

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

torres@cpdeee.ufmg.br



---

# Rastreamento Robusto de Perfis de Pressão ou de Vazão em uma Bancada de Testes Hidráulicos via Controle de Torque em Modos Deslizantes

---

**Erlon Cavazzana**

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. Leonardo Antônio Borges Tôrres

**Co-orientador:** Dr. Carlos Barreira Martinez

Belo Horizonte, 25 de outubro de 2007



---

---

# Dedicatória

---

*A Deus por guiar-me por estes caminhos  
Aos meus pais Elias e Layze, meus grandes mestres  
na escola da vida  
As minhas irmãs, pelo apoio e carinho*



---

---

# Agradecimentos

---

Gostaria de expressar minha gratidão primeiramente a Deus, pelo dom da vida.

Aos meus pais, irmãs, cunhados, sobrinhos e minha prima Rose pelo amor incondicional, apoio e carinho.

Ao Jair Furlan, pela amizade e confiança, pelo exemplo profissional e por viabilizar minha mudança para Belo Horizonte.

Aos amigos de todos os momentos Davidson e Leonardo Prudêncio, por toda ajuda, companheirismo e intermináveis discussões sobre o trabalho.

Em especial ao amigo Bruno Henrique, por compartilhar toda experiência com a planta adquirida durante o seu trabalho de mestrado, pelo material cedido e pelas proveitosas discussões nas questões teóricas e práticas.

Ao orientador Leonardo Tôrres pela dedicação e paciência ao conduzir o trabalho, pelo entusiasmo, amizade e exemplo profissional.

Agradeço ao professor Martinez, pela constante presença, confiança e orientações, sendo fundamental para realização deste trabalho.

Aos demais amigos e professores do grupo MACSIN, pela experiência, companheirismo e conhecimentos compartilhados.

Ao Marcelo Stopa, Júlio e Clodualdo pelas proveitosas discussões sobre motores de indução e inversores de frequência.

Aos funcionários, alunos e professores do CPH que contribuíram de alguma forma para realização desse trabalho.

Agradeço ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Minas Gerais e ao Centro de Pesquisas Hidráulicas e Recursos Hídricos da UFMG pela oportunidade e apoio financeiro.

Agradeço todos àqueles que estiveram mais próximos...



---

---

# Epígrafe

---

*“A batalha da vida é, na maioria das vezes, montanha acima, e vencê-la sem luta é talvez vencer sem honra. Se não houver dificuldades, não haverá sucesso; e se não houver nada para se lutar não haverá nada para ser conquistado”*

Samuel Smiles



---

---

# Resumo

---

Neste trabalho é desenvolvido um sistema de controle robusto para rastrear perfis de pressão ou de vazão em uma bancada de testes hidráulicos disponível no Centro de Pesquisas Hidráulicas e Recursos Hídricos da Universidade Federal de Minas Gerais.

A bancada utilizada já havia sido previamente construída e foram necessárias poucas modificações em sua instrumentação para realização deste trabalho. Esta é composta por dois motores de indução que acionam bombas centrífugas radiais em velocidade variável por meio de inversores de frequência comerciais.

Pelo fato de que o sistema a ser controlado é inerentemente incerto, uma vez que é utilizado para ensaios de diferentes equipamentos hidráulicos, e por possuir um circuito hidráulico reconfigurável, foi proposto um sistema de controle robusto via modos deslizantes para garantir bom desempenho no rastreamento de perfis com ampla faixa de variação do carregamento hidráulico, sem a necessidade de novas sintonias de controlador.

Um modelo caixa-branca foi construído e validado realizando-se testes estáticos e dinâmicos no sistema.

A partir do modelo encontrado, utilizou-se a teoria de Controle por Modos Deslizantes (CMD) para desenvolver o sistema de controle proposto, fundamentado em recursos de controle de torque em modo *sensorless* (sem sensor de velocidade) para motores de indução disponibilizados e alimentado por um inversor de frequência comercial.

O sistema desenvolvido foi testado em simulação e implementado na prática. Os resultados experimentais obtidos comprovam a capacidade do sistema de controle de rastrear perfis e a viabilidade da proposta de controle apresentada para utilização em sistemas de bombeamento de água à velocidade variável.



---

---

# Abstract

---

In this work a robust control system to track profiles of pressure or flow in a hydraulic test bench available in the Centro de Pesquisas Hidráulicas e Recursos Hídricos at Universidade Federal de Minas Gerais is developed.

The hydraulic bench used had already been previously built and were necessary few modifications in its instrumentation for the accomplishment of this project. The bench is composed of two induction motors driving radial centrifugal pumps at variable speed through commercial frequency inverters.

For the fact that the system to be controlled is inherently uncertain once it is used with different hydraulic equipment assays and for possessing a reconfigurable hydraulic circuit, a robust control system was proposed using sliding mode to guarantee a good performance in tracking profiles with wide band of variation of the hydraulic load without necessity of new controller tunings.

A white-box model was built and validated performing static and dynamic tests in the system.

Starting from the built model, the Sliding Mode Control (SMC) theory for developing the proposed control system was used. The torque control was performed through sensorless approaches available and supplied by a commercial frequency inverter.

The developed system was tested by simulation and implemented in practice. The obtained experimental results proves the capacity of the control system to track profiles and the viability of the presented control for use in water pumping control systems with variable speed.



---

---

# Conteúdo

---

<b>Resumo</b>	<b>ix</b>
<b>Lista de Tabelas</b>	<b>xviii</b>
<b>Lista de Figuras</b>	<b>xxv</b>
<b>Lista de Símbolos</b>	<b>xxvii</b>
<b>Lista de Abreviações</b>	<b>xxxii</b>
<b>1 Introdução</b>	<b>1</b>
1.1 Visão Geral do Problema . . . . .	1
1.2 Objetivos . . . . .	5
1.3 Justificativa . . . . .	5
1.4 Organização do Texto . . . . .	6
<b>2 Descrição Física do Sistema</b>	<b>9</b>
2.1 Introdução . . . . .	9
2.2 Visão Geral do Sistema de Bombeamento . . . . .	9
2.3 Descrição dos Equipamentos . . . . .	13
2.3.1 Conjunto motobomba . . . . .	13
2.3.2 Inversor de frequência . . . . .	14

2.3.3	Válvula motorizada . . . . .	16
2.4	Pontos de Medição Utilizados . . . . .	17
2.5	Sistema de Aquisição de Dados . . . . .	22
2.6	Sistema de Supervisão e Controle . . . . .	23
2.7	Conclusões do Capítulo . . . . .	25
<b>3</b>	<b>Modelagem Matemática da Bancada de Testes Hidráulicos</b>	<b>27</b>
3.1	Introdução . . . . .	27
3.2	Modelagem do Conjunto Motor de Indução e Inversor de Fre- quência . . . . .	29
3.3	Modelagem da Bomba Centrífuga . . . . .	34
3.3.1	Bombas centrífugas . . . . .	34
3.3.2	Modelo matemático da bomba centrífuga . . . . .	41
3.4	Modelagem do Sistema Hidráulico . . . . .	45
3.4.1	Modelagem do sub-sistema hidráulico fixo . . . . .	45
3.4.2	Modelagem do sub-sistema hidráulico variável . . . . .	49
3.5	Validação do Modelo . . . . .	51
3.6	Conclusões do Capítulo . . . . .	54
<b>4</b>	<b>Estratégia de Controle via Modos Deslizantes</b>	<b>57</b>
4.1	Introdução . . . . .	57
4.2	Controle por Modos Deslizantes . . . . .	57
4.3	Desenvolvimento do Sistema de Controle . . . . .	60
4.3.1	Desenvolvimento da lei de controle para vazão . . . . .	62
4.3.2	Desenvolvimento da lei de controle para pressão . . . . .	64
4.3.3	Determinação do envelope de operação do sistema . . . . .	65
4.4	Implementação Digital do Sistema de Controle . . . . .	69
4.5	Resultados de Simulação . . . . .	70

4.5.1	Resultados de simulação para controle de pressão . . .	72
4.5.2	Resultados de simulação para controle de vazão . . . . .	76
4.6	Conclusões do Capítulo . . . . .	79
<b>5</b>	<b>Resultados Experimentais</b>	<b>81</b>
5.1	Descrição dos Testes Realizados . . . . .	81
5.2	Rastreamento de Perfis de Pressão . . . . .	82
5.3	Rastreamento de Perfis de Vazão . . . . .	95
5.4	Controle para Configuração de Bombas em Paralelo . . . . .	106
5.4.1	Bombas em paralelo: Controle de pressão . . . . .	107
5.4.2	Bombas em paralelo: Controle de vazão . . . . .	107
5.5	Sistema de Controle em Cascata . . . . .	110
5.5.1	Controle em cascata: Controle de pressão . . . . .	112
5.5.2	Controle em cascata: Controle de vazão . . . . .	115
5.6	Conclusões do Capítulo . . . . .	116
<b>6</b>	<b>Considerações Finais</b>	<b>121</b>
6.1	Conclusões . . . . .	121
6.2	Propostas de Continuidade . . . . .	123
	<b>Bibliografia</b>	<b>129</b>
<b>A</b>	<b>Controle vetorial clássico: Orientação do campo segundo fluxo de rotor</b>	<b>131</b>
<b>B</b>	<b>Processamento analógico dos sinais dos sensores</b>	<b>135</b>
<b>C</b>	<b>Detalhes do sistema de supervisão e controle</b>	<b>137</b>



---

# Lista de Tabelas

---

2.1	Lista de equipamentos da bancada de testes hidráulicos. . . . .	12
3.1	Índices EAMP exibidos pelo modelo obtido. . . . .	54
4.1	Faixa de variação do coeficiente principal do modelo do carregamento hidráulico da saída do sistema. . . . .	66
4.2	Definição do envelope de operação do sistema. . . . .	67
5.1	Diferentes aberturas de válvula utilizadas. . . . .	81
5.2	Resultados quantitativos dos ensaios de controle de pressão ao rastrear o perfil 1, com frequência de controle de 50Hz e com parâmetros de controle: $k_H = 1$ e $\phi_H = 2$ . . . . .	86
5.3	Análise quantitativa dos ensaios de controle de pressão ao rastrear o perfil 2. . . . .	92
5.4	Máxima taxa de variação de pressão na saída do sistema alcançada em cada abertura de válvula. . . . .	94
5.5	Resultados quantitativos dos ensaios de controle de vazão ao rastrear o perfil 1, com parâmetros de controle $k_Q=0,5$ , $\phi_Q=3$ e frequência de controle de 50Hz. . . . .	99
5.6	Resultado quantitativo dos ensaios de controle de vazão ao rastrear o perfil 2 em diferentes aberturas de válvula. . . . .	104

5.7 Taxa de variação máxima de vazão alcançada por cada abertura de válvula. . . . .	104
--	-----

---

# Lista de Figuras

---

1.1	Diagrama esquemático do sistema de bombeamento hidráulico.	2
1.2	Visão geral do sistema de controle proposto. . . . .	3
1.3	Sistema de bombeamento hidráulico utilizado neste trabalho. .	4
2.1	Diagrama de Processo e Instrumentação da bancada de testes hidráulicos. . . . .	10
2.2	Diagrama PN&I do trecho da bancada efetivamente utilizado.	13
2.3	Conjunto motobomba. . . . .	14
2.4	Inversor de frequência. . . . .	15
2.5	Válvula gaveta motorizada. . . . .	16
2.6	Medidor de vazão eletromagnético. . . . .	18
2.7	Transmissor de pressão de recalque do sistema. . . . .	18
2.8	Transmissores e indicadores de pressão de recalque e de sucção da bomba centrífuga. . . . .	20
2.9	Encoder utilizado para medição da velocidade angular do eixo do motor. . . . .	21
2.10	Sistema de condicionamento de sinais. . . . .	22
2.11	Mesa de Comandos. . . . .	24
2.12	Tela principal do sistema supervisório. . . . .	24

3.1	Modelo matemático completo, evidenciando a subdivisão em subsistemas. . . . .	28
3.2	Testes de desaceleração livre com o sistema sem água. . . . .	30
3.3	Diagrama esquemático do acionamento de um motor de indução por um inversor de frequência. . . . .	33
3.4	Não-linearidade da curva de torque desenvolvido pelo inversor de frequência com relação à referência desejada. . . . .	34
3.5	Componentes de uma bomba centrífuga. . . . .	35
3.6	Determinação do ponto de operação da bomba centrífuga ao operar com velocidade angular fixa. . . . .	36
3.7	Efeito da variação da velocidade angular da bomba centrífuga em seu ponto de operação. . . . .	36
3.8	Associação de bombas centrífugas. . . . .	37
3.9	Possibilidades de controle para um sistema de bombeamento. . . . .	39
3.10	Superfície gerada por $F_H(\omega, Q)$ . . . . .	43
3.11	Superfície gerada por $F_T(\omega, Q)$ . . . . .	44
3.12	Verificação de existência de celeridade entre a pressão na saída do sistema $H_s$ e a vazão $Q$ para um sinal de referência de torque variante no tempo. . . . .	49
3.13	Resposta do modelo do carregamento hidráulico utilizado. . . . .	50
3.14	Validação estática do modelo. . . . .	52
3.15	Sinal de entrada para validação dinâmica do modelo. . . . .	53
3.16	Auto-covariância dos sinais de pressão e de vazão. . . . .	54
3.17	Validação dinâmica do modelo. . . . .	55
4.1	Controle por modos deslizantes. . . . .	59
4.2	Suavização da ação de controle. . . . .	59
4.3	Dinâmica de aproximação à referência para o caso em que $s = \tilde{x}$ . . . . .	60

4.4	Determinação do mínimo valor do parâmetro $k_H$ do controlador de pressão que garante estabilidade para o sistema dentro do envelope de operação definido. . . . .	68
4.5	Determinação do mínimo valor do parâmetro $k_Q$ do controlador de vazão que garante estabilidade para o sistema dentro do envelope de operação definido. . . . .	69
4.6	Diagrama de blocos para simulação da estratégia de controle de vazão. . . . .	71
4.7	Simulação de controle de pressão em 50Hz, seguindo o perfil tipo escada, com a válvula na posição 3 e parâmetros de controle: $k_H = 1$ e $\phi_H = 0$ . . . . .	72
4.8	Simulação de controle de pressão em 50Hz, seguindo o perfil tipo escada, com a válvula na posição 3 e parâmetros de controle: $k_H = 1$ e $\phi_H = 2$ . . . . .	73
4.9	Parâmetro <i>Delta</i> e comportamento do sistema no plano $s \times \dot{s}$ na simulação apresentada na figura anterior. . . . .	74
4.10	Simulação de controle de pressão em 10Hz, seguindo o perfil tipo escada, com a válvula na posição 3 e parâmetros de controle: $k_H = 1$ e $\phi_H = 2$ . . . . .	75
4.11	Simulação de controle de pressão em 50Hz, seguindo o perfil 2, com a válvula na posição 3 e parâmetros de controle: $k_H = 1$ e $\phi_H = 2$ . . . . .	76
4.12	Simulação de controle de vazão em 50Hz, seguindo o perfil do tipo escada, com a válvula na posição 3 (ver Tabela 4.1) e com parâmetros de controle: $k_Q = 0,5$ e $\phi_Q = 0$ . . . . .	77

4.13	Simulação de controle de vazão em 50Hz, seguindo o perfil do tipo escada, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle: $k_Q = 0,5$ e $\phi_Q = 3$ . . . . .	78
4.14	Simulação de controle de vazão em 10Hz, seguindo o perfil do tipo escada, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle: $k_Q = 0,5$ e $\phi_Q = 3$ . . . . .	79
4.15	Simulação de controle de vazão em 50Hz, seguindo o perfil do tipo escada, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle: $k_Q = 0,5$ e $\phi_Q = 1,5$ à esquerda; $k_Q = 2$ e $\phi_Q = 3$ à direita. . . . .	80
5.1	Controle de pressão em 50Hz, seguindo o perfil 1, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle: $k_H = 1$ e $\phi_H = 2$ . . . . .	83
5.2	Detalhe do primeiro degrau mostrado na figura anterior. . . . .	84
5.3	Controle de pressão em 50Hz, seguindo o perfil 1, com parâmetros de controle: $k_H = 1$ e $\phi_H = 2$ e variando a posição da válvula. . . . .	85
5.4	Controle de pressão seguindo o perfil 1, com parâmetros de controle: $k_H = 1$ e $\phi_H = 2$ e variando-se a frequência de controle. . . . .	87
5.5	Efeitos da variação do parâmetro $k_H$ para o controle de pressão em 50Hz e seguindo o perfil 1. . . . .	89
5.6	Efeitos da variação do parâmetro $\phi_H$ para o controle de pressão em 50Hz e seguindo o perfil 1. . . . .	90
5.7	Controle de pressão em 50Hz, seguindo o perfil 2, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle: $k_H = 1$ e $\phi_H = 2$ . . . . .	91

5.8	Controle de pressão, em 50 Hz para determinação da taxa máxima de variação da saída do sistema, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle: $k_H = 1$ e $\phi_H = 2$ . . .	93
5.9	Controle de pressão, em 50Hz, abrindo e fechando a válvula, com parâmetros de controle: $k_H = 1$ e $\phi_H = 2$ . . . . .	94
5.10	Controle de pressão em 50Hz, com parâmetros de controle: $k_H = 1$ e $\phi_H = 2$ , com ar na tubulação. . . . .	95
5.11	Controle de vazão, em 50Hz, seguindo o perfil 1, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle: $k_Q = 0,5$ e $\phi_H = 3$ . . . . .	96
5.12	Detalhes do primeiro degrau da figura anterior. . . . .	97
5.13	Controle de vazão em 50Hz, seguindo o perfil 1, com parâmetros de controle: $k_Q = 0,5$ e $\phi_Q = 3$ e variando a posição da válvula. . . . .	98
5.14	Controle de vazão seguindo o perfil 1, com parâmetros de controle: $k_Q = 0,5$ e $\phi_Q = 3$ , variando-se a frequência de controle. . . . .	100
5.15	Efeitos da variação do parâmetro $k_Q$ para o controle de vazão, em 50Hz e seguindo o perfil 1. . . . .	101
5.16	Efeitos da variação do parâmetro $\phi_Q$ para o controle de vazão, em 50Hz e seguindo o perfil 1. . . . .	102
5.17	Controle de vazão em 50Hz, seguindo o perfil 2, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle: $k_Q = 0,5$ e $\phi_Q = 3$ . . . . .	103
5.18	Controle, em 50 Hz, para determinação da taxa máxima de variação da vazão, com a válvula na posição 3 e parâmetros de controle: $k_Q = 0,5$ e $\phi_Q = 3$ . . . . .	105
5.19	Controle de vazão em 50Hz, abrindo e fechando a válvula e com parâmetros de controle: $k_Q = 0,5$ e $\phi_Q = 3$ . . . . .	106

- 5.20 Controle de pressão em 50Hz, com bombas em paralelo, válvula na posição 3 e com parâmetros de controle:  $k_H = 1$  e  $\phi_H = 2$ . 108
- 5.21 Controle de pressão com bombas em paralelo, em 50 Hz, seguindo o perfil 1, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle:  $k_H = 2$  e  $\phi_H = 4$ . . . . . 109
- 5.22 Controle de vazão com bombas em paralelo, em 50 Hz, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle:  $k_Q = 0,5$  e  $\phi_Q = 3$ . . . . . 110
- 5.23 Controle de vazão com bombas em paralelo, em 50 Hz, seguindo o perfil 1, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle:  $k_Q = 3$  e  $\phi_Q = 6$ . . . . . 111
- 5.24 Sistema de controle em cascata. . . . . 111
- 5.25 Limites da região de operação dos controladores associados em cascata. . . . . 112
- 5.26 Controle de pressão em 50Hz, com bombas operando em paralelo, seguindo o perfil 1, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle:  $k_H = 1$  ,  $\phi_H = 1$  e  $k_i = 0,5$ . . . . . 113
- 5.27 Controle de pressão em 50 Hz, seguindo o perfil 1, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle:  $k_H = 1$  ,  $\phi_H = 2$  e  $k_i = 0,5$ . . . . . 114
- 5.28 Controle de pressão em 50 Hz, seguindo o perfil 2, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle:  $k_H = 1$  ,  $\phi_H = 2$  e  $k_i = 0,5$ . . . . . 115
- 5.29 Controle de vazão em 50Hz, com bombas operando em paralelo, seguindo o perfil 1, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle:  $k_Q = 0,5$  ,  $\phi_Q = 3$  e  $k_i = 0,4$ . . . . . 116

5.30	Controle de vazão em 50 Hz, seguindo o perfil 1, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle: $k_Q = 0,5$ , $\phi_Q = 3$ e $j_i = 0,4$ . . . . .	117
5.31	Controle de vazão em 50 Hz, seguindo o perfil 2, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle: $k_Q = 1$ , $\phi_Q = 2$ e $k_i = 0,4$ . . . . .	118
C.1	Tela principal do sistema supervisório. . . . .	137
C.2	Tela de indicação de vazão e de pressão de recalque do sistema	139
C.3	Tela de indicação da ação de controle e da velocidade angular do motor. . . . .	139



---

# Lista de Símbolos

---

$A$	Área;
$\vec{a}$	Aceleração;
$b$	Coefficiente de atrito dinâmico ou viscoso;
$c$	Constante;
$d$	Diâmetro interno;
$f$	Fator de resistência de Darcy Weisbach;
$\vec{F}$	Força;
$F$	Função;
$F_H$	Contra-torque hidráulico;
$FQ_{carga}$	Função que determina a vazão;
$F_{tubulação}$	Perda de carga na tubulação;
$G$	Ganho;
$h_f$	Perdas de carga devido forças de atrito;
$h_l$	Perdas de carga locais;
$H$	Altura manométrica, Pressão;
$H_s$	Pressão na saída do sistema;
$i$	Índice;
$I$	Corrente;

$J$	Momento de inércia;
$k$	Constante, Parâmetro de sintonia de controlador;
$L_m$	Indutância mútua;
$L_r$	Indutância do rotor;
mca	Metro de coluna d'água;
$\max(\cdot)$	Função que retorna o valor máximo do argumento;
$m$	Massa;
$N$	Número de amostras;
$p$	Número de pólos;
$Q$	Vazão;
$r$	Vetor de referência;
$R_s$	Vetor de resposta do sistema;
$Re$	Número de Reynolds;
$\mathbb{R}$	Espaço dos números reais;
$s$	Função que define a superfície de deslizamento;
sat	Função que realiza saturação conforme argumento;
$sgn(\cdot)$	Sinal do argumento;
$T_e$	Torque eletromagnético;
$T_c$	Torque provocado pelo atrito de Coulomb;
$u$	Sinal de controle;
$V$	Velocidade média do escoamento;
$X$	Estado do sistema;
$\mathbf{x}$	Vetor de estados do sistema;
$\mathbf{x}_d$	Vetor de estados desejados;
$\tilde{\mathbf{x}}$	Vetor de erro de rastreamento;
$y$	Amostra, Valor de uma grandeza;

$\alpha$	Constante;
$\beta$	Constante;
$\gamma$	Constante;
$\varepsilon$	Rugosidade da superfície;
$\kappa$	Constante;
$\lambda$	Fluxo;
$\rho$	Densidade;
$\nu$	Viscosidade cinemática;
$\phi$	Parâmetro de sintonia de controlador;
$\omega$	Velocidade angular;
$\dot{(\ )}$	Derivada temporal;
$(\ )_d$	Grandeza de eixo direto;
$(\ )_q$	Grandeza de eixo em quadratura;
$(\ )_e$	Grandeza de estator;
$(\ )_r$	Grandeza de rotor;
$(\ )_{\text{ref}}$	Grandeza de referência;
$(\ )^a$	Grandeza arbitrária;
$(\ )^*$	Grandeza medida;



---

# Lista de Abreviações

---

AC	Corrente Alternada;
A/D	Conversão Analógico para Digital;
D/A	Conversão Digital para Analógico;
CC	Corrente Contínua;
CMD	Controle por Modos Deslizantes;
CPH	Centro de Pesquisas e Recursos Hídricos da UFMG;
DTC	Controle Direto de Torque;
EAMP	Erro Absoluto Médio Percentual;
FAM	Método de Aceleração de Campo;
FOC	Controle por Orientação de Campo;
IF	Inversor de Frequência;
MACSIN	Modelagem, Análise e Controle de Sistemas Não-Lineares;
MI	Motor de Indução;
MCC	Motor de Corrente Contínua;
PI	Controlador que utiliza ação Proporcional e Integral;

PID	Controlador que utiliza ação Proporcional, Integral e Derivativa;
PVC	Policloreto de Vinila;
SIBATG	Sistema de Bombeamento de Água e módulo Turbina-Gerador;
UFMG	Universidade Federal de Minas Gerais;
VFD	Drive de Frequência Variável;
mca	Metro de coluna d'água;

# Introdução

---

Os sistemas de bombeamento de água estão presentes no dia a dia da sociedade em geral. Eles podem ser encontrados, por exemplo, no sistema de abastecimento de água, na agricultura, na indústria, ou simplesmente como subsistemas de equipamentos em geral.

Em muitas ocasiões deseja-se automatizar um dado sistema de bombeamento de água, como por exemplo para: aumento da confiabilidade do processo, redução de custos de operação, economia de energia, simular as condições de operação de um processo industrial ou comportamento da natureza, ou ainda para realizar otimizações diversas.

## 1.1 Visão Geral do Problema

No Centro de Pesquisas Hidráulicas e Recursos Hídricos da UFMG<sup>1</sup> são realizados diversos experimentos de pesquisa que utilizam sistemas de bombeamento de água e que possuem características de processo industrial ou de situações encontradas na natureza. Em muitos casos, necessita-se de um fluxo de água com uma dada pressão ou vazão bem definidas e controláveis. Como exemplo desses casos, podemos citar:

- A realização de ensaios de equipamentos hidráulicos.
- A simulação do fluxo de água em um mecanismo de transposição do tipo “escada de peixes”.
- A variação da pressão ou da vazão em um sistema de tanques interligados.

---

<sup>1</sup>Universidade Federal de Minas Gerais

- A simulação de uma queda d'água.
- A simulação de um sistema de abastecimento de água.
- A simulação da vazão segundo uma hidrógrafa de um rio.

Seguir perfis de pressão ou de vazão de forma automática é importante nos experimentos citados por questões de praticidade, maior flexibilidade para o sistema e diminuição do tempo de ensaio.

Tendo em vista às aplicações mencionadas é de grande interesse, portanto, que uma bancada de testes esteja equipada com uma instrumentação adequada e um sistema de controle automático que seja capaz de seguir perfis de pressão ou de vazão com bom desempenho. É interessante também que essa bancada possua uma interface usuário-máquina amigável e que permita a operação do equipamento por profissionais de diferentes áreas sem necessidade de profundos conhecimentos do sistema. Além disso, o sistema de controle deve ser robusto, ou seja, não deve necessitar de novas sintonias de controlador caso ocorra variação no carregamento hidráulico do sistema, como no caso em que diferentes tipos e tamanhos de turbinas hidráulicas em testes são acopladas ao sistema.

Um diagrama esquemático do sistema de bombeamento hidráulico utilizado é mostrado na Figura 1.1.

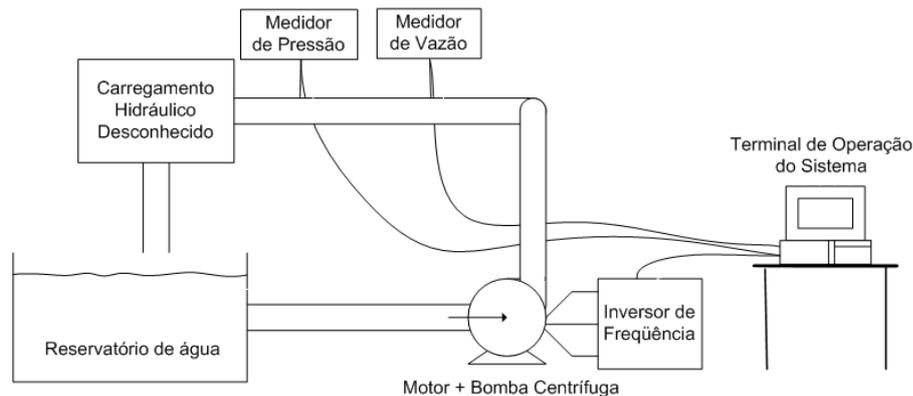


Figura 1.1: Diagrama esquemático do sistema de bombeamento hidráulico.

Salienta-se portanto que o sistema é inerentemente incerto e ainda possui diversas fontes de não-linearidades, como nas variações das grandezas hidráulicas causadas pelo possível fluxo turbulento ou por cavitação.

Para produzir os resultados desejados, mencionados acima, podem ser empregadas diversas técnicas de controle de bombas centrífugas (Driedger, 1995). Particularmente, a variação da velocidade de rotação das bombas é de grande interesse por uma série de benefícios que esse método proporciona (Pemberton, 2005).

Neste trabalho é utilizado o método de variação da velocidade angular da bomba centrífuga de forma indireta, através da variação do torque eletromagnético desenvolvido no motor de indução, com auxílio de um inversor de frequência comercial.

Um fato importante é que, nos últimos anos, a evolução da eletrônica de potência e das técnicas de acionamento de motores de indução permitiram aos inversores de frequência se tornarem equipamentos muito comuns na indústria. Assim, também é de grande interesse a avaliação do desempenho do sistema ao se utilizar os recursos disponibilizados por esses equipamentos.

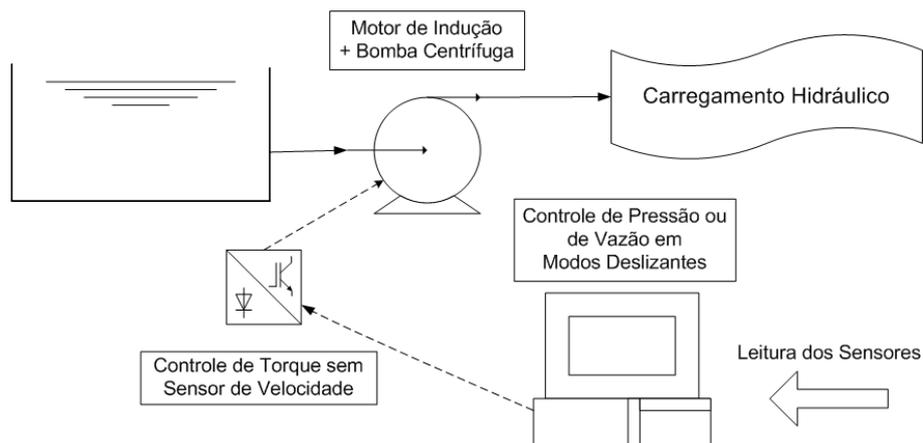


Figura 1.2: Visão geral do sistema de controle proposto.

Na Figura 1.2 é mostrado uma visão geral do sistema de controle proposto, onde nota-se que o computador recebe os dados de leitura transmitidos pelos sensores da bancada, calcula a ação de controle via algoritmo que implementa a técnica de controle por modos deslizantes e envia essa referência de torque para o inversor de frequência. Este, por sua vez, se encarrega de desenvolver o torque eletromagnético correspondente no motor de indução. A alteração de velocidade do rotor da bomba ocorre em função com o torque resistente no eixo. Esses passos se repetem em frequência pré-estabelecida e possibilita o rastreamento dos perfis de vazão ou de pressão desejados.

A principal contribuição deste trabalho está, portanto, na proposição e verificação experimental de uma técnica de controle não convencional para um sistema de bombeamento hidráulico. Essa técnica consiste na utilização de um sistema de controle por modos deslizantes via controle de torque eletromagnético desenvolvido no motor de indução, a fim de contornar os problemas associados ao controle de um sistema não-linear e incerto.

Como requisito de desempenho, estabeleceu-se um erro absoluto médio percentual no rastreamento de perfis de até 5% nas simulações de situações que ocorrem na natureza, como por exemplo na variação da vazão dada por uma curva hidrógrafa de um rio. Para o caso de um processo industrial, esse desempenho depende do processo.

A implementação foi feita em uma bancada de testes previamente existente e instrumentada por Barbosa (2006), sendo que foram necessárias poucas modificações físicas para implementação do sistema de controle proposto neste trabalho (Capítulo 4). Na Figura 1.3 mostra-se o sistema de bombeamento hidráulico utilizado.



Figura 1.3: Sistema de bombeamento hidráulico utilizado neste trabalho.

É importante mencionar que, uma vez que o sistema de controle e a metodologia para obtenção dos parâmetros foram desenvolvidas, o sistema pode ser usado em outras bancadas de bombeamento hidráulico, inclusive com diferentes configurações.

## 1.2 Objetivos

Os objetivos do trabalho podem ser enumerados da seguinte forma:

1. Realizar as adaptações necessárias na instrumentação da bancada de bombeamento já existente e nos sistemas de condicionamento de sinais e aquisição de dados.
2. Obter um modelo matemático, para fins de controle, que represente estaticamente e dinamicamente o processo de bombeamento.
3. Projetar e implementar um sistema de controle robusto, para rastrear perfis de pressão ou de vazão via controle de torque em modos deslizantes, que seja capaz de operar com ampla variação do carregamento hidráulico sem a necessidade de novas sintonias do controlador.
4. Implementar um sistema supervisor como elemento de uma interface usuário-máquina necessária à utilização do sistema.

## 1.3 Justificativa

As principais razões para escolha desse método de controle se baseiam no fato do sistema ser não-linear e inerentemente incerto, visto que é possível conectar diferentes cargas hidráulicas no sistema. A escolha também se deve à dificuldade de se obter um modelo matemático preciso, em face as incertezas paramétricas e dinâmicas não modeladas.

As incertezas paramétricas são as imprecisões nos parâmetros do modelo, como por exemplo aquelas presentes na determinação dos parâmetros do conjunto motobomba. As dinâmicas não modeladas são simplificações do modelo, quando não são considerados alguns efeitos, como por exemplo a vibração estrutural, o aquecimento do sistema e a não utilização de termos de alta ordem na modelagem das forças de atrito.

Conforme pode ser visto em Slotine e Li (1991) e em Utkin et al. (1999), um sistema de controle em modos deslizantes pode, em princípio, alcançar um desempenho “perfeito” na presença de imprecisões do modelo.

A escolha do controle por torque no eixo da bomba possui caráter investigativo e também se deve a maior facilidade na obtenção de um modelo para planta, onde se deseja isolar o bloco correspondente ao carregamento hidráulico. Nesse caso, a variação do torque no eixo da bomba produz a variação na velocidade angular necessária para modificar a pressão ou a vazão de água na saída do sistema. Para executar essa tarefa, faz-se uso do recurso de controle de torque em modo *sensorless*<sup>2</sup> para motor de indução, disponibilizado por um inversor de frequência comercial.

Portanto, a necessidade de se projetar um sistema de controle robusto para manter um bom desempenho em uma planta não linear e incerta, e também a utilização de um modelo simplificado para redução do tempo de modelagem e minimização de custo computacional, justificam a escolha dessa técnica de controle.

## 1.4 Organização do Texto

O conteúdo dessa dissertação está organizado em seis capítulos da seguinte forma:

No Capítulo 1 apresenta-se a visão geral do problema. É feita uma breve introdução sobre a finalidade do sistema de bombeamento e sobre a técnica de controle empregada para o rastreamento dos perfis de pressão ou de vazão. São também apresentadas a motivação e a justificativa para o trabalho. O objetivo do trabalho é então delimitado e a estrutura da dissertação é apresentada.

No Capítulo 2 apresenta-se a bancada de bombeamento hidráulico utilizada e suas diversas partes constituintes. As características técnicas dos principais componentes e instrumentos são listadas e estes são representados em um diagrama de processo e instrumentação<sup>3</sup>. O sistema de condicionamento de sinais e o sistema de supervisão e controle desenvolvido são descritos.

Apresenta-se, no Capítulo 3, a modelagem matemática da bancada de

---

<sup>2</sup>Sem sensor de velocidade angular do rotor.

<sup>3</sup>PN&I – *Pumping and Instrumentation Diagram*.

testes hidráulicos. A bancada é subdividida em quatro subsistemas interconectados e estes são modelados de forma individual. O modelo matemático completo é então obtido e sua validação estática e dinâmica é realizada com dados reais.

No Capítulo 4 é apresentada a técnica de controle por modos deslizantes. Desenvolve-se o equacionamento necessário para determinação da ação de controle para o caso de rastreamento de perfis de pressão, e para o caso de rastreamento de perfis de vazão. Utiliza-se o modelo encontrado para realizar simulações de controle e analisar o comportamento esperado do sistema.

Os resultados experimentais de controle são descritos no Capítulo 5, onde é testado e avaliado o desempenho do sistema de controle para o rastreamento de diferentes perfis de pressão e de vazão. Os efeitos da variação dos parâmetros do controlador, da frequência de controle e da variação da carga são analisados e, ao final, uma família de perfis rastreáveis é então determinada.

As conclusões, considerações finais e propostas de continuidade para o trabalho são apresentadas no Capítulo 6.

No Apêndice A são apresentadas as equações do controle vetorial clássico, onde a expressão para o torque eletromagnético desse caso ressalta a semelhança com a equação correspondente do motor de corrente contínua.

O Apêndice B traz uma descrição das características técnicas da placa de aquisição de dados e um detalhamento maior sobre como é realizado o processamento dos sinais analógicos pelas placas de condicionamento de sinais desenvolvidas em trabalho anterior.

Por fim, no Apêndice C é apresentado um detalhamento maior sobre a operação e o funcionamento do sistema de supervisão e controle desenvolvido neste trabalho.



# Descrição Física do Sistema

---

## 2.1 Introdução

O projeto e a construção da bancada de testes hidráulicos utilizada neste trabalho é resultado de trabalhos anteriores desenvolvidos no CPH<sup>1</sup>. A planta em si é constituída de partes de projetos distintas: Sistema de bombeamento de água (Caixeiro, 2003; Araújo, 2003), turbina hidráulica (Duarte, 2004) e sistema de instrumentação e aquisição de dados (Barbosa, 2006). A turbina hidráulica e o sistema de geração de energia associado constituem um carregamento hidráulico específico no contexto do presente trabalho, não tendo sido utilizada para obtenção dos dados apresentados nos próximos capítulos.

Neste capítulo será apresentada a bancada de testes e suas diversas partes constituintes, bem como as modificações realizadas para implantação do sistema de controle desenvolvido. Primeiramente, será apresentado o diagrama esquemático do sistema como um todo, e logo em seguida serão apresentados os elementos físicos constituintes e os instrumentos de medição, bem como o sistema de aquisição de dados e o sistema de supervisão e controle.

## 2.2 Visão Geral do Sistema de Bombeamento

A Figura 2.1 apresenta o diagrama de Processo e Instrumentação<sup>2</sup> da bancada de testes utilizada. A tubulação destacada representa o circuito hidráulico efetivamente utilizado neste trabalho.

---

<sup>1</sup>Centro de Pesquisas Hidráulicas e Recursos Hídricos da UFMG.

<sup>2</sup>De acordo com a norma ANSI/ISA - S5.1 - 1984 (R1992).

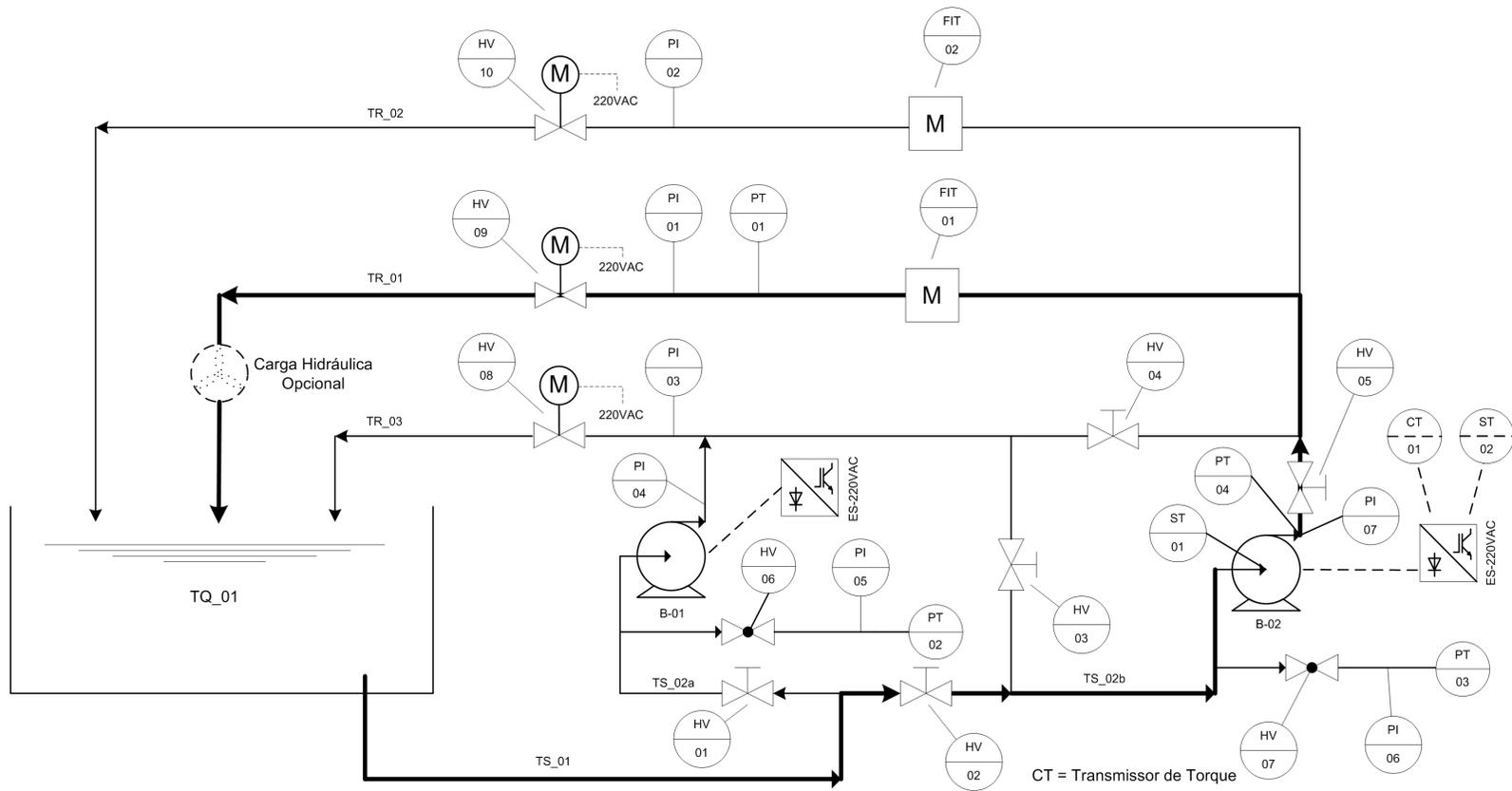


Figura 2.1: Diagrama de Processo e Instrumentação da bancada de testes hidráulicos.

