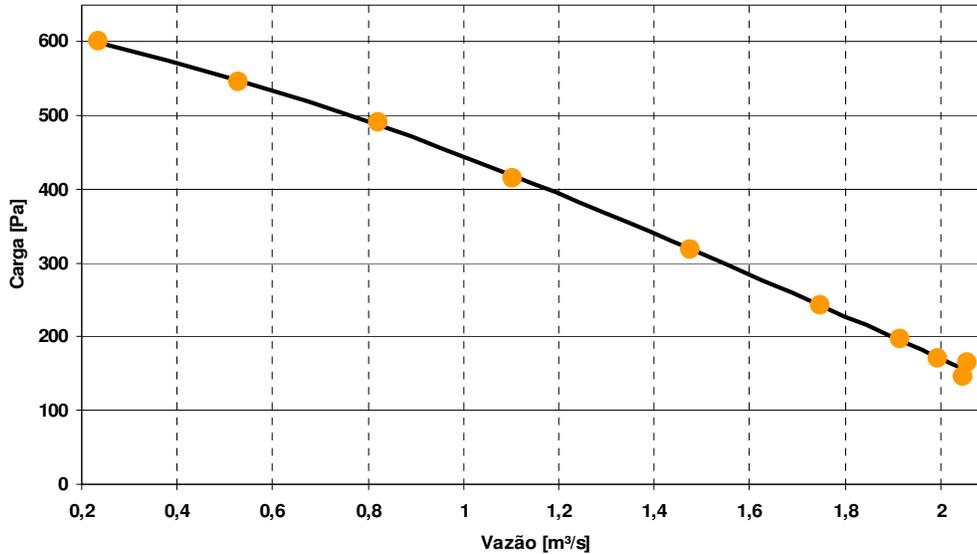


Figura 5.1- Curva de Carga versus Vazão – Pontos medido e polinômio interpolador.

$$H(Q) = 15,563 \cdot Q^3 - 89,856 \cdot Q^2 - 112,669 \cdot Q + 630,8416 \quad (5.1)$$

Para a determinação da potência mecânica do ventilador utilizou-se um método indireto de estimação, onde se propõe que esta seja obtida através das curvas do fabricante do motor elétrico, que por sua vez, apresentam a potência mecânica do motor em função da potência ativa, como mostrada na equação (5.2).

$$P_{mec}(P_{ativa}) = 0,0002 \cdot P_{ativa}^2 + 1,3726 \cdot P_{ativa} - 314,1172 \quad (5.2)$$

Como o ventilador está diretamente acoplado ao eixo do motor, a potência mecânica do ventilador será igual à potência mecânica entregue ao eixo do motor. A partir dos valores medidos de vazão e da potência ativa, e tomando como base a equação 5.2, obteve-se os pontos medidos de vazão versus potência mecânica do ventilador, sendo os mesmos interpolados conforme equação (5.3):

$$P_v(Q) = 26,7643 \cdot Q^3 - 157,8206 \cdot Q^2 + 371,5436 \cdot Q + 509,3511 \quad (5.3)$$

A potência mecânica estimada do ventilador *versus* vazão é mostrada na Figura 5.2.

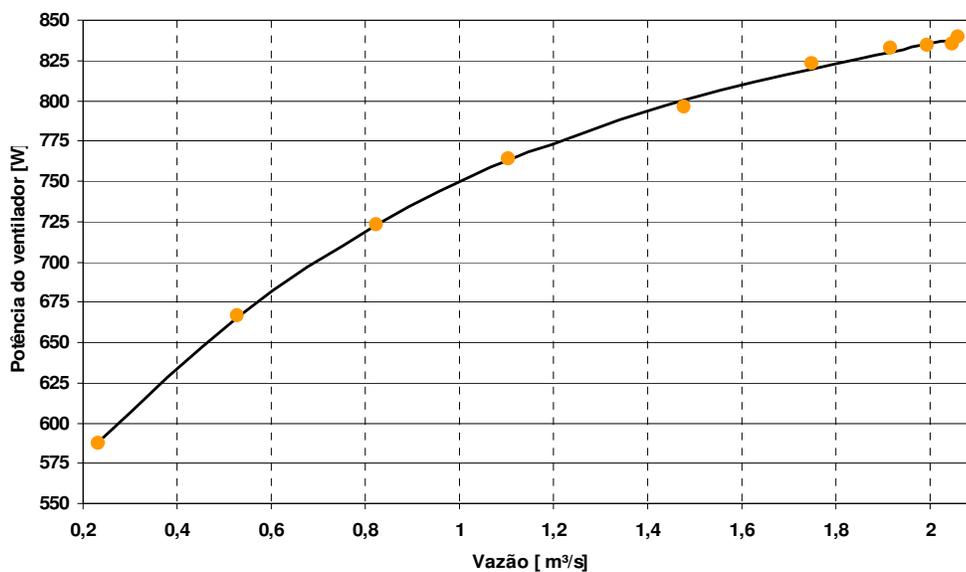


Figura 5.2- Curva da Potência Mecânica do Ventilador *versus* Vazão.

O rendimento do ventilador, como mostrado no capítulo 2, é determinado pela razão entre a potência útil e a potência mecânica do ventilador, podendo ser visto na curva do rendimento da Figura 5.3. Como se observa no gráfico desta Figura, o ventilador possui um ponto ótimo de operação, no qual ocorre o ponto de rendimento máximo, onde as perdas inerentes ao escoamento são mínimas.

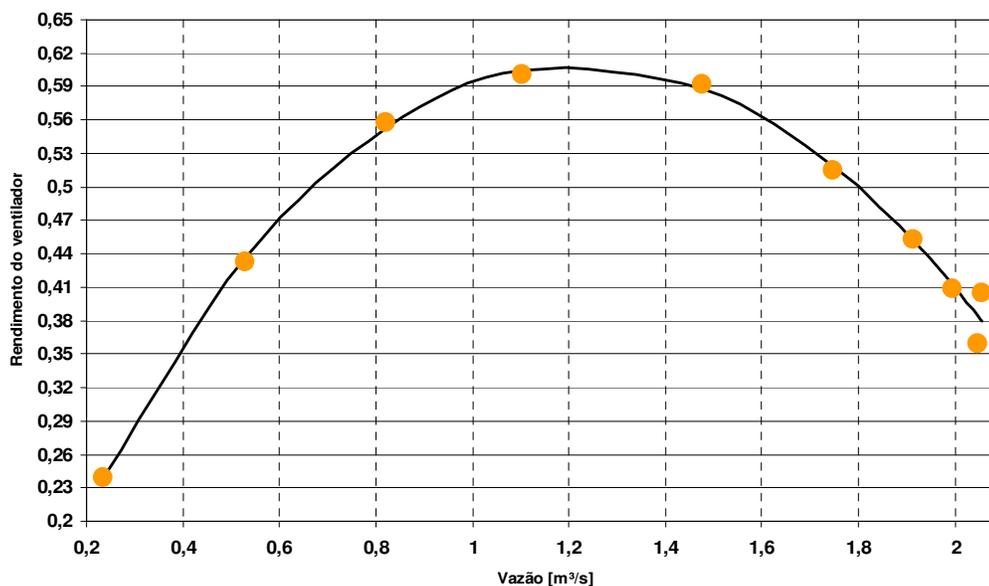


Figura 5.3- Curva do Rendimento do Ventilador *versus* Vazão.

A Tabela 5.1 mostra os valores obtidos pelo método de estimação proposto e os valores de vazão, carga, potência e rendimento do ventilador para a operação com o *damper*.

Tabela 5.1 - Valores de vazão (Q), carga requerida (H), potência mecânica do ventilador (PV) e rendimento (RV) para operação via *damper*.

Q (medido) [m ³ /s]	H (medido) [Pa]	PV (calculado) [W]	RV (calculado)
0,234	600,605	587,994	0,239
0,529	545,203	665,695	0,436
0,822	490,601	722,988	0,553
1,104	415,311	763,194	0,604
1,477	319,165	800,069	0,588
1,747	242,347	819,471	0,518
1,914	196,842	830,052	0,45
1,993	170,754	834,902	0,412
2,047	146,385	838,167	0,384
2,057	165,038	838,786	0,379

Como uma forma de validar a curva de potência mecânica do ventilador, equação (5.3), tomou-se a operação do ventilador medindo-se a potência ativa versus vazão, a partir do *damper* completamente aberto e reduzindo a seção até a vazão mínima, observando-se o equilíbrio térmico do conjunto motor-ventilador.

Para cada vazão definida pela posição do *damper* foi calculada a potência ativa através da simulação computacional, utilizando o modelo do motor de indução de circuito equivalente para a alimentação senoidal mostrado no capítulo 3, associado à equação (5.3) que considera as perdas no ferro.

O comportamento da potência ativa medida e calculada são mostrados na Figura 5.4 e verifica-se uma boa precisão da aproximação proposta.

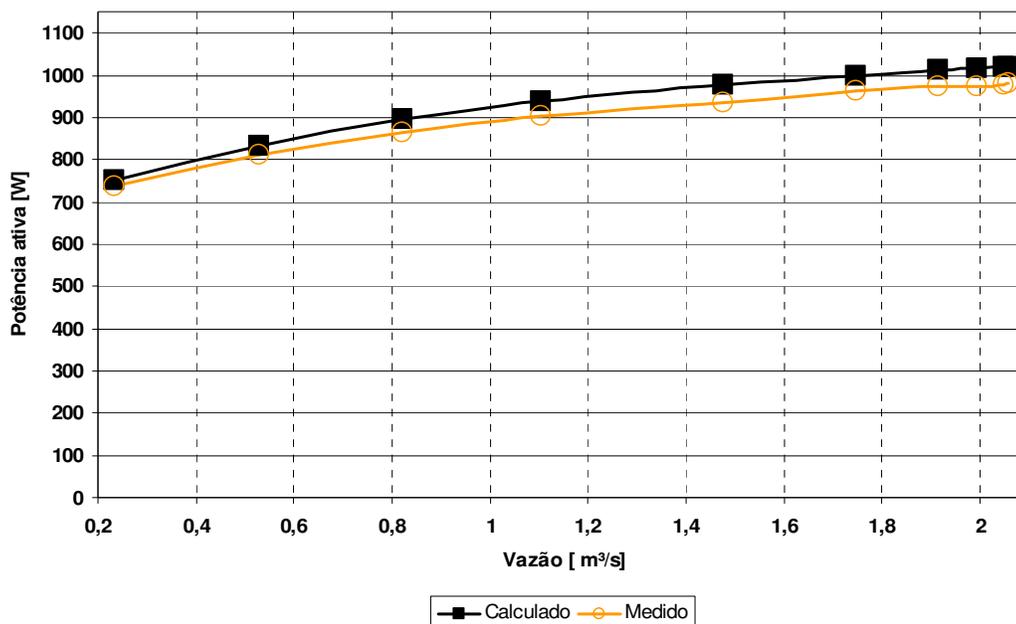


Figura 5.4- Potência ativa da rede requerida da rede versus Vazão.

A Tabela 5.2 compara os valores medidos e calculados da potência ativa solicitada da rede para a operação com a vazão ajustada e alimentação senoidal no motor. Desta forma considera-se que os resultados mostrados na Tabela 5.2 validam a aproximação da equação (5.3).

Tabela 5.2 - Comparação entre os valores medidos e calculados potência ativa para a operação por damper.

Q (medido) [m³/s]	PA (medida) [W]	PA (calculada) [W]	Desvio Médio [%]
0,234	735,71	750,66	1,9
0,529	810,00	833,72	2,9
0,822	864,89	895,36	3,5
1,104	904,28	938,82	3,8
1,477	936,32	978,84	4,5
1,747	963,69	1000,00	3,7
1,914	973,81	1011,00	3,8
1,993	975,10	1017,00	4,3
2,047	975,91	1020,00	4,5
2,05	980,83	1021,00	4,1

5.1.1 ANÁLISE À 60Hz ALIMENTAÇÃO SENOIDAL E NÃO SENOIDAL (PWM SENOIDAL)

As curvas da Figura 5.5 mostram a potência ativa solicitada *versus* vazão, alimentando o motor diretamente da rede e através de um inversor PWM senoidal em 60 Hz para diversas situações de carga.

Como pode ser observado, com uma alimentação puramente senoidal da rede, há um menor consumo de potência ativa, para uma mesma condição de carga, quando o motor é alimentado por um inversor de frequência.

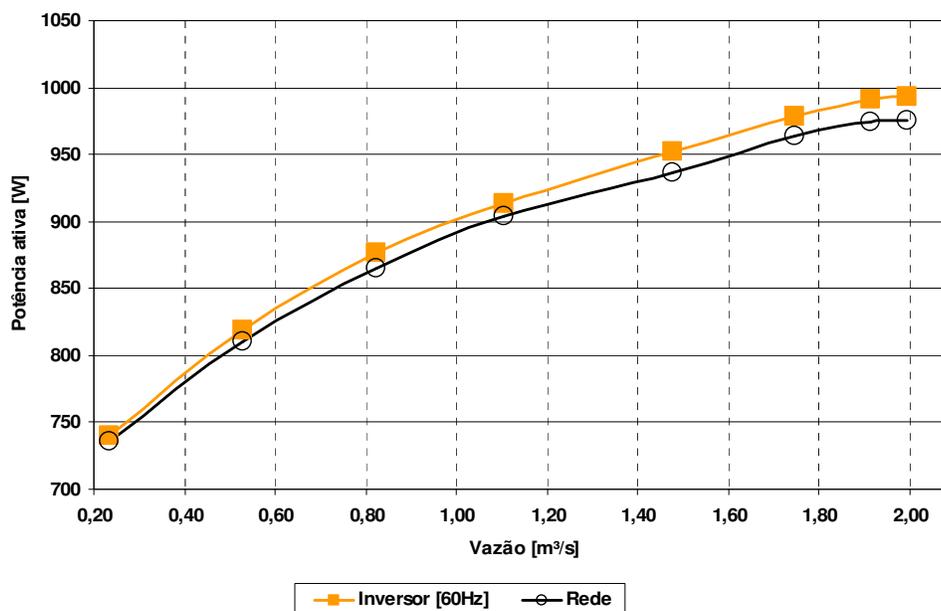


Figura 5.5- Potência ativa requerida para rede e inversor (60 Hz) pela Vazão.

As perdas do inversor são decorrentes da comutação de suas chaves e de condução, o que propiciou um pequeno aumento na potência requerida da rede, para o caso em estudo, um valor médio de 1,24%, em relação à alimentação senoidal.

5.2 VARIAÇÃO DE VELOCIDADE A PARTIR DE INVERSOR DE FREQUÊNCIA

Validadas as curvas características do ventilador, para operação em velocidade nominal constante, emprega-se as leis dos ventiladores para a obtenção das características de operação em outras velocidades.

5.2.1 CURVAS DE CARGA DO VENTILADOR E DE INSTALAÇÃO

As curvas apresentadas na Figura 5.6, normalmente não são disponibilizadas pelos fabricantes que utilizam somente a curva de carga *versus* vazão para operação do ventilador com velocidade constante (rede).

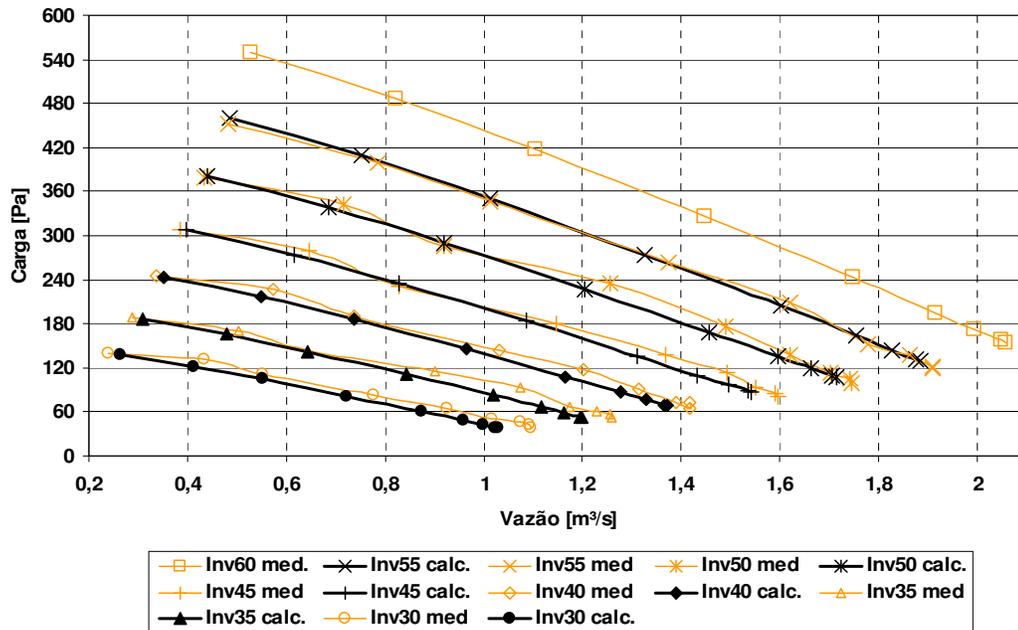


Figura 5.6- Curvas de Carga *versus* vazão para rede e inversor (55, 50, 45, 40, 35 e 30 Hz).

