

Laboratório de Modelagem, Análise e Controle de Sistemas Não-Lineares

Departamento de Engenharia Eletrônica

Universidade Federal de Minas Gerais

Av. Antônio Carlos 6627, 31270-901 Belo Horizonte, MG Brasil

Fone: +55 3499-4866 - Fax: +55 3499-4850

aguirre@cpdeee.ufmg.br



Instrumentação, Modelagem, Controle e Supervisão de um Sistema de Bombeamento de Água e Módulo Turbina-Gerador

Bruno Henrique Barbosa

Dissertação submetida à banca examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Elétrica.

Orientador: Dr. Luis Antônio Aguirre

Co-orientador: Dr. Carlos Barreira Martinez

Belo Horizonte, 20 de Fevereiro de 2006

*Aos meus pais
Ronaldo e Jaqueline,
aos meus irmãos
Daniele e Fabiano
e à minha querida Luciana,
a eterna gratidão.*

Agradecimentos

Agradeço a Deus por minha existência e oportunidade de crescimento espiritual. Pelo amor incondicional e por colocar em meu caminho pessoas maravilhosas.

Agradeço aos meus pais, irmãos e familiares pelo amor, paciência e apoio irrestrito durante a realização desse trabalho.

Agradeço à Luciana pelo estímulo, dedicação, amor e por me fazer uma pessoa melhor.

Gostaria de agradecer a todos os integrantes do CPH, funcionários, alunos e professores, que de forma direta ou indireta colaboraram na execução desse trabalho. Em especial ao professor Leonardo Tôrres pela amizade e proveitosas discussões e aos amigos do MACSIN.

Ao professor Carlos Martinez pelo apoio, ensinamentos, amizade e confiança depositada ao longo desse projeto.

Um agradecimento dedicado ao professor e orientador Luis Aguirre. Pela orientação não só nesse trabalho como em minha graduação. Pelo belo exemplo de vida, ensinamentos, dedicação, paciência e amizade.

Agradeço à CEMIG, Furnas Centrais Elétricas e Eletrobrás (Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica – PROCEL, convênio ECV-939/2003) pelo apoio financeiro que possibilitou a realização desse trabalho.

À Universidade Federal de Minas Gerais, por meio do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica – PPGEE, pela oportunidade de aprimorar meus conhecimentos.

*“... De pensamento em chamas
Inspiração
Arte de criar o saber
Arte, descoberta, invenção
Teoria em grego quer dizer
O ser em contemplação ...”*

Gilberto Gil

Resumo

Este trabalho descreve o projeto, instrumentação, modelagem, controle e supervisão de um sistema de bombeamento de água e bancada de ensaio de turbinas. O projeto do processo hidráulico, propriamente dito, composto por duas bombas centrífugas, turbina Francis e tubulações hidráulicas, já havia sido realizado e os sistemas parcialmente construídos. No entanto, o projeto de uma bancada para ensaio dessa turbina, composta por um gerador de corrente contínua e outros componentes, bem como a instrumentação de toda planta piloto, para aquisição de dados por computador, foram realizados no contexto deste trabalho.

Terminada a construção e instrumentação da planta piloto, um sistema de aquisição de dados foi implementado. Para isso, foi necessária a confecção de circuitos eletrônicos que minimizassem os efeitos indesejáveis do ruído presente no sistema. Foram, também, utilizados uma placa de aquisição de dados da Advantech Co. Ltda. e o software Labview.

A partir de dados gerados pelo sistema de aquisição, as características estáticas do sistema de bombeamento e da turbina Francis foram obtidas. Modelos dinâmicos não-lineares caixa-preta e caixa-cinza foram identificados. Esses últimos utilizaram as características estáticas do sistema em restrições na estimação dos parâmetros dos modelos por meio de ferramentas de otimização.

Por fim, um sistema de controle de pressão, em malha fechada, composto por um controlador PI clássico, foi implementado. Por meio dos modelos dinâmicos identificados, o método de Ziegler-Nichols foi utilizado na sintonia dos ganhos desse controlador.

Abstract

This work describes the design, instrumentation, modeling, control, and supervision of a hydraulic process (which can be divided into two subsystems, namely: water pumping system and turbine test prototype). The design of the hydraulic process (compounded by two centrifugal pumps, a Francis turbine, and hydraulic pipes) had been already accomplished and partially implemented before the beginning of this work. However, the turbine test prototype design (consisted of a direct current generator besides other components), as well as the instrumentation system for the hydraulic process and the computer-based data acquisition system were implemented during this master's thesis.

After the construction and instrumentation of the pilot plant, a data acquisition system was developed. In order to reduce noise effects, two electronic boards were built. A data acquisition board from Advantech Co. Ltda. and the Labview software were used in this context.

The static characteristics of the system were assessed from experimental data acquired from the process. Non-linear dynamic models were identified, for some of them a priori information were used regarding the obtained static characteristics by means of optimization tools during parameters estimation stage.

Finally, a closed-loop system was developed, using a PI classic controller. The Ziegler-Nichols method was applied in the non-linear dynamic models for tuning the controller gains.

Conteúdo

Resumo	ix
Abstract	xi
Lista de Tabelas	xvii
Lista de Figuras	xix
Lista de Abreviaturas	xxiii
Lista de Símbolos	xxv
1 Introdução	1
1.1 Estrutura da Dissertação	3
2 Alguns Princípios de Hidráulica	5
2.1 Introdução	5
2.2 Princípios Fundamentais de Hidrostática	6
2.3 Dinâmica dos Fluidos	7
2.4 Máquinas de Fluxo	9
2.4.1 Bombas hidráulicas	10
2.4.2 Turbinas hidráulicas	17
2.5 Conclusões do Capítulo	22
3 Projeto da Planta Piloto	27
3.1 Introdução	27
3.2 O Processo	27
3.2.1 O sistema de bombeamento de água	28
3.2.2 O conjunto turbina-gerador	32

3.3	Instrumentação	36
3.3.1	Medição de pressão	40
3.3.2	Medição de vazão	40
3.3.3	Medição de velocidade angular	42
3.3.4	Medição de posição	45
3.3.5	Medição de conjugado	45
3.4	Aquisição de Dados	47
3.4.1	A placa de aquisição de dados	47
3.4.2	Processamento analógico dos sinais do processo	48
3.5	Monitoramento e Controle do Processo	59
3.6	Conclusões do Capítulo	63
4	Análise de Desempenho e Curvas Estáticas da Planta Piloto	65
4.1	Introdução	65
4.2	Redes Neurais Artificiais	66
4.3	Curvas Características do Sistema de Bombeamento de Água	67
4.4	Curvas Características da Turbina Francis	72
4.5	Curvas do Sistema de Bombeamento com Turbina Conectada	77
4.6	Conclusões do Capítulo	81
5	Identificação do Processo	85
5.1	Introdução	85
5.2	Modelagem Matemática de Sistemas	86
5.2.1	Modelos NARMAX	87
5.2.2	Modelagem caixa-cinza	89
5.3	Algoritmos Genéticos	91
5.4	Escolha do Sinal de Excitação do Sistema	93
5.5	Modelos Polinomiais	98
5.5.1	Modelos NARMAX estimados por MQE	98
5.5.2	Modelos NARMAX estimados por MQR	106
5.6	Modelos NARMAX Neurais	112
5.7	Conclusões do Capítulo	118
6	Implantação de um Sistema de Controle de Pressão	121
6.1	Introdução	121
6.2	Sistemas de Controle	121
6.3	Implementação dos Controladores	124
6.4	Conclusões do Capítulo	128

7	Considerações Finais e Trabalhos Futuros	133
7.1	Trabalhos Futuros	134
	Bibliografia	141
A	Princípios de Instrumentação	143
A.1	Medição de Pressão	143
A.2	Medição de Vazão	145
A.3	Medição de Velocidade Angular	146
A.4	Medição de Posição	147
A.5	Medição de Conjugado	148
B	Funções Polinomiais	151

Lista de Tabelas

1.1	Fontes de energia elétrica no Brasil.	2
2.1	Comparação entre diferentes tipos de turbina Francis	19
3.1	Dados de projeto do modelo reduzido de uma turbina Francis.	33
3.2	Lista de instrumentos e componentes da planta piloto.	39
3.3	Características do transmissor de pressão utilizado no recalque das bombas.	40
3.4	Características do transmissor de pressão utilizado na sucção das bombas.	42
3.5	Características do transmissor de vazão utilizado na saída das bombas.	43
3.6	Características do <i>encoder</i> utilizado.	44
3.7	Características do potenciômetro instalado na turbina.	47
3.8	Características da célula de carga instalada no gerador.	47
3.9	Influência dos motores no erro de medição das variáveis de processo.	59
5.1	Características dinâmicas do processo.	94
5.2	Agrupamentos do modelo NARMAX com grau de não-linearidade 3.	104
5.3	Comparação dos agrupamentos dos modelos NARMAX com grau de não-linearidade 2.	107
5.4	Comparação dos agrupamentos dos modelos NARMAX com grau de não-linearidade 3.	112
5.5	Comparação entre os modelos polinomiais e o modelo neural.	113
5.6	Erro médio percentual do modelo neural de abertura das pás 50% para diversas aberturas.	116

5.7	Erro médio percentual dos modelos neurais de abertura das pás 30%, 60%, 70% e 90% para outras aberturas.	116
5.8	Erro médio percentual da combinação de modelos neurais para diversas aberturas.	117
6.1	Influência dos termos do controlador PID na resposta do sistema.	124
6.2	Regras de sintonia de Ziegler-Nichols.	124
6.3	Tabela de ganhos do controlador PI.	128
6.4	Comparação de respostas em malha fechada para diferentes aberturas de pás.	129
B.1	Coefficientes dos polinômios da Fig. 4.2 (a).	151
B.2	Coefficientes dos polinômios da Fig. 4.2 (b).	152
B.3	Coefficientes dos polinômios da Fig. 4.3 (a).	152
B.4	Coefficientes dos polinômios da Fig. 4.3 (b).	153
B.5	Coefficientes dos polinômios de rendimento da bomba 1.	154
B.6	Coefficientes dos polinômios de rendimento da bomba 2.	154
B.7	Coefficientes dos polinômios de rendimento das bombas em paralelo.	155
B.8	Coefficientes dos polinômios de rendimento das bombas em série.	155
B.9	Coefficientes dos polinômios da Fig. 4.9.	156
B.10	Coefficientes dos polinômios de rendimento da turbina, Fig. 4.10.	156

Lista de Figuras

2.1	Elemento de volume de um fluido em repouso.	6
2.2	Exemplo de um volume de controle para um sistema.	8
2.3	Bomba centrífuga.	11
2.4	Bomba centrífuga — componentes.	12
2.5	Velocidades componentes e curva ideal de uma bomba centrífuga.	12
2.6	Curva característica de uma bomba centrífuga.	13
2.7	Ponto de operação de uma bomba e curva do sistema.	16
2.8	Influência da rotação de uma bomba em seu ponto de operação.	17
2.9	Curvas características de uma bomba centrífuga em função da vazão.	18
2.10	Curva característica de uma bomba e seus respectivos rendimentos.	19
2.11	Curva característica de uma associação de bombas em série.	20
2.12	Curva característica de uma associação de bombas em paralelo.	21
2.13	Turbina Francis.	22
2.14	Turbina Francis — componentes.	23
2.15	Curva característica de uma turbina Francis - η x n	24
2.16	Curva característica de uma turbina Francis - η e P x Q	24
2.17	Curva característica de uma turbina Francis - η x P	24
2.18	Curva característica de uma turbina Francis - P x n	25
2.19	Curva característica de uma turbina Francis - Q x n	25
3.1	Sistema de bombeamento de água.	28
3.2	Conjunto turbina-gerador conectado ao sistema de bombeamento de água.	29
3.3	Válvula gaveta motorizada.	30
3.4	Conjunto motobomba instalado no sistema de bombeamento.	31

3.5	Inversor de frequência utilizado no sistema de bombeamento. . .	33
3.6	Diagrama de instrumentação do sistema de bombeamento de água.	34
3.7	Turbina Francis utilizada no projeto.	35
3.8	Equipamentos auxiliares do módulo da turbina Francis.	37
3.9	Diagrama de instrumentação do módulo turbina-gerador.	38
3.10	Transmissores de pressão instalados.	41
3.11	Medidor de vazão instalado.	43
3.12	Medidor de velocidade angular instalado.	44
3.13	Sinais emitidos pelo <i>encoder</i>	45
3.14	Medidor de posição instalado.	46
3.15	Esquema para medição de conjugado.	48
3.16	Disposição das placas de circuito impresso projetadas.	49
3.17	Diagrama de blocos das placas eletrônicas projetadas.	50
3.18	Conexões básicas do conversor corrente-tensão.	51
3.19	Conexões básicas do conversor frequência-tensão.	52
3.20	Atraso e calibração da conversão frequência-tensão.	53
3.21	Condicionador para a célula de carga.	54
3.22	Conexões básicas do desacoplador.	55
3.23	Curva de calibração da saída analógica da placa de aquisição.	56
3.24	Medidas de redução de ruído.	57
3.25	Espectros de frequência — <i>encoder</i> e potenciômetro.	58
3.26	Influência da velocidade das bombas na relação sinal ruído do sinal de pressão de recalque.	60
3.27	Tela <i>sinóptico</i> do supervisor.	62
3.28	Tela <i>controle</i> do supervisor.	62
3.29	Tela <i>variáveis monitoradas</i> do supervisor.	63
4.1	Curvas P e $\eta \times Q$ das bombas 1 e 2 em paralelo.	68
4.2	Curvas $H \times Q$ das bombas 1 e 2.	69
4.3	Curvas $H \times Q$ das bombas 1 e 2 em associação.	70
4.4	Curvas $H \times Q$ da bomba 1. Curvas de rendimento.	70
4.5	Curvas $H \times Q$ da bomba 2. Curvas de rendimento.	71
4.6	Curvas $H \times Q$ das bombas 1 e 2 em paralelo. Curvas de rendimento.	71
4.7	Curvas $H \times Q$ das bombas 1 e 2 em série. Curvas de rendimento.	72
4.8	Comparação entre tipos de associação de bombas.	73

4.9	Curvas $P \times n$ da turbina Francis em diferentes aberturas das pás do distribuidor.	75
4.10	Curvas $P \times n$ da turbina Francis em diferentes aberturas das pás do distribuidor com curvas de rendimento.	75
4.11	Curvas η e $P \times Q$ e $\eta \times P$ da turbina Francis.	76
4.12	Curvas Q e $\eta \times n$ da turbina Francis.	76
4.13	Curvas $H_r \times n$ das bombas – identificação e validação.	78
4.14	Curvas $Q \times n$ das bombas – identificação e validação.	79
4.15	Parâmetros dos polinômios de 2º grau em função da posição das pás – pressão recalque.	80
4.16	Parâmetros dos polinômios de 1º grau em função da posição das pás – vazão.	81
4.17	Variação de H_r e Q em função da posição das pás.	82
4.18	Curvas $H_r \times Q$ do sistema de bombeamento em diferentes velocidades e aberturas de pás.	82
4.19	Superfície de resposta da pressão de recalque em função da vazão e velocidade das bombas.	83
4.20	Superfície de resposta da pressão de recalque em função da abertura das pás e velocidade das bombas.	83
5.1	Ciclo básico de um algoritmo genético.	93
5.2	Diagrama esquemático da aplicação de um sinal ao sistema e coleta de dados.	94
5.3	Características do sinal de entrada do sistema.	95
5.4	Funções de autocovariância linear da saída do sistema.	96
5.5	Função de autocovariância do sinal de entrada.	97
5.6	Amostras do sinal de entrada.	97
5.7	Validação do modelo NARMAX com grau de não-linearidade 2, sem termos cruzados.	100
5.8	Curvas estáticas do modelo NARMAX com grau de não-linearidade 2, sem termos cruzados.	100
5.9	Validação do modelo NARMAX com grau de não-linearidade 2, com termos cruzados.	103
5.10	Curva estática do modelo NARMAX com grau de não-linearidade 2, com termos cruzados.	103
5.11	Validação do modelo NARMAX com grau de não-linearidade 3.	105

5.12	Curvas estáticas do modelo NARMAX com grau de não-linearidade 3.	105
5.13	Curva estática do modelo NARMAX MQR com grau de não-linearidade 2.	108
5.14	Validação do modelo NARMAX MQR com grau de não-linearidade 2.	108
5.15	Validação do modelo NARMAX MQR com grau de não-linearidade 3.	111
5.16	Curvas estáticas do modelo NARMAX MQR com grau de não-linearidade 3.	111
5.17	Validação do modelo neural para abertura de pás igual a 50%.	114
5.18	Curva estática do modelo neural para abertura das pás igual a 50%.	114
5.19	Ajuste de ganho do modelo NARMAX neural.	115
5.20	Saída do modelo neural 50% validada para abertura de pás igual a 30%.	115
5.21	Combinação de modelos NARMAX neurais.	118
5.22	Validação dos modelos combinados para entrada em degrau — abertura das pás igual a 60%.	119
5.23	Validação dos modelos combinados para entrada em degrau — abertura das pás igual a 90%.	119
5.24	Validação do modelo neural 50% para entrada em degrau — abertura das pás igual a 30%.	120
6.1	Esquema de um sistema em malha aberta.	122
6.2	Esquema de um sistema em malha fechada.	122
6.3	Resposta típica de um sistema em malha fechada.	123
6.4	Comparação entre simulação e observação da malha de controle.	125
6.5	Comparação entre sistema em malha aberta e malha fechada.	126
6.6	Resposta em malha fechada do sistema para diversas aberturas das pás, com os mesmos ganhos do controlador PI.	127
6.7	Resposta em malha fechada do sistema para diversas aberturas das pás utilizando tabela de ganhos.	130
6.8	Comportamento do sistema com a variação da abertura das pás.	131

Lista de Abreviaturas

A/D	Conversor de sinal analógico para digital.
D/A	Conversor de sinal digital para analógico.
Eagle	<i>Easily applicable graphical layout interface.</i>
ERR	<i>Erro Reduction Ratio.</i>
GAs	Algoritmos Genéticos.
LVDT	<i>Linear Variable Differential Transformer.</i>
LENHS	Laboratório de Eficiência Energética em Hidráulica e Saneamento.
MAPE	Erro Médio Absoluto Percentual.
MLP	<i>Multi Layer Perceptron.</i>
MQ	Mínimos Quadrados.
MQE	Mínimos Quadrados Estendido.
MQR	Mínimos Quadrados Restrito.
NARMAX	<i>Non-linear Auto-Regressive Moving Average with eXogenous input model.</i>
PID	Controlador que utiliza ação Proporcional, Integral e Derivativa.
PSTD	Desvio padrão percentual.
PVC	Policloreto de vinila.
RAM	<i>Random Access Memory.</i>
RNA	Redes Neurais Artificiais.
SIBATG	Sistema de Bombemaneto de Água e módulo Turbina-Gerador.
STD	Desvio padrão absoluto.
TTL	<i>Transistor Transistor Logic.</i>

Lista de Símbolos

e_{ss}	Erro em estado estacionário.
g	Aceleração da gravidade (m/s^2).
H	Altura manométrica (m).
H_r	Pressão de recalque (m).
J	Função custo genérica.
K_P	Ganho proporcional.
K_{cr}	Ganho crítico.
n	Velocidade angular (rpm).
N_p	Número de parâmetros dos modelos identificados.
n_s	Velocidade angular específica (rpm).
P	Potência elétrica (kW ou HP).
P_h	Potência hidráulica (kW ou HP).
P_{abs}	Pressão absoluta.
P_{atm}	Pressão atmosférica.
P_{cr}	Período crítico.
P_{estag}	Pressão de estagnação.
P_{estat}	Pressão estática.
$P_{relativa}$	Pressão relativa.
Q	Vazão (l/s).
T_D	Tempo derivativo.
T_I	Tempo integral.
t_p	Tempo de processamento computacional de uma determinada tarefa.
T_s	Tempo de amostragem de um determinado sinal.
t_s	Tempo de subida.
t_{ss}	Tempo de assentamento.
v	Velocidade do fluido (m/s).
\bar{y}	Ponto fixo do modelo NARMAX.

- η Rendimento (%).
- ρ Densidade específica (kg/m³).
- θ Parâmetros estimados do modelo NARMAX.
- φ Abertura ou posição das pás.
- ξ Vetor de resíduos.

INTRODUÇÃO

A energia é encontrada na natureza sob diversas formas que podem ser convertidas em trabalho por processos de transformação química e física, associados ao movimento de corpos rígidos e fluidos ou por processos térmicos. Quanto à renovabilidade, as fontes de energia podem ser classificadas em renováveis e não-renováveis. As primeiras são compostas por recursos que se recuperam natural e ciclicamente, enquanto que as não-renováveis esgotam-se à medida que são utilizadas, ou possuem um longo prazo de reposição.

A energia elétrica é uma das formas de energia mais úteis para a humanidade, sendo empregada em diversos ramos da sociedade como indústrias e residências. A geração de eletricidade é resultado da transformação de outros tipos de energia. No Brasil, como pode ser observado na Tab. 1.1, a geração dessa energia é, em sua maioria, provinda de usinas hidrelétricas (75,5%), cuja fonte é renovável. Essas usinas utilizam a energia potencial gravitacional da água, transformando-a em energia mecânica com o movimento das turbinas e desse modo em energia elétrica.

A utilização dessa fonte renovável é justificada pelo fato do país possuir um dos maiores recursos hidro-energéticos do mundo. Sendo assim, desenvolver tecnologias que melhorem a eficiência das usinas hidrelétricas e diminuam a degradação ambiental, perpassa as diretrizes de crescimento sustentável do país.

Partindo dessa premissa, no Centro de Pesquisas Hidráulicas e Recursos Hídricos da UFMG (CPH), são desenvolvidas pesquisas com o intuito de melhorar o aproveitamento energético dos recursos hídricos no Brasil e analisar os impactos ambientais da utilização desses recursos. Para isso, modelos reduzidos são construídos para testes laboratoriais.

No entanto, para realização de testes laboratoriais, é necessária uma plataforma que simule as condições nas quais o processo, cujo modelo reduzido

Tabela 1.1: Fontes de energia elétrica no Brasil, em porcentagem da energia elétrica total gerada. Fonte: Ministério de Minas e Energia, julho de 2005.

Fonte	1970	1980	1990	2000	2004
Carvão mineral	3,0	1,9	1,1	1,9	1,6
Derivados de petróleo	8,2	3,7	2,2	3,5	2,9
Gás natural	0,0	0,0	0,1	1,0	4,5
Urânio	0,0	0,0	0,9	1,5	2,7
Hidro	87,0	92,6	82,9	77,4	75,5
Outras	1,8	1,9	2,1	3,3	4,0
Importação líquida	0,0	-0,2	10,6	11,3	8,8

foi construído, está inserido. Neste contexto, a automação do sistema é de grande importância para melhorar a eficiência dos ensaios laboratoriais.

Sendo assim, constitui-se como objetivo deste trabalho a construção e instrumentação de uma planta piloto de ensaios, que simule uma carga constante – por meio de um sistema de bombeamento – permitindo o ensaio em modelo reduzido. Simultaneamente, é implementado um sistema supervisor para monitoramento e aquisição de dados do processo por computador.

No caso específico, o modelo a ser estudado é uma turbina hidráulica. Além disso, o sistema em questão pode ser utilizado em situações de pressurização de circuitos de ensaio de condutos forçados, substituindo sistemas de pressurização hidro-pneumáticos ou caixas d'água de altura elevada que possuem como desvantagens um alto custo e pouca flexibilidade, respectivamente.

No âmbito da Escola de Engenharia da UFMG, esse sistema será utilizado para equipar o Laboratório de Eficiência Energética em Hidráulica e Saneamento (LENHS), financiado pela Eletrobrás e em fase de implantação.

Com o sistema de supervisão, serão realizados testes no processo a fim de se obter modelos matemáticos condizentes com as características estáticas e dinâmicas do mesmo. Diferentes técnicas de modelagem de sistemas serão aplicadas e comparadas.

Assim, os objetivos do trabalho podem ser descritos da seguinte forma:

1. instrumentar um sistema de bombeamento de água;

2. projetar, construir e instrumentar uma bancada de ensaios de um conjunto turbina–gerador;
3. implementar um sistema de supervisão e aquisição de dados;
4. obter curvas estáticas do sistema de bombeamento e do conjunto turbina–gerador;
5. obter modelos matemáticos que representem o sistema, utilizando diferentes técnicas de identificação;
6. implementar o controle de pressão no sistema de bombeamento.

1.1 Estrutura da Dissertação

Apresentam-se, no Capítulo 2, conceitos necessários ao entendimento do processo. Uma fundamentação teórica é apresentada a respeito de bombas e turbinas hidráulicas, componentes da planta piloto. Esta teoria é fundamental na análise de desempenho do sistema.

O projeto e instrumentação da planta piloto são mostrados no Capítulo 3. Este capítulo apresenta: os componentes básicos do processo; os transmissores instalados no sistema, bem como suas principais características; o sistema de aquisição de dados; o projeto de circuitos eletrônicos para condicionamento dos sinais dos transmissores e minimização dos efeitos indesejáveis do ruído e apresentação do sistema supervisor do processo.

No Capítulo 4, são descritas as metodologias dos ensaios realizados para obtenção das características estáticas e eficiência do processo. Estas características são utilizadas como conhecimento prévio na etapa de modelagem dinâmica do processo, mostrada no Capítulo 5, tanto para estimação de parâmetros como para validação dos modelos.

A partir dos modelos obtidos no Capítulo 5, um controlador para o sistema é sintonizado e técnicas de controle adaptativo são empregadas. Este assunto é descrito no Capítulo 6.

Por fim, as conclusões e sugestões de trabalhos futuros são descritas no Capítulo 7.

ALGUNS PRINCÍPIOS DE HIDRÁULICA

2.1 Introdução

O objetivo da Hidráulica é o estudo do equilíbrio e movimento dos fluidos. Sua teoria divide-se em Hidrostática, que estuda as condições de equilíbrio dos fluidos em repouso, e Hidrodinâmica, que trata dos fluidos em movimento (Neves, 1982).

Sob o ponto de vista macroscópico, a matéria pode ser classificada em sólidos e fluidos. Os fluidos são substâncias que podem escoar, ou seja, não possuem forma própria, adaptando-se à do seu continente, abrangendo os líquidos e gases. Em contrapartida, os sólidos possuem forma própria, para haver deformação do corpo é necessário que lhe sejam aplicados esforços suficientes para vencer as forças de coesão entre suas partículas.

Até o início do século passado, o estudo dos fluidos havia sido efetuado principalmente por dois grupos — hidráulicos e matemáticos. Os hidráulicos trabalhavam de forma empírica, em estudos práticos, enquanto os matemáticos enfatizavam o estudo analítico. O grande número de experiências do primeiro grupo, freqüentemente engenhosas, forneceu, na época, informações de valor inestimável.

Alguns pesquisadores eminentes do passado, como Reynolds, Froude, Prandtl e Von Kármán, partiram do princípio de que o estudo dos fluidos deve consistir em uma combinação da teoria e da experiência. Por meio dessa combinação surgiu a ciência da mecânica dos fluidos como se conhece hoje (Shames, 1962).

Desde então, essa área tem sido alvo de muitos estudos teóricos proporcionando grandes avanços tecnológicos, sendo fundamental em diversos campos

como a aeronáutica (Theodore, 1975), a engenharia química (Wilkes, 1998) e industrial (Chhabra e Richardson, 1999), a meteorologia (Brown, 1991), a construção naval (Breslin, 1996)) e oceanografia (Csanady, 1982).

Nesse capítulo será dada uma breve introdução aos conceitos de Hidráulica e, a partir desses conceitos, serão estudadas as máquinas de fluxo: bombas e turbinas hidráulicas.

2.2 Princípios Fundamentais de Hidrostática

Um fluido é estático se todas as suas partículas não tiverem movimento ou tiverem identicamente a mesma velocidade relativa a um referencial de inércia.

Se um fluido está em equilíbrio, qualquer porção desse fluido também estará em equilíbrio (Resnick e Halliday, 1982). A Fig. 2.1 mostra uma porção de um fluido em equilíbrio, em forma de disco, com espessura infinitesimal, dy , e cada face com área A , situado a uma distância y de um nível de referência. A massa desse elemento é $\rho A dy$ e seu peso $\rho g A dy$. Sendo ρ (kg/m^3) a densidade específica do fluido e g (m/s^2) a aceleração da gravidade local.

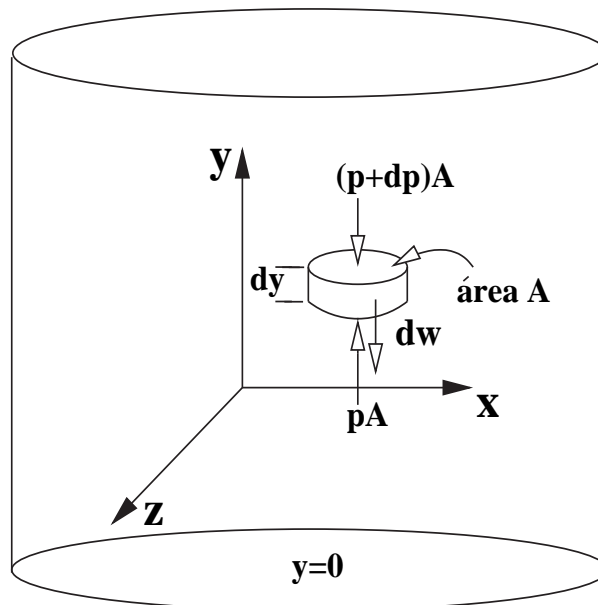


Figura 2.1: Elemento de volume de um fluido em repouso.

Considerando p a pressão na face inferior do elemento e $p + dp$ a pressão

em sua face superior, a força para cima é pA e a força para baixo é $(p + dp)A$ mais o peso do elemento dw . Em virtude do equilíbrio:

$$\begin{aligned} pA &= (p + dp)A + dw, \\ &= (p + dp)A + \rho g A dy. \end{aligned} \quad (2.1)$$

$$\frac{dp}{dy} = -\rho g. \quad (2.2)$$

Sendo p_1 a pressão na altura y_1 e p_2 a pressão na altura y_2 , acima de um nível de referência, integrando a Eq. 2.2 tem-se:

$$\begin{aligned} \int_{p_1}^{p_2} dp &= - \int_{y_1}^{y_2} \rho g dy, \\ p_2 - p_1 &= - \int_{y_1}^{y_2} \rho g dy. \end{aligned} \quad (2.3)$$

Considerando um líquido incompressível, ou seja, considerando ρ constante, e a aceleração da gravidade local constante, tem-se:

$$p_2 - p_1 = -\rho g(y_2 - y_1). \quad (2.4)$$

A Eq. 2.4 mostra que a pressão em um fluido em equilíbrio varia com a altura, em relação a um certo referencial.

2.3 Dinâmica dos Fluidos

Na Hidrodinâmica são estudadas as leis que regem o movimento dos fluidos ideais ou perfeitos, isto é, os mesmos não possuem viscosidade, coesão, elasticidade e, em certos casos, peso. Embora essas propriedades influenciem o comportamento dos fluidos reais, sem considerá-las, pode-se chegar às leis fundamentais da teoria do movimento dos líquidos e gases, as quais, convenientemente adaptadas, podem ser utilizadas para o estudo dos fluidos naturais (Neves, 1982).

O escoamento dos fluidos pode ser classificado da seguinte forma:

1. se as propriedades e características do escoamento em cada posição do espaço permanecerem invariantes no tempo, o escoamento será chamado permanente. Caso contrário, será um escoamento não-permanente ou transitório;

2. se, em cada ponto, um elemento do fluido possui velocidade angular resultante nula, em torno daquele ponto, o escoamento chama-se irrotacional. O escoamento rotacional abrange movimentos turbulentos, tais como os redemoinhos;
3. se a densidade específica de um fluido não variar, trata-se de um escoamento incompressível, caso contrário denomina-se compressível;
4. se as forças de atrito forem consideradas, o escoamento é classificado como viscoso, se não, como não-viscoso.

Os escoamentos são, com frequência, representados graficamente com a ajuda de linhas de corrente. Essas linhas são desenhadas de forma a estarem sempre tangentes aos vetores-velocidade de partículas fluidas em um escoamento. Para o escoamento permanente, a orientação das linhas é fixa.

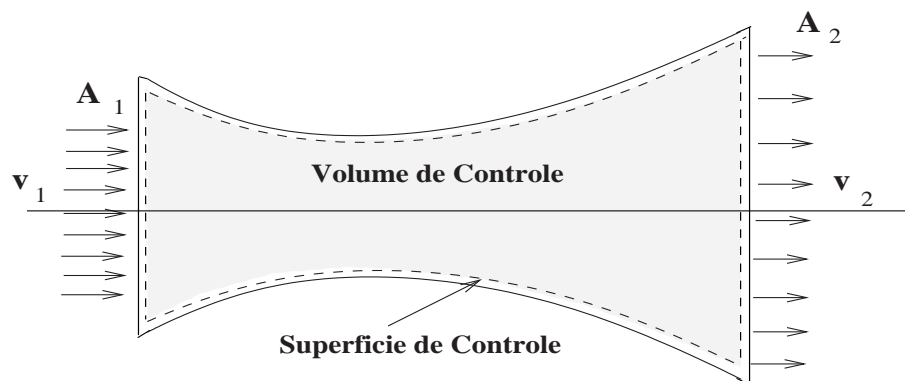


Figura 2.2: Exemplo de um volume de controle para um sistema.

Como em um mesmo sistema a quantidade de matéria não varia, ou seja, a quantidade de massa que entra é igual à que sai, aplica-se a lei da conservação da massa, para um escoamento permanente:

$$\frac{dM}{dt} = 0 = \iint_{S.C.} \rho v dA, \quad (2.5)$$

sendo $\iint_{S.C.}$ uma integral de superfície ao longo da superfície de controle, como mostrado na Fig. 2.2.

A Eq. 2.5 é chamada de equação da continuidade. Sendo v (m/s) a velocidade do fluido.

Para o sistema da Fig. 2.2 tem-se:

$$\rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2. \quad (2.6)$$

Outra importante equação no estudo de mecânica dos fluidos é a equação de Bernoulli:

$$\int_0^p \frac{dp}{\rho} + gy + \frac{v^2}{2} = \text{constante}$$
$$\frac{p}{\rho} + gy + \frac{v^2}{2} = \text{constante}. \quad (2.7)$$

Traduzindo em palavras, essa equação estipula que a soma da “energia de pressão” (trabalho de escoamento) por unidade de massa, da energia potencial de posição por unidade de massa e, finalmente, da energia cinética por unidade de massa é conservada ao longo de uma linha corrente.

2.4 Máquinas de Fluxo

Uma máquina de fluxo pode ser entendida como um transformador de energia, onde há uma troca de energia entre o fluido e um sistema mecânico (Bran e de Souza, 1969).

Os principais elementos construtivos de uma máquina de fluxo são o rotor e a voluta. A energia provinda do fluido é transformada em energia cinética rotacional do rotor, constituído por pás giratórias que dividem o espaço ocupado em canais por onde o fluido circula. A curvatura das pás é determinada pelas diferentes finalidades a que se destinam as máquinas (Pfleiderer e Petermann, 1979). A voluta tem por função coletar e direcionar o fluido.

Quanto à classificação das máquinas de fluxo, vários critérios são utilizados, segundo (Monterrey, 1974):

1. conforme o sentido de conversão de energia:

- bombas: a energia é transferida da máquina para o fluido, a energia cinética rotacional da máquina é transformada em energia cinética e de pressão no fluido;
- turbinas: o fluido cede energia à máquina, que é transformada em energia cinética rotacional em seu eixo.

2. Conforme a direção do escoamento:
 - radial: as partículas de fluido percorrem trajetórias em um plano transversal ao eixo da máquina;
 - axial: as partículas de fluido percorrem trajetórias coaxiais ao eixo da máquina;
 - mista ou diagonal: o fluxo está em uma direção intermediária entre a direção radial e axial.

3. Conforme a forma dos canais entre as pás do rotor:
 - ação: os canais do rotor servem como desviadores do fluxo, não alterando a pressão do fluido ao passar pelo rotor. Não existindo bombas neste contexto;
 - reação: os canais possuem forma de injetores, em turbinas, e difusores, em bombas. No caso das bombas, ocorre um aumento da pressão no fluido ao passar pela máquina.

2.4.1 Bombas hidráulicas

As bombas hidráulicas são máquinas capazes de converter a energia mecânica oriunda de um motor elétrico por exemplo, em energia cinética e de pressão do fluido bombeado.

A bomba utilizada neste projeto é uma bomba centrífuga, conforme ilustrado na Fig. 2.3.

As transformações de energia acontecem em virtude de duas partes principais da bomba: o impulsor, ou rotor, e a voluta, ou difusor (Fig. 2.4).

Por meio do impulsor a bomba transmite uma aceleração ao fluido, fazendo com que o mesmo adquira energia cinética e de pressão. A voluta, parte estacionária da bomba, é responsável pela conversão da energia cinética em energia de pressão. Na saída da bomba, bocal de descarga, a energia cinética do fluido é convertida em energia de pressão, de acordo com o princípio de Bernoulli, Eq. 2.7.

A quantidade de energia fornecida pela bomba ao fluido, depende de uma série de fatores, tais como (Sahdev, 2003):

- propriedades do líquido como, por exemplo, a densidade e a viscosidade;

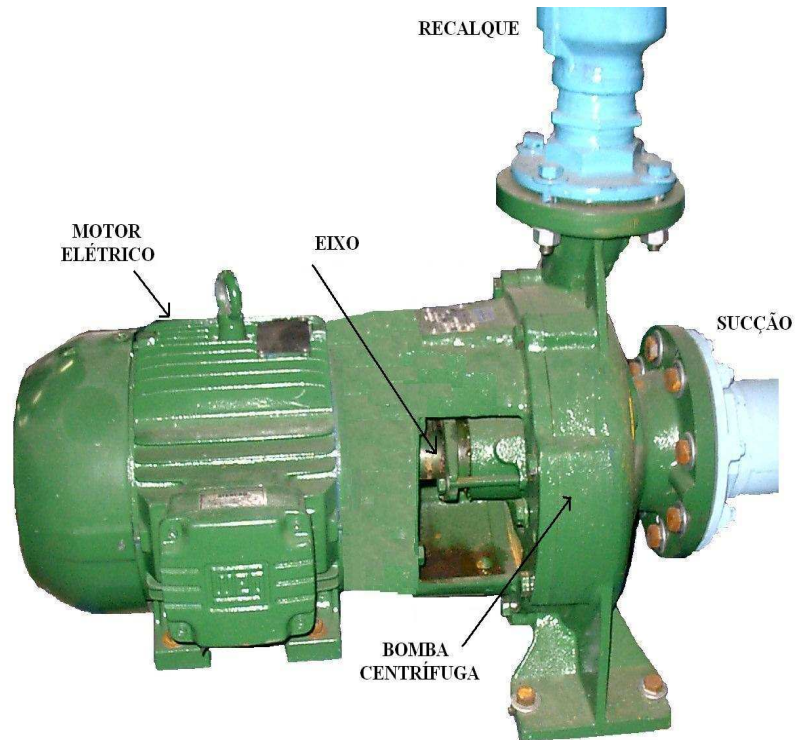


Figura 2.3: Bomba centrífuga acionada por um motor elétrico.

- dimensões da bomba, por exemplo, seções de entrada e saída e tamanho do impulsor;
- velocidade de rotação do impulsor;
- forma das cavidades entre as pás;
- temperatura e pressão da sucção e descarga da bomba.

A curva ideal, que relaciona a altura manométrica e a vazão de uma bomba centrífuga, $H = f(Q)$, é determinada da seguinte forma, baseando-se na Fig. 2.5:

$$H = \frac{1}{g}(U_2V_{U_2} - U_1V_{U_1}), \quad (2.8)$$

$$H = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{V_{r_1}^2 - V_{r_2}^2}{2g}, \quad (2.9)$$

sendo U_1 e U_2 , velocidade de arraste do fluido na sucção e saída da bomba respectivamente ($U = \omega R$), V_U , sua velocidade tangencial e V_r , velocidade

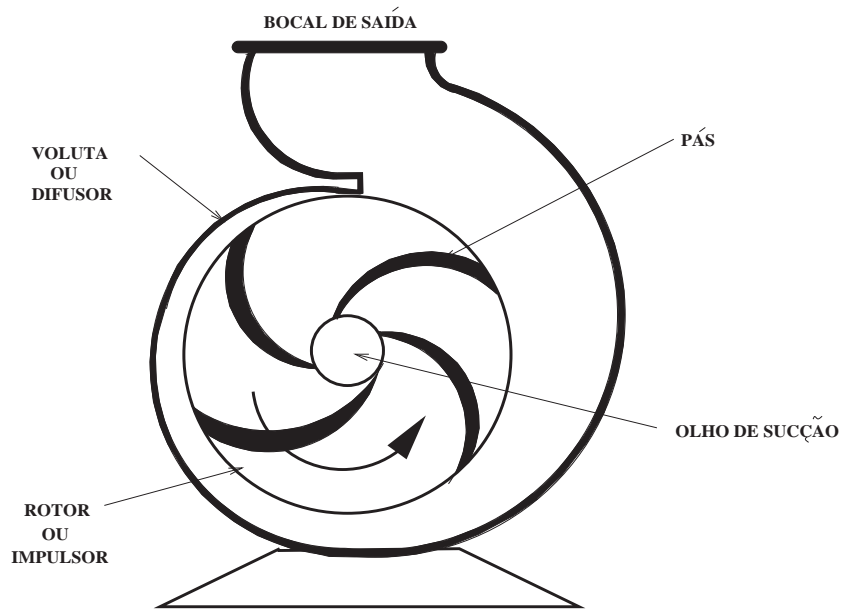


Figura 2.4: Bomba centrífuga — componentes.

relativa ao ângulo das pás, β . O termo $\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}$ é chamado de carga dinâmica e os termos $\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}$ e $\frac{V_{r1}^2 - V_{r2}^2}{2g}$ representam a carga estática acumulada ou perdida pelo fluido em consequência de sua passagem pelo rotor.

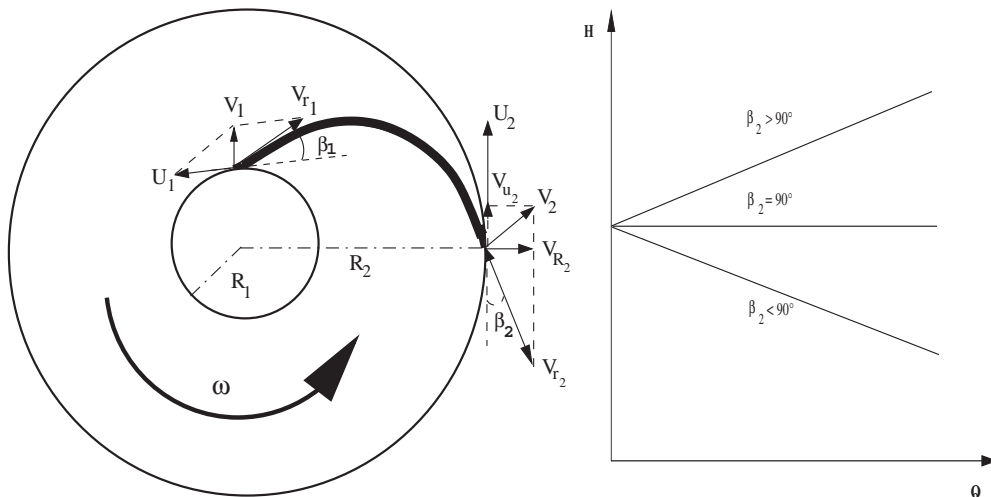


Figura 2.5: Componentes das velocidades de entrada e saída de uma bomba centrífuga e a curva ideal, $H = f(Q)$, em função do parâmetro β_2 . Adaptado de Monterrey (1974).

Considerando $V_{U_1} = 0$, ou seja, não há circulação de água na entrada do impulsor:

$$H = \frac{U_2 V_{U_2}}{g}, \quad (2.10)$$

$$V_{U_2} = U_2 - V_{R_2} \cot \beta_2, \quad (2.11)$$

$$V_{R_2} = \frac{Q}{A}, \quad (2.12)$$

$$H = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \cot \beta_2}{gA} Q, \quad (2.13)$$

sendo V_R , velocidade radial e A área transversal do bocal de saída da bomba.

Pela Eq. 2.13 conclui-se que a inclinação da curva ideal varia com o valor de β_2 , como mostrado na Fig. 2.5, e ainda que, para $\beta_2 < 90^\circ$, quanto menor a vazão, Q , maior será a altura manométrica, H .

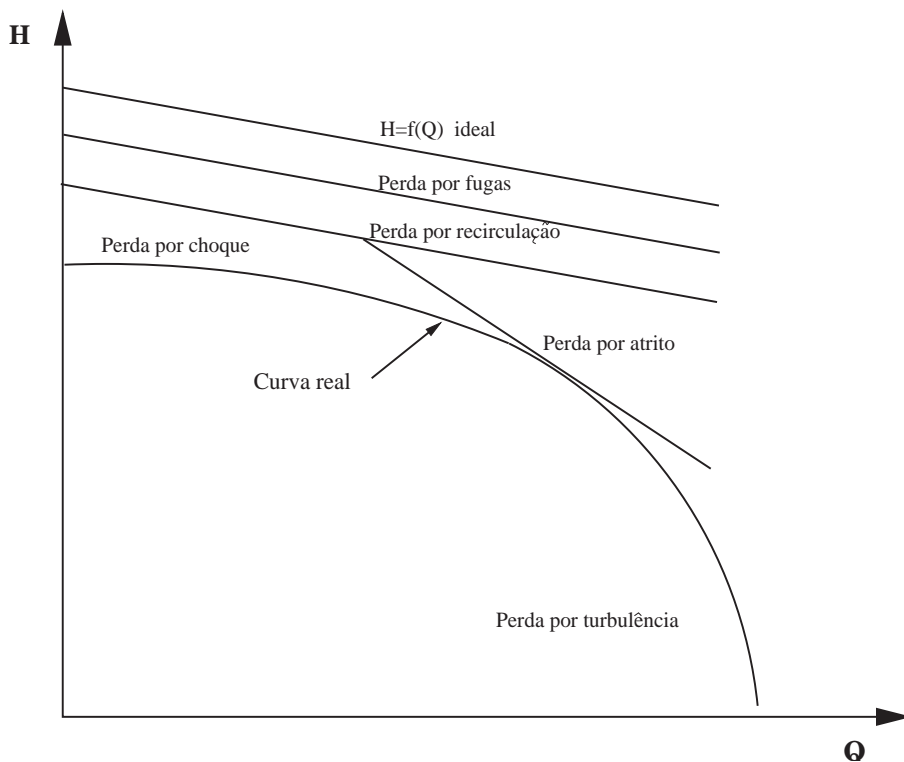


Figura 2.6: Curva característica de uma bomba centrífuga, mostrando a influência das perdas sobre a curva ideal até a obtenção da curva real $H = f(Q)$. Adaptado de (Monterrey, 1974).