Como é possível observar na Figura 2.1, esse sistema possui diversos equipamentos que permitem ampla monitoração e atuação no processo através do bombeamento à velocidade variável.

Basicamente a planta é constituída por tubulação de ferro galvanizado e de um pequeno trecho em PVC<sup>3</sup>, possui cinco válvulas gaveta manuais, duas válvulas globo, três válvulas gaveta motorizadas e conexões diversas. Possui ainda dois conjuntos de bomba centrífuga com motor de indução (conjunto motobomba), dois inversores de frequência, dois transmissores de vazão, cinco manômetros, dois manovacuômetros e um *encoder* relativo.

O sistema hidráulico da planta é constituído por uma tubulação reconfigurável através de válvulas, onde é possível operar cada uma das bombas separadamente e também de forma associada, compondo configurações série ou paralelo.

Para operação do sistema a bancada conta ainda com uma mesa de comandos. Esta possui um computador com placa de aquisição de dados e um sistema de condicionamento de sinais.

É possível observar também na Figura 2.1, a representação de uma carga hidráulica opcional, como por exemplo diversos tipos de turbinas hidráulicas, ou nenhum equipamento.

Neste trabalho não se utilizou um equipamento hidráulico conectado ao final da tubulação da bancada. Para representar uma carga hidráulica “variável”, foram utilizadas diversas aberturas da válvula motorizada na saída da tubulação TR\_01, mostrada na Figura 2.1, para obtenção dos resultados apresentados nos próximos capítulos.

A lista de equipamentos utilizados são mostrados na Tabela 2.1. Maiores detalhes sobre cada equipamento serão apresentados na seção seguinte.

Como ponto inicial para o desenvolvimento da metodologia de controle foi adotada uma configuração mais simples da bancada de bombeamento hidráulico, onde apenas a bomba B\_02 atua no sistema. Na Figura 2.2 é apresentado um esquema simplificado do diagrama PN&I completo, onde apenas a parte da planta efetivamente utilizada está representada. Esta parte é referente ao trecho de circuito hidráulico assinalado em linha reforçada na Figura 2.1.

---

<sup>3</sup>Policloreto de Vinila.

Tabela 2.1: Lista de equipamentos da bancada de testes hidráulicos. AI denota a entrada analógica da placa de aquisição de dados utilizada pelo instrumento.

TAG	Descrição	Faixa	Marca	Tipo	AI
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	4000 l	—	Fibra de vidro	—
PT_01	Transmissor de pressão diferencial	0–100 PSI	Salcas	TP-ST18	AI-01
PT_04	Transmissor de pressão diferencial	0–100 PSI	Salcas	TP-ST18	AI-02
PT_03	Transmissor de pressão absoluto	0–30 PSI	Salcas	TP-ST18	AI-03
PT_02	Transmissor de pressão absoluto	0–30 PSI	Salcas	TP-ST18	—
FIT_01	Transmissor e indicador de vazão	0–40 l/s	EH	Promag 33F	AI-04
FIT_02	Transmissor e indicador de vazão	0–40 l/s	EH	Promag 33F	—
ST_01	<i>Encoder</i>	0–6000 rpm	SE	E1A1B	—
ST_02	Velocidade estimada	0–1750 rpm	WEG	CFW-09	AI-06
CT_01	Torque estimado	0–150 %	WEG	CFW-09	AI-07

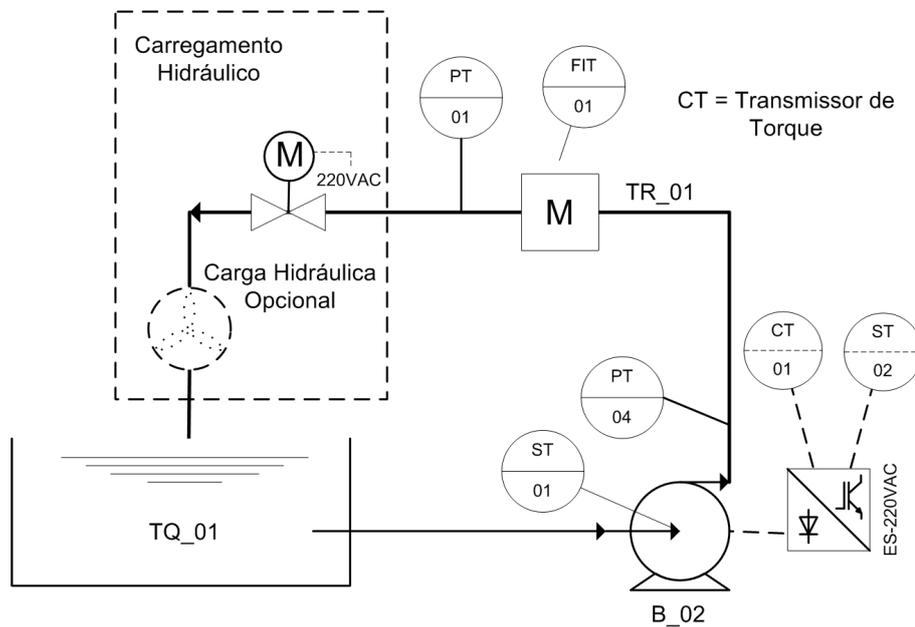


Figura 2.2: Diagrama PN&I do trecho da bancada efetivamente utilizado.

## 2.3 Descrição dos Equipamentos

### 2.3.1 Conjunto motobomba

Os dois conjuntos motobomba da bancada de testes hidráulicos são idênticos e um deles é mostrado na Figura 2.3

As características do motor de indução são:

- Fabricante: WEG;
- Tipo: gaiola de esquilo;
- Velocidade nominal: 1760 rpm;
- Ligação: trifásico em delta;
- Tensão de alimentação: 220 V;
- Frequência de alimentação: 60 Hz;
- Corrente nominal: 26,6 A;

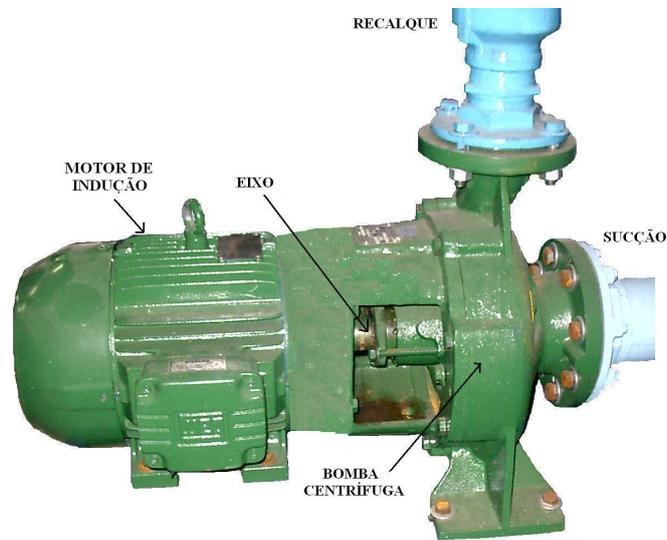


Figura 2.3: Conjunto motobomba.

- Potência: 7,5 kW.

As características da bomba centrífuga são:

- Fabricante: EH bombas Hidráulicas Ltda;
- Modelo: EHF 65-25-S;
- Eixo: horizontal;
- Tipo: radial;
- Carcaça: ferro fundido;
- Capacidade de bombeamento: 60 m<sup>3</sup>/h e 28 m.c.a;
- Velocidade máxima de operação: 1750 rpm;
- Montagem: monobloco.

### 2.3.2 Inversor de frequência

O acionamento do motor de indução do conjunto monobloco é realizado através de um inversor de frequência, que também funciona como elemento

sensor fornecendo estimativas de velocidade, torque, corrente elétrica, potência consumida, e outras.

Uma foto do inversor de frequência utilizado é mostrada na Figura 2.4.



Figura 2.4: Inversor de frequência.

As características do inversor de frequência utilizado são:

- Fabricante: WEG;
- Modelo: CFW-09;
- Versão de *software*: 3.72;
- Tensão de alimentação: 220 V;
- Frequência de alimentação: 60 Hz;
- Corrente nominal de saída: 28A;
- Controle: escalar (velocidade) ou vetorial (velocidade e torque);
- Número de entradas digitais: 6;
- Número de entradas analógicas: 2;
- Número de saídas analógicas: 2;
- Potência: 7,5 kW.

Um detalhe importante a ser mencionado é que, para realizar a tarefa de controle de torque, a programação interna do inversor de frequência precisou ser atualizada.

### 2.3.3 Válvula motorizada

A Figura 2.5 destaca a válvula motorizada colocada na saída do sistema hidráulico. Esta válvula tem importância especial sobre as outras válvulas do sistema, pois é utilizada para simulação de diferentes carregamentos hidráulicos variando-se a sua abertura. Suas características são:



Figura 2.5: Válvula gaveta motorizada.

- Tipo de válvula: Gaveta;
- Diâmetro interno: 6”;
- Tensão de Alimentação: 220V;
- Freqüência de Alimentação: 60 Hz;
- Acionamento: Por meio de um motor de indução trifásico fracionário;
- Comando: Por meio de botões “Abre”, “Fecha” e “Pára”, interligados a contadores e temporizadores.

## 2.4 Pontos de Medição Utilizados

A medição de vazão do sistema no circuito hidráulico utilizado ocorre na tubulação de saída TR\_01 (Figura 2.1) e é realizada por meio de um transmissor e indicador de vazão eletromagnético FIT\_01 (Figura 2.1). Esse transmissor tem como vantagens o fato de não ser afetado pelo perfil de velocidade no tubo e de não ser invasivo, não provocando perdas de carga significativas no sistema. Como desvantagem é possível citar o fato de que a tubulação precisa estar completamente ocupada pelo fluido (seção plena) para que se obtenha medições confiáveis. As características do transmissor de vazão utilizado são:

- Fabricante: Endress + Hauser;
- Modelo: Promag 33 F;
- Princípio de medição: eletromagnético;
- Indicador: display LCD de 2 linhas e 16 caracteres;
- Faixa de velocidade do fluxo: (0,3 a 10) m/s;
- Precisão (% fundo de escala):  $< 0,5\%$ ;
- Tempo de resposta:  $< 20\text{ms}$ ;
- Temperatura de operação:  $-20^\circ$  a  $60^\circ\text{C}$ ;
- Sinal de saída: 4 a 20 mA ou 0 a 20 mA;
- Tensão de Alimentação: 85 a 260 V;
- Frequência de Alimentação: 45 a 65 Hz.

A figura 2.6 mostra uma foto do medidor de vazão utilizado.

Uma observação importante a ser feita é que, foi observado um atraso puro de tempo de medição de 580ms nos testes realizados. A ordem de grandeza desses valores impactam fortemente o desempenho do sistema de controle de vazão, conforme poderá ser observado no Capítulo 5.

Para medição de pressão são utilizados transmissores de pressão piezoresistivos. Dois desses transmissores estão instalados na tubulação de sucção das bombas centrífugas, um terceiro no recalque da bomba B\_02 (Figura



Figura 2.6: Medidor de vazão eletromagnético.

2.7) e o quarto ao final da tubulação principal do sistema de bombeamento. Esse tipo de transmissor possui vantagens com relação a boa estabilidade, linearidade e precisão em relação a outros tipos de sensores (Doebelin, 1990).



Figura 2.7: Transmissor de pressão de recalque do sistema.

Na Figura 2.7 mostra-se o transmissor instalado ao final da tubulação da bancada de bombeamento hidráulico. As características desse transmissor de pressão são:

- Marca: Salcas;
- Modelo: TP\_ST18;
- Princípio: piezoresistivo;
- Escala: 0 a 100 psi (pressão relativa);
- Precisão (% fundo de escala):  $< 0,25\%$ ;
- Tempo de subida:  $< 1\text{ms}$  (10 – 90%);
- Temperatura de operação:  $-25^\circ$  a  $85^\circ\text{C}$ ;
- Sinal de saída: 4 a 20 mA;
- Tensão de alimentação: 10 a 30 Vcc.

As medições realizadas pelos transmissores de pressão instalados na sucção das bombas foram utilizadas apenas em caráter de registro informativo, pois não foram necessárias para modelagem e para execução do algoritmo de controle desenvolvido.

Na Figura 2.8 mostra-se os transmissores instalados na sucção e no recalque da bomba B\_02. Nesse caso, destaca-se a instalação do transmissor PT\_04, que foi uma das modificações do sistema necessária para realização do presente trabalho. Suas principais características são:

- Marca: Salcas;
- Modelo: TP\_ST18;
- Princípio: piezoresistivo;
- Escala: -15 a 30 PSI ( $P_{\text{relativa}}$ );
- Precisão (% fundo de escala):  $< 0,25\%$ ;
- Tempo de subida:  $< 1\text{ms}$  (10 – 90%);
- Temperatura de operação:  $-25^\circ$  a  $85^\circ\text{C}$ ;
- Sinal de saída: 4 a 20 mA;
- Tensão de alimentação: 10 a 30 Vcc.

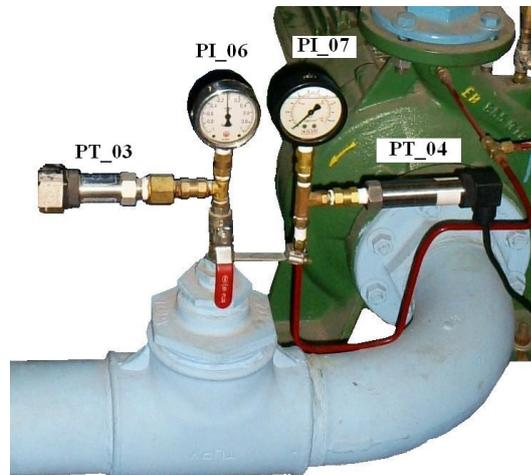


Figura 2.8: Transmissores e indicadores de pressão de recalque e de sucção da bomba centrífuga.

Devido ao risco da pressão, sobre os sensores instalados na sucção, ultrapassar a tensão de ruptura dos sensores na associação das bombas em série, o registro imediatamente anterior a estes deve ser fechado.

Para medição da velocidade angular do eixo do conjunto motobomba foi utilizado um *encoder* relativo associado a um circuito conversor frequência-tensão. A instalação desse *encoder* foi necessária pra realização desse trabalho apenas na etapa de modelagem do sistema. Após essa etapa, foi utilizada apenas a estimativa de velocidade indicada pelo inversor de frequência, fornecida em uma de suas saídas analógicas. O objetivo foi minimizar o custo de implantação do sistema de controle.

Na Figura 2.9 mostra-se o *encoder* utilizado. As características desse *encoder* são:

- Fabricante: S & E Instrumentos;
- Modelo: E1A1B;
- Pulsos: 100 por volta;
- Velocidade máxima: 6000 rpm;
- Resolução: 3,6°;
- Temperatura de operação: -10°C a 65°C;



Figura 2.9: Encoder utilizado para medição da velocidade angular do eixo do motor.

- Número de canais de saída: 1;
- Saída: NPN com coletor aberto (máx. 20mA);
- Tensão de alimentação: 9 a 28Vcc.

Com relação ao torque eletromagnético ou à potência fornecida ao motor, foram utilizados valores estimados pelo inversor de frequência. É importante destacar que, pelo fato de só haver duas saídas analógicas disponíveis e uma delas estar sendo preferencialmente utilizada para indicação da velocidade angular, a escolha da indicação de uma destas outras duas grandezas torna-se necessária. Assim, a indicação do torque ou da potência elétrica é opcional para o operador. Essas grandezas foram utilizadas apenas para fim de registro, não sendo necessárias para execução do algoritmo de controle desenvolvido.

A precisão da estimativa de velocidade, em estado estacionário, do inversor de frequência, foi verificada com auxílio de um tacômetro ótico. As velocidades testadas situaram-se entre 250rpm e 1750rpm com incrementos de 100 rpm. Nesse caso, o maior erro encontrado foi de 0,8 %, sendo que a estimativa foi melhor, quanto maior a velocidade de rotação do motor.

## 2.5 Sistema de Aquisição de Dados

O sistema de aquisição de dados consiste de circuitos de condicionamento de sinais e de uma placa específica para aquisição dos dados.

Para que os sinais dos transmissores possam ser lidos pela placa de aquisição de dados, é necessário realizar o ajuste das curvas de calibração dos sensores e transformar os sinais de corrente em sinais de tensão de 0V–5V. Além disso, devido a interferência eletromagnética provocada pela alta frequência de chaveamento dos dispositivos de potência no inversor de frequência (5kHz), os sinais dos transmissores tornam-se ruidosos, provocando oscilações excessivas nas medições.

Para minimizar os efeitos do ruído no sistema, Barbosa (2006) implementou uma série de medidas, como a utilização de cabos do tipo par-trançado com blindagem, além de utilizar filtros e desacopladores de sinal para evitar laços de terra na placa de aquisição de dados. As mesmas medidas também foram tomadas na instalação dos novos transmissores instalados para realização deste trabalho.

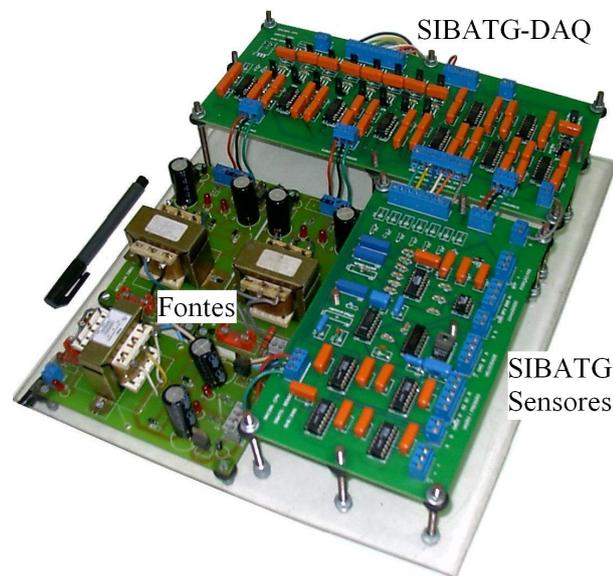


Figura 2.10: Sistema de condicionamento de sinais.

Na Figura 2.10 mostra-se a placa de aquisição construída no trabalho anterior, onde é possível notar um módulo para condicionamento de sinais

e ajuste de curvas de calibração (SITBATG<sup>4</sup>-Sensores), um módulo de desacoplamento e de filtragem de sinais (SITBATG-DAQ) e um módulo que contém três fontes de tensão de  $\pm 12V_{cc}$  para alimentação dos sistemas.

Detalhes sobre o processamento analógico dos sinais são mostrados no Apêndice B.

Um sistema de chaveamento manual instalado pelo autor deste trabalho permite alternar entre os sinais provindos de sensores não utilizados e os sinais dos novos transmissores, na entrada da placa de condicionamento de sinais. Esse chaveamento é necessário devido a limitação do número de entradas analógicas disponíveis no sistema de aquisição de dados.

Maiores detalhes de construção das placas, de montagem dos circuitos eletrônicos e sobre a instrumentação utilizada podem ser obtidos em Barbosa (2006).

## 2.6 Sistema de Supervisão e Controle

A bancada de testes hidráulicos conta com uma mesa de comandos para acomodar as placas eletrônicas de condicionamento de sinais, interfaces de comando manual dos inversores e um microcomputador para implantação do sistema de supervisão e controle. As principais características do microcomputador utilizado são:

- Processador: Athlon 1,33 GHz;
- Memória RAM: 512MB;
- Disco rígido: 30GB;

Uma foto ilustrativa da mesa de comandos pode ser vista na Figura 2.11.

Foi desenvolvido um sistema supervisor que implementa toda lógica de controle, monitoração do processo, interface com o operador e apresentação dos resultados. No presente trabalho esse sistema foi desenvolvido utilizando o programa LabView (National Instruments, 2003). Esse sistema consiste de uma tela principal onde é realizada a interface de operação com o usuário e de telas auxiliares para monitoração das variáveis do sistema (Figura 2.12).

Detalhes sobre o sistema supervisor desenvolvido podem ser verificados no Apêndice C.

---

<sup>4</sup>Sistema de Bombeamento de Água e módulo Turbina-Gerador.



Figura 2.11: Mesa de Comandos.

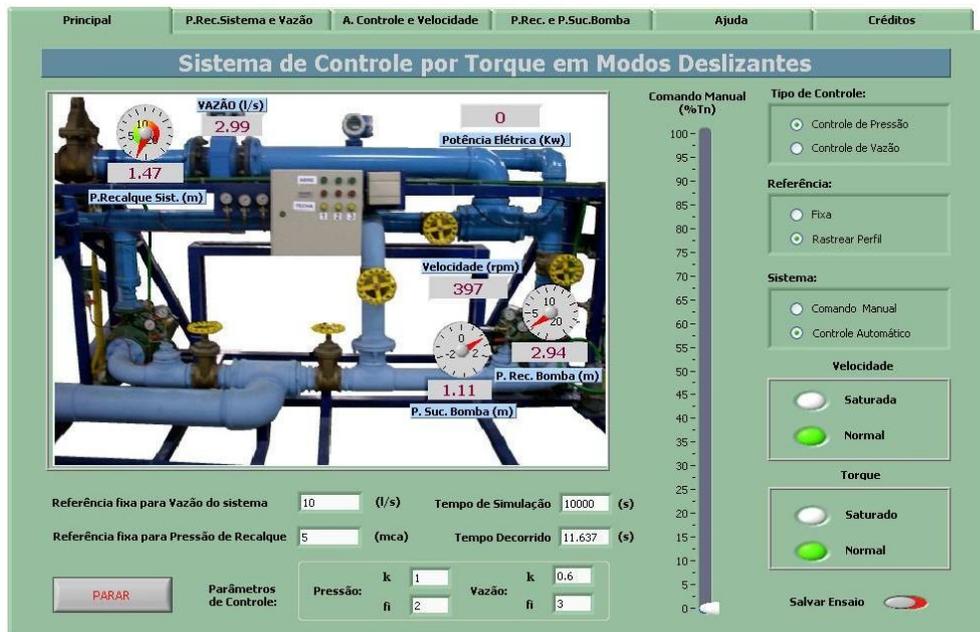


Figura 2.12: Tela principal do sistema supervisorio.

A Figura 2.12 mostra a tela principal do sistema supervisorio, onde é possível visualizar os componentes de configuração e de iteração com o operador.

## 2.7 Conclusões do Capítulo

Neste capítulo foi apresentada a bancada de testes hidráulicos utilizada para realização deste trabalho.

O diagrama de processo e instrumentação (PN&I) foi apresentado e as características técnicas dos principais componentes e instrumentos da planta foram descritas. Observa-se que foi necessário realizar apenas algumas modificações na estrutura previamente existente para desenvolvimento e implantação do sistema de controle que será apresentado nos próximos capítulos. Essas modificações consistiram na instalação de um transmissor de pressão no recalque da bomba, na instalação de um *encoder* para levantamento do modelo matemático do sistema, na leitura de mais uma saída analógica do inversor de frequência e na construção da eletrônica de condicionamento de sinais associada.

A interface com o operador foi desenvolvida pelo autor do presente trabalho e esta é realizada através de um sistema supervisório.



# Modelagem Matemática da Bancada de Testes Hidráulicos

---

## 3.1 Introdução

Neste capítulo será desenvolvida a modelagem caixa-branca para a bancada de testes hidráulicos. Essa modelagem é baseada nos princípios físicos do sistema e seus parâmetros são estimados por meio de dados reais adquiridos através de testes experimentais.

Esse tipo de modelagem por um lado requer conhecimentos mais profundos do sistema, mas por outro permite compreender melhor a planta e prever o seu comportamento, o que é de bastante utilidade para o desenvolvimento do sistema de controle.

O sistema é modelado subdividindo-se a bancada de testes hidráulicos em quatro subsistemas a fim de dividir um problema complexo em um conjunto de problemas menos complexos: (i) motor de indução e inversor de frequência; (ii) bomba centrífuga; (iii) subsistema hidráulico fixo e (iv) carga hidráulica variável. Por fim, os modelos desses subsistemas são interconectados formando um único modelo completo, que é validado estaticamente e dinamicamente por meio de ensaios realizados na planta.

Ao se interligar as partes constituintes dos subsistemas será obtida a estrutura de modelo completo apresentada na Figura 3.1, onde a partir de uma referência de torque representada pelo bloco matemático Ref, a saída do modelo será a indicação da pressão  $H_s$  na saída do sistema e a vazão  $Q$ .

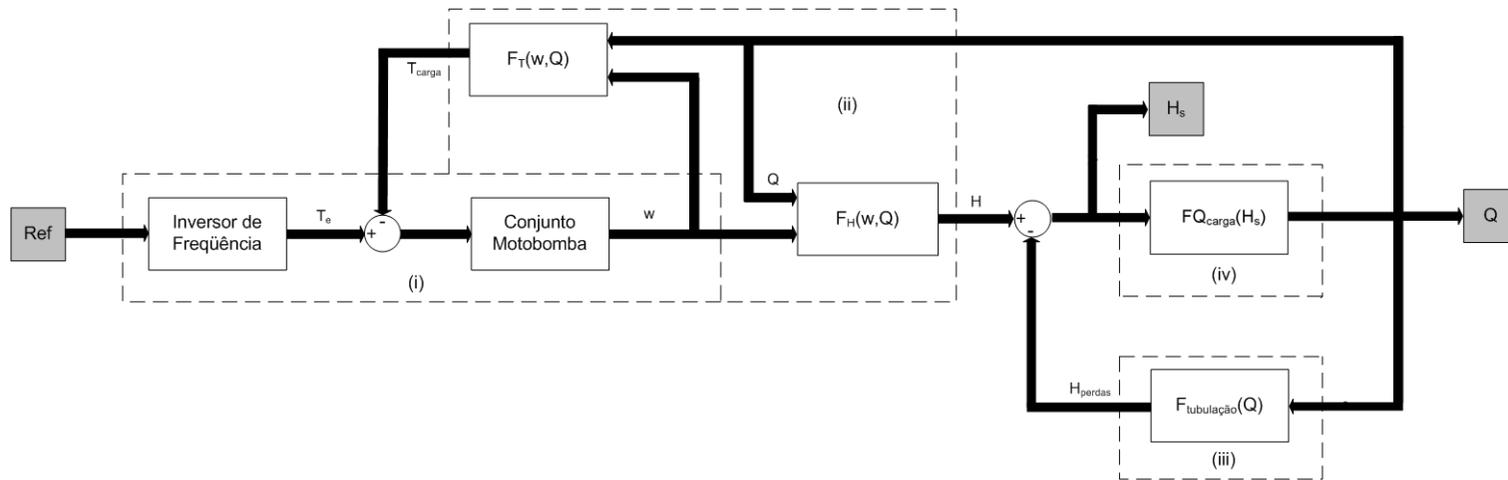


Figura 3.1: Modelo matemático completo, evidenciando a subdivisão em subsistemas.

## 3.2 Modelagem do Conjunto Motor de Indução e Inversor de Frequência

Conforme observado com maiores detalhes no Capítulo 2, o conjunto motor de indução e bomba centrífuga constituem um sistema monobloco. Pelo fato de estarem conectados pelo mesmo eixo, uma única equação é suficiente para descrever a dinâmica mecânica desse subsistema.

A equação que representa o sistema mecânico do motor e da bomba centrífuga pode ser escrita da seguinte forma:

$$J \frac{d\omega}{dt} = T_e - b\omega - T_c \operatorname{sgn}(\omega) - F_{\text{carga}}(\omega, Q), \quad (3.1)$$

em que  $J$  é o momento de inércia equivalente do conjunto motobomba;  $\omega$  é a velocidade angular do eixo;  $T_e$  é o torque eletromagnético imposto pelo inversor de frequência;  $b$  é o coeficiente de atrito dinâmico ou atrito viscoso;  $T_c \operatorname{sgn}(\omega)$  é a força de atrito estática ou atrito de Coulomb sempre contrária ao sentido de giro do eixo;  $F_{\text{carga}}(\omega, Q)$  é o contra-torque hidráulico e  $Q$  é a vazão produzida pela bomba.

A determinação do parâmetro  $J$  (momento de inércia equivalente) foi feito somando-se os momentos de inércia do motor e da bomba, fornecidos pelos fabricantes, obtendo-se  $J = 0,08872 \text{ kg m}^2$ .

Os parâmetros  $b$  e  $T_c$  representam as perdas de energia no motor e na bomba. Estes parâmetros foram determinados a partir de testes de desaceleração livre com o sistema sem água, onde o contra-torque hidráulico e o torque eletromagnético são anulados na equação anterior. Para eliminar possíveis influências do inversor de frequência, esse teste foi feito desligando-se a alimentação elétrica do motor, e as curvas de desaceleração foram obtidas usando-se *encoder* instalado no eixo do motor. Dessa forma, conhecendo-se o momento de inércia equivalente e realizando-se ajuste de curvas aos dados reais, foi possível estimar os valores dessas constantes. Os resultados encontrados através desses testes de desaceleração com velocidade inicial variando aproximadamente entre 250rpm e 1750rpm com diferenças de 100rpm foram:  $T_c = 0,43 \pm 0,02 \text{ Nm}$  e  $b = 0,0121 \pm 0,0005 \text{ Nm/rad/s}$ .

A Figura 3.2 ilustra a aproximação, obtida usando-se o modelo, aos dados reais para os ensaios de desaceleração nos casos de velocidade inicial de 1750rpm, 1250rpm e 750rpm aproximadamente.

Em relação a modelagem elétrica do sistema, primeiro é importante men-

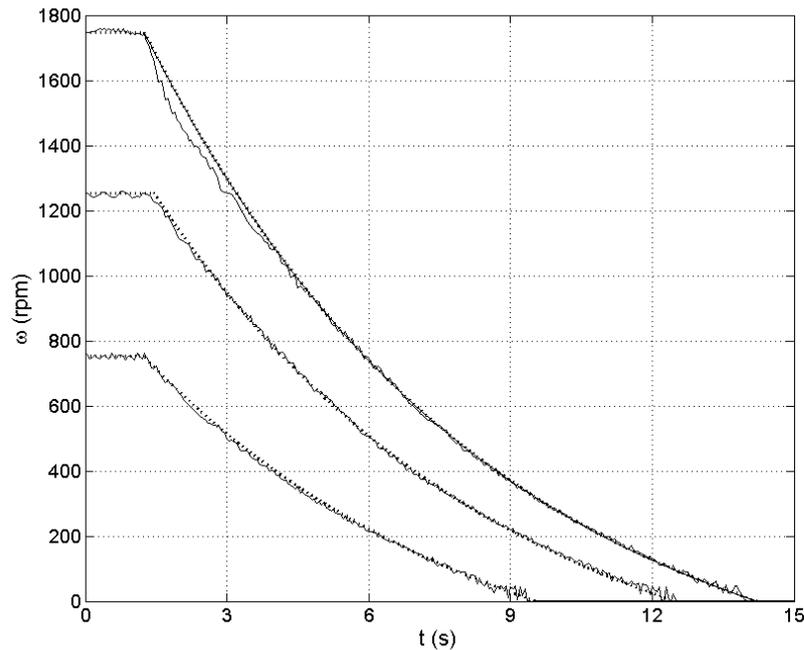


Figura 3.2: Testes de desaceleração livre com o sistema sem água. Traço contínuo: dados reais; Traço pontilhado: dados de simulação obtidos com os parâmetros encontrados experimentalmente.

cionar alguns princípios e a evolução das técnicas de acionamento de motor de indução à velocidade variável.

A utilização de motores de indução em conjunto com inversores de frequência para acionamento em velocidade variável tem superado desvantagens inerentes ao alto custo inicial e a existência de comutador e escovas nos motores de corrente contínua. Pode-se citar como problemas ocasionados pela existência de comutador e escovas, a manutenção excessiva, inviabilidade em ambientes corrosivos e explosivos e capacidade limitada de comutação em altas velocidades. Por outro lado os motores de corrente alternada têm construção mais simples e robusta, são mais resistentes a sobrecargas e têm menor custo e dimensão que os motores CC de mesma potência (Stopa, 1997).

Ainda segundo Vas (1990), o desenvolvimento das técnicas de controle vetorial por Hasse (1969) e Blaschke (1972) na Alemanha, aliado aos avanços na área de eletrônica de potência e na tecnologia de processamento digital de sinais tornou possível obter uma operação do motor de indução (MI) com

desempenho semelhante ao do motor de corrente contínua (CC). Do ponto de vista de controle, eliminou-se desta maneira algumas vantagens únicas da máquina CC, ao qual possui um modelo dinâmico simples e desacoplado, uma vez que o fluxo de campo e o fluxo de armadura estão sempre perpendiculares entre si (devido a ação dos comutadores). Esta ortogonalidade possibilita que os sinais de controle atuem independentemente sobre cada variável a ser controlada.

É importante salientar ainda que existem diversas técnicas para acionamento do motor de indução, como por exemplo o controle escalar, o controle por orientação de campo (FOC<sup>1</sup>), o controle direto de torque (DTC<sup>2</sup>), o controle por aceleração de campo (FAM)<sup>3</sup> e outros.

Algumas das técnicas, como o DTC, não utilizam sensor de velocidade, o que é de bastante interesse no aspecto de robustez, custo e praticidade.

Com relação ao desempenho de controle alcançado, segundo Nash (1997) respostas de torque abaixo de 2ms para DTC e entre 10ms e 20ms para FOC são típicas, já o controle escalar apresenta baixa precisão e resposta de torque da ordem de 150ms. Outras comparações entre FOC e DTC também podem ser verificadas em Le-Huy (1999), onde também se comprova o desempenho dessas técnicas.

Para efeito de exemplificação, podemos citar a técnica de orientação de campo. Esta é uma técnica de controle vetorial em que se busca o controle desacoplado de fluxo e conjugado através da decomposição dos vetores de tensão e de corrente em componentes ortogonais (eixo direto e eixo em quadratura). Essa decomposição das variáveis atuantes ao longo de eixos ortogonais é feita na direção de um dos vetores de enlace de fluxo, dando origem às técnicas de orientação pelo fluxo do rotor ou orientação pelo campo clássica, orientação pelo fluxo de estator e orientação pelo fluxo mútuo.

A equação do torque eletromagnético desenvolvido pelo motor, quando se utiliza a técnica de controle vetorial por orientação de campo pelo fluxo do rotor, ou orientação pelo campo clássica, é:

$$T_e = \frac{3p}{2} \frac{L_m}{L_r} (\lambda_{dr} I_{qs}), \quad (3.2)$$

sendo que:  $T_e$  é o torque eletromagnético;  $p$  é o número de pólos;  $L_m$  é a

---

<sup>1</sup>Field-Oriented Control.

<sup>2</sup>Direct Torque Control.

<sup>3</sup>Field Acceleration Method.

indutância mútua;  $L_r$  é a indutância do rotor;  $\lambda_{dr}$  é fluxo de eixo direto do rotor e  $I_{qs}$  é a corrente de eixo em quadratura no estator.

Para entender o mecanismo de controle de torque, o apêndice A indica o caminho para se obter a equação (3.2).

Esta equação é semelhante a equação de controle de torque em uma máquina CC (Fitzgerald et al., 2006). Nesse caso, mantendo-se o fluxo de eixo direto do rotor  $\lambda_{dr}$  constante, o torque eletromagnético  $T_e$  desenvolvido é diretamente proporcional a corrente  $I_{qs}$  de eixo em quadratura no estator. Logo, ao controlar essa corrente, controla-se também o torque eletromagnético desenvolvido no motor.

Devido aos tempos de resposta tipicamente observados em alguns métodos de acionamentos de MI, embora não conhecendo exatamente o tipo de controle implementado pelo inversor de frequência utilizado, deste ponto em diante o conjunto inversor de frequência/motor de indução será visto como um atuador de torque eletromagnético eficaz para o sistema. Isto é, como as variáveis medidas, manipuladas e controladas são de natureza elétrica<sup>4</sup>, supõe-se que a resposta dinâmica, em malha fechada, do controle de torque eletromagnético pelo inversor de frequência é muito mais rápida do que a dinâmica hidro-mecânica do sistema. Logo, a relação entre o torque eletromagnético desenvolvido no motor de indução e o comando enviado para o inversor de frequência poderia ser dada por:

$$T_e \simeq k_T \cdot u,$$

onde:  $T_e$  é o torque eletromagnético desenvolvido no motor de indução;  $k_T$  é um ganho constante e  $u$  é o sinal de comando enviado ao inversor de frequência.

Em outras palavras, assume-se que o motor de indução acionado por um inversor de frequência que implementa técnicas eficazes de controle de torque se comporta de forma semelhante a um motor de corrente contínua.

Na Figura 3.3 mostra-se o diagrama esquemático do acionamento de um motor de indução por um inversor de frequência, conforme sinal de comando  $u$ , visto como um acionamento de motor de corrente contínua equivalente.

Para o presente caso, devido à forma de apresentação das grandezas pelo inversor de frequência, a referência de torque fornecida e o torque estimado pelo inversor de frequência são dados em percentual do torque nominal do

---

<sup>4</sup>Alguns métodos utilizam sensor de velocidade.

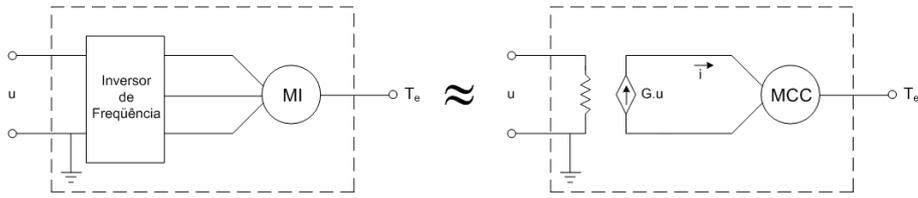


Figura 3.3: Diagrama esquemático do acionamento de um motor de indução por um inversor de frequência, conforme sinal de comando  $u$ , visto como um acionamento de motor de corrente contínua equivalente.

motor de indução. Na simulação do modelo matemático estas grandezas são devidamente convertidas para os respectivos valores no Sistema Internacional de unidades, sendo que para este motor o torque nominal é de 39,9 Nm.

Pela análise do resultado final do modelo encontrado e pela forma de onda aproximadamente triangular da variação da velocidade ao se aplicar pequenas variações em degrau da referência de torque, com o sistema sem água, observou-se ausência de dinâmicas relevantes no desenvolvimento do torque pelo IF<sup>5</sup>. Apesar disso, uma relação estática não linear entre o torque desejado e o torque estimado pelo inversor de frequência foi obtida a partir dos dados experimentais, sendo esta dada por:

$$T_e(u) = \gamma_1 u^2 + \gamma_2 u + \gamma_3, \quad (3.3)$$

onde  $u$  é a referência de torque de entrada do VFD, e  $T_e$  é o torque estimado. Os coeficientes  $\gamma_i$ ,  $i = 1, 2$ , e  $3$  são:  $\gamma_1 = 1,802 \times 10^{-3}$ ,  $\gamma_2 = 8,065 \times 10^{-1}$  e  $\gamma_3 = 2,096$ .

Na figura 3.4 mostra-se a curva correspondente a esses parâmetros, onde o procedimento adotado para obtenção dos dados foi: Estabeleceu-se valores de referência de torque para o inversor de frequência, através dos valores correspondentes em sinal de tensão de 0V–5V, e realizou-se a leitura do torque desenvolvido no motor, estimado pelo inversor frequência.

<sup>5</sup>Inversor de frequência.

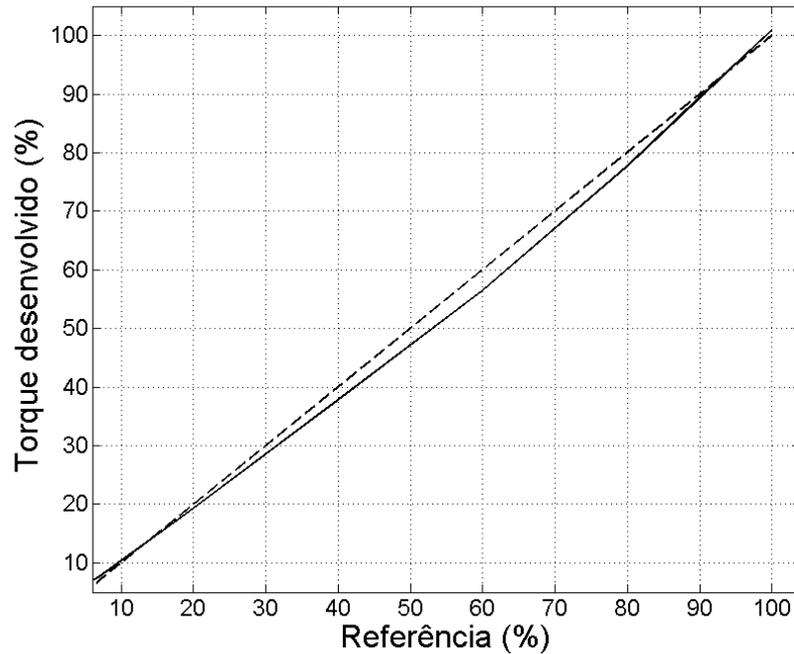


Figura 3.4: Não-linearidade da curva de torque desenvolvido pelo inversor de frequência com relação à referência desejada. A linha pontilhada representa a resposta linear ideal e o traço contínuo a resposta observada.