Essas curvas foram geradas a partir da equação (5.1) e das equações (5.4) e (5.5):

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{f_r}{f_{nom}} \quad (5.4)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left[\frac{f_r}{f_{nom}} \right]^2 \quad (5.5)$$

Sendo f_r a frequência desejada na saída do inversor e f_{nom} a frequência de alimentação da rede.

Nas equações (5.4) e (5.5) são usadas as frequências nominal e a desejada na saída do inversor ao invés das velocidades mecânicas como nas equações (2.60) e (2.61), isso se deve ao fato de que, normalmente, na indústria a velocidade do motor não é medida, sendo disponibilizada a frequência de saída do inversor [55].

As curvas de instalação são obtidas ligando-se os pontos correspondentes à mesma abertura do *damper* para diferentes freqüências (velocidades), como mostra os valores medidos da Figura 5.7.

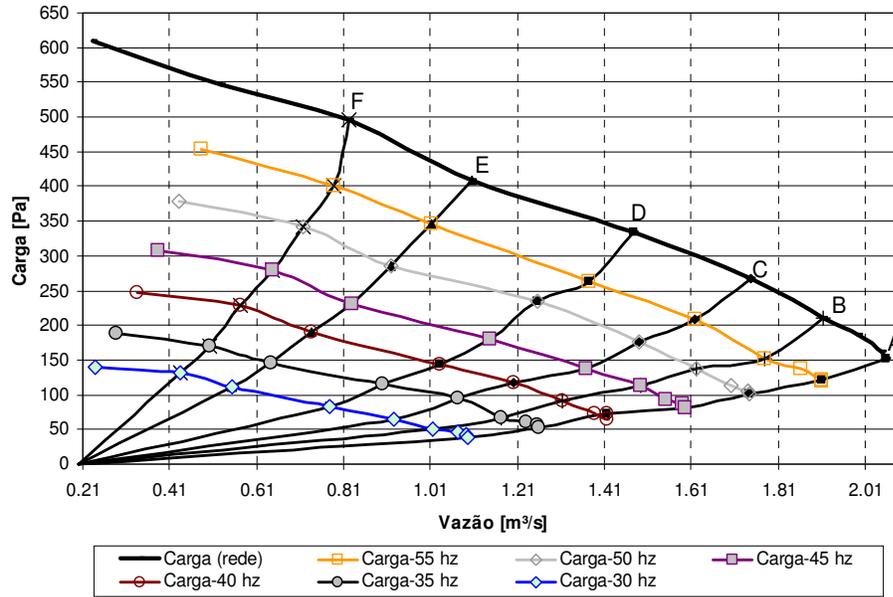


Figura 5.7- Curvas de Carga versus vazão para 60, 55, 50, 45, 40, 35 e 30 Hz.

Na Figura 5.8, são retiradas as curvas de carga para as velocidades diferentes da nominal (freqüência de 60 Hz), mostrando apenas as curvas medidas de instalação e de carga nominal.

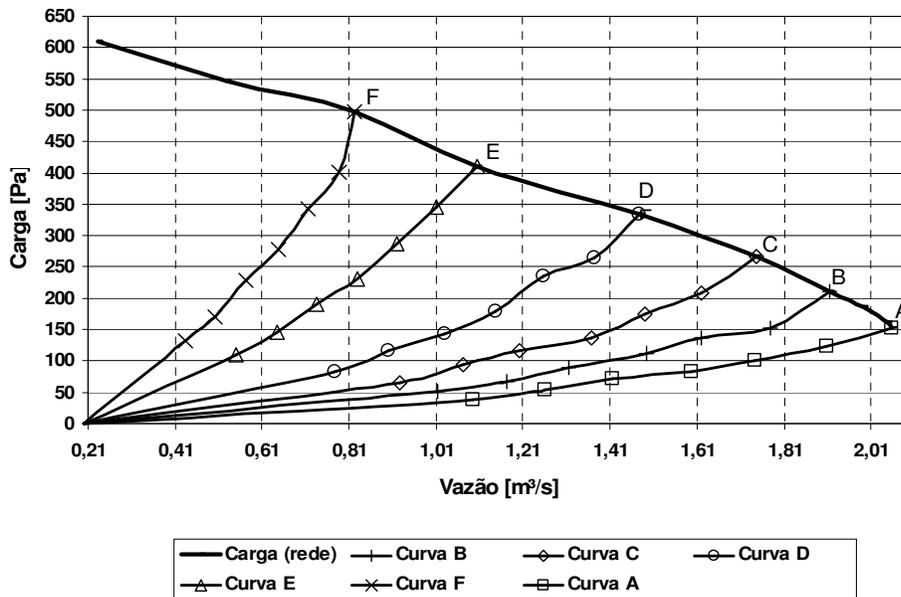


Figura 5.8- Curva de carga do ventilador (rede) versus Vazão e curvas de instalação (A, B, C, D, E e F) .

Na Figura 5.9, observa-se as várias curvas de instalação (A - *damper* 100 % aberto, B - *damper* 70 %, C - *damper* 60 %, D - *damper* 50 %, E - *damper* 40 % e F - *damper* 30 %), que definem os diferentes pontos de operação. Nesta figura estão apresentados os valores medidos e calculados.

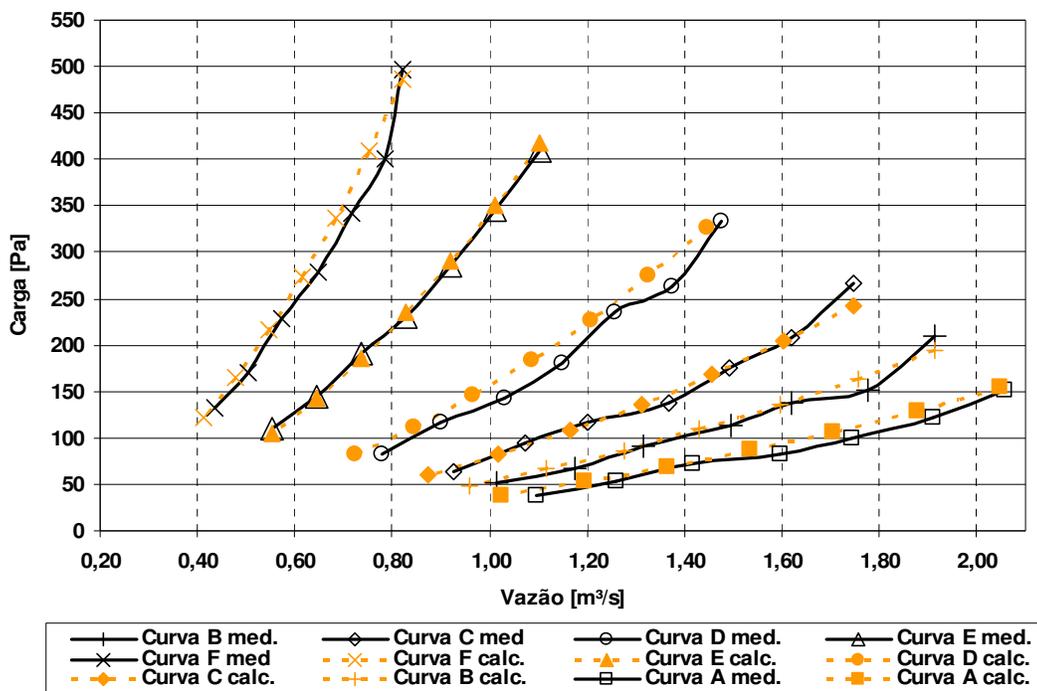


Figura 5.9- Curvas de instalação *versus* Vazão.

Neste estudo como forma de simplificar o cálculo da curva de instalação é proposta em [11] a equação (5.6) para descrever as curvas de instalação mostradas na Figura 5.9.

$$H_i = \frac{H_{carga}}{Q^2} Q_{op}^2 \quad (5.6)$$

Sendo que, Q_{op} e H_{carga} , definem o ponto de operação.

A bancada tem a função de simular a realidade das instalações industriais, portanto os desvios apresentados na Tabela 5.3 são aceitos, pois não há normas brasileiras para a medição dessas grandezas (carga e vazão).

Tabela 5.3 - Desvios médios entre os valores medidos e calculados para as Curvas de instalação (A, B, C, D, E e F).

Instalação	Curva A	Curva B	Curva C	Curva D	Curva E	Curva F
Desvio médio	5,10%	4,13%	6,03%	2,83%	2,45%	3,39%

Os desvios observados entre os valores medidos e calculados na Tabela 5.3 ocorrem devido ao erro do próprio sensor e as condições da bancada quanto à posição dos sensores, que não segue padrões estabelecidos.

5.2.2 POTÊNCIA ATIVA REQUERIDA

De forma análoga à construção das curvas de carga mostradas na Figura 5.7, mediu-se experimentalmente para cada velocidade a potência ativa requerida versus vazão, como mostrado na Figura 5.10.

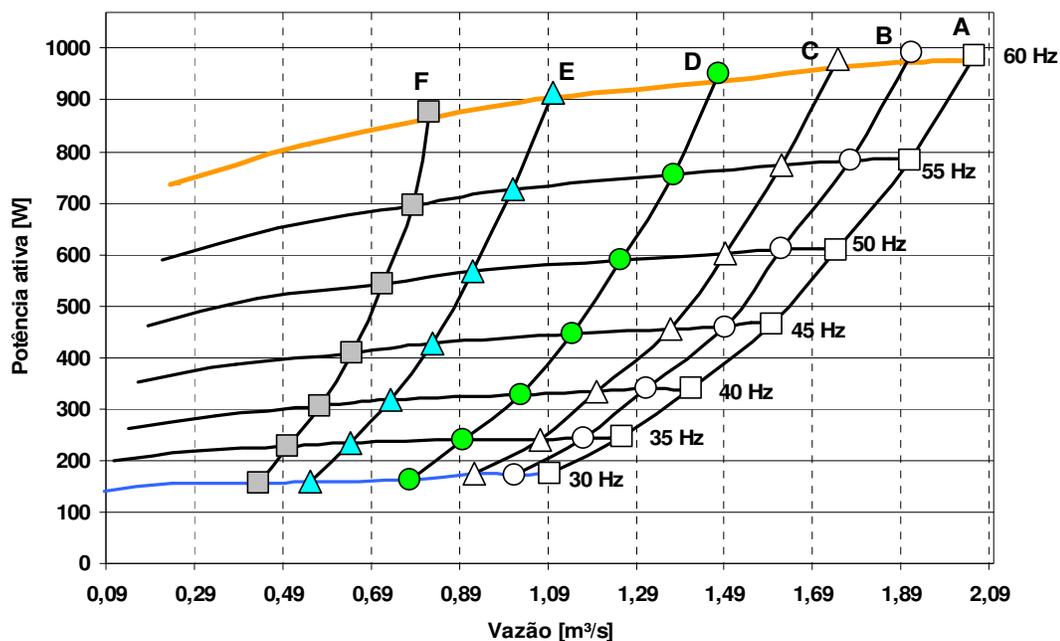


Figura 5.10- Potência ativa versus Vazão para diversas velocidades e instalações A, B, C, D, E e F.

Para a confecção da Figura 5.10, utilizou-se o inversor de frequência tipo “PWM” com o controle V/f em malha aberta, para acionar o motor em velocidade variável entre 60 Hz e 30 Hz, modificando assim a vazão do ventilador, sendo as instalações determinadas pelas posições do *damper*.

5.2.3 ANÁLISE DOS MÉTODOS DE CONTROLE DE VAZÃO

Serão comparados os valores medidos e calculados da potência ativa versus vazão para as duas condições de operação: à velocidade constante com controle de vazão por *damper* e controle da vazão por velocidade variável (inversor). A comparação tem o objetivo de avaliar a redução de potência ativa entre estes dois métodos de controle de vazão.

Os dados medidos e calculados para 60 Hz (*damper*), já foram discutidos na seção 5.1.

Para o cálculo da potência ativa na operação com variação de velocidade foi feita uma simulação computacional, utilizando-se o modelo do motor de indução de circuito equivalente para a alimentação não senoidal mostrado no capítulo 3, considerando as perdas no ferro apenas para a componente fundamental.

Na modelagem obtém-se o comportamento da potência ativa versus vazão para outras frequências, tendo como base os valores medidos de vazão para a operação a 60 Hz. A vazão para outras velocidades é calculada a partir da equação (5.4).

Com o intuito de melhor abordar as vantagens comparativas entre ambos os métodos de controle de vazão do ventilador, passa-se a analisar a Figura 5.10 para três casos representativos, como mostrado nas Figuras (5.11, 5.12, 5.13) e Tabelas (5.4 a 5.9).

A Figura 5.11 ilustra a potência ativa requerida para a operação por *damper*, confrontada com a potência ativa requerida para a variação de velocidade para uma instalação **tipo A**, que opera a uma vazão nominal de 2,06 m³/s.

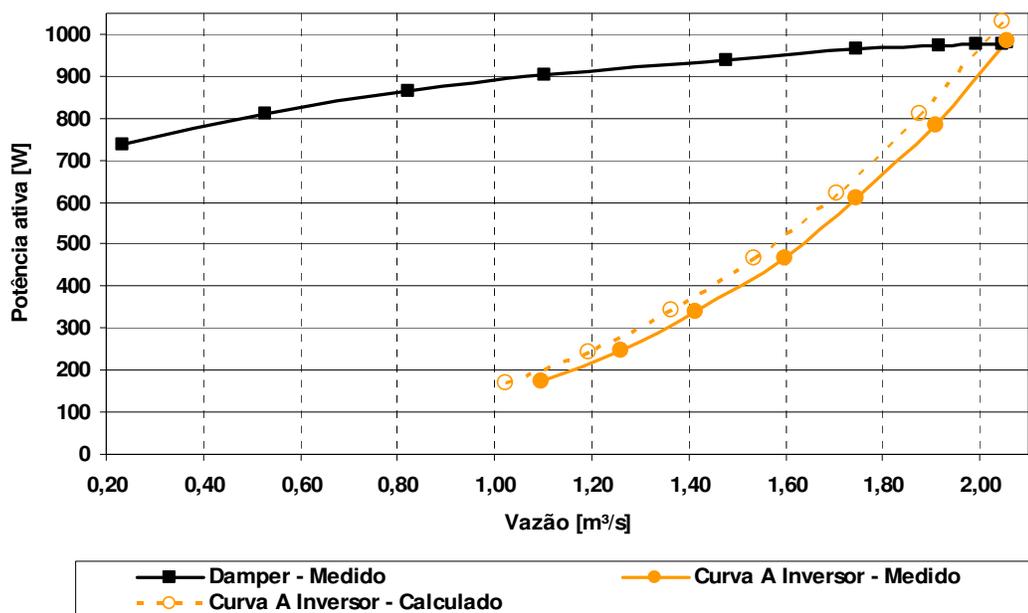


Figura 5.11- Potência ativa *versus* Vazão operando por *damper* e com inversor para uma instalação tipo A.

A Tabela 5.4 compara os valores medidos a partir dos dois métodos de controle da vazão como mostrada na Figura 5.11.

Tabela 5.4 - Comparação entre a potência ativa requerida à mesma vazão para o controle por *damper* e com inversor para a Curva A (*Damper* 100 % aberto).