Durante todo o processo de bombeamento do fluido, a energia adquirida pelo líquido no impulsor, tende a diminuir devido à resistência hidráulica. A carcaça da bomba é responsável pela primeira redução de velocidade do fluxo. As seguintes perdas são constatadas, como mostrado na Fig. 2.6, segundo Monterrey (1974):

- perdas por fugas: ocorrem devido às fugas de fluido entre as partes móveis e as partes fixas de uma máquina;
- perdas por recirculação: recirculação do fluido entre o impulsor e a carcaça, o fluido ao invés de sair pelo bocal de descarga, retorna ao impulsor;
- perdas por atrito: atrito entre o fluido e os dutos de circulação do fluido, resistência hidráulica. Em baixas velocidades o atrito é praticamente nulo;
- perdas por choque e turbulência: ocorrem quando a bomba opera fora da especificação de seu projeto. Em baixas velocidades, ocorrem os choques e em altas velocidades, turbulências, causando atrito entre as partículas do fluido e entre estas e os componentes mecânicos da bomba.

No contexto de perdas do sistema, um importante fenômeno pode ser citado, a cavitação. A cavitação é responsável por uma diminuição do rendimento hidráulico da máquina, podendo afetar também a estrutura física da mesma como, por exemplo, fratura do rotor e da carcaça, causando ainda ruído e vibrações. Esse fenômeno ocorre quando há formação de bolhas de vapor, na sucção da bomba, devido à queda de pressão abaixo da pressão vapor do líquido. Por causa do rápido aumento de pressão no interior da bomba, as bolhas se fundem, formando cavidades com ausência de líquido, surgindo o nome de cavitação (Gregorig, 1961). O dimensionamento correto da bomba e da tubulação associada, reduzem as chances de cavitação e também diminuem significativamente os seus efeitos prejudiciais. Outros fatores como diminuição da temperatura da água e aumento da pressão na sucção da bomba, ajudam a inibir o aparecimento da cavitação.

As curvas características de uma bomba centrífuga refletem o seu comportamento sob diversas condições de operação. As principais curvas utilizadas para representar uma bomba são:

- curva de altura manométrica em função da vazão, $H = f(Q)$;
- curva de rendimento em função da vazão, $\eta = g(Q)$;
- curva de potência de acionamento em função da vazão, $P = h(Q)$.

O rendimento é obtido com a seguinte equação:

$$\eta = \frac{P_h}{P}, \quad (2.14)$$

$$P = VI, \quad (2.15)$$

$$P_h = \rho g H Q, \quad (2.16)$$

sendo P a potência elétrica de entrada no sistema hidráulico, P_h a potência hidráulica na saída do sistema, V e I , a tensão e a corrente elétrica do motor respectivamente.

Como exposto anteriormente, há diversas alternativas de operação de uma bomba. Dois são os fatores que alteram o ponto de operação de uma máquina: a velocidade da bomba e a variação da curva do sistema. A curva do sistema, como mostrado na Fig. 2.7, pode ser modificada por meio de abertura ou fechamento de uma válvula situada logo na saída da bomba. A influência do aumento da velocidade de uma bomba em seu ponto de operação pode ser visto na Fig. 2.8.

A Fig. 2.9 apresenta as curvas características de uma bomba, mantendo-se a velocidade da mesma constante, sendo todos os seus parâmetros, H , P , η e Q , apresentados em percentagem, em relação ao seu ponto de operação ótimo — ponto de ocorrência do maior rendimento da máquina.

Para se obter pontos de igual rendimento da máquina, em diferentes velocidades, adota-se as equações de Rateaux, Lei das Afinidades. Considerando uma bomba com rotação n , em um ponto de operação, H e Q , alterando-se a velocidade dessa bomba para n' , o novo ponto de operação, com rendimento igual ao anterior, será H' e Q' , tal que:

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{n'}{n}, \quad (2.17)$$

$$\frac{H'}{H} = \left(\frac{n'}{n}\right)^2, \quad (2.18)$$

$$\frac{P'}{P} = \left(\frac{n'}{n}\right)^3. \quad (2.19)$$

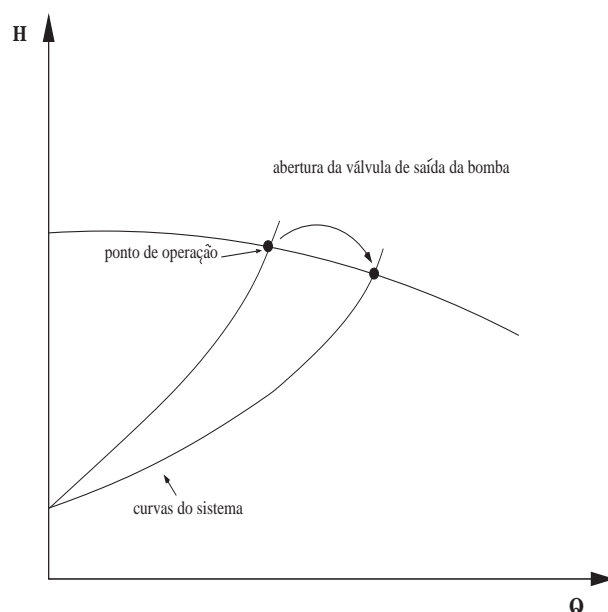


Figura 2.7: Ponto de operação de uma bomba e curva do sistema — influência da abertura de uma válvula de saída na bomba. Com o aumento da abertura da válvula de saída da bomba, a vazão aumenta e a altura manométrica diminui.

A Fig. 2.10 mostra curvas características de uma bomba, em diferentes velocidades angulares, ou rotações, sendo $n_1 < n_2 < n_3 < n_4$, interligando-se os pontos de mesmo rendimento, representado em porcentagem no gráfico.

As mesmas curvas características mostradas anteriormente são utilizadas para o estudo de associação de bombas.

A associação de bombas em série é um procedimento utilizado em sistemas que requerem alturas manométricas elevadas, como pode ser visto na Fig. 2.11. Neste caso, com duas bombas idênticas, na construção da curva $H \times Q$ do conjunto, basta somar, para cada valor de vazão, as cargas correspondentes às respectivas bombas.

A associação de bombas em paralelo, diferentemente da associação em série, é utilizada em sistemas que requerem grandes vazões, como pode ser visto na Fig. 2.12. Neste caso, com duas bombas idênticas, na construção da curva $H \times Q$ do conjunto, basta somar, para cada valor de altura manométrica, as vazões correspondentes às respectivas bombas (Martinez, 1996).

Esses procedimentos, utilizados para obtenção das curvas características da associação em série e em paralelo, de bombas idênticas, são para o caso

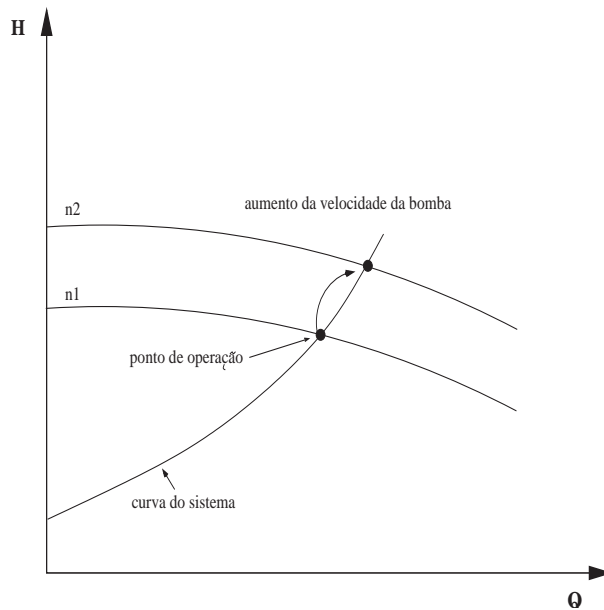


Figura 2.8: Influência da velocidade angular de uma bomba em seu ponto de operação. Com o aumento da velocidade, a vazão e a altura manométrica aumentam.

ideal, ou seja, uma bomba não influencia o comportamento da outra.

2.4.2 Turbinas hidráulicas

Assim como as bombas, as turbinas hidráulicas são constituídas de um rotor, formado por pás, e um sistema de guias, o distribuidor, que pode ser constituído de um sistemas de pás móveis em torno do rotor ou de um ou mais injetores. O distribuidor tem por finalidade direcionar e conduzir a água até o rotor.

Ao contrário do que ocorre na bomba, a água, ao deslocar-se dentro da turbina com uma certa velocidade e energia de pressão, transforma sua energia em trabalho motor da turbina.

Parte da pressão provinda da água é responsável pelo seu aumento de velocidade dentro do distribuidor, de modo que ela ainda possua energia de pressão quando em contato com as pás do rotor. Durante a passagem da água pelo rotor, a pressão da água é reduzida e, conseqüentemente, sua velocidade aumenta ainda mais. Esse acréscimo de velocidade, em contato com as pás, é responsável pela rotação do eixo da turbina.

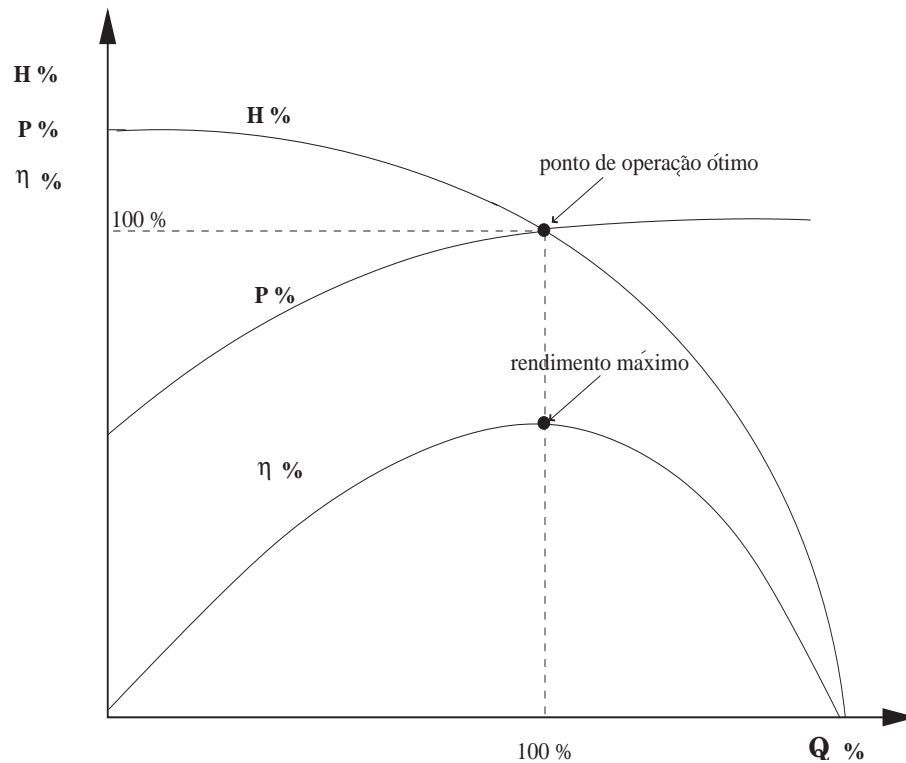


Figura 2.9: Curvas características de uma bomba centrífuga em função da vazão. Adaptado de Monterrey (1974).

No projeto de uma turbina deve ser levado em conta sua potência e ponto de operação para que seja definida a curvatura das pás e seu dimensionamento, tornando seu rendimento o maior possível.

A turbina utilizada neste projeto é uma turbina tipo Francis, de reação e radial, como pode ser visto na Fig. 2.13 e Fig. 2.14. Nessa turbina, as pás estão dispostas em um anel reforçado e o rotor fica mergulhado no fluxo de água. A Tabela 2.1 mostra diferentes tipos de turbinas e suas respectivas faixas de operação. O motivo de utilização da turbina Francis neste projeto se deve ao seu grande uso em usinas hidrelétricas brasileiras e à sua variada faixa de operação.

A velocidade específica, velocidade a qual a turbina é capaz de produzir 1 HP de potência com 1 m de queda d'água, é calculada da seguinte forma:

$$n_s = \frac{n}{H^{\frac{5}{4}}} P^{\frac{1}{2}} \quad (2.20)$$

$$P = \eta \rho g H Q \quad (2.21)$$

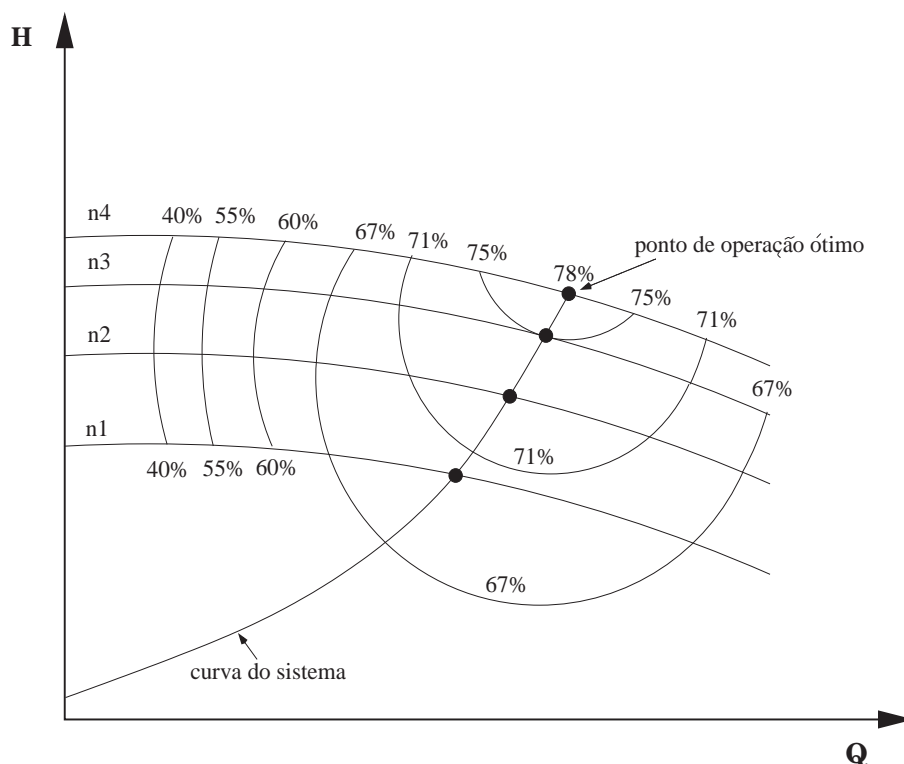


Figura 2.10: Curva característica de uma bomba e seus respectivos rendimentos, dados ilustrativos.

Tabela 2.1: Comparação entre diferentes tipos de turbina Francis (Martinez, 1996).

Turbina	Velocidade Específica (rpm)	Queda (m)
Francis lenta	50-120	350-150
Francis normal	120-220	150-80
Francis rápida	220-350	80-35
Francis extra rápida	350-450	35-20

sendo P a potência em cavalos, H queda em metros, n a velocidade em rotações por minuto e η o rendimento da turbina.

Para se representar o comportamento de uma turbina hidráulica é necessário correlacionar a velocidade da máquina, n , a queda disponível, H , e

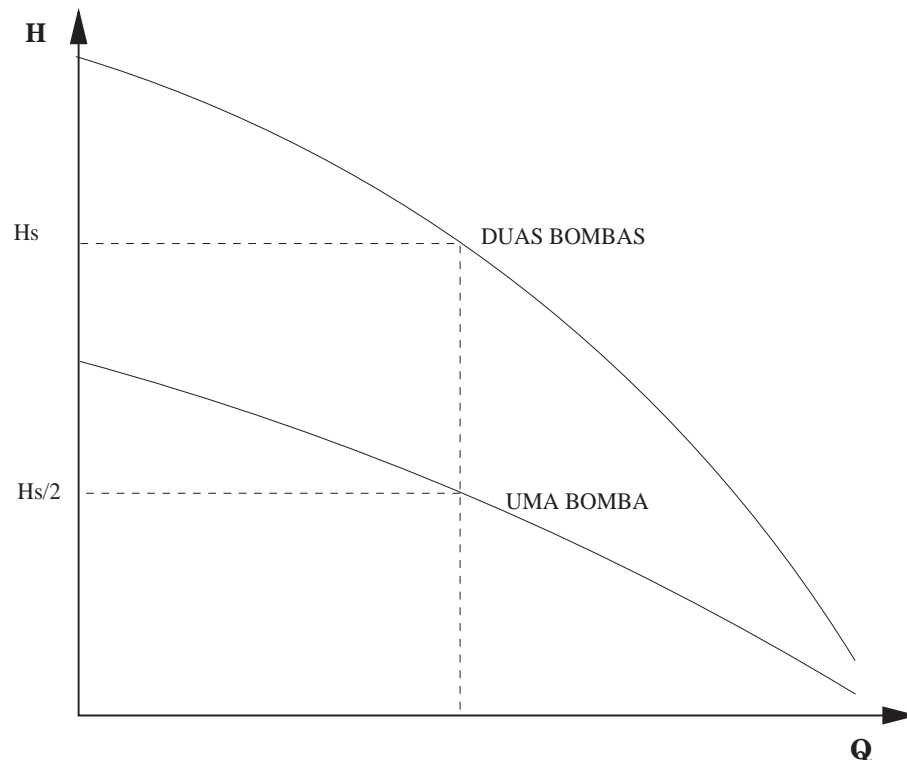


Figura 2.11: Curva característica de uma associação de bombas em série.

a vazão aduzida, Q , assim como nas bombas. Grande parte da teoria das bombas estudadas anteriormente é também utilizada no estudo das turbinas, porém, com as devidas adaptações. As Eq. 2.8 e 2.9 são reescritas da seguinte forma:

$$H = \frac{1}{g}(U_1 V_{U_1} - U_2 V_{U_2}), \quad (2.22)$$

$$H = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} + \frac{V_{r_2}^2 - V_{r_1}^2}{2g}, \quad (2.23)$$

As principais curvas utilizadas para representar uma turbina são:

- curva do rendimento em função da velocidade angular, $\eta = f(n)$, para H e Q constantes;
- curva do rendimento em função da vazão, $\eta = g(Q)$, para H e n constantes;

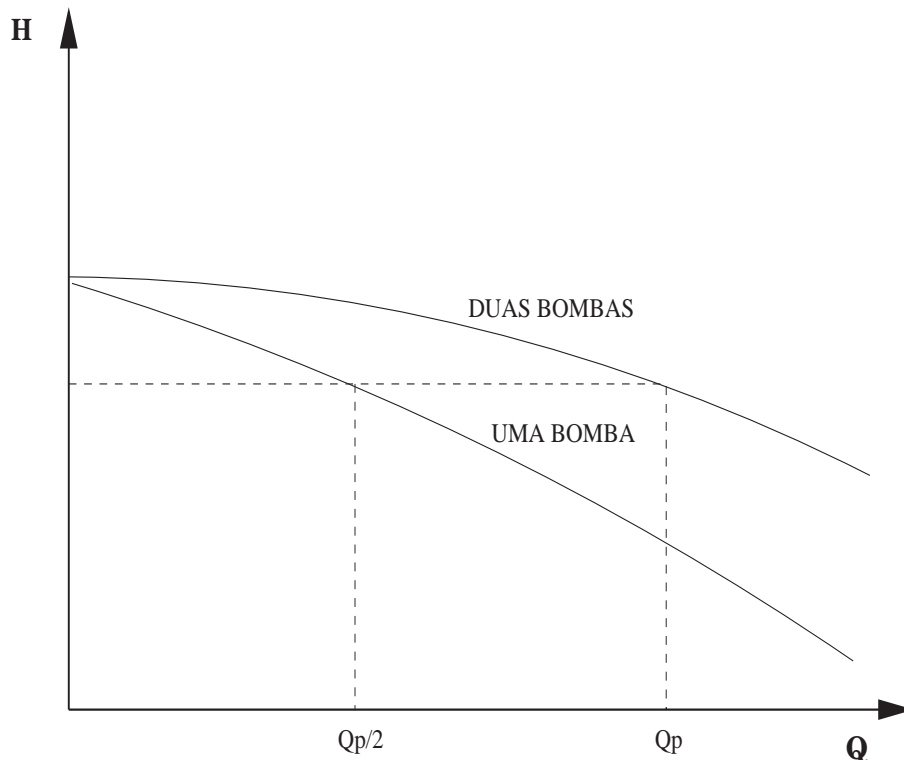


Figura 2.12: Curva característica de uma associação de bombas em paralelo.

- curva do rendimento em função da potência, $\eta = r(P)$, para H e n constantes;
- curva da potência em função da velocidade angular, $P = s(n)$, para H e Q constantes;
- curva da potência em função da vazão, $P = u(Q)$, para H e n constantes;
- curva da vazão em função da velocidade angular, $Q = v(n)$, para H constante.

Essas curvas são mostradas nas Figuras 2.15, 2.16, 2.17, 2.18 e 2.19. Como pode ser notado na Fig. 2.15 a turbina lenta é mais apropriada quando há maiores variações em sua velocidade. A Fig. 2.16 mostra que a potência é diretamente proporcional à vazão enquanto que o rendimento, após o seu ponto ótimo, à medida que a vazão aumenta, é reduzido. Por meio da Fig. 2.17 conclui-se que, a partir da potência ótima da máquina, à medida que

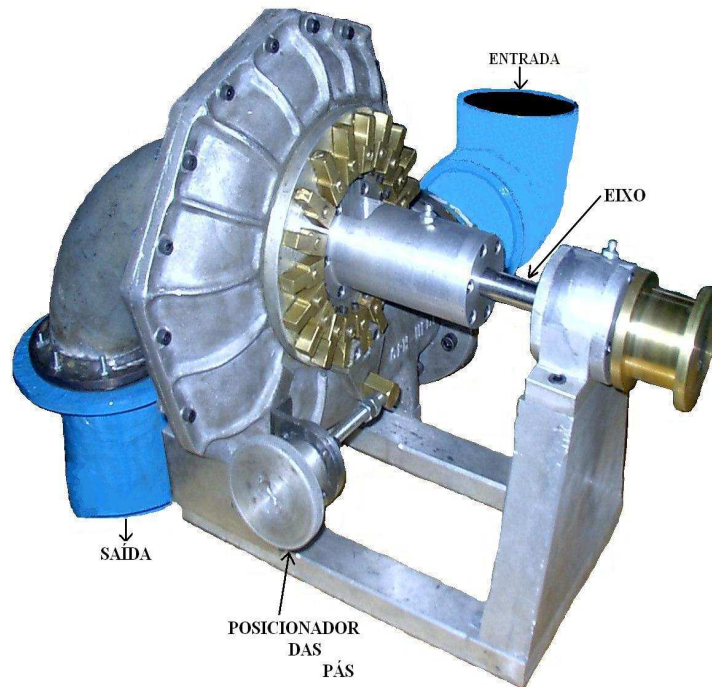


Figura 2.13: Turbina Francis.

esta aumenta o rendimento diminui. A Fig. 2.18 apresenta a variação da potência da turbina com a sua velocidade. A partir da Fig. 2.19, vazão em função da velocidade da turbina – para o caso de turbina Francis lenta –, observa-se que, à medida que a velocidade da turbina aumenta, a sua vazão diminui. Com essas figuras pode-se concluir a importância de um bom projeto da turbina para que ela sempre opere em seu estado ótimo, não ocorrendo queda no rendimento da mesma.

2.5 Conclusões do Capítulo

O conhecimento adquirido neste capítulo sobre conceitos de hidráulica e comportamento das máquinas de fluxo, bombas centrífugas e turbina Francis, será de grande valia nos capítulos subsequentes, pois será possível implementar, com mais rigor, metodologias de ensaios para obtenção das curvas

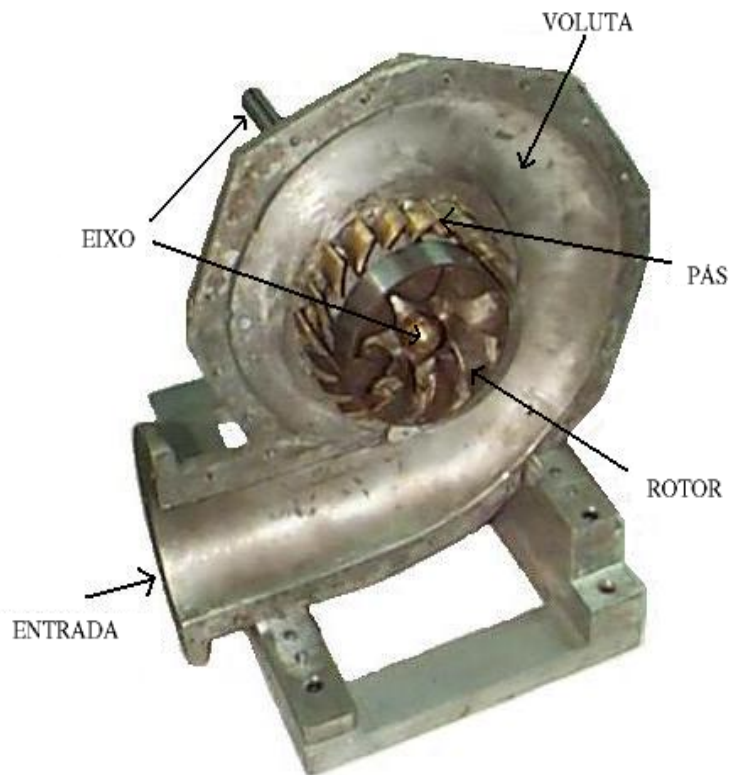


Figura 2.14: Turbina Francis — componentes.

características do sistema e analisar estas curvas com as encontradas na literatura.

Com um conhecimento mais aprofundado do processo, há uma escolha minuciosa para instrumentação do mesmo, de modo que as variáveis mais importantes, que regem o sistema, sejam obtidas corretamente.

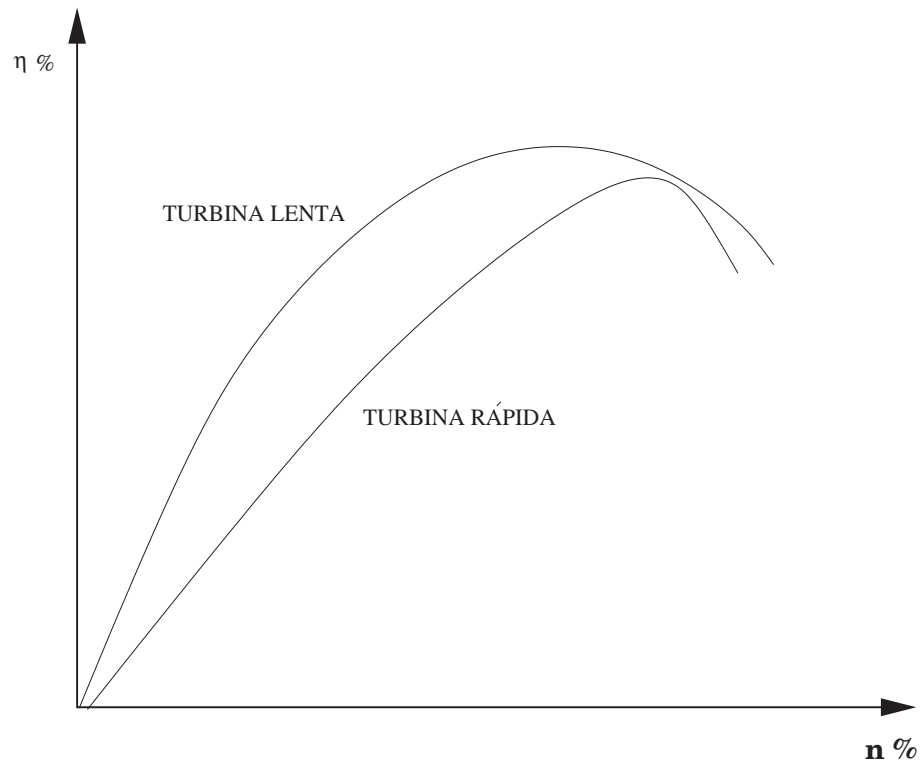


Figura 2.15: Curva característica de uma turbina Francis - Rendimento (η) x Velocidade angular (n).

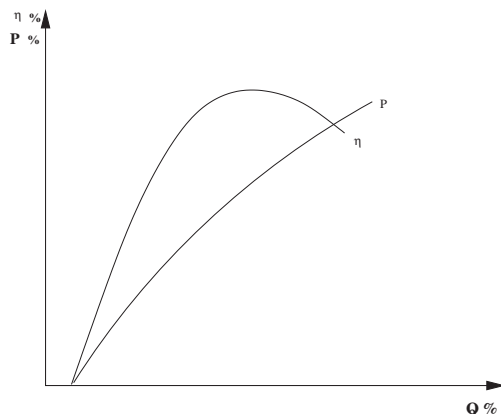


Figura 2.16: Curva característica de uma turbina Francis - Rendimento e Potência x Vazão.

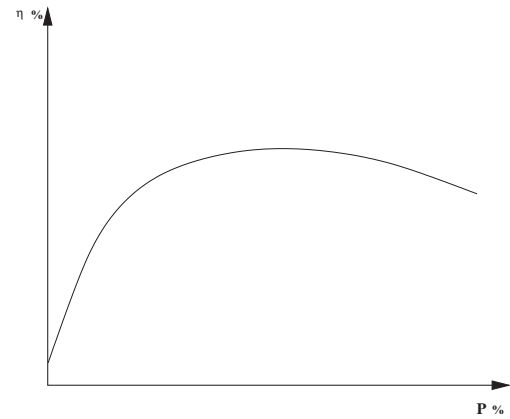


Figura 2.17: Curva característica de uma turbina Francis - Rendimento x Potência.

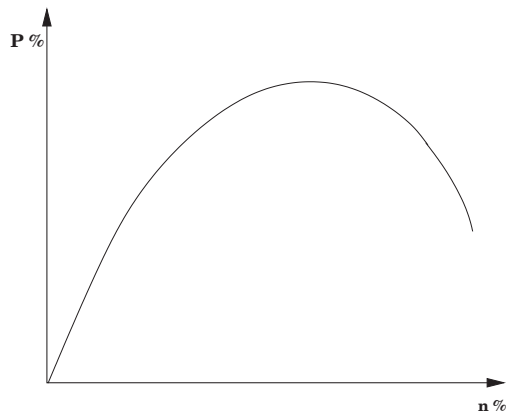


Figura 2.18: Curva característica de uma turbina Francis - Potência x Velocidade angular.

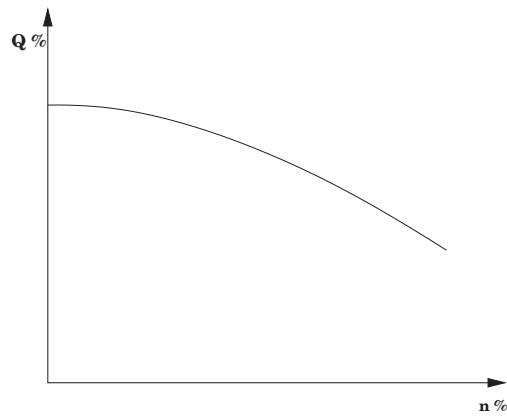


Figura 2.19: Curva característica de uma turbina Francis - Vazão x Velocidade angular.

PROJETO DA PLANTA PILOTO

3.1 Introdução

A parte do processo da planta piloto utilizada neste trabalho foi desenvolvida no CPH (Centro de Pesquisas Hidráulicas e Recursos Hídricos), sendo constituída de dois projetos distintos: sistema de bombeamento de água (Caixeiro, 2003; Araújo, 2003), e turbina hidráulica (Duarte, 2004). Por outro lado, a instrumentação e o sistema de supervisão da planta piloto foram inteiramente especificados, montados e testados no contexto do presente trabalho.

Neste capítulo serão descritos todos os componentes da planta, hidráulicos ou elétricos, desde o processo propriamente dito até o sistema de supervisão. Primeiramente, será mostrada uma síntese da construção da planta e seus componentes básicos. Em seguida, as técnicas de medição das grandezas importantes para controle e monitoramento do sistema serão mostradas. A seção seguinte discutirá os meios empregados para a aquisição dos dados por computador. Por fim, serão apresentadas as ferramentas utilizadas na supervisão do processo.

3.2 O Processo

O processo, totalmente desenvolvido no CPH, pode ser dividido em duas partes distintas: sistema de bombeamento de água e o módulo da turbina Francis. O sistema de bombeamento tem por finalidade emular uma queda d'água por meio de uma associação de bombas centrífugas. A turbina Francis é, então, conectada a uma das saídas do sistema de bombeamento, fazendo com que o conjunto desses sistemas simule o funcionamento da parte hidráulica de uma usina hidrelétrica.

A Fig. 3.1 mostra o sistema de bombeamento de água e a Fig. 3.2 o conjunto turbina-gerador. Esses sistemas serão explicados detalhadamente nas Seções 3.2.1 e 3.2.2. A Seção 3.3 apresentará os instrumentos de medição utilizados nesses sistemas.

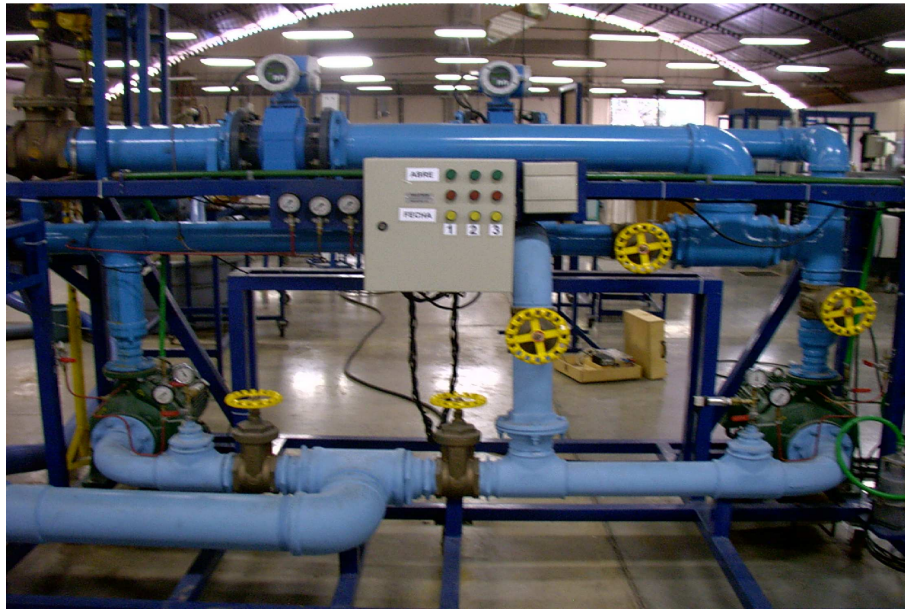


Figura 3.1: Sistema de bombeamento de água.

3.2.1 O sistema de bombeamento de água

O sistema de bombeamento de água é constituído de duas bombas de características semelhantes, que podem ser operadas em associação, paralelo ou série, ou independentes, com a operação de apenas uma bomba. O projeto hidráulico desse sistema foi desenvolvido por Caixeiro (2003) e Araújo (2003). O projeto elétrico e a instrumentação foram desenvolvidos e implementados pelo autor do presente trabalho.

São três as saídas disponíveis do sistema: duas com tubulação em PVC de 4 polegadas de diâmetro interno e uma de ferro galvanizado de 6 polegadas de diâmetro interno. Motores de corrente alternada são utilizados para abertura e fechamento de válvulas-gaveta situadas ao final de cada saída, Fig. 3.3.

A tubulação de sucção é constituída de tubos PVC. Uma tubulação única é inserida em um reservatório de água e, a partir desta tubulação, é feita uma bifurcação, em “T”, sendo a água, então, distribuída para as duas bombas.

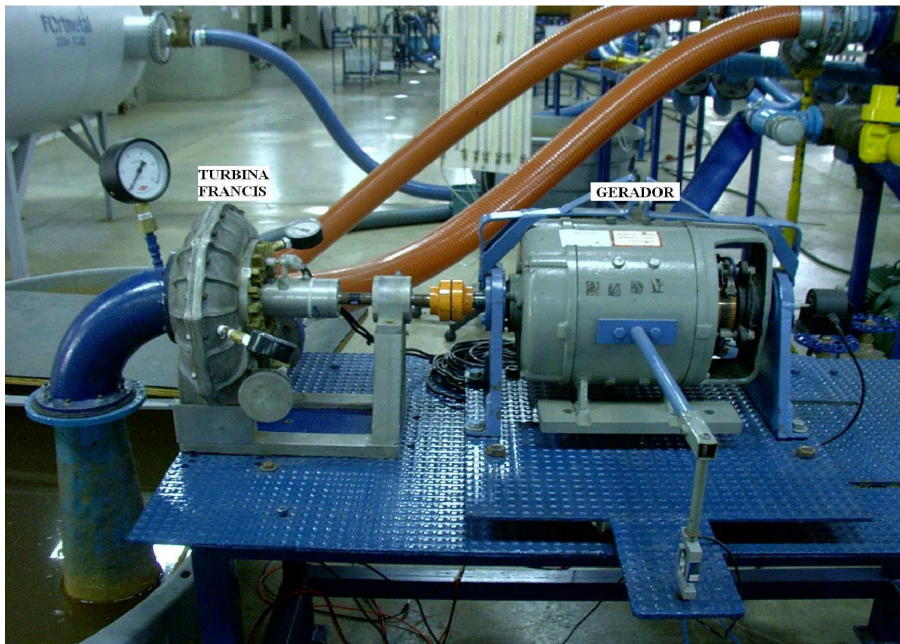


Figura 3.2: Conjunto turbina-gerador conectado ao sistema de bombeamento de água.

No recalque e na sucção de cada bomba estão instalados, respectivamente, um manômetro e um manovacuômetro. Duas saídas possuem transmissor indicador de vazão e uma, transmissor de pressão. Porém, há manômetros analógicos para indicação local nas três saídas. Na sucção de cada bomba foi instalado um transmissor de pressão.

Por meio de válvulas-gaveta manuais inseridas no sistema, determina-se o tipo de associação de bombas a ser utilizado, proporcionando grande flexibilidade ao sistema.

O sistema de bombeamento é composto por:

- um reservatório de 1 m³;
- tubulação em PVC e ferro galvanizado;
- oito válvulas-gaveta e duas válvulas-globo;
- dois conjuntos motobomba;
- dois inversores de frequência;



Figura 3.3: Válvula-gaveta motorizada da saída principal do sistema de bombeamento.

- três motores de corrente alternada de 1 kW (acionamento das válvulas-gaveta);
- cinco manômetros;
- dois manovacuômetros;
- três transmissores de pressão;
- dois transmissores de vazão.

A Fig. 3.4 mostra o conjunto motobomba instalado na planta. As características desse conjunto são:

- bombas do tipo centrífuga;
- carcaça de ferro fundido;
- eixo horizontal;
- capacidade de bombeamento de $60 \text{ m}^3/\text{h}$ e 28 mca;

- velocidade máxima da bomba de 1750 rpm;
- tipo monobloco;
- motor de indução trifásico;
- velocidade nominal do motor igual a 1760 rpm;
- tensão de alimentação igual a 220 V em delta;
- corrente nominal de 26,6 A;
- frequência de alimentação de 60 Hz;
- potência igual a 7,5 kW;
- marca EH Bombas Hidráulicas Ltda.;
- modelo EHF 65-25 S.

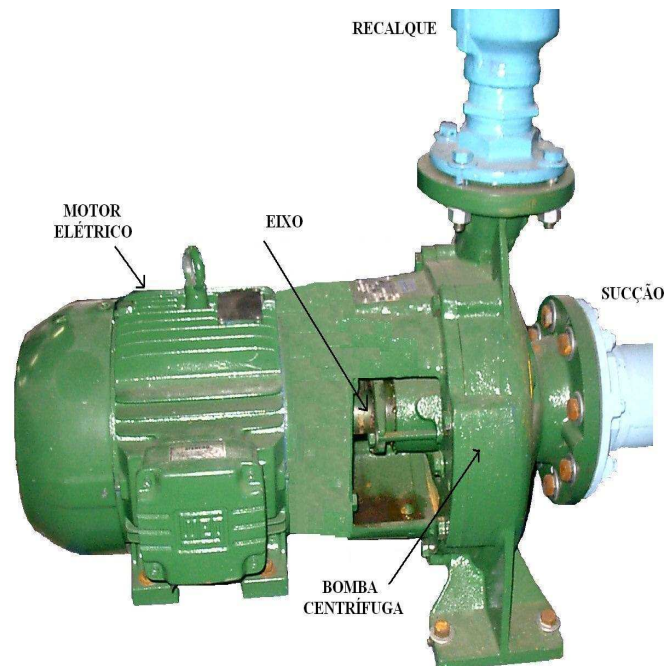


Figura 3.4: Conjunto motobomba instalado no sistema de bombeamento.

Os inversores de frequência, Fig. 3.5, utilizados no controle de velocidade dos motores de indução possuem as seguintes características:

- alimentação trifásica de 220 V;
- corrente nominal de saída de 28 A;
- frequência de alimentação igual a 60 Hz;
- potência igual a 7,5 kW.;
- controle escalar (V/F constante) ou vetorial;
- interface homem-máquina;
- seis entradas digitais isoladas;
- duas entradas analógicas;
- duas saídas analógicas;
- marca WEG;
- modelo série CFW-09, versão de *software* 1.9X.

A Fig. 3.6 apresenta o diagrama de instrumentação do sistema de bombeamento de água. Todos os diagramas de instrumentação deste trabalho estão de acordo com a norma ANSI/ISA - S5.1 - 1984.

As propriedades desse sistema serão analisadas no Cap. 5, onde serão obtidas, por meio de ensaios, as principais curvas características da planta piloto.

3.2.2 O conjunto turbina-gerador

A turbina utilizada neste projeto é uma turbina Francis, Fig. 3.7. O projeto dos componentes básicos da turbina bem como a construção de um modelo em escala reduzida para realização de ensaios hidrodinâmicos foram desenvolvidos no CPH (Duarte, 2004).

A construção do modelo reduzido foi baseado nos desenhos de uma turbina Francis utilizada na Usina de Nova Ponte, localizada no Rio Araguari, na cidade de Nova Ponte, em Minas Gerais. Os dados de projeto do modelo reduzido são mostrados na Tab. 3.1.

A bancada de testes, constituída pelo conjunto turbina-gerador, foi projetada e construída pelo autor do presente trabalho. As principais características dessa bancada são a estabilidade, fazendo com que o conjunto possa



Figura 3.5: Inversor de frequência utilizado no controle de velocidade de cada um dos motores de indução trifásicos.

Tabela 3.1: Dados de projeto do modelo reduzido de uma turbina Francis.

Queda	11 m
Vazão	0,0260 m ³ /s
Potência	3 HP
Velocidade específica	174 rpm

ser operado em velocidades elevadas, e a flexibilidade, o gerador pode ser deslocado verticalmente e horizontalmente, de acordo com as características dimensionais da turbina ou bomba funcionando como turbina a ser acoplada no seu eixo — no presente trabalho apenas a turbina Francis foi acoplada ao gerador. Esse sistema é composto por:

- uma turbina Francis;
- tubulação em PVC;

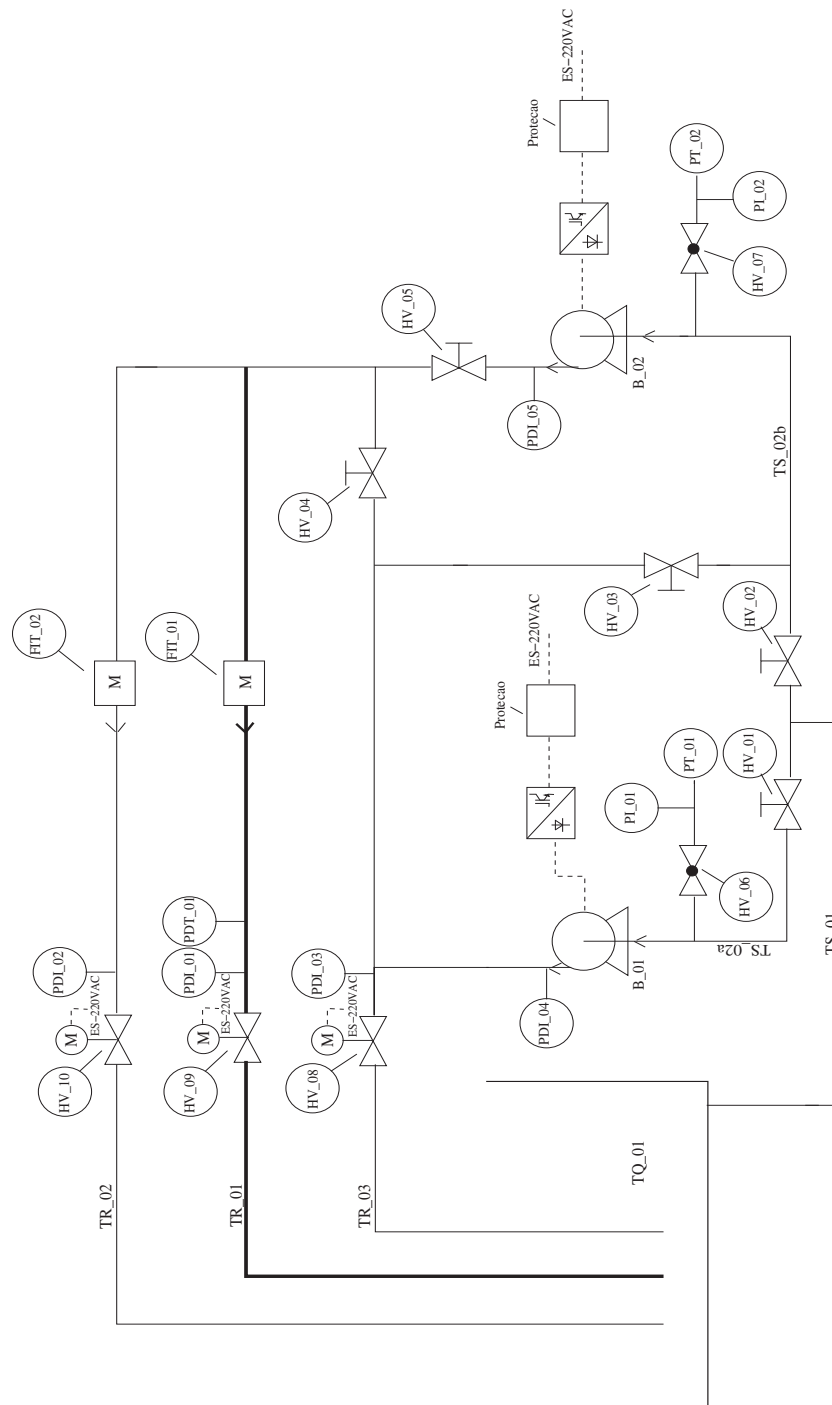


Figura 3.6: Diagrama de instrumentação do sistema de bombeamento de água. Algumas TAGs são apresentadas na Tab. 3.2.

