



INSTITUTO TECNOLÓGICO VALE



Programa de Pós Graduação em Instrumentação, Controle e Automação de  
Processos de Mineração - PROFICAM  
Universidade Federal de Ouro Preto - Escola de Minas  
Associação Instituto Tecnológico Vale - ITV

Dissertação

AUTOMAÇÃO DE UMA PERFURATRIZ PARA PESQUISA MINERAL

Arthur Reis Lara Miranda

Ouro Preto  
Abril de 2018



Arthur Reis Lara Miranda

## AUTOMAÇÃO DE UMA PERFURATRIZ PARA PESQUISA MINERAL

Dissertação apresentada ao curso de Mestrado Profissional em Instrumentação, Controle e Automação de Processos de Mineração da Universidade Federal de Ouro Preto e do Instituto Tecnológico Vale, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia de Controle e Automação.

Linha de Pesquisa: Instrumentação no Processamento de Minérios

Orientador: Prof. D.Sc. Agnaldo José da Rocha Reis

Coorientador: Prof. D.Sc. Paulo Henrique Vieira Magalhães

Ouro Preto, MG – Brasil  
Abril de 2018

M672a Miranda, Arthur Reis Lara.  
Automação de uma perfuratriz para pesquisa mineral [manuscrito] / Arthur Reis Lara Miranda. - 2018.  
131f.: il.: color; grafs; tabs.

Orientador: Prof. Dr. Agnaldo José da Rocha Reis.  
Coorientador: Prof. Dr. Paulo Henrique Vieira Magalhães.

Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Ouro Preto. Escola de Minas. Departamento de Engenharia de Controle e Automação e Técnicas Fundamentais. Programa de Pós Graduação em Instrumentação, Controle e Automação de Processos de Mineração.  
Área de Concentração: Engenharia de Controle e Automação de Processos Minerais.

1. Sonda Hidráulica. 2. Controlador PI. 3. Controle de rotação. I. Reis, Agnaldo José da Rocha. II. Vieira Magalhães, Paulo Henrique. III. Universidade Federal de Ouro Preto. IV. Título.

CDU: 681.5:622.2

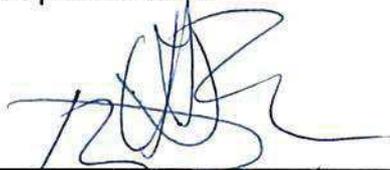
Catálogo: [www.sisbin.ufop.br](http://www.sisbin.ufop.br)

Mestrado Profissional em Instrumentação, Controle e Automação de Processos  
de Mineração - PROFICAM

Automação de uma Perfuratriz para Pesquisa Mineral

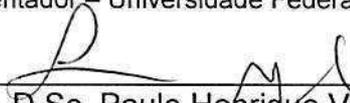
Arthur Reis Lara Miranda

Dissertação defendida e aprovada em 20 de abril de 2018 pela banca  
examinadora constituída pelos professores:



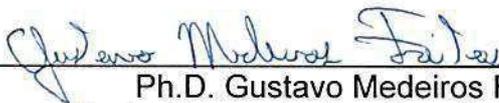
---

D.Sc. Agnaldo José da Rocha Reis  
Orientador – Universidade Federal de Ouro Preto (UFOP)



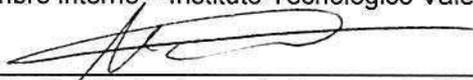
---

D.Sc. Paulo Henrique Vieira Magalhães  
Coorientador – Universidade Federal de Ouro Preto (UFOP)



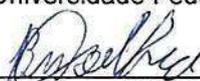
---

Ph.D. Gustavo Medeiros Freitas  
Membro interno – Instituto Tecnológico Vale (ITV)



---

Ph.D. Sávio Augusto Lopes da Silva  
Membro interno – Universidade Federal de Ouro Preto (UFOP)



---

D.Sc. Bruno Nazário Coelho  
Membro externo – Universidade Federal de São João del-Rei (UFSJ)

*A todos aqueles que de alguma  
forma estiveram ou estão  
próximos de mim, fazendo esta  
vida valer cada vez mais a pena.*

# Agradecimentos

Agradeço às Fundações Gorceix e Victor Dequech pelo apoio administrativo, à FINEP pelo fomento, à Escola de Minas, ao ITV e à UFOP pela excelência no ensino, assim como a GEOSOL pela oportunidade me concedida de participar deste projeto.

Agradeço também aos funcionários da GEOSOL que trabalharam na concepção, desenvolvimento e execução deste projeto, aos meus orientadores pelo suporte e ensinamento, e aos meus familiares pelo apoio e incentivo.

Resumo da Dissertação apresentada à Escola de Minas/UFOP e ao ITV como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

## AUTOMAÇÃO DE UMA PERFURATRIZ PARA PESQUISA MINERAL

Arthur Reis Lara Miranda

Abril/2018

Orientadores: Agnaldo José da Rocha Reis  
Paulo Henrique Vieira Magalhães

Uma sonda, equipamento utilizado para extrair variáveis físicas remotamente, é utilizada na indústria para pesquisa mineral por meio da extração de testemunhos do solo. Atualmente, esses equipamentos são importados, caros, inadequados às normas Brasileiras e possuem características dispensáveis como, capacidade de operação em temperaturas negativas. Visando a necessidade de desenvolvimento de um produto nacional, compatível com normas de emissão de poluentes e a NR-12, com alta eficiência e baixo consumo de combustível, é proposto um sistema de monitoramento de avanço e controle de rotação para uma sonda hidráulica de grande porte para prospecção mineral. Neste trabalho será monitorada a velocidade de avanço da ferramenta de corte e controlada a velocidade de rotação por meio do controle das pressões do sistema de acordo com a velocidade escolhida pelo operador. Será apresentado um estudo sobre a utilização de sensores para medir avanço e do uso de controladores PI para controle da rotação do motor hidráulico utilizando duas formas de basculamento para o motor hidráulico. O sistema de atuação enviará sinais de comando para os atuadores hidráulicos (como válvulas proporcionais) responsáveis pelo processo de perfuração propriamente dito. Os sistemas propostos foram responsáveis pela redução de custo operacional e aumento de produtividade no campo além de proteger os operadores com a utilização da norma NR-12.

**Palavras-chave:** Sonda Hidráulica, Controlador PI, Controle de rotação

Abstract of Dissertation presented to Escola de Minas/UFOP and ITV as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

## AUTOMATION OF A DRILLING RIG FOR MINERAL RESEARCH

Arthur Reis Lara Miranda

April/2018

Advisors: Agnaldo José da Rocha Reis

Paulo Henrique Vieira Magalhães

A drilling rig, a machine designated to remotely obtain physics evidences, is used in mineral research to extract cores. Nowadays, drilling machines available on global market are expensive, inadequate to Brazilian rules and they have dispensable characteristics as, capacity of operation in negative temperatures. Aiming at the need to develop a national product, compatible with pollutant emission standards and the brazilian regulatory standard NR-12, with high efficiency and low fuel consumption a drilling monitoring and rotation speed control system for a large hydraulic drilling rig for mineral prospecting is proposed. The actuators control the advancement of the drilling tool inside the borehole by exerting forces of weight and rotation. A study will be presented on the use of sensors to measure the drilling advance and the use of PI controllers to control the rotation of the hydraulic motor using two forms of displacement control for the hydraulic motor. The actuation system will send command signals to the hydraulic actuators (such as proportional valves) responsible for the actual drilling process. The proposed systems were responsible for the reduction of operational cost and increase of productivity in the field besides protecting the operators with the use of the norm NR-12.

**Keywords:** Hydraulic drilling rig, PI controller, Speed control

# Lista de Figuras

2.1	Cabeça hidráulica. . . . .	7
2.2	Coroa de diamantes. (Coroa HQ-2 extra lateral S-2, Geosol). Fonte: (CARVALHO,2014) . . . . .	8
2.3	Bomba de lama. . . . .	8
2.4	Morsa inferior. . . . .	9
2.5	Guincho Principal. . . . .	10
2.6	<i>Over shot</i> . . . . .	10
2.7	Representação de uma sonda hidráulica. Fonte: (RIBEIRO,2009) . . . . .	11
2.8	Representação do efeito seringa. Adaptado de: (AUSTRALIAN DRILLING INDUSTRY TRAINING COMMITTEE LIMITED,2015) . . . . .	13
2.9	Montagem do EDR na lateral de uma sonda CS14. Fonte: (FILHO,2015) . . . . .	14
3.1	Sonda hidráulica proposta. . . . .	19
3.2	Diagrama elétrico para categoria 1. Adaptado de (EUCHNER GMBH,2014). . . . .	21
3.3	Diagrama elétrico para categoria 4. Adaptado de (EUCHNER GMBH,2014). . . . .	22
3.4	Sensor de vazão por diferencial de pressão. Fonte: (DOEBELIN,1990) . . . . .	26
3.5	Sensor de vazão por Turbina. Fonte: (DOEBELIN,1990) . . . . .	26
3.6	Sensor de vazão na saída da bomba principal. . . . .	27
3.7	Sensores de avanço e fim de curso do guincho. . . . .	28
3.8	Formato do Ultrassom. Adaptado de (PEPPERL + FUCHS,2016) . . . . .	29
3.9	Comando proporcional PVG. . . . .	32
3.10	Vazão do PVG. Fonte: (DANFOSS,2014) . . . . .	32
3.11	Movimentos de um Motor. Fonte:(HYDRAULICS AND PNEUMATICS,2014) . . . . .	34
3.12	Motor hidráulico. Fonte: Autor . . . . .	35
3.13	Motor hidráulico, corrente x deslocamento. Fonte: (PARKER,2016) . . . . .	35
3.14	Motor hidráulico, corrente x velocidade. Fonte: (PARKER,2016) . . . . .	36
3.15	Cilindro de avanço. Fonte: GEOSOL . . . . .	36
3.16	Diagrama de blocos funcionais. Fonte: (SMART SOFTWARE SOLUTIONS,2010) . . . . .	38
3.17	Diagrama rede CAN. . . . .	38
3.18	Exemplo de texto estruturado. Fonte: Adaptação de (SMART SOFTWARE SOLUTIONS,2010) . . . . .	38

3.19	Exemplo de texto estruturado. . . . .	39
3.20	Configurações da IHM no CoDeSys. . . . .	40
3.21	Diagrama rede CAN. Fonte: (NATIONAL INSTRUMENTS,2014) . . . . .	41
3.22	Camada física da rede CAN. Fonte: (NATIONAL INSTRUMENTS,2008) . . . . .	41
3.23	Camadas da comunicação CAN. Fonte: (NATIONAL INSTRUMENTS,2013) . . . . .	42
3.24	Diagrama de <i>bits</i> da rede CAN. Fonte: (NATIONAL INSTRUMENTS,2013) . . . . .	42
4.1	Conceito do sistema de controle. . . . .	44
4.2	Controle de rotação pelo PVG. . . . .	44
4.3	Linearização do PVG. . . . .	45
4.4	Controle de rotação pelo Basculamento. . . . .	46
4.5	Corrente x Basculamento do Motor Hidráulico, modelo eletrônico. . . . .	46
4.6	Corrente x Basculamento do Motor Hidráulico, modelo hidráulico. . . . .	47
4.7	Velocidade de rotação por basculamento, modelo eletrônico. . . . .	47
4.8	Velocidade de rotação por basculamento, modelo hidráulico. . . . .	48
4.9	<i>Driver</i> de corrente com controlador $k_i = 1$ e $k_p = 1$ . . . . .	48
4.10	<i>Driver</i> de corrente com controlador $k_i = 30$ e $k_p = 30$ . . . . .	49
4.11	<i>Driver</i> de corrente com controlador $k_i = 30$ e $k_p = 30$ , destacado. . . . .	49
4.12	Corrente aplicada no basculamento do motor - Basculamento Eletrônico . . . . .	50
4.13	Corrente aplicada no basculamento do motor, focalizado - Basculamento Eletrônico . . . . .	50
4.14	Corrente aplicada no basculamento do motor - Basculamento Hidráulico . . . . .	51
4.15	Sistemas de controle por PVG e basculamento. . . . .	51
4.16	Modelo completo dos sistemas de controle por PVG e basculamento. . . . .	52
4.17	Modelo completo dos sistemas de controle por PVG e basculamento simpli- ficado. . . . .	53
4.18	Lugar das raízes da <i>FTMA1</i> . . . . .	53
4.19	Lugar das raízes da <i>FTMA2</i> . . . . .	54
4.20	Origem do Lugar das raízes da <i>FTMA2</i> . . . . .	54
4.21	Diagrama de Bode para método da truncação balanceada . . . . .	56
4.22	Resposta ao degrau para método da truncação balanceada . . . . .	56
4.23	Resposta ao impulso para método da truncação balanceada . . . . .	56
4.24	Lugar das raízes para <i>FTMA1</i> reduzida para quarta ordem. . . . .	57
4.25	Lugar das raízes para <i>FTMA1</i> reduzida para quinta ordem. . . . .	57
4.26	Lugar das raízes para <i>FTMA1</i> reduzida para sexta ordem. . . . .	57
4.27	Lugar das raízes para <i>FTMA1</i> reduzida para segunda ordem. . . . .	58
4.28	Lugar das raízes para <i>FTMA1</i> reduzida para terceira ordem. . . . .	58
4.29	Resposta ao degrau para método da truncação balanceada . . . . .	59
4.30	Resposta ao impulso para método da truncação balanceada . . . . .	59

4.31	Lugar das raízes para <i>FTMA1</i> reduzida para quarta ordem. . . . .	60
4.32	Lugar das raízes para <i>FTMA1</i> reduzida para sexta ordem. . . . .	60
4.33	Resposta ao degrau para método da seleção de modo . . . . .	60
4.34	Resposta ao impulso para método da seleção de modo . . . . .	61
4.35	Lugar das Raízes para <i>FTMA2</i> reduzida para terceira ordem. . . . .	62
4.36	Lugar das Raízes para <i>FTMA2</i> reduzida para quarta ordem. . . . .	62
4.37	Lugar das Raízes para <i>FTMA2</i> reduzida para quinta ordem. . . . .	62
4.38	Lugar das Raízes para <i>FTMA2</i> reduzida para sexta ordem. . . . .	63
4.39	Resposta ao degrau da <i>FTMA2</i> e suas reduções. . . . .	63
4.40	Lugar das Raízes para <i>FTMA2</i> reduzida para quinta ordem, método da seleção de modo. . . . .	64
4.41	Lugar das Raízes para <i>FTMA2</i> reduzida para terceira ordem, método da seleção de modo. . . . .	64
4.42	Resposta ao impulso da <i>FTMA2</i> e suas reduções para o método da seleção de modo. . . . .	65
4.43	Resposta ao degrau da <i>FTMA2</i> e suas reduções para o método da seleção de modo. . . . .	65
4.44	Pressão X Corrente para basculamento eletrônico . . . . .	66
4.45	Pressão X Basculamento para modelo eletrônico . . . . .	66
4.46	Pressão X Corrente para modelo hidráulico . . . . .	67
4.47	Pressão X Basculamento para modelo hidráulico . . . . .	67
5.1	Dinâmica do sistema utilizando o segundo método de Ziegler-Nichols. . . .	70
5.2	Dinâmica do sistema após nova sintonia. . . . .	71
5.3	Dinâmica do sistema reduzido para sexta ordem utilizando o segundo método de Ziegler-Nichols. . . . .	72
5.4	Dinâmica do sistema de oitava ordem, controlador 1. . . . .	73
5.5	Lugar das raízes para <i>FTMA2</i> , ganho para sobressinal de até 5,8%. . . . .	73
5.6	Dinâmica do sistema de oitava ordem, controlador 2. . . . .	74
5.7	Dinâmica do sistema de oitava ordem, controlador 3. . . . .	75
5.8	Dinâmica do sistema de oitava ordem, controlador 4. . . . .	75
5.9	Dinâmica do sistema de terceira ordem, controlador 1. . . . .	76
5.10	Dinâmica do sistema de terceira ordem, controlador 2. . . . .	76
5.11	Resultado prático. $k_i = 2.12$ e $k_p = 0.09$ . . . . .	77
5.12	Resultado prático, experimento 1. $k_i = 2.12$ e $k_p = 0.09$ . . . . .	78
5.13	Resultado prático, experimento 1. $k_i = 1$ e $k_p = 0.09$ . . . . .	78
5.14	Resultado prático, experimento 2. $k_i = 2.12$ e $k_p = 0.09$ . . . . .	79
5.15	Resultado prático, experimento 2. $k_i = 1$ e $k_p = 0.09$ . . . . .	80
5.16	Resultado prático, experimento 3. $k_i = 2.12$ e $k_p = 0.09$ . . . . .	81

5.17	Resultado prático, experimento 3. $k_i = 1$ e $k_p = 0.09$ . . . . .	81
5.18	Resultado prático. $k_i = 1$ e $k_p = 0.09$ . . . . .	82
5.19	Resultado prático. $k_i = 2.12$ e $k_p = 0.09$ . . . . .	83
5.20	Resultado prático. $k_i = 2.12$ e $k_p = 0.09$ . . . . .	83
5.21	Resultado prático 1. $k_i = 1.3$ e $k_p = 0.28$ . . . . .	84
5.22	Resultado prático 2. $k_i = 1.3$ e $k_p = 0.28$ . . . . .	85
5.23	Resultado prático 3. $k_i = 1.3$ e $k_p = 0.28$ . . . . .	85
5.24	Resultado da simulação do controle pelo PVG. . . . .	86
5.25	Controle de velocidade pelo controle de pressão. . . . .	87
5.26	Leitura do sensor de ultrassom com o equipamento desligado. . . . .	88
5.27	Influência de ruídos sonoros no sensor. . . . .	89
5.28	Influência do tempo amostral entre a medida das médias. . . . .	89
5.29	Influência da rotação do motor diesel na leitura do sensor. . . . .	90
5.30	Influência da rotação do motor diesel na leitura do sensor. . . . .	90
5.31	Influência da vibração no sensor, com ruídos. . . . .	91
5.32	Influência da vibração no sensor, rotação da cabeça hidráulica em 270 RPM	91
5.33	Influência da vibração no sensor, rotação da cabeça hidráulica em 500 RPM	92
5.34	Medição da velocidade de avanço, experimento 1 . . . . .	93
5.35	Medição da velocidade de avanço, experimento 2 . . . . .	93
5.36	Medição da velocidade de avanço, experimento 3 . . . . .	94
5.37	Medição da velocidade de avanço, experimento 4 . . . . .	94
5.38	Medição da velocidade de avanço, experimento 5 . . . . .	94
5.39	Medição da velocidade de avanço, experimento 6 . . . . .	95
5.40	Medição da velocidade de avanço, experimento 1 em campo aberto . . . . .	96
5.41	Medição da velocidade de avanço, experimento 2 em campo aberto . . . . .	97
5.42	Medição da velocidade de avanço, experimento 3 em campo aberto . . . . .	97
5.43	Medição da velocidade de avanço, experimento 4 em campo aberto . . . . .	98

# Lista de Tabelas

2.1	Lista de subconjuntos da Figura 2.7. . . . .	12
3.1	Características do CLP CR0232 . . . . .	20
3.2	Características da IHM CR1201 . . . . .	23
3.3	Parâmetros da sonda . . . . .	23
3.4	Acionamento do PVG . . . . .	31
3.5	Atuadores e sinais de comando . . . . .	31
3.6	Comportamento de um motor hidráulico, com carga constante. Fonte:(FIALHO,2004)	34
5.1	Cálculo do segundo método de Ziegler-Nichols . . . . .	69
5.2	Cálculo do segundo método de Ziegler-Nichols . . . . .	69
5.3	Cálculo do segundo método de Ziegler-Nichols . . . . .	70
5.4	Cálculo do segundo método de Ziegler-Nichols . . . . .	70
5.5	Cálculo do segundo método de Ziegler-Nichols . . . . .	74
5.6	Características da resposta transitória, experimentos prático 1. . . . .	79
5.7	Características da resposta transitória, experimentos prático 2. . . . .	80
5.8	Características da resposta transitória, experimentos prático 3. . . . .	82
5.9	Dados dos experimentos práticos de medição da velocidade de avanço. . . . .	92
5.10	Dados dos experimentos práticos de medição da velocidade de avanço em campo aberto. . . . .	95
5.11	Comparação das sondas em operação em Mariana. Quantidades em metros perfurados por mês . . . . .	98
5.12	Comparação do primeiro mês de operação. . . . .	99

# Lista de Abreviaturas e Siglas

- BSPB400** Sensor de pressão
- BITS** Na sondagem significa coroa ou broca de perfuração. Na eletrônica significa unidade de armazenamento de dados.
- CAN** *Controller Area Network*, tipo de rede de comunicação
- CANH** Via de comunicação da rede CAN
- CAN-ID** fração da informação enviada por rede CAN responsável por armazenar informações sobre a própria mensagem.
- CANL** Via de comunicação da rede CAN
- CANopen** Protocolo aberto da rede CAN
- CAN J1939** Protocolo CAN para motores Diesel
- CLP** Controlador Lógico Programável
- CoDeSys** Software utilizado para programação de CLP e IHM
- CR0232** Modelo do CLP
- CR1201** Modelo da IHM
- CS14** Modelo de sonda fabricada pela Atlas Copco
- EDR** *Electronic Drilling Recorder*
- EDS** *Electronic Data Sheet*, arquivos com informações sobre o funcionamento de um dispositivo na rede CAN
- EDS8446** Pressostato (chave de pressão)
- ENVIA\_DADOS\_11** Exemplo de variável de transmissão de dados entre PLC e IHM
- EVS3110H** Sensor de vazão
- FINEP** Financiadora de Estudos e Projetos
- FBD** *Function Block Diagram*, ou diagrama de blocos funcionais
- FTMA** Função de transferência em malha aberta
- FTMA1** FTMA para sistema com basculamento eletrônico
- FTMA2** FTMA para sistema com basculamento hidráulico
- GEOSOL** Empresa de Geologia e Sondagens executora do projeto
- HQ-2** Diâmetro de perfuração
- HYDAC** Fabricante de sensores hidráulicos