Q [m³/s]	fr [Hz]	Inversor Pativa (medida) [W]	f [Hz]	<i>Damper</i> Pativa (medida) [W]	Redução de Potência [%]
2,06	60	985,57	60	977,66	-
1,91	55	784,50	60	971,82	19,27
1,74	50	609,50	60	962,70	36,69
1,60	45	465,74	60	952,21	51,09
1,42	40	340,17	60	936,43	63,67
1,26	35	245,93	60	920,17	73,27
1,10	30	173,73	60	900,65	80,71

A Tabela 5.5 compara os valores medidos e calculados pela modelagem desenvolvida, como mostrada na curva da Figura 5.11, verificando a eficácia do modelo.

Tabela 5.5 - Comparação entre os valores medidos e calculados para a potência e vazão requerida por inversor para a Curva A (*Damper* 100 % aberto).

fr [Hz]	Q medido [m ³ /s]	Q calculado [m ³ /s]	Desvio médio [%]	Pativa medida [W]	Pativa calculada [W]	Desvio médio [%]
60	2,06	2,05	0,48	985,57	1031,32	4,64
55	1,91	1,88	1,75	784,50	809,83	3,23
50	1,74	1,71	2,24	609,50	622,91	2,20
45	1,60	1,54	3,85	465,74	468,70	0,64
40	1,42	1,36	3,60	340,17	343,89	1,09
35	1,26	1,19	5,16	245,93	244,48	0,59
30	1,10	1,02	6,62	173,73	169,03	2,71

A Figura 5.12 ilustra a potência ativa requerida para a operação por *damper*, confrontada com a potência ativa requerida para a variação de velocidade para uma instalação **tipo C**, que opera a uma vazão nominal de 1,75 m³/s.

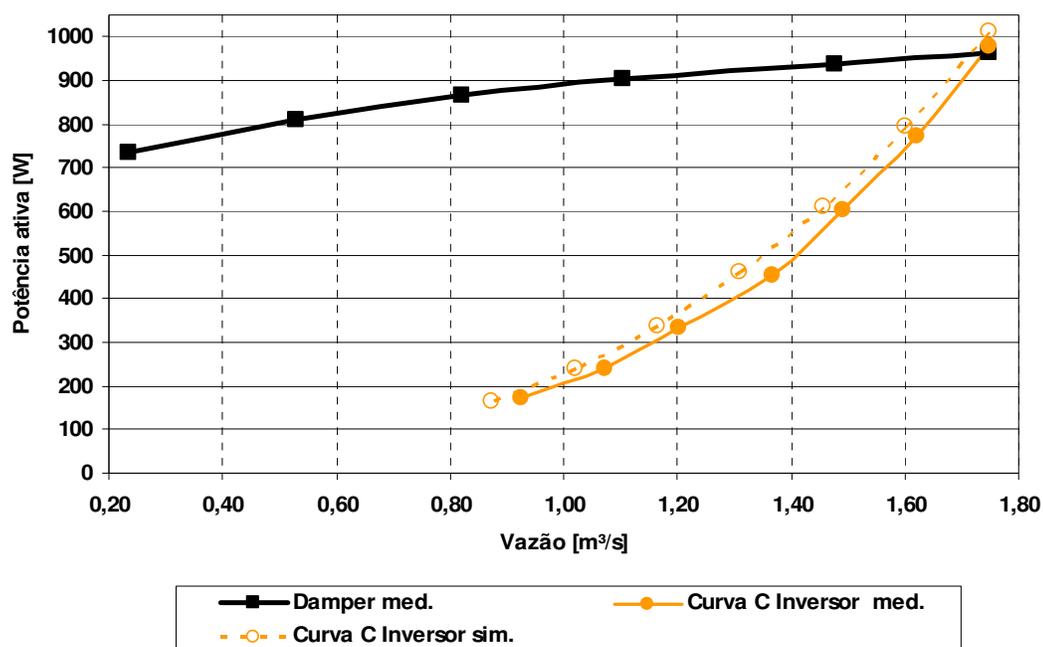


Figura 5.12- Potência ativa *versus* Vazão operando por *damper* e com inversor para uma instalação tipo C.

A Tabela 5.6 compara os valores medidos a partir dos dois métodos de controle da vazão como mostrada na Figura 5.12. Comparação entre a potência

ativa requerida à mesma vazão para o controle via *damper* e via inversor para a instalação **tipo C** (*Damper* 60 % aberto).

Tabela 5.6 - Comparação entre a potência ativa requerida à mesma vazão para o controle por *damper* e por inversor para a Curva C (*Damper* 60 % aberto).

Q [m ³ /s]	fr [Hz]	Inversor Pativa (medida) [W]	f [Hz]	<i>Damper</i> Pativa (medida) [W]	Redução de Potência [%]
1,75	60	978,78	60	962,83	-
1,62	55	772,62	60	953,98	19,01
1,49	50	601,89	60	943,42	36,20
1,37	45	454,44	60	931,73	51,23
1,20	40	335,28	60	913,64	63,30
1,07	35	240,95	60	897,74	73,16
0,93	30	174,29	60	877,39	80,14

A Tabela 5.7 compara os valores medidos e calculados pela modelagem desenvolvida, como mostrada na curva da Figura 5.12, verificando a eficácia do modelo.

Tabela 5.7 - Comparação entre os valores medidos e calculados para a potência e vazão requerida por inversor para a Curva C (*Damper* - 60 % aberto).

fr [Hz]	Q medido [m ³ /s]	Q calculado [m ³ /s]	Desvio médio [%]	Pativa medida [W]	Pativa calculada [W]	Desvio médio [%]
60	1,75	1,75	0,01	978,78	1010,92	3,28
55	1,62	1,60	1,13	772,62	794,11	2,78
50	1,49	1,46	2,37	601,89	611,09	1,53
45	1,37	1,31	4,21	454,44	460,08	1,24
40	1,20	1,16	3,11	335,28	337,84	0,76
35	1,07	1,02	5,06	240,95	240,44	0,21
30	0,93	0,87	5,61	174,29	166,49	4,47

A Figura 5.13 ilustra a potência ativa requerida para a operação por *damper*, confrontada com a potência ativa requerida para a variação de velocidade para uma instalação **tipo F**, que opera a uma vazão nominal de 0,82 m³/s.

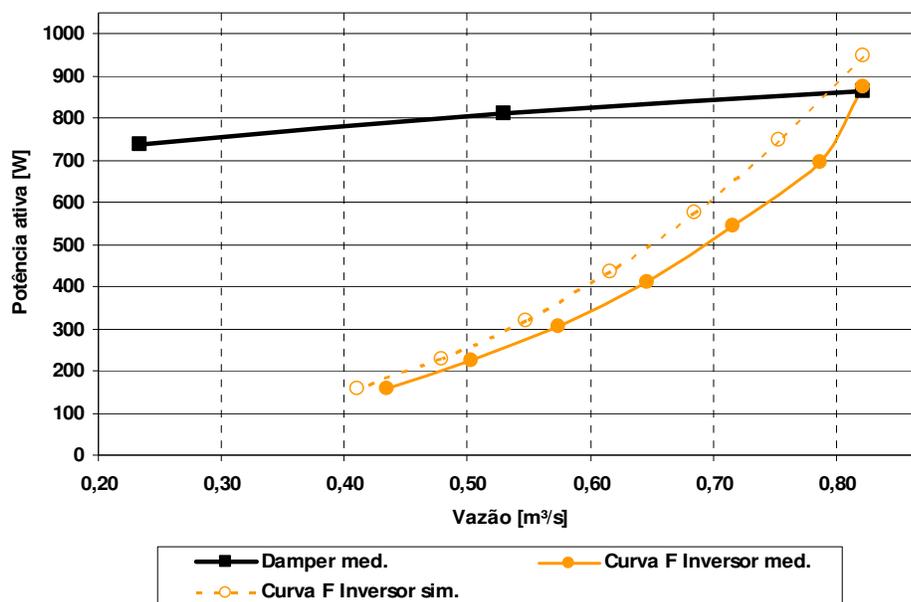


Figura 5.13- Potência ativa *versus* Vazão operando por *damper* e com inversor para uma instalação tipo F.

A Tabela 5.8 compara os valores medidos a partir dos dois métodos de controle da vazão como mostrada na Figura 5.13. Comparação entre a potência ativa requerida à mesma vazão para o controle via *damper* e via inversor para a instalação **tipo F** (*Damper* 30 % aberto).

Tabela 5.8 - Comparação entre a potência ativa requerida à mesma vazão para o controle por *damper* e por inversor para a Curva F (*Damper* 30 % aberto).

Q [m³/s]	fr [Hz]	Inversor Pativa (medida) [W]	f [Hz]	<i>Damper</i> Pativa (medida) [W]	Redução de Potência [%]
0,82	60	876,12	60	861,89	-
0,79	55	695,48	60	856,36	18,79
0,72	50	543,75	60	844,85	35,64
0,65	45	410,00	60	833,18	50,79
0,57	40	306,30	60	820,34	62,66
0,50	35	226,19	60	807,34	71,98
0,43	30	157,29	60	794,35	80,20

A Tabela 5.9 compara os valores medidos e calculados pela modelagem desenvolvida, como mostrada na curva da Figura 5.13, verificando a eficácia do modelo.

Tabela 5.9 - Comparação entre os valores medidos e calculados para a potência e vazão requerida por inversor para a Curva F (*Damper* 30 % aberto).

fr [Hz]	Q medido [m ³ /s]	Q calculado [m ³ /s]	Desvio médio [%]	Pativa medida [W]	Pativa calculada [W]	Desvio médio [%]
60	0,82	0,82	0,00	876,12	906,19	3,43
55	0,79	0,75	4,22	695,48	713,42	2,58
50	0,72	0,69	4,29	543,75	550,45	1,23
45	0,65	0,62	4,66	410,00	415,88	1,43
40	0,57	0,55	4,48	306,30	306,82	0,17
35	0,50	0,48	4,62	226,19	219,65	2,89
30	0,43	0,41	5,38	157,29	153,45	2,44

O resultado da análise das Tabelas (5.4, 5.6, 5.8) é uma redução na faixa de 19 a 80 % da potência ativa solicitada, em relação ao estrangulamento da instalação (*damper*), para uma mesma vazão de operação. Assim, a variação de velocidade desponta como uma alternativa que traz redução na demanda de potência ativa, o que implica em uma redução no consumo de energia elétrica. Possibilita também uma grande faixa de controle da vazão, com precisão e maior economia no consumo de energia elétrica.

Observando as Tabelas (5.5, 5.7, 5.9), verifica-se que o modelo proposto apresenta uma boa aproximação com os resultados medidos no que concerne a potência ativa, para a variação da velocidade analisada.

Com relação à vazão o modelo também responde satisfatoriamente, apresentando uma tendência de maior erro para baixas frequências do inversor. Estes resultados foram explicados a partir da precisão da medição do sensor, presença de elementos rugosos (esponja no abafador de ruído) e da grade de proteção na saída de ar na instalação, provocando um aumento na turbulência.

Observa-se no gráfico da Figura 5.14 a referência da potência ativa requerida a 60 Hz (operação por *damper*) no eixo da vazão. Ao reduzir a frequência novas retas de redução de potência ativa em relação à referência são traçadas.

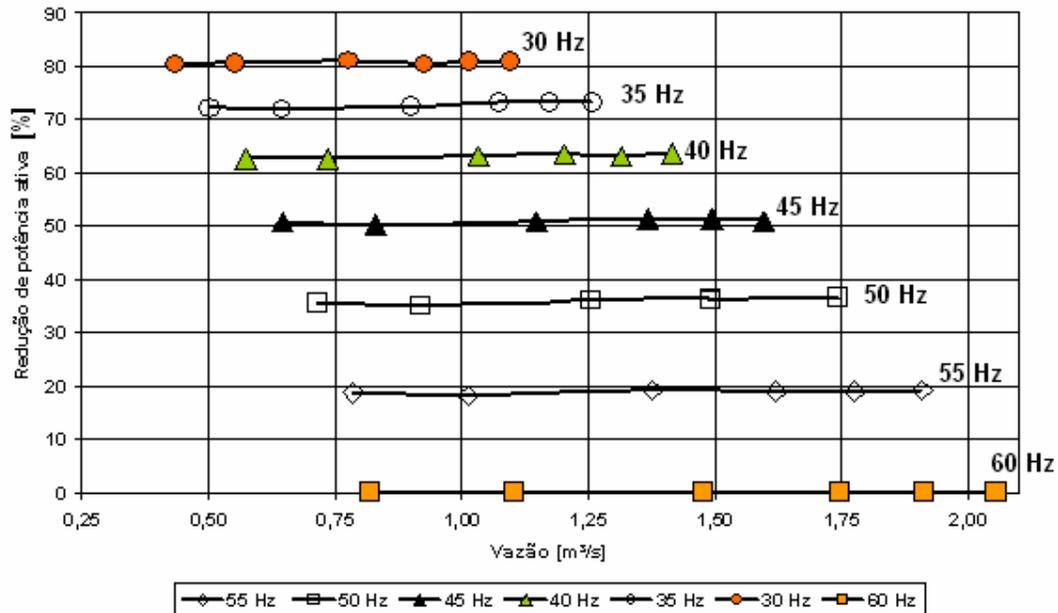


Figura 5.14- Redução de Potência ativa *versus* Vazão variando a frequência do inversor.

O controle da vazão e a redução de potência ativa é ilustrado na Figura 5.14, bem como a redução percentual na potência ativa requerida para as velocidades analisadas. Os pontos numa mesma reta de frequência representam diferentes aberturas do *damper* que são as mesmas para as diferentes velocidades.

5.2.4 RENDIMENTO DO VENTILADOR

Da figura 5.3, o rendimento do ventilador operando à velocidade nominal é calculado a partir de (5.8):

$$\eta_{v_nom}(Q) = 0,0301 \cdot Q^3 - 0,4646 \cdot Q^2 + 0,9974 \cdot Q + 0,0311 \quad (5.8)$$

As curvas de rendimento do ventilador para velocidades menores que a nominal, mostradas na Figura 5.15, foram obtidas a partir da equação (5.9).

Sendo os valores de (Q_c, H_c) , pontos medidos para as curvas de carga com velocidades menores que a nominal, mostradas na Figura 5.7. Utilizando-se um método de tentativas para obter $H_{carga}(Q_{tent})$, que é um valor da curva de carga nominal. Assim, obtém-se o rendimento do ventilador para outras velocidades dado pela equação (5.9) [20]:

$$\eta_{v_fr}(Q_{op}) = \eta_{v_fnom}(Q_{tent}) = \eta_{v_fnom} \left(\sqrt{\frac{Q_c^2 \cdot H_{carga}(Q_{tent})}{H_c(Q_c)}} \right) \quad (5.9)$$

A Figura 5.15 representa o resultado obtido da equação (5.9) para os diversos valores medidos de Q e H na curvas de carga para velocidades menores que a nominal, mostradas na Figura 5.7. Observando o rendimento do ventilador para as outras velocidades verifica-se a manutenção do rendimento para variação da frequência, como mostra a Figura 5.15.

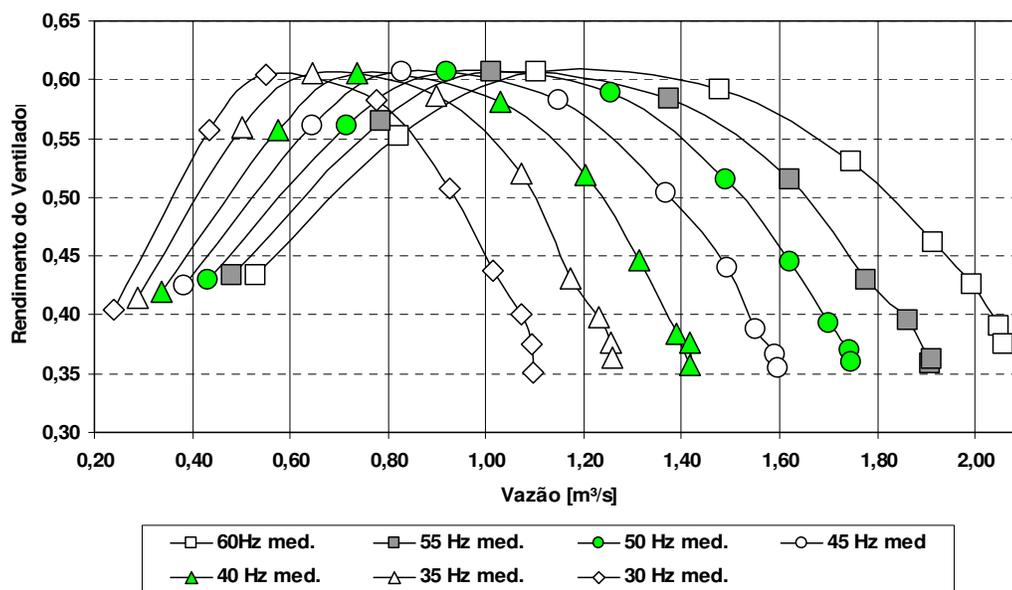


Figura 5.15- Curvas de rendimentos do ventilador *versus* Vazão para a variação de frequência.