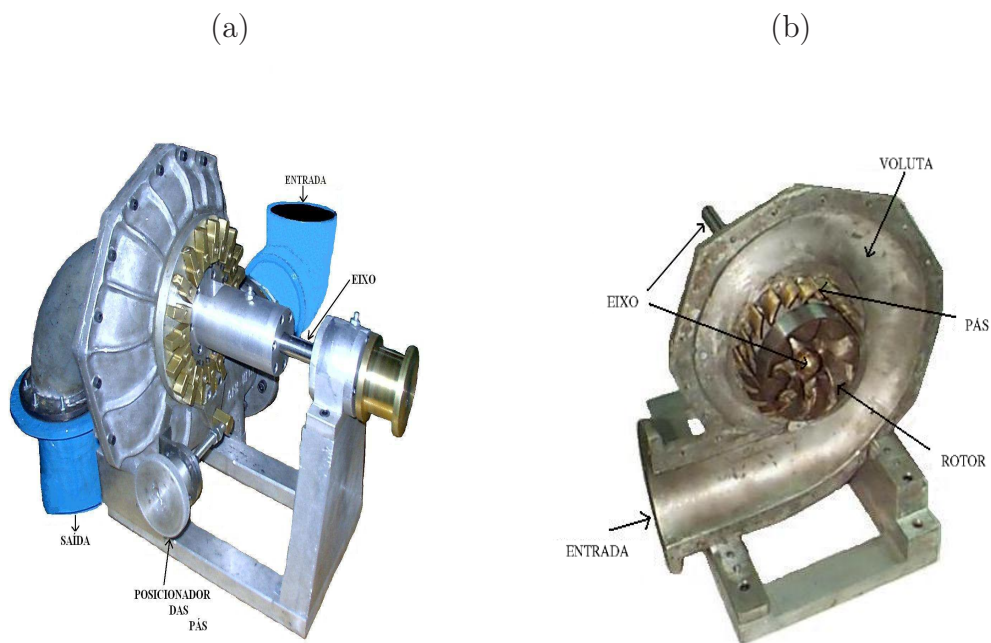


Figura 3.7: Turbina Francis utilizada no projeto. Sendo (a) a visão externa e (b) a interna.

- mangote flexível de 4 polegadas de diâmetro;
- um gerador de pulsos utilizado na medição da velocidade angular do eixo da turbina;
- um potenciômetro para medir a posição angular das pás da turbina;
- uma célula de carga para cálculo do conjugado da turbina;
- dois manômetros para monitoramento local;
- um motor de corrente contínua como gerador;
- um varivolt (conversor Vac—Vac) monofásico;
- um retificador, com corrente máxima igual a 20 A;
- um banco de resistores;
- um acoplador flexível tipo garra;
- duas chapas de ferro.

O motor de corrente contínua, utilizado como gerador, é responsável pelo aumento de carga no eixo da turbina, propiciando a obtenção das curvas características da mesma, mostradas no Capítulo 4. As características desse motor são:

- carcaça basculante;
- velocidade nominal de 1700 rpm;
- tensão de alimentação igual a 220 V;
- corrente nominal de 13,5 A
- potência de 3 kW;
- fabricante IRNE;
- modelo DI.

O banco de resistores da planta foi construído no CPH, com participação do autor deste trabalho. Trata-se de um banco de resistores muito flexível por permitir associação em série ou paralelo de seus resistores. Por meio de manipulação de chaves, a resistência equivalente do banco pode variar entre 3,5—131 Ω . Dentro da faixa de 3,5—31 Ω , em modo paralelo de associação, consegue-se uma resolução menor do que 1 Ω , o que será de grande utilidade no levantamento de curvas do sistema.

O banco de resistores, o retificador e o varivolt são mostrados na Fig. 3.8. A Fig. 3.9 mostra o diagrama de instrumentação deste sistema.

3.3 Instrumentação

Um bom controle de um sistema dinâmico começa com uma medição adequada de suas variáveis de processo. Segundo Doebelin (1990), quanto à aplicação, a instrumentação pode ser classificada da seguinte forma:

1. Monitoramento de processos e aplicações: a medição dos instrumentos é meramente indicativa do estado das variáveis do sistema, não servindo para funções de controle.
2. Controle de processos e aplicações: o instrumento é um componente de um sistema de controle automático, responsável, por exemplo, pela retroalimentação da variável controlada;

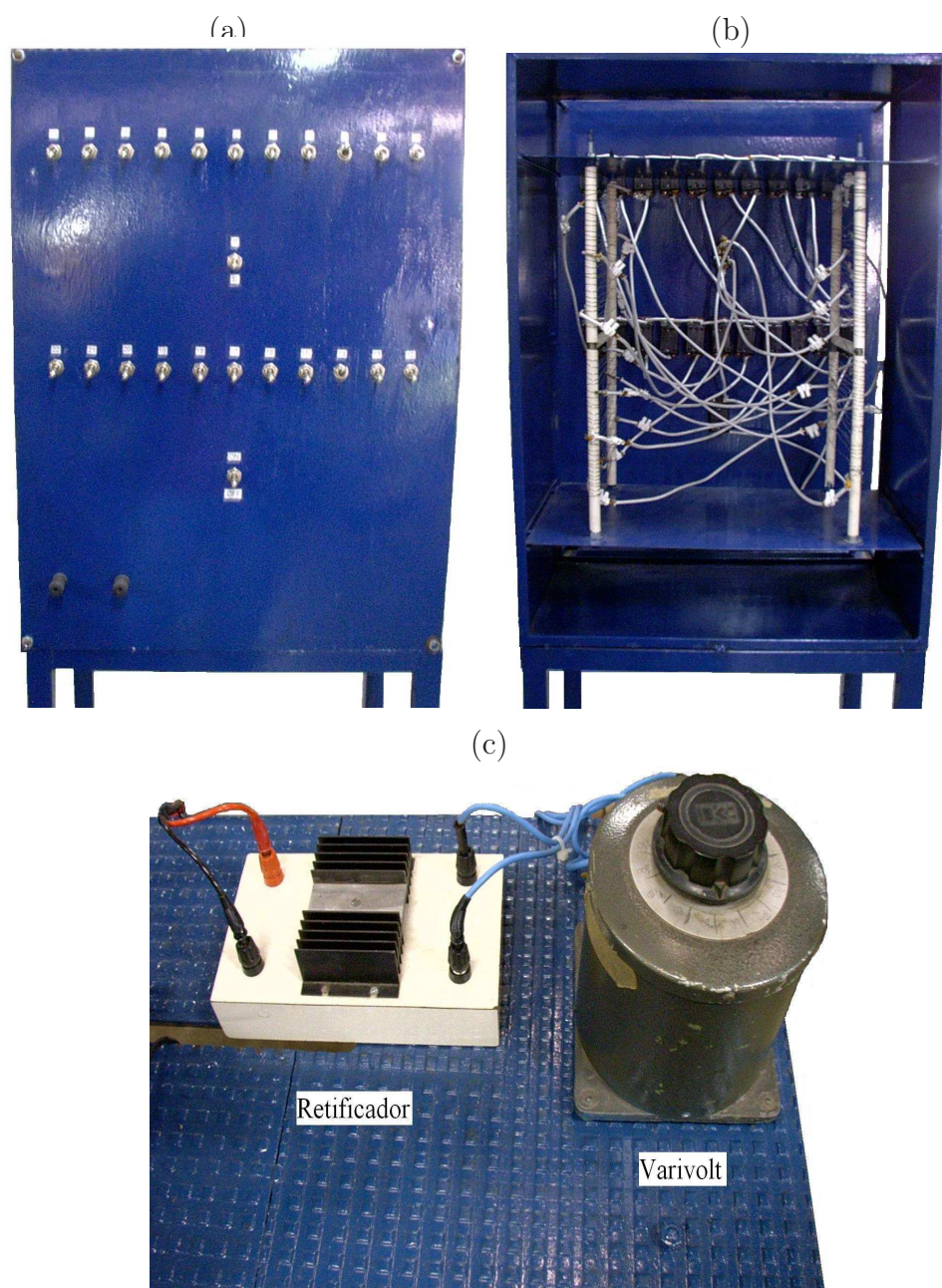


Figura 3.8: Equipamentos auxiliares do módulo da turbina Francis. Sendo (a) painel do banco de resistores, (b) conexões elétricas do banco de resistores e (c) o retificador e o vari-volt, respectivamente.

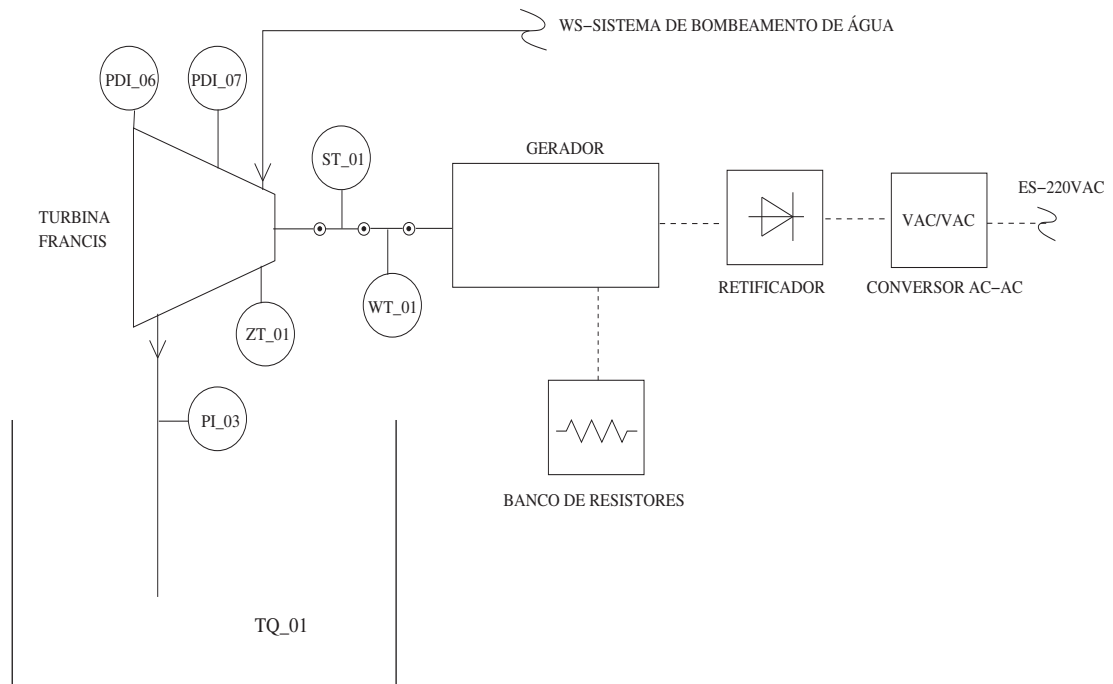


Figura 3.9: Diagrama de instrumentação do módulo turbina-gerador. Algumas TAGs são apresentadas na Tab. 3.2.

3. Análise experimental: por meio da instrumentação, obtém-se características do sistema que serão de grande valia para o projeto do mesmo.

As seguintes grandezas físicas são medidas na planta piloto:

- pressão de sucção e recalque das bombas;
- vazão na saída das bombas;
- velocidade angular da turbina;
- posição das pás da turbina;
- conjugado no eixo da turbina.

A Tab. 3.2 apresenta as TAGs, nomenclaturas dos principais componentes, utilizadas na descrição da planta piloto e nos diagramas de instrumentação, Fig. 3.6 e 3.9, e a entrada analógica, da placa de aquisição, utilizada por cada um dos transmissores instalados na planta e apresentados nas próximas seções. A placa de aquisição de dados, PCL711-B, empregada neste projeto será detalhadamente apresentada na Seção 3.4.

Tabela 3.2: Lista de instrumentos e componentes da planta piloto. Sendo AI DAQ a entrada analógica da placa de aquisição PCL711-B utilizada pelo transmissor.

TAG	Descrição	Faixa	Marca	Tipo	AI DAQ
TR_01	Tubulação principal de recalque	6" diâmetro interno	—	Ferro	—
TR_02	Tubulação de recalque	4" diâmetro interno	—	PVC	—
TR_03	Tubulação de recalque	4" diâmetro interno	—	PVC	—
TS_01	Tubulação de sucção principal	4" diâmetro interno	—	PVC	—
TR_02a	Tubulação de sucção da bomba B_01	4" diâmetro interno	—	PVC	—
TR_02b	Tubulação de sucção da bomba B_02	4" diâmetro interno	—	PVC	—
TQ_01	Reservatório de água	1000 l	—	Fibra de vidro	—
PDT_01	Transmissor de pressão diferencial na TR_01	0–100 PSI	Salcas	TP-ST18	AI-01
PT_01	Transmissor de pressão absoluto na TS_02a	0–30 PSI	Salcas	TP-ST18	AI-02
PT_02	Transmissor de pressão absoluto na TS_02b	0–30 PSI	Salcas	TP-ST18	AI-03
FIT_01	Transmissor e indicador de vazão na TR_01	0–40 l/s	EH	Promag 33F	AI-04
FIT_02	Transmissor e indicador de vazão na TR_02	0–40 l/s	EH	Promag 33F	—
ST_01	<i>Encoder</i>	0–6000 rpm	SE	E3A1B	AI-05
WT_01	Célula de carga	0–20 kg	Alfa	S5\10	AI-06
ZT_01	Potenciômetro	20k Ω	BI	6187	AI-07

3.3.1 Medição de pressão

Os transmissores de pressão utilizados para monitoramento e controle da pressão de recalque e sucção das bombas do sistema de bombeamento, utilizam sensores piezorresistivos. Tais sensores possuem grandes vantagens quanto à linearidade, estabilidade e precisão em relação à outros sensores – ver Apêndice A –, a um custo moderado. Como a sucção e o recalque das bombas possuem diferentes faixas de operação, dois diferentes transmissores foram adquiridos, como mostrado nas Tab. 3.3 e 3.4.

A Fig. 3.10 mostra o transmissor de pressão (PDT_01) instalado na tubulação principal de recalque (TR_01) das bombas, utilizada neste trabalho, e o transmissor instalado na tubulação de sucção da bomba 2 (PT_02). Como pode ser notado, há um registro (HV_07) antes do transmissor de sucção pois, quando as bombas são ligadas em série, a pressão sobre esse sensor pode ser maior do que sua pressão de ruptura, 30 PSI.

Tabela 3.3: Características do transmissor de pressão utilizado no recalque das bombas (PDT_01).

Marca	Salcas
Modelo	TP-ST18
Sensor	Célula Piezoresistiva
Faixa (PSI)	0 — 100 ($P_{relativa}$)
Precisão (% fundo de escala)	< 0,25%
Tempo de subida	< 1ms (10 — 90%)
Temperatura de operação	-25° — 85°C
Saída (mA)	4 — 20
Alimentação (Vcc)	10 — 30

3.3.2 Medição de vazão

A medição de vazão é necessária apenas nas tubulações de saída do sistema de bombeamento. A vazão é uma variável de suma importância no projeto pois influencia o rendimento, a velocidade e a potência da turbina.

Para medição da vazão de água na saída do sistema de bombeamento, foram utilizados transmissores de vazão eletromagnéticos. Como vantagem,

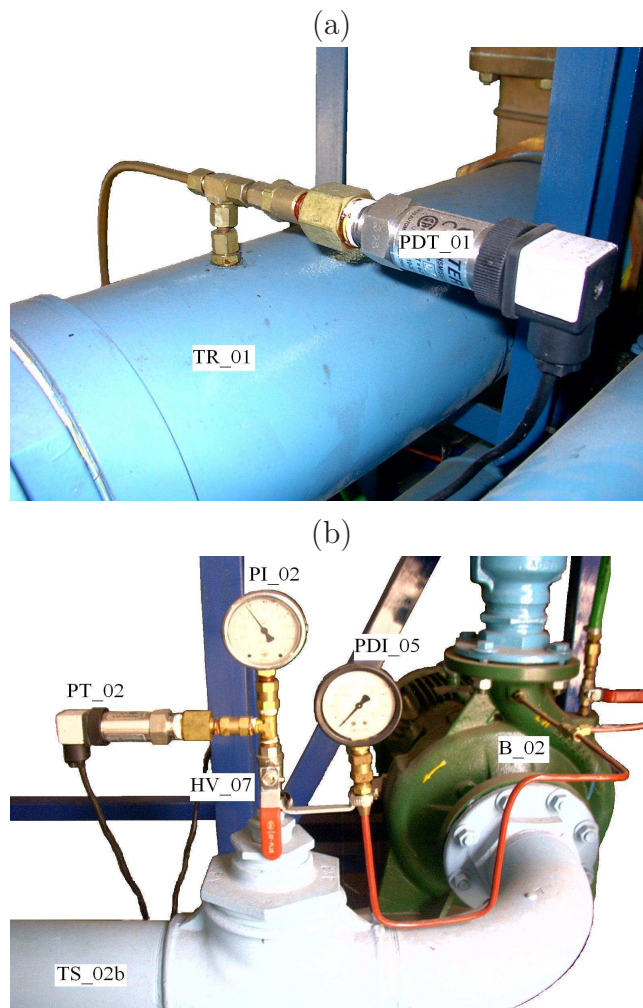


Figura 3.10: Transmissores de pressão instalados no sistema de bombeamento de água. Sendo (a) o transmissor instalado na tubulação de saída da associação de bombas e (b) o transmissor instalado na tubulação de sucção da bomba 2.

Tabela 3.4: Características do transmissor de pressão utilizado na sucção das bombas (PT_01 e PT_02).

Marca	Salcas
Modelo	TP-ST18
Sensor	Célula Piezoresistiva
Faixa (PSI)	-15 — 30 ($P_{relativa}$)
Precisão (% fundo de escala)	< 0,25%
Tempo de subida	< 1ms (10 — 90%)
Temperatura de operação	-25° — 85°C
Saída (mA)	4 — 20
Alimentação (Vcc)	10 — 30

em relação aos outros métodos de medição de vazão, esse sensor não é afetado pelo perfil de velocidade no tubo e não há carregamento, ou seja, perda de carga na tubulação devido ao sensor. Suas características são mostradas na Tab. 3.5. Esse equipamento, além de transmitir uma corrente de saída proporcional à vazão, possui um *display* para monitoramento local. A Fig. 3.11 mostra esse transmissor (FIT_01) instalado na saída principal (TR_01) do sistema de bombeamento.

3.3.3 Medição de velocidade angular

A velocidade angular é uma grandeza importante de ser medida, pois é utilizada em diversos campos, desde helicópteros, onde se deseja obter a rotação da hélice, até em computadores, para o controle da velocidade do CD-ROM. No trabalho aqui apresentado, essa grandeza é uma das variáveis monitoradas: velocidade angular da turbina.

Para a medição da velocidade angular da turbina foi utilizado um gerador de pulsos, ou *encoder*, óptico. Trata-se de um sensor de alta linearidade, repetibilidade e estabilidade. As características desse sensor são mostradas na Tab. 3.6. Foi utilizado um acoplador de nylon para instalação do *encoder* na ponta do eixo do gerador acoplado ao eixo da turbina, como mostrado na Fig. 3.12.

Por meio desse sensor, três sinais distintos são transmitidos: duas ondas

Tabela 3.5: Características dos transmissores de vazão, instrumentos a 4 fios, utilizados nas saídas das bombas (FIT_01 e FIT_02).

Marca	Endress + Hauser
Modelo	Promag 33 F
Display LCD	2 linhas, 16 caracteres
Sensor (método)	Eletromagnético
Faixa de velocidade (m/s)	0,3 — 10
Precisão (% fundo de escala)	< 0,5%
Tempo de resposta	< 20ms
Temperatura de operação	-20° — 60°C
Saída (mA)	4 — 20/ 0 — 20)
Alimentação (Vac)	85 — 260 (45 — 65 Hz)



Figura 3.11: Medidor de vazão, sensor eletromagnético, instalado na tubulação de saída principal do sistema de bombeamento

quadradas defasadas de 90° e uma onda com frequência de um pulso por revolução. Sendo assim, utilizando-se uma porta lógica ou-exclusivo, cujas entradas são esses dois sinais defasados, obtém-se uma resolução duas vezes

Tabela 3.6: Características do *encoder* utilizado (ST_01).

Marca	S & E Instrumentos
Modelo	E3 A 1 B
Pulsos	500 por volta
Velocidade máxima	6000 rpm
Resolução	0,36°
Temperatura de operação	-10° — 65°C
Saída	TTL (<i>transistor transistor logic</i>)
Canais de Saída	3
Alimentação (Vcc)	9 — 28

maior, 1000 pulsos por revolução (Fig. 3.13).

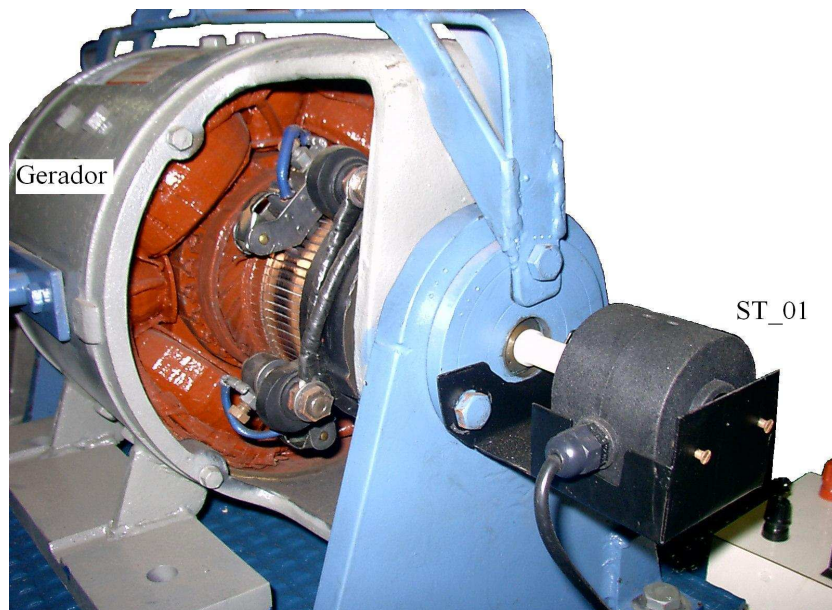


Figura 3.12: *Encoder* instalado na ponta do eixo do gerador de corrente contínua.

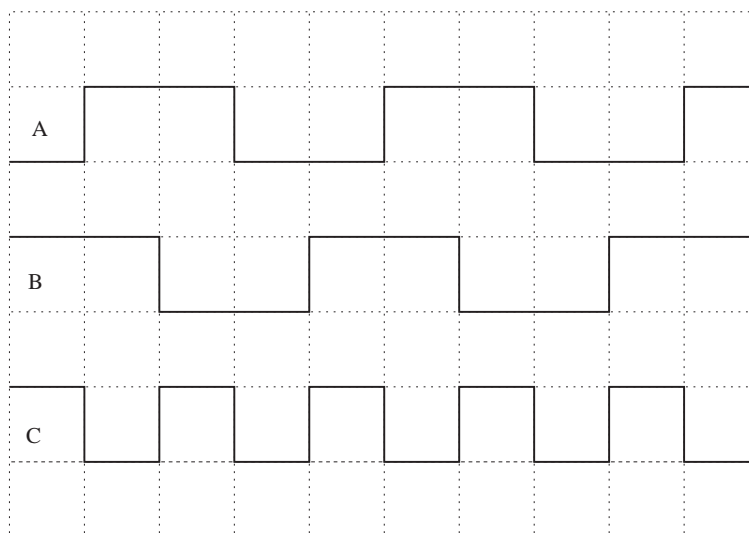


Figura 3.13: Ondas quadradas defasadas de 90° (A e B) emitidas pelo *encoder* e onda C representando ou-exclusivo das duas ondas emitidas.

3.3.4 Medição de posição

O sensor de posição utilizado na medição da posição das pás do distribuidor da turbina foi um potenciômetro, por ser estável, preciso, boa linearidade, baixo custo e independente de uma referência externa. Suas propriedades são mostradas na Tab. 3.7.

A instalação desse sensor pode ser vista na Fig. 3.14. Como pode ser notado, o potenciômetro está diretamente fixado no eixo de uma das pás do distribuidor da turbina.

3.3.5 Medição de conjugado

Para determinar o rendimento e a potência da turbina utilizada neste projeto, é necessário medir o conjugado no eixo.

Neste trabalho foi inserida uma célula de carga (WT_01) ao final do braço de alavanca do gerador cuja carcaça é basculante. À medida que a potência gerada pelo conjunto turbina-gerador aumenta, a célula de carga é tracionada. Devido à deformação dos extensômetros que compõem esse sensor, essa força de tração é então medida. A Tab. 3.8 mostra as características da célula de carga utilizada e a Fig. 3.15 ilustra sua instalação na planta. Sabendo-se o comprimento do braço de alavanca, é possível determinar o

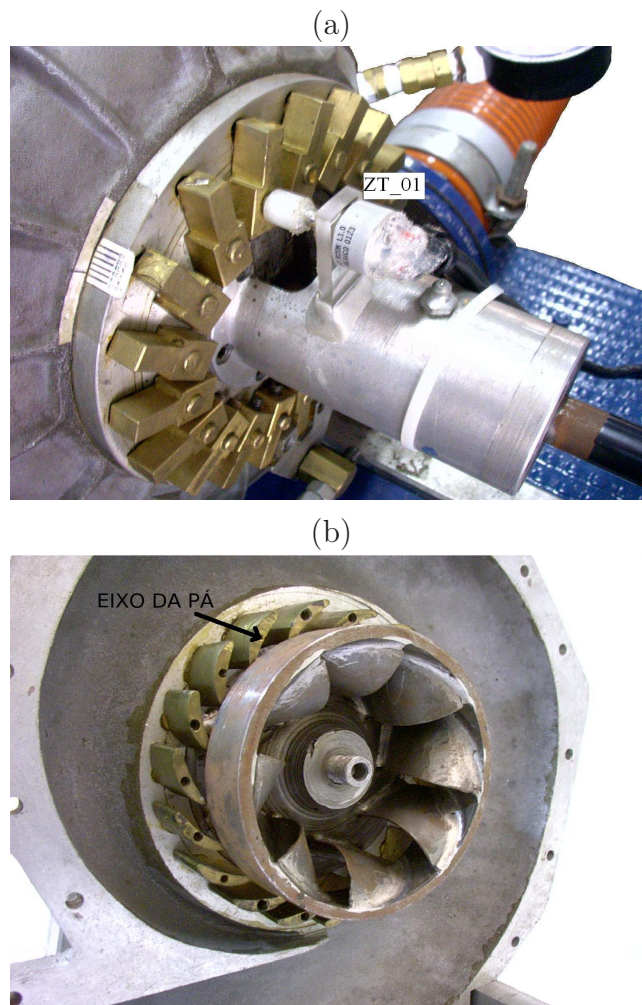


Figura 3.14: Medidor de posição, potenciômetro, instalado sob o eixo de rotação de uma das pás do distribuidor da turbina. Sendo (a) a vista externa da instalação e (b) a interna.

Tabela 3.7: Características do potenciômetro instalado no distribuidor da turbina (ZT_01).

Marca	BI Technologies
Modelo	6187
Resistência	20 k Ω
Material	plástico condutor
Linearidade	1%(independente)
Rotação elétrica	340°
Temperatura de operação	-65° — 125°C
Alimentação	400V (máxima)
Saída	0 — 400V (máxima)

conjugado no eixo da turbina.

Tabela 3.8: Características da célula de carga utilizada no processo (WT_01).

Marca	Alfa Instrumentos
Modelo	S5/10
Faixa (kg)	0 — 20
Erro saída nominal (%)	<0,03
Temperatura de operação	0 — 50°C
Alimentação	15V (máxima)
Saída (mVcc)	0 — 30 (máxima)

3.4 Aquisição de Dados

3.4.1 A placa de aquisição de dados

A placa de aquisição de dados utilizada é a PCL-711B, Advantech Co., Ltd. Suas principais características são:

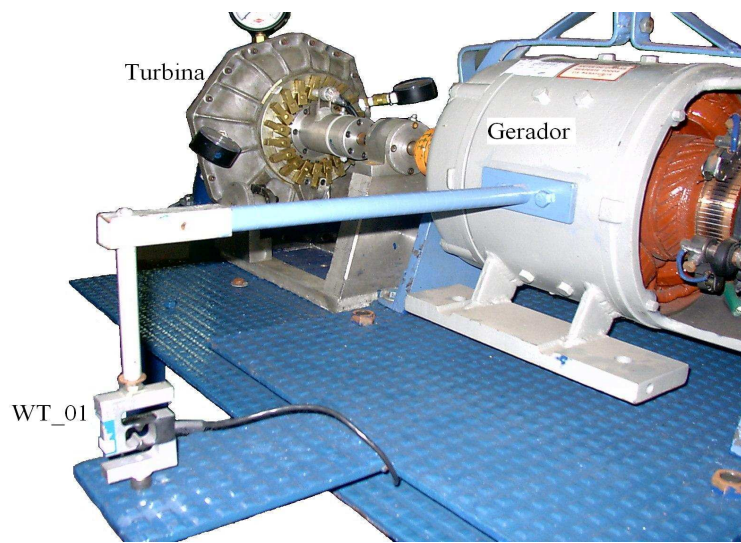


Figura 3.15: Esquema para medição de conjugado. O braço de alavanca do motor de corrente contínua acoplado à turbina traciona a célula de carga.

- conversor A/D de 12 *bits*;
- 8 (oito) canais de entrada analógica;
- faixa de tensão de entrada analógica programável;
- 1 (uma) saída analógica de 12 *bits* com faixa de 0—5V ou 0—10V, definido por *jumper* contido na placa;
- 16 (dezesesseis) entradas e saídas digitais;
- compatível com o barramento IBM PC/XT/AT;
- endereço base determinado por uma chave tipo DIP;
- tempo máximo de conversão A/D igual a 27 μs .

3.4.2 Processamento analógico dos sinais do processo

Para que os sinais do processo sejam adequadamente obtidos pela placa de aquisição de dados, as seguintes medidas foram tomadas:

- utilização de cabo par-trançado e blindado para transmissão de sinais dos sensores e transmissores para a placa de aquisição;

- confecção de duas placas de circuito impresso para adequação dos sinais dos sensores e transmissores à entrada da placa de aquisição (SIBATG-DAQ e SIBATG-Sensores).

As duas placas de circuito impresso foram projetadas pelo autor do presente trabalho e desenhadas por meio do programa Eagle (*Easily Applicable Graphical Layout Editor*), versão 4.11, produto registrado pela CadSoft. A Fig. 3.16 mostra a disposição das placas e a Fig. 3.17 apresenta o diagrama de blocos e funcionalidades das placas.

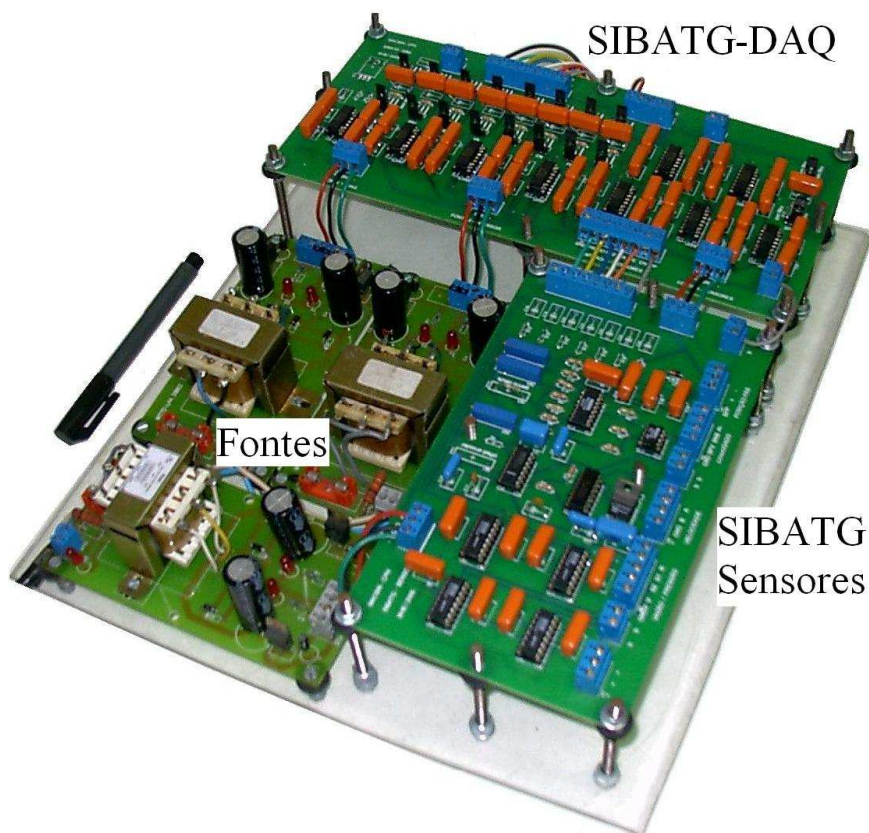


Figura 3.16: Disposição das duas placas de circuito impresso projetadas e três fontes reguladas.

Para tratamento dos sinais bem como ajuste das curvas de calibração dos sensores, foi construída uma placa denominada SIBATG-Sensores (Sistema de Bombeamento de Água e módulo Turbina-Gerador). Essa placa recebe dos transmissores inseridos no processo sete sinais referentes a: pressão de recalque, pressão de sucção bomba 1, pressão de sucção bomba 2, vazão,

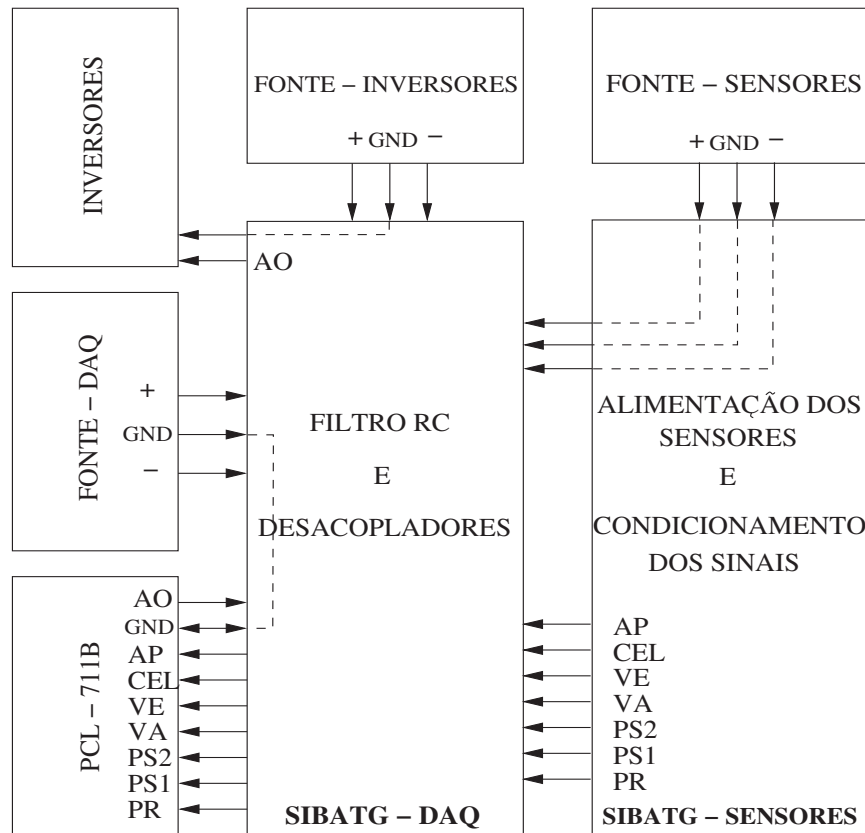


Figura 3.17: Diagrama de blocos e funcionalidades das placas eletrônicas projetadas. Sendo PR, PS1, PS2, VA, VE, CEL e AP os transmissores de pressão de recalque, de pressão da sucção da bomba 1, de pressão da sucção da bomba 2, de vazão, o sinal transmitido pelo *encoder*, pela célula de carga e pelo potenciômetro, respectivamente. O termo AO refere-se à saída analógica da placa de aquisição.

velocidade angular da turbina, conjugado de eixo da turbina e abertura das pás. Essa placa é alimentada por uma única fonte regulada de $\pm 12V$.

Os transmissores de pressão e vazão transmitem sinal de corrente 4—20 mA. Sendo assim, foi necessário converter esses sinais para tensão, conforme características da placa de aquisição. A conversão dos sinais foi feita por meio de um circuito integrado para este fim — RCV420 da *Texas Instruments* — na placa SIBATG-Sensores. Como os transmissores de pressão são alimentados pela mesma fonte regulada que alimenta o circuito integrado, o pino do integrado RCV420 utilizado para fechamento do laço de corrente,

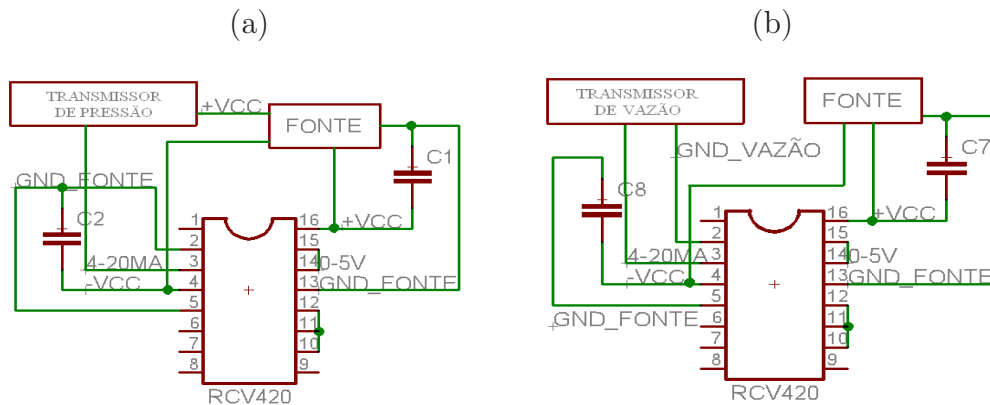


Figura 3.18: Conexões básicas do conversor corrente-tensão RCV420. Sendo (a) conexões utilizadas para conversão do sinais dos transmissores de pressão e (b) do transmissor de vazão. Sendo a saída obtida na conexão dos pinos 14 e 15 (0–5V) e a fonte utilizada é a fonte-sensores.

pino 2, é conectado à referência da fonte-sensores. Porém, o transmissor de vazão, instrumento a 4 fios, não é alimentado pela mesma fonte do integrado, com isso, o laço de corrente é fechado com a referência do transmissor e não da fonte – esse transmissor é alimentado por tensão alternada. As conexões desse integrado (RCV420), para estas diferentes aplicações, são mostradas na Fig. 3.18.

O potenciômetro, utilizado para medir a posição das pás, é alimentado, em seus extremos, pela fonte regulada utilizada na placa SIBATG-Sensores ($\pm 12V$). O sinal de tensão resultante do deslocamento do eixo do potenciômetro em seu condutor é transmitido para essa placa.

O *encoder* tem alimentação de 12V — fonte regulada da placa SIBATG-Sensores — e transmite dois sinais (A e B) TTL defasados de 90° . Esses sinais são conectados a uma porta lógica ou-exclusivo — SN54ACT86 da *Texas Instruments* — e a saída da porta (YAB) é convertida em um sinal de tensão por meio de um conversor frequência-tensão — VFC320 da *Texas Instruments*. A Fig. 3.19 mostra as conexões necessárias para converter o sinal de frequência transmitido pelo *encoder* em um sinal de tensão. Como ilustrado na Fig. 3.20 (a), essa conversão insere um atraso de aproximadamente 35 ms ao sinal de tensão em relação ao sinal transmitido pelo *encoder*. O ajuste do circuito de conversão é feito por meio de dois potenciômetros: um para ajuste de ganho e outro para ajuste de *offset*. Deve-se utilizar um

gerador de sinais padrão TTL para esses ajustes. A curva de calibração do circuito eletrônico pode ser vista na Fig. 3.20 (b). O erro médio absoluto da calibração foi de 0,19 rpm, o erro médio absoluto percentual foi de 0,03%, com desvio padrão de 0,35 rpm e desvio padrão percentual igual a 0,06%.

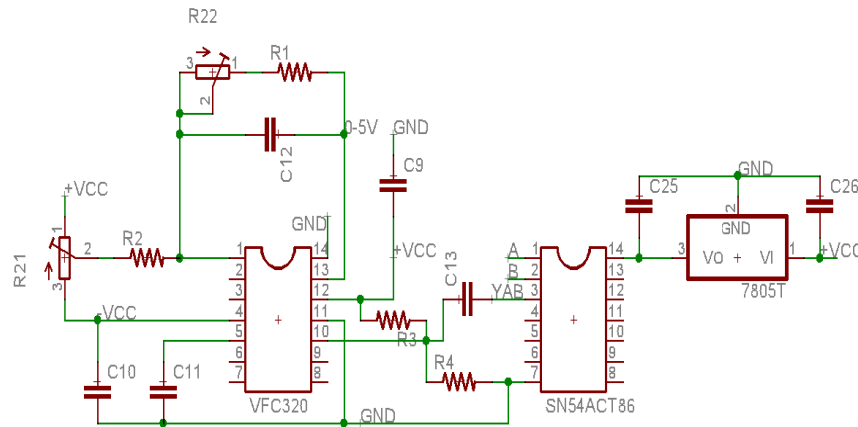


Figura 3.19: Conexões básicas do conversor frequência-tensão, VFC320, e porta lógica ou-exclusivo, SN54ACT86. Sendo A e B os sinais TTL, defasados de 90° , transmitidos pelo *encoder*, YAB a saída ou-exclusivo de A e B, e a fonte utilizada é a fonte-sensores.

Para condicionamento do sinal transmitido pela célula de carga, foi utilizado um circuito integrado amplificador de instrumentação — INA101 da *Texas Instruments* — e, para ajuste de *offset*, foi utilizado um amplificador operacional. Por meio de potenciômetros inseridos no circuito, é possível fazer ajuste de ganho e *offset* do sinal da célula de carga. As conexões básicas do circuito condicionador da célula de carga e a curva de calibração desse sensor, são mostrados na Fig. 3.21. O erro médio absoluto dessa calibração foi de 4,4 g, o erro médio absoluto percentual foi igual a 0,56%, com desvio padrão de 5,5 g e desvio padrão percentual de 0,99%.

Após o condicionamento dos sete sinais provindos do processo para que estes se adequem à faixa das entradas analógicas da placa PCL-711 B, esses sinais são transmitidos à placa SIBATG-DAQ.

A placa SIBATG-DAQ é responsável pelo isolamento das entradas e saída analógicas da placa de aquisição de dados. Essa placa utiliza três diferentes fontes reguladas: fonte utilizada na alimentação da placa SIBATG-Sensores, fonte utilizada para obtenção e envio de sinais aos inversores e uma fonte

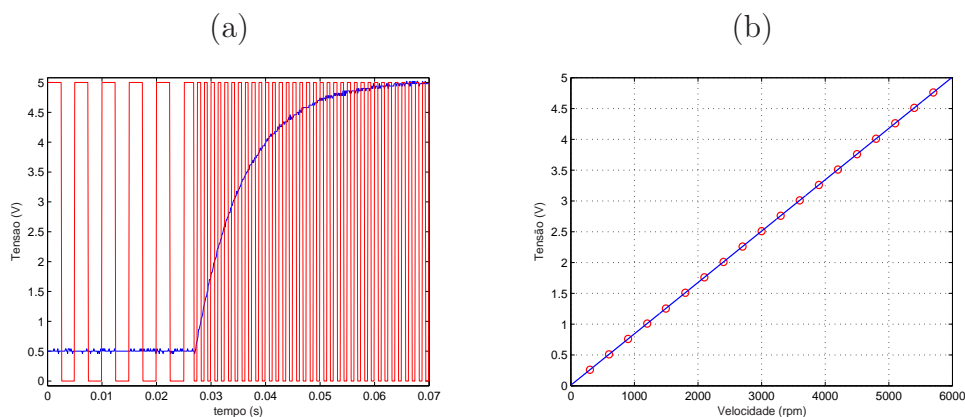
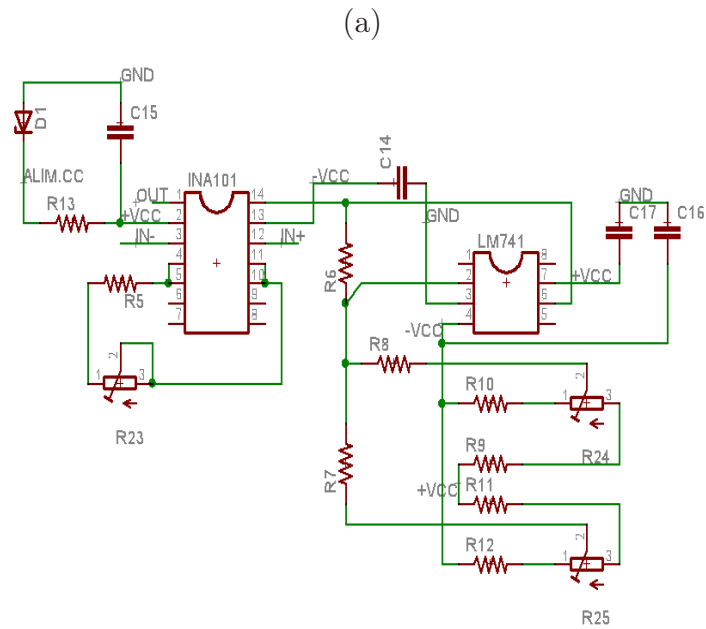


Figura 3.20: Conversão de sinal de frequência em sinal de tensão. Sendo (a) a curva de resposta do sistema de conversão para variação da frequência de entrada do circuito de 10 kHz para 100 kHz – o sinal de frequência apresentado é meramente ilustrativo – e (b) a calibração do conversor.

para a placa de aquisição de dados.