**IDENT** *Toolbox* de identificação de sistemas no MATLAB

**IEC61131-3** Padrão de programação de CLP

**IFM** Fabricante alemã de dispositivos de automação

**IGW201** Sensor de pulsos para medir velocidade de rotação

**IHM** Interface Homem Máquina

**IP** Índice de Proteção

**LF90** Modelo de sonda fabricada pela Boart Longyear

**LTI** Modelo linear e invariante no tempo

**MATLAB** *Software para experimentos e estudos matemáticos.*

**MISO** *Multiple inputs, single output*, ou sistema de múltiplas entradas e única saída.

**NA** Normalmente Aberto

**NF** Normalmente Fechado

**NR-12** SEGURANÇA NO TRABALHO EM MÁQUINAS E EQUIPAMENTOS

**O1D100** Sensor de avanço por meio de raio laser

**Pepperl + Fuchs** Fabricante alemã de sensores

**PI** Controlador com ações de controle proporcional e Integral

**PID** Controlador com ações de controle proporcional, Integral e Derivativa

**PGN** *Parameter Group Number*, pacotes de informações enviadas pela rede CAN por meio do protocolo J1939.

**PL2652** Sensor de pressão hidráulica

**PN2570** Sensor de pressão hidráulica

**PSB** Peso sobre broca

**PVG100** Grupo de válvulas proporcionais fabricado pela Sauer Danfoss

**PWM** *Pulse Width Modulation*

**ROP** *Rate of Penetration*

**QSB6.7** Modelo de motor Cummins utilizado

**RFID** Identificação por rádio frequência

**RPM** Rotações Por Minuto

**SAE** *Society of Automotive Engineers*

**SCADA** *Supervisory Control and Data Acquisition*, controle supervisão e aquisição de

dados

**SIMULINK** *Toolbox* do Matlab utilizado para experimentos com diagramas de blocos

**SISO** *Single inputs, single output*, ou sistema de única entradas e saída

**ST** *Structured text*

**SUN** Fabricante de válvulas

**UC4000** *Sensor de ultrassom para medir avanço da perfuração*

**V 12** Modelo do motor hidráulico responsável por acionar a rotação da ferramenta

**WOB** *Weight on bit*, mesmo que PSB

**WORD** Variável no CoDeSys que ocupa 16 *bits*

# Lista de Símbolos

$A_h(t)$	Avanço da haste
$D$	Deslocamento do motor
$D_c$	Diâmetro da coroa do cilindro de avanço
$D_e$	Diâmetro do embolo
$D_i$	Diâmetro interno do EVS3110H
$D(s)$	Função de transferência do <i>driver</i> de corrente
$FA$	Força de avanço
$FF$	Força de flutuação da ferramenta
$FR$	Força de recuo
$F(s)$	Função de transferência PVG
$G(s)$	Função de transferência do basculamento do motor hidráulico
$H(s)$	Função de transferência do motor hidráulico em função da variação da vazão
$H'(s)$	Função de transferência do motor hidráulico em função da variação do deslocamento interno do motor
$J(s)$	Função de transferência da caixa de redução
$K_i$	Ganho Integrativo
$K_p$	Ganho Proporcional
$K_{cr}$	Ganho crítico
$M_p$	Máximo valor de ultrapassagem
$P_a$	Pressão de avanço
$P_f$	Pressão de flutuação da ferramenta
$P_r$	Pressão de recuo
$P_{cr}$	Período da oscilação crítica
$Q$	Vazão ou fluxo de óleo
$T_d$	Tempo de atraso
$T_i$	Tempo de integração
$T_p$	Instante de pico
$T_r$	Tempo de subida
$T_s$	Tempo de acomodação

$U_{cc}$	Tensão de alimentação do equipamento
$U_S$	Tensão de controle das válvulas proporcionais
$\nu$	viscosidade cinemática
$v_f$	Velocidade de rotação da ferramenta de corte
$v_m$	Velocidade de rotação do motor hidráulico
$\Delta_p$	Diferença de pressão entre a entrada e a saída do motor
$\eta_{hm}$	Eficiência mecânica do motor hidráulico
$\eta_v$	Eficiência volumétrica do motor hidráulico
$\omega_{cr}$	Frequência de oscilação crítica

# Sumário

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
1.1	Justificativa . . . . .	3
1.2	Objetivos Gerais . . . . .	4
1.3	Objetivos Específicos . . . . .	4
1.4	Estrutura da dissertação . . . . .	4
<b>2</b>	<b>REFERENCIAL TEÓRICO E FUNDAMENTAÇÃO CIENTÍFICA</b>	<b>6</b>
2.1	Caracterização de sondagens para pesquisa mineral . . . . .	6
2.1.1	Importância e <i>Overview</i> do processo . . . . .	6
2.1.2	Desafios da sondagem . . . . .	10
2.1.3	Automação em sondagens . . . . .	12
2.2	Estado da técnica . . . . .	14
2.2.1	<i>Timeline</i> das patentes de automação de sondas . . . . .	14
2.2.2	Estudos de artigos publicados recentemente . . . . .	15
<b>3</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS</b>	<b>17</b>
3.1	Metodologia . . . . .	17
3.2	Projeto proposto de uma sonda para prospecção mineral . . . . .	18
3.3	<i>Hardware</i> do sistema de monitoramento e controle . . . . .	19
3.3.1	Controlador lógico programável . . . . .	19
3.3.2	Controlador lógico programável de segurança . . . . .	20
3.3.3	Interface homem-máquina . . . . .	22
3.4	Variáveis monitoradas . . . . .	22
3.5	Sensores . . . . .	24
3.5.1	Proteção de máquina . . . . .	24
3.5.2	Vazão de óleo hidráulico . . . . .	25
3.5.3	Pressão de óleo hidráulico . . . . .	27
3.5.4	Distância, trena a <i>laser</i> . . . . .	27
3.5.5	Distância, Sensor Ultrassônico . . . . .	29
3.5.6	Outros sensores de deslocamento. . . . .	30
3.6	Atuadores . . . . .	30
3.6.1	Válvulas . . . . .	31

3.6.2	Bombas hidráulicas . . . . .	33
3.6.3	Motor hidráulico Parker V12 . . . . .	33
3.6.4	Cilindro de Avanço . . . . .	36
3.7	Linguagens de programação e CoDeSys . . . . .	37
3.7.1	Diagrama de blocos funcionais . . . . .	37
3.7.2	Texto estruturado . . . . .	38
3.7.3	Bibliotecas IFM . . . . .	39
3.8	Comunicação CAN . . . . .	40
3.8.1	CANopen . . . . .	41
<b>4</b>	<b>SISTEMA DE CONTROLE DOS ATUADORES</b>	<b>43</b>
4.1	Controle da rotação do ferramental . . . . .	43
4.1.1	Diagrama de blocos . . . . .	43
4.1.2	Controle de velocidade pelo PVG . . . . .	44
4.1.3	Controle de velocidade pelo basculamento . . . . .	45
4.1.4	Identificando as funções de transferência . . . . .	50
4.1.5	Calculando a funções de transferência do sistema . . . . .	52
4.1.6	Redução de ordem das FTMAs . . . . .	54
4.2	Controle da pressão no motor hidráulico . . . . .	65
<b>5</b>	<b>RESULTADOS</b>	<b>68</b>
5.1	Controle de velocidade pelo basculamento . . . . .	68
5.1.1	Sintonia do controlador PI . . . . .	68
5.1.2	Resultados das simulações . . . . .	70
5.1.3	Resultados dos experimentos práticos . . . . .	76
5.2	Controle de velocidade pelo PVG . . . . .	85
5.3	Controle da pressão no motor hidráulico . . . . .	86
5.4	Análise do sensor de ultrassom . . . . .	87
5.5	Comparativo de desempenho . . . . .	98
<b>6</b>	<b>DISCUSSÃO</b>	<b>100</b>
<b>7</b>	<b>CONCLUSÃO</b>	<b>102</b>
7.1	Contribuições . . . . .	103
7.2	Trabalhos Futuros . . . . .	103
	<b>Referências Bibliográficas</b>	<b>105</b>

# Capítulo 1

## INTRODUÇÃO

A sondagem rotativa diamantada para extração de testemunho é um método bastante empregado na inspeção das formações rochosas em grandes profundidades. O método convencional é caracterizado pela realização de furos com algumas dezenas de milímetros em diâmetro para se obter algumas amostras de rochas, chamadas de testemunho (SILAY e MCKINLEY,2001). Esse exemplo de perfuração para prospecção mineral é um subtipo do método rotativo de perfuração, onde uma ferramenta de corte (broca ou coroa) é rosqueada em uma haste que recebe torque proveniente de um motor hidráulico. Para remover os fragmentos de rochas do fundo do furo e garantir a refrigeração da ferramenta de corte, fluidos de perfuração do tipo lama são bombeados pelo interior das hastes até a coroa, onde após o contato com o fundo do furo, retornam a superfície por fora da haste (LIENAU e LUNIS,1991).

Ao cortar o solo enquanto perfura, o testemunho é coletado no interior de um instrumento denominado barrilete ou camisa. Quando o barrilete está totalmente preenchido, ele é alçado até a superfície pelo guincho *wireline*, que é lançado no interior das hastes até que acople no barrilete por meio da força da gravidade (CONNELL e THOMPSON,2016).

É considerado que o processo de sondagem rotativa diamantada apresenta uma grande perda de eficiência causada pela ausência dos parâmetros operacionais. A busca pelo controle eficaz destes parâmetros, demanda a criação de sistemas de instrumentação *online* semelhante aos já existentes na indústria de Óleo e Gás (FILHO,2015).

O desenvolvimento de perfuratrizes iniciou-se há mais de 100 anos. No começo do século XX, os equipamentos eram máquinas pesadas, movidas a ar comprimido com capacidade de realizar apenas furos com pouco mais de 100m de profundidade. Com o passar dos anos foram criados sistema elétricos e hidráulicos para rotacionar o ferramental, além de sistemas de esteiras para movimentar as sondas, fazendo com que a capacidade de perfuração fosse aumentada de 20mm para mais de 100mm de diâmetro, e de 100m para mais de 1500m de profundidade. Já neste século, foram lançados equipamentos com sistemas eletrônicos de monitoramento de parâmetros de perfuração e do próprio equipamento de sondagem (ATLAS COPCO,2008). Porém, essa iniciativa ainda é incipiente.

Apesar de ser uma atividade de engenharia muito antiga, o nível de automação em sondas para prospecção mineral ainda é muito baixo. Em (PEDERSEN *et al.*,2015) os autores sugerem que algumas das causas desse atraso estejam relacionadas aos seguintes fatores:

- As empresas de sondagem, de um modo geral, ainda não entendem o benefício da automação;
- Os rigorosos padrões de segurança necessários em equipamentos automáticos;
- A disponibilidade de sensores resistentes ao ambiente de mineração;
- O elevado custo do *retro-fitting* em sondas antigas;
- A dificuldade de se mudar as práticas atuais de sondagens.

Além dos fatores listados acima, existem vários outros desafios em tentar modelar completamente um sistema de sondagem. Em (DOWNTON,2012), os autores desenvolveram um estudo desses desafios contemplando partes específicas do processo de sondagem tais como: análise da ferramenta de perfuração, peso sobre a broca, fluidos de perfuração, controle e movimentação dos guinchos etc. Eles também desenvolveram um estudo das interações que um equipamento de perfuração tem com as paredes do furo durante a perfuração, adição e retirada de hastes da coluna e troca de ferramental.

Um dos parâmetros mais importantes da sondagem com coroas diamantadas é o Peso Sobre a Broca (PSB). Monitorar essa variável é crítico para a velocidade de perfuração e prolongamento da vida útil da ferramenta de perfuração. De acordo com (SILAY e MCKINLEY,2001), se o PSB for muito pequeno a formação rochosa acaba polindo a matriz de diamantes da coroa tornando-a pouco eficiente em cortar rochas. Por outro lado, se for aplicado um PSB muito grande, os diamantes tendem a ser retirados de suas matrizes, destruindo a coroa. Em ambos os casos é necessário trocar as brocas, o que se torna um processo cada vez mais demorado à medida que o furo avança, além de representar um desperdício de recursos humanos e financeiros.

Nos equipamentos atuais, todo o controle do equipamento é feito pelo *know-how* do operador, que tem a responsabilidade de controlar a vazão e a pressão da lama injetada no furo, a velocidade de rotação e o PSB. Porém, com a necessidade de produzir um furo mais profundo em tempos curtos e dependendo de informações pouco confiáveis, os sondadores podem muitas vezes trabalhar com parâmetros incorretos, onerando assim o processo de perfuração como um todo.

Atualmente, algumas empresas de sondagem para a indústria de Óleo e Gás têm impulsionado o desenvolvimento de sistemas de monitoramento e controle para frotas de perfuratrizes. Os chamados sistemas SCADA (*Supervisory Control and Data Acquisition*) permitem a aquisição de dados do equipamento, e disponibilizam esses dados para o nível

gerencial da empresa que pode tomar ações instruindo o operador para que o trabalho seja feito de alguma forma específica (BUTTA,2015)(GODHAVN *et al.*,2011).

Em parceria com um sistema SCADA, os Controladores Lógicos Programáveis (CLP) podem monitorar e controlar sistemas remotamente, fornecer informações visuais para o operador e armazená-las. Os CLP são computadores baseados em dispositivos de estados sólidos, dedicados ao controle de equipamentos e processos. Inicialmente projetados para substituir painéis de relés, atualmente contam com processadores robustos e vastas opções de entradas e saídas analógicas e digitais (IDC TECHNOLOGIE,2012).

É nesse contexto que se insere este trabalho. Busca-se aqui com o estudo do processo de sondagem, de perfuratrizes e de sistemas de supervisão e controle, desenvolver uma metodologia sólida para realizar o monitoramento e controle, por meio de um CLP e de uma Interface Homem Máquina (IHM), de uma sonda hidráulica de superfície de grande porte com a robustez necessária para suportar as condições degradantes que esses equipamentos são submetidos no campo. O desenvolvimento deste trabalho conta com apoio das fundações Gorceix e Victor Dequech, fomento da FINEP, suporte de todo o corpo de funcionários da GEOSOL - Geologia e Sondagens e apoio técnico da Universidade Federal de Ouro Preto e Instituto Tecnológico Vale.

A metodologia aqui apresentada é composta pelo desenvolvimento de *hardware* e *software* específicos que devem garantir a operação de uma sonda de forma mais eficiente e segura para o operador, preservando-a e reduzindo os custos da perfuração.

## 1.1 Justificativa

Na expectativa de uma melhora no mercado da sondagem, a GEOSOL buscou o apoio de universidades para desenvolver um equipamento nacional, buscando uma sonda com mais tecnologia que os ofertados no mercado. O passo tecnológico fundamental deste projeto é a automação.

Este projeto busca ganhos em produtividade, segurança e redução de custos nas operações de sondagem rotativa diamantada por meio do desenvolvimento de um equipamento instrumentado e controlado eletronicamente, capaz de oferecer ao operador parâmetros para uma sondagem mais rápida e econômica em relação as sondas padrão de mercado. Este equipamento também é projetado para atender a demanda futura de realizar furos cada vez mais profundos em busca de bens minerais cada vez mais afastados da superfície. Para isto, é necessário ter um controle da velocidade de avanço e da rotação da ferramenta de corte durante o processo.

## 1.2 Objetivos Gerais

O objetivo geral desta pesquisa consiste em desenvolver um sistema de monitoramento de avanço e controle da velocidade de rotação para uma sonda de pesquisa mineral de grande porte para superfície.

## 1.3 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos deste projeto consistem em:

- Aprimorar o uso de sondas para prospecção mineral;
- Fornecer em tempo real parâmetros de sondagem para o operador;
- Reduzir os custos operacionais;
- Aumentar a segurança dos sondadores;
- Melhorar a eficiência energética do equipamento;
- Automatizar os comandos do processo produtivo;
- Proteger o equipamento do uso inadequado por parte do operador;

## 1.4 Estrutura da dissertação

No primeiro capítulo, Introdução, são descritos a proposta, objetivos gerais e específicos do trabalho, destacando as considerações iniciais do estudo e estrutura da dissertação.

No segundo capítulo, Referencial Teórico e Fundamentação Científica, são apresentados o processo de sondagem, a importância do mesmo para a mineração, um *overview* do processo de perfuração e extração de testemunho, os desafios da sondagem, a automação em sondagens e o estado da técnica dos assuntos abordados nesta dissertação.

O terceiro capítulo, Material e Métodos, aborda a metodologia para desenvolvimento do projeto, o CLP e a IHM utilizados, a programação, a rede CAN e o motor diesel da sonda.

No quarto capítulo, Sistema de Controle dos Atuadores, são apresentados o modelo matemático dos principais atuadores da sonda, o diagrama de blocos de controle do equipamento e a função de transferência da sonda.

No quinto capítulo, Resultados, são apresentados os resultados das simulações e experimentos, utilizando controladores PI, referentes ao modelo matemático da sonda, e dos estudos sobre a utilização de sensores ultrassônicos para medir o avanço.

O sexto capítulo, Discussão, aborda as discussões sobre os resultados obtidos com o sistema de monitoramento e controle, comparando com uma sonda de mercado. A comparação é feita utilizando os dados da GEOSOL comparando uma sonda comum com uma automatizada, ambas em operação na mesma mina.

No sétimo capítulo, Conclusão, são apresentadas as conclusões referentes aos objetivos do projeto, as contribuições e as sugestões de trabalhos futuros para o sistema de automação.

## Capítulo 2

# REFERENCIAL TEÓRICO E FUNDAMENTAÇÃO CIENTÍFICA

Este capítulo apresenta um estudo sobre o processo de sondagem, o equipamento de sondagem e os seus subconjuntos. Um estudo do histórico de patentes desde o início dos processos de instrumentação dos equipamentos de sondagem também é apresentado junto dos atuais artigos publicados nesta área.

### 2.1 Caracterização de sondagens para pesquisa mineral

Esta secção exemplifica o processo de sondagem na indústria mineral, a sua importância dentro da cadeia produtiva, os desafios que a perfuração impõe à sondagem e a automação em sondas no mercado, com opção de *retro-fitting*.

#### 2.1.1 Importância e *Overview* do processo

A sondagem rotativa diamantada testemunhada é amplamente utilizada no Brasil para a pesquisa de vários bens minerais, principalmente o minério de ferro, pois é possível adquirir informações consideráveis da estrutura geológica que pode ser analisada em relação a suas características físicas, químicas e mecânicas. Entretanto, devemos considerar as suas limitações e dificuldades. Não é simples extrair um testemunho integro referenciando uma boa amostragem em rochas abrasivas, fraturadas e em materiais friáveis (ALVES,2015).

O processo de sondagem rotativa diamantada testemunhada envolve a utilização de uma sonda projetada para rotacionar uma ferramenta de corte, conhecida como coroa de perfuração, ao mesmo tempo em que exerce uma força para baixo ou para cima na coluna de perfuração dependendo de seu peso. Para lavar, arrefecer e lubrificar o contato

da coroa com o fundo do furo um composto químico, conhecido como lama de perfuração, é injetado por dentro da haste de perfuração até o barrilete.

De acordo com (CHIOSSI,1971), as sondagens rotativas constituem um dos mais importantes e eficazes meios para a exploração de subsuperfície, pois permite a extração de amostras das rochas, os testemunhos, de grandes profundidades. (CHIOSSI,1971) descreve uma sonda em alguns subconjuntos que aqui são listados em uma adaptação para uma sonda comercial atual.

- Motor: Elétrico ou a diesel, responsável por acionar um conjunto de bombas hidráulicas;
- Cabeça hidráulica: Também conhecido como mesa rotativa ou *top drive*, recebe a rotação de um motor hidráulico, para transmiti-la ao cabeçote. Exemplo: Figura 2.1;

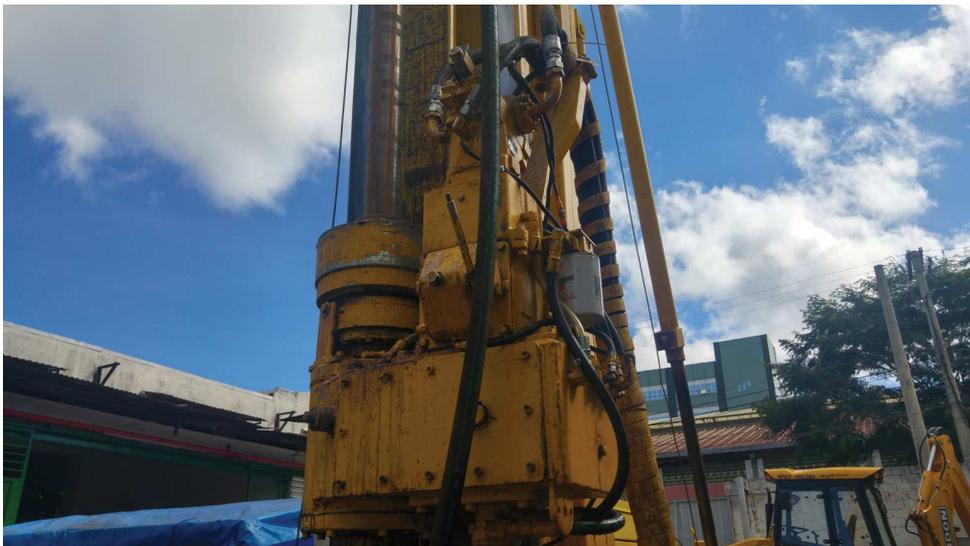


Figura 2.1: Cabeça hidráulica.