Analisando as curvas da Figura 5.15, verifica-se que operar o sistema de ventilação variando a velocidade mantém praticamente constante o rendimento do ventilador.

5.2.5 ANÁLISE ECONÔMICA DE INVESTIMENTO – ESTUDO DE CASO.

Nesta seção é implementada uma análise econômica simplificada conforme [56], utilizando o sistema de ventilação LAMOTRIZ-UFC. Admite-se que este opera sob as seguintes condições mostradas na Tabela 5.10.

Tabela 5.10 - Ciclo de operação de um ventilador de 2 hp.

Vazão [m ³ /s]	Horas / ano	Consumo de energia [MWh/ano] velocidade fixa	Consumo de energia [MWh/ano] velocidade variável
1,38	1000	0,93	0,75
1,03	3000	2,68	0,99
0,78	4000	3,42	0,65
Total	8000	7,03	2,39

Na Tabela 5.11, observa-se a economia de energia elétrica obtida utilizando o controle de vazão através de velocidade variável por inversor ao invés da operação à velocidade fixa. Para a análise de atratividade econômica a tarifa utilizada foi a convencional juntamente com uma taxa de juros de 12% ao ano.

Tabela 5.11 - Economia de energia elétrica utilizando a variação de velocidade.

Vazão [m ³ /s]	Economia de Energia [MWh/ano]	Economia de Energia [%]	Economia de Energia [R\$/ano]
1,38	0,18	19,11	40,98
1,03	1,69	63,15	388,74
0,78	2,77	81,01	637,10
Total	4,64	65,99	1066,81

A análise de investimento emprega o método do tempo de retorno do investimento descontado, por se tratar de um método simples de aplicação. A utilização do controle de vazão por inversor em relação ao controle de vazão por *damp* apresenta uma economia de energia elétrica de 4,64 MWh/ano, como mostrado na Tabela 5.11.

Na Tabela 5.12 observa-se o tempo de retorno do investimento na aquisição do inversor, assim como o lucro total obtido com esta substituição. O tempo de retorno do investimento é menor que um ano e o lucro total ao longo da vida útil do inversor é R\$ 9.954,56.

Tabela 5.12 - Análise de investimento pelo método do tempo de retorno do investimento descontado.

Investimento total [R\$]	Vida útil do Inversor [anos]	Taxa [%] ao ano	Tempo de retorno do investimento [ano]	Lucro Total [R\$]
649,00	10	12	0,67	9.954,54

Num dado sistema de ventilação, o investimento na substituição do controle tradicional de vazão pelo controle através do inversor é economicamente atrativo dependendo das condições de operação (vazão requisitada), embora o sistema analisado seja de pequena potência, para um sistema de ventilação de maior potência a economia será maior.

A Tabela 5.13 representa o fluxo de caixa para a substituição do controle de vazão com *damp*er pelo controle de vazão com inversor. A Entrada corresponde ao ganho de economia ou receita líquida anual com o uso do inversor que é R\$ 1.066,81, enquanto que a Saída representa o investimento inicial e os custos de operação ao longo da vida útil do inversor.

Tabela 5.13 - Fluxo de caixa de investimento para o cálculo do VPL e da TIR.

Período [ano]	Entrada [R\$]	Saída [R\$]	Fluxo [R\$]
0	0,00	-678,50	-678,50
1	1.066,81	0,00	1.066,81
2	1.066,81	0,00	1.066,81
3	1.066,81	0,00	1.066,81
4	1.066,81	0,00	1.066,81
5	1.066,81	0,00	1.066,81
6	1.066,81	0,00	1.066,81
7	1.066,81	0,00	1.066,81
8	1.066,81	0,00	1.066,81
9	1.066,81	0,00	1.066,81
10	1.066,81	0,00	1.066,81

Para visualizar o fluxo de caixa mostrado na Tabela 5.13, observa-se a Figura 5.16. A seta para baixo representa o fluxo de caixa negativo, enquanto a seta para cima é o fluxo de caixa positivo.

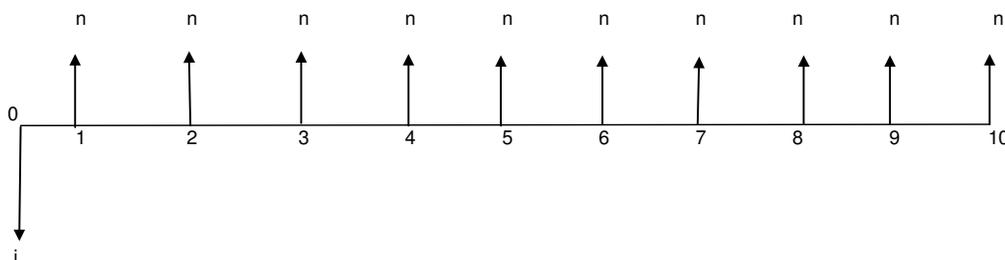


Figura 5.16- Fluxo de Caixa.

A partir da Tabela 5.13, obtém-se o valor presente líquido (VPL) de R\$ 4.476,10, mostrando que o investimento é atrativo. A taxa de retorno interno (TIR) é 152,22%, também indica que a aplicação do controle de vazão por inversor é a melhor opção de investimento. O VPL foi calculado considerando a taxa de atratividade de investimento de 12 % aa., que é um valor padrão para projetos de engenharia econômica.

5.3 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O estudo realizado teve como finalidade validar o modelo do ventilador, baseando-se em análises teórica e experimental dessa máquina, operando em diversas situações. Nesse estudo do comportamento do ventilador, verifica-se a operação tradicional e operação com variação de velocidade através do uso de inversor do tipo PWM senoidal com controle V/f em malha aberta.

Normalmente, ao se projetar um ventilador, objetiva-se encontrar um par de valores, de pressão e vazão para um máximo rendimento. No entanto, nem sempre há necessidade do ventilador trabalhar nessa condição, requerendo condições distintas de pressão e vazão. Os sistemas de ar condicionado, por exemplo, são projetados para atender a demanda dos dias mais quentes do ano e utilizando-se inversores consegue-se operar abaixo de sua capacidade máxima nos dias mais amenos, desta forma economizando energia.

Além disso, a operação do sistema de ventilação com inversor proporciona uma larga faixa de controle de vazão, dando maior flexibilidade para operar o sistema independente da aplicação com maior precisão.

No modelo para baixas freqüências do inversor tem um aumento do erro, principalmente a 30 Hz.

As curvas de carga *versus* vazão, medidas e calculadas, geradas para a alimentação do motor pela rede e por inversor de freqüência, não estão disponíveis em catálogos dos fabricantes. Essas curvas permitiram grande flexibilidade para a operação desse sistema.

Observou-se que para alimentação a 60 Hz, a melhor opção em termos de economia de energia para suprir o sistema, é a alimentação pela rede. A utilização

do inversor para a alimentação a 60 Hz provoca um aumento de temperatura de aproximadamente 2°C em relação ao suprimento senoidal conforme o Apêndice A.

O modelo permite estimar os valores de carga, vazão, potência ativa requerida e rendimento, bem como comparar os dois métodos de controle de vazão: a *damp* e a inversor.

A partir de dados experimentais verificou-se que a utilização do inversor de frequência pode proporcionar economia de energia a partir da redução de potência requerida pelo sistema de ventilação na ordem de 18 a 80 % em relação à operação tradicional. Conforme o estudo de caso mostrado, a aplicação do método de controle de vazão por inversor revela uma grande atratividade econômica, com rápido retorno do investimento.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

6.1 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi desenvolvido um modelo matemático que permite o estudo dos ventiladores industriais, tornando possível a análise da operação à velocidade constante e variável de um sistema de ventilação industrial, bem como identifica as oportunidades de economia de energia elétrica para as diversas situações de demanda, contribuindo para a eficiência energética.

A simulação computacional utilizada é importante para a análise do comportamento do conjunto inversor / motor / ventilador operando em velocidade constante e variável. A modelagem permitiu estimar com boa precisão os valores de carga, vazão, potência ativa requerida e rendimento, bem como comparar os dois métodos de controle de vazão: a damper e a inversor. O modelo é uma valiosa ferramenta que permite o diagnóstico energético de uma instalação real, sendo importante para a estimativa de vazão, carga, potência ativa requerida pelo sistema, além de comparar os métodos de controle de vazão com boa eficácia.

A partir da modelagem matemática e da simulação computacional, uma série de ensaios foi realizada na bancada de ventilação LAMOTRIZ-UFC para a comprovação do desenvolvimento teórico.

As interpolações polinomiais da modelagem permitiram a confecção de curvas características em velocidades menores que a nominal do conjunto, criando desta forma um conjunto de curvas que não são conseguidas nos catálogos dos fabricantes, representado uma forte contribuição para a análise da operação com velocidade variável.

Nesse estudo do comportamento do ventilador, verifica-se a operação tradicional e a operação com variação de velocidade através do uso de inversor do tipo PWM com controle V/f em malha aberta. Esta estratégia de controle V/f em

malha aberta permite operar o sistema de ventilação proporcionando uma larga faixa de controle de vazão, dando maior flexibilidade para operar o sistema com maior precisão e maior economia de energia.

O trabalho confirma os resultados obtidos por vários autores nacionais e internacionais [27]-[36], ou seja, o inversor de frequência pode proporcionar economia de energia no controle de vazão a partir da redução de frequência, gerando uma redução de potência ativa no acionamento do sistema de ventilação na ordem de 19 a 80 % em relação à operação tradicional. Constata-se através dos valores medidos e calculados que a utilização do inversor independe da curva de instalação, sendo aplicado tanto para as instalações com grandes perdas de carga como para pequenas perdas de carga, gerando economia de energia elétrica. Caso que seja necessária uma menor vazão, o ponto de operação pode ser ajustado por damper imprimido maior pressão dissipada na instalação, ao contrário do inversor que reduz a rotação do motor e conseqüentemente a pressão na instalação, entregando a potência mais adequada ao ventilador.

Para grandes perdas de carga ou vazão menor ou igual à vazão no ponto de máximo rendimento, a utilização do inversor mantém o rendimento do ventilador maior do que para a operação tradicional reduzindo também a potência ativa requerida pelo sistema motor-ventilador. Enquanto que, usar o inversor para pequenas perdas de carga ou valor de vazão menor do que a vazão no ponto de máximo rendimento, a utilização do inversor mantém o rendimento do ventilador sendo menor do que para a operação tradicional, reduzindo a potência ativa requerida pelo sistema motor.

Para a operação a 60 Hz, a melhor opção é operar o sistema de ventilação a partir da rede, pois a utilização do inversor para a alimentação a 60 Hz provoca um aumento de temperatura do motor de aproximadamente 2°C em relação ao suprimento senoidal, bem como um pequeno aumento da potência ativa requerida pelo sistema de ventilação.

Este trabalho vem a contribuir com um esforço nacional, visando à eficiência energética no parque industrial como uma meta política do governo federal, através do programa PROCEL – Indústria da ELETROBRÁS.

6.2 PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

Como tópicos para estudos futuros pode-se sugerir:

- A implementação do modelo matemático no regime do tempo no Simulink, ou em aplicativos mais simples e práticos como Excel, tornando uma ferramenta mais acessível;
- Verificar o método para maiores potências para que seja comprovando a eficácia do método para motores maiores que 10cv;
- Utilizar a metodologia para verificar o impacto de eficiência energética em sistemas de ventilação industriais do Estado do Ceará;
- Estudos de vibração no motor com a utilização dos dois métodos de controle de vazão, sendo a vibração uma importante variável que pode afetar a vida útil do conjunto;
- Estudar o comportamento das perdas no ferro para alimentação não senoidal com objetivo de refinar o modelo utilizado;

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] SAVOLAINEN, A.. “Hacia un futuro major” Revista ABB, March 2004. pp.34-38.
- [2] Ministério das Minas e Energia. Balanço Energético Nacional (BEN). Brasília, 2005. Disponível: www.mme.gov.br Acessado em 06 de janeiro de 2006.
- [3] Ministério das Minas e Energia. Balanço de Energia Útil (BEU). Brasília, 2005. Disponível: www.mme.gov.br, 2005.
- [4] SANTOS, V. A., PERRONE, F. P. D., FERREIRA, A. C., OLIVEIRA, L. H., SOARES, G. A., MOTTA, R. B., MOYA, H. C. e PIFFER R.. “Otimização de Sistemas Motrizes Industriais”. VI SBQEE p 727-732, 21 a 24 de agosto de 2005.
- [5] OLIVER, J. A., MCCLUSKEY, R.K., WEISS, H. W. and SAMOTYJ, M. J.. “Adjustable-speed drive retrofit for Ormond beach FD fans”. IEE Proc.-Electr. Power Appl. Vol 7, No. 3 September 1992. pp. 580-588.
- [6] CHARY, M. V., SREENIVASULU, N., NAGESWARA RAO, K. and SAIBABU, D.. “Energy saving through VFD’S for fan drives in Tobacco threshing plants”. IEE Proc.-Electr. Power Appl. 2000. pp. 606-608.
- [7] ALMEIDA, A. T., FERREIRA, F. J. T. E. and BOTH, D.. “Technical and Economical Considerations in the Application of Variable-Speed Drives With Electric Motor Systems”. IEE Proc.-Electr. Power Appl. Vol 41, No. 1 January/February 2005. pp. 188-199.
- [8] DE GRAAFF, J.; WEISS, H.W.; Adjustable speed AC drive for fan vibration control. Industry Applications Society Annual Meeting, 1991., Conference Record of the 1991 IEEE. 28 Sept.-4 Oct. 1991 Page(s):1164 - 1167 vol.2
- [9] CASSIDY, M. P. and STACK, F. J.. “Applying Adjustable Speed AC Drives to Cooling Tower Fans”. IEE Proc.-Electr. Power Appl. 1988. pp. 87-91.
- [10] OLIVER, J. A., MCCLUSKEY, R.K., WEISS, H. W. and SAMOTYJ, M. J.. “Adjustable-speed drive retrofit for Ormond beach FD fans”. IEE Proc.-Electr. Power Appl. Vol 7, No. 3 September 1992. pp. 580-588.
- [11] CHARY, M. V., SREENIVASULU, N., NAGESWARA RAO, K. and SAIBABU, D.. “Energy saving through VFD’S for fan drives in Tobacco threshing plants”. IEE Proc.-Electr. Power Appl. 2000. pp. 606-608.

- [12] PAUWELS, K. M. Energy savings with variable speed drives. CIRED2001, Conference Publication no. 482, IEE 2001, 18-21 June 2001.
- [13] OZDEMIR, E.. “Energy conservation opportunities with a variable speed controller in aboiler house”. Elsevier. November 2003. pp. 981-993.
- [14] http://www.westernpower.com.au/business/smart_ways_to_save/sees_variable_speed_drives.html#h2_2. Acessado em 2 de agosto de 2005.
- [15] <http://www.cse-distributors.co.uk/abbd rives/hvac-update1/>. Acessado em 2 de agosto de 2005.
- [16] DE ALMEIDA, A. T., FERREIRA, F. J. T. E., FONSECA, P., CHERITIEN, B., FALKNER H., REICHERT, J. C. C., WEST M., NIELSEN, S. B. and BOTH D.. VSDs for Electric Motor Systems.
- [17] DA SILVA Jr, A. N., FONTES, I. R., CAGNON, J. A. e F., J. de J. “Reduction of Consumption on of Electric Energy in the Storage of Grans Through the Control of Speed of Aerador” In: VII Conferência Internacional de Aplicações Industriais. VII Induscon 2006. Recife - PE: IEEE Industry Applications Society (IAS), 2006. v. 1.
- [18] MOREIRA, A. B., SCHIMIDLIN JR., PONTES, R. T. S., MONTEIRO, C. A., NETO, T. N. C.. “Operation Analysis of a Industrial Cooling Systems with Variable Speed Aiming the Efficiency Energy”. In: VII Conferência Internacional de Aplicações Industriais. VII Induscon 2006. Recife - PE: IEEE Industry Applications Society (IAS), 2006. v. 1.
- [19] FOX, R. W. e MCDONALD, A. T.. “Introdução à Mecânica dos Fluidos” Ed. Guanabara Koogan S.A, Rio de Janeiro,1995, 4^a. ed.
- [20] CAMARGO, L. A. Análise de escoamento em condutos forçados, 2001. Disponível em: <http://paginas.terra.com.br/servicos/hidrotec/condutos.htm>, acessado em 2 de janeiro de 2006.
- [21] VIANA, C. N. A., Manual do Programa de Eficientização Industrial - Módulo: Ventiladores e Exaustores. ELETROBRÁS / PROCEL, Rio de Janeiro, 2002.
- [22] MACINTYRE, ARCHIBALD JOSEPH, Ventilação Industrial e controle de poluição. Ed. LTC, Rio de Janeiro,1990, 2^a. ed.
- [23] ASHRAE HVAC Systems & Equipment Handbook, 2000.
- [24] ABNT - NBR 10131 -1987 - Bombas hidráulicas de fluxo, apaud [15].