Para isolamento capacitivo dos sinais do processo e entradas e saída analógicas da placa de aquisição, foi utilizado o circuito integrado ISO124 da *Texas Instruments*. Esse circuito integrado necessita de duas fontes de alimentação, uma para referenciar o sinal de entrada e outra para referenciar o sinal de saída. Assim, para os sinais provindos da placa SIBATG-Sensores, a alimentação do ISO124, para entrada em tensão, é feita pela mesma fonte da placa SIBATG-Sensores, fonte-sensores. Porém, a saída do integrado — sinal a ser enviado para a placa de aquisição — tem como alimentação a fonte-DAQ. Para a obtenção do sinal de saída de um inversor e para envio da referência de velocidade para os inversores, foram utilizados, também, desacopladores. A Fig. 3.22 mostra as conexões básicas desse integrado.

Os desacopladores foram utilizados com o propósito de minimizar o ruído sobre os sinais obtidos pela placa, a fim de evitar o fechamento de laços de terra na placa de aquisição de dados. Além do desacoplamento dos sinais, há um filtro passa-baixa, de primeira ordem RC, passivo, de frequência de corte igual a 10Hz, em cada uma das entradas da placa de aquisição e e na referência de velocidade transmitida aos inversores. Por meio de *jumpers* é possível determinar a utilização ou não de cada um desses filtros. A Fig. 3.23 mostra a curva de calibração da saída analógica da placa de aquisição em relação à velocidade de referência recebida pelos inversores. O erro médio



(b)

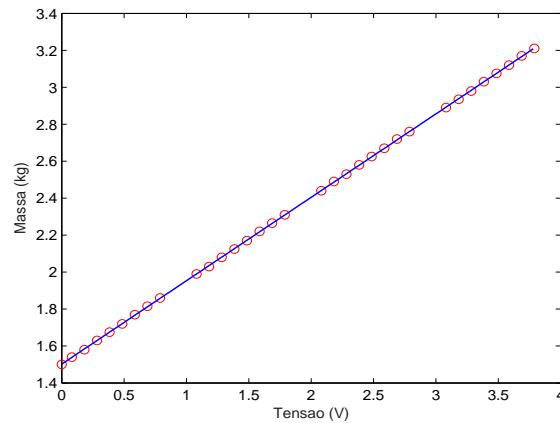


Figura 3.21: Condicionamento do sinal transmitido pela célula de carga. Sendo (a) as conexões básicas do circuito eletrônico condicionador – OUT (saída do integrado enviado à placa SIBATG-DAQ), IN (sinal transmitido pela célula de carga para a entrada do integrado) e a fonte utilizada é a fonte-sensores – e (b) a calibração do sensor.

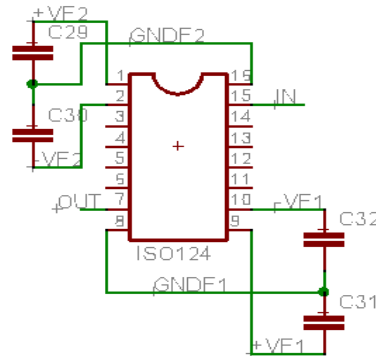


Figura 3.22: Conexões básicas do integrado ISO124 da *Texas Instruments*. A fonte da entrada (IN) é a fonte F2 e a da saída (OUT) é a fonte F1.

absoluto dessa calibração foi de 1 rpm (0,12%) e desvio padrão igual a 1,45 rpm (0,21%). O erro do inversor, com controle vetorial da velocidade angular dos motores das bombas centrífugas, dada uma referência de velocidade, é de 0,5 %.

A Fig. 3.24 apresenta o progresso na redução do ruído por meio das medidas comentadas anteriormente, por meio da resposta na frequência, a um sinal tipo ruído branco, do sinal transmitido pelo potenciômetro – abertura das pás do distribuidor da turbina mantida constante em 80% de abertura, com a velocidade das bombas mantidas em 800 rpm:

- (a) transformada rápida de Fourier sem utilização de desacopladores e filtros;
- (b) transformada rápida de Fourier sem utilização de desacopladores e com a utilização de filtro *anti-aliasing*, filtro passa-baixa com frequência de corte de 10 Hz;
- (c) transformada rápida de Fourier com utilização dos desacopladores e sem filtro;
- (d) transformada rápida de Fourier com utilização dos desacopladores e filtro.

Em todos esses estágios, a blindagem dos cabos foi aterrada em um único ponto. Como pode-se anuir por meio da Fig. 3.24, as medidas tomadas surtiram efeito na redução do ruído. Com os desacopladores uma melhoria significativa foi obtida visto que o terra “contaminado” pelos inversores

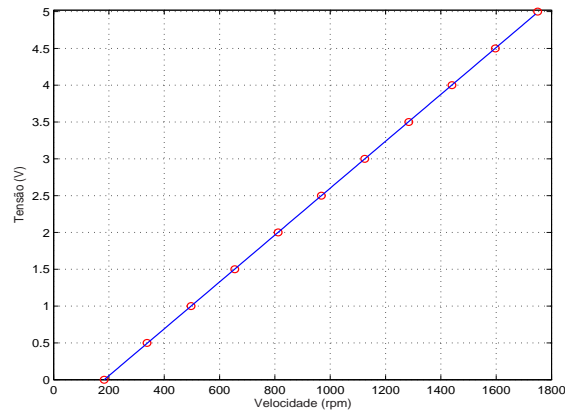


Figura 3.23: Curva de calibração da saída analógica da placa de aquisição de dados.

não era mais utilizado como referência pela placa de aquisição e o possível fechamento de laços de terra foi evitado. O filtro *anti-aliasing* melhorou a relação sinal-ruído, pois a interferência eletromagnética dos inversores é de alta frequência, frequência de chaveamento dos inversores é igual a 5kHz. A melhoria obtida pelo filtro foi melhor observada quando utilizado em conjunto com o desacoplador, quando houve uma redução de aproximadamente 40 vezes na potência espectral do ruído.

A Fig. 3.25 (a) mostra o espectro do sinal do *encoder* convertido em tensão, obtido pela placa de aquisição. Como pode ser observado, esse sinal, transmitido no padrão TTL, é mais imune à interferência eletromagnética. A Fig. 3.25 (b) apresenta o espectro de frequência do sinal transmitido pelo potenciômetro. Como era esperado, por se tratar de um sinal transmitido em tensão, o ruído é mais presente neste sinal. Esses dois sinais foram obtidos com a utilização de desacopladores e sem os respectivos filtros e as bombas foram mantidas na velocidade de 1400 rpm.

Além da configuração da placa eletrônica, um outro fator que influencia a relação sinal ruído é a velocidade das bombas. A Fig. 3.26 apresenta os espectros de frequência do sinal de pressão de recalque transmitido pelo transmissor de pressão, em diferentes condições:

- (a) circuito eletrônico com desacopladores e filtros, inversores desligados;
- (b) circuito eletrônico com desacopladores e filtros, bombas mantidas em 800 rpm;

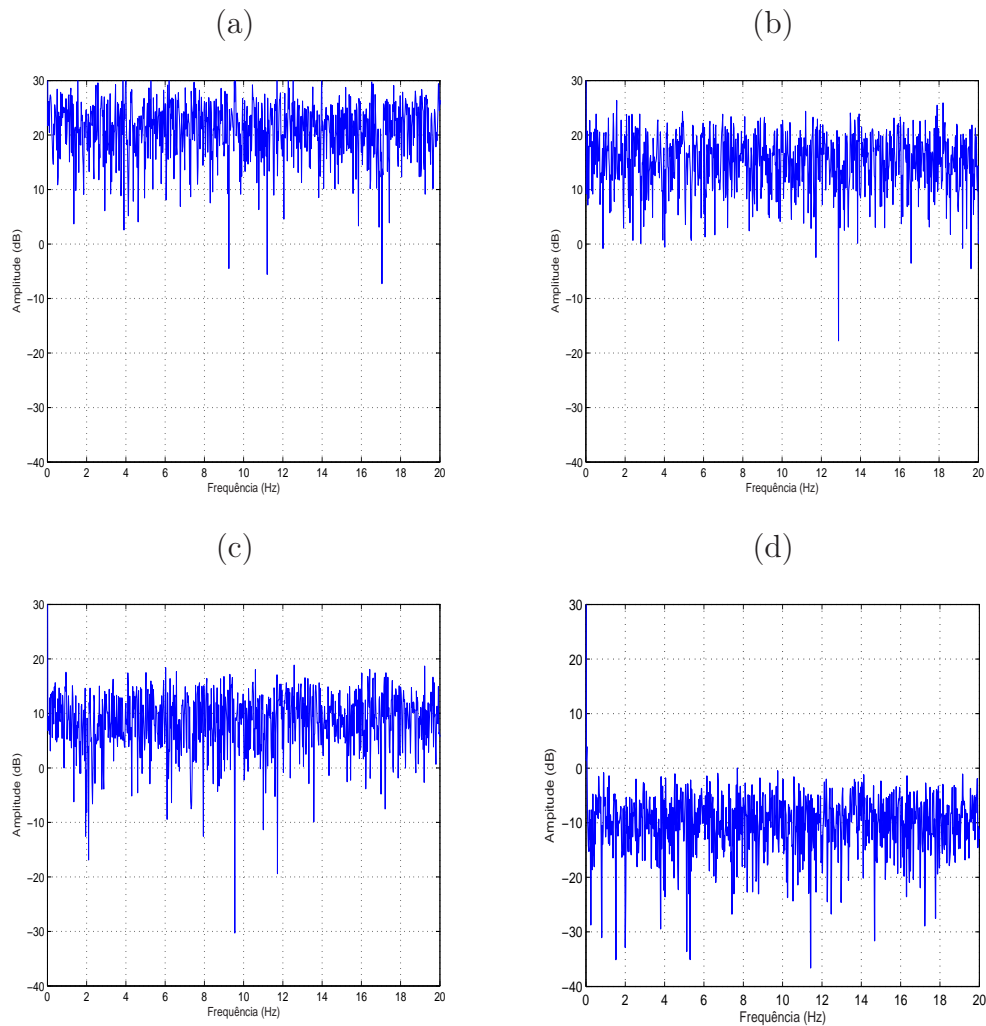


Figura 3.24: Espectro de frequência do sinal transmitido pelo potenciômetro com diferentes medidas de redução de ruído. Sendo (a) sem utilização de desacopladores e filtros, (b) sem utilização de desacopladores e com a utilização de filtro, (c) com utilização dos desacopladores e sem filtros e (d) com utilização dos desacopladores e filtro.

- (c) circuito eletrônico com desacopladores e filtros, bombas em 1400 rpm;
- (d) circuito eletrônico com desacopladores e sem filtros, bombas em 1400 rpm.

A Tab. 3.9 apresenta o desvio padrão dos erros (STD), em unidades de engenharia, e o desvio padrão percentual dos erros (PSTD), de todas as

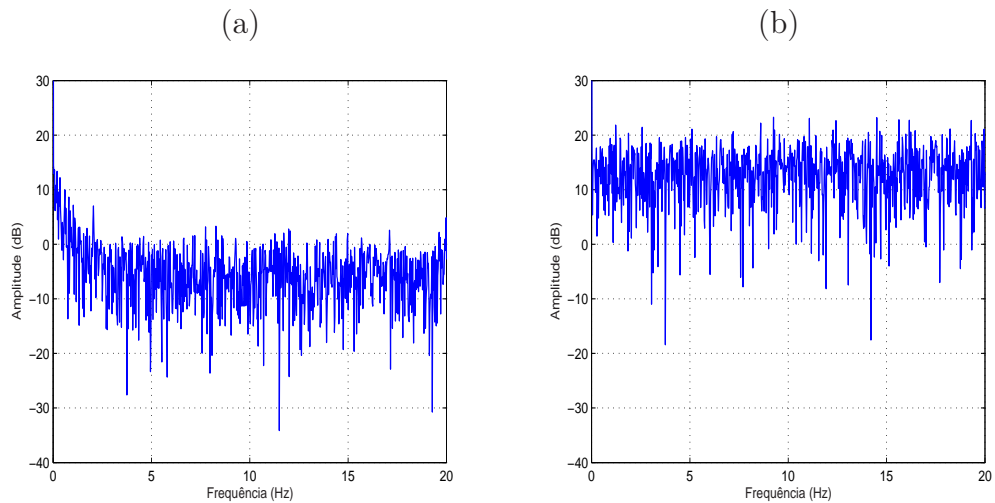


Figura 3.25: Espectros de frequências de (a) velocidade angular e (b) abertura das pás com bombas mantidas em 1400 rpm.

variáveis do processo, para diferentes velocidades das bombas. Os ensaios, para obtenção dos valores dessa tabela, foram realizados com o sistema em estado estacionário, sendo que, para cada variável do processo, foi calculada a média dos pontos de medição. A partir dessa média foi determinado o desvio padrão das amostras.

Os dados foram obtidos utilizando o circuito eletrônico com desacopladores e filtros, considerada a melhor configuração para redução de ruído – todos os dados a serem coletados a partir de então serão com essa configuração.

Como pode ser observado na Fig. 3.26 a velocidade das bombas é determinante na relação sinal ruído da pressão de recalque – fato também observado para as outras variáveis do sistema. O ruído presente no sinal quando os inversores estão desligados é inferior ao ruído presente quando estes estão ligados. Conforme apresentado na Tab. 3.9 e pela Fig. 3.26, pode-se anuir que a causa principal do aumento do erro de medição, quando a velocidade das bombas foi aumentada de 800 rpm para 1400 rpm, foi o aumento de componentes de baixas frequências – frequências relacionadas à dinâmica do processo –, pois a variável que sofre menos influência da dinâmica do processo, a abertura das pás, não obteve valores maiores de desvio padrão do erro com esse aumento na velocidade angular das bombas – a abertura das pás foi mantida em 80% de abertura durante os ensaios.

Tabela 3.9: Desvio padrão (STD) e desvio padrão percentual (PSTD) das variáveis do processo para três velocidades angulares (VEL) das bombas, operando em paralelo, em rpm. Sendo PR, PS1 e PS2 as pressões de recalque, sucção da bomba 1 e da bomba 2 em mca, respectivamente; VA a vazão do sistema em l/s; VE a velocidade angular do conjunto turbina-gerador em rpm; AP a abertura das pás do distribuidor da turbina em porcentagem; e CEL a massa medida pela célula de carga em kg, utilizada no cálculo do conjugado de eixo do conjunto turbina-gerador.

Índice	VEL	PR	PS1	PS2	VA	VE	AP	CEL
STD	0	0,016	0,007	0,009	0,010	1,680	0,114	0,004
	800	0,038	0,025	0,035	0,218	4,800	0,257	0,060
	1400	0,096	0,053	0,116	0,162	6,240	0,240	0,191
PSTD(%)	0	—	0,07	0,08	—	—	0,14	0,15
	800	0,94	0,27	0,35	1,44	0,31	0,32	2,32
	1400	0,72	0,66	1,39	0,61	0,21	0,29	7,35

Por meio das Fig. 3.26 (c) e (d) fica claro a influência do filtro de frequência de corte 10 Hz utilizado. Para frequências inferiores a esta, as componentes dos dois experimentos são semelhante, porém, acima dessa frequência de corte, o espectro é reduzido quando o filtro é utilizado.

Outro fato notável na tabela de erros é a baixa precisão da célula de carga devido à presença de ruído. Essa questão pode ser explicada devido ao fato que o sinal da célula é de amplitude muito baixa e a vibração da bancada à medida que a velocidade das bombas aumenta, também se intensifica.

A frequência de amostragem utilizada nesses ensaios de análise espectral foi de 200 Hz, com tempo de duração de cada ensaio igual a 40 segundos — totalizando 8000 pontos de medição.

3.5 Monitoramento e Controle do Processo

O monitoramento e controle da planta piloto são realizados por um supervisão desenvolvido pelo autor do presente trabalho no LabView, versão 7.1, produto da *National Instruments*, usando o sistema operacional Windows. Esse sistema de supervisão tem por objetivo apresentar ao usuário os

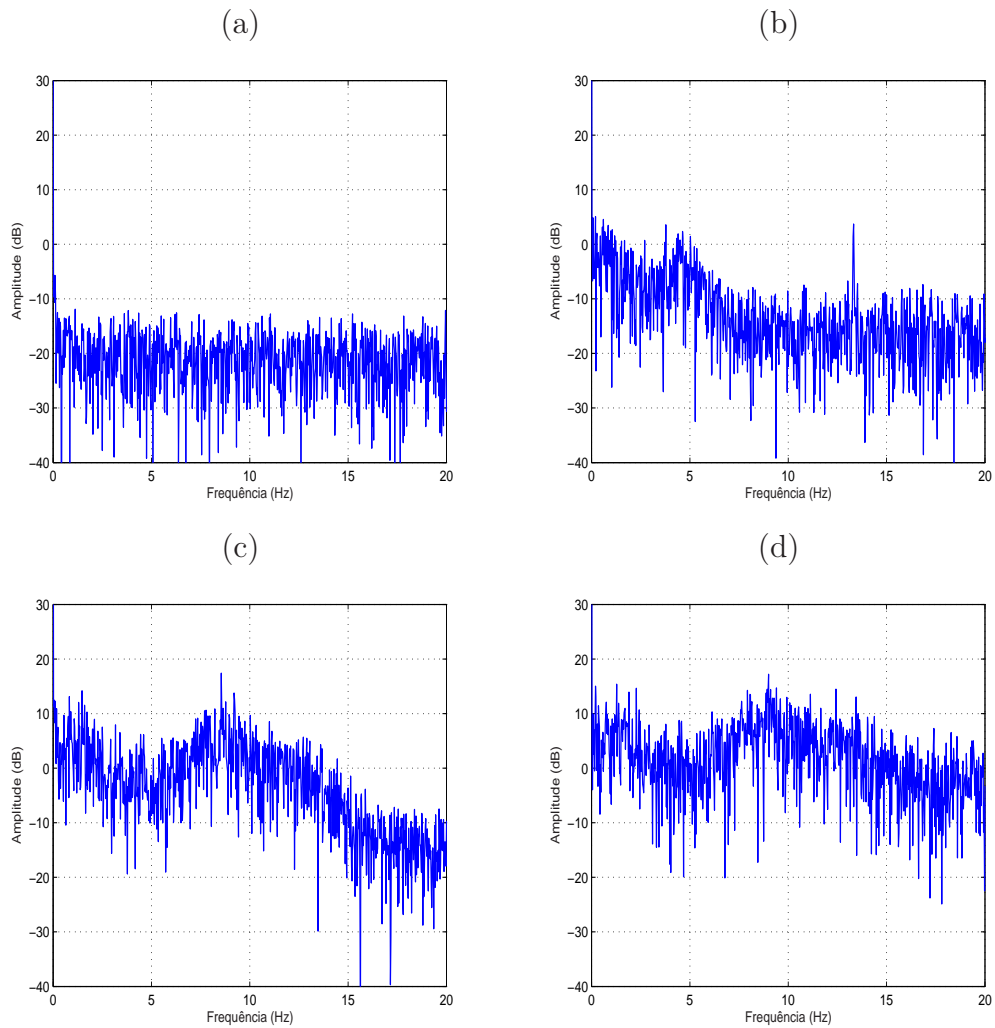


Figura 3.26: Espectros de frequência do sinal de pressão de recalque. Sendo (a) com utilização de desacopladores e filtros, com inversores desligados, (b) com utilização de desacopladores e filtros, bombas a 800 rpm, (c) com utilização de desacopladores e filtros, bombas a 1400 rpm e (d) com utilização dos desacopladores e sem utilizar os filtros, bombas a 1400 rpm.

valores das variáveis importantes do processo bem como controlar a pressão de recalque do sistema de bombeamento – assunto discutido no Capítulo 6.

O *driver* da placa de aquisição de dados, para ser utilizado no LabView, foi obtido com a fabricante da placa, a *Advantech Co. Ltd.*

O programa desenvolvido pode ser dividido em duas partes executadas de forma paralela:

- aquisição de dados e controle: em um *execution control* do tipo *timed loop*, são efetuadas as funções mais críticas, ou seja, conversão A/D de todas as entradas, cálculo da saída do controlador e conversão D/A em uma frequência determinada pelo usuário e alta prioridade;
- monitoramento: em um outro *execution control* do tipo *timed loop*, são realizadas as tarefas de construção de gráficos das entradas e saída analógicas no tempo, bem como a apresentação dos valores de cada variável, sendo que, a frequência desse *loop* é bem inferior ao *loop* de aquisição e controle e de baixa prioridade.

Para minimizar o esforço computacional, todas as variáveis de interesse do processo são armazenadas em uma matriz e apenas com o término da rotina esses dados são salvos em um arquivo.

O supervisor ainda permite ao usuário a escolha do tempo total do experimento, a velocidade inicial das bombas e o tempo de início do controle. O *setpoint* da pressão de recalque pode ser definido em qualquer instante durante todo o experimento.

Para controle da pressão de recalque foi utilizado um controlador PI clássico implementado por blocos de função da biblioteca PID do LabView. Os ganhos do controlador só podem ser alterados no ambiente de programação do LabView.

As Fig. 3.27, 3.28 e 3.29 apresentam as telas do supervisor desenvolvido. A tela *sinóptico* tem por função obter as diretrizes de experimento dadas pelo usuário e mostrar as variáveis medidas. A tela *controle*, além de mostrar as variáveis medidas, apresenta gráficos relativos ao desempenho do controlador utilizado como, pressão de recalque *versus setpoint*, ação de controle enviada aos inversores de frequência e erro. A tela *variáveis monitoradas* mostra graficamente todas as variáveis adquiridas pela placa de aquisição de dados.

As variáveis monitoradas são:

- pressão de recalque;
- pressão de sucção da bomba 1 e da bomba 2;
- vazão;
- abertura das pás da turbina;
- velocidade angular da turbina;

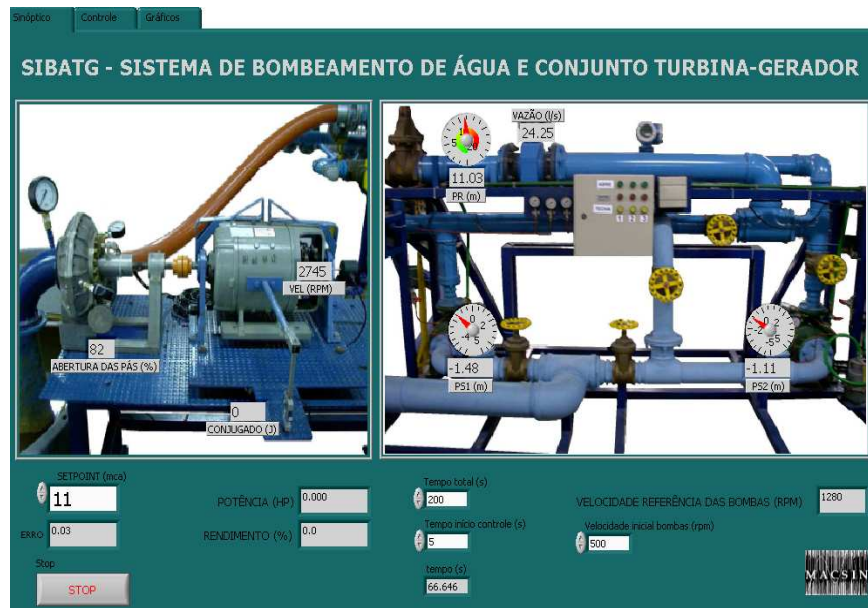


Figura 3.27: Tela *sinóptico* do supervisor. Nesta tela, são ajustados os parâmetros de controle e tempo de execução da rotina.

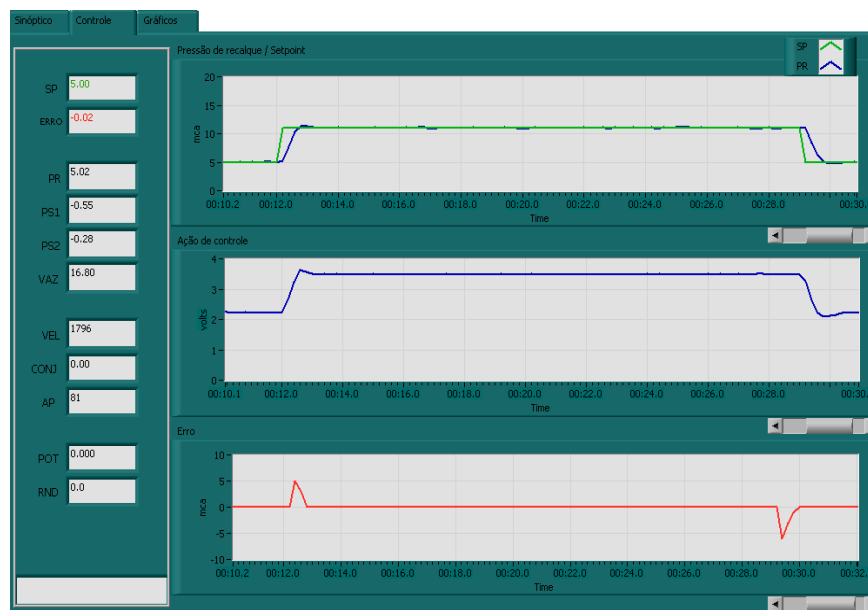


Figura 3.28: Tela *controle* do supervisor. Nesta tela, são monitoradas as variáveis referentes ao controle: pressão de recalque, *setpoint*, ação de controle e erro.

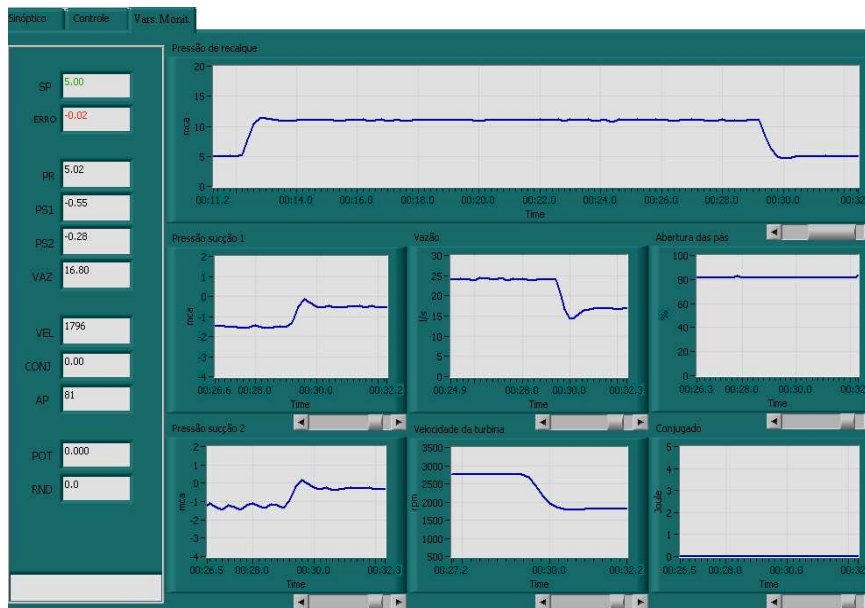


Figura 3.29: Tela *variáveis monitoradas* do supervísório. Nesta tela, são mostradas graficamente todas as variáveis cujos sinais são transmitidos às entradas analógicas da placa de aquisição de dados, com destaque para a variável controlada — pressão de recalque.

- conjugado da turbina;
- eficiência da turbina.

3.6 Conclusões do Capítulo

Neste capítulo foram apresentados os principais componentes que integram a planta piloto que será utilizada durante todo o decorrer deste trabalho.

Uma análise do ruído presente nos dados transmitidos pelos sensores foi feita, tendo sido apresentadas as soluções implementadas que visam diminuir os efeitos provocados por ruído em ambientes ríspidos como o qual a planta em estudo está inserida.

O sistema de supervisão e controle foi sucintamente descrito, tal sistema será de grande utilidade nos capítulos seguintes.

ANÁLISE DE DESEMPENHO E CURVAS ESTÁTICAS DA PLANTA PILOTO

4.1 Introdução

O sistema de bombeamento de água e o módulo turbina-gerador serão analisados de forma qualitativa e quantitativa neste capítulo. A partir do conhecimento obtido e discutido no Capítulo 2, metodologias de ensaios para obtenção das curvas características do sistema foram implementadas.

São três as metodologias de ensaio da planta piloto, divididas em seções. A primeira seção descreve, de maneira sucinta, as redes neurais artificiais, utilizadas na extrapolação de dados obtidos nos ensaios realizados.

A segunda seção é destinada à obtenção das curvas do sistema de bombeamento sem que o módulo turbina-gerador seja acoplado em sua saída. Com isso será feito um estudo das bombas centrífugas, comparações entre tipos de associações de bombas e seus rendimentos. Esse estudo auxiliará na escolha da configuração do sistema de bombeamento de melhor adequação ao módulo turbina-gerador.

A terceira seção, com o módulo da turbina acoplado à saída primária do sistema de bombeamento, tem por finalidade obter as curvas características da turbina Francis e compará-las com as curvas esperadas, conforme discutido no Capítulo 2, de acordo com o projeto da mesma.

A quarta seção apresentará uma metodologia de ensaio para obtenção das curvas do sistema de bombeamento de água com a turbina acoplada em sua saída principal. Nessa seção serão obtidas as curvas estáticas da planta piloto a serem utilizadas no capítulo de modelagem dinâmica do sistema, Capítulo 5.

4.2 Redes Neurais Artificiais

“Redes Neurais Artificiais são sistemas paralelos distribuídos compostos por unidades de processamento simples (nodos) que calculam determinadas funções matemáticas” (Braga et al., 2000).

A redes neurais (RNA) são composta de nodos, ou neurônios, interligados e dispostos em camadas e possuem a capacidade de aprender por exemplos e fazer interpolação e extrapolação do que aprenderem. Uma rede com uma camada intermediária, ou oculta, é capaz de implementar qualquer função estática contínua (Cybenko, 1989). As redes neurais utilizadas neste trabalho são do tipo Perceptron Multi-Camadas, do inglês *Multi-Layer Perceptron* (MLP) (Haykin, 2001). Elas possuem uma camada correspondente às entradas da rede, uma camada de nodos intermediária, e uma camada de saída – um nodo de saída. Cada nodo da rede é composto por:

- conjunto de conexões: para cada conexão de entrada do nodo há um peso sináptico, w , que multiplica o sinal de um neurônio anterior ou um sinal de entrada da rede;
- somador: efetua a soma das entradas ponderadas;
- função de ativação: responsável pelo processamento do sinal obtido pelo somador.

As funções de ativação utilizadas neste trabalho são a tangente hiperbólica, para as camadas de entrada e intermediária, e linear para a camada de saída. Sendo assim, a saída da rede, com um único neurônio na saída, pode ser escrita como:

$$y(k) = \sum_{i=1}^m w_i f_i \left(\sum_{j=1}^n w_{ij} x_j + b_i \right), \quad (4.1)$$

sendo f_i , a função de ativação de cada neurônio i da camada intermediária, w_i os pesos da saída de cada neurônio da camada intermediária, w_{ij} o peso do neurônio i da camada oculta para a entrada j da rede e b_i o *bias* do nodo i . O *bias* é responsável pelo aumento ou diminuição da entrada líquida do nodo, tendo efeito direto no valor final da função de ativação.

Vários são os algoritmos para estimação dos pesos e *bias* de uma rede neural – chamada de etapa de treinamento, ou aprendizagem, da rede. Um dos mais conhecidos é o de retropropagação do erro, do inglês *backpropagation*

(Rumelhart e McClelland, 1986). Por se tratar de um algoritmo lento, alterações neste algoritmo foram feitas nos anos seguintes de sua criação, dentre elas destaca-se o método de Levenberg–Marquardt, que tornou o algoritmo mais rápido e mais robusto a mínimos locais (Hagan e Menhaj, 1994).

4.3 Curvas Características do Sistema de Bombeamento de Água

A metodologia de ensaio, para obtenção das curvas características do sistema de bombeamento de água, seguiu os seguintes passos:

1. determinar a configuração do sistema: como as bombas podem ser conectadas de diferentes formas, separadas ou em associação, a partir das válvulas inseridas no sistema, deve-se preparar o conjunto de acordo com a curva que se deseja obter;
2. ligar e ajustar os inversores de frequência para controle da velocidade desejada para o ensaio;
3. por meio do acionamento da válvula gaveta motorizada da saída principal do sistema — HV_09, Fig. 3.6 —, a partir de seu ponto máximo de fechamento, deve-se registrar valores de pressão de recalque, pressão de sucção, vazão e potência elétrica de alimentação de cada bomba, para diferentes aberturas da válvula. Durante o ensaio é importante que os valores de aberturas consecutivas não variem significativamente.

Para obtenção das curvas do sistema de bombeamento, foram realizados 40 ensaios. Sendo 10 ensaios para cada tipo de configuração do sistema: apenas a bomba 1 ligada, apenas a bomba 2 ligada e associações em série e paralelo. Os 10 ensaios de cada configuração foram realizados em velocidades distintas — 850, 950, 1050, 1150, 1250, 1350, 1450, 1550, 1650 e 1750 rpm. Nos ensaios de associação das bombas, estas possuíam velocidades iguais, controladas pelos inversores – mesma referência de velocidade. A saída do sistema foi diretamente conectada, por meio de tubulação PVC, ao reservatório de água (TQ_01).

As Fig. 4.2 e 4.3 apresentam as curvas $H \times Q$ do sistema, sendo H a pressão total do sistema — pressão de recalque - pressão de sucção. Os pontos registrados no ensaio são destacados com x. Para cada curva $H \times Q$

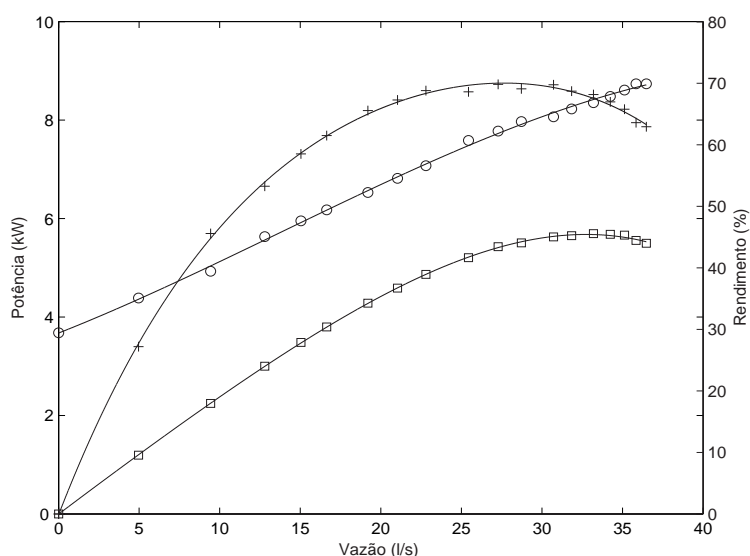


Figura 4.1: Curvas de potência e rendimento em função da vazão das bombas 1 e 2, em paralelo, para velocidade angular igual a 1550 rpm. Sendo (o) a potência elétrica consumida pelas bombas, (□) a potência hidráulica fornecida ao sistema e (+) o rendimento da associação.

foi realizada uma aproximação polinomial – os parâmetros de tais polinômios são mostrados no Apêndice B.

O rendimento das amostras dos ensaios foi calculado e uma aproximação polinomial foi também realizada – os parâmetros dos polinômios de rendimento em função da vazão para diferentes velocidades angulares das bombas e associações são mostrados no Apêndice B –, tal aproximação, em um caso particular, pode ser observada na Fig. 4.1 que mostra as curvas de potência de alimentação das bombas, de potência hidráulica fornecida pelas bombas ao sistema e rendimento, η – definido em (2.14). Essas curvas foram obtidas mantendo-se constante a velocidade angular das bombas em 1550 rpm, em associação paralela.

A partir dos polinômios obtidos, foi possível determinar as curvas de nível de rendimento mostradas nas Fig. 4.4, 4.5, 4.6 e 4.7.

Analisando os rendimentos de cada configuração do sistema, pode-se anuir que a bomba 1 obteve um rendimento inferior à bomba 2. O melhor rendimento da bomba 1 foi próximo de 71% a uma velocidade de aproximadamente 1600 rpm, enquanto que a bomba 2 obteve um rendimento de 76% em uma

velocidade de 1550 rpm. A potência hidráulica fornecida pela bomba 1, em velocidades elevadas, foi inferior à fornecida pela bomba 2, a diferença é significativa em 1750 rpm. As possíveis causas desse rendimento inferior são:

- um vazamento de água maior foi detectado na carcaça da bomba 1 ao término dos ensaios;
- há um percurso maior da água bombeada pela bomba 1 em relação ao da bomba 2 e uma bifurcação a mais na tubulação de recalque da bomba 1 antes do ponto de tomada de pressão;
- embora os conjuntos motobombas sejam do mesmo fabricante e de características semelhantes, não se pode dizer que são idênticos.

Deve-se ressaltar que os resultados aqui apresentados não excluem as perdas na tubulação de sucção e de recalque. Sendo assim, se essas perdas forem descontadas das curvas obtidas, pode-se chegar a resultados mais próximos entre as duas bombas.

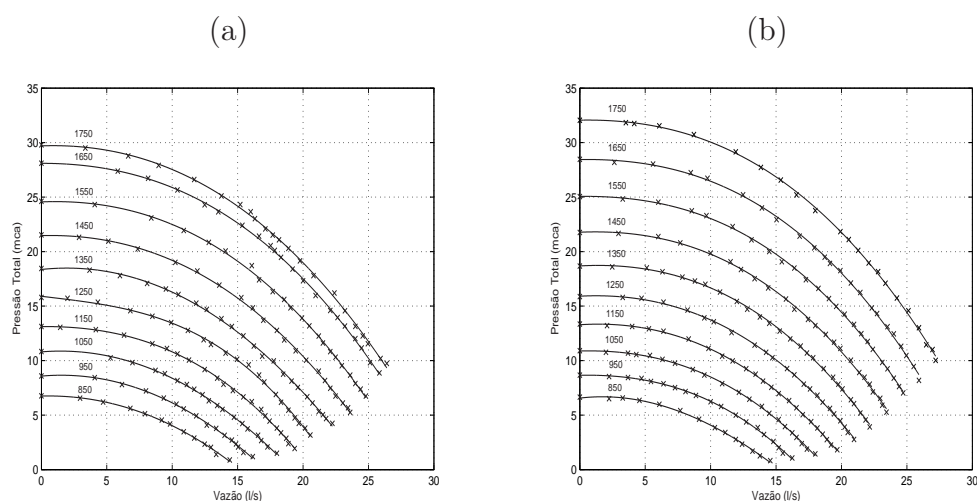


Figura 4.2: Curvas $H \times Q$, (a) bomba 1 e (b) bomba 2, para diferentes velocidades angulares das mesmas. Os pontos de medição registrados no ensaio estão destacados (x).

A Fig. 4.8 apresenta as associações das bombas, paralelo e série, com velocidade angular igual a 1550 rpm. Conforme assunto supracitado na Seção 2.4.1, Fig. 2.11 e 2.12, na associação de duas bombas idênticas, em paralelo,

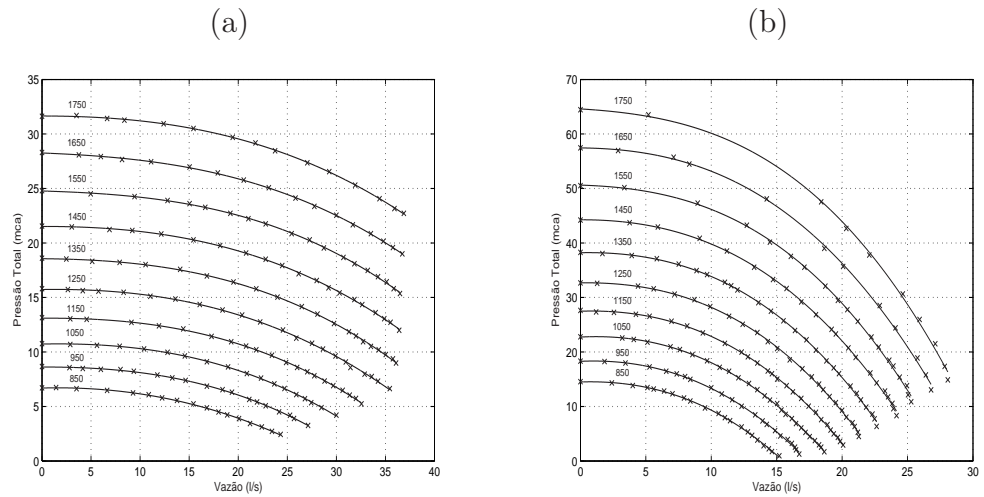


Figura 4.3: Curvas $H \times Q$, (a) bombas em paralelo e (b) bombas em série, para diferentes velocidades angulares do conjunto.

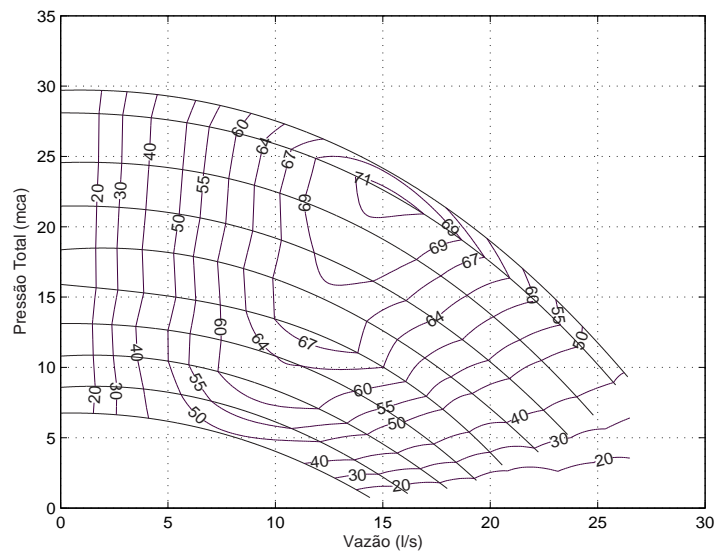


Figura 4.4: Curvas $H \times Q$ da bomba 1 para diferentes velocidades angulares da mesma. As curvas de nível representam os rendimentos em porcentagem.

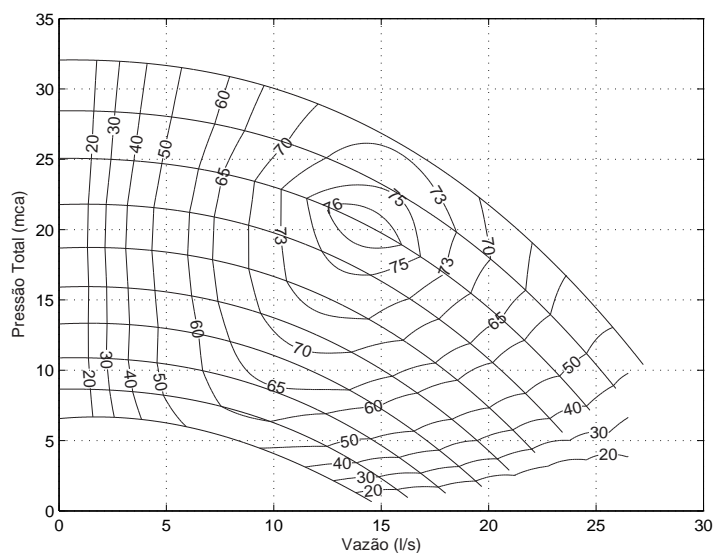


Figura 4.5: Curvas $H \times Q$ da bomba 2 para diferentes velocidades angulares da mesma.

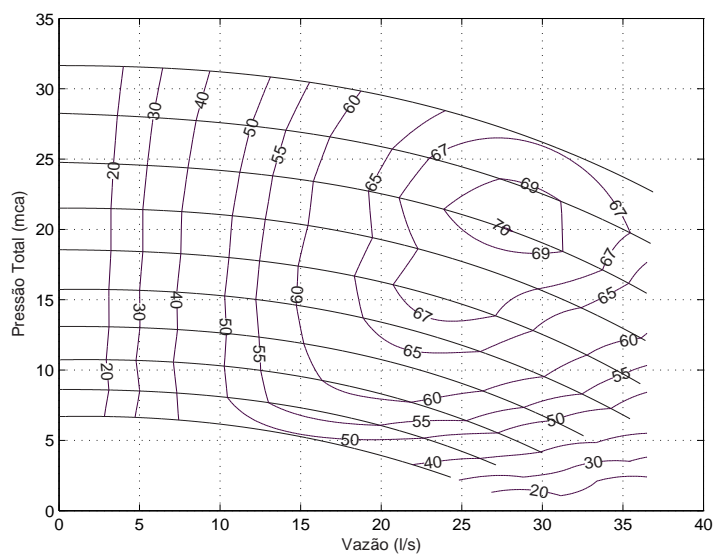


Figura 4.6: Curvas $H \times Q$ das bombas 1 e 2, em paralelo, para diferentes velocidades angulares da mesma.

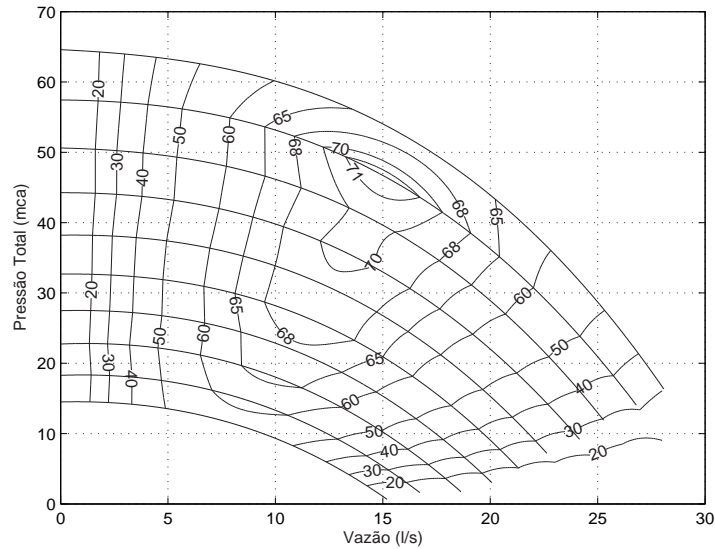


Figura 4.7: Curvas $H \times Q$ das bombas 1 e 2, em série, para diferentes velocidades angulares da mesma.

em velocidades iguais, a vazão resultante é aproximadamente a soma das vazões das bombas, ligadas separadamente, para uma mesma pressão. A associação em série, contrariamente, acarreta no sistema, em uma mesma vazão, a soma das pressões das bombas ligadas separadamente.