- Cabeçote: Recebe o movimento rotatório internamente e, por um sistema de engrenagem, possui um movimento longitudinal. O cabeçote também é responsável por imprimir o ângulo de perfuração;
- Hastes: São tubos ocos de aço SAE4130, presos superiormente ao cabeçote com comprimento de 3m, atarraxáveis entre si e transmitem o movimento ao fundo do furo;
- Barrilete: É um tubo oco que se destina a receber o testemunho. Sua localização fica no interior da primeira haste e possui molas para poder prender o testemunho no momento de sua retirada;

- Coroa alargadora: Também conhecido como luvas ou calibrador, é uma peça cilíndrica oca, diamantada, rosqueada na extremidade da primeira haste e serve para alargar o furo produzido pela coroa;
- Coroa: É uma peça também cilíndrica, podendo ser oca, diamantada, rosqueada à coroa alargadora que corta a rocha. Exemplo: Figura 2.2;



Figura 2.2: Coroa de diamantes. (Coroa HQ-2 extra lateral S-2, Geosol). Fonte: (CARVALHO,2014)

- Cabeçote de água: É uma peça ligada ao cabeçote geral e à última haste, que por meio de rolamentos permanece fixo enquanto que a haste continua seu movimento rotatório;
- Bomba d'água: Também conhecida como bomba de lama, consta de um motor para injetar, sob pressão, a água ou lama para dentro das hastes. Exemplo: Figura 2.3;



Figura 2.3: Bomba de lama.

- Morsa Inferior: Equipamento responsável por sustentar a coluna de hastes de perfuração durante o processo de enroscamento e desenroscamento de hastes. Exemplo: Figura 2.4;



Figura 2.4: Morsa inferior.

- Guincho principal: Sustentar e movimentar as hastes de forma rápida durante as manobras. Exemplo: Figura 2.5;
- Guincho *wire-line*: Responsável por movimentar o *overshot* até o barrilete e por recuperar os testemunhos;
- *Overshot*: Peça responsável por pescar o barrilete no fundo do furo. Exemplo: Figura 2.6;

A Figura 2.7 representa uma sonda hidráulica e a posição de seus subconjuntos mais importantes, a Tabela 2.1 lista os subconjuntos com algumas nomenclaturas adaptadas a este projeto e outras retiradas pois não se aplicam a pesquisa mineral de superfície.

A perfuração para a sondagem pode ser realizada com furos verticais ou inclinados em até 45° a partir da vertical. A sondagem rotativa diamantada testemunhada pode ser realizada do método convencional, onde toda a coluna de perfuração tem que ser retirada para obter o testemunho e o método *wire-line*, que será utilizado neste estudo, onde somente o tubo interno do barrilete que aloja o testemunho, denominado camisa é trazido até a superfície, por meio do *overshot* (ALVES,2015).



Figura 2.5: Guincho Principal.



Figura 2.6: *Over shot*.

### 2.1.2 Desafios da sondagem

Os desafios que a sondagem precisa contornar para manter a produtividade em uma campanha de sondagem são citados em (ALVES,2015). Normalmente, a origem ou a causa destes problemas na sondagem podem ser identificados e prevenidos com o monitoramento e controle do processo de perfuração.

- Perda de lama: Bombeamento excessivo de lama para uma determinada litologia forçando a abertura de fendas na parede do furo. Este processo é popularmente conhecido como peso de fluido, uma referência ao peso específico da lama. Como consequência desta perda de lama, pode haver desmoronamento da parede do furo, fechamento do mesmo e perda da velocidade de avanço.
- Perda de circulação: Perda do volume do fluido para a formação, pode ser evitado controlando a taxa de avanço para uma determinada litologia.
- Trancamento de ferramenta: Bloqueio dos movimentos da coluna de perfuração, normalmente se deve a desmoronamentos, acunhamento, reboco espesso, pressão hidrostática elevada ou por longos contatos da ferramenta com o fundo do furo.

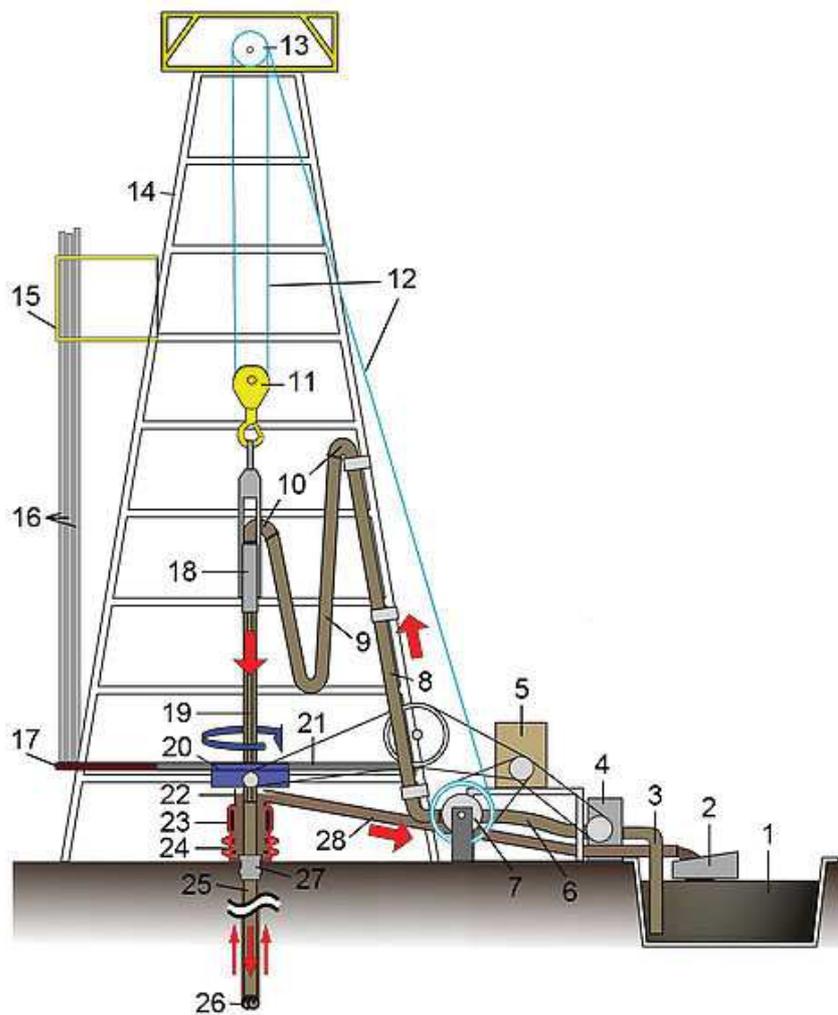


Figura 2.7: Representação de uma sonda hidráulica. Fonte: (RIBEIRO,2009)

O processo de destravamento da ferramenta pode ser muito danoso aos sistemas hidráulicos, estrutural e às engrenagens das caixas de redução.

- **Prisão diferencial:** (ALVES,2015) descreve como: “consiste na fixação da coluna à parede do poço devido a uma força causada pela diferença de pressão entre a coluna hidrostática do fluido e a pressão de poros da formação.”
- **Pistoneio Mecânico:** Também conhecido como efeito seringa, ocorre quando a sujeira carregada pela lama bloqueia a vazão de líquidos entre a haste e a parede do furo, aumentando o torque demandado do motor hidráulico e do motor a diesel. Durante o efeito seringa, a retirada do testemunho é dificultada devido a sucção que a parte inferior da camisa faz do fundo do furo, como na Figura 2.8.
- **Pistoneio Hidráulico:** Alteração da pressão no fundo do furo devido a movimentação da coluna de perfuração. A descida da coluna aumenta a pressão enquanto a subida do ferramental reduz a pressão.

Tabela 2.1: Lista de subconjuntos da Figura 2.7.

Número	Descrição
1	Tanque de lama
2	Agitadores de argila
3	Linha de sucção de lama
4	Bomba do sistema de lama
5	Motor
6	Mangueira vibratória
7	Guincho principal
8 e 9	Mangueira alimentação de lama
10	Alimentador de lama
11	Alçador
12	Linha de perfuração
13	Roldana
14	Torre da sonda
15, 16 e 17	Não se aplicam
18	Cabeçote
19	Haste
20	Cabeça hidráulica
21	Superfície de perfuração
22, 23 e 24	Não se aplicam
25	Linha de perfuração
26	Broca de perfuração (coroa)
27 e 28	Não se aplicam

O efeito seringa acontece quando um acúmulo de detritos ou restos de rocha se acumulam entre a haste e a parede do furo. Na Figura 2.8 (a), temos um fluxo contínuo de lama ascendente no lado externo da haste. A lama carrega os detritos para fora do furo, quando a lama para ou tem a vazão reduzida os detritos caem novamente para o fundo do furo. Este movimento, se continuamente alternado entre (a) e (b), pode bloquear a passagem de lama entupindo o retorno de lama. Este bloqueio no retorno da lama é representado pelo momento (c) na Figura 2.8.

O efeito seringa ocorre no momento (c). Uma pressão de vácuo é gerada quando o *overshot* tenta puxar a camisa com o testemunho, ou quando o guincho tenta puxar a coluna de hastes para cima. Os detritos presos entre a haste e a parede do furo bloqueiam a descida de lama ou ar para o fundo do furo. Este processo é semelhante ao de uma seringa.

### 2.1.3 Automação em sondagens

Não existe no mercado uma sonda de grande porte automatizada com as características que atendam as empresas que trabalham com sondagem rotativa diamantada testemunhada. Uma alternativa é alugar de empresas equipamentos para monitoramento de sondas para Óleo e Gás a um custo muito elevado e adaptá-los para pesquisa mineral. O trabalho de (FILHO,2015) utiliza o sistema EDR da Pason para coleta de dados de sondagem para análise dos parâmetros de sondagem. As principais fabricantes de sondas de médio e grande

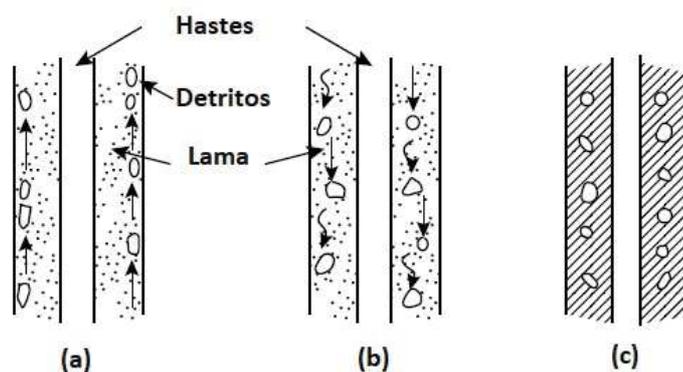


Figura 2.8: Representação do efeito siringa. Adaptado de: (AUSTRALIAN DRILLING INDUSTRY TRAINING COMMITTEE LIMITED,2015)

porte são a Atlas Copco e a Boart Longyear. Seus principais produtos do porte do escopo deste trabalho, CS14 (Atlas) e LF90 (Longyear), são equipamentos com baixo nível de instrumentação, controles manuais e não oferecem serviços de histórico de dados, alarmes, proteções adequadas aos operadores e monitoramento de parâmetros de perfuração.

Na sondagem de minério de ferro, principalmente na de superfície, observa-se a execução da perfuração sem a leitura dos parâmetros de perfuração. A avaliação destes dados é essencial para a detecção de possíveis anomalias e problemas operacionais, assim a operação depende muito do *know-how* do operador (ALVES,2015). Para ampliar o desempenho da sondagem é essencial o aperfeiçoamento dos equipamentos de sondagem, permitindo uma redução nos custos, aumento de produtividade e redução do uso de combustíveis fósseis.

As principais mineradoras em atividade no país buscam participar no desenvolvimento destes equipamentos ou solicitam às suas terceirizadas que ofereçam melhorias contínuas em seus produtos/serviços. De acordo com (ALVES,2015), a mineradora Vale tem buscado estimular a concorrência entre as empresas de sondagem, exigindo equipamentos mais modernos e operados por funcionários mais capacitados.

O sistema EDR, como o utilizado no trabalho (FILHO,2015), permite por meio de conexão com a internet via satélite uma integração entre os operadores, geólogos, supervisores e gerentes. Além da troca de dados é possível trocar mensagem e alterar o plano de funcionamento do equipamento durante a sondagem. Por ser uma adaptação, este sistema é anexado à lateral da sonda ficando exposto conforme a Figura 2.9.

O sistema EDR utiliza sensores indutivos de presença para a detecção da velocidade de rotação e da posição da coroa de perfuração, e sensores de pressão são utilizados para analisar a lama dentro do furo e as pressões hidráulicas no interior do equipamento.

Em sua análise econômica, (FILHO,2015) descreve um gasto aproximado de implantação do sistema de R\$31.340,00 (US\$9300,00) e de R\$27.840 (US\$8260,00) para manutenção mensal. O retorno deste equipamento em um único furo é de aproximadamente R\$25.000,00 (US\$7420,00) e de mais de R\$800.000,00 (US\$237.388,00) em uma campanha de sondagem de 100.000 metros.



Figura 2.9: Montagem do EDR na lateral de uma sonda CS14. Fonte: (FILHO,2015)

## 2.2 Estado da técnica

Nesta secção serão descritos patentes e artigos científicos que abordam a utilização de automação, controle, instrumentação e modelos matemáticos para sondas de pesquisa mineral e para a indústria de Óleo e Gás.

### 2.2.1 *Timeline* das patentes de automação de sondas

Um estudo sobre patentes na área de equipamentos de monitoramento e controle para perfuratrizes aponta um início no patenteamento destes produtos na década de 50 do século passado. (O'LEARY CHARLES,1953) demonstra um equipamento, então chamado de máquina automática de perfuração, capaz de oferecer controles elétricos básicos sobre variáveis como peso sobre broca e velocidade de rotação, sem oferecer ao usuário uma medição de tais parâmetros. Ao longo das décadas de 50 e 60, várias novidades foram surgindo na indústria da pesquisa mineral. Foram criados métodos para aferir peso sobre broca, rotação ou inércia do ferramental, o uso de *dataloggers* para guardar informações da sondagem e de desgaste de equipamentos (SELJOS e BADGER,1955), (ATLAS COPCO,1968) e (CHUTTER,1968).

No início da década de 70, a instrumentação começou a ser utilizada também para aferir o comprimento do furo, velocidade de avanço e rotação, vazão e pressão da lama bombeada, torque e pressão do sistema hidráulico para medir o peso sobre broca. Em meados da década de 70, técnicas de controle passaram a ser utilizadas para controlar motores elétricos em pequenas perfuratrizes. Embriões do que hoje chamamos de sistemas supervisórios eram utilizados para selecionar pontos de operação da perfuração (BROWN *et al.*,1970), (BROMELL e HOMANICK,1971), (LINDSTAD e STONER,1971), (ALLEN,1975), (KELSEAUX *et al.*,1975), (IRVIN *et al.*,1975).

Na década de 80, o foco das pesquisas na indústria e nas universidades era na robustez dos sistemas de perfuração, na qualidade dos sensores, nos barramentos de comunicação e no uso de *display* para facilitar a operação. Telemetria e fitas magnéticas eram os métodos mais utilizados para armazenamentos de dados, (ALDER,1985), (CHAN,1986), (PELTIER,1987), (BALL,1987). Com a popularização da informática na década de 90 e a digitalização do mundo, foram concedidas patentes de sistemas capazes de armazenar dados e gráficos em tempo real de diversos parâmetros de sondagem, sendo que interfaces gráficas passaram a ser utilizadas para facilitar a operação. Válvulas hidráulicas com acionamento eletrônico foram introduzidas facilitando e aperfeiçoando o uso de motores e cilindros hidráulicos (SELMAN,1993), (EDLUND e HAINES,1995).

Com o avanço do poder computacional presente no século XXI, a capacidade de processar modelos matemáticos para otimizar a sondagem se desenvolveu de forma rápida. Algumas patentes apresentam estratégias de controle de sondagem utilizando técnicas de controle que exigem o processamento de uma grande quantidade de dados, sendo que algumas oferecem até a possibilidade de se trabalhar em tempo real apresentando gráficos de todo o processo e até imagens em três dimensões do trajeto percorrido pelo furo (DYKSTRA e XUE,2013), (TOTI *et al.*,2016), (ROBELLO *et al.*,2016).

Recentemente, várias patentes para equipamentos autônomos, semiautônomos ou automáticos foram concedidas para diversas empresas. Essas patentes se diferenciam em pequenos detalhes, como a forma de trabalhar os pontos de operação, a capacidade de alterar um ponto de operação de acordo com aferições realizadas no solo, a opção de seleção entre níveis de controle do equipamento entre manual e completamente automático, por exemplo (HOEHN e KOENEKE,2015), (STEWART e HILL,2016), (SILAY e MCKINLEY,2001), (MCHUGH,2010). Por outro lado, algumas outras patentes apresentam inovações em partes específicas do equipamento, como no posicionamento do testemunho, no aprimoramento de controles hidráulicos por meio de conjunto de válvulas proporcionais, no tratamento dos erros do equipamento e no uso de comunicação sem fio para transmissão das informações coletadas no equipamento (CONNELL e THOMPSON,2016), (JIAO *et al.*,2014), (ANGHELESCU e CRAWSHAY,2014), (MURRAY,2010).

A indústria de Óleo e Gás, provida de um orçamento maior do que o da mineração, já utiliza sensores ao longo das hastes para análise da parede do furo, motores para movimentar a coroa em relação as hastes e controles de bombeamento de fluidos de perfuração fechando a malha com as informações extraídas da lama (HAMID *et al.*,2017), (HORNBLOWER *et al.*,2017), (DUPLANTIS *et al.*,2017), e (XUE *et al.*,2016).

### **2.2.2 Estudos de artigos publicados recentemente**

Estudos acadêmicos na área de perfuração são realizados em escalas laboratoriais e enfrentam dificuldade em aplicação em campo devido a severidade das condições às

quais os instrumentos de medição e processamento são submetidos. Em (MARTIN e GUERRA,2009), os autores apresentam um sistema *Neuro-Fuzzy* aplicado às máquinas de perfuração de alta performance. Um modelo matemático visando o controle para uma perfuratriz pode ser encontrado em (DOWNTON,2012). Modelos de sistemas de supervisão e controle de parâmetros para perfurações podem ser encontrados nos trabalhos de (GRIGORESCU *et al.*,2011), (BUTTA,2015), (GODHAVN *et al.*,2011), (PEDERSEN *et al.*,2015) e (VISHNUMOLAKALA *et al.*,2015), sempre visando o mercado de Óleo e Gás que possuem equipamentos de perfuração maiores e que são montados sobre plataformas. Alguns trabalhos evidenciam a resolução de problemas mais específicos do processo de perfuração de poços, como (NANDAN *et al.*,2014), (BREYHOLTZ *et al.*,2009), (LI *et al.*,2011) e (STAMNES *et al.*,2011) que focam no controle da pressão da lama bombeada para o fundo do furo, utilizando estratégias diferenciadas. Esses trabalhos utilizam *hardware* sem a devida proteção contra poeira, água e vibrações, exigindo muita manutenção e forçando os operadores a trabalharem novamente de forma manual enquanto estas manutenções não são realizadas.

Outros trabalhos apresentam inovações no processo de perfuração. (QU *et al.*,2013) analisa a performance de um sistema de *dataloggers* recebendo informações de sensores posicionados nas coroas, utilizando as próprias hastes do ferramental como via de comunicação e (SHI *et al.*,2011) apresenta um método de análise e controle de problemas relacionados com a profundidade e velocidade de rotação no processo de perfuração.

# Capítulo 3

## MATERIAIS E MÉTODOS

Propõe-se neste trabalho o desenvolvimento de um sistema de automação uma sonda de prospecção mineral de superfície. O seu desenvolvimento consiste em estudar as características do processo de sondagem, pesquisar atuadores hidráulicos acionados eletronicamente para aplicar técnicas de controle e prospectar opções de sensores para estudar o avanço da ferramenta. Este sistema contempla um conjunto de sensores e atuadores eletrônicos que auxiliam o sondador a operar a sonda de forma segura evitando desgaste precoce do equipamento e das ferramentas de corte.

### 3.1 Metodologia

A metodologia adotada consiste em estudar tecnologias consagradas e disponíveis no mercado para atuação em processos semelhantes, adaptando-as às necessidades do processo de perfuração para pesquisa mineral, além de desenvolver novas tecnologias, quando demandado pelo projeto.

As etapas listadas abaixo deverão ser executadas para a consecução do projeto:

- Estudo dos processos de sondagem rotativa diamantada testemunhada para pesquisa mineral e os subconjuntos de um equipamento de perfuração.
- Estudo do estado da técnica por meio de equipamentos já existentes e disponíveis na empresa.
- Estudo do estado da técnica em banco de dados de patentes e artigos científicos.
- Escolha do fornecedor de equipamentos eletrônicos, como PLC, IHM, sensores e cabeamento.
- Planejamento do sistema de atuação para o sistema hidráulico do novo equipamento.
- Escolha do grupo de válvulas proporcionais para acionamento do sistema hidráulico e do seu sistema de acionamento.