- [25] MESQUITA, A.L.S., GUIMARAES, F.A., NEFUSSI, N.. Engenharia de ventilação industrial. CETESB, São Paulo, 1988.
- [26] MCKERVEY, G. W. and PERRY, B.. “Fan Applications in the Cement Industry”. Cement Industry Technical Conference, 1993. Record of Conference Papers., 35th IEEE. 23-27 May 1993 pp.467 – 476.
- [27] FRANÇA, F. de A. “Ventiladores: Conceitos Gerais, Classificação, Curvas Características Típicas e Leis dos Ventiladores”. FEM / UNICAMP, 1999. Disponível em: www.fem.unicamp.br/~em712/sisflu09.doc. Data: 06/07/2005 às 14:20h. Apostila do curso EM 712 - Sistemas Fluidomecânicos, da FEM-Unicamp
- [28] AMERICO, M.. Manual do Programa de Eficientização Industrial - Módulo: Acionamento Eletrônico. ELETROBRÁS / PROCEL, Rio de Janeiro, 2002.
- [29] PFLEIDERE, C. e PETERMANN, H.. Máquinas de Fluxo. Ed. Livros técnicos e científicos S.A, Rio de Janeiro, 1979.
- [30] EFEI, Conservação de energia: eficiência energética de instalações e equipamentos. Editora da EFEI, Itajubá (MG), 2001.
- [31] RISHEL, J. B. “How to Calculate Motor Efficiency for Variable-Speed Centrifugal Pumps. Engineered Systems. August 2003. Academic Research Library, p.68-74.
- [32] ALVES, J. A., DE OLIVEIRA, L. F. C. e DE OLIVEIRA, A. M.. “Verificação das relações elações de Rateaux pelo emprego de um inversor de frequência”. Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental, v.6, n.3, p.523-525, 2002.
- [33] CARLSON, R. “The Correct Method of Calculating Energy Savings to Justify Adjustable Frequency Drives on Pumps”. Industry Applications, IEEE Transactions on Vol. 36, Issue 6, Nov.-Dec. 2000 pp. 1725 – 1733.
- [34] STREETER, V. L.; WYLIE, E. B. Mecânica dos fluidos. 7. ed. São Paulo: McGraw-Hill, c1982. 585p.
- [35] ANDRADE L. e CARVALHO, J. de A..“Análise da equação de Swamee-Jain para cálculo do fator de atrito”. Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental, v.5, n. 3, p. 554-557, 2001. Campina Grande, PB, DEAg/UFPB.
- [36] MATAIX, C.. Turbomaquinas hidráulicas: turbinas hidráulicas, bombas, ventiladores. Madrid: Editorial ACAI, 1975.

- [37] WILDI, 1997. WILDI, T.. Eletrical machines, drives, and power systems. 3rd.ed. Upper Saddle River, NJ: Prentice-Hall, 1997.
- [38] KINNARES, V., JARAWANCHAI, P., SUKSAWAT, D. and POTHIVEJKUL, S. "Effect of motor parameter changes on harmonic power loss in pwm fed induction machines". IEEE 1999 International Conference on Power Electronics and Drive Systems, PEDS'99, July 1999, Hong Kong, p.1061-1066.
- [39] SOUTO, O.C.N. Modelagem e análise do desempenho térmico de motores de indução sob condições não ideais de alimentação, UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA - UFU, Dezembro de 2001.
- [40] BOGLIETTI, A.; FERRARIS, P.; LAZZARI, M.; PROFUMO, F.; "Effects of different modulation index on the iron losses in soft magnetic materials supplied by PWM inverter". Magnetics, IEEE Transactions on Volume 29, Issue 6, Part 2, Nov 1993. p.3234 – 3236.
- [41] BOGLIETTI, A.; FERRARIS, P.; LAZZARI, M.; PROFUMO, F.; "Energetic behavior of induction motors fed by inverter supply". Industry Applications Society Annual Meeting, 1993, Conference Record of the 1993 IEEE. 2-8 Oct. 1993. p.331 – 335, vol.1.
- [42] BOGLIETTI, A.; Ferraris, P.; LAZZARI, M.; "Power derating for inverter fed induction motors". Industry Applications Society Annual Meeting, 1994, Conference Record of the 1994 IEEE. 2-6 Oct. 1994. p.55 – 61, vol.1.
- [43] BOGLIETTI, A.; FERRARIS, P.; LAZZARI, M.; PASTORELLI, M.; "Influence of the inverter characteristics on the iron losses in PWM inverter-fed induction motors". Industry Applications, IEEE Transactions on Volume 32, Issue 5, Sept.-Oct. 1996. p.1190 – 1194.
- [44] MOSES, A. J. and TUTKNUN, N.; "Localised losses in stator laminations of an induction motor under PWM excitation". ELSEVIER, 2005. Journal of Materials Processing Technology 161 (2005) p.79-82.
- [45] DI GERLANDO, A.; PERINI, R.; "Evaluation of the effects of the voltage harmonics on the extra iron losses in the inverter fed electromagnetic devices". Energy Conversion, IEEE Transactions on Volume 14, Issue 1, March 1999, p.57 – 65.
- [46] NICOL HILDEBRAND, E.; ROEHRDANZ, H.; "Losses in three-phase induction machines fed by PWM converter". Energy Conversion, IEEE Transactions on Vol. 16, Issue 3, Sept. 2001 p.228 – 233.

- [47] SINGH, G.K., "A research survey of a induction motor operation with non-sinusoidal supply wave forms". ELESEVIER 2005, Electric Power Systems Research 75, May, 2005 p. 200-213.
- [48] AGUIAR, F.J.P. Influência da não-conformidade senoidal da tensão de alimentação nas perdas de magnetização em transformadores de potência, UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ - UFC, Dezembro de 2005.
- [49] NAGORNY, A., WALLACE, K. A. and JOUANNE, A. V.. "Atray load loss efficiency connections". IEEE Industry Applications Magazine. May/June 2004. p. 62- 69.
- [50] RASHID, M. H., "Eletrônica de Potência – Circuitos, dispositivos e aplicações". Ed. Makron books S.A, São Paulo,1999.
- [51] BARBI, I., MARTINS, D. C., Introdução ao estudo dos conversores CC-CA. Ed. dos autores, 2005.
- [52] BASCOPE, R. P. T. e PERIN, A. J. O transistor IGBT aplicado em eletrônica de potência. Ed. Sagra. Porto Alegre – RS, 1997.
- [53] REZEK, A.J.J., ALMEIDA, A.T.L., CORTEZ, A.J., SILVA S. R., GOULART, T.C.; Análise de desempenho de motores de indução trifásicos alimentados por inversor PWM. XVI SNTPEE SCE – 008, 21-26 de Outubro de 2001, Campinas –SP.
- [54] M., ALONSO ABELLA, F., CHENLO y J. BLANCO. "Optimización del uso de convertidores de frecuencia con bombas centrífugas y motores trifásicos en sistemas de bombeo fotovoltaico". Revista Era solar: Energías renovables, nº. 106, 2002, pp. 14-35.
- [55] HADDAD, J., Manual do Programa de Eficientização Industrial - Módulo: Análise Econômica de Investimentos. ELETROBRÁS / PROCEL, Rio de Janeiro, 2002.

APÊNDICE

APÊNDICE A - ANÁLISE TÉRMICA DO MIT

APÊNDICE B - ALIMENTAÇÃO PWM SENOIDAL

APÊNDICE C - MODELO MATEMÁTICO PARA ANÁLISE DE SISTEMA DE VENTILAÇÃO PARA ALIMENTAÇÃO SENOIDAL

APÊNDICE D - MODELO MATEMÁTICO PARA ANÁLISE DE SISTEMA DE VENTILAÇÃO ALIMENTADO POR TENSÃO NÃO-SENOIDAL

APÊNDICE A

ANÁLISE TÉRMICA DO MIT

Os ensaios realizados para o levantamento das curvas características e potência requerida pelo sistema foram realizados neste trabalho, respeitando rigorosamente a situação de equilíbrio térmico para o motor elétrico, de modo que as leituras não sofram variações no intervalo considerado.

Utilizando-se o sensor térmico e o sistema de aquisição de dados, procedeu-se o monitoramento das temperaturas, ao longo do tempo, até que o regime térmico fosse atingindo para todos os ensaios realizados.

As Figuras A.1 e A.2 mostram as elevações da temperatura do motor em função do tempo de funcionamento.

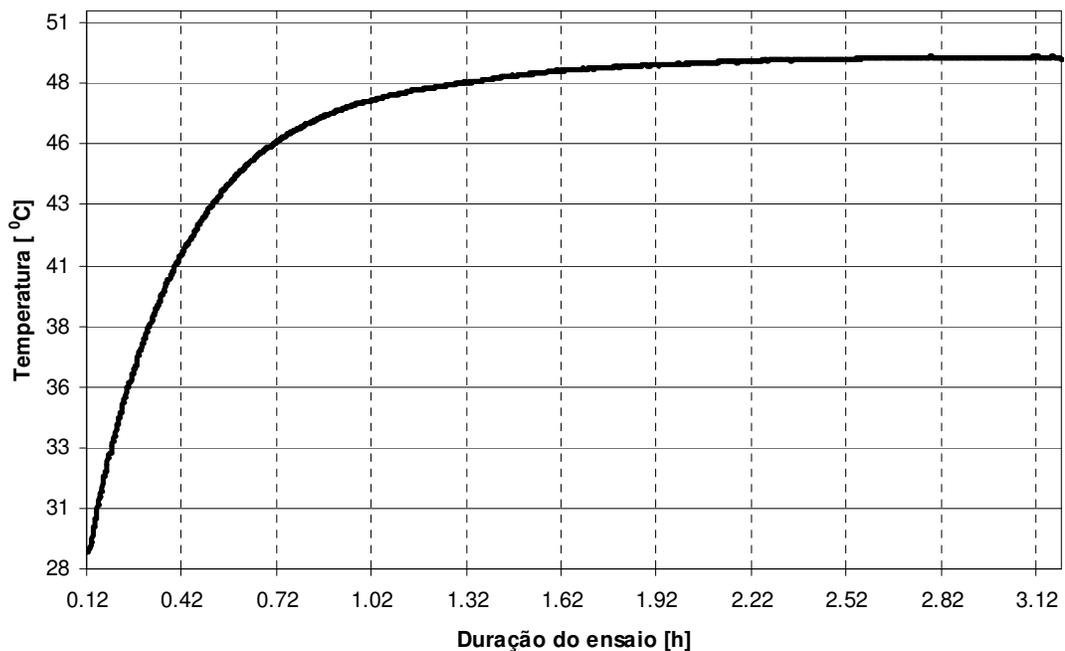


Figura A.1 - Elevação da temperatura do enrolamento do estator localizado na ranhura. Rede

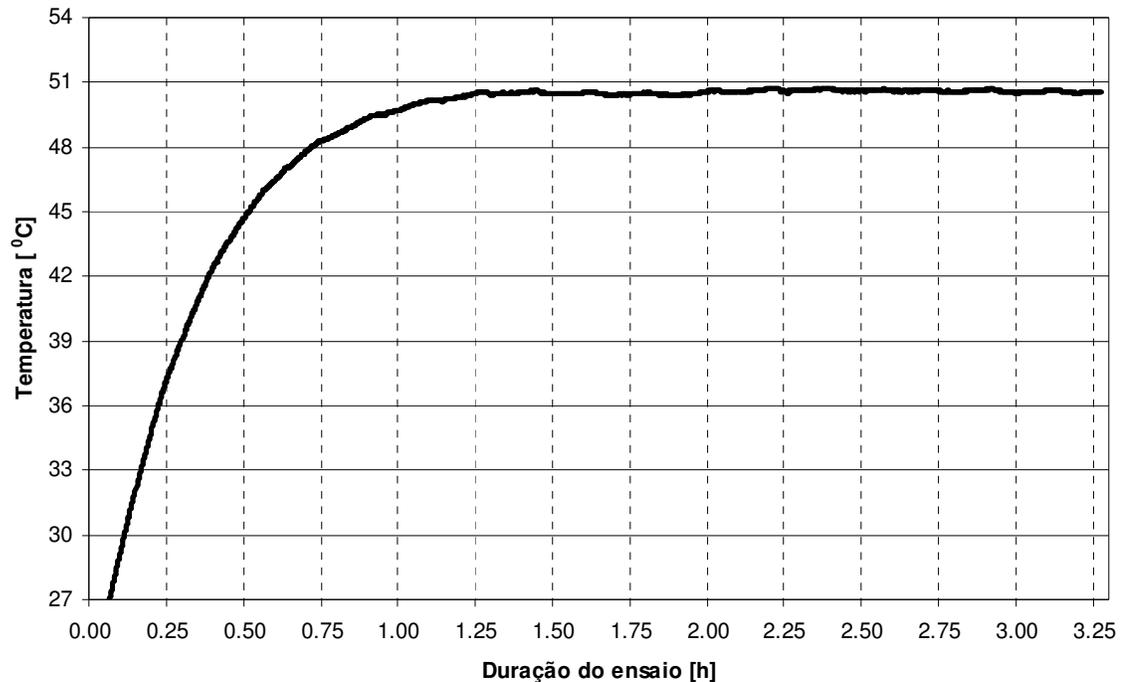


Figura A.2 - Elevação da temperatura do enrolamento do estator localizado na ranhura. Inversor (60 Hz)

O motor trifásico de gaiola de esquilo utilizado encontra-se acionando uma carga que resulta na absorção de valor abaixo da nominal de corrente. Em outras palavras, a carga mecânica é correspondente a um valor abaixo do nominal de placa da máquina de indução. Assim, a temperatura máxima alcançada é da ordem de 49°C, na Figura A.1, é inferior à estabelecida pela classe B de isolamento do motor utilizado.

Comparando as Figuras A.1 e A.2, verifica-se que a temperatura no motor para a alimentação PWM senoidal (60 Hz) aumenta mais rapidamente do que para a alimentação senoidal (rede).

Com a alimentação não senoidal, verifica-se menor tempo para alcançar o regime térmico, bem como um aumento de aproximadamente 2°C em relação ao suprimento senoidal.

Na alimentação PWM (60 Hz), as correntes absorvidas pelo estator são um pouco maiores, as perdas joules no estator são pouco maiores do que para a operação à alimentação senoidal.

As variações observadas nos valores medidos de temperatura ao longo do período de ensaio para os gráficos das Figuras A.1 e A.2, se devem, a precisão do sensor térmico, no entanto, tal fato não invalida os resultados obtidos, pois a temperatura que se deseja é a temperatura em regime.

A Figura A.2 indica que o acionamento do motor através de um inversor de frequência do tipo “PWM”, resulta na elevação da temperatura tendo em vista o aumento das perdas elétricas.

Esse aumento de temperatura, não é representativo, pois corresponde a um pequeno aumento de 4,08 % da máxima temperatura alcançada no motor.

APÊNDICE B

ALIMENTAÇÃO PWM SENOIDAL

O gráfico da Figura B.1 representa a variação da componente fundamental de tensão para cada frequência, medida experimentalmente após passar por filtro LC paralelo. No gráfico da Figura B.1, observa-se a curva “p” escolhida no inversor, sendo descrita pelo polinômio interpolador mostrado no próprio gráfico.