4.4 Curvas Características da Turbina Francis

A utilização de um gerador acoplado à turbina, neste trabalho, é exclusivamente destinada à obtenção das principais curvas características da turbina, esboçadas na Seção 2.4.2. A metodologia aplicada aos ensaios foi:

1. configurar o sistema para associação paralela das bombas;
2. conectar a turbina Francis na saída principal do sistema;
3. ajustar a posição das pás do distribuidor da turbina a fim de obter o valor desejado de ângulo de abertura;
4. selecionar a velocidade angular das bombas, por meio de ajuste nos inversores de frequência, de forma que os ensaios sejam realizados a

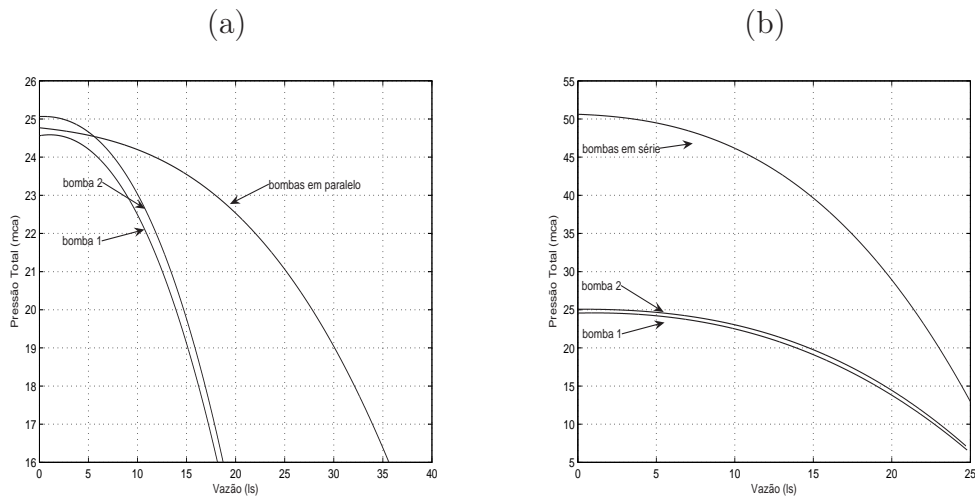


Figura 4.8: Comparação entre tipos de associação de bombas — velocidade angular das bombas igual a 1550 rpm. Sendo (a) a associação em paralelo e (b) em série.

pressão constante;

5. aplicar uma carga sobre a turbina por meio do gerador. Essa carga, frenagem do eixo da turbina, pode ser obtida com atuação sobre o sistema:
 - aumentando-se a tensão de alimentação do campo do gerador por meio do varivolt;
 - diminuindo-se a resistência equivalente do banco de resistores conectado à armadura do motor de corrente contínua.

Deve-se, então, registrar, para diversas cargas, a velocidade angular do eixo do conjunto turbina-gerador, a força sobre o braço de alavanca da carcaça do gerador e a vazão de água pela turbina, por meio do *encoder*, da célula de carga e do medidor de vazão respectivamente. O conjugado gerado é calculado pelo produto entre a força medida pela célula de carga e o comprimento do braço utilizado para a sua montagem.

A escolha de associação em paralelo para os ensaios é justificada pelo fato dessa configuração fornecer vazões maiores, próximas da vazão nominal de

projeto da turbina Francis utilizada. A pressão de recalque do sistema de bombeamento, mantida constante durante os ensaios, foi de 11 metros de coluna d'água, conforme especificação de projeto da turbina.

Os pontos obtidos pelos ensaios, que determinaram a potência da turbina em função de sua velocidade, para diversas aberturas das pás do distribuidor da mesma, são mostrados na Fig. 4.9, juntamente com uma aproximação polinomial cujos coeficientes são mostrados no Apêndice B. Para cada conjunto de amostras de uma determinada abertura das pás, cujas medições são mostradas na Fig. 4.9, foi feita uma aproximação polinomial do rendimento – os coeficientes dessas funções polinomiais são apresentados no Apêndice B.

A partir das aproximações polinomiais realizadas, a Fig. 4.10 foi obtida, apresentando as curvas de potência, exceto para abertura de 10% por apresentar potência e velocidade muito baixas em relação às outras, com as respectivas curvas de nível de rendimento da turbina. Por esse gráfico, pode-se anuir que o maior rendimento da máquina foi de aproximadamente 50%, para uma velocidade angular próxima de 1650 rpm e 70% de abertura das pás. Essa velocidade, do ponto ótimo de operação da máquina, ficou abaixo da velocidade nominal de projeto da mesma, 2021 rpm. A maior potência fornecida pela turbina foi aproximadamente 2,5 HP, com abertura das pás igual a 100%, abaixo da potência de projeto – 3 HP –, e com rendimento de aproximadamente 47%.

Por meio das curvas de potência e polinômios supracitados, foi possível obter as curvas de rendimento e potência em função da vazão para velocidade de 1800 rpm e 11 mca de pressão, Fig. 4.11 (a). A Fig. 4.11 (b), mostra a relação entre rendimento e potência para essas mesmas condições. Como discutido na Seção 2.4.2, ver Fig. 2.16 e 2.17, a potência é diretamente proporcional à vazão enquanto que o rendimento, após o seu ponto ótimo, à medida que a vazão aumenta, é reduzido. Além disso, o ponto de operação de maior potência não é o de maior rendimento.

Foi observado no ensaio da turbina, com pressão e abertura de pás constantes, que à medida que a velocidade angular da turbina reduz, a vazão aumenta, como mostrado na Fig. 4.12 (a). A Fig. 4.12 (b), apresenta, com mais clareza, o ponto ótimo de operação da turbina — rendimento de aproximadamente 50% — descrito anteriormente: abertura das pás em 70% e velocidade angular próxima de 1650 rpm.

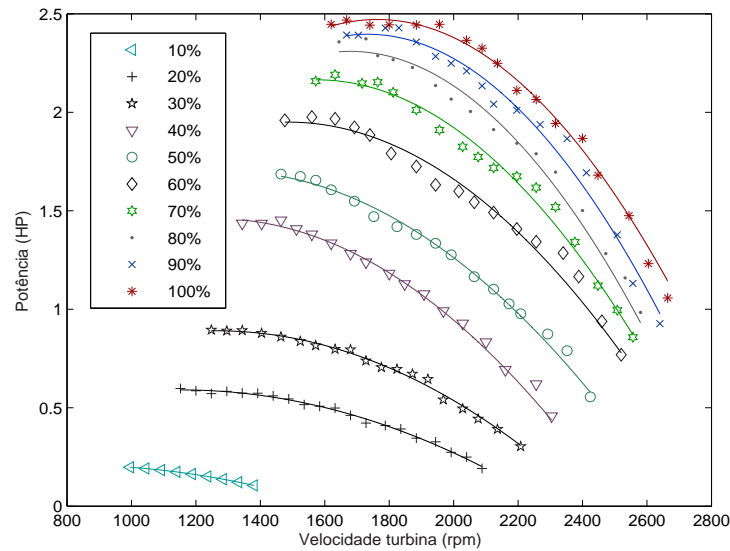


Figura 4.9: Curvas de potência em função da velocidade da turbina Francis em diferentes aberturas das pás do distribuidor. As porcentagens de abertura das pás são mostradas na legenda.

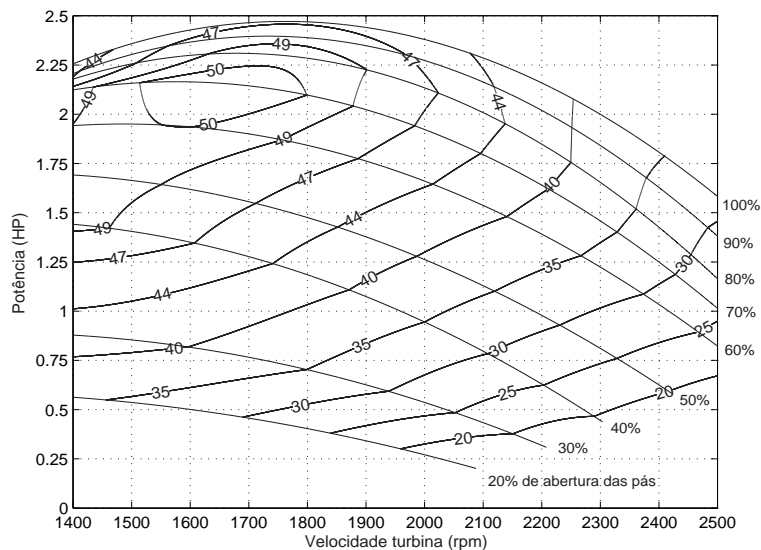


Figura 4.10: Curvas de potência da turbina Francis em função da velocidade angular da mesma, em diferentes aberturas das pás do distribuidor. As curvas de nível representam o rendimento da máquina em porcentagem.

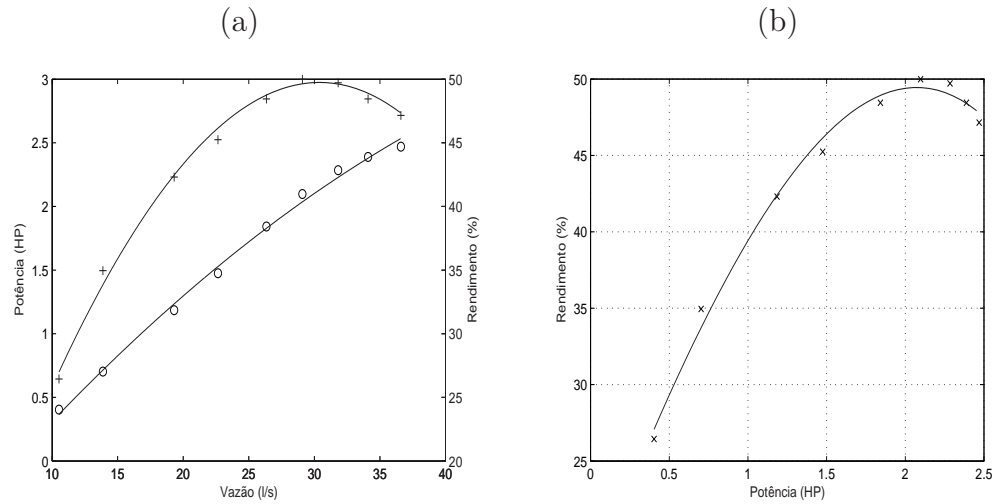


Figura 4.11: Curvas da turbina Francis obtidas a pressão e velocidade angular constantes. Curvas (a) rendimento (+), e potência (o), em função de Q e (b) variação do rendimento em relação à potência gerada, da turbina Francis, com velocidade angular igual a 1800 rpm.

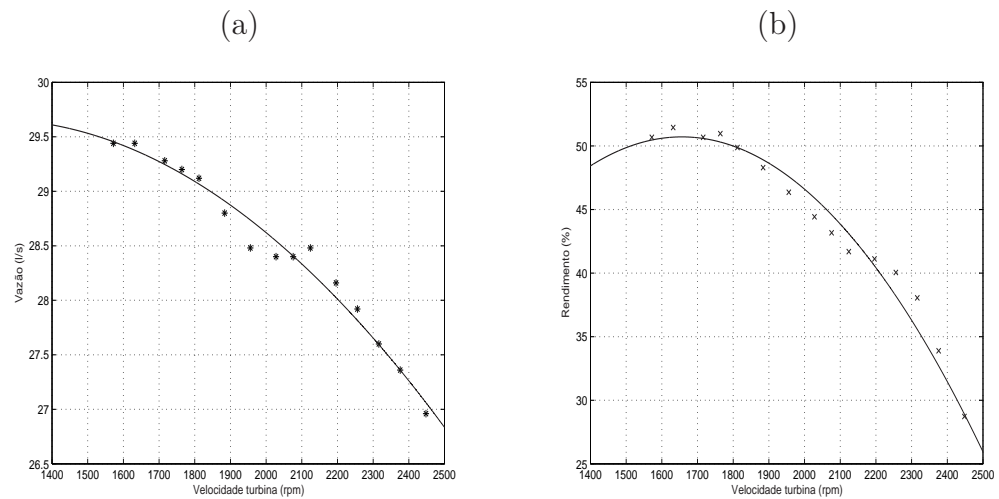


Figura 4.12: Variação da vazão, (a), e rendimento, (b), em relação à velocidade da turbina para posição das pás em 70% de abertura.

4.5 Curvas do Sistema de Bombeamento com Turbina Conectada

A metodologia de ensaio para obtenção das curvas do sistema de bombeamento, com o módulo turbina-gerador acoplado à sua saída principal, foi a seguinte:

1. configurar o sistema para associação paralela das bombas;
2. conectar a turbina Francis na saída principal do sistema;
3. manter a válvula gaveta motorizada, da saída principal, na abertura máxima;
4. ajustar a posição das pás do distribuidor da turbina a fim de obter o valor desejado de ângulo de abertura;
5. por meio dos inversores de frequência, variar as velocidades das bombas e registrar, em diversas velocidades, os valores de pressão de recalque e vazão.

Seguindo a metodologia exposta acima, observando-se que não há carga no eixo da turbina, foram realizados 11 ensaios — porcentagem de abertura das pás de 0%, 10%, 20%, 30%, 40%, 50%, 60%, 70%, 80%, 90% e 100%. Em cada ensaio, as velocidades ajustadas das bombas foram: 750, 850, 950, 1050, 1150, 1250, 1350, 1450, 1550 e 1650 rpm.

Os ensaios foram divididos em dois conjuntos distintos. Um conjunto é formado pelos dados dos ensaios com abertura de pás em 0%, 20%, 40%, 60%, 80% e 100% (conjunto de treinamento). Com os 10 pontos registrados de cada um dos ensaios deste conjunto, foi implementada aproximações polinomiais de 2º grau, para obtenção das curvas de pressão de recalque em função da velocidade angular das bombas, e aproximações de 1º grau, para obtenção das curvas de vazão em função da velocidade, para essas aberturas. Porém, é de interesse obter curvas características das bombas com a turbina conectada em qualquer posição de pás para que estas curvas permitam a obtenção de modelos dinâmicos nas diferentes aberturas de pás – assunto discutido no Capítulo 5.

A partir das aproximações polinomiais do conjunto de treinamento, foram extrapolados pontos, com resolução de velocidade das bombas igual a 1 rpm

em tais aberturas de pás, utilizados no treinamento de duas redes neurais. As MLPs foram utilizadas para extrapolar pontos além das aberturas das pás utilizadas nos ensaios.

As redes MLPs foram implementadas da seguinte forma:

- entradas: abertura das pás e velocidade angular;
- saída: pressão de recalque ou vazão;
- nodos: dois nodos na camada escondida;
- método de treinamento da rede: Levenberg-Marquardt *backpropagation*;
- função de ativação: tangente hiperbólica (nodos escondidos) e linear (nodo de saída);

Para validação das redes neurais, foram utilizados os pontos dos ensaios com abertura das pás em 10%, 30%, 50%, 70% e 90% (conjunto de validação). As curvas utilizadas para treinamento dessas redes, bem como as curvas de validação, aproximadas por polinômios, são mostradas nas Fig. 4.13 e 4.14.

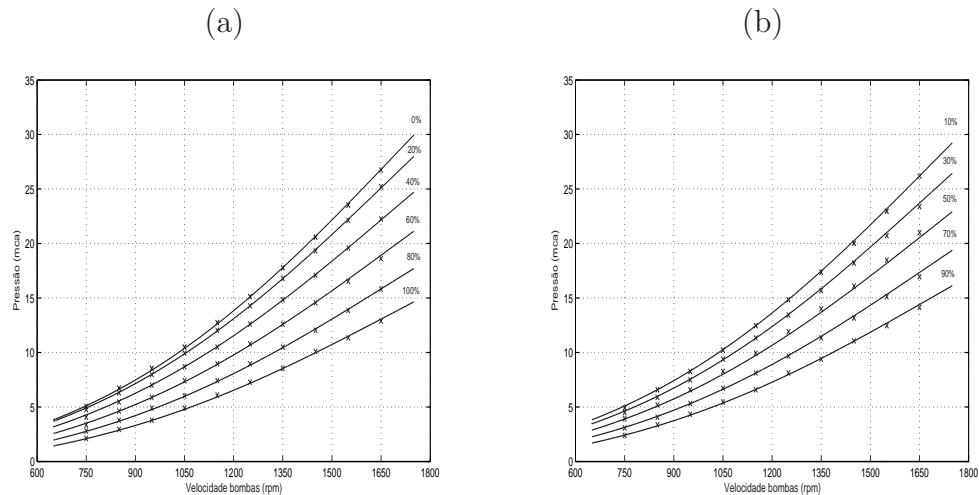


Figura 4.13: Curvas $H_r \times n$ das bombas, para diferentes aberturas de pás – treinamento (a) e validação (b).

A partir dos pontos extrapolados pelas redes neurais, foram feitas aproximações polinomiais de 2º e 1º grau, para pressão e vazão, respectivamente, em função da velocidade das bombas, para diversas aberturas das pás.

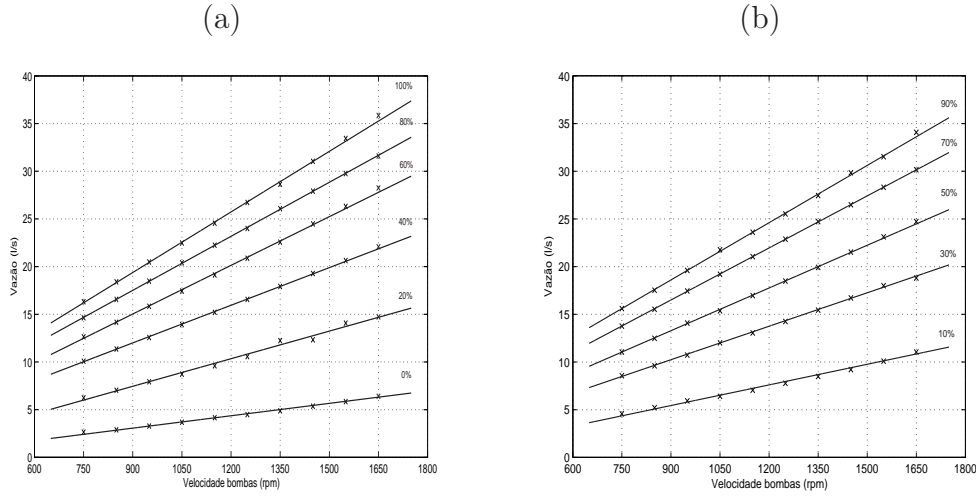


Figura 4.14: Curvas $Q \times n$ das bombas, para diferentes aberturas de pás – treinamento (a) e validação (b).

A função, pressão de recalque (H_r), em metros de coluna d'água, em função da velocidade angular das bombas (n), em rotações por minuto, e abertura das pás (φ), em porcentagem, pode ser escrita da seguinte forma:

$$\begin{aligned}
 \beta_1 &= -5,34 \times 10^{-8} \varphi + 1,02 \times 10^{-5}; \\
 \alpha_1 &= -5,50 \times 10^{-11} \varphi^4 + 1,58 \times 10^{-8} \varphi^3 - 1,68 \times 10^{-6} \varphi^2 + \\
 &\quad + 7,01 \times 10^{-5} \varphi - 4,40 \times 10^{-4}; \\
 k_1 &= 1,26 \times 10^{-8} \varphi^4 - 3,52 \times 10^{-6} \varphi^3 + 3,60 \times 10^{-4} \varphi^2 - \\
 &\quad - 1,84 \times 10^{-2} \varphi - 3,65 \times 10^{-1}; \\
 H_r &= \beta_1 n^2 + \alpha_1 n + k_1,
 \end{aligned} \tag{4.2}$$

sendo β_1 , α_1 e k_1 funções polinomiais que representam a variação dos parâmetros da função $H_r = f(n)$. As aproximações dessas funções são mostradas na Fig. 4.15.

Do mesmo modo, a vazão (Q), pode ser calculada:

$$\begin{aligned}
 \alpha_2 &= -8,83 \times 10^{-7} \varphi^2 + 2,55 \times 10^{-4} \varphi + 4,47 \times 10^{-3}; \\
 k_2 &= -8,90 \times 10^{-8} \varphi^4 + 2,70 \times 10^{-5} \varphi^3 - 2,69 \times 10^{-3} \varphi^2 + \\
 &\quad + 1,07 \times 10^{-1} \varphi - 1,53; \\
 Q &= \alpha_2 n + k_2.
 \end{aligned} \tag{4.3}$$

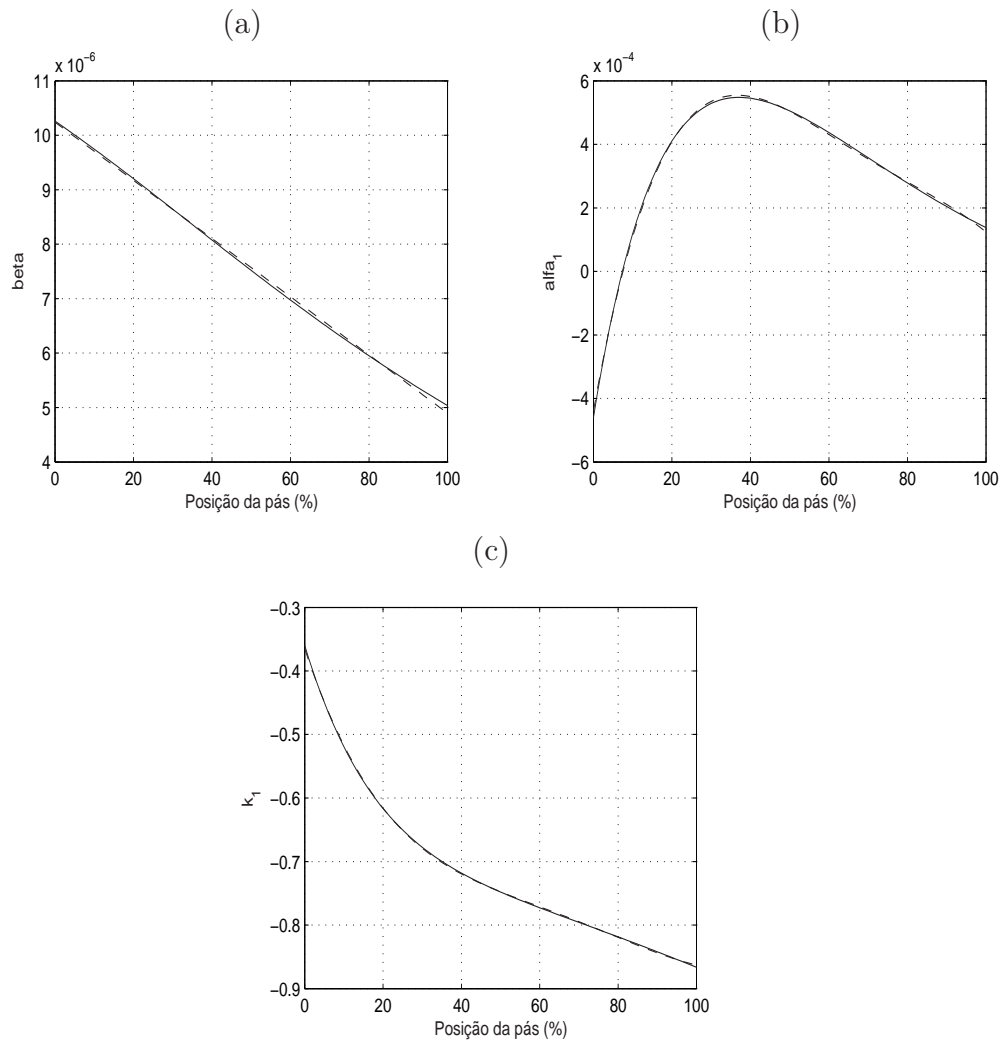


Figura 4.15: Variação dos parâmetros do polinômio que relaciona a pressão de recalque com a velocidade angular das bombas, em função da posição das pás, Eq. 4.2. Sendo (- -) a aproximação da variação dos parâmetros — $\beta(a)$, $\alpha_1(b)$ e $k_1(c)$ — e (—) os parâmetros dos polinômios obtidos, em diversas aberturas de pás, com pontos extrapolados pela rede neural.

sendo α_2 e k_2 funções polinomiais que representam a variação dos parâmetros da função $Q = g(n)$. Essas funções são mostradas na Fig. 4.16.

Por meio das Eq. 4.2 e 4.3, as Fig. 4.17, 4.18, 4.19 e 4.20 foram obtidas. A Fig. 4.17 apresenta a variação da pressão e vazão com a abertura das pás. As curvas características do sistema, pressão de recalque em função da vazão,

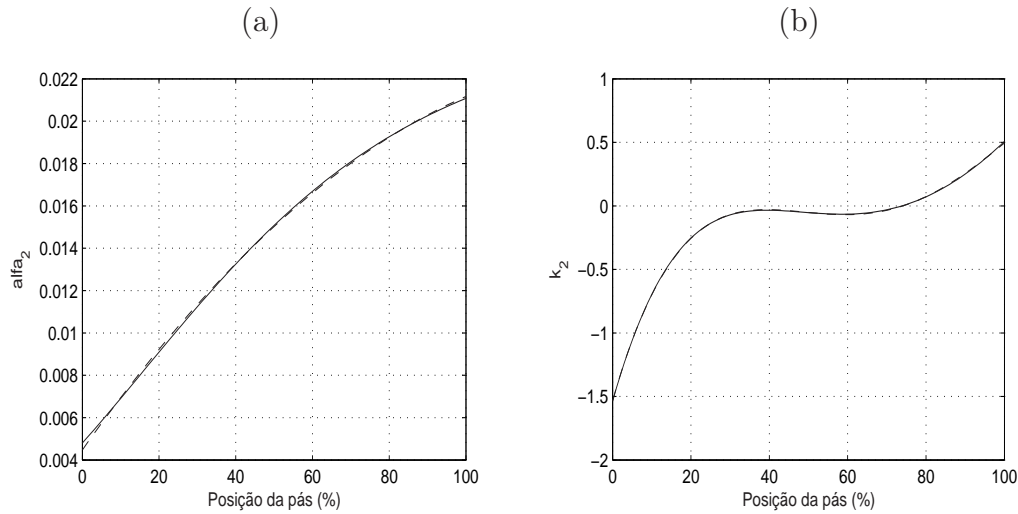


Figura 4.16: Variação dos parâmetros do polinômio que relaciona a vazão com a velocidade angular das bombas, em função da posição das pás, Eq. 4.3. Sendo (- -) a aproximação da variação dos parâmetros, α_2 (a) e k_2 (b), e (-) os parâmetros dos polinômios obtidos, em diversas aberturas de pás, com pontos extrapolados pela rede neural.

para diferentes aberturas de pás e velocidades das bombas, são mostradas na Fig. 4.18.

A superfície de resposta da pressão de recalque em relação à vazão e velocidade das bombas e a superfície de resposta da pressão de recalque em relação à posição das pás e velocidade das bombas são apresentadas nas Fig. 4.19 e 4.20, respectivamente.

4.6 Conclusões do Capítulo

Este capítulo descreveu os procedimentos seguidos na realização de ensaios da planta piloto para obtenção das curvas características do sistema. As curvas obtidas foram analisadas e comparadas com as curvas esboçadas no Capítulo 2, mostrando que a metodologia empregada e a instrumentação utilizada foram adequados.

O conhecimento adquirido por meio dos ensaios deste capítulo será importante na implementação de metodologias de ensaios utilizados na modelagem dinâmica do sistema. As curvas estáticas obtidas serão amplamente empregadas na modelagem do sistema, Capítulo 5.

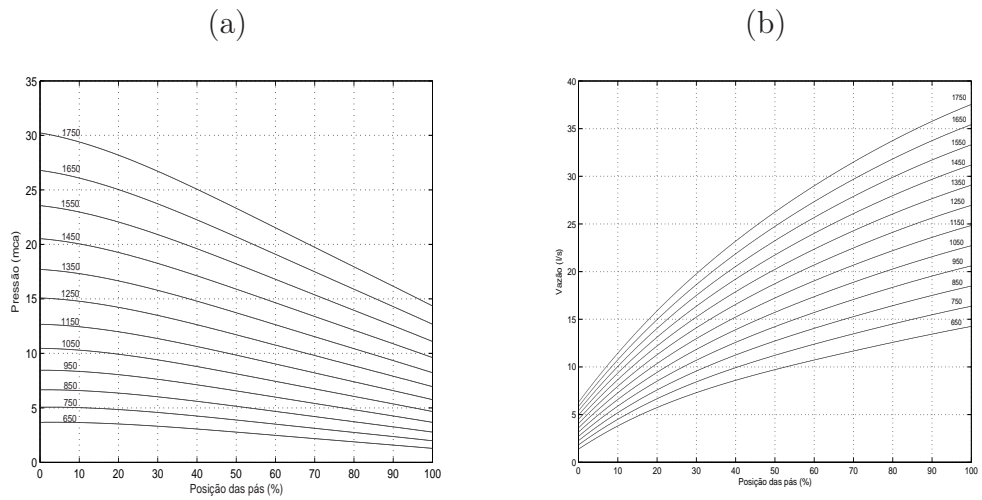


Figura 4.17: Variação de (a) H_r e (b) Q em função da posição das pás para diferentes velocidades angulares das bombas.

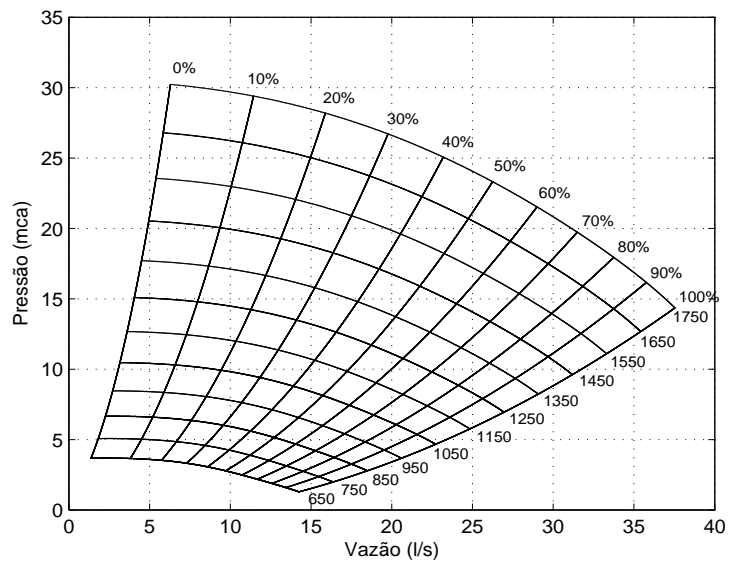


Figura 4.18: Curvas características do sistema de bombeamento, $H_r \times Q$, com as bombas operando em paralelo, em diferentes velocidades angulares, variando-se a aberturas das pás.

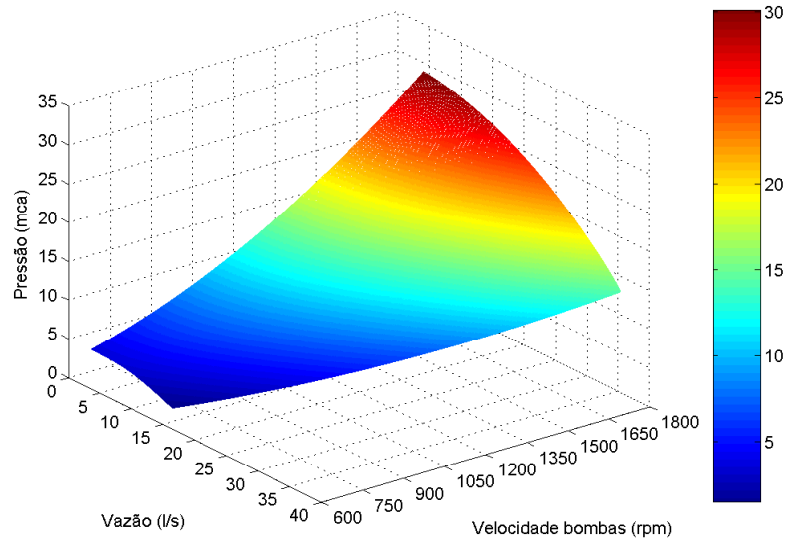


Figura 4.19: Superfície de resposta da pressão de recalque em função da vazão e velocidade angular das bombas.

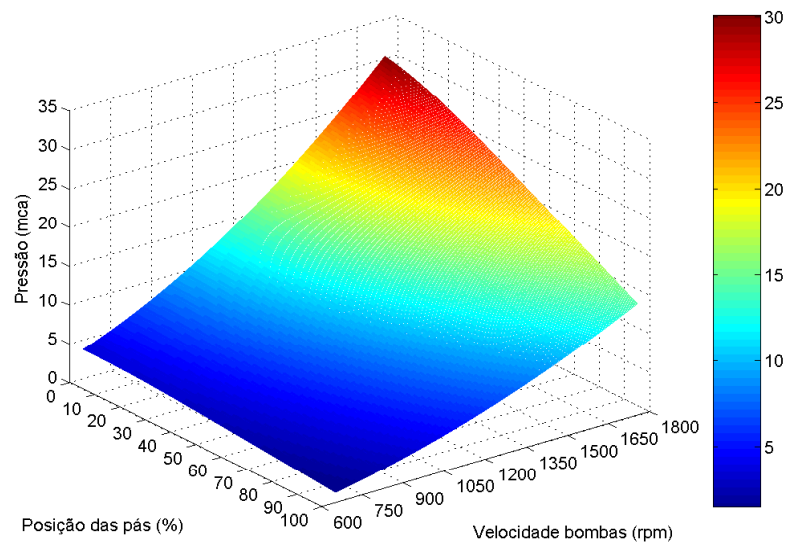


Figura 4.20: Superfície de resposta da pressão de recalque em função da abertura das pás e velocidade angular das bombas.

IDENTIFICAÇÃO DO PROCESSO

5.1 Introdução

Este capítulo tem por objetivos obter informações a respeito da dinâmica do processo, dentro de uma faixa estabelecida, e construir modelos matemáticos condizentes com essa dinâmica e com as características estáticas do sistema, levantadas no capítulo anterior. Tais modelos serão utilizados em projeto de controladores no Capítulo 6. O processo de interesse é o comportamento da pressão de recalque das bombas, em associação paralelo, de acordo com a variação das velocidades angulares das mesmas e a influência, na dinâmica do processo, da abertura das pás do distribuidor da turbina Francis, sem carga em seu eixo, acoplada na saída principal do sistema de bombeamento.

Será feita uma comparação entre modelos polinomiais e modelos obtidos por redes neurais artificiais. Em modelos polinomiais, técnicas de utilização de informação a priori do sistema na estimação dos parâmetros do modelo serão testadas.

Conceitos de modelagem matemática de sistemas, com foco em modelos polinomiais, e a descrição de um algoritmo de otimização, algoritmos genéticos, são brevemente descritos nas duas seções seguintes. A quarta seção, que tem por finalidade a escolha do sinal de excitação do sistema, apresenta técnicas de escolha desse sinal para que o sistema possa ser bem representado por modelos, em uma faixa de interesse. A quinta seção apresenta a identificação de modelos polinomiais para o sistema com a utilização ou não de informação a priori. Por fim, descreve-se a identificação de redes neurais artificiais a partir dos mesmos dados e uma comparação entre os modelos obtidos.

5.2 Modelagem Matemática de Sistemas

“Modelagem matemática é a área do conhecimento que estuda maneiras de desenvolver e implementar modelos matemáticos de sistemas reais.” (Aguirre, 2004)

Os modelos matemáticos podem ser obtidos de várias formas e técnicas. São três, as classificações de modelagem matemática de sistemas reais (Herbet e Tulleken, 1993; Sjöberg et al., 1995):

- *modelagem caixa-branca ou modelagem fenomenológica*: os modelos são obtidos por equações físicas ou químicas que regem o sistema. Deve-se conhecer o sistema profundamente;
- *modelagem (ou identificação) caixa-preta*: nenhum conhecimento prévio do sistema é necessário. A identificação do processo é realizada por meio de sinais de entrada e saída do sistema, obtidos em testes sobre o processo;
- *modelagem (ou identificação) caixa-cinza*: o conhecimento prévio do sistema auxilia as etapas do problema de identificação.

O problema de identificação de sistemas pode ser dividido na seguintes etapas (Ljung, 1987):

1. obtenção de dados experimentais do sistema a ser modelado: esta etapa tem como principal objetivo definir as características do sinal de excitação do sistema. Este sinal deve ser capaz de extrair informação dinâmica do sistema. Deve-se definir como excitar o sistema e o tempo de amostragem;
2. detecção de não-linearidades no sistema: são efetuados testes no sistema para detecção de não-linearidades que auxiliarão a escolha do tipo de modelo que representará o mesmo;
3. determinação da estrutura do modelo que representará o sistema: em sistemas não-lineares, como o estudo de caso do presente trabalho, deve-se definir o número máximo de atrasos das entradas do modelo e o grau de não linearidade do mesmo. A taxa de redução de erro, ERR (Billings et al., 1989), é uma importante ferramenta na escolha da estrutura do modelo por apresentar os termos que mais contribuem na explicação

da variância dos dados de saída. Em um trabalho recente (Piroddi e Spinelli, 2003), foi proposto um novo critério para escolha da estrutura, chamado de taxa de redução de erro de simulação, SSR;

4. estimação dos parâmetros do modelo: deve-se escolher o algoritmo a ser utilizado. Neste trabalho, os algoritmos MQE (Mínimos Quadrados Estendido) e MQR (Mínimos Quadrados Restrito), descritos nas próximas seções, foram utilizados na estimação dos parâmetros dos modelos polinomiais implementados;
5. validação do modelo: esta etapa tem a finalidade de verificar se o modelo incorpora ou não as características de interesse do sistema original. Neste trabalho, o modelo é avaliado nos seguintes aspectos: *i*) predição infinitos passos a frente – o índice de correlação linear e o erro médio absoluto percentual (MAPE) auxiliam na escolha dos melhores modelos; *ii*) representação do comportamento estático do sistema, quantificado pelo índice MAPE.

Neste trabalho, os modelos obtidos para a relação entrada-saída do sistema, velocidade angular e pressão de saída das bombas, são modelos não-lineares caixa-preta ou caixa-cinza. As próximas seções descrevem, de maneira sucinta, as formas e técnicas utilizadas.

5.2.1 Modelos NARMAX

Os modelos polinomiais NARMAX (do termo em inglês *Non linear Auto Regressive with Moving Average and exogenous variables*), utilizados neste trabalho, surgiram na década de oitenta (Leontaritis e Billings, 1985a,b). Esses modelos são discretos no tempo e explicam a relação entre sinais de entrada, u , e de saída do processo, y , por meio de seus valores prévios, podendo ser representados da seguinte forma (Aguirre, 2004):

$$y(k) = F[y(k-1), \dots, y(k-n_y), u(k-\tau_d), \dots, u(k-n_u), e(k), e(k-1), \dots, e(k-n_e)], \quad (5.1)$$

sendo $e(k)$ o ruído, n_y , n_u e n_e os maiores atrasos em y , u e e , respectivamente, e τ_d o atraso puro de tempo do sistema. Os termos componentes de $F[\cdot]$ são chamados de regresores. Considerando que nenhum termo do modelo pode

dependem de $e(k)$, tem-se:

$$y(k) = F^l[y(k-1), \dots, y(k-n_y), u(k-\tau_d), \dots, u(k-\tau_d-n_u+1), e(k-1), \dots, e(k-n_e)] + e(k), \quad (5.2)$$

com $e(k)$ indicando os efeitos não representados por $F^l[\cdot]$ e l o grau de não-linearidade do modelo, sendo $l \in \mathbb{N}$.

A estimação dos parâmetros do modelo supracitado pode ser realizada por diversos algoritmos. Dentre eles, destacam-se os derivados a partir do estimador Mínimos Quadrados (MQ).

Considerando a estrutura polinomial (Barroso, 2001):

$$y(k) = \sum_{i=1}^n p_i(k)\theta_i + e(k), \quad (5.3)$$

sendo p_i os regressores do modelo e θ_i seus respectivos parâmetros, estes podem ser estimados pelo algoritmo de MQ da seguinte forma:

$$\hat{\theta}_{MQ} = [\mathbf{P}^T \mathbf{P}]^{-1} \mathbf{P}^T \mathbf{y}, \quad (5.4)$$

sendo \mathbf{P} a matriz de regressores p_i , \mathbf{y} o vetor de observações e $\hat{\theta}_{MQ}$ os parâmetros estimados por MQ.

Um método derivado de MQ, que garante a obtenção de estimativas não-polarizadas, no caso de ruído na saída, que foi utilizado neste trabalho, é o algoritmo dos Mínimos Quadrados Estendido (MQE) (Aguirre, 2004).

Considerando que os resíduos da identificação possam ser modelados:

$$e(k) = c_i \nu(k-i) + \nu(k), \quad (5.5)$$

sendo $\nu(k)$ ruído branco, os termos $\nu(k-i)$ são adicionados à matriz de regressores \mathbf{P}^* :

$$\mathbf{P}^* = \begin{bmatrix} \vdots & \nu(k-1) \\ \vdots & \nu(k) \\ \mathbf{P} & \nu(k+1) \\ \vdots & \vdots \\ \vdots & \nu(k+N-2) \end{bmatrix},$$

o novo vetor de parâmetros, θ^* , definido por $\theta^* = [\theta; c_i]$, é estimado por MQ:

$$\hat{\theta}^* = [\mathbf{P}^{*T} \mathbf{P}^*]^{-1} \mathbf{P}^{*T} \mathbf{y}. \quad (5.6)$$

Como a matriz \mathbf{P}^* apresenta regressores que não são medidos, $\nu(k)$, é necessário utilizar um algoritmo iterativo. O seguinte algoritmo iterativo pode ser utilizado (Aguirre, 2004):

1. a partir da equação de regressão $y(k) = \mathbf{P}^T(k-1)\theta + e(k)$ e dos dados disponíveis, monte a equação matricial $\mathbf{y} = \mathbf{P}\theta + \mathbf{e}$, como no método de mínimos quadrados, e determine $\hat{\theta}_{MQ} = [\mathbf{P}^T\mathbf{P}]^{-1}\mathbf{P}^T\mathbf{y}$;
2. calcule o vetor de resíduos $\xi_i = \mathbf{y} - \mathbf{P}\hat{\theta}_{MQ}$;
3. faça $i = 2$ (i indica o número da iteração);
4. com ξ_{i-1} , monte a matriz estendida de regressores, \mathbf{P}_i^* , e estime $\hat{\theta}_{MQEi}^* = [\mathbf{P}_i^{*T}\mathbf{P}_i^*]^{-1}\mathbf{P}_i^{*T}\mathbf{y}$;
5. determine o vetor de resíduos $\xi_i = \mathbf{y} - \mathbf{P}_i^*\hat{\theta}_{MQEi}^*$;
6. faça $i = i + 1$ e volte ao passo 4. Repita até convergir.

Para verificar a convergência, pode-se monitorar a variância dos resíduos dos parâmetros estimados em cada iteração.

5.2.2 Modelagem caixa-cinza

A modelagem caixa-cinza utiliza conhecimento prévio do processo nas etapas de identificação do sistema. Neste trabalho, as curvas estáticas do sistema, obtidas no Capítulo 4, são utilizadas no processo de estimação de parâmetros. O algoritmo utilizado nessa estimação é dos Mínimos Quadrados Restrito (MQR). Antes da descrição deste algoritmo, uma breve introdução aos conceitos de agrupamentos de termos e pontos fixos em modelos NAR-MAX será apresentada.

A parte determinística de (5.2) pode ser reescrita como (Corrêa et al., 2002):

$$y(k) = \sum_{m=0}^l \sum_{p=0}^m \sum_{n_1, n_m}^{n_y, n_u} c_{p, m-p}(n_1, \dots, n_m) \prod_{i=1}^p y(k - n_i) \prod_{i=p+1}^m u(k - n_i), \quad (5.7)$$

sendo

$$\sum_{n_1, n_m} \equiv \sum_{n_1=1}^{n_y} \sum_{n_2=1}^{n_y} \dots \sum_{n_m=1}^{n_u}, \quad (5.8)$$

para fatores do tipo $y(k - n_i)$, o limite superior é n_y e, para fatores do tipo $u(k - n_i)$, o limite superior é n_u . Por definição (Aguirre e Billings, 1995), as constantes $\sum_{n_1, n_m}^{n_y, n_u} c_{p, m-p}(n_1, \dots, n_m)$ são os coeficientes dos agrupamentos de termos $\Omega_{y^p u^{m-p}}$, que contêm os termos do modelo $y^p(k - i)u^m(k - j)$ para $m + p \leq l$, sendo i e j quaisquer atrasos de tempo. Esses coeficientes são representados por $\sum_{y^p u^m}$.

Considerando que o modelo (5.2) seja assintoticamente estável, em estado-estacionário, excitado por um sinal constante, pode-se considerar $\bar{y} = y(k - 1) = y(k - 2) = \dots = y(k - n_y)$ e $\bar{u} = u(k - 1) = u(k - 2) = \dots = u(k - n_u)$. Sendo assim, a Eq. (5.7) é reescrita da seguinte forma (Aguirre et al., 2002):

$$\bar{y} = \sum_{m=0}^l \sum_{p=0}^{l-m} \sum_{n_1, n_2}^{n_y, n_u} c_{p, m}(n_1, \dots, n_m) \bar{y}^p \bar{u}^m, \quad (5.9)$$

sendo que, para um determinado valor de entrada, \bar{u} , a solução desta equação determina os pontos fixos, ou pontos de equilíbrio, do modelo. Os pontos fixos, em sistemas discretos não-autônomos, são definidos como os pontos para os quais $y(k) = y(k + i)$, $i \in \mathbb{Z}$. Por meio do conceito de agrupamento de termos a Eq. 5.9 pode ser reescrita como:

$$\begin{aligned} \bar{y} = & \Sigma_0 + \Sigma_y \bar{y} + \Sigma_u \bar{u} + \sum_{m=1}^{l-1} \sum_{p=1}^{l-m} \Sigma_{y^p u^m} \bar{y}^p \bar{u}^m + \\ & + \sum_{p=2}^l \Sigma_{y^p} \bar{y}^p + \sum_{m=2}^l \Sigma_{u^m} \bar{u}^m, \end{aligned} \quad (5.10)$$

sendo Σ_0 o termo constante, $\Sigma_y \bar{y}$ e $\Sigma_u \bar{u}$ os termos lineares em y e u , respectivamente, $\sum_{m=1}^{l-1} \sum_{p=1}^{l-m} \Sigma_{y^p u^m} \bar{y}^p \bar{u}^m$ os termos cruzados, $\sum_{p=2}^l \Sigma_{y^p} \bar{y}^p$ e $\sum_{m=2}^l \Sigma_{u^m} \bar{u}^m$ os termos não lineares em y e u .