## 3.3 Modelagem da Bomba Centrífuga

### 3.3.1 Bombas centrífugas

Tendo como objetivo transformar energia mecânica em energia hidráulica, as bombas centrífugas são um tipo de bomba em que a força centrífuga é a responsável pela maior parte da energia que o líquido recebe ao atravessar a bomba (Macintyre, 1997).

Basicamente, a bomba é composta pelo rotor ou impulsor (parte girante) e pela voluta ou difusor (parte estática). De forma esquemática, as principais partes constituintes da bomba centrífuga podem ser visualizadas na Figura 3.5.

A transferência de energia para o líquido é realizada pelo impulsor, onde o líquido entra pelo olho de sucção e sofre uma aceleração adquirindo energia cinética. O fluxo é direcionado pelas pás do rotor e coletado pela voluta,

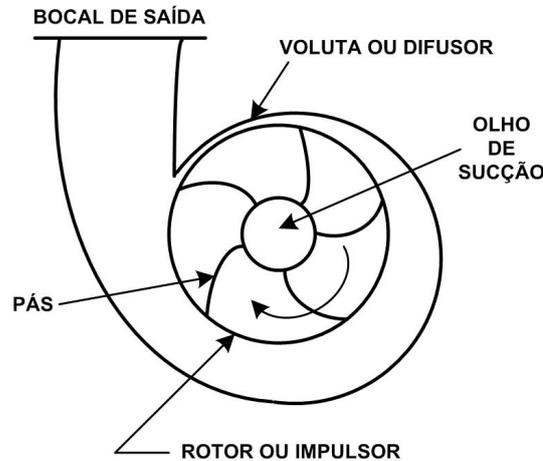


Figura 3.5: Componentes de uma bomba centrífuga.

onde ocorre a conversão da energia cinética para energia de pressão. Dessa forma o fluxo flui pelo bocal de descarga e a conversão de energia cinética em energia de pressão ocorre segundo o princípio de Bernoulli (Torreira, 1996).

Para se determinar o ponto de operação de um sistema de bombeamento hidráulico operando com a bomba em rotação nominal, faz-se o traçado da curva do sistema baseado nos cálculos de perdas nas diversas partes constituintes do sistema (Silvestre, 1979), juntamente com a curva da bomba fornecida pelo fabricante. O ponto de intersecção das duas curvas será o ponto de operação da bomba centrífuga, onde são determinadas a vazão e a altura manométrica<sup>6</sup> de operação.

Na Figura 3.6 ilustra-se esquematicamente a determinação do ponto de operação da bomba centrífuga operando com velocidade de bombeamento fixa. Inicialmente, ao operar com um dado carregamento hidráulico, ou determinada abertura de válvula na saída do sistema, o ponto de operação da bomba está indicado por  $P_0$ , onde a vazão é  $Q_0$  e a altura manométrica é  $H_0$ . Ao se diminuir o carregamento hidráulico, ou se aumentar a abertura da válvula, a curva do sistema é modificada e o novo ponto de operação  $P_1$  é estabelecido, onde se pode observar uma vazão maior e uma diminuição na altura manométrica da bomba.

Para um dado carregamento hidráulico, pode-se observar o efeito de se

<sup>6</sup>Diferença de pressão entre os terminais de saída (recalque) e de entrada (sucção) da bomba para fluidos incompressíveis.

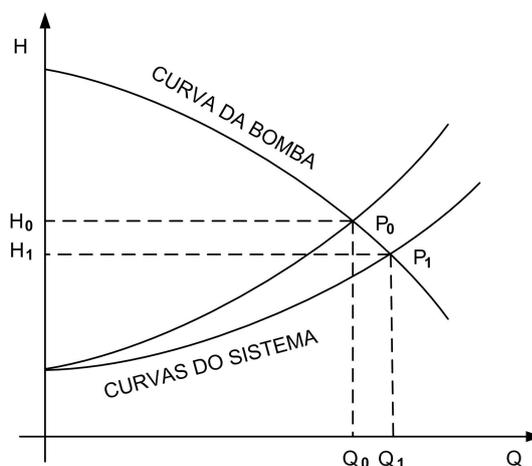


Figura 3.6: Determinação do ponto de operação da bomba centrífuga operando com velocidade angular fixa.  $P_0$ : Válvula na posição inicial;  $P_1$ : Válvula após sofrer incremento de abertura.

variar a velocidade de rotação da bomba através da Figura 3.7. Neste caso, há um deslocamento da curva da bomba, sendo que a velocidade angular  $n_1$  é menor do que a velocidade angular  $n_0$ . Assim, novos pontos de operação são definidos. Para o caso ilustrado, a vazão e a altura manométrica diminuem.

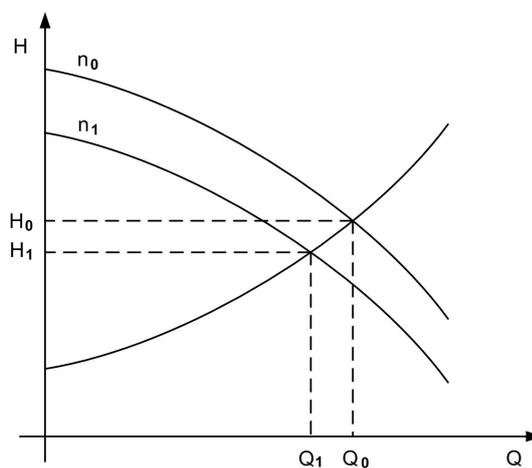


Figura 3.7: Efeito da variação da velocidade angular da bomba centrífuga em seu ponto de operação.

Em algumas situações é necessário fazer um procedimento de associação de bombas para se alcançar determinados valores de vazão e de pressão.

Pode-se ver, através da Figura 3.8 (a), o resultado da associação de duas bombas idênticas em paralelo. Para construção da curva de pressão em função da vazão, ou curva  $H \times Q$  do conjunto, basta somar os valores de vazão em cada ponto da altura manométrica. Verifica-se, através desse procedimento, que a associação de bombas em paralelo é utilizada quando o sistema requer grandes vazões. Na Figura 3.8 (b), mostra-se o resultado da associação de duas bombas idênticas em série. Para construção da curva  $H \times Q$  do conjunto, diferentemente da associação de bombas em paralelo, basta somar as cargas correspondentes às respectivas bombas em cada valor de vazão. Verifica-se, através desse procedimento, que a associação de bombas em série é utilizada quando o sistema requer alturas manométricas elevadas (Martinez, 1996).

É importante ressaltar que a associação de bombas também pode se dar por outros motivos, como por exemplo para aumentar a confiabilidade ou a flexibilidade do sistema.

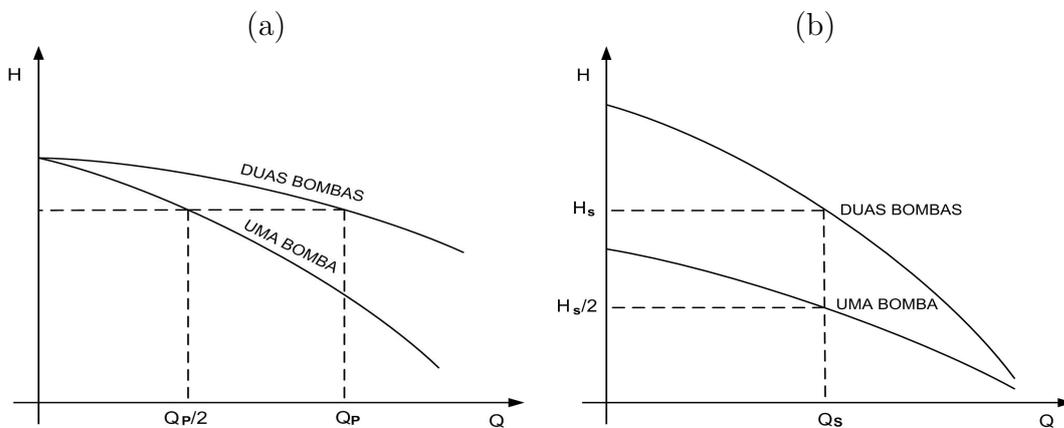


Figura 3.8: Associação de bombas centrífugas. (a) Bombas em paralelo; (b) Bombas em série.

Um conjunto importante de equações, com relação a operação das bombas centrífugas, são as equações de Rateaux ou Leis de afinidade, em que é possível obter pontos de igual rendimento para diferentes condições de trabalho da máquina (Macintyre, 1997). Estas equações são definidas abaixo:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}, \quad (3.4)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2, \quad (3.5)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3. \quad (3.6)$$

Entende-se por rendimento da máquina a relação entre a potência hidráulica e a potência mecânica fornecida pelo eixo.

Do ponto de vista de controle, a bomba centrífuga é um equipamento de dois terminais, utilizado nos sistemas hidráulicos para prover uma diferença de pressão que induz a circulação de água no sistema.

Existem basicamente quatro formas de controle para bombas centrífugas, ou seja, quatro formas de se alcançar um determinado ponto de operação se a bomba estiver adequada ao processo (Driedger, 1995):

1. Estrangulamento da descarga.
2. Estrangulamento da sucção.
3. Controle por recirculação.
4. Controle de velocidade.

A primeira forma é bastante difundida no meio industrial, por sua simplicidade e robustez. Conforme mostrado na Figura 3.9 (a). Basicamente esse método consiste em operar a bomba em velocidade nominal e estrangular sua saída para mudar a posição da curva da bomba ou da curva do sistema, dependendo do ponto de vista<sup>7</sup>. Assim é possível atingir um novo ponto de operação. A grande desvantagem desse método é o desperdício de energia, visto que o ponto de operação é alcançado dissipando-se o excesso de energia.

A segunda opção (Figura 3.9b) é utilizar uma válvula na linha de sucção da bomba. Neste método também ocorre dissipação energia e ainda se observa um problema grave: a possível ocorrência de cavitação.

Cavitação é um fenômeno que ocorre quando a pressão na entrada da bomba cai abaixo da pressão de vapor do líquido. Bolhas de vapor se formam

---

<sup>7</sup>A forma mais tradicional de se verificar essa situação é do ponto de vista da bomba, em que a bomba “vê” a curva do sistema “girar” e definir um novo ponto de operação.

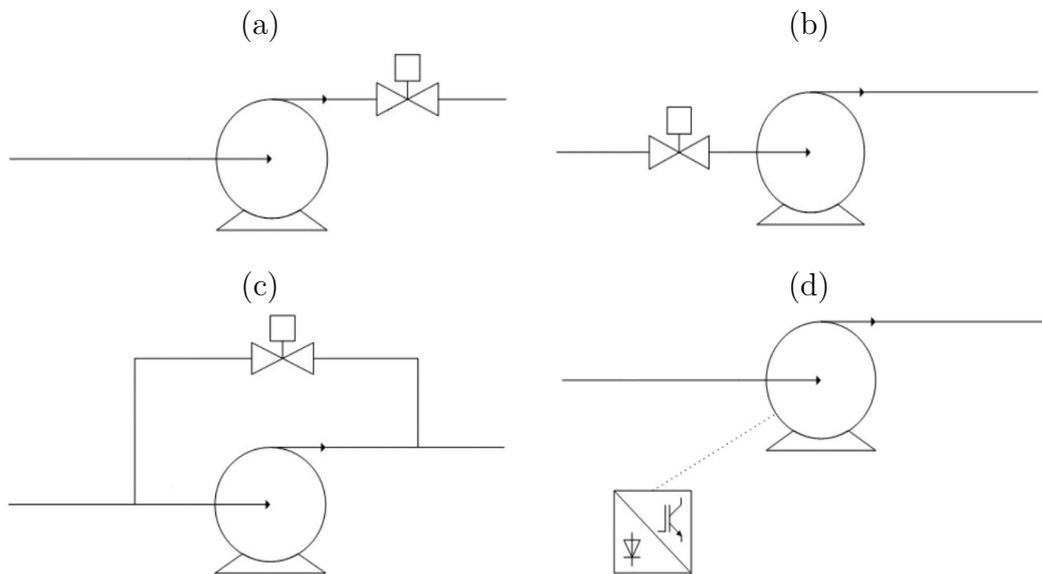


Figura 3.9: Várias possibilidades de controle para um sistema de bombeamento: (a) Estrangulamento de descarga; (b) estrangulamento da sucção; (c) controle por recirculação; (d) controle de velocidade.

e entram em colapso ao entrar na região de alta pressão. Ocorrem violentas implosões ejetando minúsculos jatos de líquido em velocidade extremamente elevada. Quando esses jatos colidem na superfície sólida da bomba, ocorre erosão e destruição das paredes internas da bomba. Essas implosões também provocam ruídos desagradáveis, vibrações incômodas e acentuada queda no rendimento da máquina (Silvestre, 1979).

Uma terceira opção (Figura 3.9c) seria desviar parte do fluxo de descarga de volta à sucção da bomba. Este método também permite modificar o ponto de operação da bomba mas apresenta alguns problemas. Ao operar com vazão excessiva, podem ocorrer danos de cavitação à bomba. Neste caso a cavitação não é causada pela redução da pressão abaixo da pressão de vapor do líquido, mas por causa da alta velocidade de escoamento do líquido dentro das passagens internas da bomba. O controle por recirculação também consome mais potência de bombeamento do que o estrangulamento de descarga, quando ambos atingem o mesmo ponto de operação (Driedger, 1995).

O último método, em que se varia a velocidade da bomba, é uma forma de realizar o controle adaptando a curva da bomba ao processo de forma a

atingir um determinado ponto de operação (Figura 3.9d). Uma das grandes virtudes desse método é a de se reduzir o consumo de energia ao invés de se dissipar o excesso. Muito do sucesso e do interesse na aplicação deste método, nos últimos anos, se deve a evolução dos inversores de frequência ou Acionadores de velocidade variável (VFD<sup>8</sup>). A evolução das técnicas de controle de acionadores eletrônicos permitiu aos VFDs tornarem-se equipamentos muito comuns na indústria (Vas, 1990).

O grande interesse no uso de VFDs em sistemas de bombeamento é devido a série de benefícios alcançados pelo bombeamento a velocidade variável (Pemberton, 2005). É possível encontrar diversas aplicações, como por exemplo em sistemas de distribuição de água (Eker e Kara, 2003), na indústria petrolífera (DeWinter e Kedrosky, 1989) ou até mesmo em plantas de energia nuclear (Dent e Dicic, 1994).

Muitos benefícios trazidos pelo uso de VFDs são de certa forma ainda desconhecidos por muitos profissionais. Trabalhos como o de (Irvine e Gibson, 2002) e de (Pemberton, 2005) são fontes de informação importantes sobre utilização, benefícios e problemas relativos ao uso de VFDs em sistemas de bombeamento.

Dentre os principais benefícios (Carlson, 2000; Guevara e Carmona, 1990), pode-se citar:

- Possibilidade de economia de energia;
- Operação suave do sistema hidráulico, e portanto menor necessidade de manutenção;
- Operação com fator de potência elevado;
- Economia na instalação pela possibilidade de utilização de diâmetros de tubulação menores, eliminação de válvulas, fios ou conjunto pneumático e caminhos alternativos ou de *bypass*;
- Melhor capacidade de controle e monitoração devido aos recursos disponibilizados pelo sistema digital.

O principal problema na utilização dos VFDs se deve ao fato de que estes equipamentos podem introduzir distorção harmônica na rede elétrica, que é

---

<sup>8</sup> *Variable Frequency Driver.*

causada pelas correntes não-senoidais drenadas durante o processo de conversão da potência no seu interior. As componentes harmônicas produzidas, se ultrapassarem um nível considerado seguro para uma dada instalação, podem causar diversos problemas, como interferências eletromagnéticas, mau funcionamento de equipamentos sensíveis (instrumentos de medição) e outros (Moreno, 2001). Existe uma série de cuidados, citados por Pemberton (2005) para se minimizar os efeitos desse fenômeno.

No contexto desse quarto método, que foi utilizado nesse trabalho, uma modelagem precisa da bomba operando a velocidade variável se torna essencial para se projetar estratégias de controle de alta eficiência.

### 3.3.2 Modelo matemático da bomba centrífuga

Iniciando-se a modelagem matemática pela pressão de recalque produzida pela bomba, verifica-se que é possível obter uma relação estática que relaciona a pressão de recalque da bomba com a velocidade angular  $\omega$  e a vazão  $Q$ .

Para se obter os dados estáticos necessários para realizar o ajuste de curvas, foi adotado o seguinte procedimento:

1. Abrir totalmente a válvula de saída do sistema HV-09 (Figura 2.1, página 10).
2. Fixar a velocidade de rotação da bomba na velocidade mínima de operação. Nesse caso foi adotado a velocidade de 350rpm.
3. Fechar a válvula gradativamente anotando as seguintes variáveis: velocidade angular, pressão de recalque, vazão e torque estimado pelo inversor de frequência.
4. Novamente abrir a válvula por completo.
5. Realizar um incremento na velocidade angular da bomba. Nesse caso foi adotado um incremento de 100rpm.
6. Repetir os três itens anteriores até atingir a velocidade máxima da bomba.

Foram testadas diversas estruturas de equações baseadas nas equações propostas por (Kallesoe et al., 2006), (Wolfram et al., 2001) e (Moraes-Duzat,

2000), onde se eliminou a estrutura de função candidata em grau 3 de não-linearidade. A equação obtida foi:

$$\begin{aligned}
 F_H(\omega, Q) &= \alpha_1 Q^3 + \alpha_2 \omega^3 + \alpha_3 Q^2 \omega + \alpha_4 Q \omega^2 + \alpha_5 Q^2 + \alpha_6 \omega^2 \\
 &+ \alpha_7 Q \omega + \alpha_8 Q + \alpha_9 \omega + \alpha_{10},
 \end{aligned} \tag{3.7}$$

sendo que os coeficientes  $\alpha_j$ ,  $j = 1, 2, \dots, 10$ , foram estimados por ajuste de curvas, utilizando-se a minimização do erro quadrático médio. Utilizou-se os valores das medidas em estado estacionário dos ensaios na bancada de testes hidráulicos. Os valores encontrados para as constantes foram:  $\alpha_1 = -1,3631 \times 10^{-3}$ ,  $\alpha_2 = 1,3620 \times 10^{-9}$ ,  $\alpha_3 = 1,7304 \times 10^{-5}$ ,  $\alpha_4 = -7,3548 \times 10^{-8}$ ,  $\alpha_5 = -2,5497 \times 10^{-2}$ ,  $\alpha_6 = 5,7314 \times 10^{-6}$ ,  $\alpha_7 = 1,0691 \times 10^{-4}$ ,  $\alpha_8 = -9,6703 \times 10^{-2}$ ,  $\alpha_9 = 4,4057 \times 10^{-3}$  e  $\alpha_{10} = -2,5259 \times 10^{-1}$ . A Figura 3.10 ilustra o resultado do ajuste de superfície realizado.

De forma semelhante o contra-torque hidráulico, que é a demanda de torque exigida pela bomba em operação normal, pode ser modelado como uma relação estática entre a velocidade angular da bomba  $\omega$  e a vazão  $Q$ . Novamente o grau de não-linearidade, limitou-se a ordem do polinômio em 3. Realizando-se o ajuste de curvas, por mínimos quadrados, aos dados em estado estacionário dos ensaios, a seguinte relação foi obtida:

$$\begin{aligned}
 F_T(\omega, Q) &= \beta_1 Q^3 + \beta_2 \omega^3 + \beta_3 Q^2 \omega + \beta_4 Q \omega^2 + \beta_5 Q^2 + \beta_6 \omega^2 \\
 &+ \beta_7 Q \omega + \beta_8 Q + \beta_9 \omega + \beta_{10},
 \end{aligned} \tag{3.8}$$

sendo:  $\beta_1 = -2,5186 \times 10^{-3}$ ,  $\beta_2 = -9,1168 \times 10^{-10}$ ,  $\beta_3 = 6,9103 \times 10^{-5}$ ,  $\beta_4 = 2,5492 \times 10^{-7}$ ,  $\beta_5 = -5,6126 \times 10^{-2}$ ,  $\beta_6 = 1,0972 \times 10^{-5}$ ,  $\beta_7 = 6,8286 \times 10^{-4}$ ,  $\beta_8 = 6,5038 \times 10^{-1}$ ,  $\beta_9 = 3,6776 \times 10^{-3}$  e  $\beta_{10} = 4,3067 \times 10^{-1}$ .

É importante notar que os valores em estado estacionário de  $F_T$  foram encontrados por meio dos valores estimados de torque, indicados pelo inversor de frequência. Entretanto, o atrito mecânico de Coulomb e as forças de atrito viscoso estão englobadas na expressão (3.8), de forma que, a partir da expressão (3.1), tem-se  $F_T(\omega, Q) = b\omega + T_c + F_{carga}(\omega, Q)$ , e conseqüentemente  $\beta_{10} = T_c$ .

Em outros trabalhos, como em (Kallesoe et al., 2006), (Wolfram et al., 2001) e (Moraes-Duzat, 2000), foram ajustadas expressões de menor ordem

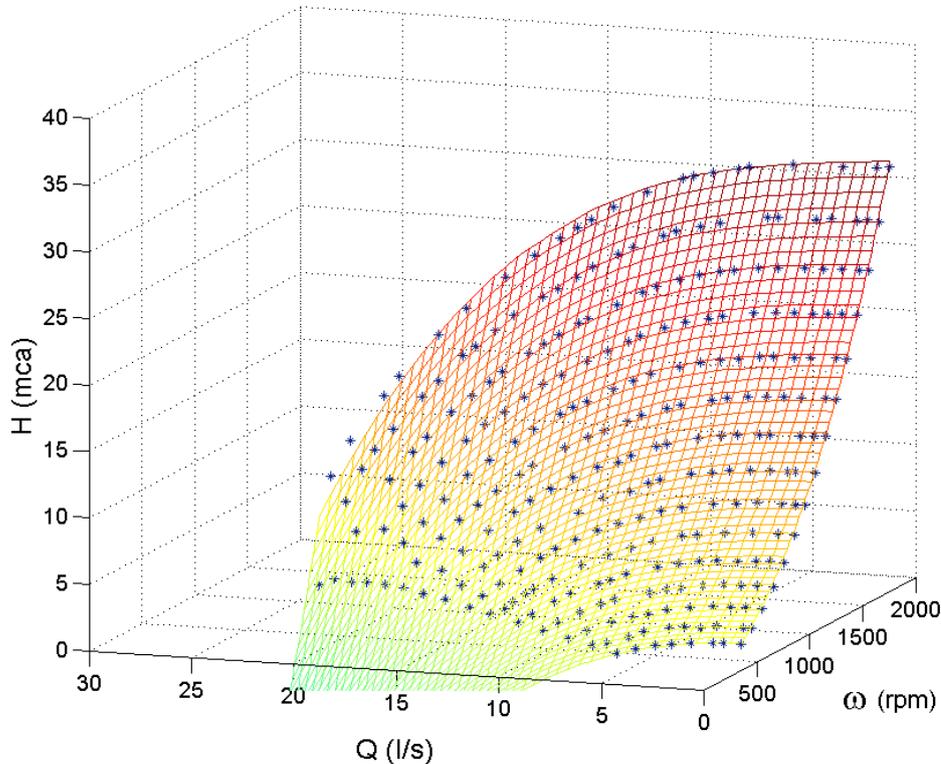


Figura 3.10: Superfície gerada por  $F_H(\omega, Q)$ , que se ajusta aos dados reais de ensaio representados pelos pontos discretos no gráfico marcados com “\*”.  $H$  é a pressão de recalque da bomba em mca,  $Q$  é a vazão do sistema em l/s e  $\omega$  é a velocidade angular da bomba em rpm.

aos dados em estado estacionário. Entretanto, observou-se que o desempenho do modelo caixa-branca é bastante sensível ao ajuste correto das relações estáticas modeladas pelas equações (3.7) e (3.8), principalmente quando é utilizada uma ampla faixa de variação de velocidade angular e conseqüentemente de vazão. Por essa razão, optou-se por expressões mais complexas envolvendo a velocidade angular e a vazão. Seria também possível usar o rendimento da bomba  $\eta$  como fez Vivek et al. (2002), mas isso adicionaria mais complexidade ao modelo.

Na Figura 3.11 ilustra-se o resultado do ajuste de superfície realizado.

Para se quantificar a qualidade dos ajustes de curvas e posteriormente para avaliar o desempenho de controle, adotou-se o índice EAMP (Erro Ab-

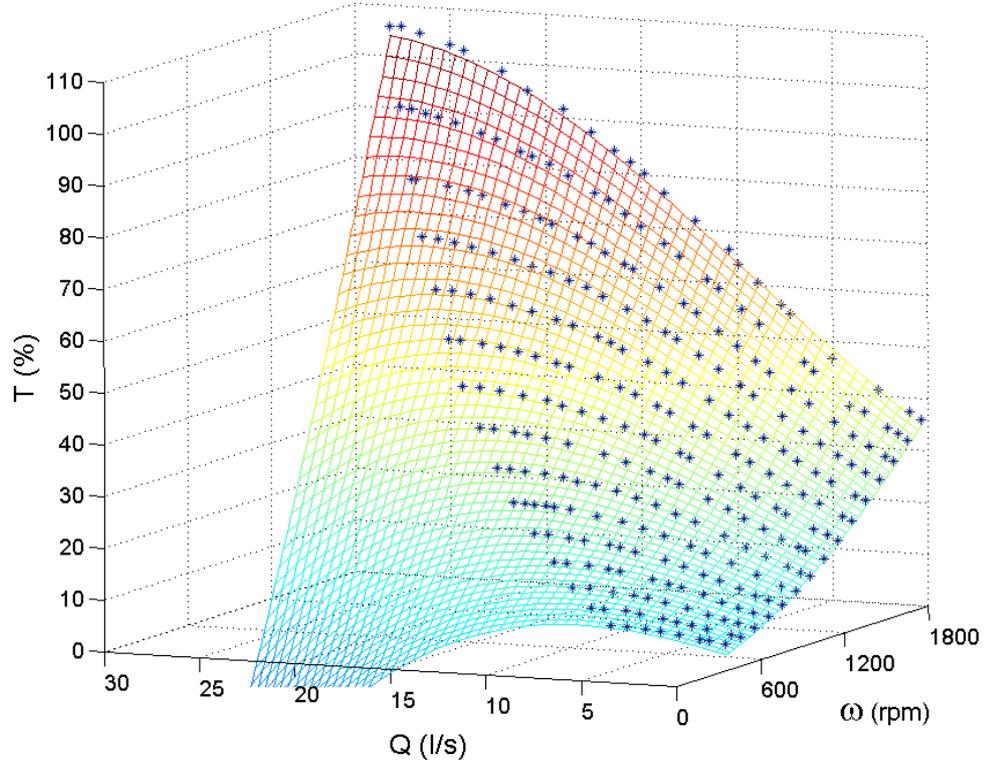


Figura 3.11: Superfície gerada por  $F_T(\omega, Q)$ , que se ajusta aos dados reais de ensaio representados pelos pontos discretos no gráfico indicados por “\*”.  $T$  é o torque estimado pelo inversor de frequência em percentual do torque nominal do motor (%),  $Q$  é a vazão do sistema em l/s e  $\omega$  é a velocidade angular da bomba em rpm.

soluto Médio Percentual), que pode ser expresso matematicamente como:

$$\text{EAMP} = \frac{1}{\text{máx}(r)} \cdot \sum_{i_n=1}^N \frac{|R_s(i_n) - r(i_n)|}{N} \cdot 100, \quad (3.9)$$

sendo que:  $R_s$  é o vetor de resposta<sup>9</sup> do sistema,  $r$  é a resposta do modelo ou o vetor de referência fornecido,  $i_n$  é um índice,  $N$  é o número de amostras dos vetores e  $\text{máx}(\cdot)$  é uma função que retorna o valor máximo do argumento.

Os erros EAMP apresentados na modelagem da bomba centrífuga foram

<sup>9</sup>Sinal de medição do transmissor utilizado.

$EAMP_{F_T} = 0,51\%$  e  $EAMP_{F_H} = 1,09\%$ . As curvas foram ajustadas utilizando-se dados adquiridos para valores de velocidade entre 350 rpm e 1750 rpm, e de vazão entre 01/s e 27,81/s, utilizando somente uma bomba centrífuga.

## 3.4 Modelagem do Sistema Hidráulico

Para efeito de modelagem, o sistema hidráulico foi considerado como sendo todo o conjunto de tubulações, conexões, válvulas e possíveis equipamentos hidráulicos conectados ao final da tubulação da planta.

Como a bancada de testes hidráulicos é utilizada com diferentes carregamentos hidráulicos, foi necessário subdividir o sistema hidráulico em duas partes: Sub-sistema hidráulico fixo e sub-sistema hidráulico variável. Os blocos correspondentes aos sub-sistemas hidráulico fixo e variável estão indicados respectivamente como  $F_{\text{tubulação}}$  e  $F_{Q_{\text{carga}}}$  na figura 3.1.

### 3.4.1 Modelagem do sub-sistema hidráulico fixo

Considerando que as tubulações associadas com as conexões e válvulas até o final da tubulação principal da planta constituem o subsistema hidráulico fixo, calcula-se a perda de carga nesse subsistema pela soma de duas parcelas. Uma parcela deve-se às perdas distribuídas, devido ao atrito da água com as paredes da tubulação e do possível movimento turbulento do fluxo de água. A outra parcela deve-se às perdas locais, que resultam de mudanças rápidas na direção ou magnitude da velocidade da água, como as que ocorrem nas conexões, válvulas e nas contrações e expansões do diâmetro do tubo. Assim:

$$F_{\text{tubulação}} = h_f + h_l.$$

Uma das formas de se calcular as perdas de carga por atrito no sistema hidráulico é utilizando a expressão geral de perda de carga de Darcy-Weisbach, que para tubos de seção circular é dada por (Macintyre, 1997):

$$h_f = k_{dw} \cdot f \cdot \frac{Q^2}{d^5}, \quad (3.10)$$

sendo  $f$  o fator adimensional de resistência de Darcy-Weisbach,  $Q$  a vazão,  $d$  o diâmetro interno do trecho de tubulação considerado e  $k_{dw}$  um valor constante definido conforme unidades medida utilizadas.

O fator de resistência  $f$  depende do número de Reynolds:

$$Re = \frac{d \cdot V}{\nu}, \quad (3.11)$$

sendo  $d$  é o comprimento da tubulação,  $V$  é a velocidade média do escoamento e  $\nu$  é a viscosidade cinemática do fluido. Ou seja, o fator  $f$  depende do regime de escoamento da água, que pode ser laminar ( $Re < 2000$ ), turbulento ( $Re > 4000$ ), ou uma combinação de ambos na região de transição ( $2000 \leq Re \leq 4000$ ). O fator  $f$  também depende da rugosidade relativa da tubulação, que é a relação entre a rugosidade absoluta ou altura das asperezas na parede do conduto e o seu diâmetro.

O número de Reynolds é uma grandeza adimensional que exprime a relação entre as forças de inércia e as forças de atrito interno (forças de cisalhamento) atuantes durante o escoamento (Neves, 1982).

Se o escoamento for laminar, o coeficiente de atrito  $f$  não depende da rugosidade do encanamento e pode ser calculado pela equação de Poiseuille:

$$f = \frac{64}{Re}.$$

Se o escoamento for turbulento, existem diversas expressões para se calcular o fator de atrito  $f$ , como as equações de Blasius, Karman-Prandtl, Nikradse, Colebrook e outros (Macintyre, 1997). Para efeito de exemplificação, podemos citar a relação empírica de Colebrook-White, que foi utilizada em Eker e Kara (2003):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{\varepsilon}{3,7 \cdot D} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right), \quad (3.12)$$

onde  $D$  é o diâmetro interno da tubulação,  $Re$  é o número de Reynolds e  $\varepsilon$  é a rugosidade do tubo. Esta é uma equação não-linear e implícita que pode ser resolvida utilizando-se métodos gráficos ou métodos numéricos.

No cálculo das perdas locais, também existe mais de um método que pode ser utilizado. Uma forma de se calcular a perda de carga nesse caso, é utilizar o método dos comprimentos virtuais equivalentes, que consiste em converter cada elemento que causa perdas locais em um comprimento de tubulação equivalente, ou seja, converter em um comprimento de tubulação que produziria a mesma perda de carga conforme tabelado na literatura. Após as conversões, basta adicionar os comprimentos virtuais ou equivalentes ao com-

primário real da tubulação para encontrar um comprimento final que por fim será utilizado como se houvesse apenas um encanamento, sem componentes que produzam perdas locais.

Um outro método, mais interessante para a modelagem em questão, consiste em utilizar a expressão geral para perdas de carga localizadas (Silvestre, 1979):

$$h_l = K \cdot \frac{V^2}{2g}, \quad (3.13)$$

sendo  $K$  é um coeficiente que depende de características físicas do sistema, como por exemplo o raio de curvatura, o diâmetro ou o ângulo central,  $V$  é a velocidade de escoamento do fluido e  $g$  é o valor da aceleração da gravidade local. Verifica-se através da equação (3.13), que a perda de carga é proporcional ao quadrado da velocidade de escoamento, logo é proporcional ao quadrado da vazão.

Supondo-se que o diâmetro e a rugosidade relativa são constantes ao longo do sistema hidráulico, e que o regime de escoamento não varia conforme o ponto de operação da planta, podemos simplificar as expressões (3.10) e (3.13) e assumir que:

$$F_{\text{tubulação}}(Q) = k_{h_f} Q^2 + k_{h_l} Q^2,$$

ou seja, as perdas de carga no subsistema hidráulico fixo podem ser aproximadas por:

$$F_{\text{tubulação}}(Q) \approx k_1 Q^2, \quad (3.14)$$

sendo que o valor da constante  $K_1$  pode ser determinado através de ajuste de curvas aos dados de resposta do sistema<sup>10</sup>, estando o sistema em estado estacionário e em diversos patamares de operação. Dessa forma,  $K_1$  foi determinado como sendo  $2,5 \times 10^{-2}$  para válvula na posição em que se observa metade da vazão máxima, para velocidade de rotação nominal, o que corresponde a uma vazão de 19,2l/s em 1750rpm.

Também é importante ressaltar que é possível se considerar o efeito de aumento gradual da velocidade da água para uma variação súbita de pressão nas extremidades da tubulação. Tal efeito é denominado de celeridade do

<sup>10</sup>Diferença entre a pressão da saída do sistema e a pressão de recalque da bomba para diferentes valores de vazão.

escoamento, e representa a aceleração sofrida pela massa líquida devida a aplicação de uma força resultante decorrente do surgimento de uma diferença de pressão. Em alguns casos, o termo celeridade também aparece como *inertância hidráulica* na literatura. A partir da 2ª lei de Newton aplicada para um trecho de tubulação, é possível escrever que:

$$\Delta H = \left( \frac{\rho l}{A} \right) \cdot \frac{dQ}{dt}, \quad (3.15)$$

sendo  $\Delta H$  a diferença de pressão entre os extremos do trecho da tubulação;  $l$  o comprimento da tubulação;  $\rho$  a densidade do fluido;  $A$  a área interna da seção transversal do tubo e  $Q$  a vazão. O fator  $\rho l/A$  é conhecido como “inertância hidráulica” da tubulação.

A partir da expressão acima, tem-se que:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta H}{L},$$

sendo que:  $Q$  é a vazão;  $\Delta H$  é a diferença de pressão nos extremos da tubulação e  $L$  é a inertância hidráulica do trecho considerado. Esta equação pode ser encontrada de forma semelhante em Eker e Kara (2003) e em Wolfram et al. (2001).

Na bancada de testes hidráulicos em questão, a existência de celeridade entre a pressão na saída do sistema  $H_s$  e a vazão  $Q$  foi verificada através da Figura 3.12. Foi utilizado um sinal de referência de torque variante no tempo para obtenção dos dados e a válvula que simula um carregamento hidráulico na saída do sistema estava com abertura em torno de 50%. Maiores detalhes sobre este sinal poderão ser obtidos na seção 3.5. Dessa forma verifica-se, pela Figura 3.12 (a), que não existe uma relação algébrica entre os sinais  $H_s$  e  $Q$  quando os sinais são representados da forma como foram coletados, estando os pontos formando uma “nuvem” no gráfico. Uma vez que, na Figura 3.12 (b), quando o atraso puro de tempo do medidor de vazão é considerado, observa-se uma relação aproximadamente algébrica de forma quadrática entre essas variáveis, logo a celeridade do escoamento não será considerada neste trabalho.

Um detalhe importante a ser ressaltado é que se considera que o comprimento do equipamento a ser ensaiado não é suficientemente longo de forma que a celeridade do escoamento torne-se significativa.

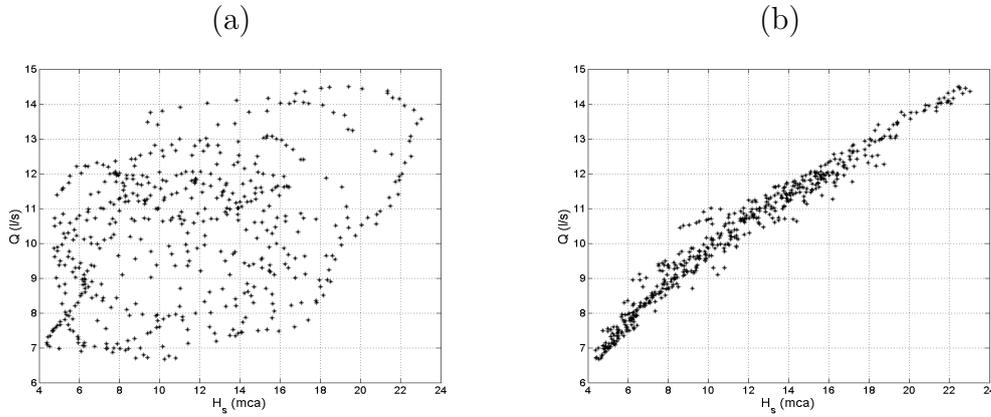


Figura 3.12: Verificação de existência de celeridade entre a pressão na saída do sistema  $H_s$  e a vazão  $Q$  para um sinal de referência de torque variante no tempo. (a) Desconsiderando o atraso puro de tempo do medidor de vazão; (b) Considerando o atraso puro de tempo do medidor de vazão.

### 3.4.2 Modelagem do sub-sistema hidráulico variável

O propósito principal da bancada de testes hidráulicos é ensaiar equipamentos hidráulicos conectados ao final da tubulação principal. Portanto o sistema possui um carregamento hidráulico opcional e incerto. Assim, esse sub-sistema peculiar também deve ser modelado para o projeto do controlador.

Neste ponto é importante novamente mencionar que ao longo de todo o trabalho esse carregamento incerto foi simulado por meio de uma válvula motorizada colocada ao final da tubulação principal da bancada de testes hidráulicos.

De forma similar à modelagem feita para o subsistema hidráulico fixo, também utilizou-se as expressões gerais de perda de carga local e de Darcy-Weisbach para este caso. Assim, esse carregamento hidráulico incerto foi modelado de forma que seu efeito é equivalente a uma perda de pressão (perda de carga) proporcional ao quadrado do fluxo de água, tal que:

$$FQ_{\text{carga}}(H_s) = \frac{\sqrt{H_s + c}}{k_2}, \quad (3.16)$$

sendo  $FQ_{\text{carga}}$  a vazão d'água pela carga hidráulica variável e  $H_s$  a pressão

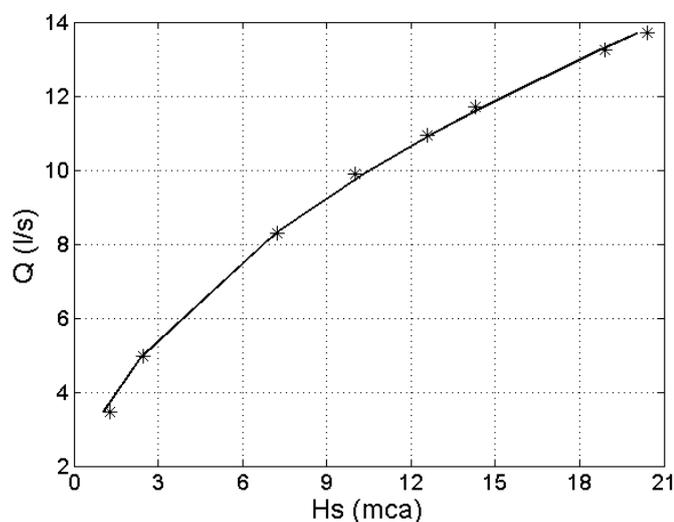


Figura 3.13: Resposta do modelo do carregamento hidráulico utilizado. Traço contínuo: saída do modelo; (\*): dados reais.

na saída do sistema. As constantes  $c$  e  $k_2$  também foram encontradas por ajuste de curvas aos dados reais do sistema<sup>11</sup> através da minimização do erro quadrático médio.  $c = 0,252$  e  $k_2 = 1,082 \times 10^{-1}$  para condição de operação de válvula semi-aberta.

É possível notar que houve a necessidade de se adicionar uma constante  $c$  à indicação de pressão  $H_s$  na saída do sistema. Isso se deve ao fato de haver uma diferença de nível entre o transmissor de vazão e o reservatório de água, o que faz com que a vazão do sistema não seja nula para indicação de pressão nula na saída da tubulação principal.

Na Figura 3.13 mostra-se a vazão estimada usando-se a expressão (3.16) em comparação com os dados de ensaio. Para esse caso, o maior erro de vazão apresentado pelo modelo de carga hidráulica (equação 3.16) foi de 0,26 l/s.