- Programação do CLP utilizando as linguagens FUNCTION BLOCK e STRUCTURED TEXT.
- Programação da IHM utilizando as linguagens FUNCTION BLOCK e STRUCTURED TEXT.
- Programação da comunicação do barramento CAN para sensores e comunicação entre CLP e IHM.
- Programação da comunicação CAN J1939 para interação com o motor a combustão.
- Simulações dos programas do CLP, da IHM e de comunicação.
- Desenvolvimento do diagrama do sistema elétrico da sonda, englobando: Potência, instrumentação, acionamentos e iluminação.
- Adequação à NR-12.
- Montagem do equipamento.
- Testes em campo supervisionados para implementação de melhorias e correções de falhas.
- Desenvolvimento das malhas de controle, dos controladores PI e simulações no SIMULINK
- Aprimoramento da parametrização do processo de sondagem.
- Produção de artigos de congresso/revista ou patente.
- Desenvolvimento da documentação técnica e acadêmica.

## 3.2 Projeto proposto de uma sonda para prospecção mineral

Um sistema automação em uma sonda é importante para se obter uma operação eficiente do equipamento, sem submeter a ferramenta de corte a condições de operações não adequadas, o que reduz a sua eficiência, e ajudam a prolongar a vida útil da sonda mantendo os seus atuadores em determinadas faixas de operação.

A sonda utilizada foi projetada para operar com furos de até 120mm de diâmetro, operando pelo método *wire-line*, podendo alcançar a profundidade de 1500m. Seu chassi, torre, atuadores rotativos e guinchos foram projetados para obter uma sonda com capacidade de produzir 7kN m de torque e *pull-up* superior a 20 toneladas-força. A Figura 3.1 ilustra os principais subconjuntos da sonda descritos neste artigo.

A energia hidráulica é gerada a partir de 3 bombas. A primeira com vazão de  $140\text{cm}^3/\text{rev}$  comanda o avanço rápido, a rotação da ferramenta de corte e a rotação dos dois guinchos. A segunda, com vazão de  $45\text{cm}^3/\text{rev}$  atua em todas as articulações da sonda, nas patolas, na movimentação do ventilador do sistema de arrefecimento, na abertura e fechamento da cabeça hidráulica e morsa e no avanço lento de perfuração. A terceira, de  $75\text{cm}^3/\text{rev}$ , comanda apenas a injeção de lama no interior do furo.

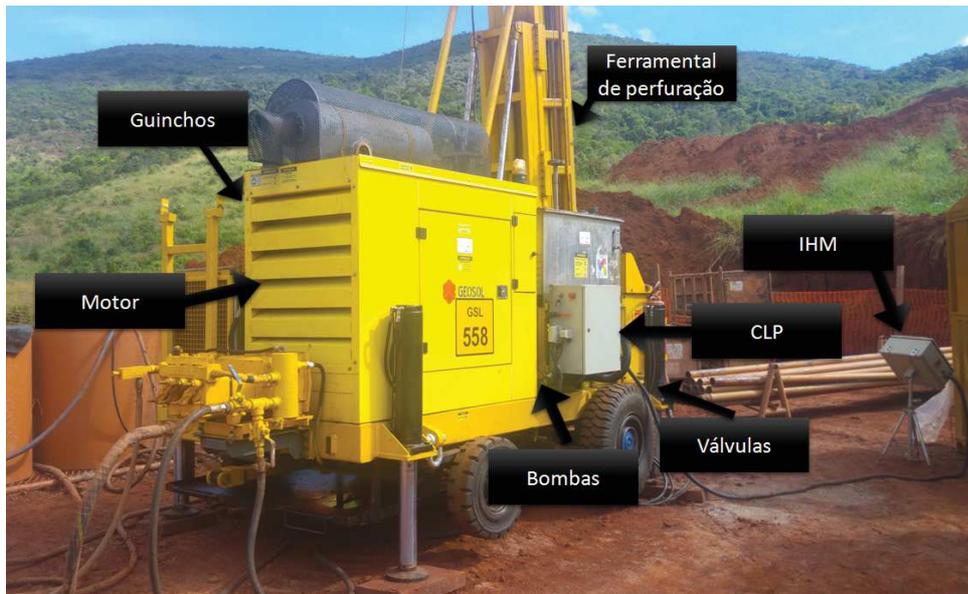


Figura 3.1: Sonda hidráulica proposta.

### 3.3 *Hardware* do sistema de monitoramento e controle

Nesta secção será discutido o *hardware* responsável pelo monitoramento de avanço e controle de rotação da sonda. O CLP é o CR0232 da fabricante IFM e a interface homem-máquina é o CR1201 da mesma fabricante. A escolha do fabricante foi baseada em modelos dedicados a equipamentos móveis, com representação da fábrica no Brasil, oferta de sensores e cabeamento, assim como acesso ao corpo técnico da marca para treinamento e solução de problemas.

#### 3.3.1 Controlador lógico programável

O Controlador lógico programável é o dispositivo eletrônico responsável por interpretar os dados dos sensores, os comandos provenientes da IHM, os limites operacionais e aplicar valores de corrente ou tensão nos atuadores. Este tipo de controlador não possui saídas realmente analógicas, neste caso as saídas analógicas de tensão e corrente são realizadas utilizando um PWM (*Pulse width modulation*) para gerar pulsos com largura modulada,

que por sua vez alteram a tensão e/ou corrente eficazes aplicadas nas cargas. De acordo com (IFM ELECTRONIC,2014) o CLP utilizado neste projeto possui as características de acordo com a Tabela 3.1.

Tabela 3.1: Características do CLP CR0232

Característica	Informação
Peso	1.6kg
Temp. Armazenamento	$-40^{\circ}C \rightarrow 85^{\circ}C$
Proteção	IP67
Entradas	32
Saídas	48
Entradas Analógicas	0-10V, 4-20mA e Ratiométrica
Entradas Frequência	$\leq 30kHz$
Saídas PWM	$32x(20 \rightarrow 2kHz)$
Saídas Corrente	$16x(0.02 \rightarrow 4A)$ e $16x(0.01 \rightarrow 2A)$
Alimentação	$10 \rightarrow 32V_{cc}$
Consumo de corrente	$\leq 320mA$ sem carga
Interfaces CAN	4
Processador	32-bit CPU Infineon TriCore 1796
Memória Flash	2MB
Memória RAM	2MB
Memória Remanescente	128KB
Programação	CODESYS version 2.3 (IEC 61131-3)

A escolha por este tipo de CLP foi baseada no alto índice de proteção, em seu pequeno tamanho, na sua capacidade de suportar vibrações, na característica de conter as comunicações e cartões de I/O internas sem necessitar de mais cartões e na integração com outros componentes da mesma fabricante como sensores e a IHM.

### 3.3.2 Controlador lógico programável de segurança

As normas internacionais de proteções para equipamentos exigem um enorme cuidado com a tratativa dos sinais de sensores e botoeiras de emergências. No Brasil os projetos de máquinas devem seguir a NR-12, que em relação à automação envolve a utilização de sensores com características específicas, relés ou CLPs de segurança, botoeiras de emergência capazes de identificar algumas falhas de operação antes mesmo que sejam acionadas e outros componentes. Os sensores e as botoeiras serão descritas posteriormente na seção 3.5.1.

Os CLPs e os relés de proteção são equipamentos dedicados apenas ao monitoramento do comportamento de algumas entradas. Elas entradas são normalmente ligadas em sensores ou botoeiras de emergência que por sua vez são alimentados por sinais de pulso proveniente do próprio CLP/Relé.

Existem várias formas de monitorar os dispositivos de segurança de um equipamento, inclusive monitorar curto circuitos e falhas no aterramento. A escolha da forma de

monitoramento deve atender a classificação feita pelo engenheiro de segurança do trabalho. Basicamente, podemos dividir as ligações dos PLC/relé em quatro categorias de acordo com a severidade dos danos que um acidente pode causar ao operador. Estas informações podem ser encontrados em (MINISTÉRIO DO TRABALHO,2018) e (ASCO NUMATICS,2006).

- Categoria 1: Reversíveis, primeiros cuidados.
- Categoria 2: Reversíveis, acompanhamento médico.
- Categoria 3: Permanentes, perda de dedos.
- Categoria 4: Morte, perda de um olho ou braço.

Cada categoria de risco exige um tipo de ligação elétrica diferente. Os próprios fabricantes de equipamentos de segurança exemplificam estas ligações. De acordo com (EUCHNER GMBH,2014), as conexões entre CLP e sensores de segurança devem seguir os diagramas conforme as Figuras 3.2 e 3.3.

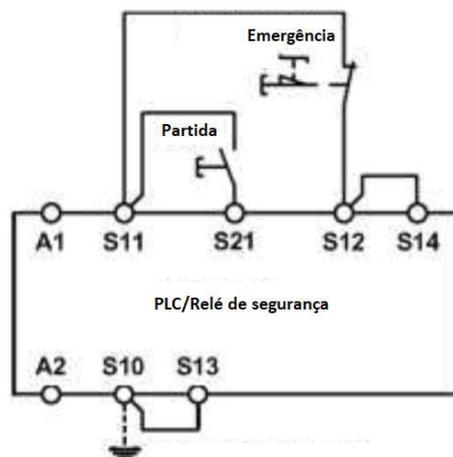


Figura 3.2: Diagrama elétrico para categoria 1. Adaptado de (EUCHNER GMBH,2014).

Na Figura 3.2, *S11* fornece um sinal de *clock*. Este sinal quando detectado por *S21* inicia o processo de avaliação da botoeira de emergência em *S12*. Se o sinal de avaliado em *S21* e *S12* for diferente os saídas são comutadas informado ao sistema que a botoeira foi acionada ou burlada de alguma forma. *S14* trabalha como uma redundância de *S12*, *S10* e *S13* analisam o aterramento do sistema.

O diagrama apresentado na Figura 3.3 ilustra um sistema categoria 4, mais robusto que o categoria 1. *S14* Analisa o sinal gerado por *S11* durante todo o tempo em que o sistema fica energizado. *S21* continua analisando o sinal de partida da máquina. *S12* analisa o pulso de *clock* que passa pela botoeira de emergência. O sinal do aterramento é analisado por *S10* e *S13* através da botoeira de emergência.

Um sistema categoria 4, por exemplo, consegue identificar a abertura do circuito da botoeira de emergência, a burla do sinal por parte do operador, e a interrupção do

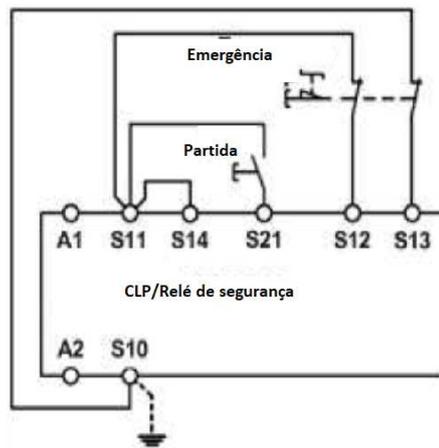


Figura 3.3: Diagrama elétrico para categoria 4. Adaptado de (EUCHNER GMBH,2014).

aterramento do sistema. Este sistema também funciona com sensores para proteção de portas evitando que um operador trabalhe com a porta aberta utilizando de um material metálico ou magnético para chavear o sensor.

### 3.3.3 Interface homem-máquina

Uma interface homem-máquina, é o equipamento responsável por apresentar ao operador informações referente ao equipamento e ao processo em andamento. A IHM também é capaz de receber os comando do operador enviando ao CLP tratativas de como as saídas deverão ser atuadas. De acordo com a fabricante (IFM ELECTRONIC,2015), este *display* apresenta as características de acordo com a Tabela 3.2.

A IHM possui os atributos necessários para controlar um processo sem a necessidade de outros dispositivos sensitivos como botões, *joysticks*, potenciômetros e outros, porém na busca por robustez no sistema, facilidade de operação, e facilidade na troca de equipamentos com defeitos, optou-se por utilizar botoeiras e *fingers joysticks* junto a IHM para melhorar a experiência de operar o equipamento. Com a adição destes controles, foi possível desabilitar a função *touchscreen* da tela permitindo o uso de uma eventual proteção de acrílico para evitar danos à mesma.

## 3.4 Variáveis monitoradas

O sistema de monitoramento de avanço e controle de rotação atua mantendo as velocidades em padrões seguros e garantindo a eficiência produtiva do equipamento. O sistema deve monitorar e atuar no equipamento de acordo com a Tabela 3.3, onde *M* representa as variáveis monitoradas e *MC* representa as monitoradas e controladas.

Sensores de pressões com *range* de 0 até 40MPa, medem a pressão gerada pela bomba principal, auxiliar, as pressões aplicadas no motor hidráulico e no cilindro de avanço. Com

Tabela 3.2: Características da IHM CR1201

Característica	Informação
Peso	2.8kg
Temp. Armazenamento	$-30^{\circ}C \rightarrow 80^{\circ}C$
Proteção	IP67
Entradas	1
Saídas	1
Entrada Analógica	0-10V, 4-20mA e Ratiométrica
Alimentação	$10 \rightarrow 32V_{cc}$
Consumo de corrente	$\leq 750mA$ sem carga
Interfaces CAN	4
Processador	MPC5121, 32 bits, 400 MHz
Memória Flash	128MB
Memória RAM	256MB
Memória Armazenamento	1GB
Programação	CODESYS version 2.3 (IEC 61131-3)
S.O.	Embedded Linux 2.6
Tela	TFT LCD colorida
Resolução	1024 x 768 pixels
Formato	4:3 12.1"
Superfície	Vidro
Botões	17 botões, $10^7$ ciclos

Tabela 3.3: Parâmetros da sonda

Parâmetros	Ação	Motivação
<b>Pressões Hidráulicas:</b>		
Motor hidráulico	<i>MC</i>	Torque
Cilindro de avanço	<i>MC</i>	Velocidade de avanço
<b>Velocidades:</b>		
Rotação do ferramental	<i>MC</i>	ROP
Avanço do ferramental	<i>MC</i>	ROP
<b>Outros:</b>		
Torque no ferramental	<i>MC</i>	Controle de pressão
Marcha utilizada	<i>M</i>	Medir torque na ferramenta

o monitoramento das pressões de linha do sistema é esperado a identificação de vazamentos e travamentos de atuadores de forma rápida. As pressões nas duas câmaras do cilindro de avanço são fundamentais para o cálculo da força de avanço, que gera o PSB, de acordo com a Equação 3.1.

$$Peso[kgf] = \left( P_a \frac{\pi D_c^2}{4} - P_r \frac{\pi D_e^2}{4} \right) \times 0,453 \quad (3.1)$$

Onde  $P_a$  é a pressão de avanço, em PSI,  $P_r$  a pressão de recuo,  $D_e$  o diâmetro do embolo do cilindro, em polegadas,  $D_c$  o diâmetro do embolo menos o da haste, também

chamado de diâmetro da coroa do cilindro. Para a aferição de torque no ferramental, é utilizada a pressão de alimentação do motor, e as velocidades de rotação do motor e do ferramental. Com a diferença entre as velocidades é possível encontrar a relação das caixas de reduções e posteriormente o torque no ferramental. O torque aplicado na ferramenta é calculado por:

$$T[Nm] = \left( \frac{v_m}{v_f} \right) \times \left( \frac{D \times \Delta_p \times \eta_{hm}}{63} \right) \quad (3.2)$$

Onde  $v_m$  e  $v_f$  são as velocidades de rotação do motor e da ferramenta em RPM, respectivamente.  $D$  o deslocamento do motor, em  $cm^3/rev$ ,  $\Delta_p$  a diferença de pressão entre a entrada e saída do motor, aqui assumido como igual a pressão de entrada, em PSI.  $\eta_{hm}$  é a eficiência mecânica do motor. O ROP é calculado medindo o avanço da haste  $A_h(t)$  por meio de um sensor a laser ou ultrassônico, que identifica a distância da cabeça hidráulica até o topo da torre, em um determinado período de tempo,  $ROP=A_h(t)/t$ .

## 3.5 Sensores

Nesta seção serão apresentados os sensores utilizados neste projeto para as mais variadas necessidades.

### 3.5.1 Proteção de máquina

Sensores de proteção para equipamento são os maiores alvos de intervenção desautorizada de operadores no campo. Para proteger o funcionário que opera o equipamento, as proteções e seus sensores de porta alteram a forma com que o operador trabalha, muitas vezes reduzindo ou eliminando algum conforto.

Funcionalmente, podemos utilizar um sensor indutivo detectando um simples alvo de um material metálico. No caso de um sensor NA, a máquina só opera com um sinal positivo. Porém se o operador abrir a porta e posicionar uma chave de fenda na face do sensor, este também enviará um sinal positivo para o CLP.

Existem tipos variados de sensores para portas de proteções oferecendo diferentes níveis de segurança contra violações. Os sensores magnéticos são chaveados apenas quando um atuador magnético é identificado dentro de um determinado raio de sensibilidade. Este tipo de sensor apresenta uma facilidade de intervenção grande, pois basta um ímã para chavear o sensor. O próximo nível na escala de segurança apresenta os sensores magnéticos polarizados, onde determinados polos devem ser posicionados para atuar o sensor. A burla do sensor ainda é possível, porém é necessário um ímã com um campo magnético muito forte.

Na qualidade de sensores completamente protegidos temos dois tipos, dentre vários, com grande utilização na indústria da mineração. O primeiro é o sensor magnético totalmente

codificado onde o sensor deve ler um código presente no atuador, por meio da tecnologia de RFID. Os fabricantes indicam que a chance de se encontrar um atuador no mercado com um código compatível com o programado no sensor é de aproximadamente uma em 32 milhões. O grande problema deste tipo de sensor é a avaria no atuador, o conjunto inteiro precisa ser trocado para que o sistema possa funcionar novamente.

Outro modelo de sensor para porta, protegido contra burlas é o sensor de dobradiça. Este sensor é afixado na estrutura do equipamento e na porta que se move, rotacionando ao redor de um eixo. Quando a porta abre um determinado ângulo, o sensor identifica que a porta abriu cortando o *clock* ofertado pelo relé/CLP de segurança.

A NR-12 exige sensores que não podem sofrer interferências externa, e que todos estejam ligados em relés de segurança para garantir que a ação emergencial a ser tomada ocorra imediatamente. No caso de uma sonda para prospecção mineral, a ação a ser tomada é a redução da velocidade de rotação, de forma gradual. Não podemos parar a rotação de forma imediata por causa do efeito elástico na coluna de perfuração.

### 3.5.2 Vazão de óleo hidráulico

Existem no mercado diversos sensores para medição de vazão, os seus princípios de funcionamento variam de acordo com a necessidade operacional e a possibilidade de se ter acesso direto ao fluido.

Um dos medidores mais sofisticados disponíveis são os ultrassônicos, estes sensores podem ser instalados externamente em uma linha de fluidos para medir a velocidade com que o líquido passa no interior de um cano ou mangueira interferindo no sinal ultrassônico propagado no interior do mesmo. Este tipo de sensor possui boa precisão, não é intrusivo e não gera uma perda de carga no sistema, porém seu custo elevadíssimo inviabiliza o seu uso neste projeto.

Uma das alternativas mais baratas disponíveis no mercado é a utilização de uma placa de orifício que restringe a passagem do líquido. (DOEBELIN,1990) diz que este é provavelmente o método mais utilizado na indústria, que envolve a colocação de uma restrição na passagem do fluido. Como pode ser analisado na Figura 3.4, o orifício causa uma queda na pressão, dois transdutores de pressão colocados em cada lado da placa de orifício captam esta diferença de pressão e calculam a velocidade do líquido.

Embora necessitem de um investimento de baixo custo, os sensores por placa de orifício não foram utilizados neste processo pois provocam uma grande perda de carga no interior da tubulação reduzindo a eficiência operacional da máquina.

A alternativa escolhida foram os medidores de vazão por turbina, (DOEBELIN,1990) diz que a velocidade de rotação de uma turbina inserida no interior de uma tubulação vai depender do fluxo de fluido através da mesma. Reduzindo o atrito e mantendo outras perdas em valores mínimos, é possível obter uma variação de velocidade da turbina linear

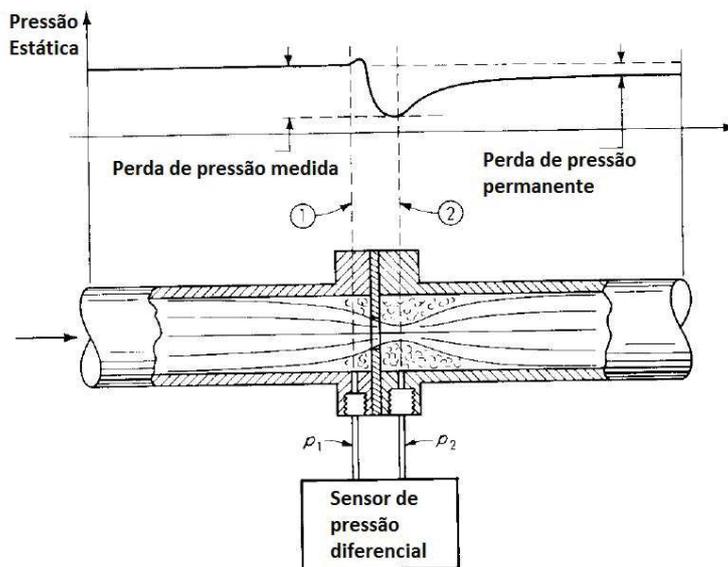


Figura 3.4: Sensor de vazão por diferencial de pressão. Fonte: (DOEBELIN,1990)

em relação a variação do fluxo de fluido. Para se calcular a vazão é necessário medir a velocidade de rotação desta turbina usando sensores indutivos ou magnéticos. A Figura 3.5 demonstra um sensor de vazão em uma tubulação.