Por (5.10) a função de ganho estático não linear do modelo pode ser obtida:

$$\frac{\bar{y}}{\bar{u}} = \frac{\Sigma_0/\bar{u} + \Sigma_u + \sum_{m=2}^l \Sigma_{u^m} \bar{u}^{-m-1}}{1 - \Sigma_y - \sum_{m=1}^{l-1} \sum_{p=1}^{l-m} \Sigma_{y^p u^m} \bar{y}^{p-1} \bar{u}^m - \sum_{p=2}^l \Sigma_{y^p} \bar{y}^{p-1}} \quad (5.11)$$

Por meio de ensaios realizados no processo, pode-se definir a curva estática do sistema, conforme ensaios mostrados no Capítulo 4. A partir dessa curva, os coeficientes dos agrupamentos de termos (5.11) podem ser definidos de forma a reproduzir a curva estática obtida nos ensaios. Definidos os

coeficientes dos agrupamentos, a estimação dos parâmetros dos regressores do modelo é realizada de maneira restrita, por meio da minimização de uma função custo, $\xi^T \xi$ – resíduos do processo de estimação de parâmetros – sujeita a um conjunto de restrições, n_r , do tipo:

$$\mathbf{c} = S\theta, \quad (5.12)$$

sendo \mathbf{c} , $\mathbf{c} \in \mathbb{R}^{n_r \times 1}$, os valores dos agrupamentos definidos pela função estática observada no processo e S , $S \in \mathbb{R}^{n_r \times n_\theta}$, uma matriz que mapeia os regressores, θ , do modelo, $\theta \in \mathbb{R}^{n_\theta \times 1}$, para os valores das restrições contidas em \mathbf{c} . O vetor θ que satisfaz as restrições (5.12) é calculado por (Draper e Smith, 1998):

$$\hat{\theta}_{MQR} = (\mathbf{P}^T \mathbf{P})^{-1} \mathbf{P}^T \mathbf{y} - (\mathbf{P}^T \mathbf{P})^{-1} S^T [S(\mathbf{P}^T \mathbf{P})^{-1} S^T]^{-1} (S \hat{\theta}_{MQ} - \mathbf{c}), \quad (5.13)$$

em que $\hat{\theta}_{MQ}$ é a solução dos mínimos quadrados irrestrita (5.6).

Os coeficientes dos agrupamentos dos termos serão obtidos por um algoritmo de otimização – algoritmos genéticos –, descritos na próxima seção.

5.3 Algoritmos Genéticos

Os algoritmos genéticos (GAs) surgiram na década de 1960, propostos por John Holland na Universidade de Michigan (Mitchell, 1999). Durante as décadas de 60 e 70 esses algoritmos foram implementados por seu autor (Holland, 1975). Tratam-se de algoritmos matemáticos estocásticos para otimização em sistemas complexos que simulam, ou pretende simular, o mecanismo da evolução biológica – seleção dos indivíduos mais aptos, cruzamento de indivíduos, herança genética e mutação.

Como qualquer algoritmo de otimização, deve-se minimizar ou maximizar uma função objetivo, ou função custo, sujeita às restrições. Neste trabalho, os GAs serão utilizados para determinar os coeficientes dos agrupamentos dos termos de um modelo NARMAX, Seção 5.5.2, de acordo com a característica estática do processo. As restrições da função objetivo serão o universo de discurso de cada parâmetro da função custo. Como exemplo de problema de otimização:

$$\min J(\theta) \quad (5.14)$$

$$\text{Sujeito a : } \lambda_{1i} \leq \theta_i \leq \lambda_{2i} \quad i = 1, 2, \dots, m$$

sendo m o número de parâmetros, θ , da função custo, J , a serem ajustados pelo algoritmo de otimização e λ o limite superior ou inferior do universo de discurso dos parâmetros. A região delimitada pelo universo de discurso de cada parâmetro é chamado de espaço factível.

A Fig. 5.1 apresenta o ciclo básico de implementação de AGs, com as seguintes etapas (Vasconcelos, 2003):

1. formação do indivíduo e geração da população inicial: os indivíduos são formados por uma cadeia de caracteres. O tamanho dessa cadeia depende do número de parâmetros da função custo e da resolução de busca do algoritmo. A população inicial, conjunto de indivíduos, é gerada respeitando o espaço factível dos parâmetros;
2. seleção dos mais aptos: os indivíduos são avaliados pela função custo e os melhores possuem probabilidades maiores de serem selecionados e, portanto, reproduzidos;
3. cruzamento: tem por finalidade a troca de informação “genética” entre os indivíduos participantes, escolhidos de forma aleatória na formação dos “casais”, sendo o principal operador para a busca de novos pontos no espaço factível;
4. mutação: tem a função de inserir novas características “genéticas” na população;
5. retornar ao passo 2 – geração completada.

Durante todo o processo de otimização, o espaço factível é mantido, assim como o tamanho da população. As principais vantagens dos GAs são:

- exigem menor conhecimento específico do problema em questão, como gradiente da superfície de resposta e derivadas da função custo, em relação aos métodos determinísticos;
- aplicáveis em problemas de otimização contínuos e discretos
- menos sujeitos a ficarem presos a mínimos locais, pois a procura pelo ótimo é feita por uma população e não apenas um ponto.

Como desvantagem, GAs necessitam de um esforço computacional elevado e não garante a determinação do mínimo global. Outros autores utilizaram

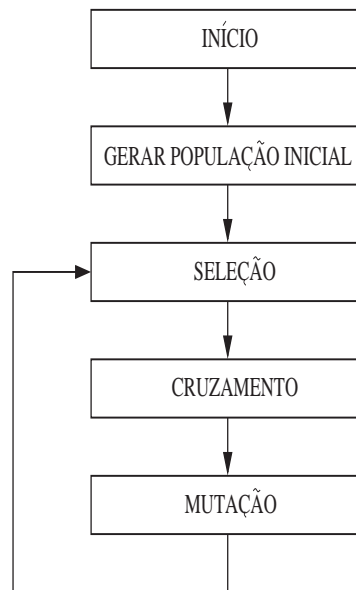


Figura 5.1: Ciclo básico de um algoritmo genético.

diferentes algoritmos de otimização para cálculo dos coeficientes de agrupamentos dos termos de acordo com a característica estática do processo. Barroso (2001) utilizou o método Quase-Newton BFGS (Broyden, Fletcher, Goldfarb e Shanno) e Nepomuceno (2002) fez uma implementação que não requer estimar esses valores explicitamente.

5.4 Escolha do Sinal de Excitação do Sistema

A escolha do sinal de excitação do sistema, para identificação do mesmo, deve ser criteriosa. As características fundamentais a serem abordadas na escolha são: onde e como excitar a planta afim de obter dados representativos de sua dinâmica e o tempo de amostragem, T_s (Aguirre, 2004).

O primeiro passo foi obter informações do sistema que auxiliassem a escolha do sinal de entrada. A primeira informação relevante foi obtida no Capítulo 4, ou seja, o sistema possui ganho estático não-linear. Porém, a respeito da dinâmica, nenhum conhecimento foi adquirido. Foi, então, necessário, efetuar um ensaio no sistema que obtivesse informações de sua dinâmica. Esse ensaio consistiu em aplicar ao sistema degraus de diferentes amplitudes e pontos de operação para detecção de não-linearidades do processo. A Fig. 5.2 apresenta o diagrama esquemático da coleta de dados do sistema,

utilizado em todo o processo de identificação descrito neste capítulo.



Figura 5.2: Diagrama esquemático da aplicação de um sinal ao sistema e coleta de dados.

A Tab. 5.1 apresenta a variação da “constante de tempo dominante”¹ do sistema para diferentes amplitudes de degrau com abertura das pás igual a 50%. Não foi detectada variação na constante de tempo quando aplicado um degrau de mesma amplitude em diferentes condições iniciais do sistema. Porém, quanto maior a amplitude de referência de velocidade para as bombas, maior é a constante de tempo. A velocidade mínima e máxima de referência para os inversores foram de 800 e 1650 rpm respectivamente.

Tabela 5.1: Características dinâmicas do processo.

Amplitude (rpm)	Constante de tempo dominante (ms)
150	250
300	450
550	700
700	750

A partir dessas informações, ficou constatado que tanto a estática como a dinâmica do processo são não-lineares. Optou-se por um sinal aleatório, ganho variante, para excitar o sistema.

O sinal foi implementado de forma a excitar o sistema em diferentes velocidades e amplitudes. Foram selecionados seis incrementos de velocidade: 150, 250, 350, 450, 550, 650 rpm. Esses incrementos foram inseridos no sinal aleatoriamente preservando-se os limites de velocidade 800 e 1650 rpm. Esse intervalo foi escolhido com base nas informações estáticas da planta: para velocidades inferiores a 800 rpm, a pressão de recalque das bombas é menor do que 5 mca, muito abaixo da pressão de operação da turbina; foram evitadas velocidades acima de 1650 rpm por questão de segurança, pois, acima

¹O termo constante de tempo dominante aqui empregado se refere ao tempo gasto pelo sistema para atingir 62,3% de seu valor final, aplicando-se um degrau no mesmo.

desta velocidade, a potência hidráulica fornecida à turbina está muito além do seu ponto de projeto (Fig. 4.18). Da mesma forma, para evitar que a turbina opere muito fora de seu ponto de operação, por apresentarem rendimento inferior a 40% e baixa potência, inferior a 0,5 HP (Fig. 4.10), as aberturas das pás abaixo de 30% não serão objeto de estudo na identificação do sistema.

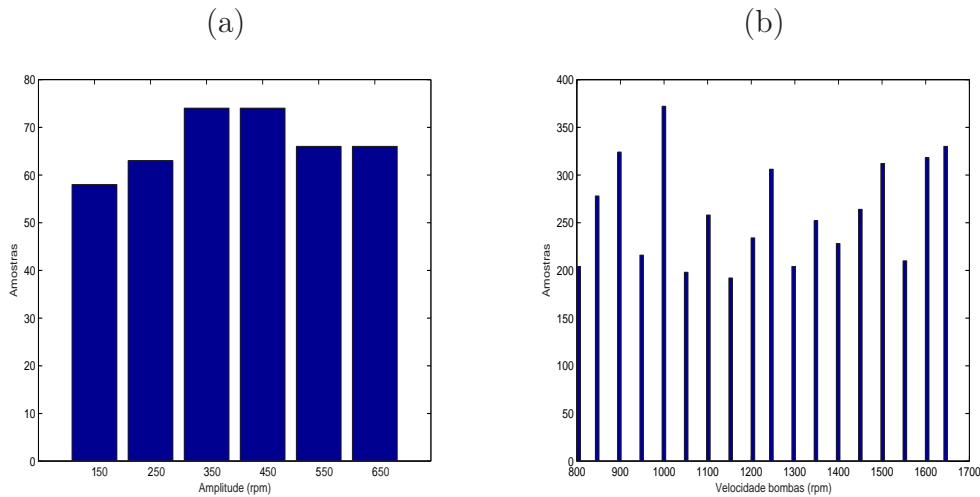


Figura 5.3: Características do sinal de entrada sendo (a) distribuição da variação de amplitude e (b) o número de ocorrências de cada velocidade angular.

A Fig. 5.3 apresenta o número de ocorrências de cada uma das seis amplitudes pré-selecionadas e o número de pontos de cada uma das velocidades excitadas pelo sinal. Como pode ser observado nesta figura, as ocorrências de cada amplitude e velocidade estão distribuídas de maneira homogênea.

Escolhido o tipo de sinal a ser utilizado na entrada, o próximo passo é definir T_s . O sinal de entrada, com características mostradas na Fig. 5.3, foi ajustado para T_s igual a 10 ms, constituindo assim um sinal superamostrado, de acordo com a Tab. 5.1, e cada patamar do sinal de excitação foi mantido no mínimo $6T_s$. Esse sinal foi aplicado ao sistema e a função de autocovariância linear da saída obtida é mostrada na Fig. 5.4 (a). Como era esperado, pode-se anuir por essa figura que o sinal está superamostrado pois, conforme (Aguirre, 2004), o primeiro mínimo da autocovariância, medido em atrasos, deve estar no intervalo $[5, 25]$ e o primeiro mínimo do sinal obtido é aproximadamente 200. Com isso, uma decimação mínima de 8 e máxima de 40 é necessária.

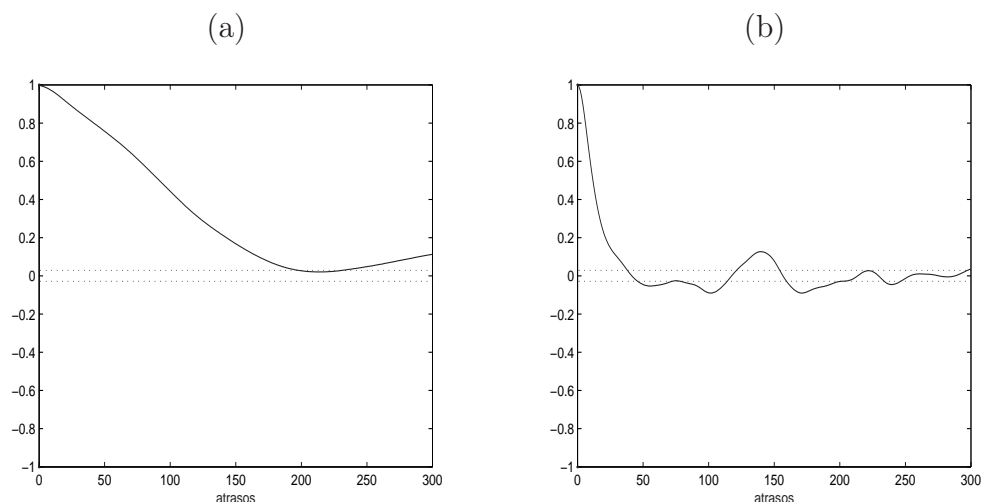


Figura 5.4: Funções de autocovariância linear do sinal de saída do sistema para diferentes T_s , (a) 10 ms e (b) 50 ms

Escolhendo-se $T_s = 100$ ms, obter-se-á um sinal com amostragem adequada. Para essa amostragem, o patamar mínimo de duração de cada valor é 300 ms, $3T_s$ (Aguirre, 2004). Porém, o tempo de amostragem escolhido foi de 50 ms, por duas razões: *i*) com tempo de amostragem menor, se for necessário, pode ser feita uma decimação no sinal antes da identificação; *ii*) como a menor constante de tempo dominante obtida, mostrada na Tab. 5.1, foi $\tau = 250$ ms, manter uma amostragem de pelo menos a $0,2\tau$ é interessante para implementação e simulação de um algoritmo de controle para o sistema, no contexto de sua estabilidade.

A Fig. 5.4 (b) mostra a autocovariância linear do sinal de saída do sistema, excitado por um sinal de características mostradas nas Fig. 5.3 e 5.6 e taxa de amostragem 50 ms. Observa-se que o primeiro mínimo da função de autocovariância foi obtido no atraso de aproximadamente 50, constatando que o sinal poderia ser decimado para amostragem de 100 ms — o mesmo resultado foi obtido pela autocovariância não-linear. A duração mínima de um patamar, 300 ms, foi preservada nesse sinal, ou seja, $6T_s$.

A função de autocovariância do sinal de entrada, mostrada na Fig. 5.5, revela certo grau de aleatoriedade, desejável na identificação de sistemas. Foram feitos vários ensaios antes da escolha do sinal de entrada mostrado na Fig. 5.6, utilizando sinais de entrada com tempo de amostragem e duração mínima de patamar diferentes, até ser feita a sua escolha por obter o menor

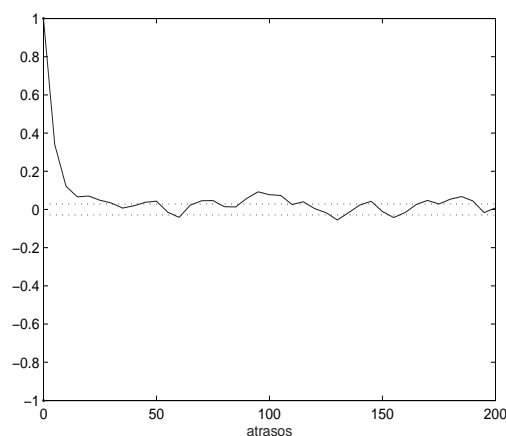


Figura 5.5: Função de autocovariância do sinal de entrada.

erro de identificação, mostrada nas próximas seções.

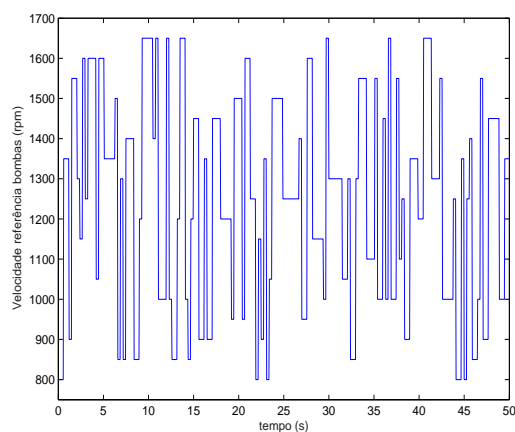


Figura 5.6: Amostras do sinal de entrada utilizado na identificação do sistema.

O sinal de excitação escolhido, velocidade de referência para as bombas, foi aplicado ao sistema (abertura das pás em 50%) e a saída, pressão de recalque das bombas em paralelo, foi coletada a uma taxa de amostragem de 50 ms, resultando em 4400 pontos de medição. Foram retirados os primeiros 800 valores, 40s, para evitar a influência das condições iniciais na identificação do sistema. Os últimos 800 valores coletados serão utilizados na validação dos modelos obtidos. Os valores restantes são utilizados no processo de iden-

tificação, mostrado nas seções seguintes.

5.5 Modelos Polinomiais

Os modelos polinomiais utilizados na identificação do sistema são modelos NARMAX com parâmetros obtidos pelo estimador de mínimos quadrados estendido(MQE) e mínimos quadrados restrito(MQR).

Esta seção é dividida em duas partes. Na primeira parte, são implementados modelos polinomiais, de diferentes graus de não-linearidade, sem utilização de conhecimento a priori nas etapas de identificação. A segunda parte apresenta esses mesmos modelos, porém, com a estimação de parâmetros restrita, baseada na curva estática do sistema.

Os regressores dos modelos são escolhidos por meio da taxa de redução de erro proporcionada pela sua inclusão — ERR.

5.5.1 Modelos NARMAX estimados por MQE

Como descrito na seção anterior, o sistema a ser identificado apresenta não-linearidades. Foi proposto, então, a implementação de um modelo NARMAX com grau de não-linearidade 2. No que se segue, a parte MA dos modelos é omitida.

O número de termos máximo do modelo e de atrasos da entrada e saída, escolhidos de forma empírica, foi de 17 termos para o modelo e 6 atrasos para as duas variáveis. Devido a forma da curva estática do sistema, apresentada na Fig. 4.13, decidiu-se eliminar os termos cruzados do modelo — Ω_{yu} . Sendo assim, por meio do estimador de mínimos quadrados estendido, o seguinte modelo foi obtido, em ordem decrescente de ERR:

$$\begin{aligned}
 y(k) = & 0,9326y(k-1) - 0,2247y(k-4) + 3,2334 \times 10^{-7}u(k-4)u(k-6) \\
 & + 3,3164y(k-1) + 2,3634 \times 10^{-7}u(k-2)u(k-5) \\
 & - 1,0165 \times 10^{-2}y(k-6)^2 + 4,1469 \times 10^{-3}y(k-5)y(k-6) \\
 & - 1,6261 \times 10^{-1} - 3,3482 \times 10^{-2}y(k-3) \\
 & - 1,2384 \times 10^{-7}u(k-5)u(k-6) - 1,9338 \times 10^{-1}y(k-5) \\
 & + 1,5506 \times 10^{-1}y(k-6) + 1,2290 \times 10^{-2}y(k-1)y(k-6) \\
 & - 7,2727 \times 10^{-8}u(k-2)u(k-4) + 4,3511 \times 10^{-2}y(k-1)^2 \\
 & - 9,7684 \times 10^{-2}y(k-1)y(k-3) + 4,7562 \times 10^{-2}y(k-3)^2, \quad (5.15)
 \end{aligned}$$

sendo y e u a saída estimada do modelo e a entrada no instante $(k - i)$ respectivamente. Como pode ser observado, há termos quadráticos em y , indicando a existência de dois pontos fixos:

$$\bar{y}_{1,2} = \frac{-1 + \Sigma_y \pm \sqrt{\Delta}}{-2\Sigma_{y^2}}; \quad (5.16)$$

$$\Delta = (1 - \Sigma_y)^2 - 4\Sigma_{y^2}(\Sigma_0 + \Sigma_{u^2}\bar{u}^2);$$

$$\bar{y}_1 = \frac{-1 + \Sigma_y + \sqrt{\Delta}}{-2\Sigma_{y^2}}; \quad (5.17)$$

$$\bar{y}_2 = \frac{-1 + \Sigma_y - \sqrt{\Delta}}{-2\Sigma_{y^2}}, \quad (5.18)$$

substituindo os valores dos coeficientes de agrupamentos:

$$\begin{aligned} \Delta &= 1,02 \times 10^{-3} + 1,36 \times 10^{-3}(-1,63 \times 10^{-1} + 3,63 \times 10^{-7}\bar{u}^2); \\ \bar{y}_1 &= \frac{-3,20 \times 10^{-2} + \sqrt{\Delta}}{6,77 \times 10^{-4}}; \end{aligned} \quad (5.19)$$

$$\bar{y}_2 = \frac{-3,20 \times 10^{-2} - \sqrt{\Delta}}{6,77 \times 10^{-4}}, \quad (5.20)$$

A simulação livre do modelo (5.15) e os dados medidos, para um mesmo sinal de entrada, são mostrados na Fig. 5.7. A Fig. 5.8 apresenta os pontos fixos do modelo e a curva estática ideal, descrita na Eq. 4.2.

O erro médio absoluto percentual (MAPE) da predição dinâmica do modelo, é calculado por:

$$\text{MAPE}_d = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \frac{|y^*(k) - y(k)|}{y^*(k)}, \quad (5.21)$$

sendo N o número de predições realizadas, y^* o valor medido no instante k e y a saída do modelo. O MAPE calculado para a curva estática do modelo é obtido pela equação:

$$\text{MAPE}_e = \frac{1}{N} \sum_{n=800}^{1650} \frac{|\bar{y}_n^* - \bar{y}_n|}{\bar{y}_n^*}, \quad (5.22)$$

sendo \bar{y}_n^* a saída medida, em estado estacionário, dada pela Eq. 4.2, para a velocidade das bombas igual a n , e \bar{y}_n a saída estática do modelo, na velocidade n .

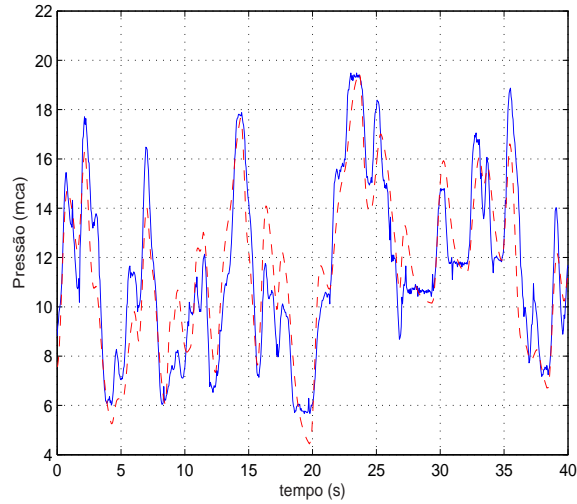


Figura 5.7: Validação da dinâmica do modelo NARMAX com grau de não linearidade 2, sem termos cruzados, Eq. 5.15, sendo (-) a série temporal observada e (- -) o sinal predito pelo modelo.

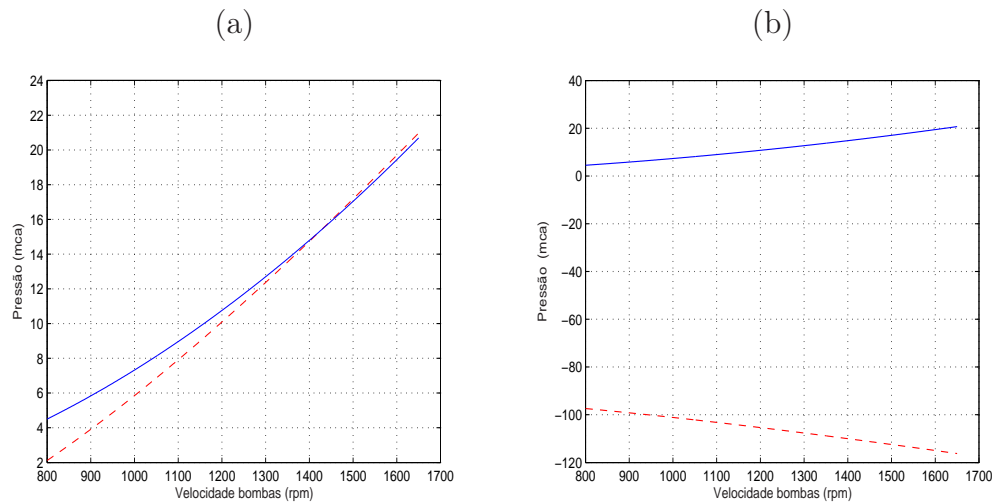


Figura 5.8: Curvas estáticas do modelo NARMAX com grau de não linearidade 2, Eq. 5.15, sendo (-) a curva estática determinada no Capítulo 4 para abertura das pás igual a 50%, Eq. 4.2, e (- -) a curva estática obtida pelo modelo — (a) ponto fixo, \bar{y}_1 , determinado na Eq. 5.19 e (b) \bar{y}_2 , Eq. 5.20.

Por meio das equações supracitadas, o MAPE da simulação livre e da curva estática do modelo foram 11,62% e 11,83%, respectivamente. O índice de correlação entre a série predita e observada foi de 0,90.

Como a predição do modelo (5.15) não foi satisfatória, os termos cruzados foram acrescentados ao seguinte modelo, com grau de não-linearidade 2:

$$\begin{aligned}
y(k) = & 0,6303y(k-1) - 0,0264y(k-4) + 6,0791 \times 10^{-9}u(k-4)u(k-6) \\
& + 0,4388y(k-2) + 2,3013 \times 10^{-4}u(k-2)y(k-6) \\
& - 1,6981 \times 10^{-4}u(k-2)y(k-5) + 2,4569 \times 10^{-4}u(k-2)y(k-1) \\
& - 1,5936 \times 10^{-4}u(k-2)y(k-3) + 5,1905 \times 10^{-7}u(k-4)u(k-5) \\
& + 1,2475 \times 10^{-3}u(k-6) - 0,4770 - 4,1344 \times 10^{-7}u(k-6)^2 \\
& - 1,1884 \times 10^{-4}u(k-2)y(k-4) - 0,1163y(k-6) \\
& - 3,7493 \times 10^{-7}u(k-2)u(k-5) + 1,3597 \times 10^{-7}u(k-2)^2 \\
& - 3,5491 \times 10^{-4}u(k-4), \tag{5.23}
\end{aligned}$$

sendo y e u a saída estimada do modelo e a entrada no instante $(k-i)$ respectivamente. Como pode ser observado não há termo quadrático em y , sendo assim, para uma determinada entrada há apenas uma saída estacionária (Aguirre e Mendes, 1996).

De acordo com os termos presentes em (5.23), a curva estática do modelo é definida como:

$$\bar{y} = \frac{\Sigma_0 + \Sigma_u \bar{u} + \Sigma_{u^2} \bar{u}^2}{1 - \Sigma_y - \Sigma_{uy} \bar{u}}, \tag{5.24}$$

substituindo os valores dos agrupamentos estimados na identificação:

$$\bar{y} = \frac{-0,4770 + 8,925 \times 10^{-4} \bar{u} - 1,2727 \times 10^{-7} \bar{u}^2}{1 - 0,9264 - 2,7797 \times 10^{-5} \bar{u}}. \tag{5.25}$$

A Fig. 5.9 apresenta a predição livre do modelo, Eq. 5.23, e os dados medidos para um mesmo sinal de entrada aleatório. A curva estática obtida pelo modelo e a curva estática determinada na Eq. 4.2 são mostradas na Fig. 5.10. O erro médio absoluto percentual (MAPE) obtido pelo modelo, no teste dinâmico, foi de 10,92% enquanto que o MAPE da curva estática foi de aproximadamente 9,96%. Observa-se que os maiores erros estáticos correspondem às regiões onde há menos informações nos dados de identificação. O índice de correlação entre a série predita e a observada foi de 0,91.

Comparando os modelos (5.15) e (5.23), com a utilização dos termos cruzados, os índices de desempenho foram melhores, apontando para a necessidade dinâmica de tais termos e, portanto, para uma “constante de tempo

dominante” variante, conforme constatado em ensaios, Tab. 5.1. Pode ser observado na Eq. 5.23 que os termos cruzados foram bem classificados por ERR. De acordo com Corrêa (2001), os termos cruzados estão relacionados à mudança da constante de tempo do sistema com o ponto de operação.

Um outro modelo foi implementado afim de obter resposta dinâmica e estática com erros médios percentuais absolutos inferiores ao modelo (5.23). Para isso, o grau de não-linearidade do modelo passou a ser 3.

Para esse modelo, o número máximo de termos e atrasos escolhidos foram de 23 e 6 respectivamente. Embora seja de conhecimento que o sistema possui apenas uma saída estacionária para uma entrada definida, apenas os termos de grau de não-linearidade 3 na saída foram retirados, mantendo-se assim os termos de grau de não-linearidade 2 para a saída. Com isso, o modelo estimado foi:

$$\begin{aligned}
y(k) = & 0,5588y(k-1) + 6,5770 \times 10^{-11}u(k-6)^2u(k-4) \\
& -0,1659y(k-4) + 8,0789 \times 10^{-8}u(k-4)u(k-2) \\
& +0,2761y(k-2) + 0,3355y(k-3) + 5,1803 \times 10^{-2}y(k-6) \\
& -0,1191y(k-5) + 2,3761 \times 10^{-4}u(k-5)y(k-1) \\
& -3,5704 \times 10^{-5}u(k-5)y(k-3)y(k-1) \\
& +4,3949 \times 10^{-8}u(k-4)u(k-2)y(k-1) \\
& +9,7986 \times 10^{-2}y(k-2)^2 - 0,2067 - 2,9774 \times 10^{-9}u(k-5)^3 \\
& +5,8677 \times 10^{-7}u(k-5)^2y(k-3) \\
& -3,7699 \times 10^{-8}u(k-2)u(k-4)y(k-3) \\
& +4,1985 \times 10^{-6}u(k-5)^2 - 9,7849 \times 10^{-4}u(k-5)y(k-3) \\
& +4,0433 \times 10^{-2}y(k-1)y(k-3) + 1,2064 \times 10^{-6}u(k-6)y(k-6)^2 \\
& +5,8287 \times 10^{-6}u(k-5)y(k-1)y(k-2) \\
& +9,8036 \times 10^{-2}y(k-1)^2 - 0,2013y(k-1)y(k-2). \tag{5.26}
\end{aligned}$$

A presença do termo quadrático em y indica a existência de dois pontos

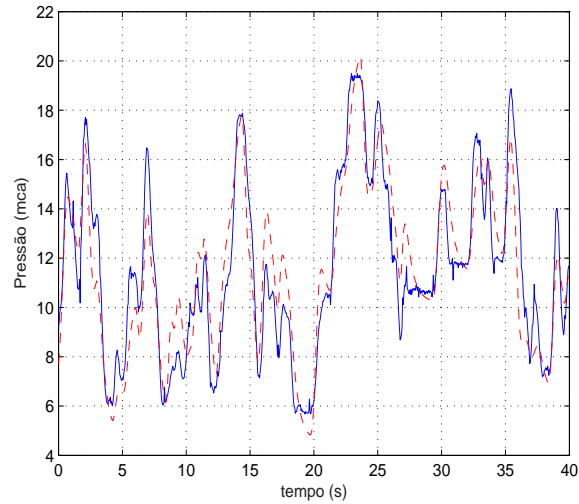


Figura 5.9: Validação da dinâmica do modelo NARMAX com grau de não linearidade 2, com termos cruzados, sendo (-) a série temporal observada e (- -) o sinal predito pelo modelo (5.23).

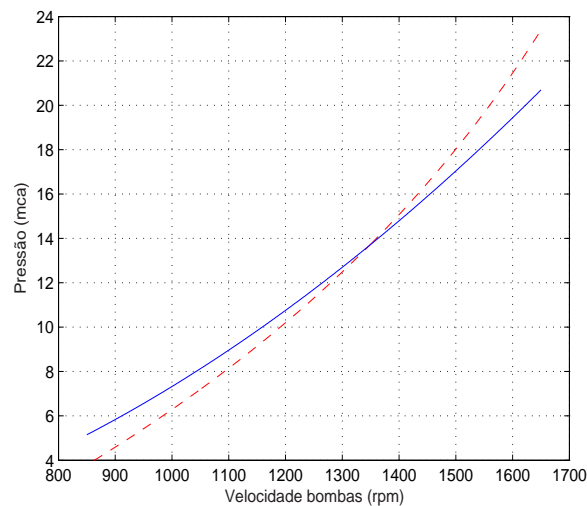


Figura 5.10: Curva estática do modelo NARMAX com grau de não linearidade 2, com termos cruzados, sendo (-) a curva estática ideal e (- -) a curva estática obtida pelo modelo (5.23).

fixos, assim determinados:

$$\bar{y}_1 = \frac{-1 + \Sigma_y + \Sigma_{yu}\bar{u} + \Sigma_{yu^2}\bar{u}^2 + \sqrt{\Delta}}{-2\Sigma_{y^2} - 2\Sigma_{y^2u}\bar{u}}; \quad (5.27)$$

$$\bar{y}_2 = \frac{-1 + \Sigma_y + \Sigma_{yu}\bar{u} + \Sigma_{yu^2}\bar{u}^2 - \sqrt{\Delta}}{-2\Sigma_{y^2} - 2\Sigma_{y^2u}\bar{u}}; \quad (5.28)$$

$$\Delta = (1 - \Sigma_y - \Sigma_{yu}\bar{u} - \Sigma_{yu^2}\bar{u}^2)^2 - 4(-\Sigma_{y^2} - \Sigma_{y^2u}\bar{u})(-\Sigma_0 - \Sigma_u\bar{u} - \Sigma_{u^2}\bar{u}^2 - \Sigma_{u^3}\bar{u}^3),$$

sendo os valores dos agrupamentos mostrados na Tab. 5.2.

Tabela 5.2: Agrupamentos do modelo NARMAX com grau de não-linearidade 3.

Σ_0	Σ_y	Σ_{y^2}	Σ_{u^2}
-0,2067	0,9371	$3,5115 \times 10^{-2}$	$4,2793 \times 10^{-6}$
Σ_{u^3}	Σ_{yu}	Σ_{y^2u}	Σ_{yu^2}
$-2,9116 \times 10^{-9}$	$-7,4088 \times 10^{-4}$	$-2,8669 \times 10^{-5}$	$5,9302 \times 10^{-7}$

A Fig. 5.11 mostra a predição livre do modelo descrito na Eq. 5.26 e a saída observada. Como o sistema apresenta dois pontos fixos, duas curvas estáticas são obtidas. Utilizando condições iniciais condizentes com os pontos de operação do sistema, a curva estática convergirá para a curva mostrada na Fig. 5.12 (a), Eq. 5.27, que é a curva mais próxima da curva determinada pela Eq. 4.2. Para essa curva, o índice de desempenho MAPE é igual a 2,84%. O índice de correlação entre a série predita e a observada é de 0,95 e o índice MAPE é igual a 7,23%. A curva apresentada na Fig. 5.12 (b), referente ao segundo ponto fixo, Eq. 5.28, é instável, o que comprova a idéia da existência de apenas uma saída estacionária do sistema dada uma entrada específica.

Observando os índices de desempenho dos dois modelos NARMAX supracitados, o modelo de grau de não-linearidade maior obteve índices melhores. Porém, escolhendo grau de não-linearidade superior a 3, não foram obtidos modelos que resultassem na redução de MAPE. Como tentativa de melhoria dos modelos obtidos, informações a priori a respeito da estática do sistema serão empregadas na estimação dos parâmetros de seus regressores, como mostrado na próxima seção.

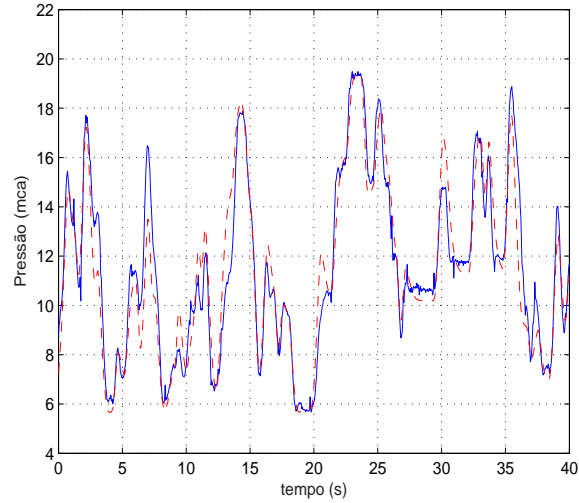


Figura 5.11: Validação da dinâmica do modelo NARMAX com grau de não linearidade 3, sendo (-) a série temporal observada e (- -) o sinal predito pelo modelo.

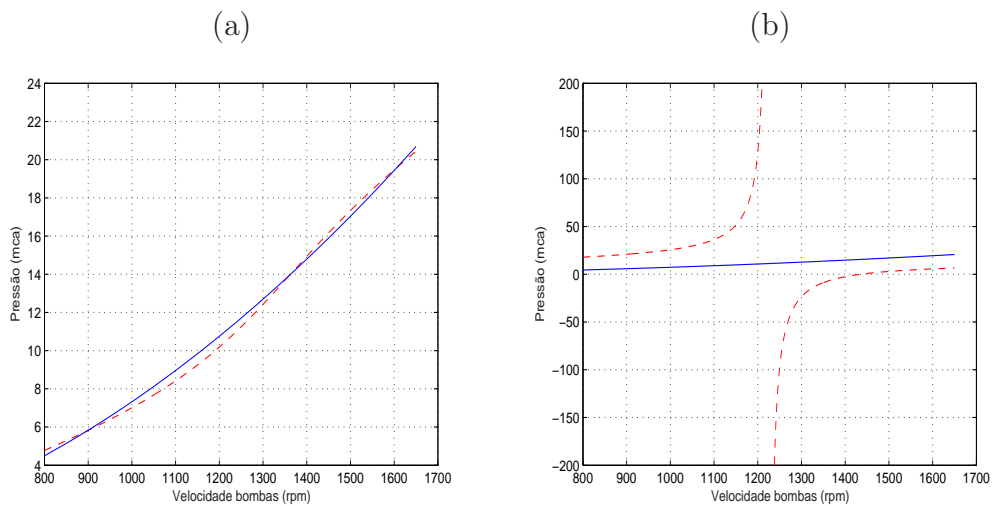


Figura 5.12: Curvas estáticas do modelo NARMAX com grau de não linearidade 3, sendo (-) a curva estática ideal e (- -) a curva estática obtida pelo modelo — (a) ponto fixo, \bar{y}_1 , determinado na Eq. 5.27 e (b) \bar{y}_2 , Eq. 5.28.

5.5.2 Modelos NARMAX estimados por MQR

A utilização de informação a priori na identificação de um sistema é importante na escolha do sinal de excitação do sistema, para determinar a estrutura do modelo e durante o processo de identificação. Nesta seção, os mesmos modelos estimados anteriormente serão utilizados, com a diferença que, durante o processo de estimação de seus parâmetros, a utilização de informações da curva estática do processo servirá como restrição aos valores dos parâmetros do modelo (Aguirre, 2004).

Com a mesma estrutura do modelo definido na Eq. 5.23, os parâmetros serão novamente estimados, porém, os agrupamentos dos termos do modelo estarão sujeitos à restrições de igualdade. Essas restrições são pré-definidas com base na curva estática do sistema, para abertura das pás igual a 50%, determinada pela Eq. 4.2 da seguinte forma:

$$\begin{aligned}
 H_r &= \beta_1 n^2 + \alpha_1 n + k_1, \\
 \beta_1 &= 7,5688 \times 10^{-6}, \\
 \alpha_1 &= 5,0412 \times 10^{-4}, \\
 k_1 &= -0,7476.
 \end{aligned} \tag{5.29}$$

Para que a curva estática do modelo seja idêntica à ideal, de acordo com Eq. 5.24 e Eq. 5.29, as restrições devem ser assim descritas:

$$\begin{aligned}
 \Sigma_{yu} &= 0, \\
 \Sigma_y &= \Sigma_y^*, \\
 \Sigma_0 &= (1 - \Sigma_y^*)k_1, \\
 \Sigma_u &= (1 - \Sigma_y^*)\alpha_1, \\
 \Sigma_{u^2} &= (1 - \Sigma_y^*)\beta_1,
 \end{aligned} \tag{5.30}$$

sendo Σ_y^* a soma dos parâmetros dos termos lineares em y estimados no modelo, Eq. 5.23.

A partir dessas restrições, o estimador MQR (Eq. 5.13) é usado para estimar os parâmetros do modelo. O seguinte modelo foi obtido por esse

estimador:

$$\begin{aligned}
y(k) = & 0,9611y(k-1) - 0,3020y(k-4) + 6,2089 \times 10^{-7}u(k-4)u(k-6) \\
& + 0,2137y(k-2) - 5,5640 \times 10^{-5}u(k-2)y(k-6) \\
& - 6,7448 \times 10^{-5}u(k-2)y(k-5) + 7,5367 \times 10^{-5}u(k-2)y(k-1) \\
& + 6,8247 \times 10^{-6}u(k-2)y(k-3) - 3,2538 \times 10^{-7}u(k-4)u(k-5) \\
& + 6,4873 \times 10^{-5}u(k-6) - 0,0550 - 8,5204 \times 10^{-8}u(k-6)^2 \\
& + 1,9163 \times 10^{-4}u(k-2)y(k-4) + 5,3552 \times 10^{-2}y(k-6) \\
& + 5,3128 \times 10^{-7}u(k-2)u(k-5) - 1,8435 \times 10^{-7}u(k-2)^2 \\
& - 2,7757 \times 10^{-5}u(k-4).
\end{aligned} \tag{5.31}$$

A Tab. 5.3 apresenta os agrupamentos dos modelos descritos por Eq. 5.23 e Eq. 5.31. Como pode ser observado, obviamente com exceção de Σ_y , os agrupamentos foram bastante alterados de forma que a curva estática obtida pelo modelo de MQR é a mais exata possível, como mostrado na Fig. 5.13. Porém, houve um pequeno aumento no índice MAPE na validação que era de 10,92% e com MQR passou a ser 11,79% e o índice de correlação passou a ser 0,88.

Este tipo de resultado é típico de procedimentos multiobjetivo em que a melhora de um aspecto do modelo frequentemente resulta na piora de outro. A Fig. 5.14 apresenta a saída predita, Eq. 5.31, e a saída observada.

Tabela 5.3: Comparação dos agrupamentos dos modelos NARMAX com grau de não-linearidade 2.

Modelo	Σ_0	Σ_y	Σ_u	Σ_{u^2}	Σ_{yu}
MQE	- 0,4770	0,9264	$8,9254 \times 10^{-4}$	$- 1,2727 \times 10^{-7}$	$2,7797 \times 10^{-5}$
MQR	- 0,0550	0,9264	$0,3711 \times 10^{-4}$	$5,5725 \times 10^{-7}$	0

Foi utilizado o estimador MQR para estimação dos parâmetros do modelo NARMAX, grau de não-linearidade 3, cuja estrutura é definida na Eq. 5.26. Da mesma forma feita para o modelo de grau de não-linearidade 2, as restrições de igualdade são obtidas pelas informações da curva estática do sistema. Porém, como o modelo em questão possui dois pontos fixos, o ponto fixo estável, \bar{y}_1 – Eq. 5.28 –, foi utilizado para determinar os coeficientes dos

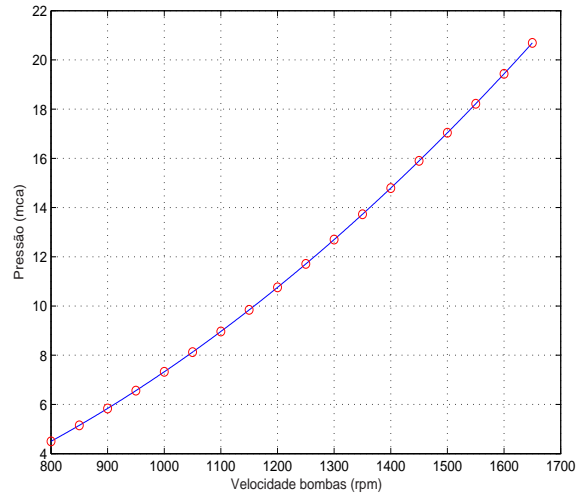


Figura 5.13: Curva estática do modelo NARMAX MQR com grau de não-linearidade 2, sendo (-) a curva estática ideal e (o) a curva estática obtida pelo modelo.

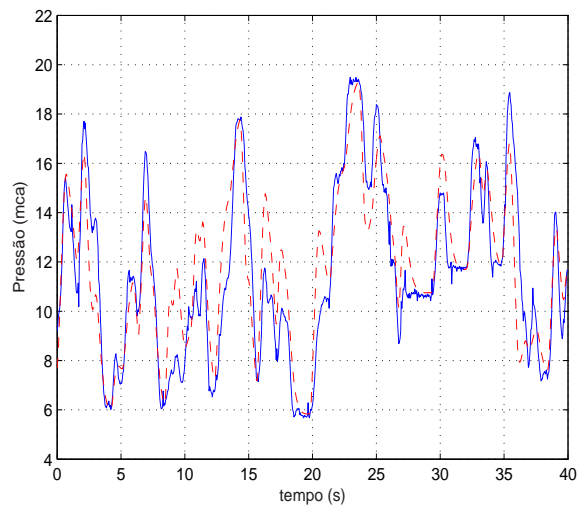


Figura 5.14: Validação da dinâmica do modelo NARMAX MQR com grau de não linearidade 2, sendo (-) a série temporal observada e (- -) o sinal simulado pelo modelo.

agrupamentos de termos do modelo de forma que a curva estática do mesmo se aproxime da curva ideal.

Como o problema não tem uma solução analítica, optou-se por usar algoritmos genéticos para ajustar os coeficientes dos agrupamentos do modelos. Para isso, a função custo, a ser minimizada pelo AGs, foi assim definida:

$$J = \frac{1}{N} \sum_{n=800}^{1650} |\bar{y}_n^* - \bar{y}_n|^2, \quad (5.32)$$

sendo \bar{y}_n^* referente à pressão de recalque da curva estática ideal na velocidade n ($n = 800, 801, \dots, 1650$ rpm) e \bar{y}_n a curva obtida pelo ponto fixo na velocidade n .