Apesar dos coeficientes desta equação terem sido determinados para condição de abertura de válvula de meia vazão máxima em velocidade nominal, outros carregamentos hidráulicos também podem ser simulados variando-se os valores de  $c$  e de  $k_2$  nessa equação.

<sup>11</sup>Pressão na saída do sistema em estado estacionário e vazão correspondente com carregamento hidráulico fixo e diferentes valores de  $\omega$ .

### 3.5 Validação do Modelo

Com base na Figura 3.1, é possível extrair o seguinte sistema de equações:

$$\begin{cases} J\dot{\omega} = T_e(u) - F_T(\omega, Q), \\ H_s = F_H(\omega, Q) - F_{tubulação}(Q), \\ Q = F_{Q_{carga}}(H_s), \end{cases} \quad (3.17)$$

onde:  $J$  é o momento de inércia do motor;  $T_e$  é o torque eletromagnético;  $u$  é o comando de torque enviado ao inversor de frequência;  $\omega$  é a velocidade angular de rotação do eixo do motor;  $Q$  é a vazão;  $H_s$  é a pressão na saída do sistema e as funções:  $T_e(u)$ ,  $F_H(\omega, Q)$ ,  $F_T(\omega, Q)$ ,  $F_{tubulação}(Q)$  e  $F_{Q_{carga}}(H_s)$  são dadas pelas equações (3.3), (3.7), (3.8), (3.14) e (3.16), respectivamente. A função  $T_e(u)$  representa o torque eletromagnético desenvolvido no motor de indução,  $F_H(\omega, Q)$  a pressão de recalque produzida na saída da bomba,  $F_T(\omega, Q)$  o contra-torque hidráulico,  $F_{tubulação}(Q)$  a perda de carga na tubulação e  $F_{Q_{carga}}(H_s)$  a vazão no sistema dado um determinado carregamento hidráulico.

É importante ressaltar que as forças dissipativas de atrito no motor são forças que possuem efeito de torque resistente e estão representadas junto com a função função  $F_T(\omega, Q)$ .

Para validação do modelo foram realizados testes estáticos e dinâmicos no sistema hidráulico com 50% de abertura na válvula HV-09 (Figura 2.1), que simula o carregamento hidráulico variável. Com os dados coletados, o mesmo sinal de referência de torque aplicado à planta foi utilizado como dado de entrada do modelo. A resposta do modelo e a resposta do sistema real foram então comparadas.

Com relação à plataforma de simulação, o modelo foi implementado e simulado através do programa MATLAB<sup>12</sup> e utilizou-se a função de integração **ode45** que implementa o método Runge-Kutta de quarta ordem com passo adaptativo.

Iniciou-se a validação pelos dados estáticos do modelo, que consistiram de referências de torque em diversos patamares e dos respectivos valores de vazão e de pressão de saída do sistema em estado estacionário.

É possível observar, nas Figuras 3.14 (a) e (b), os resultados obtidos na análise estática do modelo para pressão na saída do sistema e para vazão respectivamente. Os pontos marcados com “\*” indica os dados reais em estado

<sup>12</sup>Produto da Mathworks, Inc.

estacionário e a linha contínua representa o comportamento previsto pelo modelo.

Os erros EAMP dos sinais de pressão e de vazão obtidos foram de 1,91% e de 2,79% respectivamente, sendo que os maiores erros ocorreram para valores extremos de referência de torque.

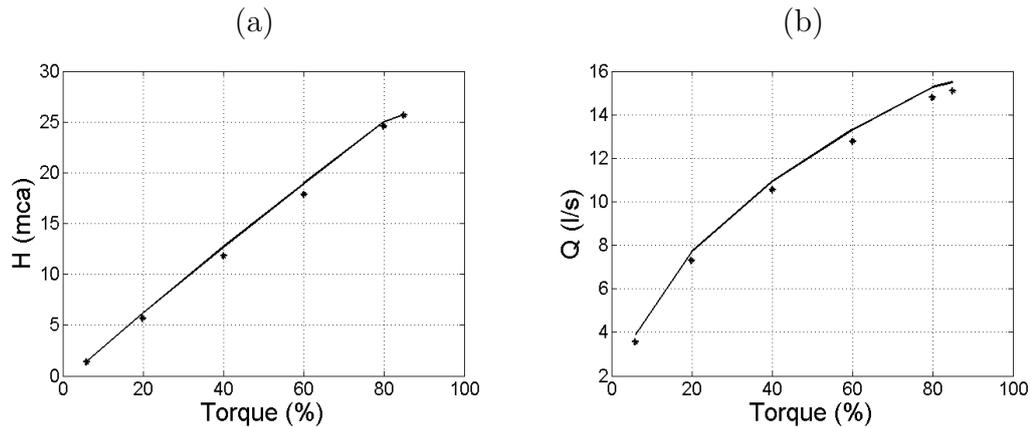


Figura 3.14: Validação estática do modelo. (a) Comportamento estático da pressão do sistema; (b) comportamento estático da vazão. (\*) indica os dados reais em estado estacionário e a linha contínua representa o comportamento previsto pelo modelo.

Para realização do teste dinâmico, utilizou-se um sinal aleatório de amplitude variante no tempo para excitar o sistema. A escolha desse sinal, apresentado a seguir, deve-se à intenção de se realizar a identificação caixa-preta do sistema (Cavazzana et al., 2007).

Para escolha desse sinal de excitação é necessário observar algumas características do processo. No caso do presente sistema de bombeamento hidráulico, observou-se que este possui comportamento estático não-linear (Figura 3.14) e constante de tempo dominante<sup>13</sup> variável, onde verificou-se valores nesta constante de 250ms a 1050ms ao aplicar-se degraus de 10% a 75% do torque nominal do motor, em diferentes pontos de operação e com a válvula semi-aberta. O sinal de entrada, portanto, foi implementado para excitar o processo por meio de pulsos de amplitudes não correlacionadas que variam entre 5% e 75% do torque nominal do motor, constituindo-se assim

<sup>13</sup>Tempo gasto pelo sistema para atingir 62,3% de seu valor final, aplicando-se um degrau de referência.

um sinal com característica pseudo-aleatória. A velocidade angular da bomba atinge valores entre 350rpm e 1750rpm para esses limites de torque com a abertura de válvula de saída (carregamento hidráulico simulado) utilizada.

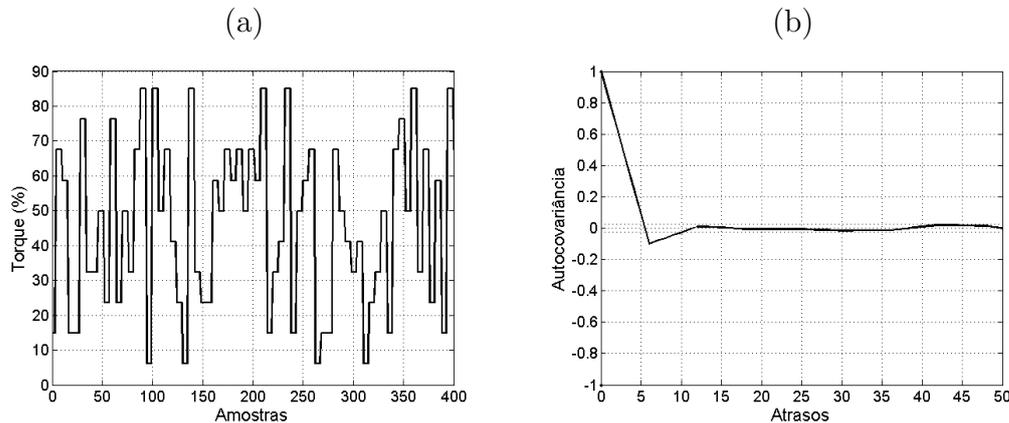


Figura 3.15: Sinal de entrada (referência de torque em percentual do torque nominal) – (a) amostra do sinal, (b) autocovariância do sinal.

Na Figura 3.15 (a) apresenta-se um trecho do sinal de entrada. Em um problema de identificação, a autocovariância do sinal de excitação deve ser similar a autocovariância do ruído branco, como pode ser visto na Figura 3.15 (b). Além disso, a distribuição de amplitudes dos degraus utilizados e das amplitudes finais de torque alcançadas foram obtidas com distribuição de probabilidades uniforme.

Fazendo uso do sinal de entrada de forma súper-amostrada e tendo em vista a análise da autocovariância dos sinais de saída apresentados na Figura 3.16, determinou-se tempos de amostragem de 50ms e de 100ms para as saídas de pressão e de vazão respectivamente. A duração de cada degrau do sinal de entrada foi definida como a duração mínima recomendada em Aguirre (2004), que é de  $3T_s$ . Como pode ser visto, para estes tempos de amostragem o primeiro mínimo de cada curva de autocovariância está próximo ao intervalo de 5 a 25 atrasos recomendado por Aguirre (2004).

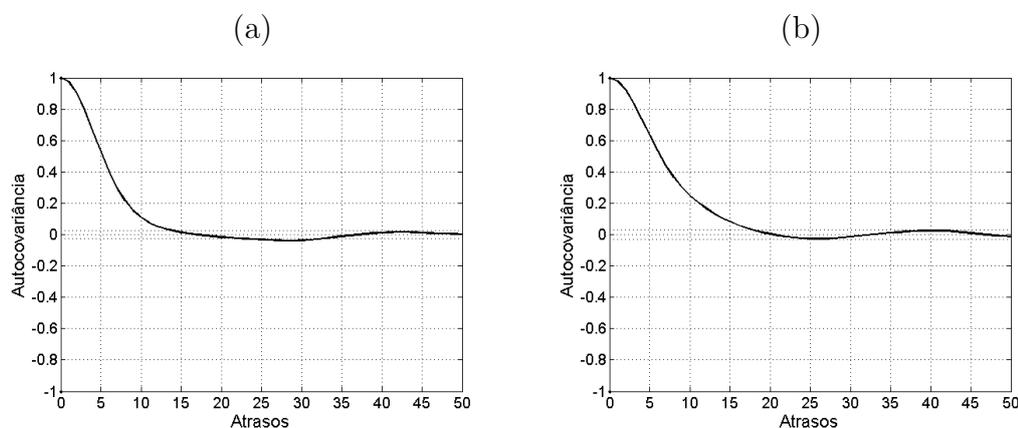


Figura 3.16: (a) Auto-covariância do sinal de pressão; (b) auto-covariância do sinal de vazão.

Na Figura 3.17 é possível observar que a resposta dinâmica exibida pelo modelo apresenta erros EAMP apresentados foram de 5,93% para o sinal de pressão na saída do sistema e de 3,89% para o sinal de vazão. Na Tabela 3.1 apresenta-se os erros EAMP alcançados pelo modelo de forma resumida.

Tabela 3.1: Índices EAMP exibidos pelo modelo obtido.

Pressão		Vazão	
Curva estática	Resposta dinâmica	Curva estática	Resposta dinâmica
1,91 %	5,93%	2,79 %	3,89%

### 3.6 Conclusões do Capítulo

Neste capítulo foi apresentada a modelagem matemática da bancada de testes hidráulicos através da subdivisão desta em quatro subsistemas. O modelo matemático desenvolvido foi validado estaticamente e dinamicamente por meio de dados reais.

As vantagens de se modelar o sistema dessa forma são a possibilidade de representação da carga hidráulica de forma isolada e a possibilidade de se obter outras grandezas de interesse via simulação. Como por exemplo, pode-se citar a pressão de recalque da bomba, a perda de carga no subsistema hidráulico fixo e a velocidade angular no eixo da bomba.

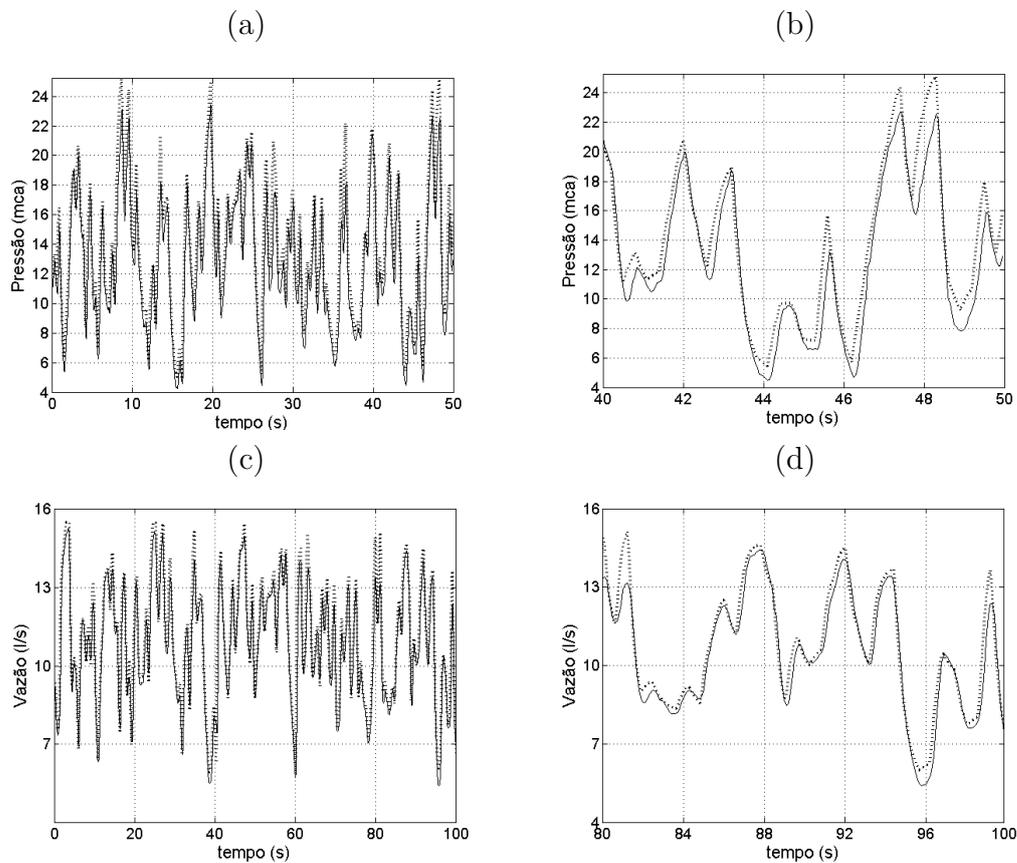


Figura 3.17: Validação dinâmica do modelo. (a) Validação da saída de pressão, e (b) Detalhe da validação da saída de pressão. (c) Validação da vazão do sistema. (d) Detalhe da validação da vazão do sistema. A linha contínua representa os dados reais e a linha pontilhada representa a resposta do modelo.

É importante ressaltar que a simulação ocorre através da integração de uma simples equação diferencial de primeira ordem. Ainda que a dinâmica associada a inércia da água fosse incluída no modelo, o sistema inteiro ainda poderia ser descrito por uma simples equação diferencial de segunda ordem.

Um fato importante a ser mencionado é que há situações, principalmente quando o carregamento hidráulico é elevado (válvula quase totalmente fechada), em que pequenas variações na referência de torque produzem grandes variações de velocidade angular da bomba, justificando-se assim o ajuste da não-linearidade apresentada pelo torque desenvolvido no

motor pelo inversor de frequência por um polinômio, visando minimizar o erro decorrente dessa sensibilidade.

Ao longo do processo de modelagem observou-se também que o desempenho final do modelo é fortemente influenciado pela precisão do ajuste das funções  $F_H$  e  $F_T$  (Equações 3.7 e 3.8), razão pela qual houve necessidade de se utilizar funções relativamente complexas para o ajuste das superfícies (grau de não linearidade 3).

Outra observação importante é que as suposições de que o número de Reynolds, a viscosidade relativa e o diâmetro são constantes para a modelagem do subsistema hidráulico fixo parecem ser adequadas, tendo em vista os índices EAMP obtidos.

# Estratégia de Controle via Modos Deslizantes

---

## 4.1 Introdução

O controle por modos deslizantes é um método de controle robusto normalmente utilizado quando há incertezas nos parâmetros e na estrutura do modelo mas se dispõe de energia suficiente para efetuar ações corretivas de grande intensidade. Esse método é aplicado com sucesso em manipuladores robóticos, conversores estáticos, máquinas elétricas, veículos submersíveis, motores e sistemas de transmissão automotivos, motores elétricos de alto desempenho e em sistemas de potência (Slotine e Li, 1991; Cardoso Filho, 1991; Mendes, 1996; Parma, 2000; Justino, 2004).

## 4.2 Controle por Modos Deslizantes

Seja um sistema descrito genericamente pela equação (4.1), onde  $n$  é a ordem do sistema,  $\mathbf{x}$  é o vetor de estados do sistema dado pela equação (4.2),  $\mathbf{x}_d$  é vetor de estados desejados dado pela equação (4.3),  $u$  é a ação de controle e  $f : \mathbb{R}^n \times \mathbb{R} \rightarrow \mathbb{R}$  é uma função genérica do vetor de estados do sistema  $\mathbf{x}$  e da saída do controlador  $u$ .

$$\dot{\mathbf{x}}^{(n)} = f(\mathbf{x}, u) \quad (4.1)$$

$$\mathbf{x} = [x \quad \dot{x} \quad \cdots \quad x^{(n-1)}]^T \quad (4.2)$$

$$\mathbf{x}_d = [x_d \quad \dot{x}_d \quad \cdots \quad x_d^{(n-1)}]^T \quad (4.3)$$

A idéia do controle por modos deslizantes consiste em fazer com que o estado do sistema  $\mathbf{x}$  alcance uma superfície de deslizamento pré-definida e “deslize” sobre ela até alcançar o estado desejado  $\mathbf{x}_d$ . O desafio de controle, neste caso, consiste em fazer com que o estado do sistema alcance o estado desejado mesmo na presença de imprecisões do modelo, ou seja, na presença de imprecisões da função  $f$  ou da ordem  $n$  do modelo tendo-se conhecimento dos limites dessa incerteza.

Seja uma superfície de deslizamento definida conforme a equação (4.4) (Slotine e Li, 1991):

$$s(\mathbf{x}, t) = \left( \frac{d}{dt} + k \right)^{n-1} \cdot \tilde{\mathbf{x}}, \quad (4.4)$$

onde  $n$  é a ordem do sistema e  $\tilde{\mathbf{x}}$  é o erro de rastreamento dado por:

$$\tilde{\mathbf{x}} = \mathbf{x} - \mathbf{x}_d. \quad (4.5)$$

Para exemplificação, no caso em que  $n=2$  tem-se:

$$s = \dot{\tilde{\mathbf{x}}} + k\tilde{\mathbf{x}}.$$

Estar na superfície de deslizamento significa estar na condição em que  $s = 0$  na equação (4.4).

A condição de deslizamento (Utkin, 1978) é satisfeita quando:

$$s \cdot \dot{s} < 0, \quad (4.6)$$

o que garante que  $s \rightarrow 0$ , para  $t \rightarrow \infty$ , pois a variação temporal da função quadrática, definida positiva,  $V(s) = \frac{1}{2}s^2$  será sempre negativa. Ou seja, trata-se de uma função sempre positiva, se  $s \neq 0$ , e sempre decrescente.

Na Figura 4.1 (a) é apresentada a idéia da superfície de deslizamento. Em uma situação de controle ideal, o sistema parte de um estado inicial fora da superfície de deslizamento e, ao atingir essa superfície, o estado “desliza” ao longo da superfície até atingir o estado final desejado.

O valor de  $s$  não é conhecido com precisão infinita na prática. Além disso, a velocidade de atuação no momento de “toque” na superfície de deslizamento é finita. Isso faz com que a ação do controlador, na prática, se retarde, provocando o surgimento de um fenômeno conhecido como *chattering* ou chaveamento, conforme ilustrado na Figura 4.1 (b).

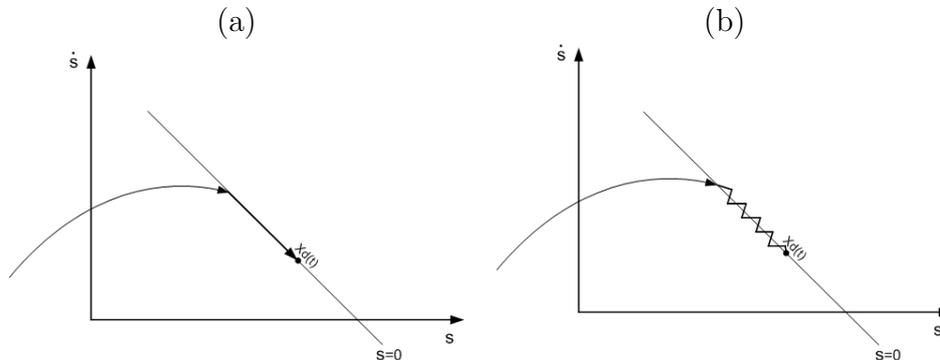


Figura 4.1: Controle por modos deslizantes. (a) Situação de controle ideal; (b) Efeito do chaveamento com frequência finita ou *chattering*.

Uma das características da técnica de controle por modos deslizantes é a ação de controle descontínua, onde esta apresenta variações intensas para alcançar alto desempenho de controle. Essas variações intensas no sinal de controle constituem uma das principais desvantagens desse método, pois pode reduzir a vida útil dos equipamentos.

Uma solução para minimizar esse efeito é suavizar a ação de controle definindo-se uma região de transição suave em torno da superfície de chaveamento, como mostrado na Figura 4.2. Observa-se, nesse caso, que a transição não é mais descontínua no intervalo de  $-\phi$  a  $\phi$ , sendo que  $k$  é um parâmetro de controle ajustado para compensar as incertezas no modelo do sistema. Vale a pena ressaltar que, por um lado a ação de controle é suavizada no intervalo de transição, mas por outro o sistema perde robustez nesse intervalo.

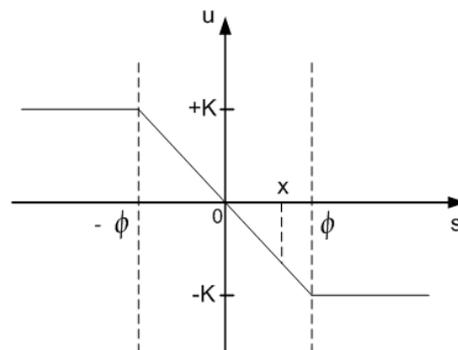


Figura 4.2: Suavização da ação de controle.

Para um caso genérico onde  $s = \tilde{x}$  e utiliza-se suavização da ação de controle, a dinâmica de aproximação à referência constitui-se de dois estágios, conforme ilustrado esquematicamente na Figura 4.3. Neste caso, o sistema apresenta uma certa dinâmica de aproximação até atingir a situação em que  $|\tilde{x}| > \phi$  e, logo após, o sistema apresenta outra dinâmica, na região em que  $|\tilde{x}| < \phi$ .

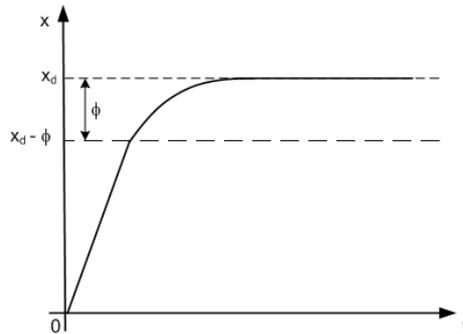


Figura 4.3: Dinâmica de aproximação à referência para o caso em que  $s = \tilde{x}$ .

A determinação dos parâmetros do controlador visa estabelecer o compromisso de estabilidade, desempenho de controle e máximo erro admissível. No caso do parâmetro  $k$ , este deve ser tal que a condição de deslizamento apresentada na equação (4.6) seja sempre satisfeita, sendo que o seu limite superior deve satisfazer algumas restrições. No caso de sistemas mecânicos, conforme Slotine e Li (1991), essas restrições seriam tipicamente dadas em função da menor frequência de vibração estrutural do sistema, do maior atraso de tempo desprezado na modelagem e pela taxa de amostragem do sistema. Já a determinação do parâmetro  $\phi$  depende do máximo erro de rastreamento admissível, uma vez que o sistema de controle se comporta como um controlador proporcional de alto ganho dentro do intervalo de suavização, isto é, para  $|s| < \phi$ .

### 4.3 Desenvolvimento do Sistema de Controle

No desenvolvimento do sistema de controle, é utilizado o modelo da bancada de testes obtido no (Capítulo 3).

Levando-se em consideração que o modelo desenvolvido (equações 3.17) é de primeira ordem, sendo que o único estado do sistema é a velocidade

angular do motor, as variáveis e funções serão renomeadas como se segue:

$$\begin{cases} \dot{X}_1 = \frac{1}{J} [F_5(u) - F_1(X_1, Q)] \\ H_s = F_2(X_1, Q) - F_3(Q) \\ Q = F_4(H_s) \end{cases} \quad (4.7)$$

Sendo que:

$$\begin{aligned} X_1 &= \omega & F_3 &= F_{tubulação} \\ F_1 &= F_T & F_4 &= F_{Qcarga} \\ F_2 &= F_H & F_5 &= T_e \end{aligned}$$

As equações constituintes do sistema acima são dadas pelas equações (3.3), (3.7), (3.8), (3.14) e (3.16), representadas aqui por conveniência.

$$\begin{aligned} F_1(X_1, Q) &= \beta_1 Q^3 + \beta_2 X_1^3 + \beta_3 Q^2 X_1 + \beta_4 Q X_1^2 + \beta_5 Q^2 + \beta_6 X_1^2 \\ &+ \beta_7 Q X_1 + \beta_8 Q + \beta_9 X_1 + \beta_{10}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_2(X_1, Q) &= \alpha_1 Q^3 + \alpha_2 X_1^3 + \alpha_3 Q^2 X_1 + \alpha_4 Q X_1^2 + \alpha_5 Q^2 + \alpha_6 X_1^2 \\ &+ \alpha_7 Q X_1 + \alpha_8 Q + \alpha_9 X_1 + \alpha_{10}, \end{aligned}$$

$$F_3(Q) = k_1 Q^2,$$

$$F_4(H_s) = \sqrt{\frac{H_s + c}{k_2}},$$

e:

$$F_5(T_R) = \gamma_1 T_R^2 + \gamma_2 T_R + \gamma_3, \quad (4.8)$$

sendo que nesta equação,  $T_R$  é o torque de referência e  $F_5(T_R) = u$  é o torque<sup>1</sup> no eixo do motor. Os valores das constantes nestas equações foram apresentados no Capítulo 3.

É importante mencionar que, pelo fato de só haver um atuador no sistema só é possível controlar uma variável por vez, ou seja, ou controla-se a

<sup>1</sup>Estimado pelo inversor de frequência.

vazão ou controla-se a pressão em um determinado momento. Dessa forma, é necessário desenvolver duas leis de controle para o sistema.

Para determinação das leis de controle de vazão e de pressão, determinou-se a função inversa da equação (4.8), necessária para compensar a não-linearidade desta equação:

$$T_R(u) = \kappa_1 u^2 + \kappa_2 u + \kappa_3, \quad (4.9)$$

seus coeficientes são:  $\kappa_1 = -1,822 \times 10^{-3}$ ,  $\kappa_2 = 1,196$  e  $\kappa_3 = -2,184$ .

A função  $T_R(u)$  foi obtida invertendo-se os conjuntos domínio e imagem da equação (4.8) e determinando-se um novo polinômio que se ajusta à curva.

Dessa forma,  $F_5(T_R(u)) = u$  e será necessário apenas que se coloque um bloco que implementa  $T_R(u)$  na saída do bloco do controlador.

### 4.3.1 Desenvolvimento da lei de controle para vazão

No caso de controle de vazão, a equação de erro de rastreamento é definida da seguinte forma:

$$\tilde{x} = Q - Q^{\text{ref}}, \quad (4.10)$$

onde  $\tilde{x}$  é o erro de rastreamento,  $Q$  é a vazão no sistema e  $Q^{\text{ref}}$  é a referência de vazão.

É possível observar que o sistema 4.7 é de grau relativo (Slotine e Li, 1991) unitário, pois apenas uma diferenciação é necessária para explicitar a dependência entre a variável a ser controlada e o sinal de controle. Assim, é possível definir a superfície de deslizamento da seguinte forma:

$$s = \tilde{x}. \quad (4.11)$$

Diferenciando uma vez as equações anteriores, obtêm-se:

$$\dot{\tilde{x}} = \dot{Q} - \dot{Q}^{\text{ref}}$$

e

$$\dot{s} = \dot{\tilde{x}}$$

Para que o sistema seja controlado, é necessário satisfazer a condição (4.6). A partir de (4.7), é possível encontrar a expressão para  $\dot{\tilde{x}}$  seguindo os seguintes passos:

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \frac{\partial F_4}{\partial H_s} \dot{H}_s; \\ \dot{H}_s &= \frac{\partial F_2}{\partial X_1} \dot{X}_1 + \frac{\partial F_2}{\partial Q} \dot{Q} - \frac{\partial F_3}{\partial Q} \dot{Q}; \\ \dot{Q} &= \frac{1}{J} \frac{\partial F_4}{\partial H_s} \frac{\partial F_2}{\partial X_1} [u - F_1(X_1, Q)] + \frac{\partial F_4}{\partial H_s} \left( \frac{\partial F_2}{\partial Q} - \frac{\partial F_3}{\partial Q} \right) \dot{Q}; \\ \dot{Q} &= \underbrace{\left[ 1 - \frac{\partial F_4}{\partial H_s} \left( \frac{\partial F_2}{\partial Q} - \frac{\partial F_3}{\partial Q} \right) \right]^{-1}}_{\Delta} \cdot \frac{1}{J} \frac{\partial F_4}{\partial H_s} \frac{\partial F_2}{\partial X_1} \cdot [u - F_1(X_1, Q)]; \\ \dot{Q} &= \Delta \cdot u - \Delta \cdot F_1(X_1, Q).\end{aligned}$$

Assim:

$$\dot{\tilde{x}} = \Delta \cdot u - \Delta \cdot F_1(X_1, Q) - \dot{Q}^{\text{ref}} \quad (4.12)$$

A equação da ação de controle pode então ser escrita como:

$$u = \frac{\dot{Q}^{\text{ref}} + \Delta F_1(X_1, Q) - k_Q \text{sgn}(s)}{\Delta},$$

sendo que:

$$\text{sgn}(s) = \begin{cases} -1 & \text{se } s < 0, \\ 0 & \text{se } s = 0, \\ +1 & \text{se } s > 0. \end{cases}$$

Por sua vez, é possível suavizar a ação de controle fazendo:

$$u = \frac{\dot{Q}^{\text{ref}} + \Delta F_1(X_1, Q) - k_Q \text{sat}(s/\phi_Q)}{\Delta} \quad (4.13)$$

sendo que:

$$\text{sat}(s) = \begin{cases} s & \text{se } |s| \leq 1, \\ \text{sgn}(s) & \text{se } |s| > 1. \end{cases}$$

Ao expandir a equação (4.13), obtém-se a expressão final:

$$u = \frac{\dot{Q}^{\text{ref}} - k_{Q\text{sat}}(s/\phi_Q)}{\left[1 - \frac{\partial F_4}{\partial H_s} \left( \frac{\partial F_2}{\partial Q} - \frac{\partial F_3}{\partial Q} \right)\right]^{-1} \cdot \frac{1}{J} \frac{\partial F_4}{\partial H_s} \frac{\partial F_2}{\partial X_1}} + F_1(X_1, Q) \quad (4.14)$$

### 4.3.2 Desenvolvimento da lei de controle para pressão

Para o caso de controle de pressão, a equação de erro de rastreamento é definida da seguinte forma:

$$\tilde{x} = H_s - H_s^{\text{ref}}, \quad (4.15)$$

onde  $\tilde{x}$  é o erro de rastreamento,  $H_s$  é a pressão na saída do sistema e  $H_s^{\text{ref}}$  é a pressão de referência.

Nesse caso, o sistema também é de grau relativo unitário e a superfície de deslizamento pode ser definida por:

$$s = \tilde{x}.$$

Ao diferenciar as equações anteriores, obtêm-se:

$$\dot{\tilde{x}} = \dot{H}_s - \dot{H}_s^{\text{ref}}$$

e

$$\dot{s} = \dot{\tilde{x}}$$

De forma similar ao desenvolvimento apresentado na Seção 4.3.1, tem-se que:

$$\dot{H}_s = \frac{\partial F_2}{\partial X_1} \dot{X}_1 + \frac{\partial F_2}{\partial Q} \dot{Q} - \frac{\partial F_3}{\partial Q} \dot{Q},$$

$$\dot{Q} = \frac{\partial F_4}{\partial H_s} \dot{H}_s,$$

$$\dot{H}_s = \frac{\partial F_2}{\partial X_1} \dot{X}_1 + \left( \frac{\partial F_2}{\partial Q} - \frac{\partial F_3}{\partial Q} \right) \frac{\partial F_4}{\partial H_s} \dot{H}_s,$$

$$\dot{H}_s = \underbrace{\left[ 1 - \frac{\partial F_4}{\partial H_s} \left( \frac{\partial F_2}{\partial Q} - \frac{\partial F_3}{\partial Q} \right) \right]^{-1} \cdot \frac{1}{J} \frac{\partial F_2}{\partial X_1}}_{\Delta} \cdot [u - F_1(X_1, Q)],$$

$$\dot{H}_s = \Delta \cdot u - \Delta \cdot F_1(X_1, Q).$$

Assim:

$$\dot{\tilde{x}} = \Delta \cdot u - \Delta \cdot F_1(X_1, Q) - \dot{H}_s^{\text{ref}}. \quad (4.16)$$

A equação da lei de controle será dada por:

$$u = \frac{\dot{H}_s^{\text{ref}} + \Delta F_1(X_1, Q) - k_H \text{sgn}(s)}{\Delta}.$$

Por sua vez, é possível suavizar essa equação de controle substituindo a função  $\text{sgn}(s)$  pela função  $\text{sat}(s/\phi_H)$ , tal que:

$$u = \frac{\dot{H}_s^{\text{ref}} + \Delta F_1(X_1, Q) - k_H \text{sat}(s/\phi_H)}{\Delta}.$$

Ao expandir a equação acima, obtemos a expressão final utilizada:

$$u = \frac{\dot{H}_s^{\text{ref}} - k_H \text{sat}(s/\phi_H)}{\left[1 - \frac{\partial F_1}{\partial H_s} \left( \frac{\partial F_2}{\partial Q} - \frac{\partial F_3}{\partial Q} \right)\right]^{-1} \cdot \frac{1}{J} \frac{\partial F_2}{\partial X_1}} + F_1(X_1, Q). \quad (4.17)$$

### 4.3.3 Determinação do envelope de operação do sistema

Uma vez que as leis de controle (4.14) e (4.17) foram definidas, é de grande interesse determinar os limites de operação do sistema para que se possa encontrar os parâmetros de controle que garantem estabilidade ao rastrear os perfis desejados. Esses limites são formados pelos valores máximos e mínimos admitidos para cada variável utilizada na respectiva lei de controle, constituindo-se assim um envelope de operação para o sistema.

Observando-se as equações (4.10), (4.12), (4.15) e (4.16), é possível desenvolver expressões relativas à condição de deslizamento, para o caso de controle de pressão e de vazão, respectivamente:

$$s \cdot \dot{s} = F_{H_{se}} \left( u, \omega, Q, H_s, H_s^{\text{ref}}, \dot{H}_s^{\text{ref}}, k_2, k_H \right) \quad (4.18)$$

$$s \cdot \dot{s} = F_{Q_e} \left( u, \omega, H_s, Q, Q^{\text{ref}}, \dot{Q}^{\text{ref}}, k_2, k_Q \right) \quad (4.19)$$

A variável  $k_2$  é a principal variável na equação (3.16), página 49, usada para representar o carregamento hidráulico variável do sistema. A variável  $c$  dessa equação representa apenas o efeito de haver vazão não nula para pressão nula na saída do sistema de bombeamento, devido ao desnível entre a tubulação principal e o reservatório de água. Na presente análise esse valor será considerado constante e igual ao valor apresentado no Capítulo 3:  $c=0,252$ .

Para modelar o carregamento hidráulico variável, e conseqüentemente determinar os valores possíveis para  $k_2$ , realizou-se ensaios com diversas aberturas de válvula, para velocidade de rotação nominal da bomba, e atingindo as vazões indicadas na Tabela 4.1. Os valores de  $k_2$  indicados através da análise dos dados de operação do sistema em estado estacionário, para diversas velocidades de rotação da bomba, nas respectivas aberturas de válvula. Essas aberturas exploram os limites de operação do sistema, ou seja, cobrem as situações críticas correspondentes a válvula de saída quase totalmente aberta e válvula de saída quase totalmente fechada.

<i>Posição</i>	<i>Vazão máxima em rotação nominal (l/s)</i>	$k_2$
1	3,7	$5,504 \cdot 10^0$
2	8,0	$4,904 \cdot 10^{-1}$
3	13,9	$1,082 \cdot 10^{-1}$
4	21,2	$3,977 \cdot 10^{-2}$
5	25,0	$1,805 \cdot 10^{-2}$

Tabela 4.1: Faixa de variação do coeficiente principal do modelo do carregamento hidráulico da saída do sistema.

Com base nos dados da Tabela 4.1, nos ensaios realizados para determinação do modelo da planta apresentado no Capítulo 3 e em testes de determinação da máxima taxa de variação da vazão ou da pressão na saída dos sistema, os limites de operação foram encontrados e os respectivos valores para cada variável estão apresentados na Tabela 4.2.

É importante salientar que o inversor de frequência utilizado possibilita desenvolver torque de até 180% do valor do torque nominal do motor e que o inversor não permite referência de torque negativa. em função disto a ação de

Variável	Valor mínimo	Valor máximo
$u$ (% $T_n$ )	0	100
$\omega$ (rpm)	350	1750
$H_s$ (mca)	0	32,06
$H_s^{\text{ref}}$ (mca)	0	32,06
$\dot{H}_s^{\text{ref}}$ (mca/s)	-12,7	9,9
$Q$ (1/s)	0	27,8
$Q^{\text{ref}}$ (1/s)	0	27,8
$\dot{Q}^{\text{ref}}$ (1/s <sup>2</sup> )	-5,7	3,2
$k_2$	0,018	5,504

Tabela 4.2: Definição do envelope de operação do sistema.

controle foi limitada para alcançar somente valores entre 0% e 100% do torque nominal do motor utilizado, que é de 39,9Nm. O limite superior de 100% foi definido por questões de segurança e por preservação do equipamento.

Conhecendo-se os limites possíveis para cada variável, torna-se possível encontrar os menores valores de  $k_H$  e  $k_Q$  em (4.18) e (4.19) que garantem o atendimento a condição de deslizamento (4.6) dentro do envelope de operação definido.

Na presente análise a única incerteza no modelo considerada é a variação do parâmetro  $k_2$  de carregamento hidráulico. Sabe-se, no entanto, que o modelo matemático para um sistema real sempre apresenta incertezas, mas, pela dificuldade em se mensurar essa incerteza e para simplificação da análise, somente a variação de  $k_2$  foi considerada. Outra informação importante diz respeito ao atraso puro de tempo do medidor de vazão, que pela dificuldade no tratamento matemático dessa informação na análise desenvolvida, este também não foi considerado para os resultados apresentados nesta seção.

As expressões (4.18) e (4.19) foram avaliadas numericamente e os resultados estão apresentados nas Figuras 4.4 e 4.5. O método de solução numérica utilizado foi conservador e consistiu em testar todas as combinações possíveis entre dez valores diferentes, igualmente espaçados, para cada variável nas Equações (4.18) e (4.19), dentro dos respectivos intervalos de variação estabelecidos na Tabela (4.2). O máximo valor encontrado para a expressão  $\max(s \cdot \dot{s})$  foi obtido para cada valor de  $k_2$ , gerando uma curva para cada valor de  $k_Q$  ou  $k_H$  testado. O mínimo valor de  $k_Q$  ou de  $k_H$  que torna a expressão  $\max(s \cdot \dot{s})$  negativa para toda a faixa de variação das variáveis, dentro

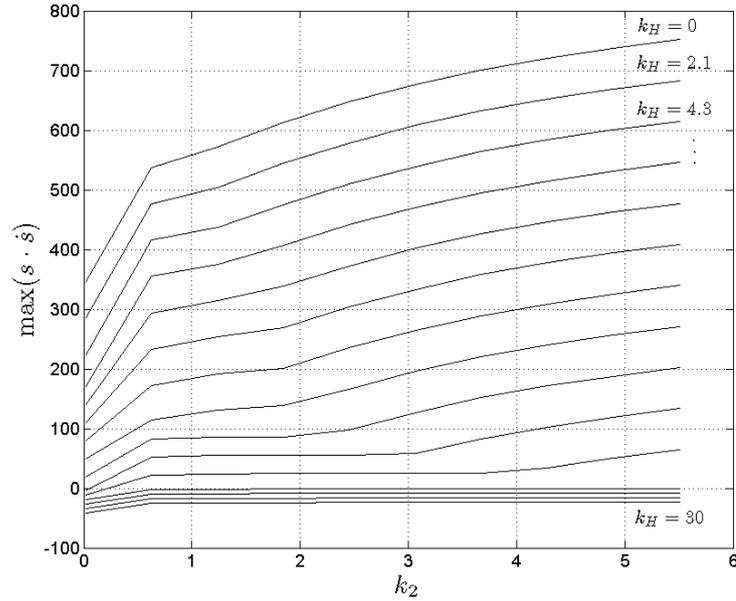


Figura 4.4: Determinação do mínimo valor do parâmetro  $k_H$  do controlador de pressão que garante estabilidade para o sistema dentro do envelope de operação definido.

do envelope de operação, é o valor que garante a estabilidade do sistema de controle, desconsiderando outras incertezas do modelo conforme discutido anteriormente. No caso do controle de pressão esse valor foi de  $k_H \simeq 23,5$  e no caso de controle de vazão esse valor foi de  $k_Q \simeq 57,9$ .

A única restrição adotada entre as possíveis combinações das variáveis foi que a potência hidráulica e a potência mecânica não fossem maiores que a potência elétrica nominal do motor. Nos casos em que isso ocorreu, o valor encontrado para  $\max(s \cdot \dot{s})$  foi desconsiderado.