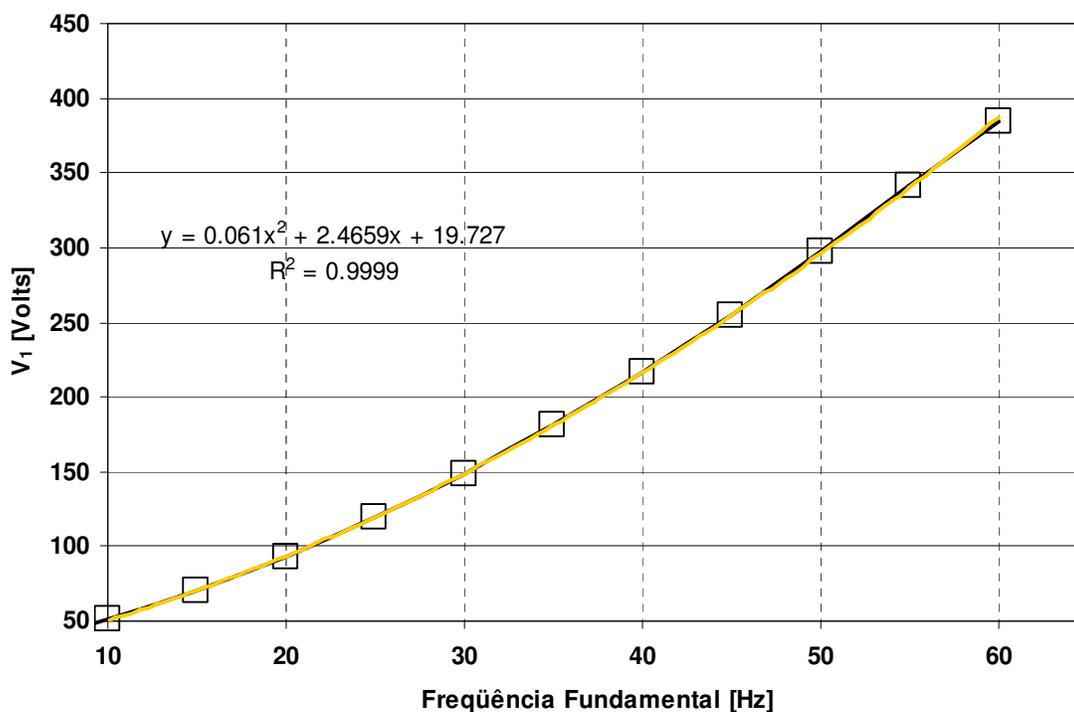


Figura B.1 - Curva p do inversor.

A partir da curva da tensão fundamental de saída para cada frequência, mostrada na Figura B.2, determina a alimentação do motor para a variação de frequência abaixo de 60 Hz na simulação computacional.

A partir da ferramenta computacional consegue-se recompor a forma de onda da tensão fase-fase de saída do inversor de frequência a 60 Hz.

Na Figura B.2, observa-se a reprodução da forma de onda de tensão de saída do inversor para 60 Hz e frequência de chaveamento de 4 kHz.

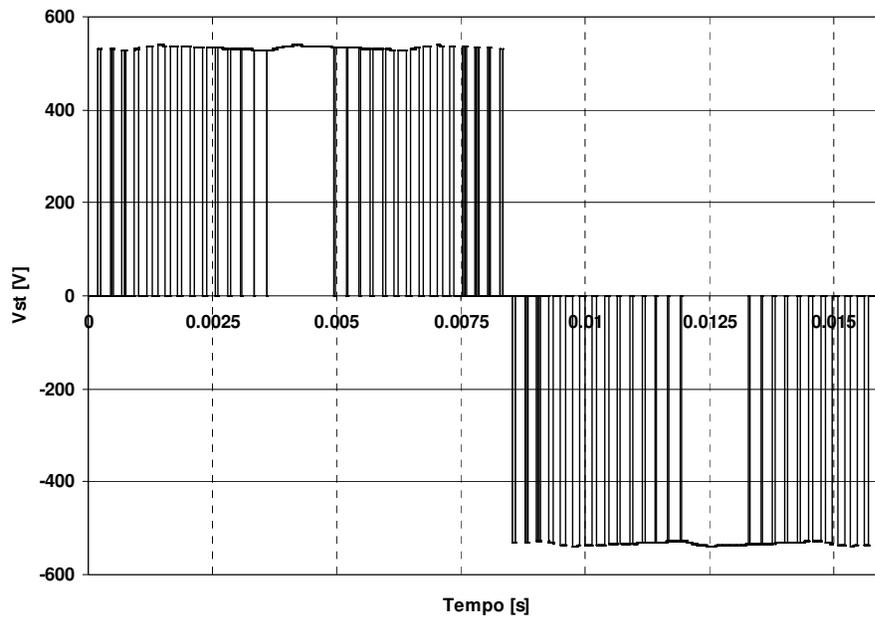


Figura B.2 - Tensão fase/fase nos terminais do motor (60 Hz) – Inversor de Frequência do tipo PWM.
A forma de onda calculada mostrada na Figura B.3 é bem semelhante à forma de onda medida na Figura B.2.

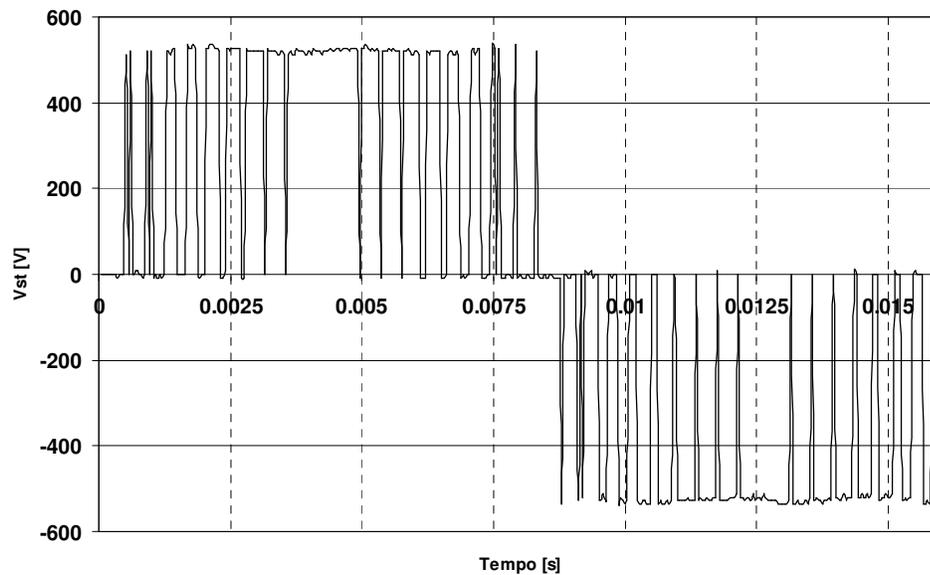


Figura B.3 - Tensão fase/fase nos terminais do motor (60 Hz) – Inversor de Frequência do tipo PWM.

Dando continuidade, o motor foi submetido a um sistema de tensões trifásicas oriundas de um inversor de frequência tipo “PWM”. A frequência de comutação do inversor é de 4 kHz.

As Figuras B.2 e B.3 mostram, respectivamente, tensão fase/fase e a corrente absorvida pelo motor a 60 Hz.

Como é verificado, o modelo consegue reproduzir as formas de onda de tensão, de modo bem semelhante a forma de onda de tensão real provenientes de medições realizadas por osciloscópio digital em laboratório.

Conforme indicam as Figuras B.3 e B.4 e, em particular, a corrente absorvida pela máquina de indução, observa-se a presença de componentes de alta frequência e pequena magnitude. Pode-se observar que o conteúdo harmônico situa-se, principalmente, próximo à frequência de comutação do inversor, conforme determina a teoria sobre o funcionamento dos inversores de frequência.

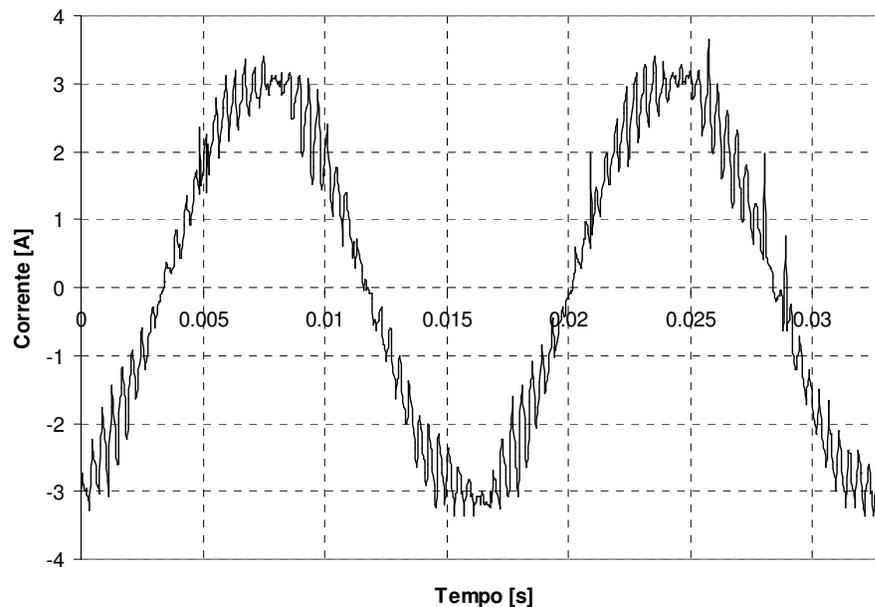


Figura B.4 - Corrente absorvida pelo motor (60 Hz) – Inversor de Frequência do tipo PWM.

APÊNDICE C

Modelo matemático para análise de sistema de ventilação para alimentação senoidal

Variáveis

Vazão no ponto de operação: $Q_{op} := 2.057$
 $0 \leq Q_{op} \leq 3$

Freqüência do Inversor: $f_r := 60$ $0 \leq f_r \leq 60$

Modelo do MIT para Alimentação Senoidal

a) Parâmetros do Motor

Pares de polos: Tensão nominal: Freqüência nominal: Potência Nominal:

$p := 2$ $U_{nom} := 220$ $f_{nom} := 60$ $P_{nom} := 2.746$

Resistências e reatâncias de dispersão do estator e do rotor:

$R_s := 3.2116$ $X_s := 3.8144$ $R_r := 2.2771$ $X_r := 5.7538$

Reatância de magnetização:

$X_m := 124.994$

Densidade do Aço: $\rho_{aço} := 7783$ Quantidade de Lâminas: $n_L := 106$

Espessura das Lâminas: $d := 0.00075$ Comprimento do Pacote: $L := n_L \cdot d$

Secção Transversal: $S_s := 0.0074627$ Número de Espiras: $N_s := 1 \cdot 92$

Volume do Pacote: $Vol_s := S_s \cdot L$ Massa do Pacote: $M_s := Vol_s \cdot \rho_{aço}$

Coefficiente de Laços Internos: $K_m := 1$ Permeabilidade Relativa: $\mu_r := 4750$

Secção Transversal: $S_r := 0.002875$ Número de Barras: $N_r := 44$

Volume do Pacote: $Vol_r := S_r \cdot L$ Massa do Pacote: $M_r := Vol_r \cdot \rho_{aço}$

Constante de Histerese: $\eta_w := 0.03$ Coeficiente de Steinmetz: $k_S := 1.59$

Constante de Foucault: $\lambda_w := 5.7 \times 10^{-4}$ Resistividade do Ferro: $\rho_{fe} := 1.7 \cdot 10^{-7}$

Resistividade das Barras: Altura da ranhura: Permeabilidade do vácuo:

$\rho_r := 3^{-1} \cdot 10^{-7}$ $h := 0.017$ $\mu_0 := 4\pi \cdot 10^{-7}$

b) Equacionamento

$$\text{Tensão: } U_{\text{sen}}(f) := \frac{380}{\sqrt{3}}$$

$$\text{Impedância do Estator: } Z_{\text{s_sen}}(f) := R_{\text{S}} + \frac{f}{f_{\text{nom}}} \cdot X_{\text{S}} \cdot i$$

$$\text{Impedância do Rotor: } Z_{\text{r_sen}}(f, \text{slip}) := \frac{R_{\text{r}}}{\text{slip}} + \frac{f}{f_{\text{nom}}} \cdot X_{\text{r}} \cdot i$$

$$\text{Densidade de Fluxo Máxima: } B_{\text{max_sen}}(f, \text{DDP}) := \frac{U_{\text{sen}}(f) - \text{DDP}}{\sqrt{2} \pi \cdot N_{\text{S}} \cdot S_{\text{S}} \cdot f}$$

$$\text{Perdas por Histerese: } \text{PH}(f, \text{DDP}) := \eta_{\text{w}} \cdot f \cdot (B_{\text{max_sen}}(f, \text{DDP}))^{k_{\text{S}}} \cdot M_{\text{S}}$$

$$\text{Perdas por Foucault: } \text{PF}(f, \text{DDP}) := \lambda_{\text{w}} \cdot (f)^2 \cdot (B_{\text{max_sen}}(f, \text{DDP}))^2 \cdot M_{\text{S}}$$

$$\text{Resistência do Ferro do Estator: } R_{\text{fes}}(f, \text{DDP}) := \frac{(U_{\text{sen}}(f) - \text{DDP})^2}{\text{PH}(f, \text{DDP}) + \text{PF}(f, \text{DDP})}$$

$$\text{Resistência do Ferro do Rotor: } R_{\text{fer}}(f, \text{DDP}) := R_{\text{fes}}(f, \text{DDP}) \cdot \frac{S_{\text{r}}}{S_{\text{s}}}$$

$$\text{Resistência do Ferro: } R_{\text{fe_sen}}(f, \text{slip}, \text{DDP}) := \frac{R_{\text{fes}}(f, \text{DDP}) \cdot R_{\text{fer}}(f, \text{DDP})}{\text{slip} \cdot R_{\text{fes}}(f, \text{DDP}) + R_{\text{fer}}(f, \text{DDP})}$$

$$\text{Perdas no Ferro: } P_{\text{fe_sen}}(f, \text{slip}, \text{DDP}) := \frac{3(U_{\text{sen}}(f) - \text{DDP})^2}{R_{\text{fe_sen}}(f, \text{slip}, \text{DDP})}$$

Impedância de Magnetização:

$$Z_{\text{m_sen}}(f, \text{slip}, \text{DDP}) := \frac{R_{\text{fe_sen}}(f, \text{slip}, \text{DDP}) \cdot \frac{f}{f_{\text{nom}}} \cdot X_{\text{m}} \cdot i}{R_{\text{fe_sen}}(f, \text{slip}, \text{DDP}) + \frac{f}{f_{\text{nom}}} \cdot X_{\text{m}} \cdot i}$$

Impedância Equivalente:

$$Z_{\text{eq_sen}}(f, \text{slip}, \text{DDP}) := Z_{\text{s_sen}}(f) + \frac{Z_{\text{r_sen}}(f, \text{slip}) \cdot Z_{\text{m_sen}}(f, \text{slip}, \text{DDP})}{Z_{\text{r_sen}}(f, \text{slip}) + Z_{\text{m_sen}}(f, \text{slip}, \text{DDP})}$$

$$\text{Corrente no Estator: } I_{\text{s}1_{\text{sen}}}(f, \text{slip}, \text{DDP}) := \frac{U_{\text{sen}}(f)}{Z_{\text{eq_sen}}(f, \text{slip}, \text{DDP})}$$

$$\text{Fator de Potência: } \text{FP}_{1_{\text{sen}}}(f, \text{slip}, \text{DDP}) := \cos(\arg(Z_{\text{eq_sen}}(f, \text{slip}, \text{DDP})))$$

Potência Ativa:

$$PA_{1_sen}(f, slip, DDP) := U_{sen}(f) \cdot |I_{s1_sen}(f, slip, DDP)| \cdot FP_{1_sen}(f, slip, DDP)$$

Perdas Adicionais $P_{ad_sen}(f, slip, DDP) := \frac{0.005}{0.995} \cdot PA_{1_sen}(f, slip, DDP)$

Potência Ativa: $PA_{sen}(f, slip, DDP) := 3 \cdot (PA_{1_sen}(f, slip, DDP) + P_{ad_sen}(f, slip, DDP))$