Por meio de algoritmos genéticos, essa função custo é minimizada ajustando-se os valores dos agrupamentos presentes no ponto fixo. O algoritmo genético implementado possui uma população inicial de 1000 indivíduos e número máximo de iterações igual a 50. Os indivíduos são gerados aleatoriamente, em codificação real, dentro de um intervalo de $\pm 5\%$ do valor de cada agrupamento obtido no modelo, Eq. 5.26. Os limites de $\pm 5\%$ são preservados durante as gerações, são as restrições de parâmetros da função custo. Esse intervalo foi escolhido com o intuito de não alterar significativamente os parâmetros do modelo, evitando que a resposta dinâmica do mesmo seja afetada consideravelmente.

Com o ajuste dos agrupamentos pelo algoritmo genético, as restrições de igualdade foram implementadas e o estimador MQR foi utilizado para

estimar os parâmetros do modelo, descrito a seguir:

$$\begin{aligned}
y(k) = & 0,8333y(k-1) + 3,7255 \times 10^{-10}u(k-6)^2u(k-4) \\
& -4,6122 \times 10^{-2}y(k-4) + 1,7178 \times 10^{-8}u(k-4)u(k-2) \\
& +0,2244y(k-2) - 0,2835y(k-3) + 3,6102 \times 10^{-2}y(k-6) \\
& -0,1721y(k-5) + 1,0723 \times 10^{-3}u(k-5)y(k-1) \\
& -1,4464 \times 10^{-5}u(k-5)y(k-3)y(k-1) \\
& +8,0617 \times 10^{-8}u(k-4)u(k-2)y(k-1) \\
& +3,4852 \times 10^{-2}y(k-2)^2 - 0,1980 - 3,0960 \times 10^{-9}u(k-5)^3 \\
& +5,7468 \times 10^{-7}u(k-5)^2y(k-3) \\
& -8,1686 \times 10^{-8}u(k-2)u(k-4)y(k-3) \\
& +4,1445 \times 10^{-6}u(k-5)^2 - 8,2927 \times 10^{-4}u(k-5)y(k-3) \\
& +3,7312 \times 10^{-2}y(k-1)y(k-3) - 4,2909 \times 10^{-6}u(k-6)y(k-6)^2 \\
& -9,0947 \times 10^{-6}u(k-5)y(k-1)y(k-2) \\
& +1,2033 \times 10^{-2}y(k-1)^2 - 5,0678 \times 10^{-2}y(k-1)y(k-2). \quad (5.33)
\end{aligned}$$

A Tab. 5.4 apresenta os agrupamentos dos modelos de grau de não-linearidade 3. Assim como nos modelos de grau de não-linearidade 2, obteve-se uma redução no MAPE da curva estática do modelo com parâmetros ajustados pelo estimador MQR em relação ao modelo descrito na Eq. 5.26 — de 2,84% para 1,76%. Porém, da mesma maneira, houve um aumento do MAPE da saída predita em relação à observada — 7,23% para 8,16% — e a correlação reduziu para 0,94. Com a limitação dos valores dos agrupamentos ajustados pelo algoritmo genético, conseguiu-se evitar a degradação da resposta dinâmica do modelo, fato que não ocorria quando esses parâmetros eram ajustados em qualquer faixa. A Fig. 5.15 apresenta a validação do modelo estimado por MQR e a Fig. 5.16 as curvas dos pontos fixos do mesmo.

Como o propósito desse capítulo, além de obter modelos adequados ao processo, é comparar diferentes metodologias de identificação de sistemas e apresentar as vantagens de se utilizar informação a priori, na próxima seção, serão apresentados modelos obtidos por redes neurais artificiais, modelos caixa-preta.

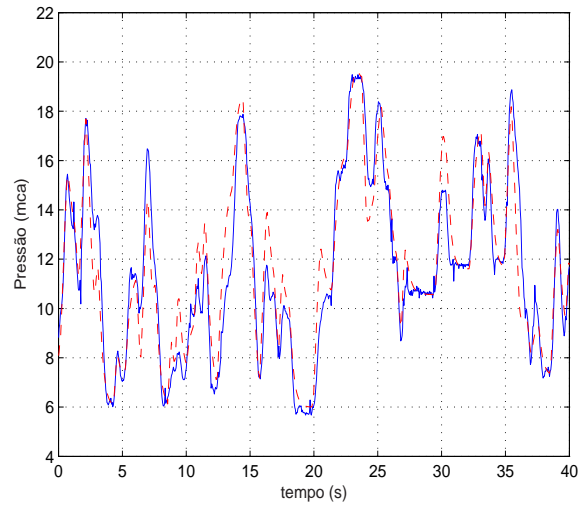


Figura 5.15: Validação da dinâmica do modelo NARMAX MQR com grau de não linearidade 3, sendo (-) a série temporal observada e (- -) o sinal simulado pelo modelo.

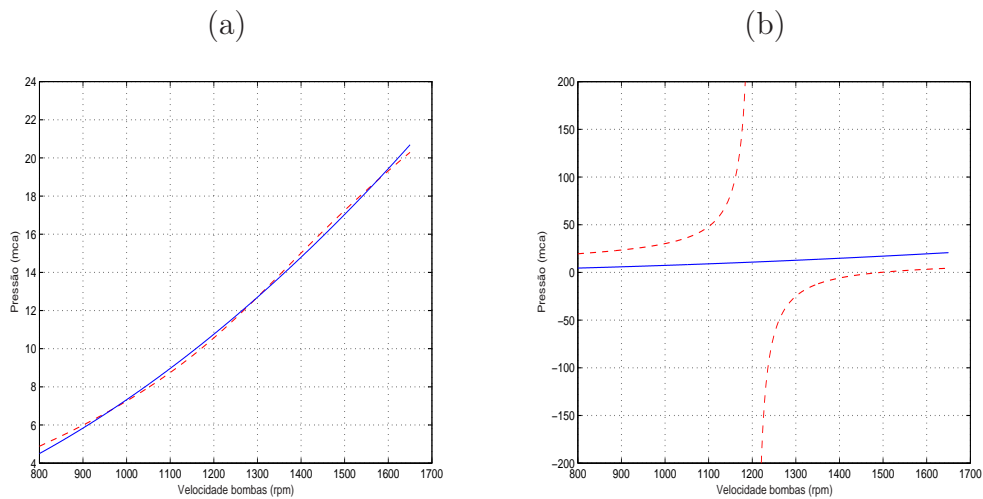


Figura 5.16: Curvas estáticas do modelo NARMAX MQR com grau de não linearidade 3, sendo (-) a curva estática ideal e (- -) a curva estática obtida pelo modelo — (a) ponto fixo, \bar{y}_1 , determinado na Eq. 5.27 e (b) \bar{y}_2 , Eq. 5.28.

Tabela 5.4: Comparação dos agrupamentos dos modelos NARMAX com grau de não-linearidade 3.

Modelo	Σ_0	Σ_y	Σ_{y^2}	Σ_{u^2}
MQE	- 0,2067	0,9371	$3,5115 \times 10^{-2}$	$4,2793 \times 10^{-6}$
MQR	- 0,1980	0,9364	$3,3519 \times 10^{-2}$	$4,1616 \times 10^{-6}$
Modelo	Σ_{u^3}	Σ_{yu}	Σ_{y^2u}	Σ_{yu^2}
MQE	$- 2,9116 \times 10^{-9}$	$- 7,4088 \times 10^{-4}$	$- 2,8669 \times 10^{-5}$	$5,9302 \times 10^{-7}$
MQR	$- 2,7235 \times 10^{-9}$	$- 7,2204 \times 10^{-4}$	$- 2,7850 \times 10^{-5}$	$5,7361 \times 10^{-7}$

5.6 Modelos NARMAX Neurais

Utilizando-se o mesmo banco de dados das seções anteriores, da identificação de modelos polinomiais, foram implementados modelos caixa-preta utilizando o *toolbox* de identificação de sistemas baseado em redes neurais (Norgaard, 1997), disponível em:

<http://www.iau.dtu.dk/research/control/nnsysid.html>

Foi utilizada a rotina `narmax2.m` para treinamento das redes, que utiliza o algoritmo de Levenberg-Marquardt. A rede foi assim configurada:

- doze entradas, sendo seis atrasos do sinal de excitação do sistema e seis atrasos da saída;
- sete neurônios não-lineares na camada escondida e um neurônio linear na saída;
- número máximo de épocas de treinamento igual a 60.

O número de entradas foi escolhido de forma a utilizar os mesmos atrasos empregados nos modelos NARMAX polinomiais. Porém, o número de neurônios não-lineares na camada escondida foi determinado heurísticamente.

Em relação aos modelos supracitados, o modelo neural obteve índices de desempenho, MAPE, mais satisfatórios — 3,56% na validação da dinâmica do modelo e 0,62% para a curva estática — e a correlação entre a saída predita e a observada foi de 0,98. As Fig. 5.17 e 5.18 apresentam uma comparação entre a saída predita pelo modelo e a saída observada e uma comparação entre a curva estática do modelo e a ideal respectivamente. A Tab. 5.5

mostra os erros percentuais (MAPE), correlações (τ), número de parâmetros (N_p) e tempo de processamento (t_p) de cada algoritmo implementado em um computador ATHLON XP 1800 com 256 MB de memória RAM.

Tabela 5.5: Comparação entre os modelos polinomiais e o modelo neural para a abertura das pás igual a 50%.

Modelo	MAPE (%)		τ	N_p	t_p (s)
	Din.	Est.			
MQE grau 2	10,92	9,96	0,91	17	5,42
MQR grau 2	11,79	0	0,88	17	5,42 + 1,58
MQE grau 3	7,23	2,84	0,95	23	31,47
MQR grau 3	8,16	1,76	0,94	23	31,47 + 20,64 + 1,75
Neural	3,56	0,62	0,98	99	76,65

O modelo neural obteve menores erros percentuais e maior correlação entre saída medida e estimada, porém, o custo computacional e o número de parâmetros do modelo é maior em relação aos outros identificados. Os algoritmos genéticos foram responsáveis por um aumento considerável no tempo de processamento do modelo MQR grau 3 – 20,64 s. O estimador MQR, Eq. 5.13, tem o menor tempo de processamento dentre os algoritmos utilizados – 1,58 s e 1,75 s para MQR grau 2 e grau 3, respectivamente.

Por apresentar melhores índices de desempenho, o modelo neural será empregado nas etapas seguintes de identificação do sistema, as quais têm por objetivo obter modelos para diversas aberturas de pás.

O modelo neural, obtido para o processo com abertura de pás igual a 50%, descrito anteriormente, foi, então, validado para diferentes aberturas de pás. Porém, como pode ser observado na Fig. 5.20 (a), o ganho do modelo utilizado não é adequado para outras aberturas – 30% –, pois o ganho estático é diferente de acordo com a posição das pás. Dessa forma, foi necessário ajustar o sinal de saída do modelo, conforme Fig. 5.19. Utilizando 4.2, a saída do modelo com ajuste de ganho para abertura de 30% pode ser calculada por:

$$\begin{aligned}
 H_r^{30\%} &= \beta_{30\%}n^2 + \alpha_{30\%}n + k_{30\%}; \\
 n &= \frac{-\alpha_{50\%} + \sqrt{\alpha_{50\%}^2 - 4\beta_{50\%}(k_{50\%} - H_r^{50\%})}}{2\beta_{50\%}},
 \end{aligned}
 \tag{5.34}$$

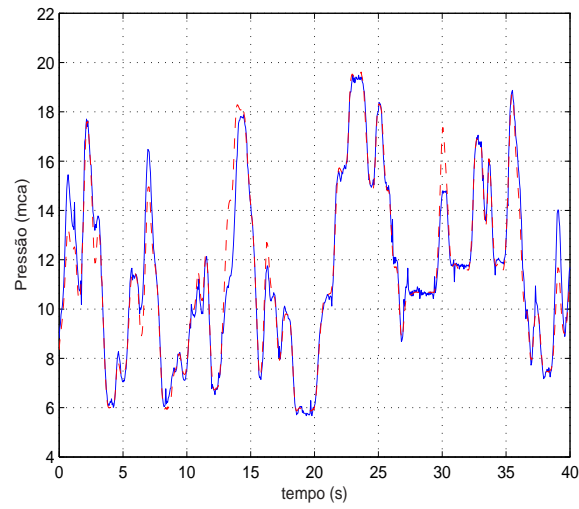


Figura 5.17: Validação do modelo neural para abertura de pás igual a 50%, sendo (-) a série temporal observada e (- -) o sinal simulado pelo modelo.

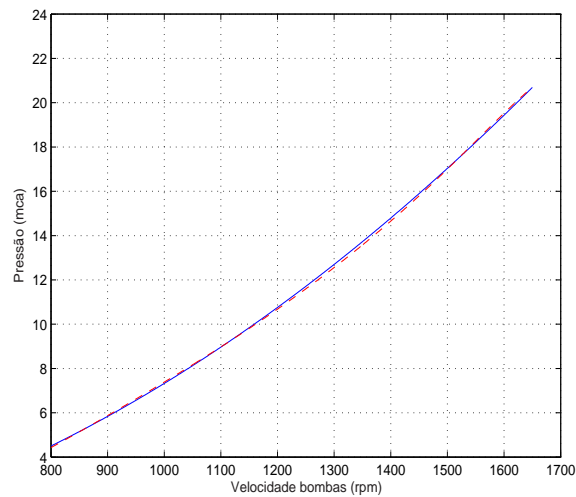


Figura 5.18: Curva estática do modelo neural para abertura das pás igual a 50%, sendo (-) a curva estática ideal e (- -) a curva estática obtida pelo modelo.

sendo $H_r^{50\%}$ a saída do modelo neural sem ajuste de ganho, $H_r^{30\%}$ a saída do modelo ajustada para abertura das pás igual a 30%, α_φ , β_φ e k_φ parâmetros definidos em (4.2) para aberturas de pás φ . A saída do modelo com ajuste de ganho para abertura das pás igual a 30% é mostrada na Fig. 5.20 (b).

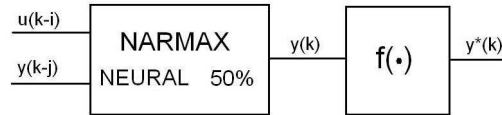


Figura 5.19: Ajuste de ganho do modelo NARMAX neural 50% ($y = H_r^{50\%}$) para diferentes aberturas de pás do distribuidor da turbina, sendo $y^*(H_r^\varphi)$ a saída do modelo ajustada para uma determinada abertura de pás φ .

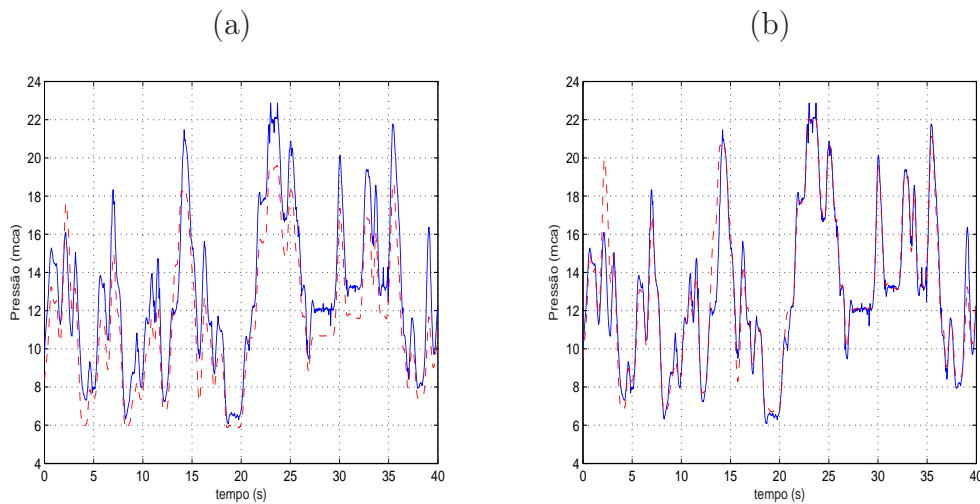


Figura 5.20: Saída do modelo neural 50% validada para abertura de pás igual a 30% – (a) sem ajuste do ganho do modelo e (b) com ajuste do ganho.

A Tab. 5.6 mostra os erros médios absolutos percentuais do modelo para várias aberturas de pás, para o mesmo sinal de excitação de validação da abertura de 50%. Como pode ser observado, à medida que a abertura das pás se afasta da abertura de 50%, o erro do modelo aumenta.

Como tentativa de obter modelos com melhores índices para as aberturas em que o modelo neural 50% obteve piores desempenhos, da mesma forma que foi realizado para abertura de 50%, foram gerados modelos para as posições das pás iguais a 30%, 60%, 70% e 90% de abertura, a partir de testes feitos

Tabela 5.6: Erro médio percentual do modelo neural de abertura das pás 50% para diversas aberturas de pás.

Modelo	MAPE	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
Neural 50%	Din.	4,89	3,67	3,56	4,55	5,17	4,84	5,64	5,31
	Est.	0,62	0,62	0,62	0,63	0,64	0,65	0,66	0,66

para essas aberturas. A Tab. 5.7 apresenta o desempenho desses modelos para diferentes aberturas de pás, com o devido ajuste da saída dos modelos.

Tabela 5.7: Erro médio percentual dos modelos neurais de abertura das pás 30%, 60%, 70% e 90% para outras aberturas.

Modelo	MAPE	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
Neural 30%	Din.	4,66	3,92	4,70	4,89	6,04	6,17	6,06	5,65
	Est.	0,93	0,93	0,95	0,96	0,97	0,99	1,00	1,02
Neural 60%	Din.	5,57	4,97	4,36	3,62	4,36	4,61	4,68	4,96
	Est.	0,93	0,93	0,94	0,95	0,97	0,98	1,00	1,02
Neural 70%	Din.	6,30	5,82	5,15	4,15	4,37	5,17	4,78	5,49
	Est.	0,59	0,60	0,60	0,60	0,61	0,62	0,62	0,63
Neural 90%	Din.	7,20	6,38	5,63	5,13	5,39	5,08	5,31	5,69
	Est.	0,44	0,44	0,44	0,45	0,45	0,45	0,46	0,47

Pode-se anuir dos resultados dos modelos neurais até então implementados que os modelos de aberturas de pás intermediárias – 50% e 60% – obtiveram menores erros de validação na dinâmica do sistema, houve uma melhor generalização desses modelos para outras aberturas de pás. Nas aberturas as quais os modelos foram gerados, os erros foram minimizados em relação ao modelo de abertura das pás igual a 50% validado nestas aberturas. No entanto, para aberturas de 30% e 90%, quando utilizados em outras aberturas, à medida que estas se afastam muito da abertura de geração do modelo, há um aumento significativo do erro percentual na validação da dinâmica.

Os modelos das aberturas de 30% e 60% obtiveram os maiores erros da curva estática enquanto que o modelo da abertura de 90% obteve o menor

erro da curva estática. O modelo da abertura de 70% apresentou baixos erros para aberturas superiores a 50% e elevados para inferiores a esta, incluindo-a, enquanto que as curvas estáticas obtidas tiveram baixos erros percentuais.

Como pode ser observado, os modelos gerados com aberturas de 30%, 70% e 90%, obtiveram erros, para suas próprias aberturas, superiores aos erros dos modelos de abertura 50% e 60% em suas respectivas aberturas. Duas podem ser as causas dessa inferioridade de desempenho no processo de identificação: *i*) considerando que a dinâmica do sistema muda com a abertura das pás, o sinal de excitação do sistema foi adequado para aberturas intermediárias, em detrimento das outras aberturas; *ii*) como as aberturas de pás intermediárias são as aberturas de melhor desempenho da turbina, onde são obtidos os pontos de operação mais próximos dos de projeto, para aberturas fora dessa faixa, há maiores turbulências e perdas na turbina, ocasionado em sistemas mais difíceis de serem modelados.

Partiu-se então para tentativa de minimizar os erros percentuais pela combinação de modelos. A partir de várias combinações entre modelos implementados, a combinação que obteve menores erros, Tab. 5.8, e menor complexidade foi a seguinte:

- para aberturas inferiores a 50%, inclusive esta, o modelo a ser utilizado é o modelo de abertura de 50%;
- para aberturas superiores a 50%, a média aritmética da saída ajustada dos modelos de aberturas 50%, 60% e 70% é empregada (Fig. 5.21).

Tabela 5.8: Erro médio percentual da combinação de modelos neurais para diversas aberturas.

Modelo	MAPE	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
Neural	Din.	4,89	3,67	3,56	3,61	4,20	4,60	4,54	4,97
Combinação	Est.	0,62	0,62	0,62	0,49	0,49	0,50	0,51	0,52

As Fig. 5.22 e 5.23 mostram a validação dessa combinação de modelos para um sinal de entrada em degrau aplicado à planta, com abertura das pás igual a 60% e 90% respectivamente, com amplitudes: 1360 a 1510 rpm, 1510 a 1360 rpm e 1360 a 1060 rpm. O mesmo sinal de entrada em degrau foi aplicado à planta com abertura das pás igual a 30% para validação do

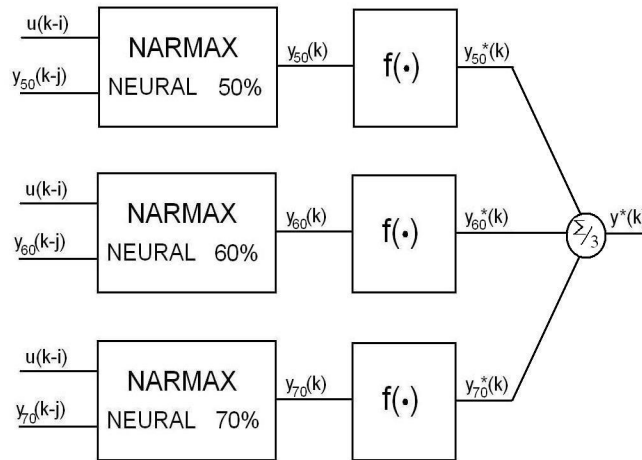


Figura 5.21: Combinação de modelos NARMAX neurais para aberturas de pás do distribuidor da turbina maiores do que 50%.

modelo neural 50%, conforme mostrado na Fig. 5.24. Como pode-se anuir por estas figuras, a dinâmica do sistema, para maiores abertura das pás, apresenta características de sistema sobre-amortecido, enquanto que, para menores aberturas, o sistema é tipicamente sub-amortecido.

Esta constatação comprova a necessidade de utilização de diferentes modelos para diferentes aberturas das pás. Teoricamente, um único modelo global não-linear poderia ser obtido. Na prática, entretanto, isso não é facilmente alcançado. Em todos os modelos aqui apresentados, decimações nos sinais de identificação foram efetuadas afim de se obter melhores resultados, porém, sem sucesso.

5.7 Conclusões do Capítulo

A utilização de informação a priori na identificação de sistemas é de grande valia tanto para a escolha do sinal de excitação do sistema como para determinar melhor estrutura do modelo, que tipo de modelo a ser utilizado e ainda para auxiliar a escolha do modelo mais apropriado em se tratando de validação do mesmo pelas características do sistema já conhecidas. No estudo de caso aqui apresentado, a curva estática do sistema foi a principal informação a priori utilizada, além de ensaios com sinal de entrada degrau para se obter um conhecimento superficial da dinâmica do processo.

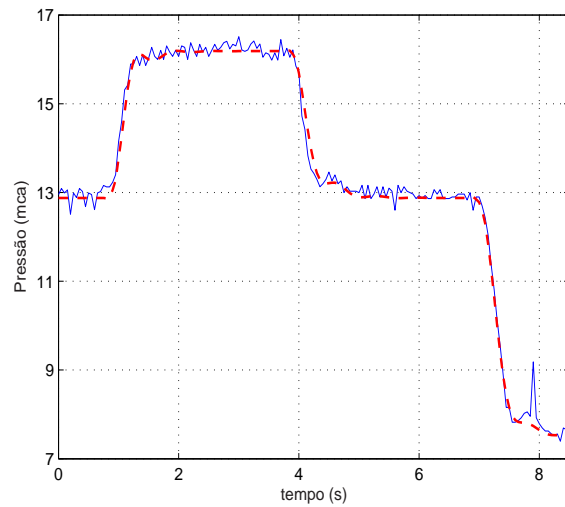


Figura 5.22: Validação dos modelos combinados para entrada em degrau — abertura das pás igual a 60%.

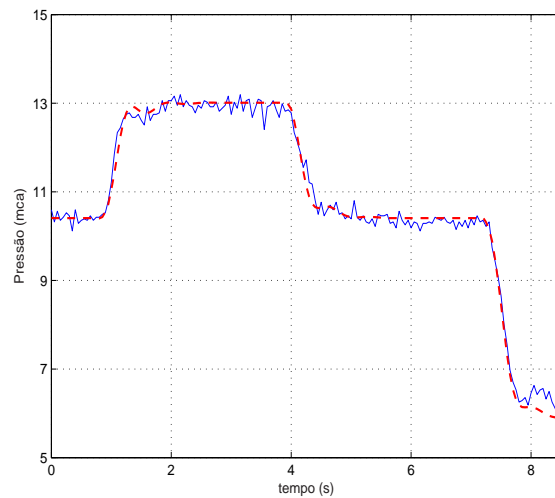


Figura 5.23: Validação dos modelos combinados para entrada em degrau — abertura das pás igual a 90%.

Os modelos polinomiais, embora tenham obtido índices de desempenho inferiores aos modelos neurais, eles possuem menor número de parâmetros e utilizam algoritmos de baixo custo computacional. Tais modelos são fáceis de se obter informações qualitativas do processo como, por exemplo, a curva

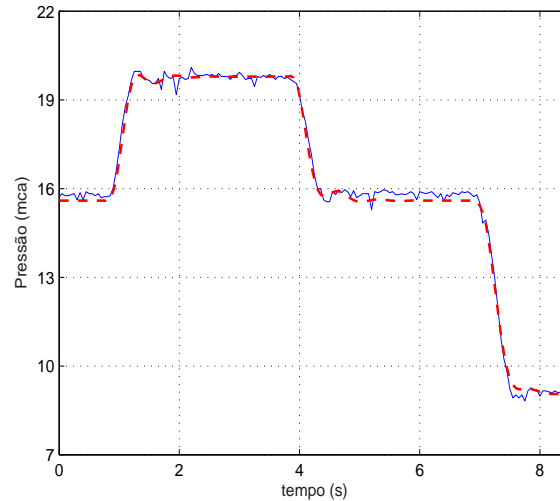


Figura 5.24: Validação do modelo neural 50% para entrada em degrau — abertura das pás igual a 30%.

estática, determinada pelos pontos fixos, obtidos com muita facilidade. Além dessa vantagem, pode-se utilizar o estimador MQR na estimação dos parâmetros do modelo, impondo informações a priori, a respeito da estática do sistema, na identificação da dinâmica do mesmo.

Os modelos neurais obtiveram índices de desempenho da dinâmica muito superiores aos modelos polinomiais, confirmando a grande utilidade desses modelos na identificação de sistemas não-lineares. A utilização de mais de um modelo para um determinado sistema é válido quando o sistema apresenta variações em sua estática e dinâmica de acordo com faixas de operação de uma determinada variável, nesse caso, a abertura das pás.

A identificação do sistema realizada neste capítulo foi muito importante para um conhecimento mais profundo do processo e os modelos estimados serão utilizados na implementação e sintonia de controladores — Capítulo 6.

IMPLANTAÇÃO DE UM SISTEMA DE CONTROLE DE PRESSÃO

6.1 Introdução

A implantação de um sistema em malha fechada, no processo aqui estudado, tem por objetivo controlar a pressão de saída da associação paralela das bombas – variável controlada. Sendo a variável manipulada a velocidade angular das bombas, controladas pelos inversores.

Neste capítulo, são apresentados uma técnica de sintonia de controlador para uma determinada abertura de pás e a utilização de tabela de ganhos para as outras aberturas. Embora as aberturas inferiores a 30% não tenham sido objeto de estudo na identificação do sistema, elas serão utilizadas no ajuste de ganhos do controlador, afim de evitar instabilidades no sistema.

A próxima seção descreverá conceitos de engenharia de controle e uma breve descrição do controlador de três termos PID, além do método de sintonia de Ziegler-Nichols.

6.2 Sistemas de Controle

Um sistema em malha aberta, Fig. 6.1, utiliza um dispositivo de atuação para controlar o processo sem usar a medição de sua saída controlada (Dorf e Bishop, 1998). Já o sistema em malha fechada, Fig. 6.2, usa a medida de sua saída para compará-la à saída desejada e, com isso, controlar o sistema por meio de um atuador. O atuador é o dispositivo que fornece potência motriz ao processo. No sistema a ser controlado, o atuador é o conjunto motobomba acionado pelos inversores de frequência.

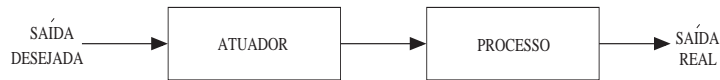


Figura 6.1: Esquema de um sistema em malha aberta.

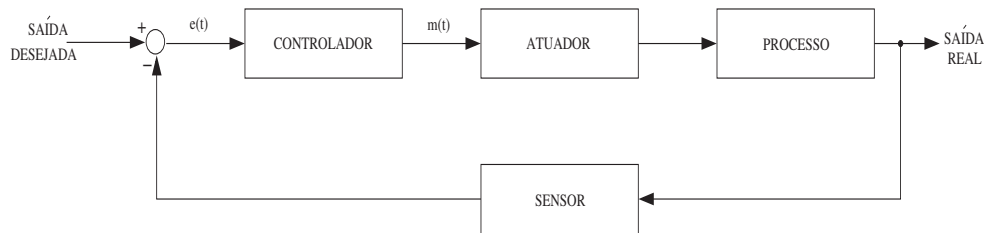


Figura 6.2: Esquema de um sistema em malha fechada.

O controlador é um dispositivo que compara o valor da variável de processo, variável controlada, com o valor desejado, *setpoint*, e determina o erro $e(t)$, produzindo um sinal de controle $m(t)$ de forma a minimizar o desvio (Ogata, 1993). Esse sinal de controle é enviado ao atuador do sistema.

Em determinados sistemas, a utilização de controlador, malha fechada, é necessária para satisfazer alguns critérios de controle, sejam esses (Phillips e Nagle, 1995):

- rejeição à perturbação;
- erro em estado estacionário;
- resposta transiente;
- sensibilidade à mudança de parâmetros da planta.

A implantação de um sistema de controle geralmente envolve (Phillips e Nagle, 1995):

1. escolha dos sensores para medir os sinais de retroalimentação;
2. escolha dos atuadores;
3. obter modelos da planta, sensores e atuadores;
4. implementar o controlador baseado nos modelos e nos critérios de controle;

5. avaliar o desempenho do controle, por simulação e finalmente no sistema físico;
6. repetir esse procedimento de modo a obter uma resposta do sistema físico satisfatória.

Dentre os controladores, o mais conhecido e empregado nas indústrias é o controlador de três termos, o PID: termo proporcional, integral e derivativo. A saída desse controlador é calculada por:

$$m(t) = K_P \left(e(t) + \frac{1}{T_I} \int e(t) dt + T_D \frac{de(t)}{dt} \right), \quad (6.1)$$

sendo K_P o ganho proporcional do controlador, T_I o tempo integral e T_D o tempo derivativo.

A Tab. 6.1 apresenta a influência de cada termo do controlador PID na resposta dinâmica do sistema, Fig. 6.3. Para implementar tal controlador, deve-se determinar, para um dado processo, o ganho proporcional, integral e derivativo.

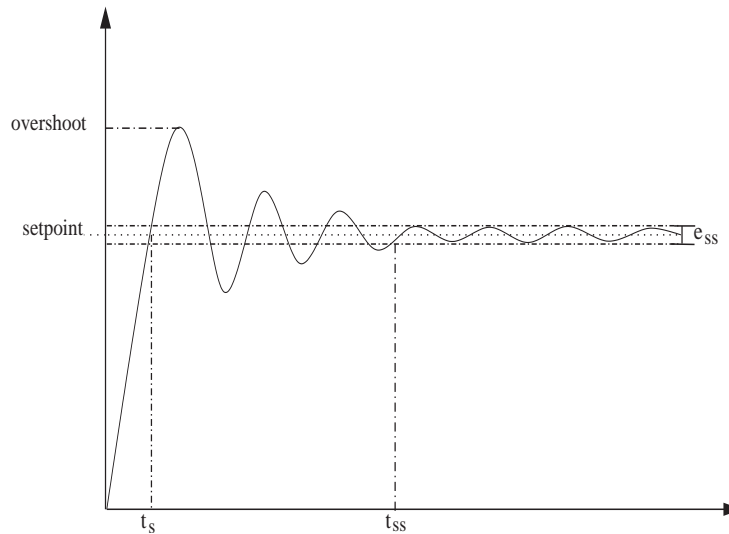


Figura 6.3: Resposta típica de um sistema em malha fechada com sobre-elevação – *overshoot*.

Nos últimos cinquenta anos, várias técnicas têm sido estudadas para a sintonia do controlador PID. Porém, apesar de todos esses estudos e técnicas sugeridas, não há um método capaz de solucionar o problema de sintonia de maneira efetiva e ampla (Seborg, 1994).

Tabela 6.1: Influência dos termos do controlador PID na resposta dinâmica do sistema. Sendo t_s o tempo de subida e e_{ss} o erro em estado estacionário.

Termo	t_s	Sobre-elevação	e_{ss}
$K_P \uparrow$	\downarrow	\uparrow	\downarrow
$T_I \uparrow$	\uparrow	\downarrow	anula
$T_D \uparrow$	\downarrow	\downarrow	—

Neste trabalho, a sintonia do controlador será feita pelo método de Ziegler-Nichols (Ziegler e Nichols, 1942), por sua simplicidade e relativa eficiência em problemas de servomecanismo. Neste método, os parâmetros de sintonia são obtidos por meio das seguintes etapas:

- os termos integral e derivativo devem ser eliminados do controlador;
- ajustar o ganho proporcional, K_{cr} , para que a saída do sistema apresente oscilações mantidas – sistema marginalmente estável – quando aplicado um pequeno degrau na referência do sistema e determinar o período de cada oscilação, P_{cr} ;
- por meio da Tab. 6.2, determinar os ganhos do controlador.

Tabela 6.2: Regras de sintonia de controlador PID, com sistema em malha fechada e controlador puramente proporcional, de Ziegler-Nichols.

Controlador	K_P	T_I	T_D
P	$0,5K_{cr}$	—	—
PI	$0,4K_{cr}$	$0,8P_{cr}$	—
PID	$0,6K_{cr}$	$0,5P_{cr}$	$0,12P_{cr}$

6.3 Implementação dos Controladores

Como tentativa de se utilizar apenas uma sintonia de controlador para qualquer posição das pás, foi utilizado o modelo neural de abertura das pás

igual a 50%, obtido no Capítulo 5, na implementação do controlador.

O sistema em malha fechada foi simulado por esse modelo utilizando um controlador proporcional. Seguindo a metodologia de Ziegler-Nichols para sintonia de controladores, o ganho proporcional do controlador foi aumentado até se atingir o limite de estabilidade do sistema, quando este apresenta oscilações mantidas. A partir dos ganhos do controlador determinados pelo método de Ziegler-Nichols, tendo como foco o controlador PI, por meio da Tab. 6.2, os ganhos foram reajustados heurísticamente, por simulação, de forma a obter resposta em malha fechada satisfatória para o projeto, qual seja, sobre-elevação menor que 10% e erro em estado estacionário menor do que 2%. Com isso, o ganho proporcional (K_P) e tempo integral (T_I) utilizados para aberturas das pás igual a 50% foram 4 e 0,021s, respectivamente.

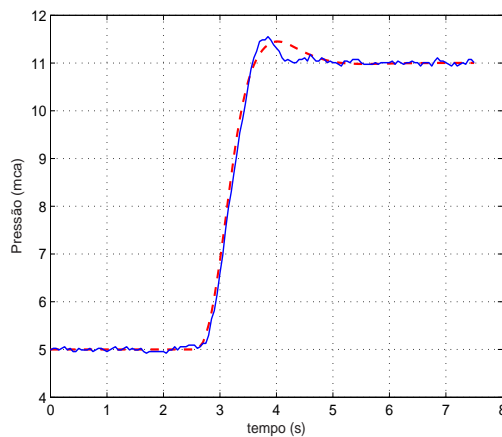


Figura 6.4: Comparação entre o sistema simulado pelo modelo neural 50% (- -) e o observado (-) para a mesma abertura, em malha fechada, para ganho proporcional e tempo integral iguais a 4 e 0,021s, respectivamente.

A Fig. 6.4 mostra a resposta do sistema simulado e o real, com abertura das pás igual a 50%, para os ganhos supracitados. Como pode ser observado, o sistema teve boa resposta em malha fechada com esses ganhos, como previsto na simulação, mostrando a grande utilidade da simulação, por meio de modelos dinâmicos do processo, para sintonia de controladores. Pois, partindo-se dessa metodologia de sintonia, não é necessário realizar ensaios no processo, evitando-se o risco de causar instabilidade e desgastes no sistema.

Comparando a resposta do sistema em malha aberta e em malha fechada,

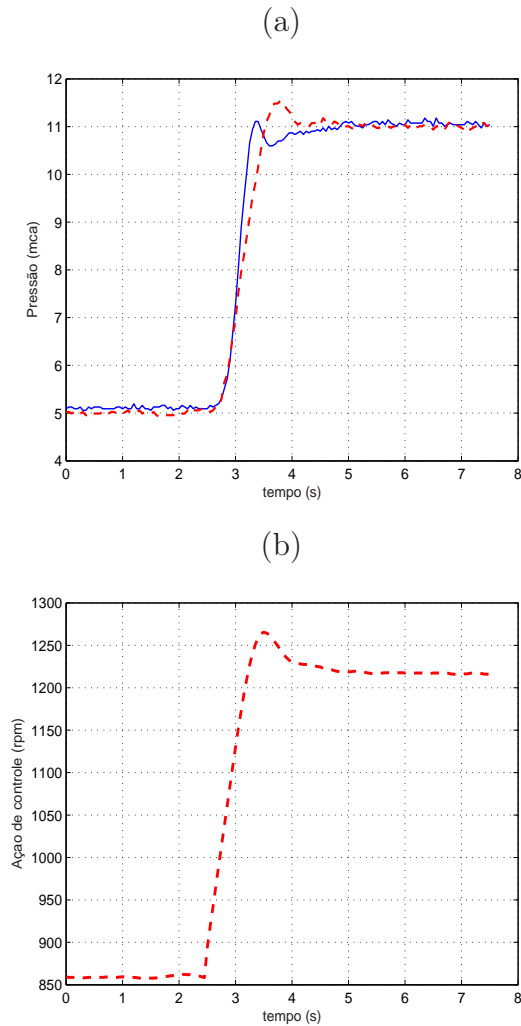


Figura 6.5: (a) Comparação entre sistema em malha aberta (-) e malha fechada (- -), para abertura das pás igual a 50%, e (b) ação de controle do sistema em malha fechada para mesmo ensaio.

Fig. 6.5 (a), o sistema em malha fechada obteve um tempo de subida superior ao da malha aberta, porém, o tempo de acomodação ($\pm 2\%$), foi muito próximo. Vale ressaltar que era de conhecimento a velocidade exata para o sistema atingir o *setpoint* de 11 mca, caso contrário o sistema em malha aberta apresentaria um erro em estado estacionário maior que o da malha fechada. Esse é o principal objetivo de se utilizar malha fechada no sistema estudado, a regulação, principalmente caso as variáveis do processo, como a

abertura das pás, forem alteradas.

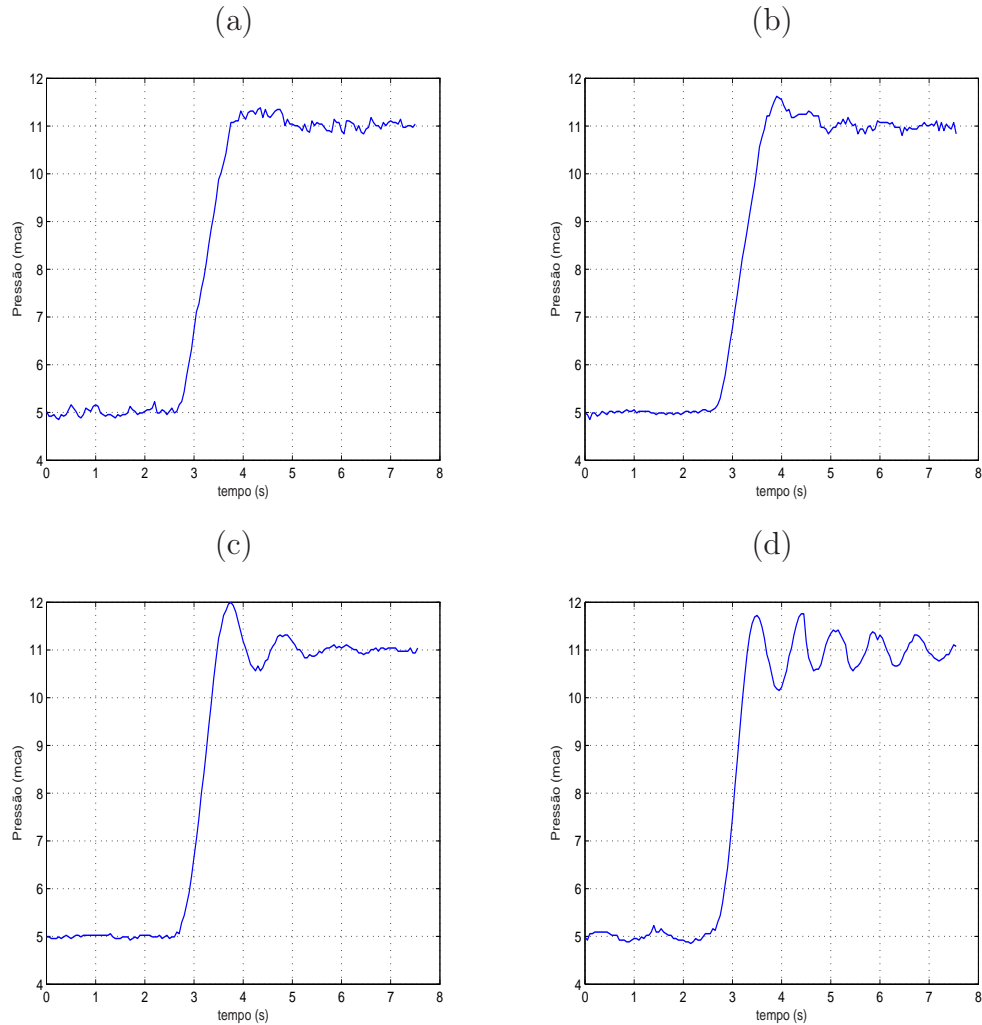


Figura 6.6: Resposta em malha fechada do sistema para diversas aberturas das pás – a) 90%, b) 60%, c) 30% e d) 10%, com ganhos do controlador PI iguais a 4 e 0,021s e *setpoint* alterado de 5 mca para 11 mca aos 2,5 s.

Os mesmos ganhos foram empregados no controlador do sistema em diferentes aberturas de pás, conforme Fig. 6.6. Pode-se anuir que, para abertura de pás inferior a 50% os ganhos do controlador não foram adequados. Nessas configurações – aberturas inferiores a 50% – além do sistema apresentar ganho superior, conforme discutido no Capítulo 5, o sistema também apresenta características de sistemas sub-amortecidos e maior sensibilidade, que possivelmente se intensificam quanto menor for a abertura das pás. Com isso,

não é apropriado a utilização dos ganhos obtidos com abertura de 50% para aberturas inferiores, quando se deseja respostas dinâmicas em malha fechada semelhantes. A partir de então, houve a necessidade de pequenos ajustes nos ganhos do controlador para diferentes aberturas de pás. Uma tabela de ganhos foi implementada heurísticamente, Tab. 6.3, tendo como referência a abertura das pás (φ).

Tabela 6.3: Tabela de ganhos do controlador PI, com referência à abertura das pás (φ).

Premissa (φ em %)	K_P	T_I (s)
$\varphi \geq 50$	4,0	0,021
$50 < \varphi \leq 20$	4,0	0,024
$20 < \varphi \leq 10$	3,4	0,023
$10 < \varphi \leq 5$	3,1	0,024
$5 < \varphi \leq 0$	3,0	0,026

A Fig. 6.7 apresenta as respostas em malha fechada do sistema, em diversas aberturas de pás, utilizando um controlador PI com ganhos ajustados de acordo com a Tab. 6.3. Como pode ser observado, com o ajuste dos ganhos, foram obtidas respostas semelhantes, embora, com aberturas muito pequenas, o sistema apresentou mais oscilações. A Tab. 6.4 apresenta as características das respostas dos ensaios realizados.

A Fig. 6.8 apresenta o comportamento do sistema quanto à variação da abertura das pás, quando este está em malha aberta e malha fechada. Como dito anteriormente, a grande funcionalidade do sistema de controle está em sua capacidade de regulação, o que é de interesse, por exemplo, quando se deseja realizar ensaios na turbina com pressão constante, conforme visto no Capítulo 4.

6.4 Conclusões do Capítulo

O uso de retroação no sistema estudado tem por finalidade a regulação da pressão de saída das bombas. Essa característica é de grande importância para o estudo de máquinas de fluxo e para o desenvolvimento do LENHS –

Tabela 6.4: Comparação de respostas em malha fechada para diferentes aberturas de pás. Sendo t_s o tempo de subida e t_{ss} o tempo de assentamento – ($\pm 2\%$).

φ (%)	t_s (s)	Sobre-elevação (%)	t_{ss} (s)
90	1,23	4	2,30
60	1,15	6	2,15
50	1,04	5	1,55
30	1,10	5	1,62
20	0,93	3	1,16
10	1,00	3	2,20
5	1,50	1	1,45
0	1,60	2	2,94

UFMG, pois em grande parte dos ensaios é desejável manter pressão constante.

O sistema de bombeamento de água, com uso de retroalimentação, emula um queda de água constante, fazendo com que a turbina opere em condições semelhantes a uma turbina de uma usina hidrelétrica. No caso do LENHS será possível manter circuitos de redes de distribuição de água sob carga constante sem a utilização de sistemas hidro-pneumáticos ou de reservatórios elevados.