Outra observação importante é que, a princípio, o resultado obtido se aplica apenas aos valores testados. No entanto, pelo fato das curvas encontradas apresentarem um único ponto de máximo, é de se esperar que o valor real destas constantes seja próximo dos valores encontrados se fosse possível testar um número infinitamente grande de possibilidades de valores para cada variável. O custo computacional desse método é extremamente elevado, sendo da ordem de  $n_v^7$  para cada valor de  $k_Q$  ou de  $k_H$ , onde nesse caso  $n_v$  é o número de valores testados para cada variável. Esse fato inviabi-

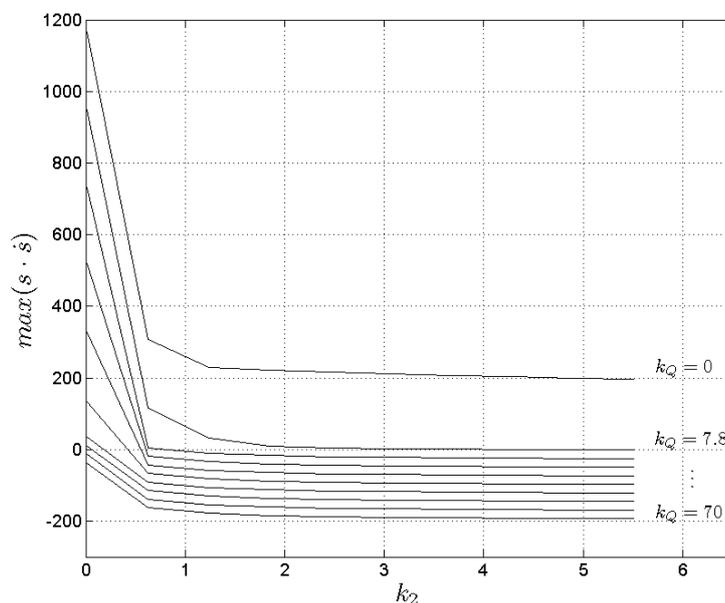


Figura 4.5: Determinação do mínimo valor do parâmetro  $k_Q$  do controlador de vazão que garante estabilidade para o sistema dentro do envelope de operação definido.

liza subdividir o intervalo de variação de cada variável em um número muito maior de possibilidades.

## 4.4 Implementação Digital do Sistema de Controle

As leis de controle de vazão e de pressão foram obtidas para o caso contínuo, no entanto foram implementadas a partir de derivadas por diferenças finitas. Dessa forma, a taxa de amostragem para realização de controle tornou-se um parâmetro crítico, devendo ser a mais alta possível<sup>2</sup>. O efeito da frequência de amostragem finita no sistema de controle foi representado por meio de blocos seguradores de ordem zero (ZOH) nas entradas e saídas do bloco controlador que será apresentado na seção 4.5.

Nas simulações apresentadas neste capítulo e nos resultados experimentais

<sup>2</sup>Considerando-se ausência de ruído.

apresentados no Capítulo 5 foi utilizado uma taxa de amostragem  $T_{controle}$  de 20ms, que correspondente à frequência de 50Hz. Essa frequência foi escolhida por ser a máxima frequência alcançada na prática, após realização de testes de aquisição de dados no sistema. Observou-se que o principal fator para limitação desta frequência está na capacidade computacional instalada para executar o sistema de supervisão e de aquisição de dados, pois, segundo o fabricante da placa de aquisição de dados instalada, o tempo máximo de conversão A/D desta é igual a  $27\mu s$ .

Conforme determinado no Capítulo 3, os tempos de amostragem  $T_s$  necessários para leitura adequada da indicação de pressão na saída do sistema e da indicação de vazão são respectivamente de 50ms e de 100ms. Dessa forma, como  $T_{controle} \ll T_s$ , foi possível utilizar a frequência de controle de 50Hz neste trabalho.

## 4.5 Resultados de Simulação

Nesta etapa as equações de controle desenvolvidas foram implementadas, juntamente com o modelo matemático da planta, em um programa de simulação computacional para que se possa analisar o comportamento esperado do sistema de controle. Nesse trabalho utilizou-se o programa Simulink (Mathworks, 1990).

Como é possível observar no diagrama mostrado na Figura 4.6 para o caso do controle de vazão, o controlador desenvolvido necessita da realimentação de três variáveis do sistema: Vazão  $Q$ , pressão na saída do sistema  $H_s$  e velocidade de rotação da bomba  $\omega$ . No caso da velocidade de rotação da bomba, esta foi obtida pelo valor estimado fornecido continuamente pelo inversor de frequência, isto é, não foi utilizado um sensor de velocidade acoplado ao eixo da máquina.

O diagrama em blocos do controle de pressão é semelhante ao do controle de vazão, sendo que a diferença está na referência fornecida, que neste caso é a pressão desejada na saída do sistema. Além disso, a lei de controle correspondente é implementada (equação 4.14 ou equação 4.17).

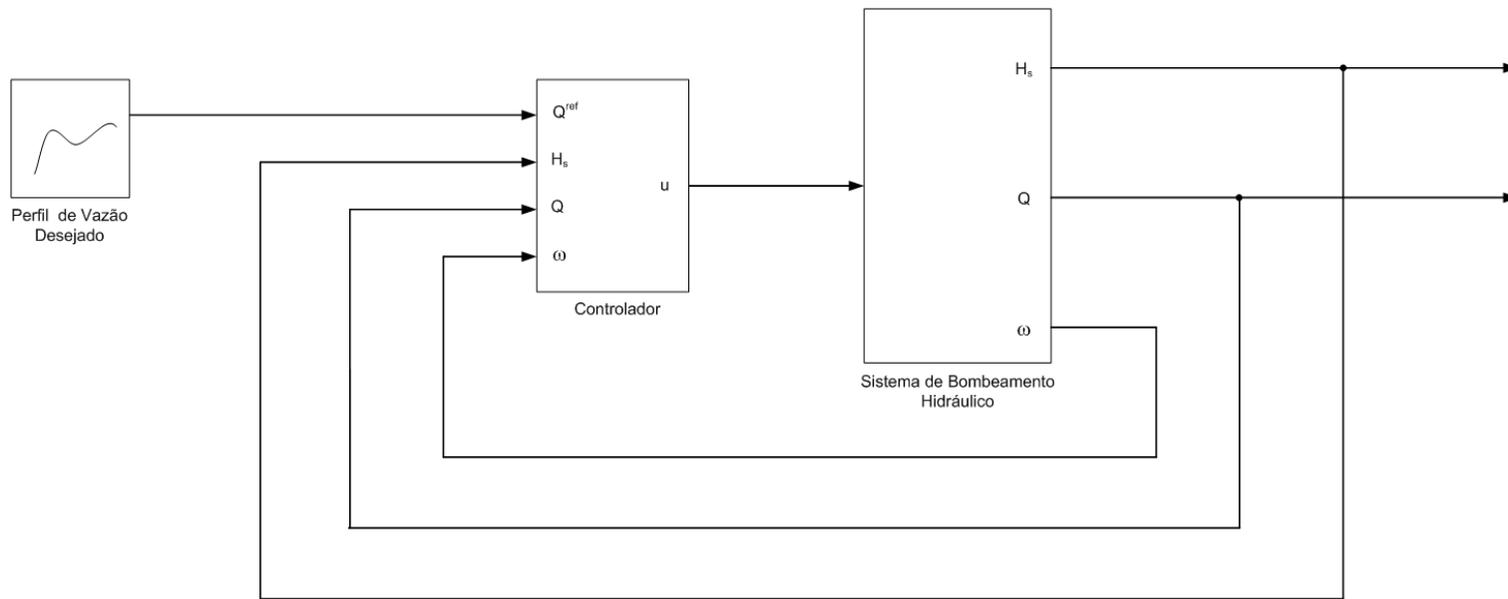


Figura 4.6: Diagrama de blocos para simulação da estratégia de controle de vazão.

### 4.5.1 Resultados de simulação para controle de pressão

Para simulação do rastreamento de perfis de pressão, utilizou-se um perfil de referência do tipo escada, com cinco degraus de subida e cinco degraus de descida.

Diversas situações foram simuladas, para diferentes valores de sintonia do controlador e diferentes valores de frequência de amostragem.

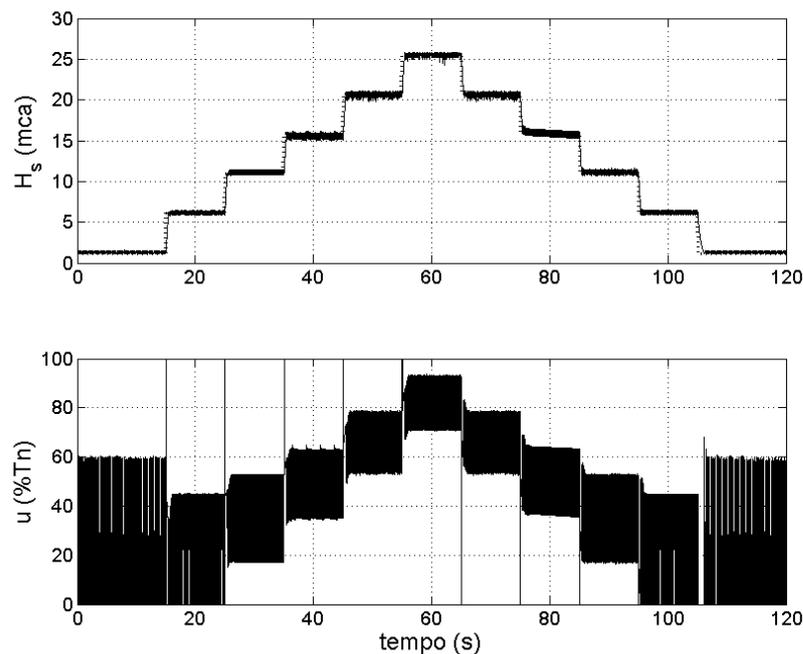


Figura 4.7: Gráfico superior: Pressão na saída da bancada de testes; Gráfico inferior: Ação de controle correspondente. Simulação de controle de pressão em 50Hz, seguindo o perfil tipo escada, com a válvula na posição 3 (ver Tabela 4.1) e parâmetros de controle:  $k_H = 1$  e  $\phi_H = 0$ . Resultado de simulação em linha contínua e referência em linha pontilhada.

A Figura 4.7 apresenta o resultado da simulação para um perfil do tipo escada, com parâmetros de controlador  $k_H = 1$  e  $\phi_H = 0$  (equação 4.17, página 65). Conforme esperado, nota-se nesse que, ao se anular o termo  $\phi_H$  que suaviza a ação de controle, ocorre uma variação intensa da ação de controle, o que é típico em controle modo deslizantes (Slotine e Li, 1991).

A ação de controle nesse caso pode ser suavizada atribuindo-se um valor não nulo ao parâmetro  $\phi_H$ . Conforme pode ser observado na Figura 4.8, para  $k_H = 1$  e  $\phi_H = 2$ , o tempo de subida e de acomodação de cada patamar de referência aumentaram e a ação de controle tornou-se mais suave do que no caso anterior, a despeito dos intensos transientes observados nas transições dos degraus.

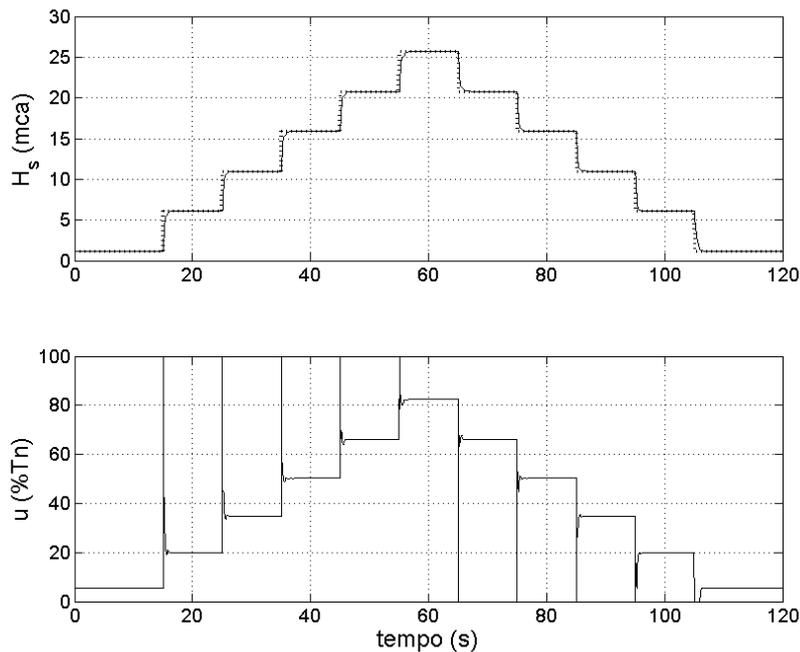


Figura 4.8: Gráfico superior: Pressão na saída da bancada de testes; Gráfico inferior: Ação de controle correspondente. Simulação de controle de pressão em 50Hz, seguindo o perfil tipo escada, com a válvula na posição 3 e parâmetros de controle:  $k_H = 1$  e  $\phi_H = 2$ . Resultado de simulação em linha contínua e referência em linha pontilhada.

Pela figura 4.9 (a) observa-se que não há singularidade na parcela  $\Delta$  da ação de controle apresentada na figura 4.8, logo os picos verificados nas transições em degrau devem-se principalmente ao termo da derivada do perfil na lei de controle. A figura 4.9 (b) apresenta a superfície de deslizamento  $s = 0$  e o comportamento do sistema para um degrau de subida e para um degrau de descida nos semiplanos esquerdo e direito, respectivamente. Nota-se que a presença do chaveamento não é evidenciada devido a suavização da ação

de controle e que o controlador busca trazer o sistema para a superfície  $s = 0$ .

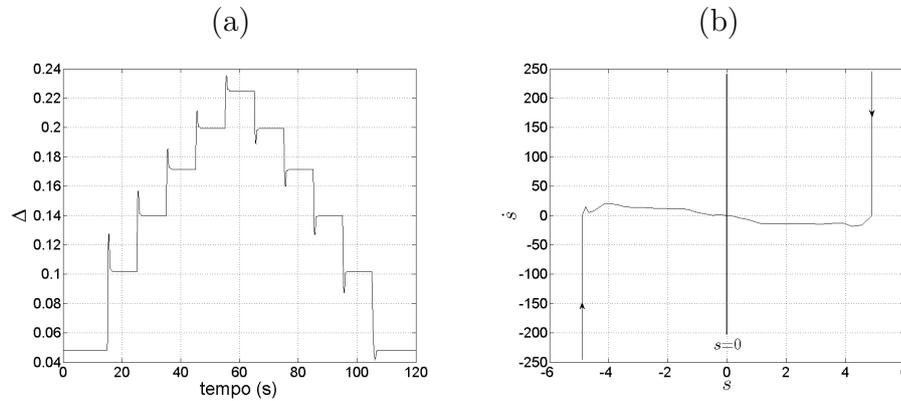


Figura 4.9: Detalhes da simulação apresentada na figura 4.8. (a) Parcela  $\Delta$  da ação de controle; (b) Superfície de deslizamento  $s = 0$  e comportamento do sistema para um degrau de subida e para um degrau de descida nos semiplanos esquerdo e direito, respectivamente.

Outro parâmetro que influencia significativamente o desempenho do sistema de controle é a frequência de operação do controlador, ou seja, o intervalo de tempo despendido entre a amostragem dos sinais e o cálculo de uma nova referência de torque a partir da lei de controle correspondente.

Observa-se na Figura 4.10 que diminuindo-se a frequência do controlador por um fator cinco, no caso para 10Hz, o desempenho do controlador fica consideravelmente prejudicado em relação aos casos mostrados anteriormente. Neste caso o controlador demora para “detectar” a passagem do sistema pela superfície de chaveamento e para calcular a nova ação de controle. Assim, intensifica-se o problema do *chattering*, ilustrado na Figura 4.1 (b).

Uma vez averiguado o comportamento do sistema para variações em degraus, realizou-se simulações para rastreamento de um perfil que explora o comportamento do sistema quanto a variações em rampas rápidas e lentas, variações quadráticas e outras amplitudes de degraus. Deste ponto em diante, o perfil de variação em escada será referido como perfil 1 e o segundo perfil mencionado será referido como perfil 2.

Na Figura 4.11 apresenta-se o resultado de simulação de controle de pressão em 50Hz seguindo o perfil 2, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle  $k_H = 1$  e  $\phi_H = 2$ . É possível observar que o sistema também é capaz de seguir esse perfil desejado, sendo que os maiores erros

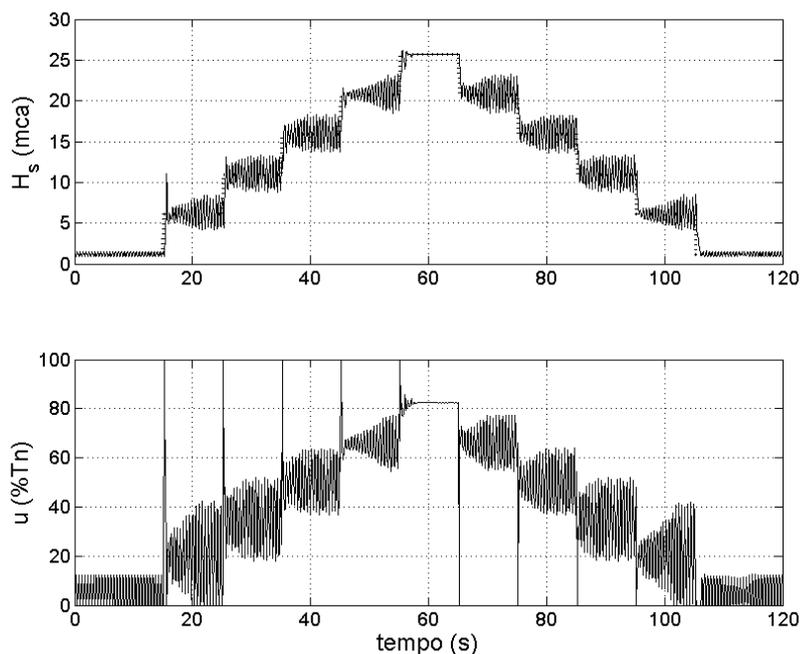


Figura 4.10: Gráfico superior: Pressão na saída da bancada de testes; Gráfico inferior: Ação de controle correspondente. Simulação de controle de pressão em 10Hz, seguindo o perfil tipo escada, com a válvula na posição 3 e parâmetros de controle:  $k_H = 1$  e  $\phi_H = 2$ . Resultado de simulação em linha contínua e referência em linha pontilhada.

foram detectados nas variações em degrau, o que era esperado pois a aceleração na rotação da bomba é limitada pela saturação da solicitação de torque em 100 % do torque nominal (seção 4.3.3).

Os valores dos parâmetros de controlador e da frequência de amostragem utilizada nessas simulações também foram implementados na prática. O valor mínimo do parâmetro  $k_H$  necessário para garantir estabilidade nas condições definidas na seção 4.3.3 ( $k_H \simeq 23,5$ ) mostrou-se impraticável e os motivos devem-se ao fato de que não foi considerado os efeitos da frequência de amostragem, do atraso puro de tempo do medidor de vazão e também porque existem dinâmicas do sistema não modeladas, que são excitadas quando utilizados determinados valores de parâmetro de controlador. Maiores detalhes, juntamente com os resultados reais de controle obtidos serão apresentados no Capítulo 5.

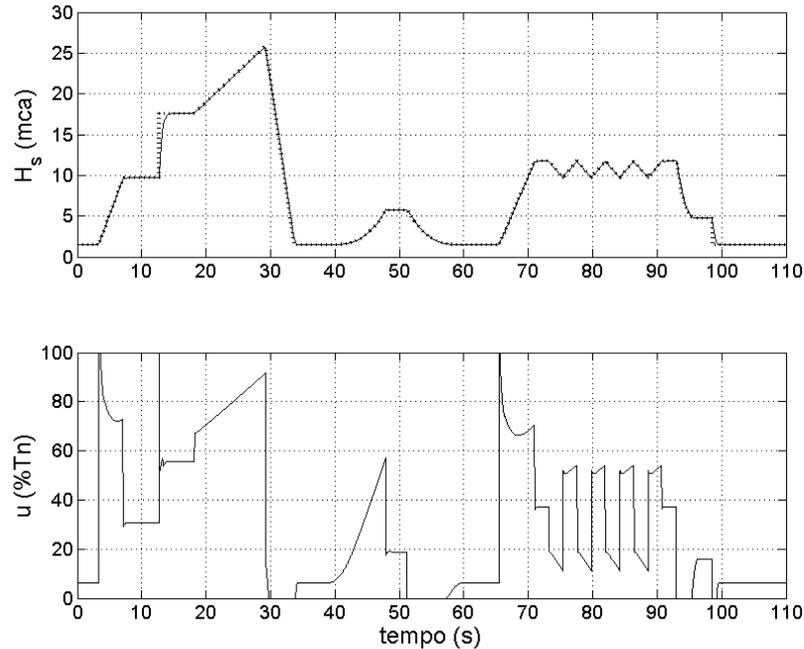


Figura 4.11: Gráfico superior: Pressão na saída da bancada de testes; Gráfico inferior: Ação de controle correspondente. Simulação de controle de pressão em 50Hz, seguindo o perfil 2, com a válvula na posição 3 e parâmetros de controle:  $k_H = 1$  e  $\phi_H = 2$ . Resultado de simulação em linha contínua e referência em linha pontilhada.

### 4.5.2 Resultados de simulação para controle de vazão

Na etapa da simulação do controle de vazão é importante fazer algumas considerações iniciais para se compreender melhor os resultados encontrados. Foi observado experimentalmente um atraso no tempo de resposta do medidor de vazão utilizado de cerca de 580ms (seção 2.4). Esse tempo é suficientemente longo para ocasionar um pior desempenho do sistema de controle para o caso do controle de vazão.

Para simulação do controle tanto de vazão quanto de pressão, um bloco que implementa um atraso puro de tempo de 580ms foi inserido na entrada correspondente à leitura de vazão no diagrama de simulação do controlador.

Na Figura 4.12 apresenta-se uma simulação de controle de vazão para um perfil do tipo escada e com parâmetros de controle  $k_Q = 0,5$  e  $\phi_Q = 0$ . Observa-se nesse caso fortes oscilações em torno da referência desejada. A

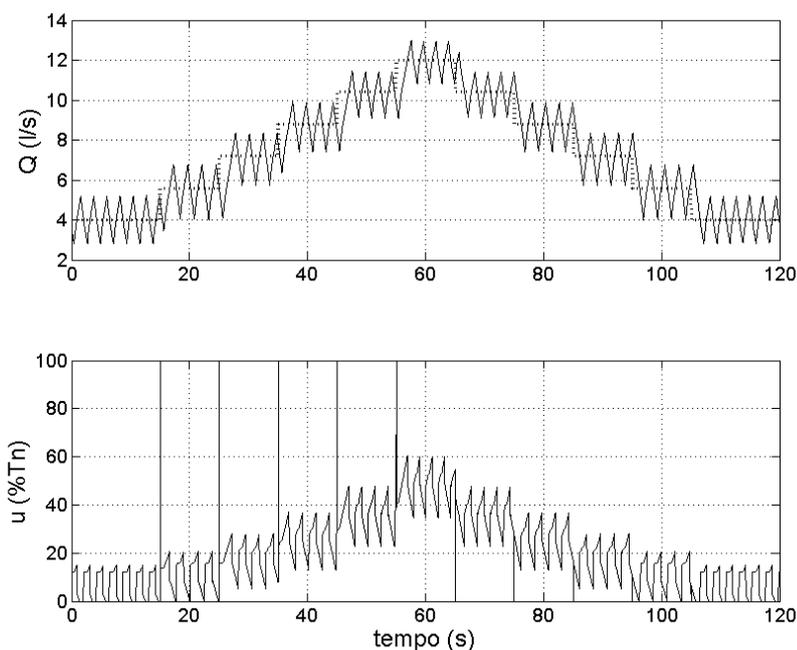


Figura 4.12: Gráfico superior: Vazão na saída da bancada de testes; Gráfico inferior: Ação de controle correspondente. Simulação de controle de vazão em 50Hz, seguindo o perfil do tipo escada, com a válvula na posição 3 (ver Tabela 4.1) e com parâmetros de controle:  $k_Q = 0,5$  e  $\phi_Q = 0$ . Resultado de simulação em linha contínua e referência em linha pontilhada.

principal causa dessas oscilações é o atraso de tempo do sinal de vazão, sendo que esse fato indica a necessidade de se suavizar a ação de controle através do parâmetro  $\phi_Q$  para melhorar o desempenho do sistema.

Na Figura 4.13 é mostrado o resultado de simulação para as mesmas condições do caso apresentado na Figura 4.12, mas utilizando  $\phi_Q = 3$  para suavizar a ação de controle. É possível observar, neste caso, que o sinal de vazão não oscila mais em torno da referência e que a resposta é relativamente mais lenta nas transições dos degraus ao se comparar com a situação semelhante no controle de pressão (Figura 4.8).

O efeito da diminuição da frequência de controle pode ser observado pelo resultado apresentado na Figura 4.14, onde se verifica a presença de sobressinais e também uma diminuição no tempo de resposta. Os picos nos degraus

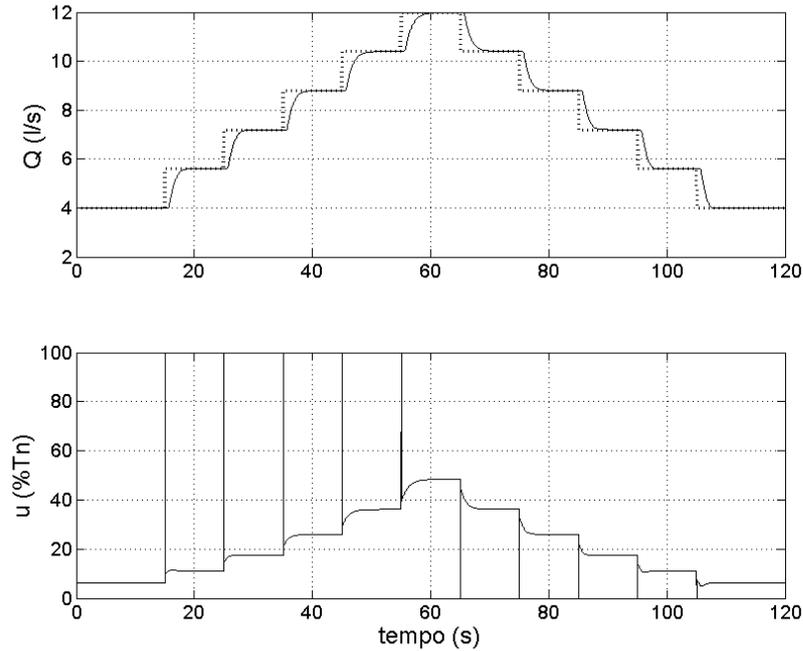


Figura 4.13: Gráfico superior: Vazão na saída da bancada de testes; Gráfico inferior: Ação de controle correspondente. Simulação de controle de vazão em 50Hz, seguindo o perfil do tipo escada, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle:  $k_Q = 0,5$  e  $\phi_Q = 3$ . Resultado de simulação em linha contínua e referência em linha pontilhada.

de descida são maiores em virtude das forças dissipativas que atuam no sentido de intensificar, ou acelerar, a diminuição da vazão. No caso dos degraus de subida o efeito é o contrário.

Outros dois casos que merecem destaque são os casos apresentados na Figura 4.15. Observa-se que ao se diminuir o parâmetro  $\phi_Q$  os sobre-sinais aumentam e que, ao aumentar consideravelmente o parâmetro  $k_Q$ , o sistema pode ficar instável. Essa constatação também era esperada visto que o parâmetro  $k_Q$  compensa as incertezas de modelagem e atua de forma semelhante a um ganho no controlador. No caso da diminuição do parâmetro  $\phi_Q$ , a suavização da ação de controle torna-se menor, fazendo com que o sistema responda mais rapidamente e se intensifique as amplitudes de sobre-sinal devido ao atraso puro de tempo de resposta no medidor de vazão.

Da mesma forma que no caso do controle de pressão, os parâmetros uti-

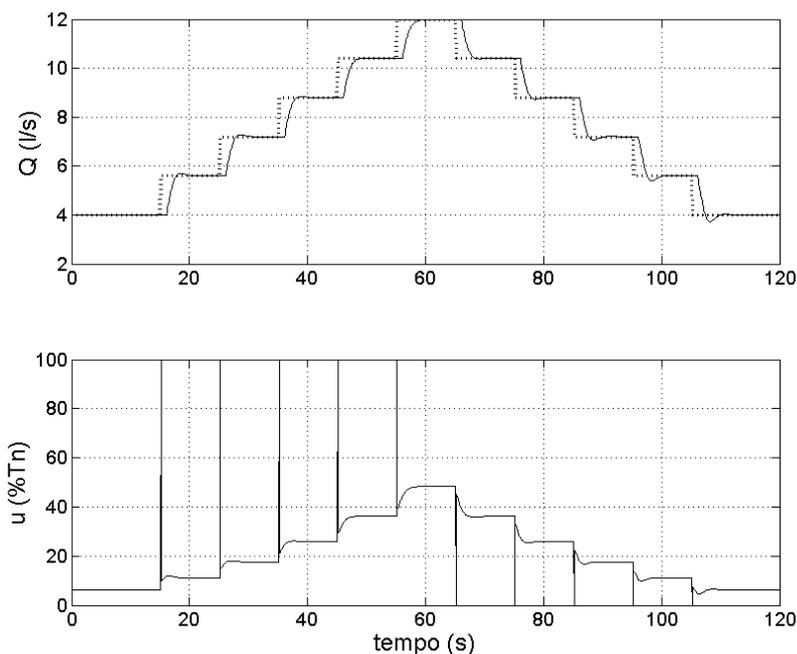


Figura 4.14: Gráfico superior: Vazão na saída da bancada de testes; Gráfico inferior: Ação de controle correspondente. Simulação de controle de vazão em 10Hz, seguindo o perfil do tipo escada, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle:  $k_Q = 0,5$  e  $\phi_Q = 3$ . Resultado de simulação em linha contínua e referência em linha pontilhada.

lizados nessas simulações foram implementados na prática. O valor mínimo do parâmetro  $k_Q$  necessário para garantir estabilidade nas condições definidas na seção 4.3.3 ( $k_Q \simeq 57,9$ ) também mostrou-se impraticável e os motivos juntamente com os resultados reais de controle obtidos serão apresentados em detalhes no Capítulo 5.

## 4.6 Conclusões do Capítulo

Neste capítulo foi apresentado o sistema de controle por modos deslizantes para rastreamento robusto de perfis de vazão ou de pressão. O equacionamento necessário para implementação do sistema de controle foi desenvolvido. Posteriormente foi definido um envelope de operação para o qual se determinou os valores mínimos das constantes  $k_Q$  e  $k_H$  que garantem a estabilidade

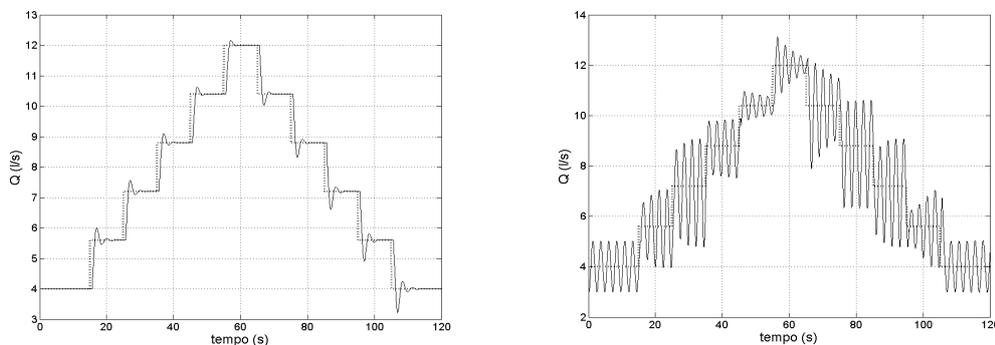


Figura 4.15: Simulação de controle de vazão em 50Hz, seguindo o perfil do tipo escada, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle:  $k_Q = 0,5$  e  $\phi_Q = 1,5$  à esquerda;  $k_Q = 2$  e  $\phi_Q = 3$  à direita. Resultado de simulação em linha contínua e referência em linha pontilhada.

do sistema para os pontos do envelope de operação testados, considerando apenas a variação especificada para o carregamento hidráulico.

Foi possível averiguar, através de simulações do sistema de controle desenvolvido, a resposta esperada do sistema para diversos cenários.

Os resultados mostram os impactos ao desempenho do sistema produzidos pela variação dos parâmetros do controlador e pela variação da frequência de controle. Basicamente observa-se que o efeito dos parâmetros  $k_Q$  e  $k_H$  é alterar a sensibilidade do sistema de controle, fazendo a resposta do sistema ficar mais rápida ou mais lenta, ao custo de variações mais ou menos intensas na ação de controle. Os efeitos das variações nos parâmetros  $\phi_Q$  e  $\phi_H$  consistem em tornar a ação de controle mais ou menos suave, ao custo de um tempo de resposta maior ou menor, respectivamente.

É importante mencionar que a utilização de parâmetros  $\phi_Q$  ou  $\phi_H$  diferentes de zero, para o caso de um sistema em que a superfície de deslizamento é definida pelo próprio erro de rastreamento, o controlador comporta-se como um controlador de ganho proporcional na região  $|s| < \phi$ , significando que pode haver erro não nulo na saída do sistema.

Outra constatação importante é o fato do desempenho do sistema de controle de vazão ser pior do que o desempenho do sistema de controle de pressão. As causas estão relacionadas ao atraso puro de tempo do medidor de vazão.

# Resultados Experimentais

## 5.1 Descrição dos Testes Realizados

Neste capítulo serão analisados aspectos relativos ao desempenho do sistema de controle desenvolvido.

Um conjunto sistemático de testes de controle foi elaborado para avaliar o desempenho experimental tanto para o controle de pressão como para o controle de vazão ao se rastrear perfis pré-definidos. A válvula de saída do sistema foi utilizada para simular o carregamento hidráulico variável e foi utilizada apenas uma bomba centrífuga operando isoladamente.

As cinco aberturas de válvula consideradas, com as respectivas vazões máxima em velocidade nominal, que simulam cinco carregamentos hidráulicos diferentes, são indicadas na Tabela 4.1, estando repetida aqui para conveniência do leitor.

<i>Abertura</i>	<i>Vazão máxima em rotação nominal (l/s)</i>
1	3,7
2	8,0
3	13,9
4	21,2
5	25,0

Tabela 5.1: Diferentes aberturas de válvula utilizadas.

Os perfis utilizados para realização dos testes apresentados são os mesmos perfis utilizados nas simulações apresentadas no Capítulo 4.

Uma vez que as velocidades alcançadas pela bomba estão limitadas a uma faixa de aproximadamente 350rpm a 1750rpm, as faixas de valores de pressão

e de vazão alcançáveis por cada abertura de válvula são diferentes. A forma dos perfis foi mantida para cada abertura de válvula, mas os valores foram escalonados para que a variável controlada pudesse percorrer todo o perfil em cada uma das aberturas utilizadas.

Todos os testes para as aberturas de válvula foram realizados de uma única vez e os resultados foram classificados e organizados para facilitar a análise.

## 5.2 Rastreamento de Perfis de Pressão

Os testes de controle de pressão se iniciam com um ensaio de controle com frequência de 50Hz, seguindo o perfil 1 e com a válvula na posição 3. Os parâmetros de controle utilizados foram  $k_H = 1$  e  $\phi_H = 2$ .

Na Figura 5.1 mostra-se o resultado do ensaio onde se pode observar o perfil desejado em linha pontilhada, a pressão obtida na saída do sistema e a ação de controle utilizada ao longo do tempo, ambos os sinais em traço contínuo. Observa-se, nesse caso, grande semelhança com a simulação apresentada na Figura 4.8, página 73, sendo que as diferenças apresentadas devem-se ao ruído apresentado no sistema real e a imperfeições no modelo, principalmente no caso da amplitude alcançada pela ação de controle em cada patamar de referência.

Os parâmetros de controlador  $k_H = 1$  e  $\phi_H = 2$  foram obtidos por tentativa e erro em um conjunto sistemático de testes realizados e foram os melhores parâmetros encontrados considerando-se os critérios de menor amplitude de oscilações, menor tempo de resposta e menor erro de rastreamento para o conjunto de aberturas de válvula testadas. Essa escolha poderá ser melhor compreendida adiante.

Como a solicitação de torque pelo controlador está limitada entre 0% e 100% do torque nominal do motor, a influência da saturação de torque nulo pode ser observada por volta de 110 segundos na Figura 5.1, quando a resposta do sistema decai mais lentamente do que nos outros instantes de tempo em que a referência diminui conforme um degrau negativo. Já os efeitos da saturação positiva não são percebidos claramente nos ensaios, mas consistem em uma aceleração limitada e conseqüentemente em uma variação de pressão (ou de vazão) de forma não instantânea.

Na Figura 5.2 são mostrados detalhes da Figura 5.1, onde é possível verificar que o sistema de controle conduz a estabilização do sistema em um dos

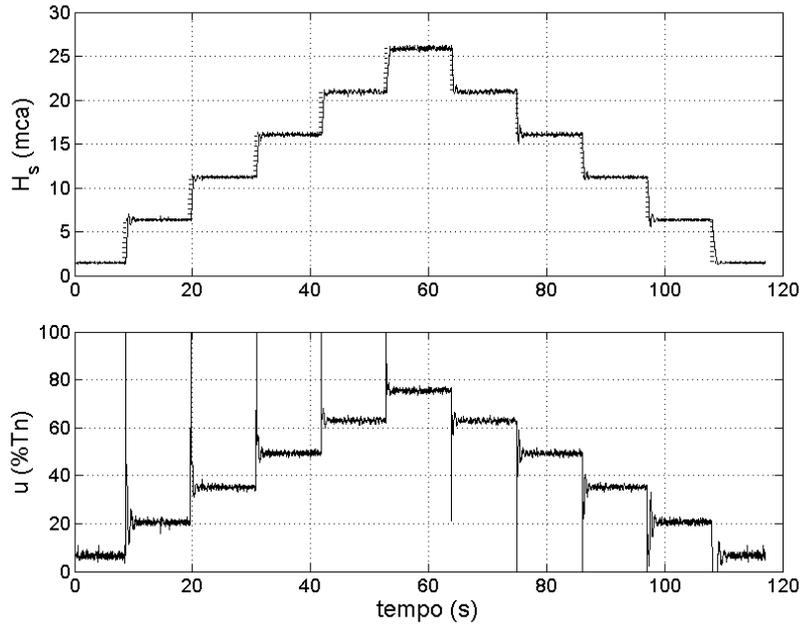


Figura 5.1: Gráfico superior: Pressão na saída da bancada de testes; Gráfico inferior: Ação de controle correspondente. Controle de pressão em 50Hz, seguindo o perfil 1, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle:  $k_H = 1$  e  $\phi_H = 2$ . Resultado experimental em linha contínua e referência em linha pontilhada.

patamares de referência, com variação em degrau de 5mca, em menos de dois segundos.

Os detalhes quantitativos deste e dos demais ensaios estão representados em tabelas apresentadas posteriormente.

Para analisar o desempenho do sistema de controle com diferentes carregamentos hidráulicos, mas utilizando a mesma sintonia de controlador, o mesmo ensaio foi realizado para as demais aberturas de válvula, conforme apresentado na Figura 5.3. Observa-se que foi possível estabilizar o sistema para uma mesma sintonia de controlador para os diferentes carregamentos hidráulicos testados.

Para os casos apresentados na Figura 5.3, o maior erro absoluto médio percentual observado foi de 1,12%. Observa-se também que o sinal de pressão  $H_s$  na Figura 5.3 (d) se apresenta mais ruidoso. Esse ruído se deve a escala

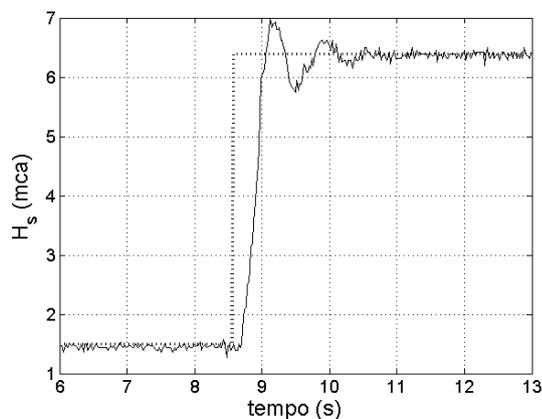


Figura 5.2: Detalhe do primeiro degrau mostrado na Figura 5.1.

menor do eixo das ordenadas do gráfico, e também ao fato de corresponder a uma abertura de válvula que permite alta vazão, provocando maior vibração mecânica na planta e possivelmente um escoamento hidráulico mais turbulento, o que provoca aumento no ruído de medição de pressão. Essa figura também reflete a maior dificuldade de se realizar o controle nos casos extremos das aberturas de válvula, o que corresponde às situações de alta vazão, no caso de controle de pressão, e de alta pressão no caso de controle de vazão.

Os detalhes quantitativos do desempenho de controle para o perfil 1, com os parâmetros de controlador e frequência utilizados na Figura 5.3 estão sintetizados na Tabela 5.2.

Calculou-se o erro absoluto médio percentual (EAMP) conforme mostrado na equação 3.9 (página 44).

O máximo sobre-sinal foi calculado como sendo o máximo valor dos resultados ao se subtrair a máxima saída do sistema de cada patamar de referência correspondente para cada degrau de subida. De forma semelhante, o máximo sub-sinal foi tomado como sendo o máximo resultado em módulo ao se subtrair as referências, em cada patamar, da mínima saída do sistema correspondente ao patamar de referência, para cada degrau de descida.