Fator de Potência:

$$FP_{sen}(f, slip, DDP) := \cos(\arg(Z_{eq_sen}(f, slip, DDP)))$$

Corrente no Estator:

$$I_{s_sen}(f, slip, DDP) := |I_{s1_sen}(f, slip, DDP)|$$

Potência Reativa:

$$PR_{sen}(f, slip, DDP) := PA_{sen}(f, slip, DDP) \cdot \sin(\arccos(FP_{sen}(f, slip, DDP)))$$

Queda de Tensão no Estator: $DDP_{s_sen}(f, slip, DDP) := I_{s1_sen}(f, slip, DDP) \cdot Z_{s_sen}(f)$

Tensão Contra-Eletromotriz: $E_{m_sen}(f, slip, DDP) := U_{sen}(f) - DDP_{s_sen}(f, slip, DDP)$

Perdas no Ferro: $P_{ferro_sen}(f, slip, DDP) := \frac{3 \cdot (|E_{m_sen}(f, slip, DDP)|)^2}{R_{fe_sen}(f, slip, DDP)}$

Corrente no Rotor: $I_{r_sen}(f, slip, DDP) := \frac{E_{m_sen}(f, slip, DDP)}{Z_{r_sen}(f, slip)}$

Potência Eletromagnética no Eixo do Rotor:

$$P_{eixo_sen}(f, slip, DDP) := 3 \cdot (|I_{r_sen}(f, slip, DDP)|)^2 \cdot \left(R_r \cdot \frac{1 - slip}{slip} \right)$$

Perdas Rotacionais: $P_{rot_nom} := 41$

Cálculo do Escorregamento Nominal e da DDP no Estator:

$$s_{nom} := 0.000 \quad DDP_{nom} := 0.000$$

Given

$$P_{eixo_sen}(f_{nom}, s_{nom}, DDP_{nom}) - P_{rot_nom} = P_{nom}$$

$$P_{\text{ferro_sen}}(f_{\text{nom}}, s_{\text{nom}}, \text{DDP}_{\text{nom}}) = P_{\text{fe_sen}}(f_{\text{nom}}, s_{\text{nom}}, \text{DDP}_{\text{nom}})$$

$$z1 := \text{Find}(s_{\text{nom}}, \text{DDP}_{\text{nom}}) \quad s_{\text{nom}} := z1_0 \quad \text{DDP}_{\text{nom}} := z1_1$$

Escorregamento do rotor:

$$s_r(n, \text{slip}) := \text{if}\left(n - 3 \cdot \text{floor}\left(\frac{n}{3}\right) = 2, 1 + \frac{1 - \text{slip}}{n}, \text{if}\left(n = 0, 1, 1 - \frac{1 - \text{slip}}{n}\right)\right)$$

Velocidade do Rotor: $\omega_r(n, f, \text{slip}) := \frac{2 \cdot \pi \cdot f}{p} \cdot (1 - s_r(n, \text{slip}))$

Velocidade Nominal: $\omega_{\text{nom}} := \omega_r(1, f_{\text{nom}}, s_{\text{nom}})$

Perdas Rotacionais em Função da Velocidade: $P_{\text{rot_sen}}(f, \text{slip}) := \frac{P_{\text{rot_nom}} \cdot \omega_r(1, f, \text{slip})}{\omega_{\text{nom}}}$

Potência Mecânica no Eixo do Rotor: $P_{\text{me_sen}}(f, \text{slip}, \text{DDP}) := P_{\text{eixo_sen}}(f, \text{slip}, \text{DDP}) - P_{\text{rot_sen}}(f, \text{slip})$

Rendimento: $\eta_{\text{mot_sen}}(f, \text{slip}, \text{DDP}) := \frac{P_{\text{me_sen}}(f, \text{slip}, \text{DDP})}{P_{A_{\text{sen}}}(f, \text{slip}, \text{DDP})}$

Sistema de Ventilação

a) Operação com Damper

Carga do ventilador (operação com damper):

$$HV_{\text{da}}(Q) := 15.5653Q^3 - 89.856Q^2 - 112.669Q + 630.841$$

Potencia do ventilador (operação com damper):

$$PV_{\text{da}}(Q) := 26.7643Q^3 - 157.8206Q^2 + 371.5436Q + 509.351 \quad PV_{\text{da}}(Q_{\text{op}}) = 838.786$$

Potência Útil ventilador: $P_u(Q) := Q \cdot HV_{\text{da}}(Q) \quad P_u(Q_{\text{op}}) = 317.506$

Rendimento do ventilador: $\eta_v(Q) := \frac{P_u(Q)}{PV_{\text{da}}(Q)} \quad \eta_v(Q_{\text{op}}) = 0.379$
(ponto de operação)

Curva de Carga da Instalação: $HI(Q) := \frac{HV_{\text{da}}(Q_{\text{op}})}{Q_{\text{op}}^2} \cdot Q^2$

Escorregamento e DDP no Ponto de Operação: $s_{\text{op}} := 0.001 \quad \text{DDP}_{\text{op}} := 0.001$

Given

$$P_{\text{me_sen}}(f_{\text{nom}}, s_{\text{op}}, \text{DDP}_{\text{op}}) = X_1$$

$$P_{\text{ferro_sen}}(f_{\text{nom}}, s_{\text{op}}, \text{DDP}_{\text{op}}) = P_{\text{fe_sen}}(f_{\text{nom}}, s_{\text{op}}, \text{DDP}_{\text{op}})$$

$$x1(X_1) := \text{Find}(s_{\text{op}}, \text{DDP}_{\text{op}}) \quad z2 := x1(\text{PV}_{\text{da}}(Q_{\text{op}}))$$

$$s_{\text{op}} := z2_0 \quad s_{\text{op}} = 0.016 \quad \text{DDP}_{\text{op}} := z2_1 \quad \text{DDP}_{\text{op}} = 11.528$$

$$\text{Velocidade nominal: } \omega_{\text{op}} := \omega_r(1, f_{\text{nom}}, s_{\text{op}}) \quad \omega_{\text{op}} \cdot \frac{30}{\pi} = 1.772 \times 10^3$$

$$\text{Rendimento Total: } \eta_{\text{total}}(n, Q, \text{DDP}) := \eta_v(Q) \cdot \eta_{\text{mot_sen}}(n, x1(\text{PV}_{\text{da}}(Q)), \text{DDP})$$

b) Variação Senoidal da Velocidade

Carga do Ventilador:

$$\text{HV}_{\text{vel}}(Q\chi) := \text{HV}_{\text{da}}(Q\chi) \cdot \left(\frac{fr}{f_{\text{nom}}} \right)^2$$

Potencia do Ventilador:

$$\text{PV}_{\text{vel}}(Q, Q\chi) := \frac{Q \cdot \text{HV}_{\text{vel}}(Q\chi)}{\eta_v(Q\chi)}$$

Escorregamento Procurado:

$$\text{Given} \quad s_{\text{vel}} := s_{\text{op}} \quad Q_{\text{vel}} := Q_{\text{op}} \quad Q\chi := Q_{\text{op}} \quad \text{DDP}_{\text{vel}} := \text{DDP}_{\text{op}}$$

$$P_{\text{me_sen}}(fr, s_{\text{vel}}, \text{DDP}_{\text{vel}}) - \text{PV}_{\text{vel}}(Q_{\text{vel}}, Q\chi) = 0$$

$$\text{HV}_{\text{vel}}(Q\chi) - \text{HI}(Q_{\text{vel}}) = 0$$

$$Q\chi \cdot \sqrt{\text{HI}(Q_{\text{vel}})} - Q_{\text{vel}} \cdot \sqrt{\text{HV}_{\text{da}}(Q\chi)} = 0$$

$$P_{\text{ferro_sen}}(fr, s_{\text{vel}}, \text{DDP}_{\text{vel}}) = P_{\text{fe_sen}}(fr, s_{\text{vel}}, \text{DDP}_{\text{vel}})$$

$$x2 := \text{Find}(s_{\text{vel}}, Q_{\text{vel}}, Q\chi, \text{DDP}_{\text{vel}}) \quad s_{\text{vel}} := x2_0 \quad Q_{\text{vel}} := x2_1 \quad Q\chi := x2_2 \quad \text{DDP}_{\text{vel}} := x2_3$$

$$s_{\text{vel}} = 0.016 \quad Q_{\text{vel}} = 2.057 \quad Q\chi = 2.057 \quad \text{DDP}_{\text{vel}} = 11.528$$

$$\text{Velocidade do Rotor: } \omega_{\text{vel}} := \omega_r(1, fr, s_{\text{vel}}) \quad \omega_{\text{vel}} \cdot \frac{30}{\pi} = 1.772 \times 10^3$$

$$\text{Potência Mecânica do Ventilador: } \text{PV}_{\text{vel}}(Q_{\text{vel}}, Q\chi) = 838.786$$

(vazão de trabalho):

$$\text{Potência Útil do Ventilador: } P_{u_{\text{vel}}} := Q_{\text{vel}} \cdot \text{HV}_{\text{vel}}(Q\chi) \quad P_{u_{\text{vel}}} = 317.506$$

(vazão de trabalho)

Rendimento do Ventilador:
(vazão de trabalho) $\eta_{v_vel} := \frac{Pu_{vel}}{PV_{vel}(Q_{vel}, Q\chi)}$ $\eta_{v_vel} = 0.379$

c) Escorregamento para Operação com Damper

Nova Curva de Carga da Instalação: $HI_2(Q) := \frac{HV_{da}(Q_{vel})}{Q_{vel}^2} \cdot Q^2$

Escorregamento para a Vazão de Trabalho: $s_{da} := x1(PV_{da}(Q_{vel}))_0$

DDP para a Vazão de Trabalho: $DDP_{da} := x1(PV_{da}(Q_{vel}))_1$ $DDP_{da} = 11.528$

Velocidade: $\omega_{da} := \omega_r(1, f_{nom}, s_{da})$ $\omega_{da} \cdot \frac{30}{\pi} = 1.772 \times 10^3$

Potência Útil do Ventilador: $Pu_{da} := Pu(Q_{vel})$ $Pu_{da} = 317.506$

(vazão de trabalho)

Rendimento do Ventilador: $\eta_{v_da} := \eta_v(Q_{vel})$ $\eta_{v_da} = 0.379$

(vazão de trabalho)

Resultados

$$Q_{vel} = 2.057 \quad HV_{vel}(Q\chi) = 154.354 \quad PV_{vel}(Q_{vel}, Q\chi) = 838.786$$

$$PA_{sen}(fr, s_{vel}, DDP_{vel}) = 1.021 \times 10^3$$

APÊNDICE D

Modelo matemático para análise de sistema de ventilação alimentado por tensão não-senoidal

Variáveis

Vazão no ponto de operação: $Q_{op} := 2.047$

Frequência do Inversor: $f_r := 30$

Frequência da Portadora: $f_p := 4000$

Parâmetros do Motor

Pares de polos: Tensão nominal: Frequência nominal: Potência Nominal:

$p := 2$ $U_{nom} := 220$ $f_{nom} := 60$ $P_{nom} := 2.746$

Resistências e reatâncias de dispersão do estator e do rotor: Resistividade das Barras:

$R_s := 3.2116$ $X_s := 3.8144$ $R_r := 2.2771$ $X_r := 5.7538$ $\rho_r := 3^{-1} \cdot 10^{-7}$

Reatância de magnetização: Permeabilidade do vácuo: Velocidade Nominal:

$X_m := 124.994$ $\mu_0 := 4\pi \cdot 10^{-7}$ $\omega_{nom} := 1735 \cdot \frac{\pi}{30}$

Perdas Rotacionais $P_{rot_nom} := 41$ Altura da ranhura: $h := 0.017$

Inversor Trifásico com Modulação PWM Senoidal (SPWM)

a) Parâmetros do Inversor

Frequência da Portadora: $f_p := \text{round} \left(\frac{f_p}{f_r} \right) \cdot f_r$

Amplitude da Portadora: $B := 1$ Tensão Eficaz de Linha: $V_{lin} := U_{nom} \cdot \sqrt{3}$

Amplitude da Moduladora: $A_s := (1.3166 \ 0.995 \ 0.8554 \ 0.7173 \ 0.5786 \ 0.4375 \ 0.2965)$

Número de Pontos: $LastPoint := 2^{15}$ Índice dos Pontos: $j := 0..LastPoint - 1$

Taxa de Amostragem: $s := LastPoint \cdot f_r$ $q_j := \frac{j}{s}$

Onda Triangular: $port_j := B \cdot \left[\frac{8}{\pi^2} \sum_{x=1}^{10} \frac{\cos[(2 \cdot x - 1) \cdot (q_j \cdot 2 \cdot \pi \cdot f_p)]}{(2 \cdot x - 1)^2} \right]$

Ondas de Referência: $\text{modR}_j := \text{As}\left(0, \frac{60-\text{fr}}{5}\right) \cdot \sin\left[q_j \cdot (2 \cdot \pi \cdot \text{fr})\right]$

$$\text{modS}_j := \text{As}\left(0, \frac{60-\text{fr}}{5}\right) \cdot \sin\left[q_j \cdot (2 \cdot \pi \cdot \text{fr}) - \frac{2\pi}{3}\right] \quad \text{modT}_j := \text{As}\left(0, \frac{60-\text{fr}}{5}\right) \cdot \sin\left[q_j \cdot (2 \cdot \pi \cdot \text{fr}) + \frac{2\pi}{3}\right]$$

b) Tensão de Saída do Retificador

Sinal Retificado:

$$\text{ret}_j := \sqrt{2} \cdot V_{\text{lin}} \cdot \max\left[\left|\cos\left[q_j \cdot (2 \cdot \pi \cdot f_{\text{nom}})\right]\right|, \left|\cos\left[q_j \cdot (2 \cdot \pi \cdot f_{\text{nom}}) + \frac{2\pi}{3}\right]\right|, \left|\cos\left[q_j \cdot (2 \cdot \pi \cdot f_{\text{nom}}) - \frac{2\pi}{3}\right]\right|\right]$$

Instante Médio:

$$j_{\text{med}} := \text{floor}\left[\frac{\text{LastPoint} \cdot \text{fr}}{f_{\text{nom}} \cdot (3 \cdot 2)}\right]$$

Instante Mínimo:

$$j_{\text{min}} := \text{ceil}\left(\frac{140320.9\text{fr}}{f_{\text{nom}} \cdot 3}\right)$$

Tensão Mínima: $v_{\text{min}} := 0.98 \cdot (\sqrt{2} \cdot V_{\text{lin}}) = (528.109989)$ $b := \sqrt{2} \cdot V_{\text{lin}}$

Índices: $a := \frac{(V_{\text{min}} - \sqrt{2} \cdot V_{\text{lin}})}{q_{j_{\text{min}}}}$

Atenuação: $at_j := a \cdot q_j + b$

Sinal Filtrado:

$$\text{filt}_j := \text{if}\left[j = 0, \text{ret}_j, \text{if}\left[\text{ret}_{j-1} < \text{ret}_j \wedge \text{ret}_j \geq at_j - \left(j_{\text{med}} \cdot \text{floor}\left(\frac{j}{j_{\text{med}}}\right)\right), \text{ret}_j, at_j - \left(j_{\text{med}} \cdot \text{floor}\left(\frac{j}{j_{\text{med}}}\right)\right)\right]\right]$$

c) Modulação

Tensões Fase-Neutro: $vR0_j := \text{if}\left(\text{modR}_j > \text{port}_j, \frac{\text{filt}_j}{2}, -\frac{\text{filt}_j}{2}\right)$

$$vS0_j := \text{if}\left(\text{modS}_j > \text{port}_j, \frac{\text{filt}_j}{2}, -\frac{\text{filt}_j}{2}\right) \quad vT0_j := \text{if}\left(\text{modT}_j > \text{port}_j, \frac{\text{filt}_j}{2}, -\frac{\text{filt}_j}{2}\right)$$

$$vRN_j := \frac{1}{3} \cdot (2 \cdot vR0_j - vS0_j - vT0_j) \quad \text{EspectroFN} := \text{FFT}(vRN)$$

$$m := \text{last}(\text{EspectroFN}) \quad n := 0 .. m \quad f_n := \frac{n}{\text{LastPoint}} \cdot s$$

$$\text{AmpFN}_n := \text{if}(n = 0, |\text{EspectroFN}_n|, 2 |\text{EspectroFN}_n|)$$

$$\text{Vef}_{\text{FN}} := \sqrt{\sum_j \frac{(\text{vRN}_j)^2}{\text{LastPoint}}}$$