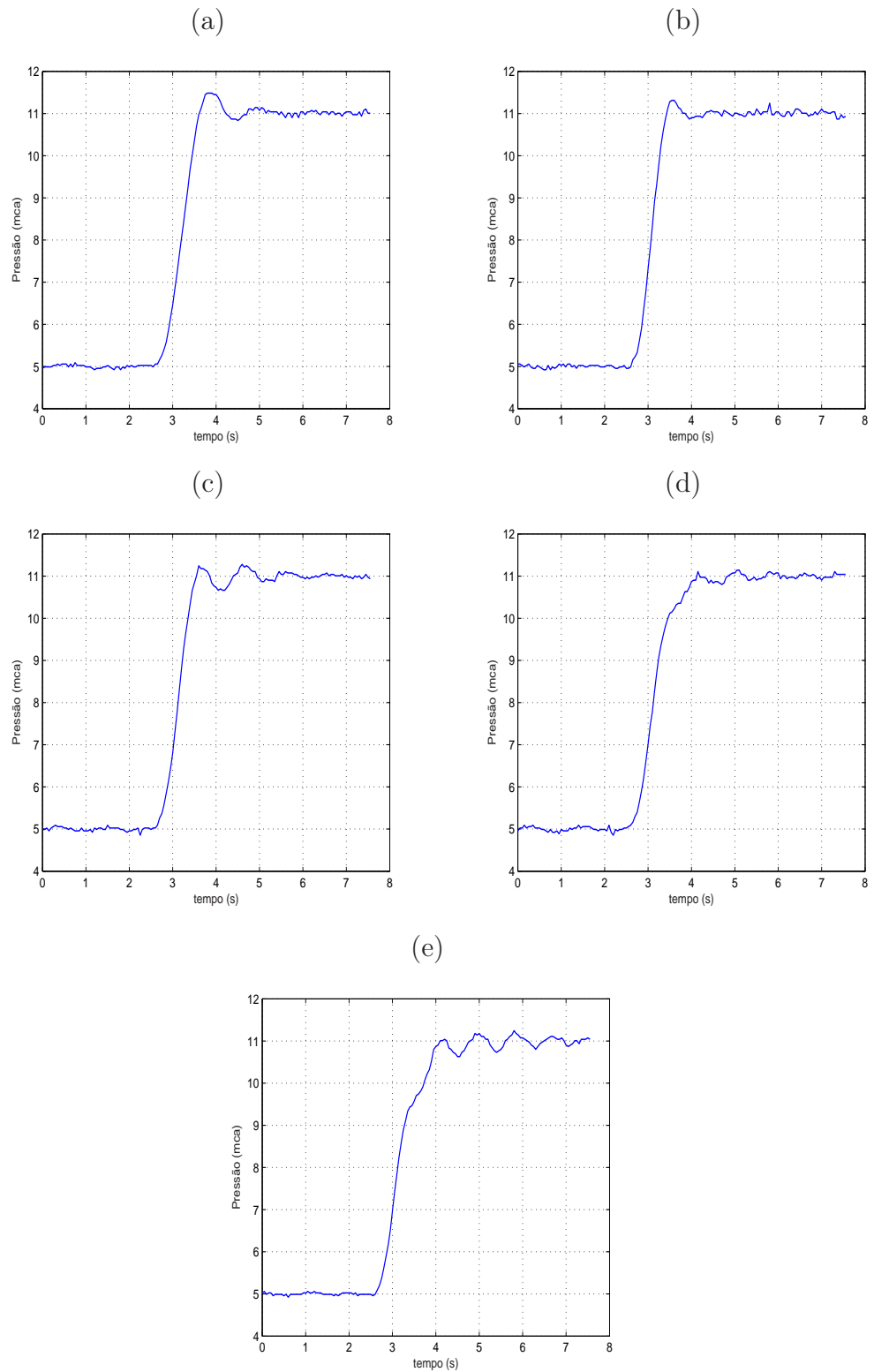


Figura 6.7: Resposta em malha fechada do sistema para diversas aberturas das pás utilizando tabela de ganhos (6.3) com *setpoint* de pressão alterado de 5 mca para 11 mca aos 2,5 s. Abertura das pás iguais a: a) 30%, b) 20%, c) 10%, d) 5% e e) 0%.

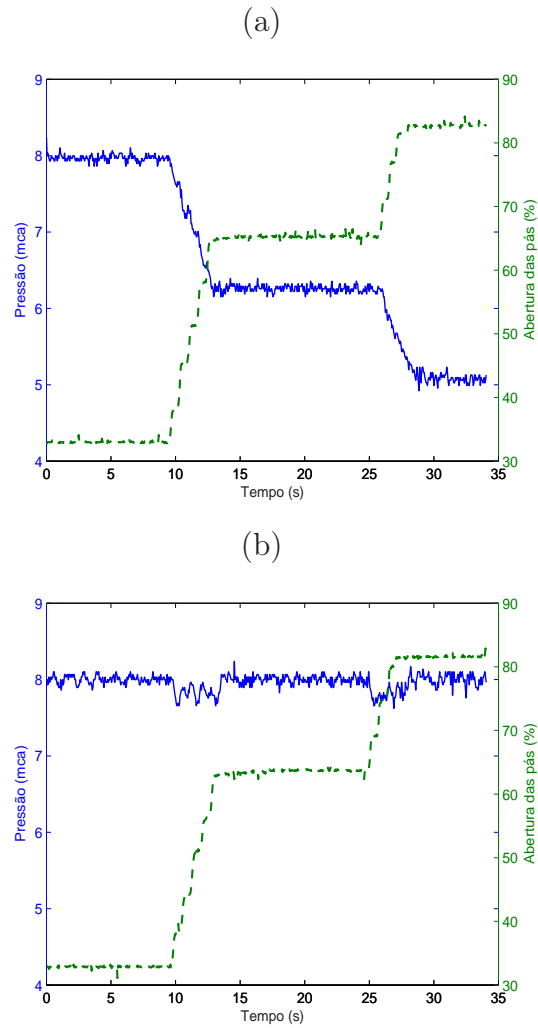


Figura 6.8: Comportamento do sistema com a variação da abertura das pás. Sendo (a) sistema em malha aberta com referência de velocidade das bombas fixa em 985 rpm – a variação da abertura das pás é representada pela linha tracejada; e (b) sistema em malha fechada com *setpoint* de pressão de recalque igual a 8 mca.

CONSIDERAÇÕES FINAIS E TRABALHOS FUTUROS

Os objetivos iniciais do trabalho foram alcançados. A construção e instrumentação da planta piloto foram realizadas, podendo ser utilizada como plataforma de testes em projetos futuros, tanto para obter curvas características de máquinas de fluxo como para aplicar diferentes técnicas de identificação de sistemas e controle.

O sistema se mostrou suficientemente flexível de modo a poder ser utilizado no LENHS com o objetivo de simular uma carga hidráulica constante sem a utilização dos dispendiosos sistemas hidro-pneumáticos.

As técnicas implementadas para redução do ruído nos sinais obtidos pela placa de aquisição de dados, por meio de circuitos eletrônicos projetados e construídos neste trabalho, surtiram efeito. Com esses sinais, foi possível analisar e obter curvas características da planta piloto e modelos condizentes com as características dinâmicas e estáticas do sistema.

No que diz respeito à modelagem matemática do sistema, foram detectadas não-linearidades no mesmo: “constante de tempo dominante” variante com ponto de operação e curva estática não-linear. Sendo assim foram identificados modelos não-lineares NARMAX polinomiais e neurais.

Foram obtidos modelos NARMAX polinomiais caixa-preta e caixa-cinza. Nos modelos caixa-preta, o estimador MQE foi utilizado. Foi observado que os modelos de grau de não-linearidade três tiveram menores erros percentuais em relação aos de grau inferior. Os modelos caixa-cinza foram estimados por MQR, utilizando, nas restrições de estimação dos parâmetros do modelo, as curvas estáticas do sistema. Embora, para estes modelos, em relação aos modelos polinomiais caixa-preta, as curvas estáticas obtidas tiveram menores erros percentuais, houve uma degradação da resposta dinâmica do modelo.

Os menores erros percentuais da dinâmica foram dos modelos neurais. Porém, trata-se de um algoritmo cujo esforço computacional é elevado. As redes neurais também se mostraram uma importante ferramenta na aproximação universal de funções não-lineares e extrapolação de dados.

A partir dos modelos neurais identificados, foi possível obter um controlador PI para o sistema. Como discutido, a dinâmica do processo muda de acordo com a posição das pás, então, para um melhor desempenho do sistema de controle, foi implementada uma tabela de ganhos do controlador PI de acordo com a abertura das pás. A partir disso, o sistema, em qualquer posição de pás, obteve uma resposta transiente de acordo com as especificações do projeto.

O sistema de supervisão foi implementado com a finalidade de apresentar as medições feitas na planta como também controlar o sistema, em concordância com as características de interesses do usuário, além de gravar os ensaios realizados em arquivos de computador.

7.1 Trabalhos Futuros

Seria interessante analisar detalhadamente o projeto da turbina Francis, pois, como detectado, ela apresentou desempenho inferior ao de projeto. A utilização de um banco de resistores que dissipe uma potência maior poderia aumentar a faixa de velocidade nos ensaios da turbina.

Outro ponto a ser melhor investigado é a influência dos inversores na dinâmica do processo. Suspeita-se que sua dinâmica seja decisiva na variação da “constante de tempo dominante” do processo. Para isso ser feito de maneira eficiente, seria necessário a utilização de medidores de velocidade nos conjuntos motobomba, o que também poderá ocasionar respostas mais rápidas desses atuadores.

Os resultados obtidos na identificação do sistema estimulam um estudo aprofundado da influência da abertura das pás na dinâmica do processo e não apenas na curva estática. Poderiam ser obtidos modelos não-lineares para abertura de pás mais baixas e comparar com as outras aberturas. Sabe-se, com os resultados aqui obtidos, que há tal influência, porém, não de maneira qualitativa.

A instalação desse sistema no LENHS permitirá que as redes de distribuição operem sob várias cargas. O sistema pode ser ajustado via *software* de modo a simular condições de operação difíceis de serem obtidas com os

tradicionais sistemas hidro-pneumáticos. Dentre as vantagens de instalação desse sistema no LENHS pode-se citar o seu menor custo de instalação, uma vez que o sistema hidro-pneumático não será necessário, e a maior flexibilidade operacional. Além disso, a metodologia apresentada no Capítulo 4 pode servir de base para ações no sentido de permitir a instalação de bancadas de teste no LENHS, destinadas à certificação de bombas hidráulicas nacionais, tarefa de vital importância para o programa PROCEL – Eletrobrás – e para o país.

Bibliografia

- Aguirre, L. A. (2004). *Introdução à Identificação de Sistemas - Técnicas Lineares e Não-Lineares Aplicadas a Sistemas Reais*. Editora UFMG, second edition.
- Aguirre, L. A. e Billings, S. A. (1995). Improved structure selection for nonlinear models based on term clustering. *International Journal of Control*, 62(3):569–587.
- Aguirre, L. A., Corrêa, M. V., e Cassini, C. C. S. (2002). Nonlinearities in narx polynomial models: representation and estimation. *IEE Proceedings, Part D: Control Theory and Applications*, 149(4):343–348.
- Aguirre, L. A., Fonseca, A. R., Torres, L. A. B., e Martinez, C. B. (2004). Measuring the efficiency and estimating uncertainty of a 7mw hydraulic turbine-generator. *Anais do XV Congresso Brasileiro de Automatica*, (529).
- Aguirre, L. A. e Mendes, E. M. (1996). Nonlinear polynomial models: Structure, term clusters and fixed points. *Int. J. Bifurcation and Chaos.*, 6(2):279–294.
- Araújo, G. C. S. (2003). *Instrumentação de uma plataforma de bombeamento para ensaios de máquinas hidráulicas*. Monografia final de curso em Engenharia Mecânica - UFMG.
- Barroso, M. F. S. (2001). Métodos de otimização mono-objetivo aplicados à identificação caixa-cinza de sistemas não-lineares. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica.

- Billings, S. A., Chen, S., e Korenberg, M. J. (1989). Identification of mimo non-linear systems using a forward-regression orthogonal estimator. *International Journal of Control*, 59(6):2157–2189.
- Braga, A. P., Ludermir, T. B., e Carvalho, A. C. P. L. F. (2000). *Redes Neurais Artificiais: teoria e aplicações*. Livros Técnicos Científicos Editora S.A.
- Bran, R. e de Souza, Z. (1969). *Máquinas de Fluxo - turbinas, bombas e ventiladores*. AO Livro Técnico S.A.
- Breslin, J. P. (1996). *Hydrodynamics of Ship Propellers*. Cambridge University Press.
- Brown, R. A. (1991). *Fluid Mechanics of the Atmosphere*. Academic Press.
- Caixeiro, L. F. A. (2003). *Análise, pré-projeto, projeto e re-projeto e Orçamento de uma plataforma de Bombeamento*. Monografia final de curso em Engenharia Mecânica - UFMG.
- Chhabra, R. P. e Richardson, J. F. (1999). *Non-Newtonian Flow in the Process Industries*. Butterworth-Heinemann.
- Corrêa, M. V. (2001). Identificação caixa-cinza de sistemas não-lineares utilizando representações narmax racionais e polinomiais. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica.
- Corrêa, M. V., Aguirre, L. A., e Saldanha, R. R. (2002). Using steady-state prior knowledge to constrain parameter estimates in nonlinear system identification. *IEEE Transactions on Circuits and Systems I*, 49(9):1376–1381.
- Csanady, G. T. (1982). *Circulation in the Coastal Ocean*. D. Reidel.
- Cybenko, G. (1989). Approximation by superpositions of a sigmoid function. *Mathematics of Control, Signal and Systems*, 2:303–314.
- Doebelin, E. O. (1990). *Measurement Systems*. McGraw-Hill Publishing Company, fourth edition.

- Dorf, R. C. e Bishop, R. H. (1998). *Sistema de controle modernos*. Livros Técnicos Científicos Editora S.A., eighth edition.
- Draper, N. R. e Smith, H. (1998). *Applied Regression Analysis*. New York: Wiley, third edition.
- Duarte, E. A. C. (2004). *Projeto e Construção dos Componentes de Uma Turbina Hidráulica do Tipo Francis*. Monografia final de curso em Engenharia Mecânica - UFMG.
- Gregorig, R. (1961). *Máquinas Hidráulicas*, volume 3. Seção Gráfica do DEE UFMG.
- Hagan, M. e Menhaj, M. (1994). Training feedforward networks with the marquardt algorithm. *IEEE Transactions on Neural Networks*, 5(6):989–993.
- Haykin, S. (2001). *Redes Neurais: princípios e prática*. Bookman, Porto Alegre, second edition.
- Herbet, J. A. e Tulleken, A. F. (1993). Grey-box modeling and identification using physical knowledge and bayesian techniques. *Automática*, 29(2):285–308.
- Holland, J. H. (1975). *Adaptation in natural and artificial systems*. University of Michigan Press, first edition.
- Leontaritis, I. J. e Billings, S. A. (1985a). Input-output parametric models for non-linear systems part i: deterministic non-linear system. *International Journal of Control*, 41(2):303–328.
- Leontaritis, I. J. e Billings, S. A. (1985b). Input-output parametric models for non-linear systems part ii: sthochastic non-linear systems. *International Journal of Control*, 41(2):329–344.
- Ljung, L. (1987). *System Identification - Theory of the User*. New Jersey: Prentice Hall.
- Martinez, C. B. (1996). *Tópicos de Hidráulica Aplicada*. Departamento de Hidráulica e Recursos Hídricos - UFMG.

- Mitchell, M. (1999). *An introduction to genetic algorithms*. The MIT Press, sixth edition.
- Monterrey, N. L. (1974). *Turbomáquinas Hidráulicas - principios fundamentales*.
- Nepomuceno, E. G. (2002). Identificação multiobjetivo de sistemas não-lineares. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica.
- Neves, E. T. (1982). *Curso de Hidráulica*. Editora Globo, seventh edition.
- Nicolau, V. P. e Güths, S. (2001). *Medição de Velocidades de Escoamentos com o Tubo de Pitot*. Laboratório de Ciências Térmicas - Departamento de Engenharia Mecânica (Universidade Federal de Santa Catarina).
- Norgaard, M. (1997). Neural network based system identification - toolbox. Technical report 97-E-851, Technical University of Denmark.
- Ogata, K. (1993). *Engenharia de controle moderno*. São Paulo: Prentice Hall do Brasil, second edition.
- Pfleiderer, C. e Petermann, H. (1979). *Máquinas de Fluxo*. Livros Técnicos e Científicos Editora, fourth edition.
- Phillips, C. L. e Nagle, H. T. (1995). *Digital control system: analysis and design*. Prentice Hall, third edition.
- Piroddi, L. e Spinelli, W. (2003). An identification algorithm for polynomial narx models based on simulation error minimization. *Int. J. Control.*, 76(17):1767–1781.
- Resnick, R. e Halliday, D. (1982). *Física*, volume 2. Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., third edition.
- Rumelhart, D. E. e McClelland, J. L. (1986). *Parallel Distributed Processing*, volume 1. The MIT Press.
- Sahdev, M. (2003). *Centrifugal Pumps: Basics Concepts of Operation, Maintenance, and Troubleshooting*. The Chemical Engineers' Resource Page.
- Seborg, D. E. (1994). A perspective on advanced strategies for process control. *Modeling, Identification and Control.*, 15(3):179–189.

- Shames, I. H. (1962). *Mechanics of Fluids*. McGraw-Hill Book Company.
- Sjöberg, J., Zhang, Q., Ljung, L., Beneviste, A., Delyon, B., Glorennec, P., Hjalmarsson, H., e Juditsky, A. (1995). Non-linear black-box modeling in system identification: A unified overview. *Automática*, pages 31–1961.
- Theodore, A. (1975). *Introduction to the Aerodynamics of Flight*. Scientific and Technical Information Office, National Aeronautics and Space Administration.
- Vasconcelos, J. A. (2003). *Notas de aula da disciplina de Algoritmos Genéticos*. Universidade Federal de Minas Gerais - PPGEE.
- Wilkes, J. O. (1998). *Fluid Mechanics for Chemical Engineers*. Prentice Hall.
- Ziegler, J. G. e Nichols, N. B. (1942). Optimum settings for automatic controllers. *Automatica*, 10:759–768.

PRINCÍPIOS DE INSTRUMENTAÇÃO

A.1 Medição de Pressão

Neste projeto, diferentes tomadas de pressão serão necessárias, sendo assim diferentes tipos de sensores e transmissores de pressão serão empregados. A seguir, a descrição de alguns termos relativos a este assunto:

- Pressão relativa (P_{rel}): pressão medida em relação à pressão atmosférica ($P_{\text{atm}} = 760 \text{ mmHg}$, no nível do mar);
- pressão absoluta (P_{abs}): pressão medida em relação ao vácuo, pode ser definida da seguinte forma:

$$P_{\text{abs}} = P_{\text{rel}} + P_{\text{atm}}; \quad (\text{A.1})$$

- pressão estática: é a pressão real ou pressão termodinâmica, pode também ser definida como a pressão acusada por um sensor que acompanha o fluido, na mesma velocidade deste (Nicolau e Güths, 2001);
- pressão dinâmica: pressão decorrente da transformação da energia cinética do fluido em pressão;
- pressão total ou de estagnação: soma da pressão estática e dinâmica.

Para medição adequada de pressão, deve ser levado em conta as características funcionais do processo como, por exemplo, faixa de medição e propriedades do fluido em contato com o sensor. As técnicas mais utilizadas para medição de pressão são:

1. Coluna de Líquido: Consiste, basicamente, de tubo de vidro, contendo certa quantidade de líquido, fixado a uma base com uma escala graduada. As colunas podem estar dispostas como: coluna reta vertical, reta inclinada e em forma de “U”. No manômetro em “U”, utilizado para medir pressões relativas ou diferenciais, a diferença de pressão dos extremos é calculada da seguinte forma:

$$P_2 - P_1 = k\rho\Delta H; \quad (\text{A.2})$$

sendo P_2 , P_1 as pressões aplicadas em cada um dos extremos, k , uma constante, ρ , a densidade do líquido e ΔH a diferença entre as alturas atingidas pelo líquido em cada um dos extremos.

2. Tubo de Bourdon: Constituído de um tubo com seção oval, disposto geralmente na forma de um “C”, tendo uma de suas extremidades fechada e a outra aberta à pressão a ser medida. Com a pressão agindo em seu interior, ocorre uma deformação do tubo que é amplificada mecanicamente e transformada em movimento angular de um ponteiro associado a uma escala previamente calibrada.
3. Capacitivo: O princípio de funcionamento deste sensor baseia-se na medição da capacitância interna do sensor. A distância entre duas placas dos sensor é alterada proporcionalmente à pressão aplicada, modificando assim a capacitância do conjunto.
4. Membrana ou Diafragma: É constituído por um disco de material elástico fixo pela borda. Quando uma pressão é aplicada, a membrana se desloca e esse deslocamento é proporcional à pressão aplicada. Uma haste fixa ao centro do disco está ligada a um mecanismo de indicação ou a um sensor de proximidade.
5. Extensômetro: Baseia-se no princípio de variação da resistência de um elemento com suas dimensões. O sensor consiste de um material resistivo firmemente colado sobre uma lâmina base. A resistência elétrica do condutor é diretamente proporcional a resistividade do material do qual é constituído e ao seu comprimento e inversamente proporcional à área de sua seção transversal. Com a deformação da lâmina base, devido à pressão aplicada sobre o corpo de prova, o condutor é tracionado, ou comprimido, aumentando ou diminuindo sua resistência.

6. Piezoresistivo: Possui o mesmo princípio de funcionamento do extensômetro: aplicando-se uma tensão sobre um material semiconductor, sua resistência é alterada. Porém, ao invés do condutor, é utilizado um material semiconductor extrínseco.
7. Piezoelétrico: Os elementos piezoelétricos são cristais, como o quartzo, que acumulam cargas elétricas em certas áreas da estrutura cristalina, quando sofrem uma deformação. São elementos pequenos e de construção robusta com sinal de resposta linear com a variação de pressão, capazes de fornecer sinais de altíssimas frequências, sendo altamente estável e exato.

A.2 Medição de Vazão

Os métodos mais utilizados na medição de vazão são:

1. Por anteparo: Ao introduzir um anteparo na tubulação, serão produzidos redemoinhos no fluido. A frequência desses redemoinhos é diretamente proporcional à vazão do fluido.
2. Eletromagnético: Baseia-se na lei de Faraday — uma diferença de potencial elétrico é induzida em um condutor se este se move em um campo magnético. Nesse caso, o condutor é um elemento de fluido cuja vazão pretende-se obter, imerso em um campo magnético externo. Por meio de dois eletrodos em contato com o fluido em posições opostas em um eixo perpendicular ao campo magnético, a tensão induzida é medida. Como essa tensão é proporcional à velocidade do fluido, determina-se sua vazão. A seguinte equação é utilizada para o cálculo da velocidade:

$$v = \frac{e}{BL}, \quad (\text{A.3})$$

sendo v a velocidade do fluido, e a tensão induzida pelos eletrodos, B o campo magnético e L a distância entre os eletrodos. Como vantagem, em relação aos outros métodos de medição de vazão, esse sensor não é afetado pelo perfil de velocidade no tubo e não há carregamento, ou seja, perda de carga na tubulação devido ao sensor.

3. Por arraste: Por meio de um aparato mecânico, inserido no interior da tubulação, a movimentação do fluido é detectada por uma célula de

carga que é deformada proporcionalmente à velocidade do fluido.

4. Ultrassônico: Utiliza um ou dois emissores e receptores de ultra-som separados pelo fluido cuja vazão pretende-se medir. Por meio da medição do tempo de trânsito do sinal transmitido, determina-se a velocidade do fluido.
5. Placa de orifício: Uma placa de orifício é inserida no interior do tubo, provocando uma redução da seção do fluxo e conseqüentemente uma diferença de pressão entre os dois lados da placa. Com a medição dessa pressão diferencial, obtém-se a vazão do fluido.
6. Tubo de Pitot: Por meio de um tubo inserido no meio da seção transversal da tubulação, com uma abertura voltada contra o fluxo, mede-se a pressão de estagnação e com um furo na tubulação, a pressão estática é obtida (Nicolau e Güths, 2001). A partir da seguinte equação, determina-se a velocidade do fluido (Doebelin, 1990):

$$V = \sqrt{\frac{2(P_{\text{estag}} - P_{\text{estat}})}{\rho}} \quad (\text{A.4})$$

sendo V a velocidade do fluido na linha do Pitot, P_{estag} e P_{estat} as pressões de estagnação e estática respectivamente. A partir dessa equação, a vazão é então calculada (Aguirre et al., 2004):

$$Q = F_V V_c S_{ef} C_t C_d \quad (\text{A.5})$$

sendo Q a vazão, F_V o fator de velocidade, V_c a velocidade média no centro da tubulação, S_{ef} a área efetiva, C_t o coeficiente de correção de área devido à presença do tubo de Pitot dentro da tubulação e C_d o coeficiente de correção do diâmetro da tubulação que considera a diferença entre o diâmetro nominal e o real da tubulação.

A.3 Medição de Velocidade Angular

A seguir, alguns dos principais métodos de medição de velocidade angular serão mostrados:

1. *Reed-switch*¹: Constituído de duas lâminas de metal separadas por uma pequena distância. Com a aproximação de uma solenóide ou ímã, essas lâminas se encostam, fechando um contato externo. Por exemplo, um ímã ou uma solenóide é inserida na periferia de uma roda cuja rotação deseja-se aferir. Com isso, a cada volta, um contato é fechado, gerando pulsos com frequência proporcional à velocidade angular.
2. Tacogerador: É um pequeno gerador elétrico de tensão contínua. A tensão gerada segundo a Lei de Faraday é proporcional à velocidade do rotor. A equação a seguir mostra a relação entre a tensão gerada e a velocidade do rotor, (Doebelin, 1990):

$$e = \frac{n_p n_c \phi N}{60 n_{pp}} 10^{-8} \quad (\text{A.6})$$

sendo e a tensão média de saída em volts, n_p número de pólos, n_c número de condutores na armadura, ϕ fluxo por pólos (linhas), N velocidade em rotação por minuto e n_{pp} o número de caminhos paralelos entre as escovas negativas e positivas. Pode-se utilizar também um motor de indução com duas fases. Nesse caso, uma fase é alimentada normalmente por uma tensão alternada e a outra servirá como saída.

3. Sensores ópticos: Utilizam emissores e receptores de infravermelho. Seu funcionamento pode se dar por reflexão ou interrupção de luz. No sensor por reflexão, um feixe luminoso atinge um disco com um furo ou marca de cor contrastante, que gira. O sensor recebe o feixe refletido, mas na passagem do furo a reflexão é interrompida (ou no caso de marca de cor escura a reflexão é pequena), e é gerado um pulso pelo sensor. O sensor de interrupção de luz usa também um disco com furo, porém, a fonte de infravermelho e o sensor ficam em lados opostos. Na passagem pelo furo, o feixe atinge o sensor, gerando um pulso. A frequência é proporcional à velocidade do disco.

A.4 Medição de Posição

Os sensores de posição podem ser utilizados para medir deslocamento angular ou linear. No presente trabalho serão estudados apenas os que medem deslocamentos angulares. Os principais tipos são:

¹interruptor de lâminas.

1. Potenciômetro: O potenciômetro nada mais é do que um resistor variável. Com a rotação de seu cursor, sua resistência é modificada. Aplicando-se tensão em seu extremos, a tensão entre um extremo e o contato do cursor com condutor pode ser aferida, sendo proporcional ao deslocamento angular do eixo do potenciômetro.
2. Ópticos: Como explicado anteriormente, são gerados pulsos à medida que um eixo gira. Deve-se ter um ponto de referência para que o número de pulsos seja contado a partir de tal ponto e transformado em deslocamento angular.
3. LVDT²: Consiste em um enrolamento primário, alinhado a dois enrolamentos secundários idênticos, espaçados simetricamente, em série e com terminais invertidos. Quando o elemento primário é energizado por uma corrente alternada, estando o núcleo entre as bobinas primária e secundárias, em posição central, as tensões induzidas se anulam. Ao se deslocar o núcleo (em contato com o elemento a ser medida a posição angular), o acoplamento magnético entre os enrolamentos primário e secundários varia, resultando em uma tensão alternada diferencial proporcional ao deslocamento.

A.5 Medição de Conjugado

O conjugado pode ser medido de duas formas: torquímetros acoplados ao eixo ou medindo-se duas outras grandezas, força e distância.

Os torquímetros são elementos de torção acoplados ao eixo. A partir da deformação desses sensores, detectada por extensômetros ou pela medição do ângulo de deformação dos mesmos, determina-se o conjugado.

Neste trabalho, o conjugado é determinado por meio da medição de força e distância. O motor de corrente contínua utilizado como gerador, conseqüentemente freio magnético do eixo da turbina, possui carcaça basculante com um braço de alavanca de tamanho conhecido. Sendo assim, é necessário medir a força de reação sobre o braço.

Uma força pode ser medida da seguinte forma (Doebelin, 1990):

- comparando com uma força gravitacional de uma massa conhecida;

²*Linear Variable Differential Transformer*

-
- medindo a aceleração do corpo ao qual a força é aplicada;
 - comparando a uma força magnética obtida pela interação de uma espira condutora de corrente e um ímã;
 - aplicando a força a um fluido, dentro de uma câmara de pressão, e então medindo a pressão resultante;
 - aplicando a força a um material elástico e medindo a deflexão resultante (célula de carga);
 - medindo a variação da rotação de um giroscópio, provocada pela aplicação de um torque resultante da força a ser aferida;
 - medindo a alteração na frequência natural de um fio tensionado pela força.

FUNÇÕES POLINOMIAIS

Este Apêndice tem por objetivo apresentar os parâmetros das funções polinomiais mostradas nas Fig. 4.2, 4.3 e 4.9.

Os polinômios apresentados nas Fig. 4.2 e 4.3 são de terceiro grau:

$$H_n = \gamma_n Q^3 + \beta_n Q^2 + \alpha_n Q + k_n, \quad (\text{B.1})$$

sendo n a velocidade das bombas, n , dada por $n = 850, 950, \dots, 1750$, H_n a pressão na velocidade n , Q a vazão; e γ_n , β_n , α_n e k_n , os coeficientes dos polinômios para cada velocidade mostrada na figura. As Tab. B.1, B.2, B.3 e B.4 apresentam os parâmetros de cada polinômio das Fig. 4.2, e (b), e 4.3, (a) e (b), respectivamente.

Tabela B.1: Coeficientes dos polinômios da Fig. 4.2 (a) – bomba 1.

$n(\text{rpm})$	γ	β	α	k
1750	$-3,00 \times 10^{-4}$	$-2,29 \times 10^{-2}$	$4,21 \times 10^{-2}$	29,70
1650	$-4,26 \times 10^{-4}$	$-1,80 \times 10^{-2}$	$1,17 \times 10^{-3}$	28,10
1550	$-3,83 \times 10^{-4}$	$-2,16 \times 10^{-2}$	$4,73 \times 10^{-2}$	24,56
1450	$-3,41 \times 10^{-4}$	$-2,24 \times 10^{-2}$	$3,11 \times 10^{-2}$	21,47
1350	$-9,93 \times 10^{-5}$	$-3,26 \times 10^{-2}$	$1,28 \times 10^{-1}$	18,36
1250	$-1,25 \times 10^{-3}$	$2,28 \times 10^{-3}$	$-1,45 \times 10^{-1}$	15,90
1150	$-6,50 \times 10^{-4}$	$-1,77 \times 10^{-2}$	$9,70 \times 10^{-3}$	13,12
1050	$-7,29 \times 10^{-5}$	$-3,32 \times 10^{-2}$	$9,72 \times 10^{-2}$	10,80
950	$-6,60 \times 10^{-5}$	$-3,43 \times 10^{-2}$	$1,04 \times 10^{-1}$	8,57
850	$-1,94 \times 10^{-4}$	$-2,83 \times 10^{-2}$	$3,03 \times 10^{-2}$	6,75

Tabela B.2: Coeficientes dos polinômios da Fig. 4.2 (b) – bomba 2.

$n(\text{rpm})$	γ	β	α	k
1750	$-4,48 \times 10^{-4}$	$-1,79 \times 10^{-2}$	$2,25 \times 10^{-2}$	32,06
1650	$-5,30 \times 10^{-4}$	$-1,63 \times 10^{-2}$	$1,63 \times 10^{-2}$	28,45
1550	$-5,53 \times 10^{-4}$	$-1,62 \times 10^{-2}$	$1,42 \times 10^{-2}$	25,06
1450	$-4,81 \times 10^{-4}$	$-2,04 \times 10^{-2}$	$5,06 \times 10^{-2}$	21,78
1350	$-4,83 \times 10^{-4}$	$-2,18 \times 10^{-2}$	$6,45 \times 10^{-2}$	18,69
1250	$-4,25 \times 10^{-4}$	$-2,36 \times 10^{-2}$	$6,08 \times 10^{-2}$	15,91
1150	$-3,85 \times 10^{-4}$	$-2,61 \times 10^{-2}$	$7,61 \times 10^{-2}$	13,29
1050	$-5,60 \times 10^{-4}$	$-2,14 \times 10^{-2}$	$3,17 \times 10^{-2}$	10,88
950	$-7,23 \times 10^{-4}$	$-1,88 \times 10^{-2}$	$2,08 \times 10^{-2}$	8,65
850	$3,17 \times 10^{-4}$	$-4,23 \times 10^{-2}$	$-1,42 \times 10^{-1}$	6,56

Tabela B.3: Coeficientes dos polinômios da Fig. 4.3 (a) – bombas em paralelo.

$n(\text{rpm})$	γ	β	α	k
1750	$-8,11 \times 10^{-5}$	$-3,60 \times 10^{-3}$	$-5,58 \times 10^{-4}$	31,65
1650	$-1,05 \times 10^{-4}$	$-2,03 \times 10^{-3}$	$-3,61 \times 10^{-2}$	28,26
1550	$-1,22 \times 10^{-4}$	$-1,80 \times 10^{-3}$	$-2,70 \times 10^{-2}$	24,77
1450	$-8,82 \times 10^{-5}$	$-3,96 \times 10^{-3}$	$2,34 \times 10^{-3}$	21,52
1350	$-1,10 \times 10^{-4}$	$-3,13 \times 10^{-3}$	$-7,76 \times 10^{-3}$	18,56
1250	$-7,68 \times 10^{-5}$	$-5,02 \times 10^{-3}$	$1,48 \times 10^{-2}$	15,73
1150	$-1,06 \times 10^{-4}$	$-4,08 \times 10^{-3}$	$6,13 \times 10^{-3}$	13,10
1050	$-9,90 \times 10^{-5}$	$-4,96 \times 10^{-3}$	$1,76 \times 10^{-2}$	10,73
950	$-1,18 \times 10^{-4}$	$-4,19 \times 10^{-3}$	$2,48 \times 10^{-3}$	8,62
850	$-3,72 \times 10^{-5}$	$-7,37 \times 10^{-3}$	$2,39 \times 10^{-2}$	6,70

Os polinômios de rendimento em função da vazão, para velocidade angular das bombas, em paralelo, igual a 1550, mostrado na Fig. 4.1, bem como para demais velocidades e configurações do sistema, que proporcionaram a obtenção das curvas de nível mostradas nas Fig. 4.4, 4.5, 4.6 e 4.7, são de

Tabela B.4: Coeficientes dos polinômios da Fig. 4.3 (b) – bombas em série.

$n(\text{rpm})$	γ	β	α	k
1750	$-1,45 \times 10^{-3}$	$-1,53 \times 10^{-2}$	$-1,49 \times 10^{-1}$	64,60
1650	$-1,14 \times 10^{-3}$	$-2,90 \times 10^{-2}$	$-2,43 \times 10^{-2}$	57,44
1550	$-1,34 \times 10^{-3}$	$-2,37 \times 10^{-2}$	$-7,46 \times 10^{-2}$	50,62
1450	$-1,06 \times 10^{-3}$	$-3,48 \times 10^{-2}$	$9,01 \times 10^{-3}$	44,26
1350	$-1,13 \times 10^{-3}$	$-3,70 \times 10^{-2}$	$4,62 \times 10^{-2}$	38,21
1250	$-1,25 \times 10^{-3}$	$-3,57 \times 10^{-2}$	$3,11 \times 10^{-2}$	32,68
1150	$-1,05 \times 10^{-3}$	$-4,33 \times 10^{-2}$	$7,60 \times 10^{-2}$	27,47
1050	$-8,85 \times 10^{-4}$	$-5,07 \times 10^{-2}$	$1,25 \times 10^{-1}$	22,73
950	$-8,29 \times 10^{-4}$	$-5,22 \times 10^{-2}$	$1,08 \times 10^{-1}$	18,28
850	$-1,08 \times 10^{-3}$	$-4,85 \times 10^{-2}$	$7,50 \times 10^{-2}$	14,50

quarto grau:

$$\eta_n = \delta_n Q^4 + \gamma_n Q^3 + \beta_n Q^2 + \alpha_n Q + k_n, \quad (\text{B.2})$$

sendo η_n o rendimento da bomba ou associação com velocidade n e vazão Q ; e δ_n , γ_n , β_n , α_n e k_n os coeficientes dos polinômios mostrados nas Tab. B.5, B.6, B.7 e B.8

Os polinômios apresentados na Fig. 4.9 são de segundo grau:

$$P_\varphi = \beta_\varphi n_t^2 + \alpha_\varphi n_t + k_\varphi, \quad (\text{B.3})$$

sendo n_t a velocidade da turbina, P_φ a potência de eixo da turbina com a abertura das pás, φ , dada por $\varphi = 10, 20, \dots, 100\%$; e β_φ , α_φ e k_φ , os coeficientes dos polinômios para cada abertura de pás mostrada na figura. A Tab. B.9 apresenta os parâmetros de cada polinômio da Fig. 4.9.

As curvas de nível, referentes ao rendimento da turbina, mostradas na Fig. 4.10, são obtidas por aproximações polinomiais dos rendimentos dos pontos de medição, apresentados na Fig. 4.9, sendo que, para cada abertura de pás, há uma aproximação do rendimento em função da velocidade angular da turbina, como apresentado na Fig. 4.12 (b). Esses polinômios são de segundo grau:

$$\eta_\varphi = \beta_\varphi n_t^2 + \alpha_\varphi n_t + k_\varphi, \quad (\text{B.4})$$

Tabela B.5: Coeficientes dos polinômios de rendimento em função da vazão da bomba 1, em diversas velocidades angulares.

$n(\text{rpm})$	δ	γ	β	α	k
1750	$-3,34 \times 10^{-4}$	$2,16 \times 10^{-2}$	-0,73	11,73	$7,48 \times 10^{-2}$
1650	$-5,09 \times 10^{-4}$	$2,92 \times 10^{-2}$	-0,84	12,52	$1,29 \times 10^{-1}$
1550	$-4,09 \times 10^{-4}$	$2,38 \times 10^{-2}$	-0,79	12,57	$1,23 \times 10^{-1}$
1450	$-5,36 \times 10^{-4}$	$2,87 \times 10^{-2}$	-0,87	13,02	$4,60 \times 10^{-1}$
1350	$-5,05 \times 10^{-4}$	$2,72 \times 10^{-2}$	-0,91	13,58	$1,26 \times 10^{-1}$
1250	$-1,00 \times 10^{-3}$	$3,82 \times 10^{-2}$	-0,97	13,53	$1,17 \times 10^{-1}$
1150	$-1,84 \times 10^{-3}$	$7,40 \times 10^{-2}$	-1,52	16,17	$-8,33 \times 10^{-1}$
1050	$-1,03 \times 10^{-3}$	$3,79 \times 10^{-2}$	-1,12	14,75	$4,53 \times 10^{-2}$
950	$-1,32 \times 10^{-3}$	$3,87 \times 10^{-2}$	-1,10	14,11	$-2,63 \times 10^{-2}$
850	$-3,24 \times 10^{-3}$	$9,45 \times 10^{-2}$	-1,69	15,22	$4,11 \times 10^{-1}$

Tabela B.6: Coeficientes dos polinômios de rendimento em função da vazão da bomba 2, em diversas velocidades angulares.

$n(\text{rpm})$	δ	γ	β	α	k
1750	$-4,87 \times 10^{-4}$	$3,04 \times 10^{-2}$	-0,89	12,95	$-1,71 \times 10^{-1}$
1650	$-7,56 \times 10^{-4}$	$4,21 \times 10^{-2}$	-1,07	14,17	$-3,19 \times 10^{-1}$
1550	$-7,49 \times 10^{-3}$	$4,12 \times 10^{-2}$	-1,10	14,85	$-4,33 \times 10^{-2}$
1450	$-1,24 \times 10^{-3}$	$6,29 \times 10^{-2}$	-1,44	16,59	$-1,33 \times 10^{-1}$
1350	$-1,55 \times 10^{-3}$	$7,18 \times 10^{-2}$	-1,55	17,04	$-4,33 \times 10^{-2}$
1250	$-1,44 \times 10^{-3}$	$6,34 \times 10^{-2}$	-1,43	16,51	$-2,84 \times 10^{-1}$
1150	$-1,62 \times 10^{-3}$	$6,25 \times 10^{-2}$	-1,37	15,78	$8,63 \times 10^{-1}$
1050	$-2,06 \times 10^{-3}$	$7,77 \times 10^{-2}$	-1,63	17,13	$-6,15 \times 10^{-1}$
950	$-1,35 \times 10^{-3}$	$4,37 \times 10^{-2}$	-1,26	15,60	$-2,24 \times 10^{-1}$
850	$-3,63 \times 10^{-4}$	$1,42 \times 10^{-2}$	-1,05	14,23	$1,34 \times 10^{-1}$

sendo η_φ o rendimento da turbina com abertura de pás igual a φ com velocidade angular de n_t . Os coeficientes dessa equação são mostrados na Tab. B.10.

Tabela B.7: Coeficientes dos polinômios de rendimento em função da vazão das bombas em paralelo, para diversas velocidades angulares.

$n(\text{rpm})$	δ	γ	β	α	k
1750	$-9,68 \times 10^{-6}$	$1,90 \times 10^{-3}$	-0,16	5,63	$-3,41 \times 10^{-2}$
1650	$-3,30 \times 10^{-5}$	$3,78 \times 10^{-3}$	-0,22	6,33	$-2,73 \times 10^{-1}$
1550	$-5,68 \times 10^{-5}$	$5,34 \times 10^{-3}$	-0,26	6,76	$-1,37 \times 10^{-1}$
1450	$-6,30 \times 10^{-5}$	$6,19 \times 10^{-3}$	-0,30	7,22	$-4,42 \times 10^{-1}$
1350	$-5,56 \times 10^{-5}$	$5,00 \times 10^{-3}$	-0,26	7,03	$-1,23 \times 10^{-1}$
1250	$-7,49 \times 10^{-5}$	$6,27 \times 10^{-3}$	-0,30	7,38	$-1,55 \times 10^{-1}$
1150	$-8,97 \times 10^{-5}$	$6,54 \times 10^{-3}$	-0,30	7,37	$-1,72 \times 10^{-1}$
1050	$-1,58 \times 10^{-4}$	$1,03 \times 10^{-2}$	-0,39	7,95	$-2,41 \times 10^{-1}$
950	$4,66 \times 10^{-5}$	$-1,77 \times 10^{-3}$	-0,19	6,84	$6,69 \times 10^{-1}$
850	$-2,76 \times 10^{-4}$	$1,70 \times 10^{-2}$	-0,55	8,76	$-6,44 \times 10^{-1}$

Tabela B.8: Coeficientes dos polinômios de rendimento em função da vazão das bombas em série, para diversas velocidades angulares.

$n(\text{rpm})$	δ	γ	β	α	k
1750	$-7,03 \times 10^{-4}$	$4,11 \times 10^{-2}$	-1,01	12,76	$-4,00 \times 10^{-2}$
1650	$-5,45 \times 10^{-4}$	$3,21 \times 10^{-2}$	-0,92	13,13	$-2,75 \times 10^{-1}$
1550	$-8,64 \times 10^{-4}$	$4,63 \times 10^{-2}$	-1,13	14,16	$-1,06 \times 10^{-1}$
1450	$-7,74 \times 10^{-4}$	$4,04 \times 10^{-2}$	-1,06	14,11	$-2,16 \times 10^{-1}$
1350	$-1,06 \times 10^{-3}$	$5,11 \times 10^{-2}$	-1,24	15,09	$1,42 \times 10^{-1}$
1250	$-1,27 \times 10^{-3}$	$5,60 \times 10^{-2}$	-1,31	15,62	$-1,58 \times 10^{-1}$
1150	$-1,52 \times 10^{-3}$	$6,12 \times 10^{-2}$	-1,37	15,75	$4,57 \times 10^{-1}$
1050	$-1,83 \times 10^{-3}$	$6,74 \times 10^{-2}$	-1,47	16,34	$6,36 \times 10^{-1}$
950	$-1,62 \times 10^{-3}$	$5,53 \times 10^{-2}$	-1,40	16,29	$-4,71 \times 10^{-1}$
850	$-2,73 \times 10^{-3}$	$8,35 \times 10^{-2}$	-1,73	17,08	$-2,57 \times 10^{-1}$

Tabela B.9: Coeficientes dos polinômios da Fig. 4.9 – curvas de potência da turbina.

$\varphi(\%)$	β	α	k
100	$-1,64 \times 10^{-6}$	$5,77 \times 10^{-3}$	-2,61
90	$-1,72 \times 10^{-6}$	$5,97 \times 10^{-3}$	-2,78
80	$-1,70 \times 10^{-6}$	$5,70 \times 10^{-3}$	-2,47
70	$-1,35 \times 10^{-6}$	$4,25 \times 10^{-3}$	-1,18
60	$-1,10 \times 10^{-6}$	$3,26 \times 10^{-3}$	-0,47
50	$-8,76 \times 10^{-7}$	$2,26 \times 10^{-3}$	0,24
40	$-9,33 \times 10^{-7}$	$2,34 \times 10^{-3}$	-0,01
30	$-6,51 \times 10^{-7}$	$1,64 \times 10^{-3}$	-0,15
20	$-4,43 \times 10^{-7}$	$1,02 \times 10^{-3}$	0,01
10	$-3,18 \times 10^{-7}$	$5,15 \times 10^{-4}$	0,00

Tabela B.10: Coeficientes dos polinômios de rendimento da turbina, que proporcionaram a obtenção das curvas de nível de rendimento, Fig. 4.10.

$\varphi(\%)$	β	α	k
100	$-2,88 \times 10^{-5}$	$1,02 \times 10^{-1}$	-43,85
90	$-3,57 \times 10^{-5}$	$1,26 \times 10^{-1}$	-62,76
80	$-4,16 \times 10^{-5}$	$1,47 \times 10^{-1}$	-79,74
70	$-3,48 \times 10^{-5}$	$1,15 \times 10^{-1}$	-44,69
60	$-3,15 \times 10^{-5}$	$9,95 \times 10^{-2}$	-28,40
50	$-2,99 \times 10^{-5}$	$8,51 \times 10^{-2}$	-11,07
40	$-3,12 \times 10^{-5}$	$8,20 \times 10^{-2}$	-4,16
30	$-3,24 \times 10^{-5}$	$8,52 \times 10^{-2}$	-13,57
20	$-3,11 \times 10^{-5}$	$7,64 \times 10^{-2}$	-10,29