Com relação ao máximo erro em estado estacionário ( $e_{ss}$ ), este foi considerado como sendo o máximo erro observado em estado estacionário, relativo a cada patamar de degrau, tanto nos degraus de subida quanto nos degraus de descida.

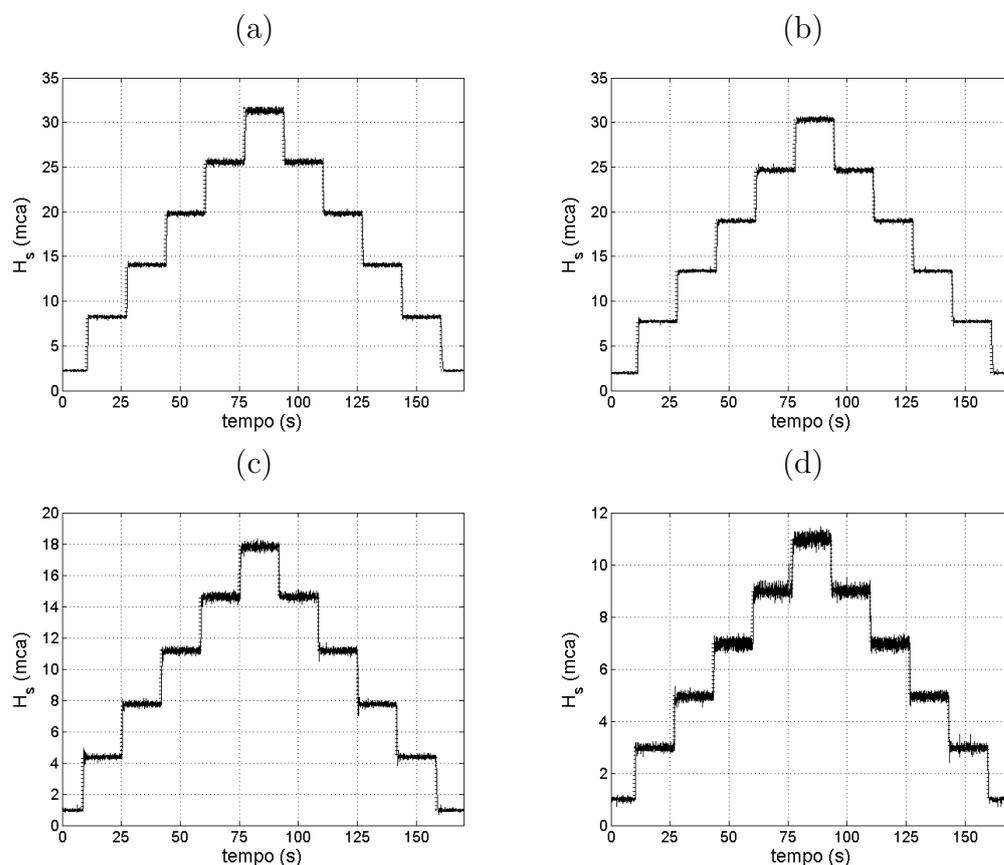


Figura 5.3: Controle de pressão em 50Hz, seguindo o perfil 1 e com parâmetros de controle:  $k_H = 1$  e  $\phi_H = 2$ . (a) Válvula na posição 1. (b) Válvula na posição 2. (c) Válvula na posição 4. (d) Válvula na posição 5. Resultado experimental em linha contínua e referência em linha pontilhada.

O máximo tempo de subida ( $t_r$ ) foi tomado como sendo o máximo intervalo de tempo observado dentre as respostas aos degraus de subida, que correspondem ao tempo necessário para a saída passar pelo intervalo de 10% a 90% da variação máxima da saída relativa ao degrau observado. De forma semelhante, o máximo tempo de descida ( $t_f$ ) foi tomado como sendo o máximo intervalo de tempo dentre as respostas aos degraus de descida, que correspondem ao tempo necessário para a saída para passar pelo intervalo de 90% a 10% da variação máxima da saída relativa ao degrau observado.

Por fim, o tempo de estabilização máximo ( $t_s$ ) na subida foi tomado como sendo o maior intervalo de tempo que o sistema leva para se estabilizar numa

	<i>Abertura de Válvula</i>				
	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>
<i>Erro absoluto médio percentual (%)</i>	0,81	0,72	0,95	0,86	1,12
<i>Máximo sobre-sinal (mca)</i>	0,47	0,54	0,64	0,56	0,45
<i>Máximo sub-sinal (mca)</i>	0,72	0,46	1,16	0,79	0,57
<i>Máximo <math>e_{ss}</math> (mca)</i>	0,28	0,15	0,17	0,17	0,04
<i>Máximo <math>t_r</math> (s)</i>	0,46	0,50	0,50	0,44	0,28
<i>Máximo <math>t_f</math> (s)</i>	0,90	0,71	0,60	0,51	0,40
<i>Máximo <math>t_s</math> nas subidas (s)</i>	1,82	2,25	1,98	2,20	1,10
<i>Máximo <math>t_s</math> nas descidas (s)</i>	1,60	1,80	2,22	1,94	1,00

Tabela 5.2: Resultados quantitativos dos ensaios de controle de pressão ao rastrear o perfil 1, com frequência de controle de 50Hz e com parâmetros de controle:  $k_H = 1$  e  $\phi_H = 2$ .

faixa de erro de aproximadamente 2% enquanto dura o patamar do degrau de subida correspondente. Da mesma forma foi encontrado o máximo tempo de estabilização na descida, observando-se apenas os degraus de descida.

Analisando os valores listados na Tabela 5.2, percebe-se, em alguns casos, variações de mais de 100% entre os índices para cada abertura de válvula, mas de um modo geral os valores máximos de cada índice indicam a não necessidade de sintonias frequentes do controlador para se controlar o sistema com os carregamentos hidráulicos analisados. Os efeitos na variação dos parâmetros  $k_H$  e  $\phi_H$  serão analisados posteriormente.

É possível verificar pela Figura 5.4, que a frequência de operação tem um papel decisivo no desempenho do sistema de controle proposto. Idealmente, em uma situação livre de ruído, esta frequência deveria tender para infinito, configurando assim um controle contínuo. Como isso não é possível, a frequência de operação foi definida como sendo 50Hz pelas razões mencionadas anteriormente (seção 4.4).

Nas Figuras 5.4 (a) e (b) mostra-se resultados de testes que exploram os efeitos da diminuição da frequência de controle. Em 20Hz, já é possível perceber um aumento nas oscilações da saída do sistema e no tempo de acomodação. Em 10Hz o controle torna-se impraticável, fato que pode ser verificado pelas fortes variações na ação de controle mostradas pelas Figuras 5.4 (c) e (d). A principal razão desse fenômeno é que entre um instante de amostragem e outro a ação de controle é mantida constante. Como

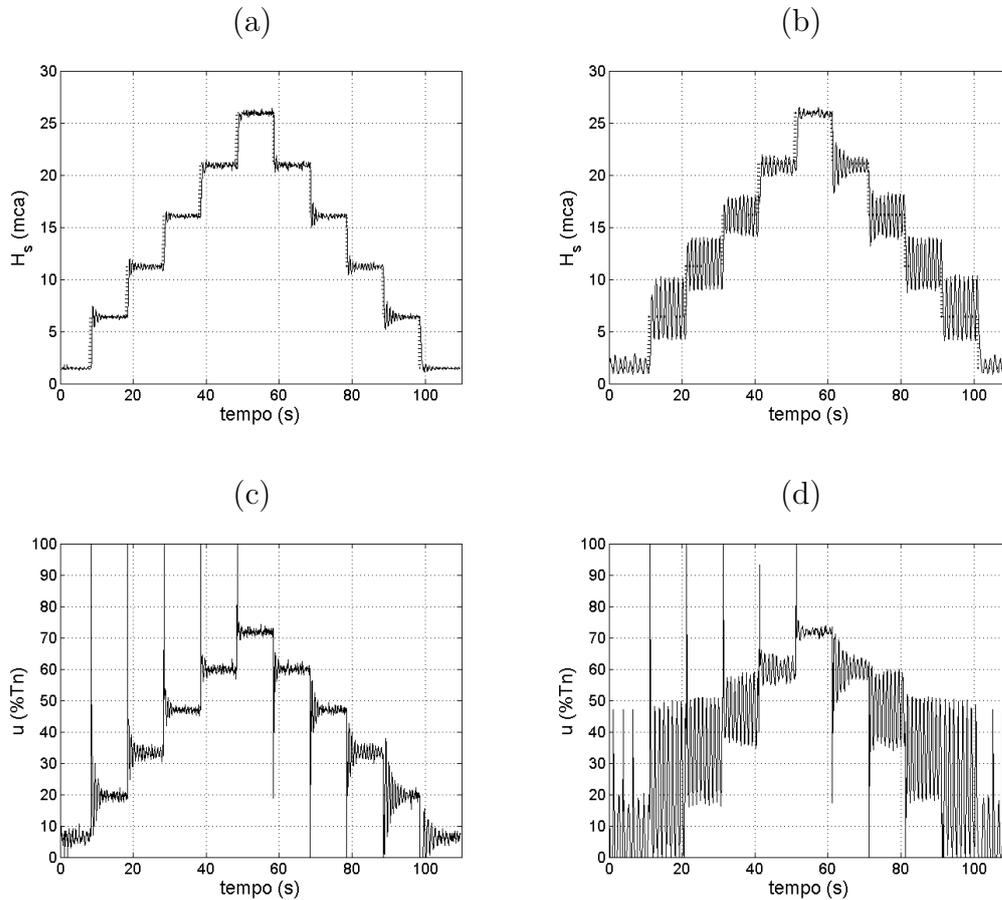


Figura 5.4: Pressão na saída da bancada de testes e ação de controle correspondente. Controle de pressão seguindo o perfil 1 e com parâmetros de controle:  $k_H = 1$  e  $\phi_H = 2$ . (a) Pressão na saída do sistema com frequência de controle em 20Hz. (b) Pressão na saída do sistema com frequência de controle em 10Hz. (c) Ação de controle correspondente ao controle em 20Hz. (d) Ação de controle correspondente ao controle em 10Hz. Resultado experimental em linha contínua e referência em linha pontilhada.

esse período é relativamente longo, o motor produz uma variação de velocidade significativa nesse intervalo de tempo. Assim, em muitos instantes o chaveamento da ação de controle ocorre relativamente “longe” da superfície de chaveamento ( $s=0$ ). Uma observação importante é que a melhoria do desempenho do sistema controle com relação ao aumento da frequência também é limitada pelo tempo de resposta do atuador e dos sensores, isto é, não faz

sentido aumentar indefinidamente a frequência de controle.

É também possível observar, pelos resultados experimentais apresentados nas Figuras 5.4 (c) e (d), a semelhança com os resultados de simulação apresentados na Figura 4.10 (página 75). As pequenas diferenças devem-se aos mesmos motivos citados no primeiro caso.

Outra verificação importante diz respeito aos efeitos da variação dos parâmetros  $k_H$  e  $\phi_H$ . Estes efeitos foram verificados experimentalmente através da utilização de valores acima e abaixo dos valores escolhidos para o caso apresentado na Figura 5.1 ( $k_H=1$  e  $\phi_H=2$ ).

Na Figura 5.5 (a) e (b) é apresentado a saída do sistema para os ensaios em 50Hz, com a válvula na posição 3 e seguindo o perfil 1, onde se utilizou valores de  $k_H$  iguais a 2 e 0,3 respectivamente. Observa-se que o aumento do parâmetro  $k_H$  leva à diminuição do tempo de resposta do sistema e do erro estacionário, mas também aumenta as oscilações em torno da referência. Por sua vez a diminuição do valor de  $k_H$  diminui o tempo de resposta e as oscilações, mas também pode provocar a não convergência do sistema de controle caso  $k_H$  se torne menor do que um valor mínimo exigido para contornar as incertezas do modelo nessa condição de operação.

Ao aumentar muito o valor do parâmetro  $k_H$  verificou-se que surge oscilações excessivas na saída do sistema, podendo causar instabilidade. Esse fato mostra que o procedimento adotado na tentativa de se encontrar valores mínimos para  $k_H$  (seção 4.3.3) que garantem a estabilidade do sistema dentro do envelope de operação pré-estabelecido é inadequado. As causas estão relacionadas ao fato de que o modelo não é preciso e não se considerou fatores importantes nas equações (4.18) e (4.19), como o ruído presente nos sinais, a frequência de amostragem finita e o atraso puro de tempo de 580ms no sinal de vazão. Além desses motivos, o cálculo de  $k_{H_{min}}$  foi conservador pelo fato de que combinações das variáveis envolvidas e que entraram no cálculo de  $\max(s \cdot \dot{s})$  podem nunca ocorrer na prática, como por exemplo nos casos que foram desconsiderados, no qual a potência hidráulica ficaria maior do que a potência mecânica do motor.

Na Figura 5.6, verifica-se que o aumento do parâmetro  $\phi_H$  torna a ação de controle e a resposta do sistema mais suave. Entretanto isto conduz ao erro em regime estacionário e ao tempo de estabilização do sistema relativo a cada patamar de degrau. Em contrapartida, a diminuição do parâmetro  $\phi_H$  diminui o erro em estado estacionário e o tempo de estabilização, mas provoca um aumento das variações da ação de controle que podem levar o

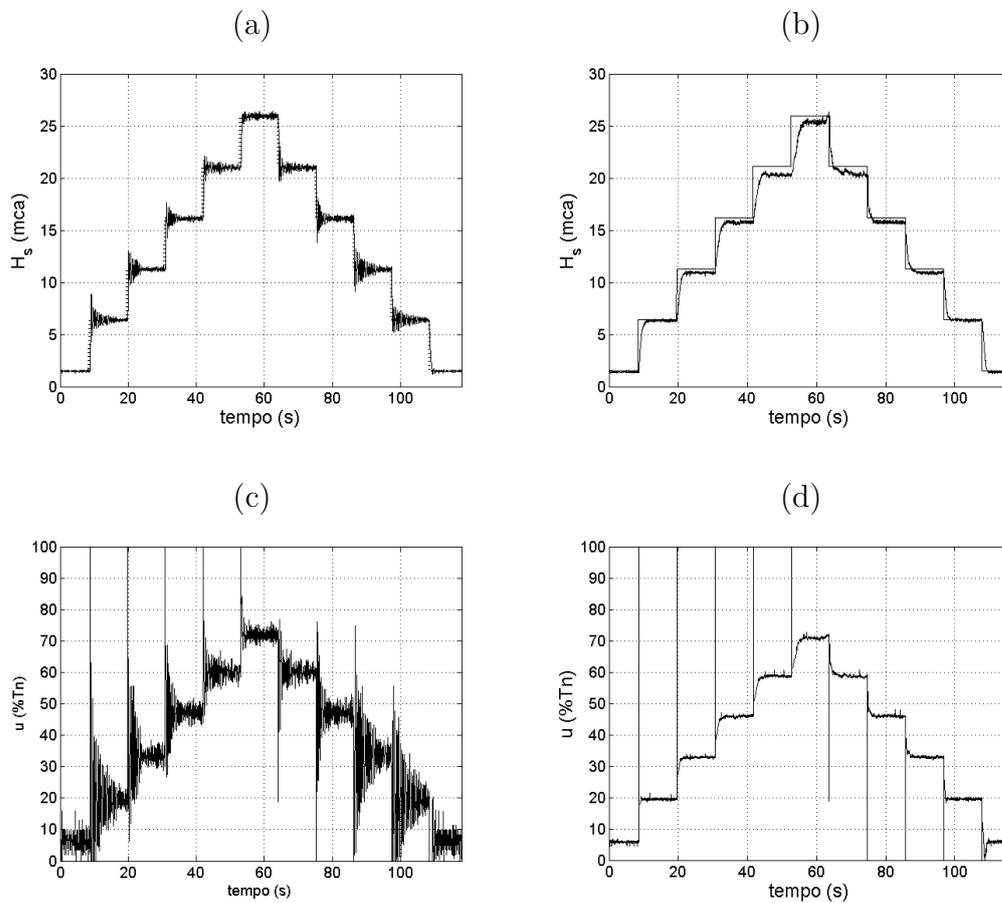


Figura 5.5: Efeitos da variação do parâmetro  $k_H$  para o controle de pressão. Controle de pressão em 50Hz, seguindo o perfil 1. (a) Saída do sistema para  $k_H = 2$  e  $\phi_H = 2$ . (b) Saída do sistema para  $k_H = 0,3$  e  $\phi_H = 2$ . (c) Ação de controle do ensaio com  $k_H = 2$  e  $\phi_H = 2$ . (d) Ação de controle do ensaio com  $k_H = 0,3$  e  $\phi_H = 2$ . Resultado experimental em linha contínua e referência em linha pontilhada.

sistema a instabilidade.

Uma vez verificado o comportamento do sistema para variações do sinal de referência em degraus, conforme formato do perfil 1, realizou-se ensaios para rastreamento do perfil 2, visando explorar o comportamento do sistema quanto a variações em rampas rápidas e lentas, variações quadráticas e outras amplitudes de degrau.

Na Figura 5.7 apresenta-se o resultado do ensaio de controle de pressão em 50Hz, seguindo o perfil 2, com a válvula na posição 3 e com parâmetros

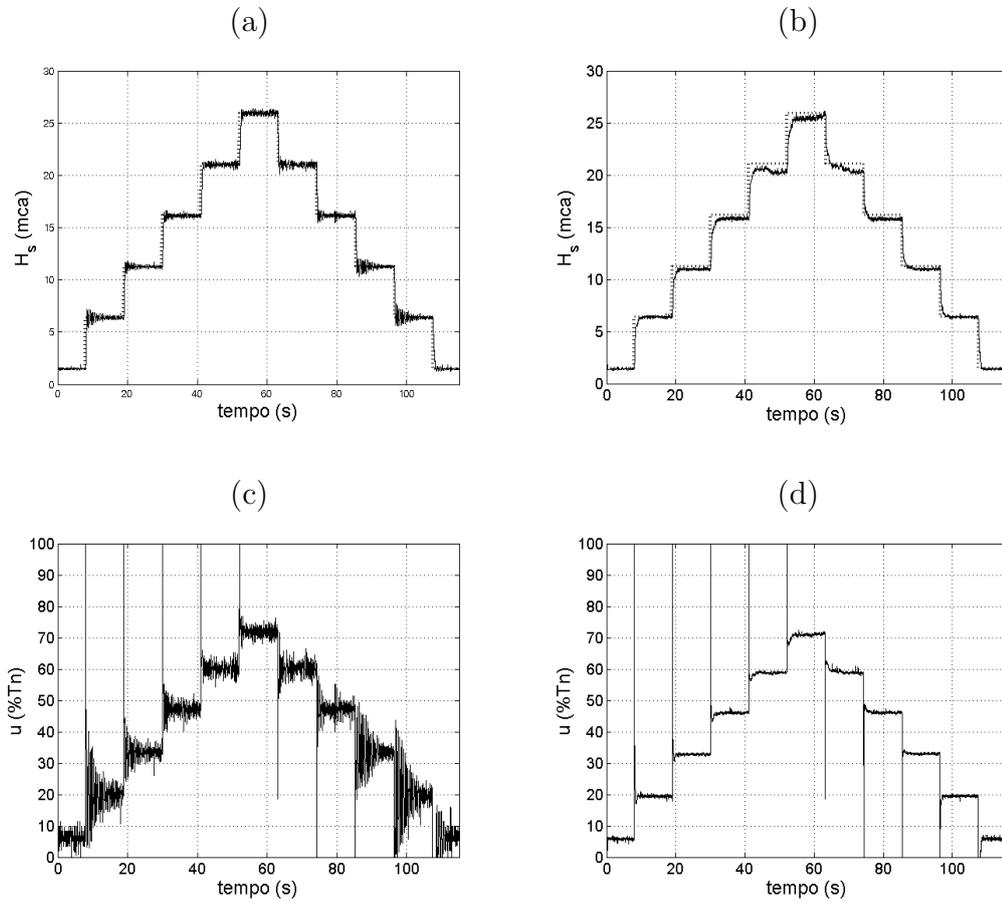


Figura 5.6: Efeitos da variação do parâmetro  $\phi_H$  para o controle de pressão. Controle de pressão em 50Hz, seguindo o perfil 1. (a) Saída do sistema para  $k_H = 1$  e  $\phi_H = 1$ . (b) Saída do sistema para  $k_H = 1$  e  $\phi_H = 6$ . (c) Ação de controle do ensaio com  $k_H = 1$  e  $\phi_H = 1$ . (d) Ação de controle do ensaio com  $k_H = 1$  e  $\phi_H = 6$ . Resultado experimental em linha contínua e referência em linha pontilhada.

de controle  $k_H = 1$  e  $\phi_H = 2$ . Nesse caso os maiores erros de rastreamento foram detectados nas variações em degrau. As divergências observadas em relação ao torque solicitado no modelo (Figura 4.11, página 76) e no resultado experimental, devem-se às imperfeições do modelo. Uma das principais causas pode estar relacionada a falha em se supor que o inversor de frequência responde instantaneamente às solicitações de torque ou também que a dinâmica da resposta do estimador de torque do inversor de frequência pode ser desconsiderada. Dessa forma, ocorrem as diferenças entre o torque de-

envolvido e estimado dinamicamente pelo inversor de frequência e o torque realmente necessário no eixo da bomba, para se produzir as variações de velocidade angular em função dos requisitos de pressão  $H_s$ , demandados pelo perfil de referência ao longo do tempo.

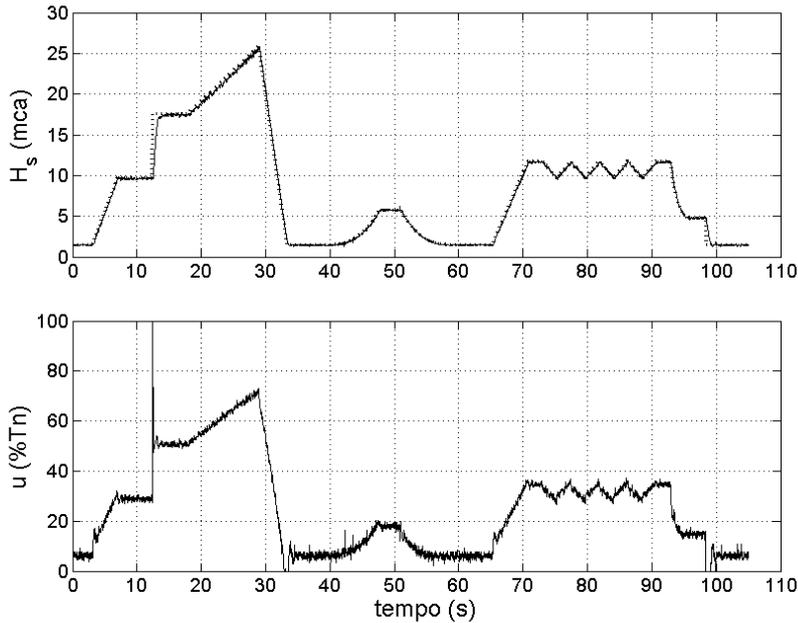


Figura 5.7: Gráfico superior: Pressão na saída da bancada de testes; Gráfico inferior: Ação de controle correspondente. Controle de pressão em 50Hz, seguindo o perfil 2, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle:  $k_H = 1$  e  $\phi_H = 2$ . Resultado experimental em linha contínua e referência em linha pontilhada.

Esse mesmo ensaio foi realizado para as outras aberturas de válvula, onde também se observou que o sistema não diverge para nenhum dos casos. O excesso de ruído causado pelas altas vazões na abertura 5 também foi observado para este perfil.

Foi possível verificar também, no caso do rastreamento do perfil 2, que o maior EAMP, calculado de acordo com a expressão 3.9, para as 5 diferentes aberturas de válvula, foi de 1,10%. Além disso, houve uma defasagem de tempo em relação aos perfis desejados e os obtidos, cujo valor máximo foi de 200ms para a abertura 5.

Esse valor de atraso encontrado para a abertura 5 reflete uma dificuldade maior do sistema de controle para rastrear um perfil de pressão, quando há alta vazão correspondente.

Na Tabela 5.3 apresenta-se o erro absoluto médio percentual e o atraso da saída do sistema em relação ao perfil desejado (perfil 2) em cada uma das aberturas de válvula analisadas. Essas mesmas defasagens de tempo foram observadas para os ensaios de rastreamento de pressão, para o caso do perfil 1.

	<i>Abertura de Válvula</i>				
	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>
<i>Erro absoluto médio percentual (%)</i>	0,82	0,78	0,83	0,87	1,10
<i>Defasagem do perfil obtido (s)</i>	0,06	0,10	0,12	0,14	0,20

Tabela 5.3: Análise quantitativa dos ensaios de controle de pressão ao rastrear o perfil 2.

Sabendo-se que a aceleração da bomba é limitada, e conseqüentemente também as máximas taxas de variação da saída do sistema, realizou-se ensaios para determinar as máximas taxas de variação da saída do sistema, com intuito de determinar uma família de perfis rastreáveis pelo sistema de controle com a sintonia apresentada. Os ensaios foram realizados variando-se a referência do valor mínimo ao valor máximo alcançável pela saída do sistema em cada abertura de válvula para determinar a máxima taxa de variação da pressão na saída do sistema, em cada caso. Na Figura 5.8 mostra-se o resultado deste ensaio para sintonia correspondente a  $k_H=1$  e  $\phi_H=2$ . Verifica-se que, para abertura 3, a variação máxima de pressão alcançável na saída do sistema foi de aproximadamente 8,4mca/s na subida e de 11,9mca/s na descida, fato que justifica os maiores erros observados no ensaio mostrado na Figura 5.7 para variações em degrau, já que nos outros trechos do perfil as variações de pressão atingem apenas valores de até 2,2mca/s nas subidas e de 5,5mca/s nas descidas. Na Tabela 5.4 sintetiza-se as variações máximas de pressão na saída do sistema alcançadas em cada abertura de válvula.

Para se determinar a capacidade do sistema de manter uma determinada referência quando o carregamento hidráulico é variante no tempo, realizou-se um ensaio onde a referência é constante e se altera paulatinamente a abertura da válvula na saída do sistema. Verifica-se pela Figura 5.9 o desempenho do sistema nesse caso. Há um fechamento completo da válvula por volta de

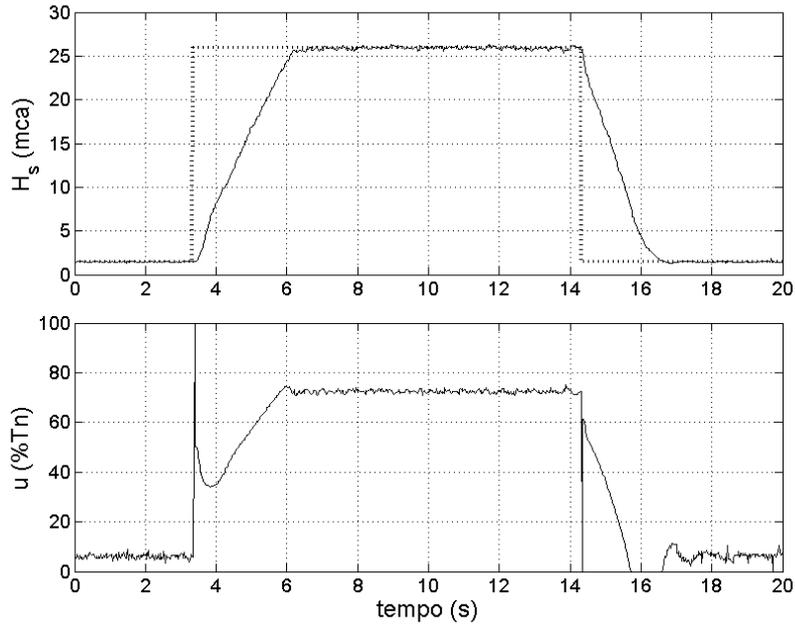


Figura 5.8: Gráfico superior: Pressão na saída da bancada de testes; Gráfico inferior: Ação de controle correspondente. Controle de pressão, em 50 Hz para determinação da taxa máxima de variação da saída do sistema, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle:  $k_H = 1$  e  $\phi_H = 2$ . Resultado experimental em linha contínua e referência em linha pontilhada.

7s, onde se obtém um sobre-sinal máximo de 1mca. Por volta de 22s um incremento na abertura da válvula conduz o sistema a apresentar um sub-sinal máximo, em módulo, de 1,2mca. Conforme é possível observar, por volta de 42s, abrindo-se completamente a válvula, a rotação, e conseqüentemente a vazão, atingem seus valores máximos, logo a ação de controle é limitada superiormente em 100%. A referência de pressão não se mantém, o que era de se esperar por se tratar de uma limitação física dos sistema.

Por fim, na Figura 5.10 mostra-se o que pode ocorrer quando há ar na tubulação, ressaltando os cuidados que se deve ter ao operar o sistema de bombeamento. Verifica-se que, pelo fato da bolha de ar se comprimir e se expandir facilmente, o controle de pressão torna-se instável. Esse fato é agravado para pequenas aberturas de válvula onde se tem altas pressões e

	<i>Abertura de Válvula</i>				
	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>
<i>Subida máxima (mca/s)</i>	9,9	9,0	8,4	6,5	5,5
<i>Descida máxima (mca/s)</i>	-10,3	-10,4	-11,9	-11,9	-12,7

Tabela 5.4: Máxima taxa de variação de pressão na saída do sistema alcançada em cada abertura de válvula.

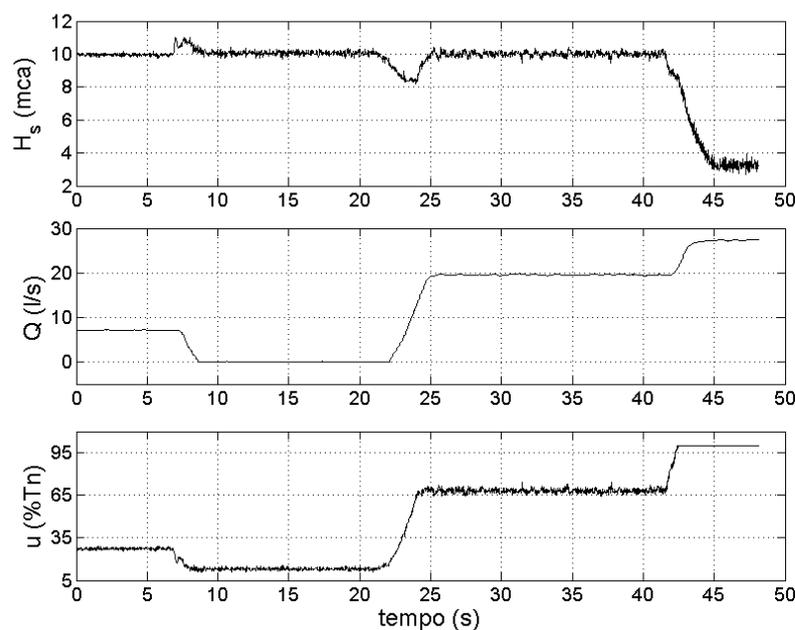


Figura 5.9: Controle de pressão, em 50Hz, abrindo e fechando a válvula, com parâmetros de controle:  $k_H = 1$  e  $\phi_H = 2$ .

baixas vazões. Na Figura 5.10, por volta de 8s, neste ensaio, abriu-se a válvula um pouco mais e as oscilações, decorrentes da presença de uma bolha de ar presa na tubulação principal, cessaram. A prática correta é, portanto, retirar todo o ar da tubulação da planta antes de operá-la.

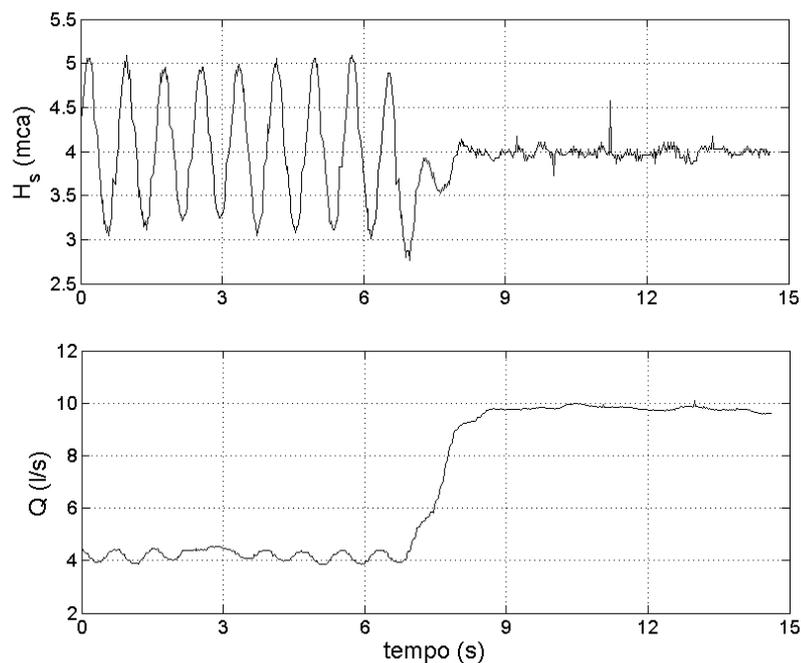


Figura 5.10: Gráfico superior: Pressão na saída da bancada de testes; Gráfico inferior: Vazão correspondente. Controle de pressão em 50Hz, com parâmetros de controle  $k_H = 1$  e  $\phi_H = 2$ , mantendo referência em 4mca, com a válvula na posição 3 e com ar na tubulação.

### 5.3 Rastreamento de Perfis de Vazão

Para os testes de controle de vazão foram adotados os mesmos formatos de perfis e, da mesma forma apresentada na seção 5.2, em cada uma das cinco aberturas de válvula observou-se as vazões mínimas e máximas correspondentes às velocidades de 350rpm e 1750rpm, para que o perfil utilizado fosse devidamente escalonado.

Na Figura 5.11 mostra-se um ensaio de controle de vazão com frequência de controle em 50Hz, seguindo o perfil 1 e com a válvula na posição 3. Os parâmetros utilizados foram  $k_Q = 0,5$  e  $\phi_Q = 3$ .

Da mesma forma que no controle de pressão, os valores dos parâmetros de sintonia do controlador foram obtidos por tentativa e erro, a partir de um conjunto sistemático de testes realizados. Os parâmetros  $k_H = 0,5$  e  $\phi_H = 3$  foram aqueles para os quais se observou melhor desempenho, tendo

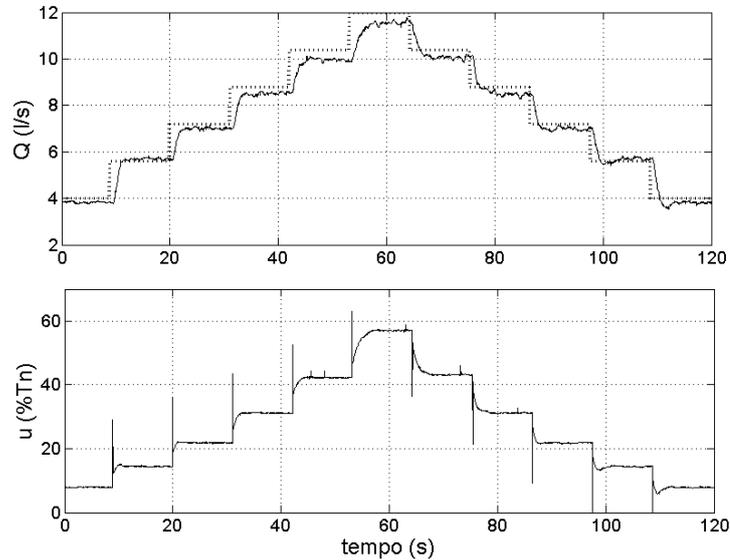


Figura 5.11: Gráfico superior: Vazão na saída da bancada de testes; Gráfico inferior: Ação de controle correspondente. Controle de vazão, em 50Hz, seguindo o perfil 1, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle:  $k_Q = 0,5$  e  $\phi_H = 3$ . Resultado experimental em linha contínua e referência em linha pontilhada.

em vista os critérios de menor amplitude de oscilações, menor tempo de resposta e menor erro de rastreamento no conjunto de aberturas de válvula consideradas, para o caso do perfil 1.

Analisando-se a Figura 5.11, observa-se que o desempenho do sistema de controle de vazão foi pior do que o desempenho do sistema de controle de pressão para o caso semelhante (Figura 5.1), sendo que no caso atual o EAMP foi de 3,19%, e no caso anterior o EAMP foi de 0,95%. A principal causa desse pior desempenho no controle de vazão é o atraso puro de tempo de 580ms do medidor de vazão, uma vez que há uma demora para se detectar o “toque” na superfície de deslizamento, isto é, a condição  $s \cong 0$ . Observa-se também erros maiores, quanto maior a vazão do sistema. Esses erros tem relação direta com os maiores erros apresentados pelo modelo do sistema hidráulico para altas vazões e também com a utilização de um valor relativamente baixo para o parâmetro  $k_Q$ , necessário para garantir a estabilidade da saída do sistema,

com diferentes aberturas de válvula.

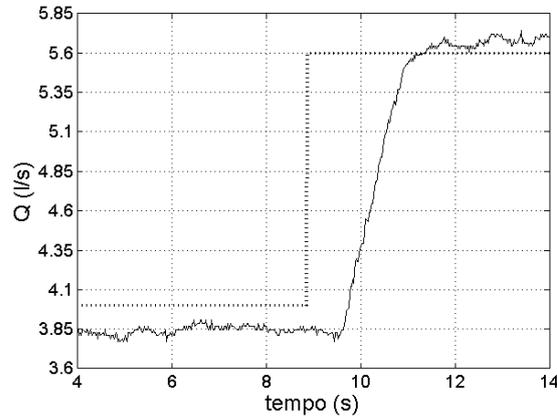


Figura 5.12: Detalhes do primeiro degrau da Figura 5.11.

Na Figura 5.12 apresenta-se detalhes deste ensaio, onde é possível perceber um erro em estado estacionário de aproximadamente  $0,15\text{l/s}$  antes do degrau e de aproximadamente  $0,11\text{l/s}$  após o degrau. Estes erros em estado estacionário possuem relação direta com os erros apresentados no modelo caixa-branca para esta faixa de vazão e de pressão. É possível observar também que o resultado experimental é semelhante a simulação correspondente vista na Figura 4.13 da página 78, no entanto, o erro em estado estacionário relativo a cada patamar de referência do perfil não foi evidenciado nessa simulação, o que aponta para imperfeições do modelo desenvolvido que se constituem de incertezas paramétricas e de dinâmicas não modeladas.

Outra observação importante é que, apesar de uma variação em degrau de  $1,7\text{ l/s}$  ser uma variação relativamente pequena para uma planta que atinge  $27,8\text{ l/s}$  com a válvula toda aberta, esse pior desempenho também foi observado nas outras aberturas de válvula, onde se tem degraus com maior variação de vazão.

Da mesma forma que para o controle de pressão, repetiu-se os ensaios de controle de vazão para as demais aberturas de válvula. Observa-se na Figura 5.13 que o desempenho do sistema de controle é ainda mais afetado em pequenas aberturas de válvula, onde se têm menor vazão. No caso da Figura 5.13 (a), além da dificuldade de controle em baixas vazões, o perfil apresenta uma faixa de variação onde o erro de rastreamento faz a ação de controle situar-se praticamente sempre dentro do intervalo de suavização de

$-\phi_Q$  a  $\phi_Q$ . Portanto, a tarefa de seguir um perfil para essa abertura de válvula mostrou-se impraticável.

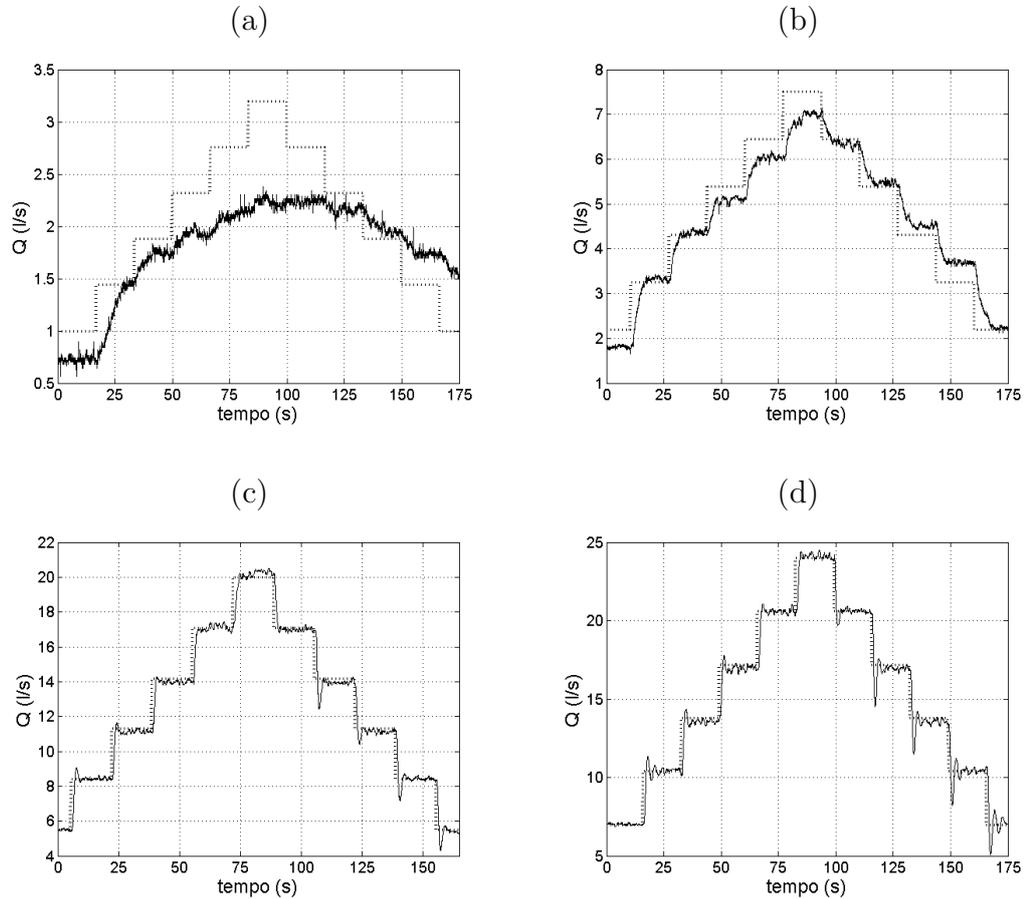


Figura 5.13: Controle de vazão em 50Hz, seguindo o perfil 1 e com parâmetros de controle:  $k_Q = 0,5$  e  $\phi_Q = 3$ . (a) Válvula na posição 1, (b) Válvula na posição 2, (c) Válvula na posição 4 e (d) Válvula na posição 5. Resultado experimental em linha contínua e referência em linha pontilhada.