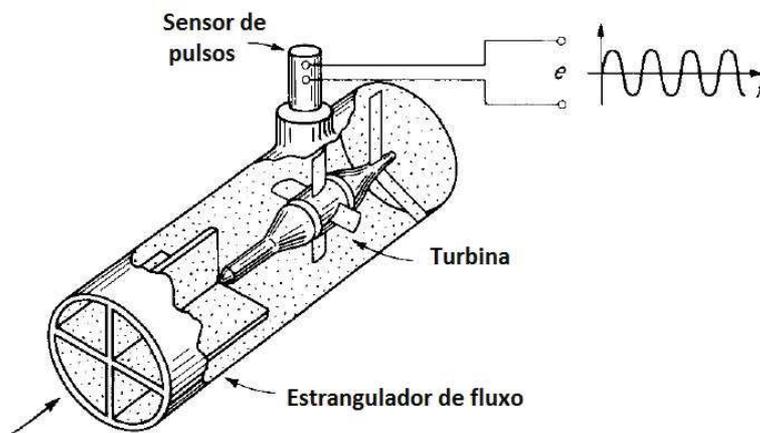


Figura 3.5: Sensor de vazão por Turbina. Fonte: (DOEBELIN,1990)

O cálculo da vazão em relação a velocidade da turbina é complexo, assim os fabricantes já fornecem os transdutores de vazão com sinais condicionados em valores de 0-10V ou de 4-20mA. A Equação 3.3 demonstra o cálculo para se encontrar a vazão de um sensor de vazão por turbina. A Figura 3.6 representa o sensor de vazão Hydac EVS 3110H instalado na saída da bomba principal, Parker P1140, da sonda.

$$\frac{Q}{nD_i^3} = f\left(\frac{nD_i^2}{v}\right) \quad (3.3)$$

Onde  $D_i$  representa o diâmetro, em metros, do interior do sensor onde a turbina está posicionada,  $n$  a velocidade em pulsos por segundo,  $\nu$  a viscosidade cinemática em  $m^2/s$  e  $Q$  a vazão em  $m^3/s$ .



Figura 3.6: Sensor de vazão na saída da bomba principal.

### 3.5.3 Pressão de óleo hidráulico

Sensores de pressão desenvolvem uma função muito importante em sistemas hidráulicos, é fundamental acompanhar a pressão hidráulica em sistemas que podem sofrer influências mecânicas externas. Na sondagem, as formações rochosas podem influenciar diretamente na pressão hidráulica do sistema de avanço e no de rotação. Na seção 3.6.3 será explicada a influência da formação rochosa na pressão hidráulica e como a medição de pressão pode ser utilizada para a proteção do equipamento. As pressões hidráulicas também são utilizadas para calcular o torque na ferramenta e o peso sobre broca, conforme descritos na seção 3.4.

De acordo com (DOEBELIN,1990), pressão é uma grandeza física muito fácil de ser traduzida em força permitindo que ela atue sobre uma determinada área. Os sensores utilizados neste trabalho utilizam um diafragma com uma massa padrão, conhecida como *deadweight*, que ao entrar em contato com o sistema hidráulico desloca a massa. Este deslocamento é proporcional a pressão no sistema permitindo medir a pressão no sistema.

### 3.5.4 Distância, trena a *laser*

Existem algumas maneiras de medir o avanço do ferramental, conforme apresentado na seção 2.2.1. O EDR, apresentado na seção 2.1.3, utiliza sensores indutivos para medir o sentido e a velocidade de avanço do ferramental. Com o intuito de inovação tecnológica,

este trabalho optou por utilizar, em um primeiro momento, um medidor de distância a laser, modelo O1D100 da IFM, para medir o avanço.

Este sistema apresenta uma boa sensibilidade com alvos de cor clara ou espelhado, enquanto que alvos escuros e/ou foscos reduzem a precisão das medidas. A Figura 3.7 demonstra a posição do sensor laser que fica direcionado para o topo da cabeça hidráulica. Em testes realizados em campo a repetibilidade do sensor foi de aproximadamente 1,2cm, um resultado melhor do que o indicado pelo fabricante (IFM ELECTRONIC,2011).



Figura 3.7: Sensores de avanço e fim de curso do guincho.

Existem algumas formas de se medir um deslocamento e calcular a velocidade, a distância percorrida em um determinado  $\Delta t$  pode ser medida ou um  $\Delta t$  em que o corpo gasta para se mover de um ponto A para um ponto B pode ser calculado. Se a medição for realizada com objetos se movendo com velocidade constante, qualquer espaçamento entre os pontos A e B podem ser utilizados. Afastar os pontos A e B resulta em uma precisão maior enquanto para velocidades não constantes é aconselhado usar o menor  $\Delta x$  possível (DOEBELIN,1990).

Para reduzir o pequeno erro de repetitividade do equipamento, são realizadas 5 leituras do sinal com um intervalo de 0,2s gerando uma medida média. Para calcular a velocidade de avanço, o sistema analisa qual litologia está sendo perfurada e escolhe o intervalo entre as medições. Quando o material perfurado é friável, a velocidade de avanço é maior, podendo chegar a algumas dezenas de centímetros por minuto. Compostos compactos, como o Jaspelito ou o Quartzito, permitem velocidades de avanço de no máximo 2cm por minuto. Esta grande diferença exige que o equipamento tenha a capacidade de trabalhar com intervalos variáveis entre as medições.

### 3.5.5 Distância, Sensor Ultrassônico

Um alternativa a trena a laser, é a utilização de um sensor ultrassônico. Semelhante aos sensores veiculares, estes emitem ondas de ultrassom que ao colidirem com objetos, são refletidos de volta ao sensor que consegue medir o tempo gasto neste processo.

Diferentemente dos sensores a laser, onde sinal emitido é concentrado e praticamente não possui angulo de dispersão, o sinal emitido pelo sensor ultrassônico apresenta uma forma cônica, conforme a Figura 3.8.

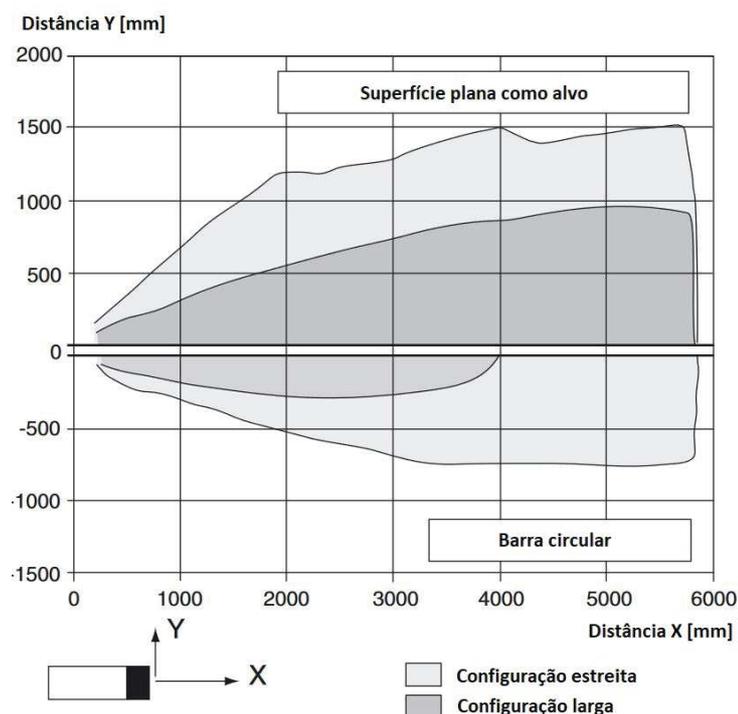


Figura 3.8: Formato do Ultrassom. Adaptado de (PEPPERL + FUCHS,2016)

A Figura 3.8 ilustra o comportamento do sinal emitido pelo sensor ultrassônico utilizado neste projeto, Pepperl + Fuchs UC4000-L2-U-V15, à medida que este se propaga. A frequência da onda emitida é de 85kHz, a distância máxima de detecção é de 4 metros, e a zona morta do sensor é de 200mm.

A grande deficiência deste sensor é a zona morta do seu sinal, neste pequeno intervalo entre a face do equipamento e o alvo não é possível detectar a distância de forma segura. De acordo com o fabricante a repetitividade do sensor é 0.1% da escala total, ou seja 1mm, e a resolução pode ser de até 0,4mm. Mesmo com características melhores que o sensor a laser, o filtro de entrada foi melhorado para realizar a média com 10 valores.

O Sensor oferece a possibilidade de escolher o ângulo de emissão do ultrassom. Para medir o avanço, este foi posicionado na cabeça hidráulica e apontado para a proteção da mola a gás da morsa inferior. Como o objetivo é detectar uma superfície cilíndrica, é utilizado o sinal estreito para evitar a influência de outras partes do equipamento durante a perfuração. A escolha entre os tipos de sensores foi feita de acordo com a análise dos

resultados obtidos com os ensaios do sensor ultrassônico. Estes são apresentados na secção 5.4.

Todas as entradas do PLC podem ser configuradas como digital ou analógica, as entradas possuem um filtro físico que é importante para redução de ruídos nas leituras dos sensores, e será trabalhado na secção 5.4 para melhorar as leituras do sensor ultrassônico. Além deste filtro de *Hardware* será utilizado um outro para aferir a posição atual da cabeça hidráulica.

### 3.5.6 Outros sensores de deslocamento.

Existem outras formas de medir o avanço da perfuração. Um *encoder* angular pode ser utilizado para medir o deslocamento do cabo do guincho principal. Devido a construção da roldana principal da sonda, com o seu eixo fixo, a utilização do *encoder* fica restrita a utilização em uma roldana extra que deveria ser posicionada próximo ao guincho. A precisão e a robustez perante a vibrações desta opção são muito boas, porém o seu custo de aquisição é o mais elevado. Os preços de alguns *encoders* com certificação de resistência a vibrações e IP superior a 65 variam de R\$5.000,00 até R\$10.000,00.

O *Encoder* linear magnético também é uma opção de precisão elevada, porém o seu sistema de fixação é extremamente sensível à vibrações. O sistema consiste em uma fita magnética presa à torre da sonda, com polos positivos e negativos alternados. Podendo oferecer uma precisão de até  $50\mu m$ , este sensor exige que o *pick-up* magnético esteja posicionado a até 2mm da fita magnética. Considerando o ambiente de trabalho da sonda, e a vibração ao qual o sistema é exposto, é inviável utilizar este tipo de *encoder* linear, mesmo considerando um custo de instalação de apenas mil reais.

Existem modelos de *encoder* lineares aplicados dentro de cilindros hidráulicos. Este sistema apresenta boa precisão e uma boa imunidade a ruídos, porém o cilindro principal da sonda seria exclusivo para esta sonda. Se eventualmente este cilindro apresentar alguma falha, este não pode ser substituído por modelos de mercado presentes nas sondas importadas. Por este motivo esta opção foi descartada.

## 3.6 Atuadores

Esta seção irá descrever o funcionamento dos principais atuadores da sonda. Está inclusa nesta descrição as válvulas que comandam o sistema hidráulico, as bombas responsáveis pela energia hidráulica, o motor hidráulico que rotaciona as hastes e o cilindro de avanço responsável por dosar e aplicar a força de avanço.

### 3.6.1 Válvulas

Todos os atuadores são comandados diretamente pelo CLP. Estes estão divididos em 3 grupos de válvulas. O primeiro é o PVG100 da Danfoss, com quatro corpos, grupo de válvulas proporcionais dedicado ao acionamento de quatro atuadores hidráulicos para equipamentos *mobile*. O seu acionamento é feito por um sinal de tensão proporcional de acordo com a Tabela 3.4, onde a tensão de alimentação  $U_{cc} = 27V$ ,  $U_s$  é o sinal de controle,  $Q$  a saída,  $P$  a direção da pressão e  $A$  e  $B$  são os lados em que a pressão será aplicada. O segundo tipo é um servo atuador que atua no deslocamento do motor hidráulico Parker V12. O terceiro tipo de acionamento são as válvulas cartucho, cada acionamento está descrito de acordo com a Tabela 3.5.

Tabela 3.4: Acionamento do PVG

Atuador	Sinal
Neutra	$U_s = 0,5 \times U_{cc}$
$Q : P \rightarrow A$	$U_s = 0,5 \rightarrow 0,25 \times U_{cc}$
$Q : P \rightarrow B$	$U_s = 0,5 \rightarrow 0,75 \times U_{cc}$

Tabela 3.5: Atuadores e sinais de comando

Função	Sinal
<b>PVG:</b>	
Rotação	$(0.25 \rightarrow 0.75) \times U_{cc}$
Avanço Rápido	$(0.25 \rightarrow 0.75) \times U_{cc}$
<b>Servo Mecanismo:</b>	
Parker V12	$200mA \rightarrow 350mA$
<b>Cartucho:</b>	
Avanço lento	$0 \rightarrow 1050mA$

A Figura 3.9 ilustra a montagem do PVG com as bobinas localizadas na parte inferior da imagem. O PVG é o comando responsável por 4 ações básicas em uma sonda. Atuar os dois guinchos, o avanço rápido e por último a rotação da ferramenta de corte. Esta última é a função mais importante para este trabalho, pois é por meio desta válvula que se pode fazer o controle de rotação da cabeça hidráulica. O Avanço disponível no PVG não é utilizado durante o processo produtivo, por isso não é utilizado durante o monitoramento de avanço.

Dentre as válvulas, o PVG é o equipamento que possui maior quantidade de características relevantes. Dentre as opções de bobinas ofertadas, foi escolhido o modelo que atua de acordo com a Tabela 3.4. (DANFOSS,2014) e (DANFOSS,2015) explicam como a



Figura 3.9: Comando proporcional PVG.

vazão do PVG se comporta de acordo com a Figura 3.10, onde utilizamos a curva F como base e o acionamento do tipo PVE.

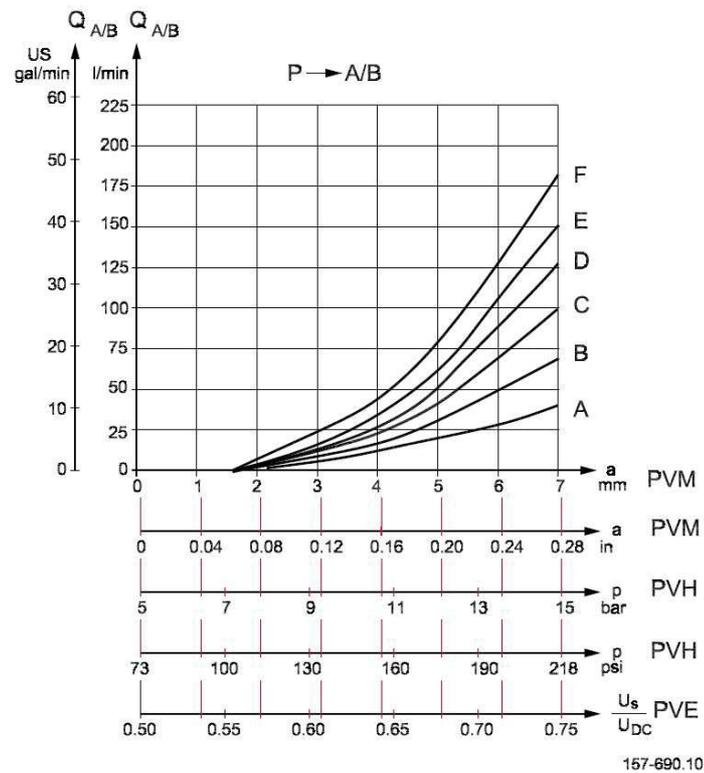


Figura 3.10: Vazão do PVG. Fonte: (DANFOSS,2014)

De acordo com (DANFOSS,2015), a tensão de sinal pode ser realizada por meio de um sinal PWM que obtenha algumas características e frequência superior a 1kHz. A

integração entre a saída proporcional PWM do CLP CR0232 e a entrada de sinal do PVG não pode ser feita diretamente, uma vez que a entrada de sinal da bobina mantém uma tensão de 10V. Assim, quando o PWM está no estado *off* a tensão mínima é de 10V. Este potencial elétrico impossibilita o controle do PVG, pois necessitamos de um sinal de 6 até 18V. A solução técnica foi utilizar um resistor de *pull-down* de  $1k\Omega/2W$  na linha de sinal, assim o *duty cycle* do comando varia de 5 até 45% da largura do pulso para gerar as tensões mencionadas.

### 3.6.2 Bombas hidráulicas

O sistema hidráulico da sonda é composto por três bombas Parker da série P1/PD com deslocamentos de 140, 75, 45  $cm^3/rev$ . De acordo com (PARKER,2010), as bombas possuem as seguintes características considerando a rotação de trabalho como 1800RPM:

**P1140:** Vazão e pressão são inversamente proporcionais, variando de 240lpm até 250lpm e de 4MPa até 28MPa respectivamente.

**P1075:** Vazão e pressão são inversamente proporcionais, variando de 125lpm até 135lpm e de 1.5MPa até 28MPa respectivamente.

**P1045:** Vazão de 80lpm e pressões variando de 4MPa até 27,5MPa.

### 3.6.3 Motor hidráulico Parker V12

Antes de explicar o motor utilizado neste projeto, seguem algumas definições de (FIALHO,2004) sobre motores hidráulicos:

- **Deslocamento** - É a quantidade de fluido que o motor recebe para uma rotação.
- **Torque** - No motor hidráulico o torque só se realizará quando este for maior que o atrito e a resistência à carga

A tabela 3.6 explica a influência do basculamento, pressão e vazão sobre a velocidade de rotação, o torque e a pressão de operação.

O movimento de um motor hidráulico com pistões axiais é explicado na Figura 3.11. O óleo entra pela porta de entrada no motor, e na sequência é distribuído dentro dos pistões. Ao entrar no primeiro pistão, o óleo empurra o embolo do pistão para frente, forçando-o a expandir. Como prato de basculamento está inclinado o pistão gira em relação ao prato para poder ganhar volume. Este processo se repete com cada um dos pistões, e, ocorre de forma inversa do outro lado do motor. A posição do prato força o pistão a diminuir o volume, expulsando o óleo pela porta de saída do motor.

O prato de basculamento é responsável por permitir o aumento do volume do cilindro. Conforme explicado na tabela 3.6, um ângulo maior no prato do motor permite que o

Tabela 3.6: Comportamento de um motor hidráulico, com carga constante.  
 Fonte:(FIALHO,2004)

Variável	Mudança	RPM	Efeito sobre pressão de Operação	Torque
Pressão	Aumento	Sem Efeito	Sem Efeito	Aumenta
	Redução	Sem Efeito	Sem Efeito	Reduz
Vazão	Aumento	Aumenta	Sem Efeito	Sem Efeito
	Redução	Reduz	Sem Efeito	Sem Efeito
Deslocamento	Aumento	Reduz	Reduz	Aumenta
	Redução	Aumenta	Aumenta	Reduz

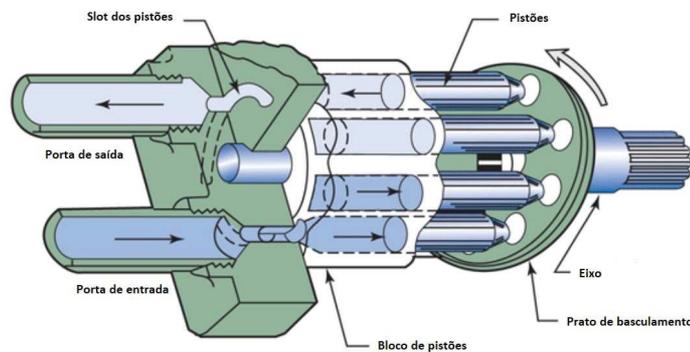


Figura 3.11: Movimentos de um Motor. Fonte:(HYDRAULICS AND PNEUMATICS,2014)

pistão avance uma distância mais longa, assumindo um volume superior ao encontrado com o prato na posição de menor ângulo. Este maior volume dos pistões resulta em um maior deslocamento interno de óleo para uma rotação do motor. Assim, o motor produz mais torque com uma RPM menor. De forma análoga, um ângulo menor produz um deslocamento menor, oferecendo um torque baixo em altas rotações.

O motor hidráulico utilizado para transformar a energia hidráulica em movimento rotativo é um Parker V12-080. Este motor possui deslocamento variável controlado por meio de um sinal de corrente conforme descrito na Tabela 3.5. O basculamento pode alterar o volume interno do motor de  $16\text{ cm}^3$  até  $80\text{ cm}^3$ . Para a sonda o deslocamento é limitado, de  $43\text{ cm}^3$  até  $80\text{ cm}^3$ , para evitar uma velocidade muito grande de rotação quando a sonda estiver operando na última das 8 combinações de marcha. Na Figura 3.12, pode-se observar o motor hidráulico e as caixas de redução. Na Figura 3.12 1 representa o motor V12, 2 representa a caixa de marcha de 4 velocidades, 3 o mandril, 4 a caixa de redução de duas velocidades.



Figura 3.12: Motor hidráulico. Fonte: Autor

De acordo com (PARKER,2016), o controle elétrico é realizado variando a corrente de 200mA até 500mA, de acordo com a Figura 3.13. Este controle de corrente altera o deslocamento do motor alterando também a pressão e a velocidade de rotação.