Tensão Fase-Fase: $\text{vST}_j := \text{vS0}_j - \text{vT0}_j$ $\text{EspectroFF} := \text{FFT}(-\text{vST})$

$$\text{AmpFF}_n := \text{if}(n = 0, |\text{EspectroFF}_n|, 2 |\text{EspectroFF}_n|)$$

$$\text{Vef}_{\text{FF}} := \sqrt{\sum_j \frac{(\text{vST}_j)^2}{\text{LastPoint}}}$$

d) Seleção dos Harmônicos mais Significativos

$$\text{perc} := (0.0101 \ 0.01402 \ 0.0156 \ 0.01811 \ 0.02197 \ 0.028 \ 0.0368)$$

$$\text{nA}_n := \text{if} \left[\text{AmpFN}_n \geq \text{perc} \left(0, \frac{60 - \text{fr}}{5} \right) \text{AmpFN}_1, n, 0 \right]$$

$$\text{nH} := \begin{cases} \text{ind} \leftarrow 0 \\ \text{for } i \in 1, 2..m \\ \quad \left| \begin{array}{l} \text{v}_{\text{ind}} \leftarrow \text{nA}_i \\ \text{ind} \leftarrow \text{if}(\text{v}_{\text{ind}} \geq 1, \text{ind} + 1, \text{ind}) \end{array} \right. \\ \text{v} \end{cases}$$

$$\text{nHn} := 0, 1.. \text{last}(\text{nH}) - 1 \quad \text{length}(\text{nH}) - 1 = 100$$

Sistema de Ventilação

a) Operação com Damper

Potencia do Ventilador (operação com damper):

$$\text{PV}_{\text{da}}(\text{Q}) := 26.7643\text{Q}^3 - 157.8206\text{Q}^2 + 371.5436\text{Q} + 509.351$$

Carga do Ventilador (operação com damper):

$$\text{HV}_{\text{da}}(\text{Q}) := 15.5653\text{Q}^3 - 89.856\text{Q}^2 - 112.669\text{Q} + 630.841$$

Potência Útil do Ventilador: $\text{Pu}(\text{Q}) := \text{Q} \cdot \text{HV}_{\text{da}}(\text{Q})$

Rendimento do Ventilador: $\eta_v(Q) := \frac{Pu(Q)}{PV_{da}(Q)}$

Curva de Carga da Instalação: $HI(Q) := \frac{HV_{da}(Q_{op})}{Q_{op}^2} \cdot Q^2$

b) Variação de Velocidade

Curva de Carga do Ventilador: $HV_{vel}(Q, Q_1) := HV_{da}(Q_1) \cdot \left(\frac{fr}{f_{nom}}\right)^2$

Potência Útil: $Pu_{vel}(Q, Q_1) := Q \cdot HV_{vel}(Q, Q_1)$

Potencia Mecânica: $PV_{vel}(Q, Q_1) := \frac{Pu_{vel}(Q, Q_1)}{\eta_v(Q_1)}$

Modelo do MIT

a) Impedância do Estator $Z_s(n) := R_s + \frac{n \cdot fr}{f_{nom}} \cdot X_s \cdot i$

b) Impedância do Rotor

Comprimento de penetração: $\delta_r(n) := \text{if} \left(n = 0, 1, \sqrt{\frac{\rho_r}{\pi \cdot \mu_0 \cdot n \cdot fr}} \right)$

Fator de correção de resistência:

$$K_{RR}(n) := \frac{h}{\delta_r(n)} \cdot \frac{\sinh\left(2 \cdot \frac{h}{\delta_r(n)}\right) + \sin\left(2 \cdot \frac{h}{\delta_r(n)}\right)}{\cosh\left(2 \cdot \frac{h}{\delta_r(n)}\right) - \cos\left(2 \cdot \frac{h}{\delta_r(n)}\right)}$$

Resistência do rotor: $R_{rotor}(n) := \text{if} \left(n = 1, R_r, R_r \cdot \frac{K_{RR}(n)}{K_{RR}(1)} \right)$

Fator de correção de indutância:

$$K_{LR}(n) := \frac{3 \cdot \delta_r(n)}{2 \cdot h} \cdot \frac{\sinh\left(\frac{2 \cdot h}{\delta_r(n)}\right) - \sin\left(\frac{2 \cdot h}{\delta_r(n)}\right)}{\cosh\left(\frac{2 \cdot h}{\delta_r(n)}\right) - \cos\left(\frac{2 \cdot h}{\delta_r(n)}\right)}$$

$$\text{Indutância do rotor: } L_{\text{rotor}(n)} := \text{if} \left(n = 1, \frac{X_r}{2\pi \cdot f_{\text{nom}}}, \frac{X_r}{2\pi \cdot f_{\text{nom}}} \cdot \frac{K_{\text{LR}}(n)}{K_{\text{LR}}(1)} \right)$$

Escorregamento do rotor:

$$s_r(n, \text{slip}) := \text{if} \left(n - 3 \cdot \text{floor} \left(\frac{n}{3} \right) = 2, 1 + \frac{1 - \text{slip}}{n}, \text{if} \left(n = 0, 1, 1 - \frac{1 - \text{slip}}{n} \right) \right)$$

$$\text{Impedância do rotor: } Z_{\text{rotor}(n, \text{slip})} := \frac{R_{\text{rotor}(n)}}{s_r(n, \text{slip})} + i \cdot 2\pi n \cdot f_r \cdot L_{\text{rotor}(n)}$$

c) Impedância de Magnetização

DADOS DO ESTATOR:

Densidade do Aço: $\rho_{\text{aço}} := 7783$ Quantidade de Lâminas: $n_L := 106$

Espessura das Lâminas: $d := 0.00075$ Comprimento do Pacote: $L := n_L \cdot d$ $L = 0.0795$

Secção Transversal: $S_s := 0.0074627$ Número de Espiras: $N_s := 1 \cdot 92$

Volume do Pacote: $\text{Vol}_s := S_s \cdot L$ Massa do Pacote: $M_s := \text{Vol}_s \cdot \rho_{\text{aço}}$

Coefficiente de Laços Internos: $K_m := 1$

$$\text{Densidade de Fluxo Máxima: } B_{\text{max}}(f_r, \text{DDP}) := \frac{\frac{|\text{AmpFN}_1|}{\sqrt{2}} - \text{DDP}}{\sqrt{2} \pi \cdot N_s \cdot S_s \cdot f_r}$$

DADOS DO ROTOR:

Secção Transversal: $S_r := 0.002875$ Número de Barras: $N_r := 44$

Volume do Pacote: $\text{Vol}_r := S_r \cdot L$ Massa do Pacote: $M_r := \text{Vol}_r \cdot \rho_{\text{aço}}$

PERDAS POR HISTERESE:

Constante de Histerese: $\eta_w := 0.03$ Coeficiente de Steinmetz: $k_S := 1.6$

$$\text{Perdas por Histerese: } P_H(\text{DDP}) := \eta_w \cdot f_r \cdot (B_{\text{max}}(f_r, \text{DDP}))^{k_S} \cdot K_m \cdot M_s$$

PERDAS POR FOUCAULT:

Constante de Foucault: $\lambda_w := 5.7 \times 10^{-4}$

$$\text{Perdas por Foucault: } P_F(\text{DDP}) := \lambda_w \cdot f_r^2 \cdot (B_{\text{max}}(f_r, \text{DDP}))^2 \cdot M_s$$

RESISTÊNCIA REPRESENTATIVA DAS PERDAS NO FERRO:

$$\text{Estator: } R_{fe_s}(\text{DDP}) := \frac{\left(\frac{|\text{AmpFN}_1|}{\sqrt{2}} - \text{DDP} \right)^2}{P_H(\text{DDP}) + P_F(\text{DDP})}$$

$$\text{Rotor: } R_{fe_r}(\text{DDP}) := R_{fe_s}(\text{DDP}) \cdot \frac{S_r}{S_s}$$

$$\text{Total: } R_{ferro}(\text{slip}, \text{DDP}) := \frac{R_{fe_s}(\text{DDP}) \cdot R_{fe_r}(\text{DDP})}{\text{slip} \cdot R_{fe_s}(\text{DDP}) + R_{fe_r}(\text{DDP})}$$

$$\text{PERDAS NO FERRO: } P_{fe1}(\text{slip}, \text{DDP}) := \frac{3 \left(\frac{|\text{AmpFN}_1|}{\sqrt{2}} - \text{DDP} \right)^2}{R_{ferro}(\text{slip}, \text{DDP})}$$

$$Z_{mag}(n, \text{slip}, \text{DDP}) := \text{if } n = 1, \left[\frac{R_{ferro}(\text{slip}, \text{DDP}) \cdot \left(\frac{fr \cdot X_m}{f_{nom}} \right) \cdot i}{R_{ferro}(\text{slip}, \text{DDP}) + \frac{fr \cdot X_m}{f_{nom}} \cdot i}, \frac{0.25n \cdot fr \cdot X_m}{f_{nom}} \cdot i \right]$$

d) Demais Parâmetros do MIT

$$\text{Impedância Equivalente: } Z_{eq}(n, \text{slip}, \text{DDP}) := Z_s(n) + \frac{Z_{rotor}(n, \text{slip}) \cdot Z_{mag}(n, \text{slip}, \text{DDP})}{Z_{rotor}(n, \text{slip}) + Z_{mag}(n, \text{slip}, \text{DDP})}$$

$$\text{Fator de Potência: } FP(n, \text{slip}, \text{DDP}) := \cos(\arg(Z_{eq}(n, \text{slip}, \text{DDP})))$$

$$\text{Corrente no Estator: } I_s(n, \text{slip}, \text{DDP}) := \frac{\text{AmpFN}_n}{Z_{eq}(n, \text{slip}, \text{DDP}) \cdot \sqrt{2}}$$

$$\text{Queda de Tensão no Estator: } \text{DDP}_s(n, \text{slip}, \text{DDP}) := I_s(n, \text{slip}, \text{DDP}) \cdot Z_s(n)$$

$$\text{Tensão Contra-Eletromotriz: } E_m(n, \text{slip}, \text{DDP}) := \frac{\text{AmpFN}_n}{\sqrt{2}} - \text{DDP}_s(n, \text{slip}, \text{DDP})$$

$$\text{Corrente no Rotor: } I_r(n, \text{slip}, \text{DDP}) := \frac{E_m(n, \text{slip}, \text{DDP})}{Z_{rotor}(n, \text{slip})}$$

Perdas no Ferro:
$$P_{\text{ferro}}(\text{slip}, \text{DDP}) := \frac{3 \left(|E_m(1, \text{slip}, \text{DDP})| \right)^2}{R_{\text{ferro}}(\text{slip}, \text{DDP})}$$

Potência Eletromagnética no Eixo do Rotor:

$$P_{\text{eixo}}(n, \text{slip}, \text{DDP}) := 3 \left(|I_r(n, \text{slip}, \text{DDP})| \right)^2 \left[R_r \cdot \frac{(1 - s_r(n, \text{slip}))}{s_r(n, \text{slip})} \right]$$

Velocidade do Rotor:
$$\omega_r(n, f, \text{slip}) := \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot f}{p} \cdot (1 - s_r(n, \text{slip}))$$

Potência Eletromecânica no Eixo:

$$P_{\text{eixo_harm}}(\text{slip}, \text{DDP}) := \sum_{nHn} P_{\text{eixo}}(nHn, \text{slip}, \text{DDP}) \cdot \text{if} \left(nHn_{nHn} - 3 \cdot \text{floor} \left(\frac{nHn_{nHn}}{3} \right) = 0, 0, \text{if} \left(nHn_{nHn} - 3 \cdot \text{floor} \left(\frac{nHn_{nHn}}{3} \right) = 1, 1, -1 \right) \right)$$

Perdas Rotacionais em

Função da Velocidade:
$$P_{\text{rot}} := \frac{P_{\text{rot_nom}} \cdot fr}{f_{\text{nom}}}$$

Dados Procurados:

$$s_{\text{vel}} := 0.05 \cdot \frac{fr}{f_{\text{nom}}} \quad Q_{\text{vel}} := Q_{\text{op}} \cdot \frac{fr}{f_{\text{nom}}} \quad Q_1 := Q_{\text{op}} \quad \text{DDP}_{\text{nom}} := 10$$

Given

$$PV_{\text{vel}}(Q_{\text{vel}}, Q_1) = P_{\text{eixo_harm}}(s_{\text{vel}}, \text{DDP}_{\text{nom}}) - P_{\text{rot}}$$

$$P_{\text{fe1}}(s_{\text{vel}}, \text{DDP}_{\text{nom}}) = P_{\text{ferro}}(s_{\text{vel}}, \text{DDP}_{\text{nom}})$$

$$Q_1 \cdot fr = Q_{\text{vel}} \cdot f_{\text{nom}} \quad HV_{\text{vel}}(Q_{\text{vel}}, Q_1) = HI(Q_{\text{vel}})$$

$$x2 := \text{Find}(s_{\text{vel}}, Q_{\text{vel}}, Q_1, \text{DDP}_{\text{nom}}) \quad s_{\text{vel}} := x2_0 \quad Q_{\text{vel}} := x2_1 \quad Q_1 := x2_2 \quad \text{DDP}_{\text{nom}} := x2_3$$

Potência Ativa:
$$PA(n, \text{slip}, \text{DDP}_{\text{nom}}) := \frac{1}{0.992} \left(\frac{\text{AmpFN}_n}{\sqrt{2}} \right) \cdot |I_s(n, \text{slip}, \text{DDP}_{\text{nom}})| \cdot FP(n, \text{slip}, \text{DDP}_{\text{nom}})$$

Potência Ativa:
$$PA_{\text{harm}} := \sum_{nHn} 3 PA(nHn, s_{\text{vel}}, \text{DDP}_{\text{nom}})$$

Rendimentos:
$$\eta_{v_harm} := \frac{Pu_{\text{vel}}(Q_{\text{vel}}, Q_1)}{PV_{\text{vel}}(Q_{\text{vel}}, Q_1)} \quad \eta_{\text{motor_harm}} := \frac{PV_{\text{vel}}(Q_{\text{vel}}, Q_1)}{PA_{\text{harm}}}$$

Potência Reativa:

$$PR_{\text{harm}} := \sum_{nHn} \sqrt{3} \cdot \text{AmpFF}_{nHn} \cdot |I_s(nHn, s_{\text{vel}}, \text{DDP}_{\text{nom}})| \cdot \sin \left(\text{acos} \left(\frac{PA(nHn, s_{\text{vel}}, \text{DDP}_{\text{nom}}) \cdot \sqrt{2}}{\text{AmpFN}_{nHn} \cdot |I_s(nHn, s_{\text{vel}}, \text{DDP}_{\text{nom}})|} \right) \right)$$

Potência Aparente:
$$S_{\text{harm}} := \sum_{nHn} 3 \cdot \frac{\text{AmpFN}_{nHnHn}}{\sqrt{2}} \cdot \left| I_s(nH_{nHn}, s_{\text{vel}}, \text{DDP}_{\text{nom}}) \right|$$

Conjugado Eletromecânico:

$$C_{\text{eixo_harm}} := \sum_{nHn} \frac{P_{\text{eixo}}(nH_{nHn}, s_{\text{vel}}, \text{DDP}_{\text{nom}})}{\omega_r(nH_{nHn}, \text{fr}, s_{\text{vel}})} \cdot \text{if} \left(nH_{nHn} - 3 \cdot \text{floor} \left(\frac{nH_{nHn}}{3} \right) = 0, 0, \text{if} \left(nH_{nHn} - 3 \cdot \text{floor} \left(\frac{nH_{nHn}}{3} \right) = 1, 1, -1 \right) \right)$$

Velocidade do Rotor:
$$\omega_{r_harm} := \frac{P_{\text{eixo_harm}}(s_{\text{vel}}, \text{DDP}_{\text{nom}})}{C_{\text{eixo_harm}}}$$

Resultados

$$Q_{\text{vel}} = 1.0235 \quad \text{HB}_{\text{vel}}(Q_{\text{vel}}, Q_1) \quad \text{PV}_{\text{vel}}(Q_{\text{vel}}, Q_1) = 104.770816$$

$$PA_{\text{harm}} = 156.483924 \quad \eta_{v_harm} = 0.383924$$