Observa-se também uma pequena histerese de aproximadamente 0,5l/s na Figura 5.13 (b), onde o sistema estabiliza em valores de vazão diferentes para os patamares de mesmo nível dos degraus de referência de subida e de referência de descida. Provavelmente isso foi causado por um pequeno movimento na válvula devido a vibrações mecânicas da bancada, onde uma das possíveis causas são os altos valores de pressão alcançados com essa abertura de válvula.

Nas Figuras 5.13 (c) e (d), como era esperado, observa-se que o controle de vazão apresentou um desempenho melhor do que para as aberturas de válvula anteriores. Neste caso, verifica-se também uma assimetria do sistema, tendo em vista que se observa oscilações maiores para os degraus de descida do que para os degraus de subida. Esse comportamento deve-se ao fato de que as forças de atrito do sistema agem de forma a criar um torque contrário ao torque eletromagnético produzido pelo motor, no caso de degrau positivo, mas contribuem para diminuição do torque resultante no caso dos degraus negativos, fazendo com que o sistema se torne mais rápido, no último caso, e apresente oscilações maiores.

Os resultados quantitativos dos ensaios realizados para o perfil 1, com parâmetros de controle  $k_Q=0,5$ ,  $\phi_Q=3$ , e frequência de controle de 50Hz, são mostrados na Tabela 5.5 para cada abertura de válvula testada. Nestes ensaios, uma vez que o medidor de vazão apresenta um atraso puro de tempo conhecido, este foi compensado no sinal de referência para o cálculo do erro absoluto médio percentual.

	<i>Abertura de Válvula</i>			
	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>
<i>Erro absoluto médio percentual (%)</i>	4,70	2,67	1,19	1,22
<i>Máximo sobre-sinal (l/s)</i>	0,18	0,18	0,66	0,95
<i>Máximo sub-sinal (l/s)</i>	0,29	0,56	1,81	2,65
<i>Máximo <math>e_{ss}</math> (l/s)</i>	0,50	0,46	0,30	0,25
<i>Máximo <math>t_r</math> (s)</i>	7,22	2,46	1,76	1,02
<i>Máximo <math>t_f</math> (s)</i>	5,90	1,76	1,14	0,56
<i>Máximo <math>t_s</math> nas subidas (s)</i>	8,78	3,48	6,34	5,45
<i>Máximo <math>t_s</math> nas descidas (s)</i>	12,40	3,96	4,10	8,70

Tabela 5.5: Resultados quantitativos dos ensaios de controle de vazão ao rastrear o perfil 1, com parâmetros de controle  $k_Q=0,5$ ,  $\phi_Q=3$  e frequência de controle de 50Hz.

Analisando-se os efeitos da variação da frequência de atuação e controle para o caso de controle de vazão, conforme mostrado na Figura 5.14, verifica-se que o sistema é menos sensível do que para o controle de pressão. Isto se deve ao fato de que os parâmetros de controle  $k_Q$  e  $\phi_Q$  utilizados para o controle de vazão produzem ações de controle menos “agressivas”, uma vez que foram ajustados considerando-se o atraso puro de tempo apresentado

pele o medidor de vazão. Um  $k_Q$  menor, associado a um  $\phi_Q$  maior, provoca uma menor variação de aceleração angular durante um instante de controle do que aquela observada no caso do controle de pressão.

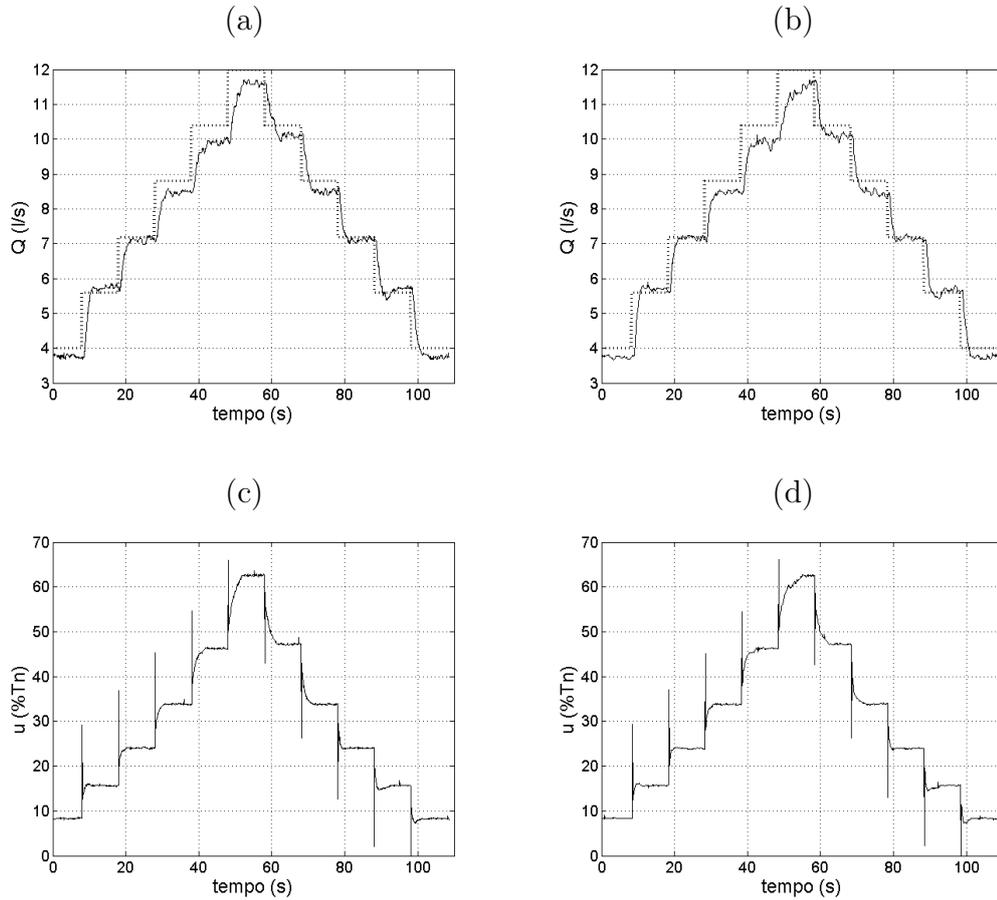


Figura 5.14: Vazão na saída da bancada de testes e ação de controle correspondente. Controle de vazão, seguindo o perfil 1 e com parâmetros de controle:  $k_Q = 0,5$  e  $\phi_Q = 3$ . (a) Vazão na saída do sistema com frequência de controle em 20Hz. (b) Vazão na saída do sistema com frequência de controle em 10Hz. (c) Ação de controle correspondente ao controle em 20Hz. (d) Ação de controle correspondente ao controle em 10Hz. Resultado experimental em linha contínua e referência em linha pontilhada.

Com relação a variação do parâmetro  $k_Q$ , observa-se pela Figura 5.15 basicamente os mesmos efeitos apresentados anteriormente no caso do controle de pressão. A Figura 5.15 (a) mostra que a utilização de um  $k_Q$  maior reduz

o erro em estado estacionário, aumenta as variações na ação de controle e conseqüentemente as oscilações da vazão em torno da referência. No caso da diminuição do parâmetro  $k_Q$ , como apresentado na Figura 5.15 (b), o erro em estado estacionário aumenta juntamente com o tempo de subida do sistema. É importante mencionar que se o parâmetro  $k_Q$  não superar um valor mínimo, dado pelos os erros de modelagem do sistema, a resposta do sistema não convergirá. Se  $k_Q$  for muito grande, poderá ocorrer instabilidade ou divergência do sistema de controle.

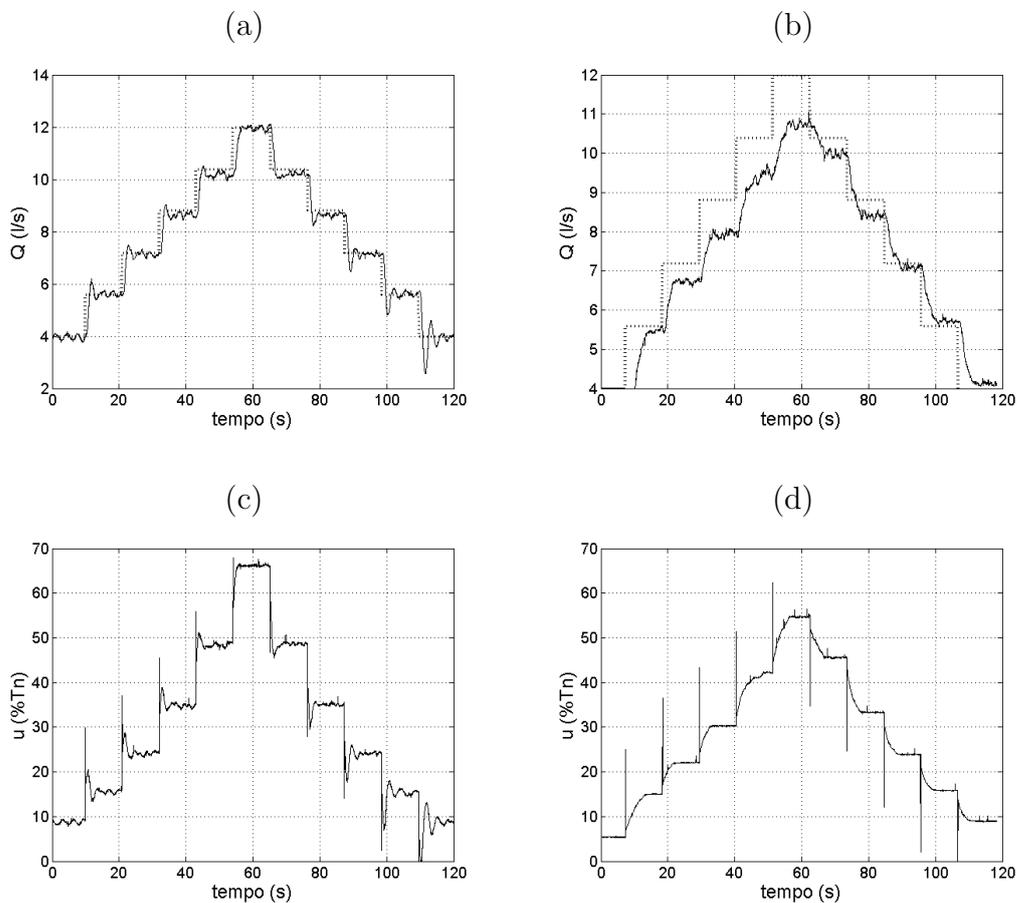


Figura 5.15: Efeitos da variação do parâmetro  $k_Q$  para o controle de vazão, em 50Hz, seguindo o perfil 1. (a) Vazão do sistema para  $k_Q = 2$  e  $\phi_Q = 3$ . (b) Vazão do sistema para  $k_Q = 0,3$  e  $\phi_Q = 3$ . (c) Ação de controle do ensaio com  $k_Q = 2$  e  $\phi_Q = 3$ . (d) Ação de controle do ensaio com  $k_Q = 0,3$  e  $\phi_Q = 3$ . Resultado experimental em linha contínua e referência em linha pontilhada.

Variando-se o parâmetro de controle  $\phi_Q$ , conforme mostrado na Figura 5.16, também se observa que para valores menores aumenta-se as variações na ação de controle, fazendo diminuir o erro estacionário e aumentar as oscilações na saída do sistema (Figura 5.16a), o que pode tornar o sistema instável se valores ainda menores para  $\phi_Q$  forem utilizados. Já no caso da utilização de valores de  $\phi_Q$  maiores, a ação de controle torna-se mais suave. Mas por outro lado o tempo de resposta e o erro estacionário aumentam (Figuras 5.16 b e d).

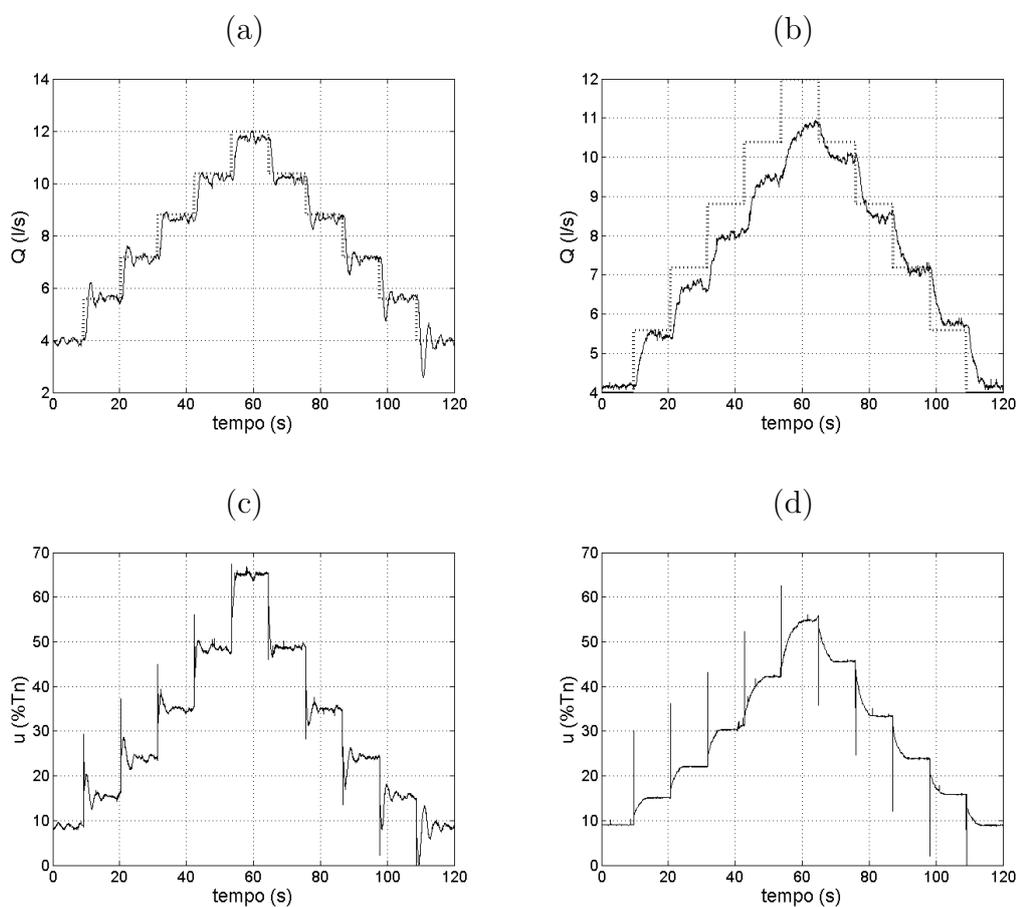


Figura 5.16: Efeitos da variação do parâmetro  $\phi_Q$  para o controle de vazão, em 50Hz, seguindo o perfil 1. (a) Vazão do sistema para  $k_Q = 0,5$  e  $\phi_Q = 1,5$ . (b) Vazão do sistema para  $k_Q = 0,5$  e  $\phi_Q = 6$ . (c) Ação de controle do ensaio com  $k_Q = 0,5$  e  $\phi_Q = 1,5$ . (d) Ação de controle do ensaio com  $k_Q = 0,5$  e  $\phi_Q = 6$ . Resultado experimental em linha contínua e referência em linha pontilhada.

Com relação ao desempenho do sistema de controle para seguir o perfil 2, observou-se comportamento convergente para as aberturas 2,3,4 e 5. O sistema obteve desempenhos melhores no caso das maiores aberturas de válvula, quando o sistema opera com maior vazão.

Na Figura 5.17 mostra-se o resultado do ensaio do controle de vazão em 50Hz, seguindo o perfil 2, para o caso da abertura de válvula número 3 e com parâmetros de controle  $k_Q = 0,5$  e  $\phi_Q = 3$ . Observa-se, neste caso, que a vazão apresenta um erro de rastreamento e uma defasagem de tempo maior do que no caso do controle de pressão equivalente, em relação ao perfil desejado. Os resultados quantitativos do desempenho do sistema de controle para seguir este perfil nas aberturas de válvula testadas estão mostrados na Tabela 5.6.

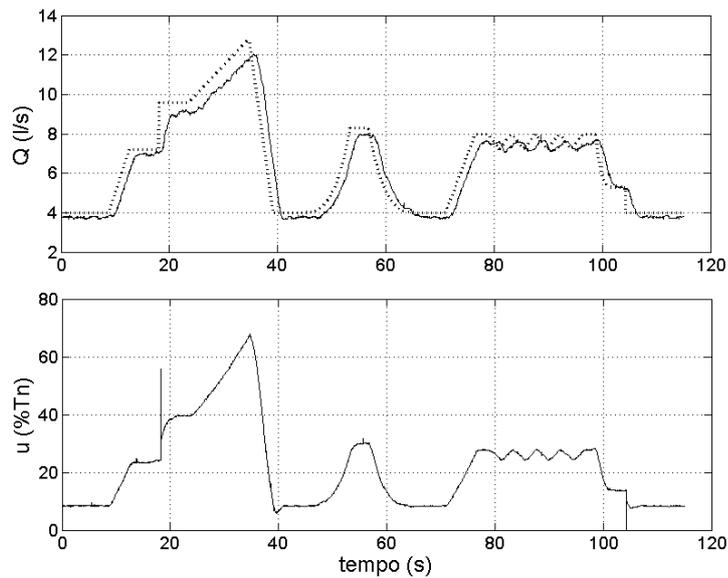


Figura 5.17: Gráfico superior: Vazão na saída da bancada de testes; Gráfico inferior: Ação de controle correspondente. Controle de vazão em 50Hz, seguindo o perfil 2, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle:  $k_Q = 0,5$  e  $\phi_Q = 3$ . Resultado experimental em linha contínua e referência em linha pontilhada.

Observa-se que os maiores defasamentos entre o perfil desejado e o obtido ocorreram para as menores aberturas de válvula e chegam a 2,28s no caso da

abertura 2. Também se observa, de forma similar ao observado para o perfil 1, que não foi possível rastrear o perfil 2 para o caso da posição 1 de abertura, uma vez que a vazão máxima é particularmente muito baixa, impedindo o rastreamento do perfil desejado com estes mesmos parâmetros de controlador ( $k_Q = 0,5$  e  $\phi_Q = 3$ ).

	<i>Abertura de Válvula</i>			
	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>
<i>Erro absoluto médio percentual (%)</i>	8,18	3,51	1,43	1,32
<i>Defasagem do perfil obtido (s)</i>	2,28	1,36	0,78	0,64

Tabela 5.6: Resultado quantitativo dos ensaios de controle de vazão ao rastrear o perfil 2 em diferentes aberturas de válvula.

Para se determinar a família de perfis rastreáveis utilizando esses parâmetros de controlador, foi obtida a máxima taxa de variação da vazão para cada abertura de válvula, para a aplicação de um degrau positivo e de um negativo correspondentes a variação máxima da vazão em cada caso. Na Figura 5.18 é mostrado o resultado deste ensaio para a abertura de válvula número 3, onde se obteve uma variação máxima de  $1,7 \text{ l/s}^2$  para o degrau de subida, e de  $2,3 \text{ l/s}^2$ , em módulo, para o degrau de descida.

Uma observação importante é que as variações em rampas ou parábolas presentes no perfil 2, mostrado na Figura 5.17, atingem no máximo  $0,85 \text{ l/s}^2$  nas subidas e  $1,6 \text{ l/s}^2$ , em módulo, nas descidas. Logo estes valores estão abaixo dos limites observados na Figura 5.18, à excessão das variações em degrau, o que comprova o resultado experimental obtido.

Na Tabela 5.7 apresenta-se os resultados quantitativos dos ensaios para outras aberturas de válvula.

	<i>Abertura</i>			
	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>
<i>Subida máxima (l/s<sup>2</sup>)</i>	0,8	1,7	2,4	3,2
<i>Descida máxima (l/s<sup>2</sup>)</i>	-0,8	-2,3	-3,7	-5,7

Tabela 5.7: Taxa de variação máxima de vazão alcançada por cada abertura de válvula.

É importante destacar que estes valores valem especificamente para as

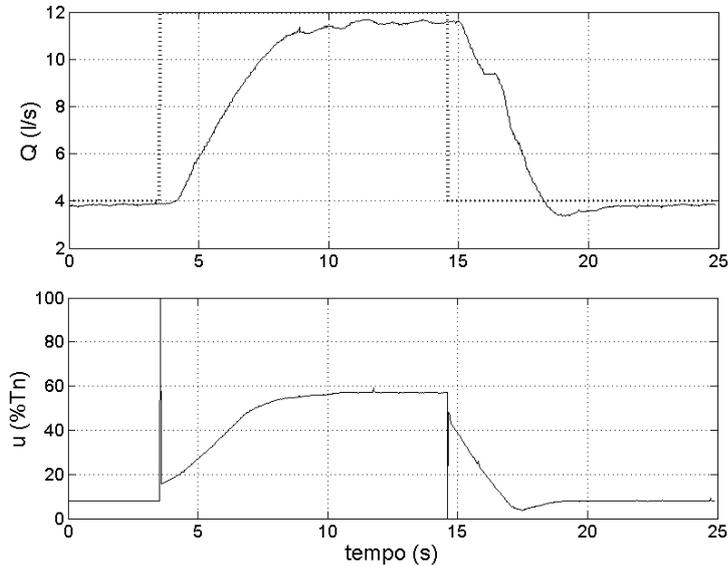


Figura 5.18: Gráfico superior: Vazão na saída da bancada de testes; Gráfico inferior: Ação de controle correspondente. Controle, em 50 Hz, para determinação da taxa máxima de variação da vazão, com a válvula na posição 3 e parâmetros de controle:  $k_Q = 0,5$  e  $\phi_Q = 3$ . Resultado experimental em linha contínua e referência em linha pontilhada.

aberturas de válvula consideradas e que, na prática, vão depender do carregamento hidráulico conectado, o torna difícil a tarefa de se determinar se o perfil é ou não rastreável. Uma possível solução seria considerar o pior caso analisado, que seria o caso da abertura 2, ou seja, restringir a família de perfis rastreáveis aos perfis que apresentem derivadas menores ou iguais a  $0,8\text{l/s}$ , em módulo. Essa limitação seria relativamente restritiva, visto que para outras aberturas seriam possíveis derivadas maiores.

A capacidade de se manter uma determinada referência de vazão foi verificada provocando-se variações na abertura da válvula e mantendo-se uma referência de  $15\text{ l/s}$ . Na Figura 5.19 mostra o resultado deste ensaio, onde há um fechamento gradual da válvula que se inicia por volta de  $10\text{ s}$  e termina por volta de  $19\text{ s}$ . Logo após, ocorre uma abertura total da válvula que inicia por volta de  $27\text{ s}$  e termina por volta de  $34\text{ s}$ . Verifica-se que o sistema de controle é capaz de estabilizar a vazão de saída em um valor próximo a

referência em aproximadamente 10s, com algumas oscilações. No caso do fechamento total da válvula, o sistema mantém a referência apenas enquanto a rotação da bomba não atinge a velocidade máxima. Após o fechamento total da válvula a vazão permanece em zero e o controle torna-se impossível.

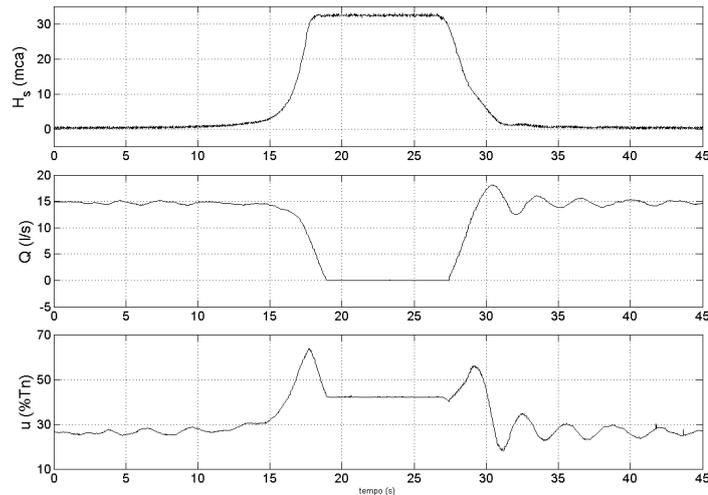


Figura 5.19: Controle de vazão em 50Hz, abrindo e fechando a válvula e com parâmetros de controle:  $k_Q = 0,5$  e  $\phi_Q = 3$ .

## 5.4 Controle para Configuração de Bombas em Paralelo

Com intuito de averiguar a robustez do sistema de controle implementado também com relação a variações no modo de operação do sistema, foram feitos ensaios com as bombas operando em paralelo, que é uma das possíveis configurações utilizadas na bancada de testes hidráulicos. É importante ressaltar que a lei de controle em modos deslizantes, neste caso, é a mesma utilizada para o caso em que foi utilizada apenas uma bomba centrífuga. Entretanto, o sinal de comando do controlador foi simultaneamente enviado para dois inversores de frequência para o caso de duas bombas operando em paralelo.

Devido as diferenças no percurso hidráulico do fluxo que circula por cada bomba e ao fato de que as bombas, motores de indução e inversores de fre-

qüência nunca são idênticos, é importante ressaltar que a divisão de potência entre as bombas também não ocorre de forma idêntica.

### 5.4.1 Bombas em paralelo: Controle de pressão

Primeiramente realizou-se um ensaio de controle de pressão em 50Hz, aplicando-se diferentes degraus de referência e com os mesmos parâmetros de controle utilizados para o sistema operando com uma única bomba:  $k_H = 1$  e  $\phi_H = 2$ . A abertura de válvula utilizada neste caso foi a abertura de número 3.

Nas Figuras 5.20a, 5.20b, 5.20c e 5.20d apresenta-se o resultado deste ensaio, onde verifica-se a pressão na saída do sistema em traço contínuo, juntamente com a referência em traço pontilhado, a vazão, a ação de controle e a velocidade angular do eixo da bomba. É possível notar que, o controle diverge quando a pressão na saída do sistema atinge valores por volta de 17mca, o que provoca a limitação da velocidade angular das bombas em 100% da velocidade nominal. Esse resultado se deve ao fato de que a associação das bombas em paralelo aumenta de forma significativa o erro de modelagem do conjunto de Equações (4.7), página 61, que modelam o sistema.

Para minimizar esse problema, é preciso aumentar o termo  $k_H$  para compensar as incertezas na modelagem da planta, mas também é preciso aumentar o termo  $\phi_H$  para diminuir as oscilações causadas devido ao parâmetro  $k_H$  maior.

Na Figura 5.21 apresenta-se o resultado do ensaio de controle de pressão, com bombas em paralelo, em 50Hz, e com parâmetros de controle:  $k_H = 2$  e  $\phi_H = 4$ . Observa-se nesse caso, que o EAMP foi de 4,05%, e que o sistema apresentou um erro em estado estacionário maior na região de maiores pressões (aproximadamente 2,8mca), que é a situação onde o modelo do sistema erra mais com as bombas operando em paralelo. De modo geral a pressão na saída da bancada de testes não divergiu, logo o sistema tornou-se controlável.

### 5.4.2 Bombas em paralelo: Controle de vazão

Realizando-se o mesmo procedimento para o caso de controle de vazão, foram executados testes de controle com as bombas operando em paralelo e com a válvula na posição 3, sendo que os parâmetros de controle utilizados

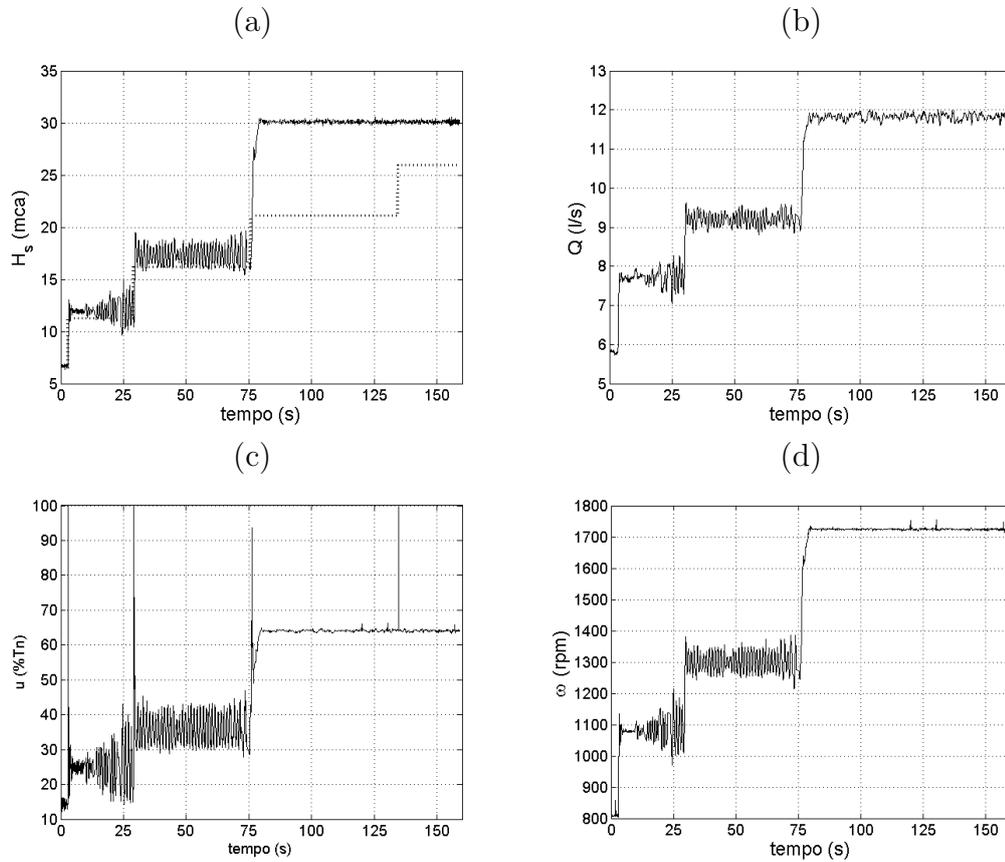


Figura 5.20: Controle de pressão em 50Hz, com bombas em paralelo, válvula na posição 3 e com parâmetros de controle:  $k_H = 1$  e  $\phi_H = 2$ . (a) referência em linha pontilhada e pressão na saída do sistema em linha contínua. (b) vazão. (c) ação de controle. (d) velocidade angular de uma das bombas. Resultado experimental em linha contínua e referência em linha pontilhada.

foram:  $k_Q = 0,5$  e  $\phi_Q = 3$ .

Observa-se pelo resultado apresentado na Figura 5.22, que o sistema diverge para situações de vazões maiores do que 17l/s, onde nota-se também pelos valores de pressão atingida que a velocidade angular da bomba foi limitada em valor máximo.

Ao se aumentar o termo  $k_Q$  para superar os erros do modelo, o sistema tornou-se mais controlável, no sentido de que divergiu apenas para vazões maiores do que aproximadamente 10,5 l/s. Isso se deve ao fato de que o erro de rastreamento, por volta de 45s, faz com que a vazão do sistema atinja

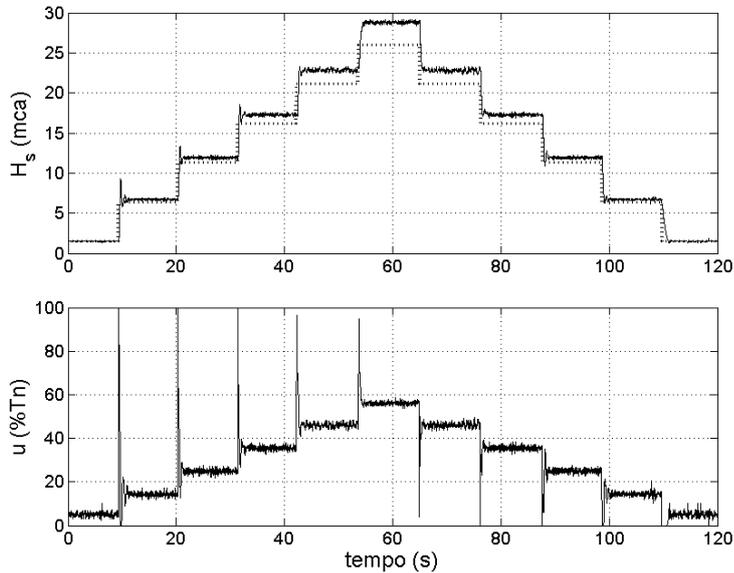


Figura 5.21: Gráfico superior: Pressão na saída da bancada de testes; Gráfico inferior: Ação de controle correspondente. Controle de pressão com bombas em paralelo, em 50 Hz, seguindo o perfil 1, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle:  $k_H = 2$  e  $\phi_H = 4$ . Resultado experimental em linha contínua e referência em linha pontilhada.

valores próximos do valor máximo alcançável para esta abertura de válvula, limitando a velocidade de rotação do eixo da bomba em valor nominal.

Nesse caso o EAMP foi de 8,04% e, aumentar o parâmetro  $k_Q$  não solucionou o problema, por causar grandes oscilações na vazão. Aumentar o parâmetro  $\phi_Q$  para diminuir essas oscilações fez aumentar o erro em estado estacionário, persistindo o problema.

A razão pela qual o sistema de controle consegue controlar a pressão na saída do sistema com as bombas operando em paralelo, mas não consegue controlar a vazão, é devido ao fato de que a estrutura do sistema hidráulico operando com as bombas em paralelo causa um efeito maior no aumento da vazão do que no aumento da pressão na saída do sistema. Esse efeito seria o contrário para uma associação de bombas em série, ou seja, ocorreria um aumento maior na pressão da saída do sistema do que na vazão (ver Figura 3.8, página 37).

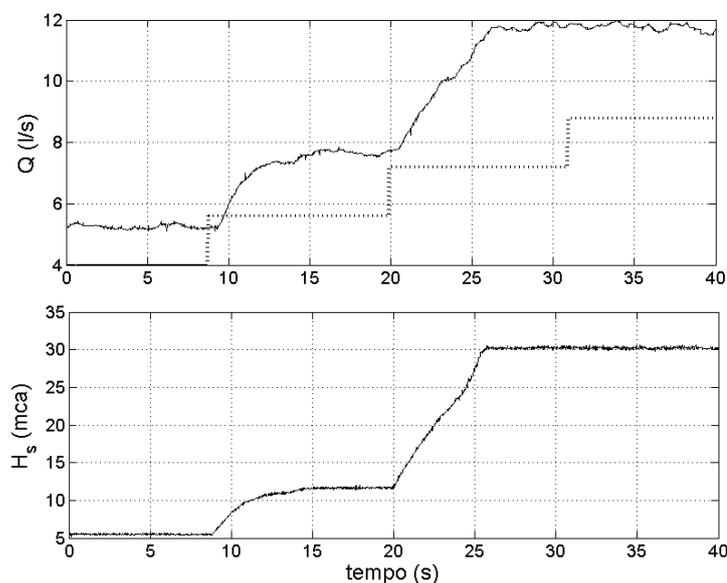


Figura 5.22: Gráfico superior: Vazão na saída da bancada de testes; Gráfico inferior: Pressão correspondente na saída do sistema. Controle de vazão com bombas em paralelo, em 50 Hz, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle:  $k_Q = 0,5$  e  $\phi_Q = 3$ . Resultado experimental em linha contínua e referência em linha pontilhada.

## 5.5 Sistema de Controle em Cascata

Com intuito de minimizar os erros em estado estacionário, apresentados nos patamares dos degraus de referência do perfil 1 verificado nos ensaios anteriores e visando-se tentar solucionar os casos de divergência encontrados, é proposta uma nova estrutura de controlador, onde utiliza-se um controlador puramente integral associado ao controlador por modos deslizantes quando o sistema está próximo da superfície de deslizamento ou, neste caso, próximo da situação de erro de rastreamento nulo.

O objetivo da associação da ação do controlador integral é o de se adicionar um valor proporcional a integral o erro de rastreamento na ação de controle, que por sua vez atuará no sentido de zerar o erro em estado estacionário no sistema.

Na Figura 5.24 apresenta-se o diagrama de blocos do novo controlador, onde foi acrescentado um integrador que atua quando o erro do sistema en-

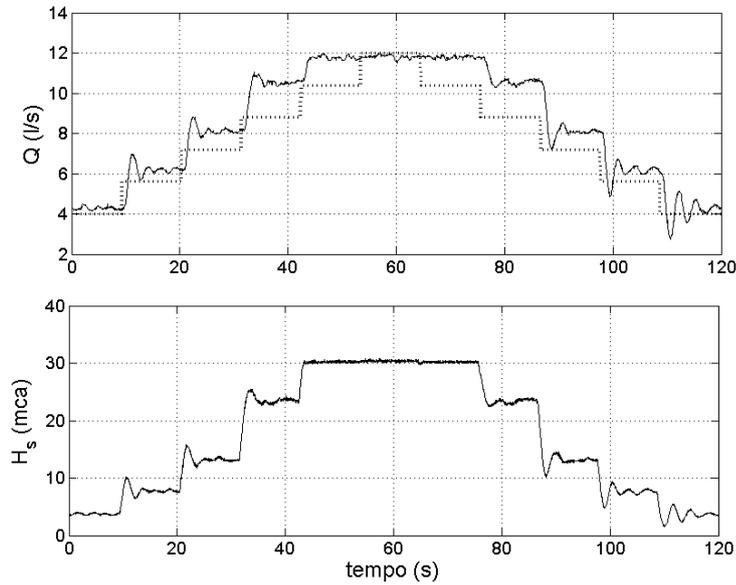


Figura 5.23: Gráfico superior: Vazão na saída da bancada de testes; Gráfico inferior: Pressão correspondente na saída do sistema. Controle de vazão com bombas em paralelo, em 50 Hz, seguindo o perfil 1, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle:  $k_Q = 3$  e  $\phi_Q = 6$ . Resultado experimental em linha contínua e referência em linha pontilhada.

tra na região de  $-\phi$  a  $\phi$ , ou seja, fora dessa região o valor acumulado no integrador é zerado pelo sinal de “Reset” e apenas o controlador em modos deslizantes atua no sistema. Dentro dessa região os dois controladores atuam simultaneamente.

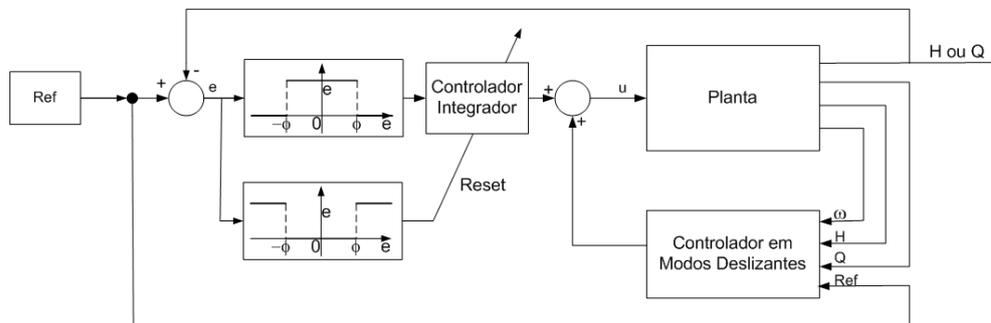


Figura 5.24: Sistema de controle em cascata.

É possível verificar, pela Figura 5.25, que a ação de controle é linear na região de erro de rastreamento compreendida entre  $-\phi$  a  $\phi$ , porém o ganho do controlador devido a ação do controlador em modos deslizantes nessa região é variável e é dado por  $-u/\phi$ . Logo, ao se adicionar um controlador integral ao controlador em modos deslizantes nessa região de operação, o controlador resultante seria semelhante ao de um controlador PI convencional onde o ganho proporcional seria variável.

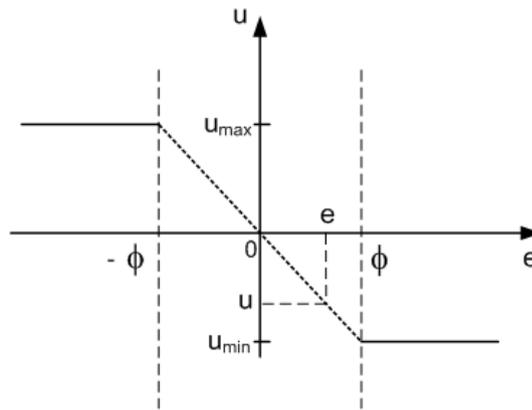


Figura 5.25: Limites da região de operação dos controladores associados em cascata.

Sendo assim, nessa região a equação de controle fica:

$$u(t) = k_p(t)e(t) + \frac{k_p(t)}{T_i} \int e(t)dt,$$

onde  $k_p$  é o ganho proporcional e  $T_i$  é o tempo de integração do sistema.

Sendo que o ganho integral do sistema  $k_i$  é dado por:

$$k_i = \frac{k_p(t)}{T_i}.$$

### 5.5.1 Controle em cascata: Controle de pressão

Para realização dos ensaios apresentados, o ganho integral  $k_i$  foi escolhido por método de tentativa e erro em um conjunto sistemático de testes. O objetivo principal foi diminuir o erro de rastreamento do perfil testado, uma vez que o ganho proporcional  $k_p$  depende do ponto de operação do sistema.