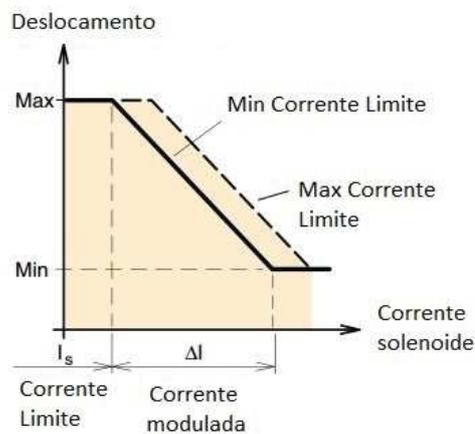


Figura 3.13: Motor hidráulico, corrente x deslocamento. Fonte: (PARKER,2016)

De acordo com a fabricante, um aumento na corrente reduz o deslocamento, aumenta a velocidade e a pressão. A Figura 3.14 demonstra a curva de velocidade de rotação em relação a corrente aplicada. Controlar a rotação mantendo uma pressão hidráulica baixa é fundamental para o controle da sondagem, proteção do próprio equipamento e principalmente redução no consumo de combustível. O capítulo 4 apresenta diferentes maneiras de controlar a velocidade de rotação do ferramental trabalhando com o acionamento do PVG e com o basculamento do motor hidráulico.

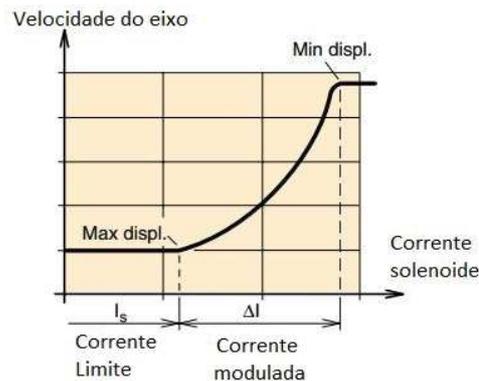


Figura 3.14: Motor hidráulico, corrente x velocidade. Fonte: (PARKER,2016)

### 3.6.4 Cilindro de Avanço

Cilindros, ou atuadores hidráulicos lineares, são atuadores que transformam energia hidráulica em movimento retilíneo. Os cilindros tem a capacidade de aplicar uma grande quantidade de força em uma determinada direção podendo carregar, empurrar ou puxar cargas pesadas.

Uma sonda hidráulica rotativa utiliza de um cilindro hidráulico, como o da Figura 3.15, para aplicar força contra o solo durante o início de um furo e de segurar o peso da haste quando o furo se torna profundo, ou seja, quando o peso da haste é superior ao limite aceitável pela ferramenta de corte.

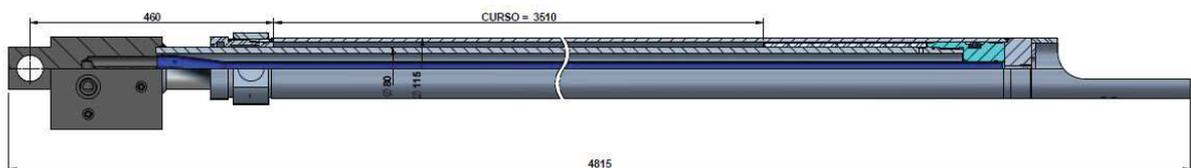


Figura 3.15: Cilindro de avanço. Fonte: GEOSOL

O peso sobre broca é calculado de acordo com o funcionamento deste cilindro. Sua montagem é feita de forma invertida, a haste fica presa na parte inferior da torre e a camisa se desloca em direção ao topo da mesma. Na secção 3.4 foi apresentada a Equação 3.1 para cálculo do PSB, nela consideramos que estamos empurrando a haste para baixo.

No caso contrário, em que o cilindro de avanço está segurando o peso da haste, temos a Equação 3.4 onde o peso sobre a broca é o resultado da força de avanço  $FA$  mais o diferencial de forças entre a flutuação  $FF$  e a atual força de recuo  $FR$ .

$$Peso[kgf] = [FA + (FF - FR)] \times 0,453 \quad (3.4)$$

Pressão de flutuação é a pressão necessária na parte inferior do cilindro para igualar a força de recuo com o atual peso do ferramental. Quando esta pressão é estabelecida, o avanço pode ser feita aplicando-se pressão de avanço ou reduzindo a pressão de recuo. A equação 3.5 representa em detalhes a 3.4.

$$Peso[kgf] = \left[ \left( P_a \frac{\pi D_c^2}{4} \right) + \left( P_f \frac{\pi D_e^2}{4} - P_r \frac{\pi D_e^2}{4} \right) \right] \times 0,453 \quad (3.5)$$

Onde  $P_a$  é a pressão de avanço, em PSI,  $P_f$  a pressão de flutuação,  $P_r$  a pressão de recuo,  $D_e$  o diâmetro do embolo do cilindro, em polegadas,  $D_c$  o diâmetro do embolo menos o da haste.

## 3.7 Linguagens de programação e CoDeSys

O CoDeSys é um *software* para programação de equipamentos industriais de acordo com a norma IEC61131-3, todas as linguagens de programação existentes na norma estão disponíveis no CoDeSys. Esta secção irá trabalhar as linguagens utilizadas neste trabalho, a interface do CoDeSys e as bibliotecas fornecidas pela fabricante do CLP e da IHM. Atualmente, o CoDeSys é o *software* de programação de CLP, e IHM utilizado por dezenas de fabricantes de controladores no mundo todo.

### 3.7.1 Diagrama de blocos funcionais

O diagrama de blocos funcionais (FBD) é uma linguagem de programação orientada objetos. Seu funcionamento é baseado em uma rede de estruturas que representam uma expressão lógica, aritmética, chamada de uma função ou uma instrução de retorno (SMART SOFTWARE SOLUTIONS,2010). Exemplo: Figura 3.16

No desenvolvimento deste projeto, o FBD foi a segunda linguagem de programação mais utilizada ficando atrás do texto estruturado. Sua principal função é a representação visual de uma lógica de programação de forma mais simplificada em relação ao texto estruturado. A Figura 3.17 representa um exemplo prático do uso do FBD neste trabalho, onde a velocidade de rotação do motor precisa ser enviada via rede CAN, como esta rede só aceita palavras de 8 *bits* enquanto a variável *WORD* do CoDeSys ocupa 16 *bits*, foi necessário fazer uma divisão em dois *bytes*.

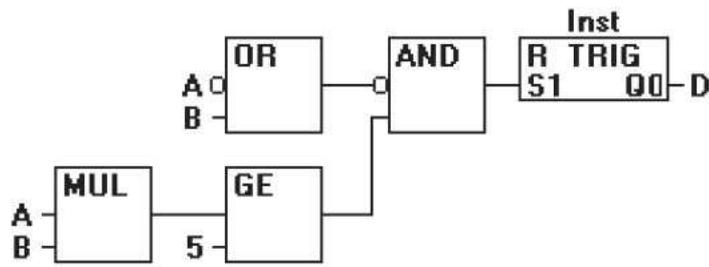


Figura 3.16: Diagrama de blocos funcionais. Fonte: (SMART SOFTWARE SOLUTIONS,2010)

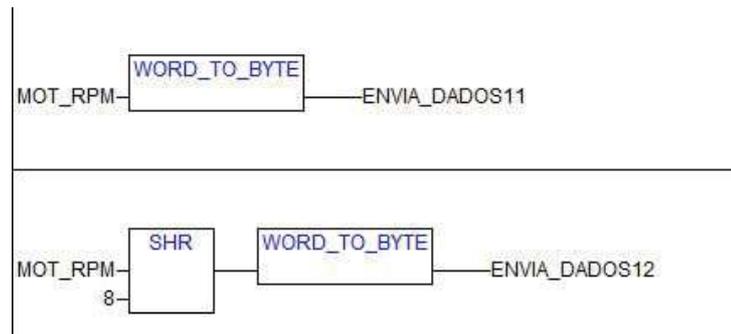


Figura 3.17: Diagrama rede CAN.

Na primeira linha, a conversão é feita de forma direta, apenas os 8 *bits* menos significativos são atribuídos à variável ENVIA\_DADOS11. Para que os 8 *bits* mais significativos sejam utilizados é necessário fazer um deslocamento (*shift right*) de oito unidades para a direita. O dispositivo que receber esta mensagem precisará realizar a conversão inversa, utilizando um deslocamento para a esquerda (*shift left*).

### 3.7.2 Texto estruturado

O texto estruturado (ST) é uma linguagem de programação de alto nível que permite a execução das funções mais comuns como *IF*, *While*, *For* e outros. As expressões na linguagem ST são construções que retornam um valor após a sua execução. Estas expressões são compostas por operandos e operadores. Os possíveis operandos são as variáveis, constantes, chamadas de função ou outras expressões (SMART SOFTWARE SOLUTIONS,2010). A Figura 3.18 apresenta um exemplo de execução de um simples *IF* com um *WHILE* interno.

```

IF Valor < 7 THEN
  WHILE Valor < THEN
    Valor:=Valor+1;
  END_WHILE;
END_IF;

```

Figura 3.18: Exemplo de texto estruturado. Fonte: Adaptação de (SMART SOFTWARE SOLUTIONS,2010)

Neste trabalho, a linguagem mais utilizada é o texto estruturado. Ela é utilizada para cálculos, conversões, comunicação e controle de informações exibidas na tela e outros pois apresenta uma maior capacidade de síntese de informações. A Figura 3.19 representa um código para envio de dados via rede CAN da IHM para o CLP. Entre as linhas 4 e 11 o vetor de dados para envio é preenchido, posteriormente o bloco de funções de envio é chamado para enviar uma mensagem com o identificador 120 na rede CAN 1. Neste tipo de programação não é necessário atribuir todas as saídas do bloco de função a uma variável, este valor pode ser acessado diretamente posteriormente.

```

0004 Send1.DATA[0]=ENVIA_DADOS1;
0005 Send1.DATA[1]=ENVIA_DADOS2;
0006 Send1.DATA[2]=ENVIA_DADOS3;
0007 Send1.DATA[3]=ENVIA_DADOS4;
0008 Send1.DATA[4]=ENVIA_DADOS5;
0009 Send1.DATA[5]=ENVIA_DADOS6;
0010 Send1.DATA[6]=ENVIA_DADOS7;
0011 Send1.DATA[7]=ENVIA_DADOS8;
0012
0013 Send1(
0014   ENABLE:=TRUE,
0015   CHANNEL:=1,
0016   ID:=120,
0017   Extended:=FALSE,
0018   DATALENGTHCODE:=8,
0019   DATA=,
0020   RESULT=>);

```

Figura 3.19: Exemplo de texto estruturado.

### 3.7.3 Bibliotecas IFM

Quando um fabricante de CLP opta por utilizar o CoDeSys como *software* de programação, ele precisa fornecer bibliotecas e arquivos EDS (*Electronic Data Sheet*) para que a instalação do CoDeSys ofereça as ferramentas e opções dedicadas ao *Hardware*. Na versão do CoDeSys disponibilizada pela IFM é simples encontrar configurações prontas como o endereçamento de memória interna do equipamento, os endereços de memórias dos botões do equipamento, temperatura medidas internamente e outros.

Na Figura 3.20 temos um exemplo de como o CoDeSys apresenta as configurações da IHM do projeto. Na árvore de busca do lado esquerdo temos acesso às variáveis citadas anteriormente, do lado direito da imagem temos o exemplo da remota CAN da IFM carregada no sistema por meio do arquivo EDS. Além da imagem do produto, temos alguns endereços previamente carregados na tela e algumas abas que informam sobre as características e funções disponíveis para este equipamento.

As bibliotecas têm como principal objetivo fornecer programas, funções e blocos de funções para realizar das funções básicas como acionamento do PWM até funções mais complexas como editar arquivos dentro do *File System* do Linux. Uma biblioteca de muita importância é a de comunicação CAN J1939, para comunicar com o Motor Cummins. É possível realizar a comunicação utilizando as informações normativas da rede J1939, porém o desenvolvimento de uma comunicação completa seria bastante demorado, logo

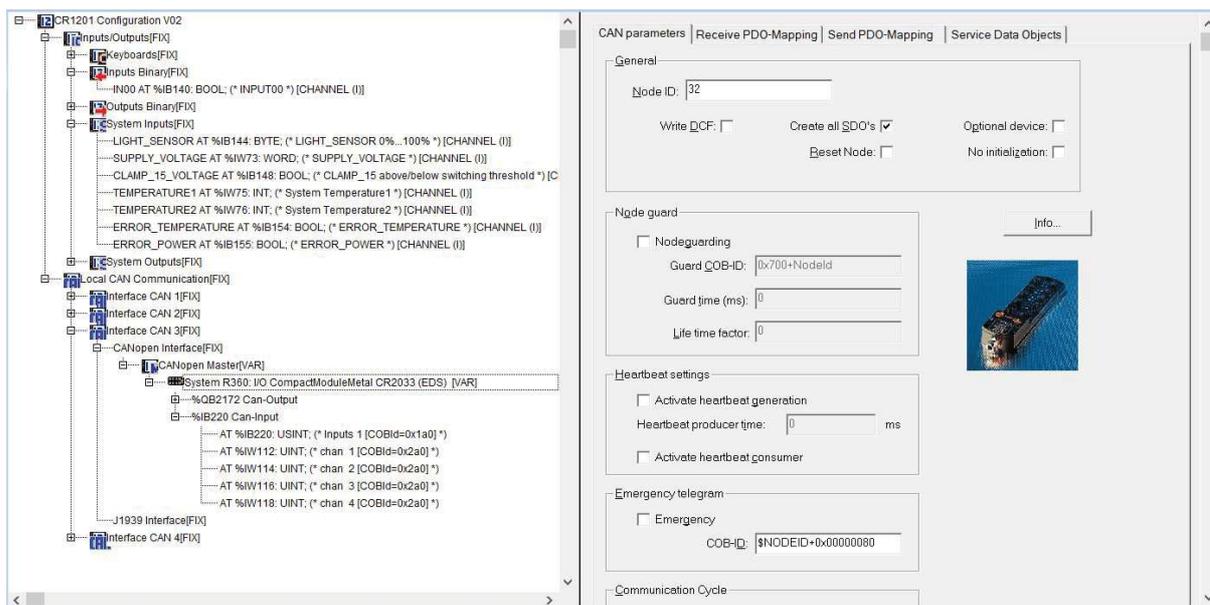


Figura 3.20: Configurações da IHM no CoDeSys.

a utilização da biblioteca fornecida pela IHM tem como intuito agilizar o processo de programação.

### 3.8 Comunicação CAN

As redes CAN (*Controller Area Network*) são redes industriais muito utilizadas em veículos e utilizam o conceito de *broadcast*, ou seja, todas as mensagens são enviadas para todos que estão na rede e cada nó realiza a leitura das mensagens que possuem um identificador ID que lhe interessar. De acordo com (NATIONAL INSTRUMENTS,2014), esta rede foi desenvolvida pela Bosch em 1985, para solucionar as ligações ponto a ponto nos carros que começavam a ganhar cada vez mais dispositivos eletrônicos. Entre os principais benefícios desta rede estão o baixo custo, o peso reduzido do cabeamento, a comunicação em *broadcast*, o escalonamento de prioridades nas mensagens e a capacidade de identificar erros. A Figura 3.21 representa as mudanças criadas por uma rede CAN em um ambiente de um automóvel.

Fisicamente a rede CAN pode ser representada pela Figura 3.22, um barramento de duas vias denominadas CANH e CANL com um ou mais resistores de 120Ω. A quantidade de resistores depende do comprimento do barramento principal da rede, isto influencia também diretamente na velocidade de comunicação podendo ser de 1Mbps para uma rede de até 40m e reduzindo para 0.05Mbps em uma rede de 1000m. Para saber a maior velocidade permitida basta dividir 50 pelo comprimento da rede e o resultado é a velocidade em Mbps (NATIONAL INSTRUMENTS,2008).

Para este projeto, serão utilizados dois protocolos diferentes de comunicação CAN, o primeiro chamado de CANopen é um protocolo aberto criado para permitir que sensores

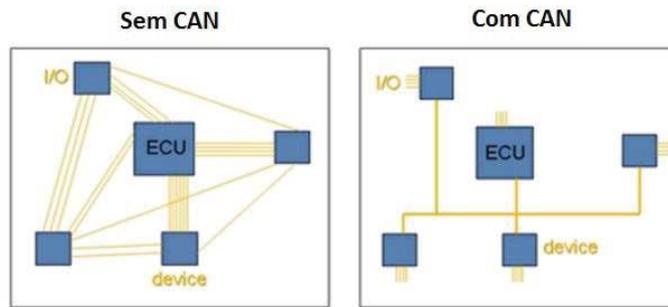


Figura 3.21: Diagrama rede CAN. Fonte: (NATIONAL INSTRUMENTS,2014)

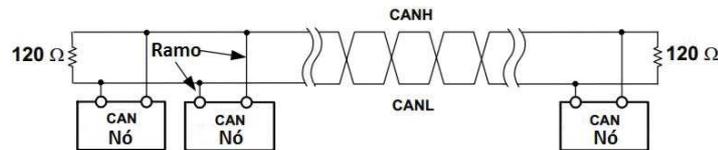


Figura 3.22: Camada física da rede CAN. Fonte: (NATIONAL INSTRUMENTS,2008)

e dispositivos de várias empresas possam trabalhar com CLPs de outros fabricantes. O segundo é o J1939, um protocolo criado pela indústria de veículos pesados e neste caso destinado a comunicação entre o CLP e o Motor a diesel da Cummins.

### 3.8.1 CANopen

CANopen é um protocolo de comunicação de alto nível e um perfil de especificações para dispositivos baseados na rede CAN. O protocolo padroniza a comunicação entre dispositivos e aplicações de diferentes fabricantes e tem sido usado em várias indústrias com destaque para a automação e indústria *mobile*. Na Figura 3.23 são ilustradas as camadas de uma comunicação CAN com protocolo CANopen. Na camada física temos a definição das tensões, das velocidades e outros, na camada de *data link* temos o enquadramento das mensagens, nas camadas do protocolo CANopen temos o endereçamento da rede, a sincronização, a apresentação dos dados enviados e a aplicação que descreve como os dados devem ser utilizados nos dispositivos que os receberem (NATIONAL INSTRUMENTS,2013). O formato das mensagens do protocolo CANopen é baseado nas mensagens da rede CAN, os dados são enviados em mensagens com identificadores CAN-ID de 11 ou 29 *bits*, *Bits* de controle como o *bit* de transferência remota (RTR), o de início, os quatro *bits* que informam a quantidade de dados e os 8 *bytes* de dados. O COB-ID, é referenciado como os 4 *bits* do código de função mais os 7 *bits* da identificação do nó, assim podemos ter em uma mesma rede CANopen até 127 nós (NATIONAL INSTRUMENTS,2013).

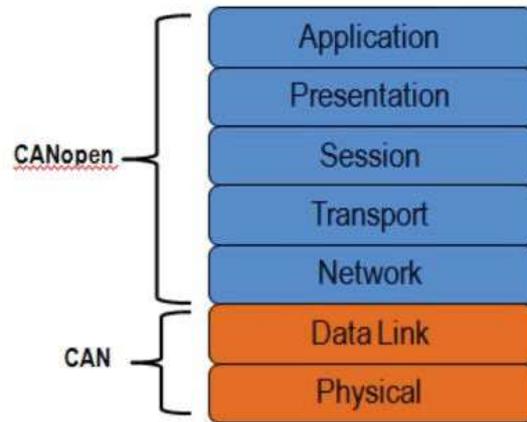


Figura 3.23: Camadas da comunicação CAN. Fonte: (NATIONAL INSTRUMENTS,2013)

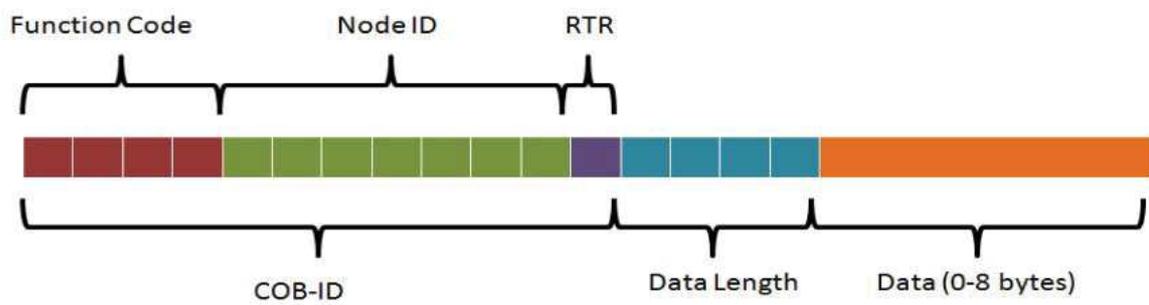


Figura 3.24: Diagrama de *bits* da rede CAN. Fonte: (NATIONAL INSTRUMENTS,2013)

# Capítulo 4

## SISTEMA DE CONTROLE DOS ATUADORES

Esta seção apresenta dois métodos de controle da rotação do processo de perfuração para sondagem rotativa diamantada testemunhada. Estes métodos serão apresentados utilizando o *Toolbox* SIMULINK do *software* MATLAB. Todo o processo de apresentação de resultados também será feito utilizando a mesma ferramenta.

De acordo com (OGATA,2003) “A característica mais importante do comportamento dinâmico de um sistema de controle é a estabilidade absoluta, isto é, se o sistema é estável ou instável”. Podemos considerar uma perfuratriz instável como um equipamento que pare ou a acelere fora de controle ao receber qualquer sinal de entrada. Este é o objetivo do sistema de controle proposto, monitorar e controlar a rotação dentro das características do processo de perfuração.

### 4.1 Controle da rotação do ferramental

Na sondagem rotativa diamantada testemunhada o movimento rotativo é responsável por cortar a formação rochosa e permitir o avanço, conforme apresentado em seção 3.6, existem duas maneiras de controlar a velocidade de rotação do motor hidráulico, pelo PVG ou basculamento do motor hidráulico.

#### 4.1.1 Diagrama de blocos

A Figura 4.1 ilustra o conceito de controle de velocidade de rotação da sonda. O motor hidráulico, representado pela função de transferência  $H(s)$ , rotaciona de acordo com a vazão de óleo em seu interior. Esta vazão sofre a influência de dois sistemas, o primeiro é a válvula proporcional (PVG) representada pela função de transferência  $F(s)$  que permite uma vazão de óleo na alimentação do motor, o segundo sistema é o do basculamento do

motor representado pela função de transferência  $G(s)$ . A caixa de redução do sonda é representada por  $J(s)$ .

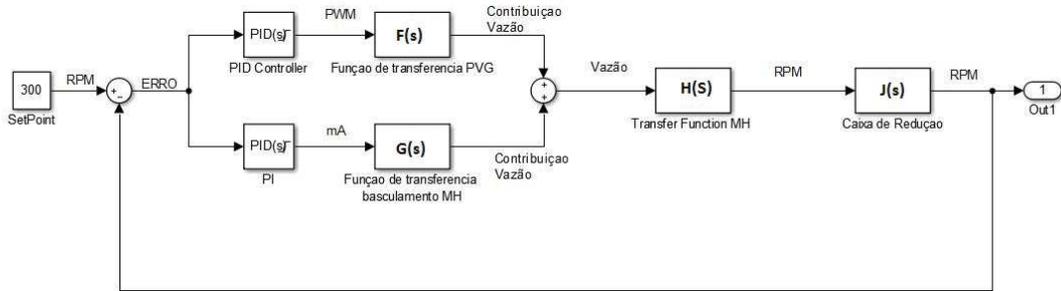


Figura 4.1: Conceito do sistema de controle.

Porém a influência do PVG e do basculamento não são paralelos e sim em série. Neste caso o basculamento deveria receber duas entradas, vazão proveniente do PVG e sinal de corrente para controle do ângulo do placa, formando um sistema MISO (*multiple inputs, single outputs*). Para continuar utilizando um sistema SISO (*single inputs, single outputs*) será proposta uma divisão dos sistemas de controle de acordo com as Figuras 4.2 e 4.4.

#### 4.1.2 Controle de velocidade pelo PVG

Analisando o PVG isoladamente, considerando o basculamento do motor como fixo, temos que a sua vazão é proporcional ao *duty cycle* do sinal PWM. Adaptando a curva apresentada na secção 3.6 para sinais de PWM de 0 até 180 por milhar do *duty cycle* e desconsiderando a faixa inercial, temos uma curva de PWM x Vazão de acordo com a Figura 4.3. Para manter um sistema LTI (linear e invariante no tempo) esta curva foi linearizada para  $y = F(s) = 0.95x$ . Como o objetivo operacional é entorno dos 120 lpm podemos aceitar um sistema linearizado.

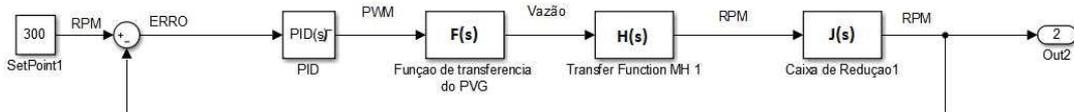


Figura 4.2: Controle de rotação pelo PVG.

De acordo com (PARKER,2016), a velocidade de rotação do motor pode ser calculada de acordo com a Equação 4.1. Onde  $n$  é a velocidade de rotação do eixo do motor hidráulico,  $D$  o deslocamento em  $cm^3/rev$ ,  $q$  a vazão e  $\eta_v$  a eficiência volumétrica. Como temos um deslocamento fixo no motor, e considerando  $\eta_v = 0.95$  temos a Equação 4.2.

$$n = \frac{q \times 1000 \times \eta_v}{D} \quad (4.1)$$

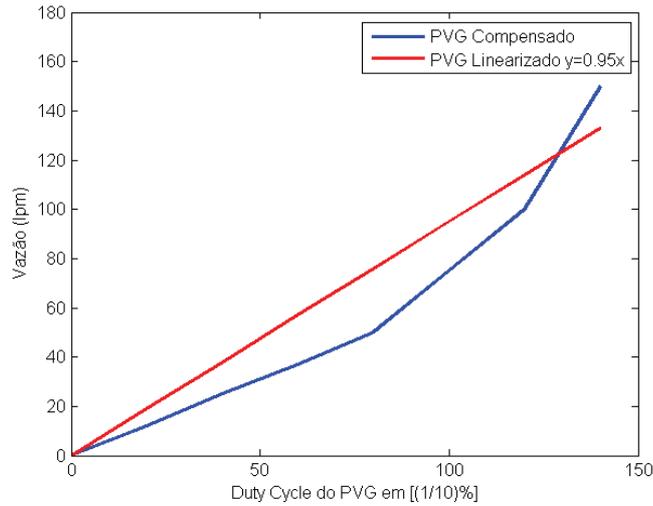


Figura 4.3: Linearização do PVG.

$$n = \frac{q \times 950}{D} \quad (4.2)$$

Logo,

$$H(s) = \frac{950}{D} \quad (4.3)$$

Para os experimentos e modelagem utilizados neste trabalho, foram utilizadas duas combinações de marchas nas caixas de redução do equipamento. Uma com relação final de 9,35:1 para sondas com basculamento eletrônico, resultando em  $J(s) = 0.107$ , e 9,51:1 para sondas com basculamento hidráulico, modificando  $J(s)$  para 0.105.

### 4.1.3 Controle de velocidade pelo basculamento

A outra forma de controle de velocidade é pelo basculamento do motor, assumindo uma vazão fixa do PVG. A Figura 4.4 representa o diagrama de blocos para controle da rotação pelo basculamento. Existem duas formas de controlar o basculamento deste motor, utilizando o controle proporcional eletrônico ou o hidráulico. O segundo também é acionado por um sinal de corrente que atua uma válvula responsável pode enviar um sinal de óleo que bascula o motor. Os limites de basculamento são os mesmos para os dois modelos, porém o *range* do sinal muda.

A velocidade de rotação é influenciada pelo deslocamento do motor hidráulico que é coordenado de acordo com a corrente emitida pelo *driver* de corrente do CLP. Com a impossibilidade de calcular a velocidade do motor com vazão fixa em função da variação do deslocamento, é necessário coletar dados das curvas de desempenho, em experimentos, e utilizar métodos matemáticos para encontrar as funções de transferência.

De acordo com as informações disponibilizadas por (PARKER,2016) e apresentadas na seção 3.6 o gráfico de basculamento do motor hidráulico é apresentado na Figura 4.5.

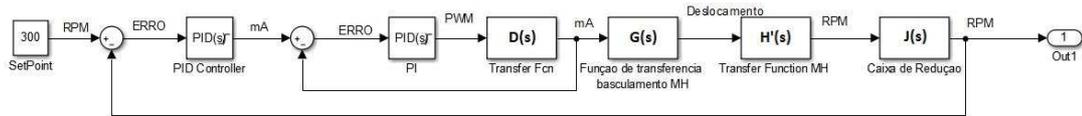


Figura 4.4: Controle de rotação pelo Basculamento.

Como a parte mecânica da cabeça hidráulica é projetada para trabalhar em rotação de até 1200RPM, é preciso identificar o menor basculamento aceitável do motor para que na marcha de menor relação possível a velocidade de rotação do ferramental não ultrapasse os 1200RPM.

O teste para identificar este basculamento consiste em:

1. Selecionar a menor relação de marcha possível, ou seja, quarta marcha sem a reduzida.
2. Acionar o PVG até a vazão desejada não deixando exceder o limite de 180lpm.
3. Aumentar a corrente de basculamento gradativamente, iniciando em 200mA, até a velocidade de rotação da ferramenta alcançar 1200RPM.
4. Certificar que a programação do CLP nunca permitirá o envio de uma corrente maior que este valor.

A comparação dos sinais de corrente responsáveis por acionar cada modelo de basculamento podem ser comparados nas Figuras 4.5 e Figuras 4.6.

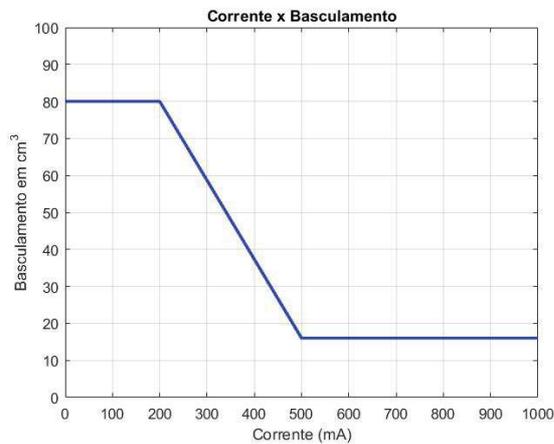


Figura 4.5: Corrente x Basculamento do Motor Hidráulico, modelo eletrônico.

A Figura 4.7 demonstra o comportamento da velocidade de rotação do motor hidráulico e da cabeça hidráulica com a variação da corrente no basculamento quando uma vazão de aproximadamente 120lpm alimenta o motor hidráulico. A velocidade de rotação da cabeça hidráulica aumenta proporcionalmente com a corrente e respeita a proporção de 9,35:1 da caixa de redução.

As sondas dotadas de basculamento hidráulico possuem uma caixa de marchas com relações diferentes. Essa diferença não possui nenhuma relação com o motor hidráulico,

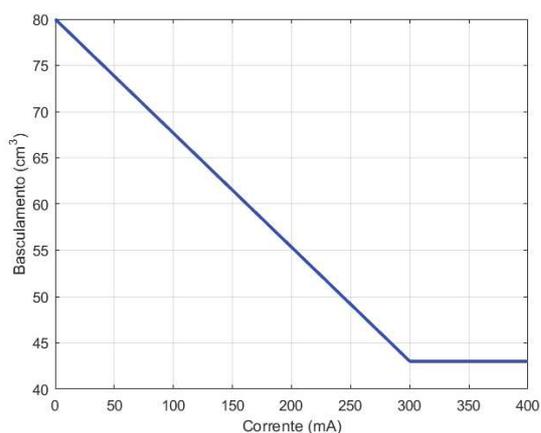


Figura 4.6: Corrente x Basculamento do Motor Hidráulico, modelo hidráulico.

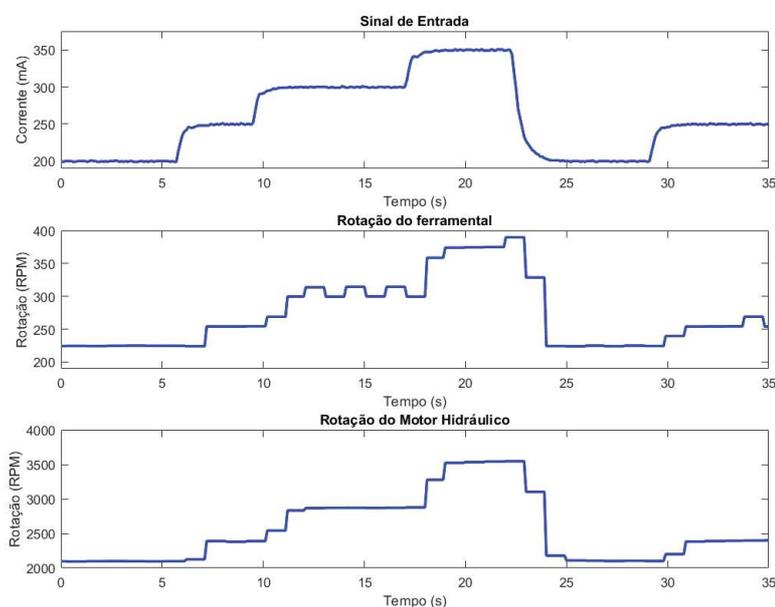


Figura 4.7: Velocidade de rotação por basculamento, modelo eletrônico.

apenas com a proposta do equipamento. A Figura 4.8 apresenta os sinais de corrente e as velocidades de rotação para este tipo de equipamento, em uma condição de teste com carga maior que os apresentados na sonda com basculamento eletrônico. A representação deste sistema não muda em relação à Figura 4.4.

O sensor de velocidade de rotação do motor hidráulico é direcionado para um eixo com 36 dentes, utilizados como alvos para o sensor, enquanto o sensor da cabeça hidráulica possui apenas quatro. Isto reflete na qualidade dos dados adquiridos e na capacidade de se usar curtos intervalos de tempo para medir a quantidade de pulsos em cada sensor. A janela de contagem de tempo do medidor de rotação da ferramenta precisa ser próxima a um segundo para garantir uma leitura precisa de rotações em baixa velocidade, isto causa os serrilhados visto no gráfico.

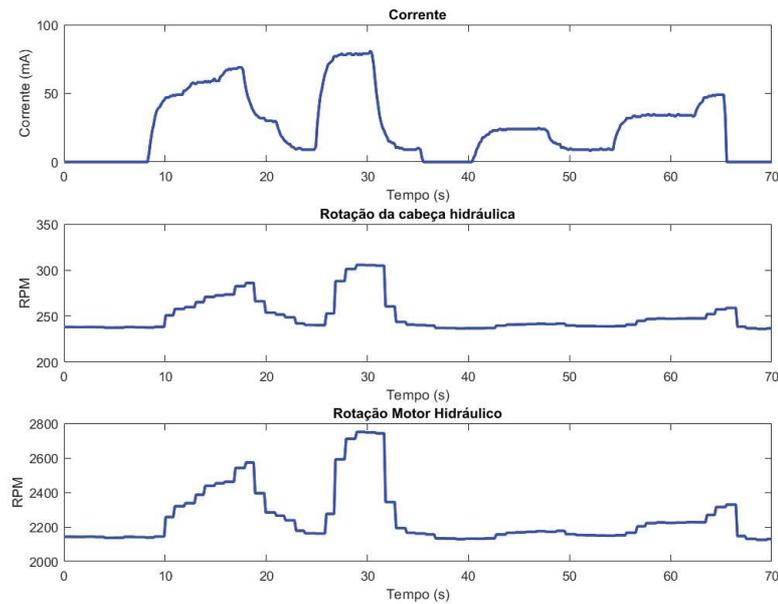


Figura 4.8: Velocidade de rotação por basculamento, modelo hidráulico.

O acionamento do basculamento do motor é feito pela corrente fornecida pelo CLP. O valor de corrente enviado nas portas de saídas analógicas do CLP CR0232 é selecionado pelo *function block* OUTPUT\_CURRENT\_CONTROL, este bloco possui internamente um controlador PI que não pode ser desligado.

Se os ganhos  $K_i$  e  $K_p$  forem igual a zero a saída do CLP não sofrerá nenhuma alteração, ou seja se um valor de 200mA estiver sendo enviado, a saída permanecerá em 200mA mesmo que um degrau seja identificado pelo *function block*. Assim, é impossível uma análise pura do *driver* de corrente sem a ação do controlador PI.

A Figura 4.9 mostra a corrente desejada e a corrente atual quando o controlador PI possui os ganhos  $K_i = 1$  e  $K_p = 1$ . O tempo de acomodação deste sinal é de aproximadamente 40 segundos, muito lento para a resposta de um sistema de perfuração.

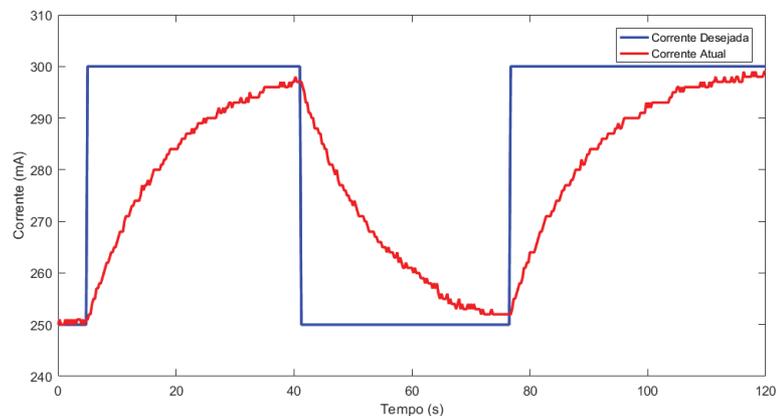


Figura 4.9: *Driver* de corrente com controlador  $k_i = 1$  e  $k_p = 1$ .

A fabricante do PLC sugere a utilização de ganhos  $k_i = 50$  e  $k_p = 50$  neste controlador PI, e a partir disto, alterar seus valores para conseguir uma resposta adequada (IFM ELECTRONIC,2014). Um tempo de acomodação de aproximadamente um segundo foi considerado adequado pela equipe de manutenção hidráulica do equipamento. Após alguns testes um controlador com os ganhos  $k_i = 30$  e  $k_p = 30$  foi considerado eficiente com a curva de resposta da Figura 4.10.

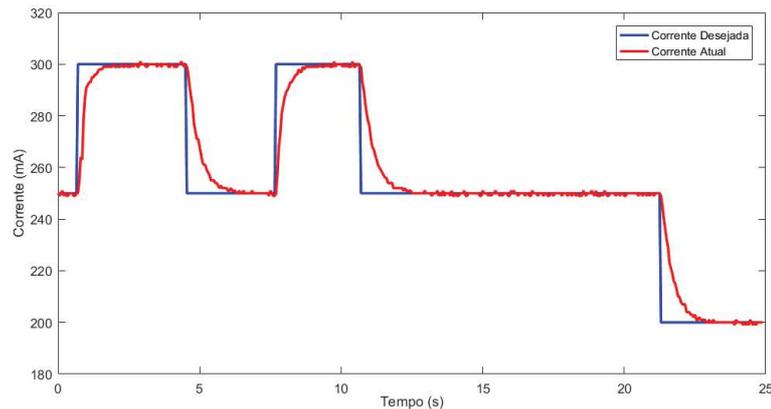


Figura 4.10: *Driver* de corrente com controlador  $k_i = 30$  e  $k_p = 30$ .

A realização de testes alterando-se os ganhos deste controlador demanda aproximadamente 5 minutos por teste, dificultando a realização de combinações de ganho para se obter um resultado diferenciado em um equipamento que já se encontra operacional.

A Figura 4.11 destaca o mesmo teste da Figura 4.10 nos primeiros sete segundos. Como pode ser observado, o tempo de acomodação é de aproximadamente um segundo e o erro em regime permanente é inferior a 1%.

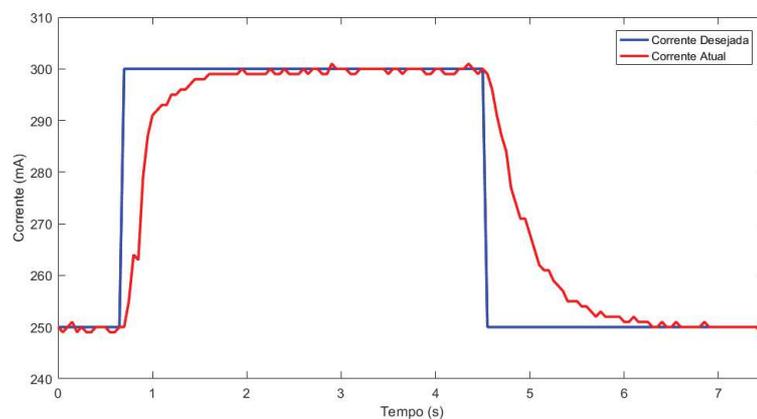


Figura 4.11: *Driver* de corrente com controlador  $k_i = 30$  e  $k_p = 30$ , destacado.

O tempo de acomodamento do motor não pode ser muito pequeno, pois quando a bobina aciona a placa do basculamento contra o fluxo de óleo proveniente da bomba, o pico de pressão é muito alto podendo eventualmente estourar conexões e mangueiras. A

Figura 4.12, realçada na Figura 4.13, demonstra a alteração na corrente de basculamento, a mudança na velocidade de rotação e a pressão na linha do motor. Como pode ser observado, mesmo atuando em um segundo ouve um pico de pressão de quase 200PSI (1,37MPa). Na configuração sugerida pelo fabricante do CLP, o pico de pressão chegava a 1200PSI (8,27MPa), pois o tempo de acomodação era inferior a 0,1s.