O primeiro ensaio foi feito com as bombas em paralelo, rastreando o perfil 1, com o sistema de controle em 50Hz, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle:  $k_H = 1$ ,  $\phi_H = 1$  e  $k_i = 0,5$ .

Na Figura 5.26 apresenta-se o resultado deste ensaio, onde verifica-se uma melhoria significativa no desempenho do sistema de controle com relação a diminuição do erro em estado estacionário do sistema ao se comparar com o resultado anterior (Figura 5.21). Neste caso o EAMP foi de 1,8% e foi verificado um sobre-sinal máximo de 1,75mca.

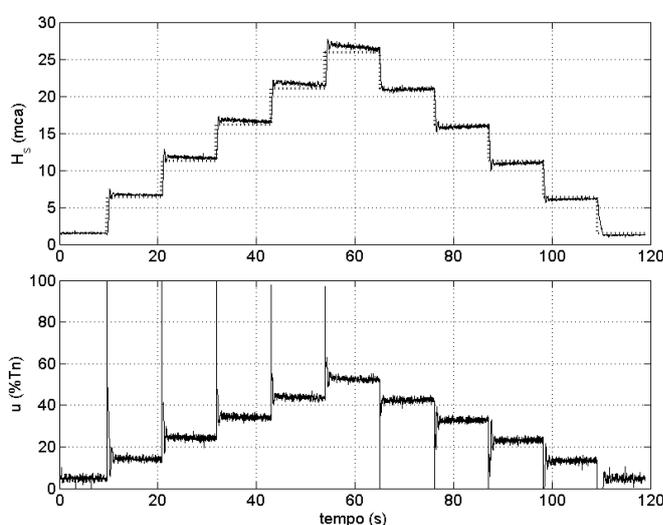


Figura 5.26: Gráfico superior: Pressão na saída da bancada de testes; Gráfico inferior: Ação de controle correspondente. Controle de pressão em 50Hz, com bombas operando em paralelo, seguindo o perfil 1, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle:  $k_H = 1$ ,  $\phi_H = 1$  e  $k_i = 0,5$ . Resultado experimental em linha contínua e referência em linha pontilhada.

Uma vez observado que houve melhoria no desempenho do sistema de controle para o caso de bombas operando em paralelo, realizou-se testes com esse novo controlador ao se operar somente uma bomba, visando avaliar o impacto causado no desempenho do sistema para este caso.

Na Figura 5.27 apresenta-se o ensaio realizado, com os mesmos parâmetros utilizados no controlador para uma bomba operando isoladamente, com a mesma frequência de controle, com a mesma abertura de válvula e com

$k_i=0,5$ . Observa-se que o efeito dessa associação de controladores foi o de tornar o tempo de subida um pouco maior, mas o erro em estado estacionário nos patamares dos degraus de referência tornou-se menor.

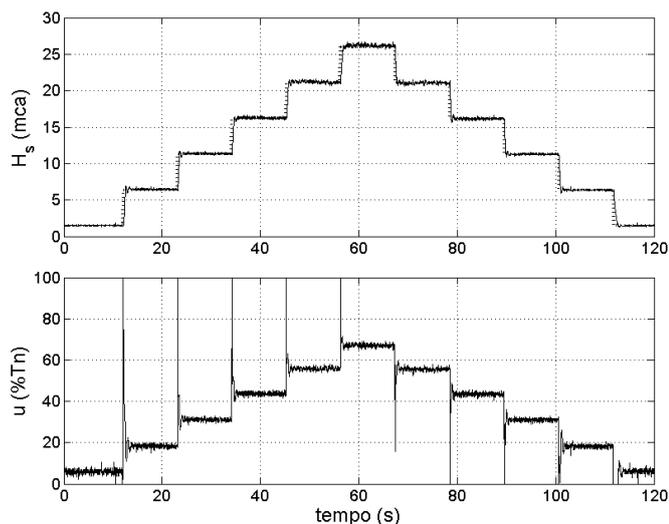


Figura 5.27: Gráfico superior: Pressão na saída da bancada de testes; Gráfico inferior: Ação de controle correspondente. Controle de pressão em 50 Hz, seguindo o perfil 1, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle:  $k_H = 1$ ,  $\phi_H = 2$  e  $k_i = 0,5$ . Resultado experimental em linha contínua e referência em linha pontilhada.

Com relação ao desempenho do sistema ao rastrear o perfil 2, observou-se basicamente os mesmos efeitos citados para o caso do rastreamento do perfil 1 anterior, onde neste caso foi verificado um EAMP de 0,71% e o resultado deste ensaio está apresentado na Figura 5.28.

Uma observação importante a ser mencionada é que também limitou-se a atuação do integrador para se evitar “windup”, que é o efeito de se integrar o erro indefinidamente, mesmo quando a saída do controlador não pode mais afetar a variável controlada devido limitações no sistema. Basicamente a medida para se evitar “windup” consistiu em restringir a atuação do integrador para integrar o erro somente enquanto a velocidade de rotação do motor estiver entre 350 e 1750rpm.

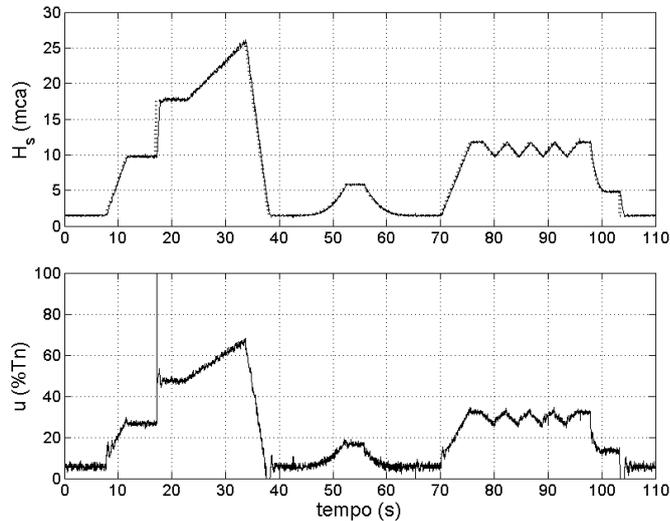


Figura 5.28: Gráfico superior: Pressão na saída da bancada de testes; Gráfico inferior: Ação de controle correspondente. Controle de pressão em 50 Hz, seguindo o perfil 2, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle:  $k_H = 1$ ,  $\phi_H = 2$  e  $k_i = 0,5$ . Resultado experimental em linha contínua e referência em linha pontilhada.

### 5.5.2 Controle em cascata: Controle de vazão

Para realização dos ensaios de controle de vazão com associação de controladores em cascata verificou-se, por tentativa e erro, que a melhor combinação de parâmetros, objetivando minimização do erro de rastreamento, dentre as possibilidades testadas foram:  $K_i = 0,4$ ,  $k_Q = 0,5$  e  $\phi_Q = 3$ .

Na Figura 5.29 mostra-se o resultado do ensaio de controle de vazão em 50Hz, com as bombas em paralelo, seguindo o perfil 1 e com válvula na posição 3.

Observa-se que mesmo se utilizando a estrutura de controlador em cascata o desempenho do sistema de controle foi pior do que nos casos anteriores. O sistema não converge ou converge depois de ultrapassar a referência por um valor relativamente grande em relação ao tamanho de cada degrau do perfil testado. O presente caso apresentou um EAMP de 6,16%.

Os efeitos do controlador em cascata para o caso de uma bomba operando isoladamente foram melhores, conforme pode ser visto na Figura 5.30. O novo

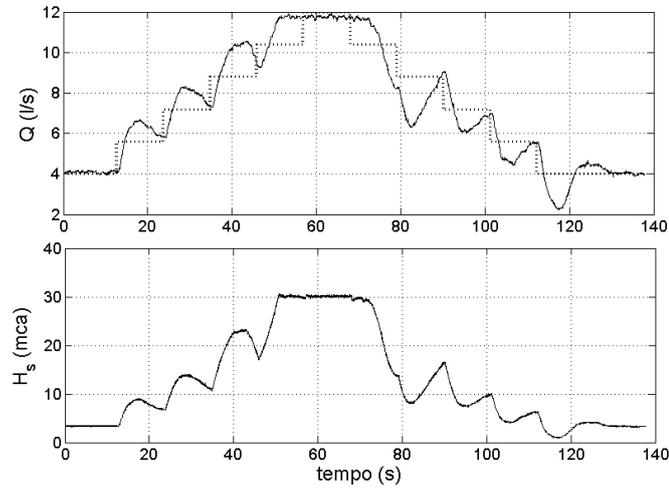


Figura 5.29: Gráfico superior: Vazão na saída da bancada de testes; Gráfico inferior: Pressão correspondente na saída do sistema. Controle de vazão em 50Hz, com bombas operando em paralelo, seguindo o perfil 1, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle:  $k_Q = 0,5$ ,  $\phi_Q = 3$  e  $k_i = 0,4$ . Resultado experimental em linha contínua e referência em linha pontilhada.

controlador reduziu o erro em estado estacionário, sendo que o valor máximo encontrado foi de 0,33 l/s. Entretanto foi verificado um aumento no tempo de subida do sistema, fazendo esse ensaio apresentar um EAMP de 2,94%.

Realizando-se um teste de rastreamento do perfil 2, conforme mostrado a Figura 5.31, observa-se mais claramente os efeitos do atraso no tempo de resposta no sistema, sendo que para este caso o sistema apresentou um EAMP de 4,69%.

## 5.6 Conclusões do Capítulo

Neste capítulo foram apresentados os resultados experimentais do sistema de controle proposto. Os testes de rastreamento de perfis de pressão ou de vazão foram primeiramente realizados com uma bomba operando isoladamente.

Os efeitos da variação dos parâmetros e da frequência de controle foram

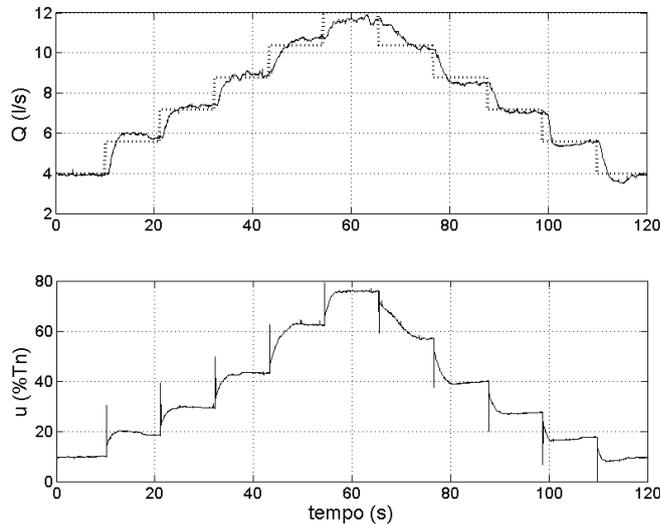


Figura 5.30: Gráfico superior: Vazão na saída da bancada de testes; Gráfico inferior: Ação de controle correspondente. Controle de vazão em 50 Hz, seguindo o perfil 1, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle:  $k_Q = 0,5$ ,  $\phi_Q = 3$  e  $j_i = 0,4$ . Resultado experimental em linha contínua e referência em linha pontilhada.

verificados experimentalmente e mostraram-se semelhantes aos resultados esperados, obtidos por simulação no Capítulo 4.

Para realização dos testes e cálculo de índice de desempenho foram definidos dois padrões de perfis de referência, aos quais foram calculados índices EAMP (Equação 3.9, página 44) para cada ensaio. Diferentes carregamentos hidráulicos foram simulados por cinco diferentes aberturas de válvula na saída do sistema (Tabela 4.1, página 66).

Os índices EAMP observados no rastreamento dos perfis para os casos testados foram de no máximo 1,12% para o caso de controle de pressão e de no máximo 8,18% para o caso de controle de vazão.

No caso do controle de pressão, bons resultados foram obtidos em todos os casos testados. Entretanto, os casos de controle de vazão apresentaram desempenho pior do que os casos de controle de pressão. O motivo é devido principalmente ao atraso puro de tempo de medição, de 580ms, observado na resposta do medidor de vazão utilizado.

Realizando-se alguns testes no sistema para uma determinada sintonia de

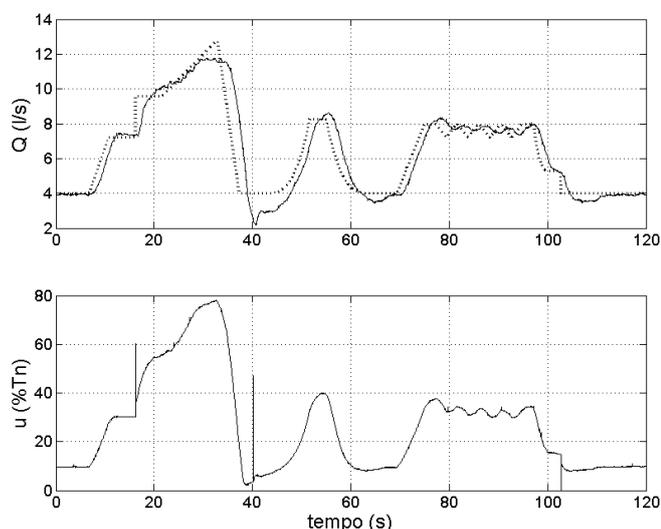


Figura 5.31: Gráfico superior: Vazão na saída da bancada de testes; Gráfico inferior: Ação de controle correspondente. Controle de vazão em 50 Hz, seguindo o perfil 2, com a válvula na posição 3 e com parâmetros de controle:  $k_Q = 1$ ,  $\phi_Q = 2$  e  $k_i = 0,4$ . Resultado experimental em linha contínua e referência em linha pontilhada.

controlador, foi possível determinar famílias de perfis de pressão ou de vazão rastreáveis para cada uma das 5 aberturas de válvula analisadas. Verificou-se a máxima taxa de variação da saída do sistema para cada abertura de válvula e, conseqüentemente, determinou-se a máxima derivada que os perfis desejados poderiam apresentar.

Uma observação importante é o fato de que os resultados de controle para abertura de válvula de número 1 não foram considerados para as análises quantitativas do controle de vazão. Nesse caso a vazão máxima alcançada é relativamente pequena para o sistema, de forma que o sistema de controle opera sempre dentro da região de suavização ( $-\phi$  a  $\phi$ ) no caso da sintonia de controlador utilizada.

Também foi possível verificar experimentalmente, através dos diversos ensaios realizados, uma das características do sistema de controle em modos deslizantes, que são as intensas variações no sinal de controle. É importante destacar que esta característica difere da ação de controle dos controladores convencionais, onde tipicamente a ação de controle é mais suave (Dorf e

Bishop, 1998).

Como foram obtidos resultados relativamente bons para o caso da utilização de uma única bomba operando isoladamente, em todas as situações testadas, pode-se dizer que a tarefa de rastreamento de perfil para esse caso foi cumprida.

Ao se associar as bombas em paralelo, variou-se a estrutura do sistema hidráulico como um todo, ocasionando erros relativamente grandes de modelagem. Dessa forma verificou-se utilizando a abertura de válvula de número 3 que novas sintonias de controlador são necessárias. Com nova sintonia de controlador foi possível rastrear perfis de pressão, embora apresentando erros de rastreamento maiores do que quando o sistema é operado com uma única bomba. Esse fato não se verificou no rastreamento de perfis de vazão, onde neste caso o erro do modelo é tal que o sistema diverge mesmo após tentativas de ajuste dos parâmetros  $k_Q$  e  $\phi_H$  para compensar os erros de modelagem do sistema.

Diante dos problemas instabilidade da saída de controle e para diminuir os erros, em estado estacionário, apresentados nos patamares de referência dos perfis testados, foi proposto uma nova estrutura de controlador, com funcionamento em cascata. Neste caso, quando o erro de rastreamento situa-se na faixa de valores de  $-\phi$  e  $\phi$ , uma ação de controle integral é adicionada à ação de controle do controlador por modos deslizantes.

Verificou-se que o novo controlador diminuiu os EAMP nos resultados de rastreamento de perfis de pressão e também nos resultados de rastreamento de perfis de vazão quando as bombas operam em paralelo. Ainda assim, o sistema de controle de vazão não obtém bons resultados quando as bombas operam em paralelo. O impacto observado no desempenho do sistema devido a atuação do controlador em cascata, utilizando a mesma sintonia, no caso de se operar o sistema com uma única bomba foi o de tornar o tempo de subida da saída do sistema ligeiramente maior, evidenciando-se mais no caso do controle de vazão. Para o caso de controle de vazão, com bombas operando em paralelo, pode-se dizer então que o rastreamento de perfil não é recomendado, pois o sistema divergiu mesmo após tentativas de ajustes na sintonia do controlador.

Conclui-se que, para realizar rastreamento de perfis de pressão e de vazão de maneira mais eficiente com as bombas operando em paralelo ou possivelmente em série é preciso obter novamente o modelo do sistema para estes casos. Assim espera-se obter um desempenho de rastreamento similar ao

observado quando apenas uma bomba opera isoladamente.

# Considerações Finais

---

## 6.1 Conclusões

Diante dos resultados experimentais obtidos, é possível afirmar que os objetivos iniciais do trabalho foram alcançados:

1. As adaptações necessárias na instrumentação da bancada de bombeamento hidráulico já existente e nos sistemas de condicionamento de sinais e aquisição de dados foram feitas, conforme apresentado no Capítulo 2.
2. Um modelo caixa-branca da planta foi obtido e validado com dados reais, conforme apresentado no Capítulo 3.
3. Desenvolveu-se e foi implementado um sistema de controle capaz de seguir perfis de pressão ou de vazão para diferentes carregamentos hidráulicos sem necessidade de novas sintonias do controlador, conforme resultados experimentais mostrados no Capítulo 5.
4. Foi implementado um sistema supervisor para realizar o controle do sistema e a interface usuário-máquina. O sistema supervisor foi apresentado no Capítulo 2 e descrito com maiores detalhes no Apêndice C.

É importante ressaltar que se optou pela técnica de controle por modos deslizantes pelo fato do sistema utilizar carregamentos hidráulicos diversos e conseqüentemente ser inerentemente incerto.

Foram necessárias poucas modificações no sistema pré-existente para realização deste trabalho. Basicamente consistiram na instalação de um transmissor de pressão no recalque da bomba, na instalação de um *encoder* para levantamento do modelo matemático do sistema, na leitura de mais uma

saída analógica do inversor de frequência e na construção da eletrônica de condicionamento de sinais associada.

Na modelagem matemática da bancada de testes, buscou-se subdividir o sistema de bombeamento hidráulico em quatro subsistemas: bomba centrífuga, conjunto motor de indução e inversor de frequência, subsistema hidráulico fixo e subsistema hidráulico variável. O modelo encontrado é de primeira ordem e foi validado estaticamente e dinamicamente com dados reais. Observou-se resultados com erro EAMP menores do que 3% para a curva estática e menores do que 6% para a resposta dinâmica, sendo que os maiores erros foram obtidos para as situações de vazão mais baixa. Uma observação importante é que, para sistemas de bombeamento de maior porte, a celeridade da água pode não ser desprezível, assim uma nova formulação matemática poderia ser necessária, o que aumentaria a ordem do modelo e demandaria uma nova superfície de deslizamento.

O sistema de controle implementado, de um modo geral, mostrou-se robusto a variação do carregamento hidráulico, mantendo o erro absoluto médio percentual abaixo de 10%, nos perfis testados, sem necessitar de novas sintonias de controlador ao operar com uma única bomba. No caso do controle de pressão, bons resultados foram obtidos em todos os casos testados, entretanto no caso do controle de vazão, observou-se um pior desempenho principalmente devido ao atraso de tempo no sinal do medidor utilizado. No último caso, o sistema foi incapaz de seguir um perfil de vazão para aberturas muito pequenas na válvula, como mostrado na Figura 5.13 (a), página 98.

A frequência de controle é um parâmetro importante, pois frequências muito baixas podem comprometer o desempenho do sistema. Nesse trabalho utilizou-se a maior frequência alcançada experimentalmente, que foi de 50Hz. O principal empecilho para o aumento dessa frequência foi a capacidade computacional disponível na planta.

Também observou-se, pelos testes realizados, que o sucesso da aplicação do sistema de controle proposto está relacionado a boa aproximação do modelo com o comportamento real do sistema, fato que justifica o pior desempenho do sistema de controle com as bombas operando em paralelo.

Apesar de toda fundamentação matemática sobre controle por modos deslizantes, ainda foram necessários métodos heurísticos para escolha de parâmetros do controlador, visto que o procedimento numérico adotado para se obter os valores mínimos dos parâmetros  $k$  que garantem a estabilidade não se mostrou viável na prática. Essa inviabilidade deve-se principalmente

ao fato de que alguns fatores importantes não foram considerados no procedimento numérico utilizado, como por exemplo a frequência de amostragem finita, a presença de ruído de medição e principalmente o atraso puro de tempo do medidor de vazão.

Uma observação que se faz com relação a implementação desse sistema de controle é que seria necessário obter o modelo do sistema para os casos de operação das bombas centrífugas em paralelo, e também em série, com o intuito de melhorar o desempenho do controle ao operar a planta nessas situações.

Outra observação importante é que, uma vez que o modelo do comportamento mecânico do conjunto motor-bomba foi obtido, não foi mais necessário utilizar um *encoder* como sensor de velocidade para se obter a velocidade de rotação do motor de indução, pois o inversor de frequência foi configurado para operar no modo de controle de torque *sensorless*. Essa é uma característica que torna a metodologia de controle desenvolvida ainda mais interessante, devido a possível redução no custo total do sistema.

Na literatura, a maioria dos trabalhos sobre controle de sistemas de bombeamento de água utilizam controle por velocidade, ao contrário do presente trabalho onde se utiliza o controle pelo torque eletromagnético desenvolvido no motor de indução. Dessa forma, foi possível englobar assuntos de grande interesse, como o bombeamento a velocidade variável, a utilização de recursos disponibilizados pelos inversores de frequência comerciais e o emprego de uma de técnica de controle robusto em um sistema de bombeamento de água, que no presente caso foi o controle por modos deslizantes.

## 6.2 Propostas de Continuidade

As propostas de continuidade deste trabalho podem ser enumeradas como se segue:

1. Obter as funções estáticas do sistema hidráulico para o caso do sistema operar com as bombas em paralelo ou em série, visando otimizar o desempenho do sistema de controle nesses casos.
2. Utilizar limitações mais restritivas na amplitude dos picos da ação de controle quando ocorre variações descontínuas no perfil desejado.
3. Testar a utilização de novas superfícies de deslizamento.

4. Aumentar a frequência de controle por meio do desenvolvendo de um sistema supervisorio dedicado.
5. Desenvolver o sistema de controle diretamente em tempo discreto.
6. Investigar o desempenho do sistema de controle com utilização de sensor de velocidade, visto que, segundo o fabricante, seria possível obter mais precisão e um tempo de resposta menor no controle do torque (WEG, 2006).
7. Implementar um novo controlador utilizando metodologia de projeto para controladores por modos deslizantes, no domínio do tempo discreto, utilizando modelos caixa-preta identificados.
8. Verificar o impacto na vida útil dos equipamentos ao se utilizar o controlador em modos deslizantes no sistema de bombeamento de água. Dependendo do resultado desta análise, valores máximos superiores ao máximo torque nominal poderiam ser admitidos, o que conduziria a menores tempos de resposta para o sistema controlado.

---

---

# Bibliografia

---

- Aguirre, L. A. (2004). *Introdução à Identificação de Sistemas - Técnicas Lineares e Não-Lineares Aplicadas a Sistemas Reais*. Editora UFMG.
- Araújo, G. C. S. (2003). *Instrumentação de uma plataforma de bombeamento para ensaios de máquinas hidráulicas*. Monografia final de curso em Engenharia Mecânica - UFMG.
- Barbosa, B. H. (2006). *Instrumentação, Modelagem, Controle e Supervisão de um Sistema de Bombeamento de Água e Módulo Turbina-Gerador*. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica.
- Blaschke, F. (1972). The principles of field orientation as applied to the new transvector closed-loop system for rotating field machines. *Siemens Review*, 34:217–220.
- Burr-Brown Corporation (1988). RCV420 Datasheet. Precision 4mA to 20mA Current Loop Receiver.
- 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.
- Cardoso Filho, B. d. J. (1991). *Modos Deslizantes em Sistemas Dinâmicos Descontínuos: Aplicação ao Controle de Velocidade de um Motor de Indução*. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica.
- Carlson, R. (2000). Correct method of calculating energy savings to justify

- adjustable-frequency drives on pumps. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 36(6):1725 – 1733.
- Cavazzana, E., Barbosa, B. H., Tôrres, L. A. B., e Martinez, C. B. (2007). Comparison of white-box and black-box models of a real hydraulic pumping system using a variable speed drive. 19th International Congress of Mechanical Engineering.
- Dent, R. e Dacic, Z. (1994). Adjustable speed drives improve circulating water system. *IEEE Transactions on Energy Conversion*, 9(3):496 – 502.
- DeWinter, F. A. e Kedrosky, B. J. (1989). Application of a 3500-hp variable frequency drive for pipeline pump control. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 25(6):1019 – 1024.
- 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.
- Driedger, W. (1995). Controlling centrifugal pumps. *Hydrocarbon Processing*, 74(7):43.
- 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.
- Eker, I. e Kara, T. (2003). Operation and control of a water supply system. *ISA Transactions*, 42(3):461 – 473.
- Fairchild Semiconductor Corporation (2001). KA331 Datasheet. V-F Converter.
- Fitzgerald, A. E., Kingsley Jr, C., e Umans, S. D. (2006). *Máquinas Elétricas*. Bookman.
- Guevara, Y. e Carmona, R. (1990). Unsteady and steady flow control on pumping systems. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 26(5):954 – 960.

- Hasse, K. (1969). *On the Dynamics of Speed Control of Static AC Drive with a Squirrel-Cage Induction Motor*. Phd thesis, Technische Hochschule Darmstadt, Germany.
- Irvine, G. e Gibson, I. H. (2002). V<sub>f</sub> drives: As final control elements in the petroleum industry. *IEEE Industry Applications Magazine*, 8(4):51 – 60.
- Justino, J. C. G. (2004). *Redes Neurais Artificiais com Treinamento On-line Aplicadas ao Controle do Motor de Indução*. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica.
- Kallesoe, C. S., Cocquempot, V., e Izadi-Zamanabadi, R. (2006). Model based fault detection in a centrifugal pump application. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 14(2):204 – 215.
- Le-Huy, H. (1999). Comparison of field-oriented control and direct torque control for induction motor drives. *Conference Record - IAS Annual Meeting (IEEE Industry Applications Society)*, 2:1245 – 1252.
- Macintyre, A. J. (1997). *Bombas e Instalações de Bombeamento*. LTC.
- Martinez, C. B. (1996). *Tópicos de Hidráulica Aplicada*. Departamento de Hidráulica e Recursos Hídricos - UFMG.
- Mathworks (1990). *Using Simulink. Version 3*.
- Mendes, M. A. S. (1996). *Associação em Paralelo de Conversores Estáticos CC-CC: Uma Contribuição às Estratégias de Controladores*. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica.
- Moraes-Duzat, R. (2000). *Analytical and Experimental Investigation of Photovoltaic Pumping Systems*. Tese de Doutorado, University Oldenburg.
- Moreno, H. (2001). *Harmônicas nas Instalações Elétricas. Causas, efeitos e soluções*. Procobre - Instituto Brasileiro do Cobre.
- Nash, J. N. (1997). Direct torque control, induction motor vector control without an encoder. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 33(2):333 – 341.

- National Instruments (2003). *Labview User Manual*.
- Neves, E. T. (1982). *Curso de Hidráulica*. Editora Globo.
- Parma, G. G. (2000). *Treinamento de Redes Neurais Artificiais Baseado em Sistema de Estrutura Variável com Aplicações em Acionamentos Elétricos*. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica.
- Pemberton, M. (2005). Variable speed pumping: Myths and legends. *World Pumps*, (460):22 – 24.
- Silvestre, P. (1979). *Hidráulica Geral*. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos.
- Slotine, J.-J. E. e Li, W. (1991). *Applied Nonlinear Control*. Prentice-Hall; United States Edition.
- Stopa, M. M. (1997). *Controle do Motor de Indução por Orientação de Campo: Uma Implementação Utilizando um Conversor PWM Reversível*. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica.
- Texas Instruments (1997). ISO124 Datasheet. Precision Lowest-Cost Isolation Amplifier.
- Torreira, R. P. (1996). *Bombas Válvulas e Acessórios*. Ex Libris.
- Utkin, V. (1978). *Sliding modes and their application in Variable Structure Systems*. Moscow:MIR.
- Utkin, V., Guldner, J., e Shi, J. (1999). *Sliding Mode Control in Eletromechanical Systems*. Taylor & Francis.
- Vas, P. (1990). *Vector Control of AC Machines*. Oxford University Press.
- Vivek, V., Uma, G., Kumudini Devi, R., e Chellamuthu, C. (2002). Performance of induction motor driven submersible pump using matlab/simulink. *2002 International Conference on Power System Technology, POWERCON 2002*, 2:765 – 768.
- WEG (2006). Manual do Inversor de Frequência Série CFW-09, Software Versão 3.7X.

---

Wolfram, A., Fussel, D., Brune, T., e Isermann, R. (2001). Component-based multi-model approach for fault detection and diagnosis of a centrifugal pump. *Proceedings of the American Control Conference*, 6:4443 – 4448.



# Controle vetorial clássico: Orientação do campo segundo fluxo de rotor

---

O ponto de partida do equacionamento para apresentar o mecanismo do controle vetorial clássico é conjunto de equações vetoriais que descrevem o comportamento dinâmico da máquina de indução. Estas são dadas por:

$$\begin{cases} \vec{v}_s = R_s \vec{i}_s + \frac{d\vec{\lambda}_s}{dt} \\ \vec{v}_r = R_r \vec{i}_r + \frac{d\vec{\lambda}_r}{dt} \end{cases}, \quad (\text{A.1})$$

$$\begin{cases} \vec{\lambda}_s = L_s \vec{i}_s + L_m \vec{i}_r \\ \vec{\lambda}_r = L_r \vec{i}_r + L_m \vec{i}_s \\ \vec{\lambda}_m = L_m \vec{i}_m \end{cases}, \quad (\text{A.2})$$

$$T_e = \frac{3p}{2} \frac{L_m}{L_r} \Im m \{ \vec{i}_s \cdot \vec{\lambda}_r^* \}, \quad (\text{A.3})$$

$$J \frac{d\omega_r}{dt} = \frac{2}{p} T_e - \frac{2}{p} T_c - B\omega, \quad (\text{A.4})$$

onde o significado dos símbolos encontram-se na lista de símbolos.

As equações A.1 são as equações de tensão; As equações A.2 são as equações de enlace de fluxo da máquina e a equação A.3 é a equação de conjugado eletromagnético mais apropriada para orientação segundo o fluxo de rotor, dentre as diversas expressões existentes (Justino, 2004; Parma, 2000).

Por fim, mecanicamente a máquina pode ser modelada pela equação A.4, sendo  $T_c$  o torque resistente de carga no eixo.

Transformando as equações trifásicas acima em equações bifásicas, representadas num plano de eixos ortogonais “dq” girando em velocidade arbitrária, as equações A.5 e A.6 são obtidas ao aplicar-se as matrizes de transformação nas equações A.1 (Vas, 1990).

$$\vec{v}_s^a = R_s \vec{i}_s^a + \frac{d\vec{\lambda}_s^a}{dt} + j\omega_a \lambda_s^a. \quad (\text{A.5})$$

$$\vec{v}_r^a = R_r \vec{i}_r^a + \frac{d\vec{\lambda}_r^a}{dt} + j(\omega_a - \omega_r) \lambda_r^a. \quad (\text{A.6})$$

Utilizando as equações A.2, de enlace de fluxo, é possível desenvolver ainda a seguinte equação matricial:

$$\begin{bmatrix} v_{qs}^a \\ v_{ds}^a \\ v_{qr}^a \\ v_{dr}^a \end{bmatrix} = A \cdot \begin{bmatrix} i_{qs}^a \\ i_{ds}^a \\ i_{qr}^a \\ i_{dr}^a \end{bmatrix} \quad (\text{A.7})$$

Onde:

$$A = \begin{bmatrix} R_s + L_s \frac{d}{dt} & \omega_a L_s & L_m \frac{d}{dt} & \omega_a L_m \\ -\omega_a L_s & R_s + L_s \frac{d}{dt} & \omega_a L_m & L_m \frac{d}{dt} \\ L_m \frac{d}{dt} & (\omega_a - \omega_r) L_m & R_r + L_r \frac{d}{dt} & (\omega_a - \omega_r) L_r \\ (\omega_a - \omega_r) L_m & L_m \frac{d}{dt} & (\omega_a - \omega_r) L_r & R_r + L_r \frac{d}{dt} \end{bmatrix} \quad (\text{A.8})$$

Com relação a equação de conjugado eletromagnético, esta pode ser expressa como (Vas, 1990):

$$T_e = \frac{3p}{2} \frac{L_m}{L_r} [\lambda_{dr}^a I_{qs}^a - \lambda_{qr}^a I_{ds}^a]. \quad (\text{A.9})$$

Nesse instante, ao determinar que esse sistema de eixos gire em velocidade síncrona, em que o eixo “d” é orientado segundo o vetor de fluxo de rotor, é possível dizer que  $\lambda_{dr} = |\lambda_r|$  e  $\lambda_{qr} = 0$ .

Assim, a equação de conjugado eletromagnético anterior pode ser dada por:

$$T_e = \frac{3p}{2} \frac{L_m}{L_r} (\lambda_{dr} I_{qs}). \quad (\text{A.10})$$

Dessa forma, o controle de conjugado pode ser feito por variáveis inde-

---

pendentes, fluxo de rotor e corrente de produção de conjugado, como ocorre nas máquinas CC.



# Processamento analógico dos sinais dos sensores

---

Basicamente, o processamento analógico de um sinal de medição é realizado pelas placas apresentadas na Figura 2.10 (página 22) na seguinte seqüência:

1. Conversão do sinal de corrente (4–20mA) em sinal de tensão (0–5V) quando for o caso. Essa conversão ocorre com auxílio do circuito integrado RCV420 (Burr-Brown Corporation, 1988).

No caso do sinal enviado pelo *encoder*, a conversão dos pulsos gerados pela rotação do eixo em sinal de tensão ocorre com auxílio do circuito integrado conversor frequência-tensão KA331 (Fairchild Semiconductor Corporation, 2001).

2. Ajuste de ganho e zero das curvas de calibração do instrumento.
3. Desacoplamento elétrico com auxílio do circuito integrado isolador capacitivo ISO124 (Texas Instruments, 1997).
4. Filtragem do sinal através de um filtro passa-baixa RC, de primeira ordem e com frequência de corte igual a 10Hz.

A frequência de corte dos sinais do processo foi baseada nas dinâmicas hidráulicas mais rápidas verificadas via análise de sinais super-amostrados nos testes realizados na planta. Outras informações a respeito dessas dinâmicas poderão ser verificadas no Capítulo 3. Em caso de necessidade, esses filtros podem ser desabilitados individualmente por meio de jumpers instalados na placa.

A eficiência dessas medidas para redução de ruído foi verificada através de testes realizados por Barbosa (2006). Os resultados mostraram que a

utilização de filtros e desacopladores no sistema de aquisição dados reduzem a potência espectral do ruído dos sinais de medição da bancada em aproximadamente 40 vezes.

Para aquisição dos dados, foi utilizado a placa PCL-711B, da Advantech Co., Ltd com as seguintes características:

- conversor A/D de 12 bits;
- oito canais de entrada analógica;
- faixa de tensão de entrada analógica programável;
- uma saída analógica de 12 bits com faixa de tensão de 0–5V ou 0–10V;
- dezesseis entradas e saídas digitais;
- compatibilidade com barramento IBM PC/XT/AT;
- endereço base determinado por uma chave tipo DIP;
- tempo máximo de conversão A/D igual a  $27\mu\text{s}$ .

## Detalhes do sistema de supervisão e controle

O sistema supervisorio desenvolvido consiste de uma tela principal onde é realizada a interface de operação com o usuário e de telas auxiliares para monitoração das variáveis do sistema, conforme mostrado na Figura 2.12 (página 24) e representada novamente aqui para conveniência do leitor.



Figura C.1: Tela principal do sistema supervisorio.

Na tela principal, primeiramente é definido se é desejado realizar controle de vazão ou de pressão, sendo que a mudança ambos também pode ocorrer a qualquer momento, inclusive com o sistema em operação (*on-line*).

A tela principal também possui comandos que permitem realizar o controle manualmente, através de referência de torque definida por uma barra deslizante, ou de forma automática pelo próprio sistema.

Se for desejado realizar controle automático, ainda é possível configurar o sistema para seguir uma referência fixa ou uma referência em forma de perfil (referência variável). No último caso o sistema faz a leitura de um arquivo texto gerado por uma rotina executada no programa MATLAB, produto da Mathworks, Inc. que define o perfil desejado.

O sistema também conta com sinais luminosos para indicação de operação normal ou com saturação, indicando uma situação de controle em que o sistema não é capaz de alcançar uma dada referência. No caso de saturação de velocidade, esta ocorre quando a rotação do motor atinge 1750rpm. No caso da saturação de torque, o sinal luminoso acende quando o torque eletromagnético do motor atinge 100% do seu valor de torque nominal.

Essas situações ocorrem, por exemplo, no controle de vazão com a válvula fechada. Pequenas referências de torque produzem grandes variações de rotação, podendo fazer com que o motor alcance a velocidade de rotação máxima e ocorra indicação de saturação de velocidade.

A indicação de saturação de torque pode ocorrer, por exemplo, com a válvula toda aberta e com uma referência de vazão relativamente alta para o sistema. Nesse caso, o sistema eleva a referência de torque para 100% e a indicação de saturação de torque acende. Logo em seguida, quando o motor alcança a velocidade máxima, a indicação de saturação de velocidade também acende.

Essas indicações são bastante úteis para o operador detectar a inviabilidade de controle para uma dada condição de operação desejada.

Caso haja necessidade de alterar a sintonia dos controladores de pressão e de vazão, isto também pode ser realizado a qualquer momento pela alteração dos campos correspondentes na parte inferior da tela principal.

A monitoração das variáveis de interesse ocorrem através de gráficos nas telas auxiliares. As Figuras C.2 e C.3 mostram a tela de indicação de vazão e de pressão de recalque do sistema e a tela de indicação da ação de controle e de velocidade angular do motor. Uma terceira tela, não representada aqui, mostra também as pressões de sucção e de recalque da bomba.

Com relação a indicação da potência elétrica consumida pelo motor, esta é realizada na tela principal, sendo que para isso a segunda saída analógica do inversor de frequência deve estar devidamente configurada para fornecer



Figura C.2: Tela de indicação de vazão e de pressão de recalque do sistema no sistema supervisório.

o valor desta grandeza.

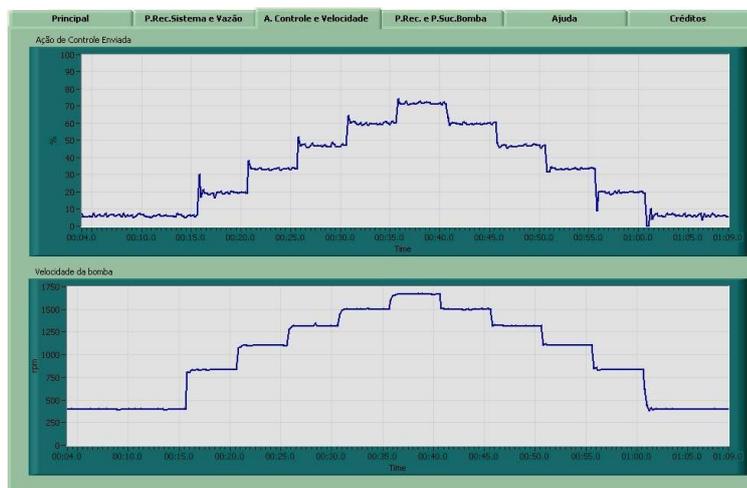


Figura C.3: Tela de indicação da ação de controle e da velocidade angular do motor.

A implementação da lógica de controle e do sistema de tratamento de dados no Labview é feita através da linguagem de programação G, que é uma linguagem de programação baseada em diagramas de blocos, com estrutura de programação orientada pelo fluxo de dados.

Basicamente, o processamento dos dados ocorre em duas etapas. Na primeira etapa a conexão com a placa de aquisição de dados é estabelecida<sup>1</sup>, os valores das constantes são definidos e os contadores são inicializados.

Numa segunda etapa, duas partes do código são executadas em paralelo. A primeira parte, configurada para operar na frequência de controle desejada, de forma síncrona e com alta prioridade, realiza as seguintes tarefas: conversão A/D<sup>2</sup> dos sinais dos sensores, checagem das opções de controle definidas pelo operador na tela principal, cálculo da ação de controle, conversão D/A<sup>3</sup> e gravação dos dados do sistema em uma matriz na memória do computador. Na segunda parte, configurada para operar com frequência mais lenta e com baixa prioridade, ocorre a montagem dos gráficos das telas de acompanhamento das variáveis do sistema e as mudanças nas sinalizações visuais da tela principal.

Ao final da execução do programa, caso o operador tenha configurado o sistema para salvar o ensaio através de um botão no canto inferior direito da tela principal, os dados da execução do sistema junto com todos os sinais coletados são gravados em arquivo texto.

---

<sup>1</sup>O gerenciador de dispositivos utilizado foi obtido pela Advantech Co. Ltd, fabricante da placa de aquisição de dados.

<sup>2</sup>Analógico para Digital.

<sup>3</sup>Digital para Analógico.