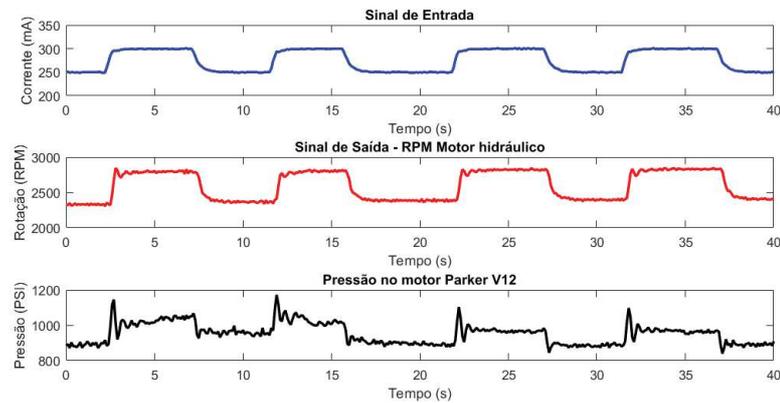


Figura 4.12: Corrente aplicada no basculamento do motor - Basculamento Eletrônico

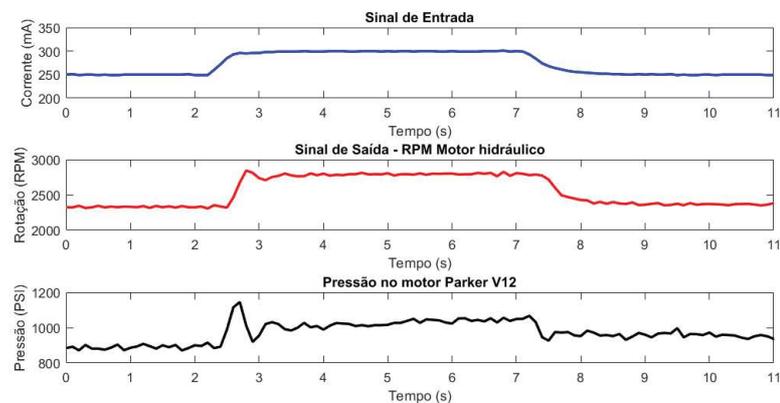


Figura 4.13: Corrente aplicada no basculamento do motor, focalizado - Basculamento Eletrônico

A resposta do basculamento hidráulico ao sinal de corrente pode ser observada na Figura 4.14, onde podemos analisar que a alteração no volume interno do motor não gera picos de pressão como no modelo eletrônico.

#### 4.1.4 Identificando as funções de transferência

Para controlar o sistema de forma SISO, podemos selecionar entre as duas metodologias utilizadas na Figura 4.15. Para isto é preciso saber qual a velocidade de rotação máxima que se pode obter em cada combinação de marcha nas caixas de redução e qual a velocidade

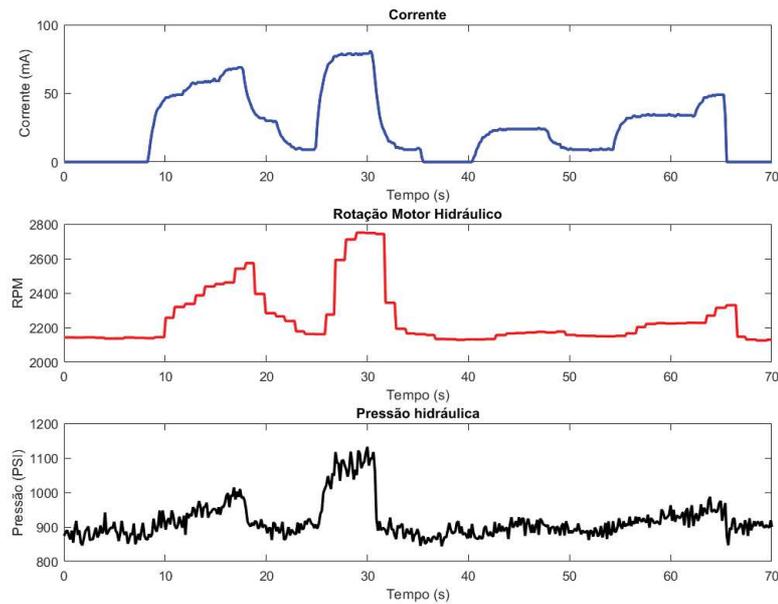


Figura 4.14: Corrente aplicada no basculamento do motor - Basculamento Hidráulico

máxima para cada basculamento do motor. Uma chave seletora é utilizada como a indicação de qual *loop* de controle está sendo processado.

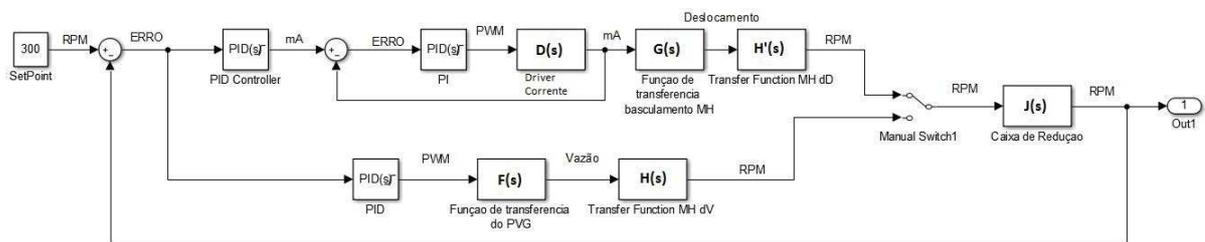


Figura 4.15: Sistemas de controle por PVG e basculamento.

A função de transferência do *driver* de acionamento foi gerada pelo *toolbox* IDENT do MATLAB utilizando a mesma base de dados da Figura 4.11. O processo de identificação envolve a retirada dos valores médios da amostra, e da sua divisão em base de dados para identificação do sistema e validação. Para escolher a ordem dos polinômios do numerador e denominador é utilizada a função de Modelos polinomiais para analisar todas as possíveis combinações de polos, zeros e atrasos entre 1 e 10.

Para este modelo, a metodologia indica que a melhor combinação é o modelo de quatro polos e três zeros com um tempo de atraso. Utilizando estes dados para gerar o modelo de função de transferência, obtemos a Equação 4.4.

$$D(s) = \frac{0.5323s^3 + 41.38s^2 + 74.42s + 315}{s^4 + 15.55s^3 + 83.12s^2 + 193.3s + 326.7} \quad (4.4)$$

## Basculamento eletrônico

Para calcular a função de transferência da reação eletrônica do motor hidráulico em relação a corrente, foi utilizada a mesma base de dados da Figura 4.12. O processo de identificação do sistema utilizado é o mesmo dedicado a identificação do *driver* de corrente. A melhor ordem alcançada foi de 5 polos e 5 zeros com atraso de 2 tempos, com amostragem de 100ms. Gerando a Equação 4.5.

$$G(s) \times H'(s) = e^{-0.1s} \times \frac{0.7105s^5 - 49.36s^4 + 1455s^3 + 344.3s^2 + 185.4s + 37.86}{s^5 + 5.464s^4 + 168.9s^3 + 41.19s^2 + 20.21s + 4.576} \quad (4.5)$$

## Basculamento hidráulico

Para calcular a função de transferência da reação hidráulica do motor hidráulico em relação à corrente, foi utilizada a mesma base de dados da Figura 4.14. A melhor ordem alcançada foi de 4 polos e 2 zeros com atraso de 1 tempo, com amostragem de 80ms. Gerando a Equação 4.6, que para simplificar os diagramas de blocos também substituirá os mesmos blocos  $G(s)$  e  $H'(s)$ .

$$G(s) \times H'(s) = \frac{-601.1s^2 + 7823s + 7955}{s^4 + 28.64s^3 + 374.6s^2 + 2483s + 1699} \quad (4.6)$$

### 4.1.5 Calculando a funções de transferência do sistema

Atribuindo os valores calculados para  $D(s)$ ,  $F(s)$ ,  $G(s)$ ,  $H(s)$ ,  $H'(s)$  e  $J(s)$  na Figura 4.15, com  $G(s)$  e  $H'(s)$  calculados na subsecção 4.1.4, obtemos o diagrama de blocos simplificados da Figura 4.16.

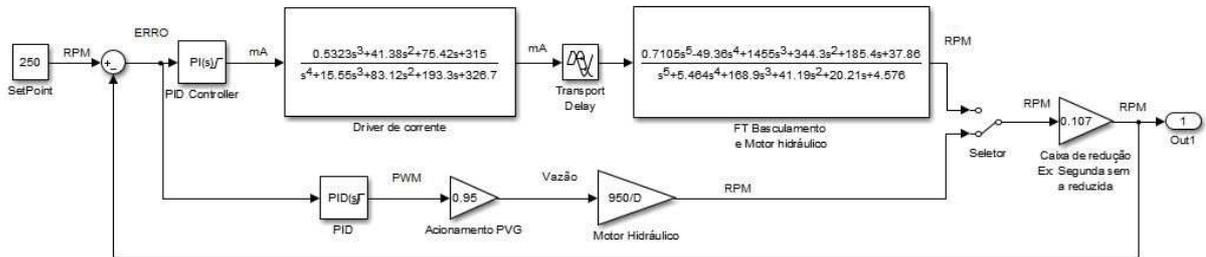


Figura 4.16: Modelo completo dos sistemas de controle por PVG e basculamento.

Realizando uma multiplicação em série das funções de transferência obtemos a Figura 4.17, a função de transferência em malha aberta da linha de controle do basculamento, eletrônico, é representada pela Equação 4.7.

$$FTMA1 = e^{-0.1s} \times \frac{0.3782s^8 + 3.13s^7 - 1214s^6 + 56890s^5 + 108500s^4 + 492000s^3 + 124000s^2 + 61270s + 11930}{1s^9 + 2101s^8 + 337s^7 + 3315s^6 + 16080s^5 + 38170s^4 + 64890s^3 + 17740s^2 + 7486s + 1495} \quad (4.7)$$

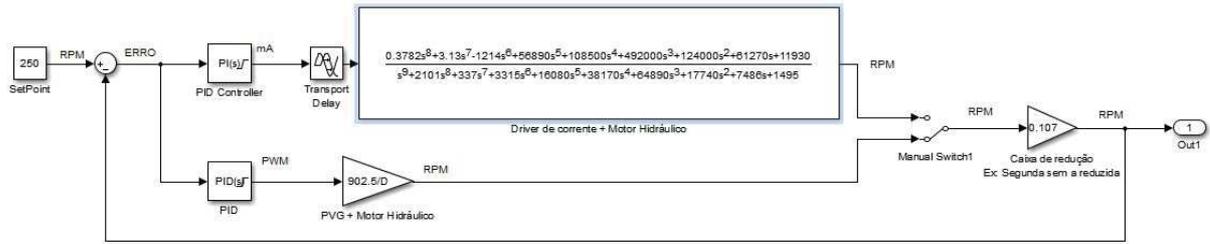


Figura 4.17: Modelo completo dos sistemas de controle por PVG e basculamento simplificado.

A Figura 4.18 representa o lugar das raízes do sistema em malha aberta sem o controlador PID e o atraso de transporte não é considerado. O sistema possui uma grande quantidade de polos e zeros próximos à origem e o polos que se deslocam para o semiplano direito aceitam ganhos de até 0,2 sem tornar o sistema instável.

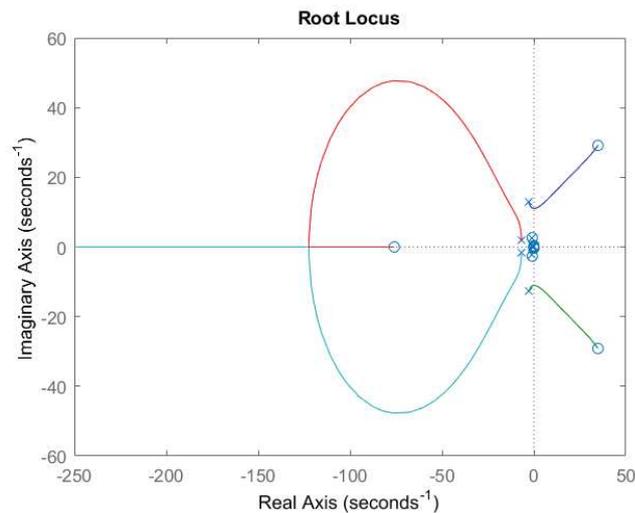


Figura 4.18: Lugar das raízes da *FTMA1*.

Calculando a FTMA utilizando os dados do basculamento hidráulico, temos a Equação 4.8. O novo lugar das raízes é representado pela Figura 4.19. Semelhante à outra função de transferência, temos uma grande quantidade de polos e zeros próximos a origem e os polos que se deslocam aceitam ganhos de até 0.606.

*FTMA2* =

$$\frac{-319.9s^5 - 2.071e^4s^4 + 2.826e^5s^3 + 7.298e05s^2 + 3.065e^6s + 2.506e^6}{s^8 + 44.19s^7 + 903s^6 + 1.088e^4s^5 + 7.73e^4s^4 + 3.146e^5s^3 + 7.436e5s^2 + 1.14e^6s + 5.552e^5} \quad (4.8)$$

A Figura 4.20 ilustra a região de interseção dos eixos do lugar das raízes, como podemos analisar, temos 3 polos praticamente na origem, dois polos que aceitem ganho de até

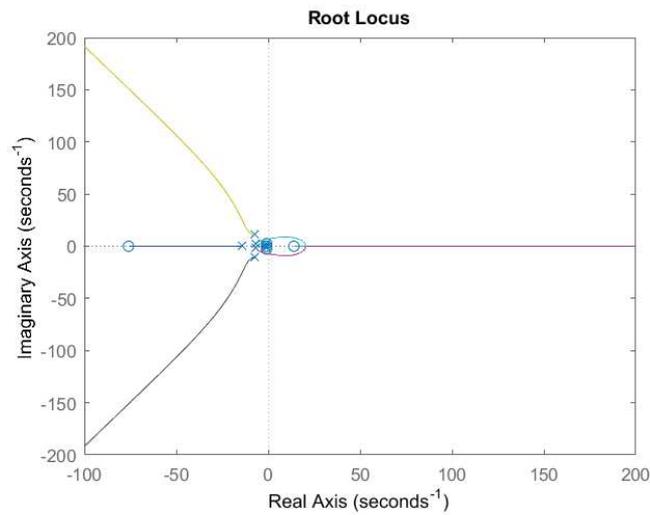


Figura 4.19: Lugar das raízes da *FTMA2*.

0.606 com uma frequência de oscilação de  $7.06^{rad/s}$ . A *FTMA2* é um sistema de fase não-mínima.

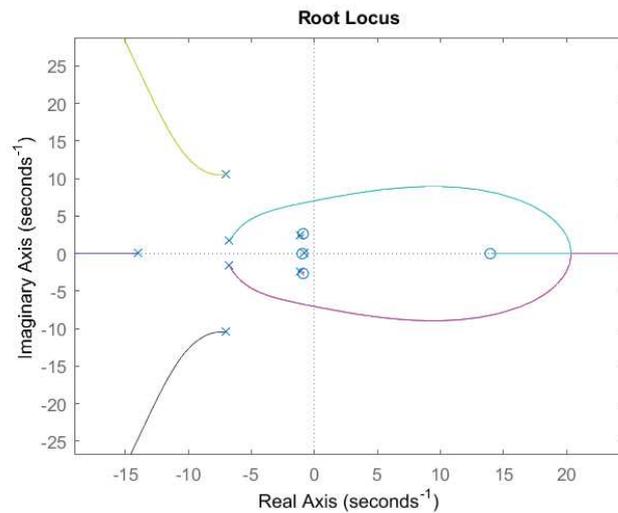


Figura 4.20: Origem do Lugar das raízes da *FTMA2*.

#### 4.1.6 Redução de ordem das FTMA

Existem várias formas de reduzir a ordem de uma função de transferência. Dentre elas, o *software* MATLAB oferece algumas formas de automatizar este processo, por meio de comandos ou de aplicativos. Esta secção apresenta algumas formas de reduzir a ordem da *FTMA1*, Equação 4.7, e da *FTMA2*, Equação 4.8.

## Basculamento eletrônico

O primeiro método é o *minreal* ou simplificação de polos e zeros. Porém a representação  $z, p, k$  da Equação 4.7 não apresenta polos ou zeros canceláveis, conforme Equação 4.9. Nesta representação o atraso é desconsiderado.

$$FTMA1[z, p, k] = 0.37819 \times \frac{(s + 75.98)(s + 0.2123)(s^2 + 0.02678s + 0.1216)(s^2 + 1.762s + 7.79)(s^2 - 69.71s + 2064)}{(s + 0.2324)(s^2 + 0.009615s + 0.1175)(s^2 + 13.42s + 47.76)(s^2 + 2.125s + 6.841)(s^2 + 5.222s + 167.5)} \quad (4.9)$$

O segundo método é o da aproximação, *balred*, ou método da truncação balanceada. Os resultados mais significativos foram encontrados para as ordens 4, 5 e 6. As funções de transferência na forma  $z, p, k$  podem ser encontradas nas Equações 4.10, 4.11 e 4.12 respectivamente.

$$FTMA1[z, p, k] = 2.7157 \times \frac{(s^2 + 0.03134s + 0.1213)(s^2 - 26.17s + 242.8)}{(s + 15.13)(s + 5.648)(s^2 + 0.01038s + 0.1173)} \quad (4.10)$$

$$FTMA1[z, p, k] = -0.73063 \times \frac{(s - 17.19)(s^2 + 0.0314s + 0.1211)(s^2 - 13.29s + 452.2)}{(s + 4.191)(s^2 + 0.01033s + 0.1173)(s^2 + 7.372s + 175.4)} \quad (4.11)$$

$$FTMA1[z, p, k] = -1.8372 \times \frac{(s + 1.09e4)(s - 17.19)(s^2 + 0.0314s + 0.1211)(s^2 - 13.3s + 452.3)}{(s + 2.743e4)(s + 4.19)(s^2 + 0.01033s + 0.1173)(s^2 + 7.369s + 175.3)} \quad (4.12)$$

A análise das respostas no domínio da frequência destas funções de transferências é ilustrada na Figura 4.21. A análise da resposta ao degrau é apresentada na Figura 4.22 e a análise ao impulso na Figura 4.23.

Analisando o diagrama de bode podemos verificar que os 3 modelos reduzidos apresentam respostas bem diferentes para frequências superiores 20 rad/s. A resposta ao degrau para os 3 modelos reduzidos foi exatamente o mesmo. Na resposta ao impulso, apenas o modelo de ordem 5 conseguiu se aproximar da dinâmica da *FTMA1*. O modelo de ordem 6 apresentou um valor inicial de 30500. O Lugar das raízes para os modelos reduzidos para quarta, quinta e sexta ordem podem ser analisados nas Figuras 4.24, 4.25 e 4.26.

Analisando o lugar das raízes, diagrama de bode, e as respostas ao degrau e ao impulso, percebemos que os modelos não podem ser utilizados para representar a dinâmica do equipamento. Por isso, o *balred* foi executado novamente para estudar modelos com ordem 2 e 3. Resultando nas Equações 4.13 e 4.14 respectivamente.

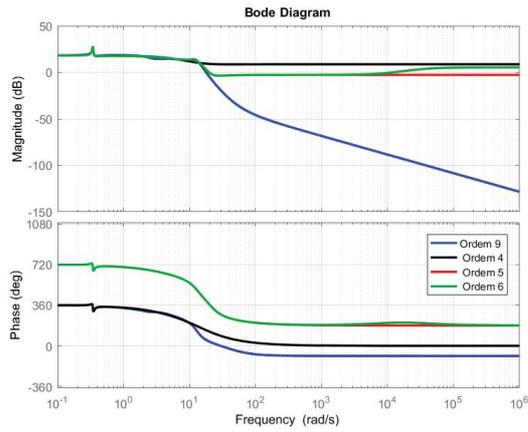


Figura 4.21: Diagrama de Bode para método da truncação balanceada

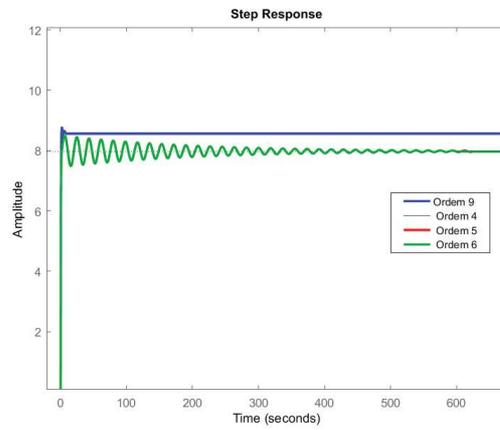


Figura 4.22: Resposta ao degrau para método da truncação balanceada

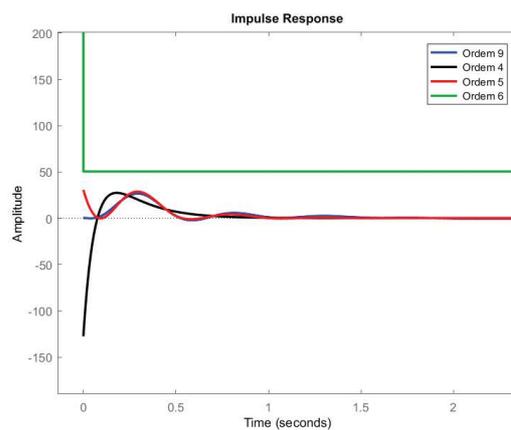


Figura 4.23: Resposta ao impulso para método da truncação balanceada

$$FTMA1[z, p, k] = 7.3804 \times$$

$$\frac{(s^2 + 0.03016s + 0.1319)}{(s^2 + 0.01346s + 0.122)} \quad (4.13)$$

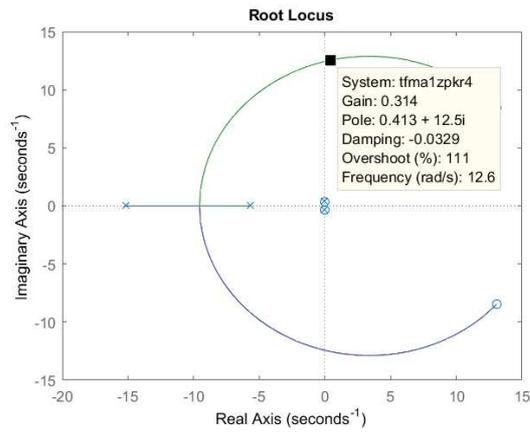


Figura 4.24: Lugar das raízes para  $FTMA1$  reduzida para quarta ordem.

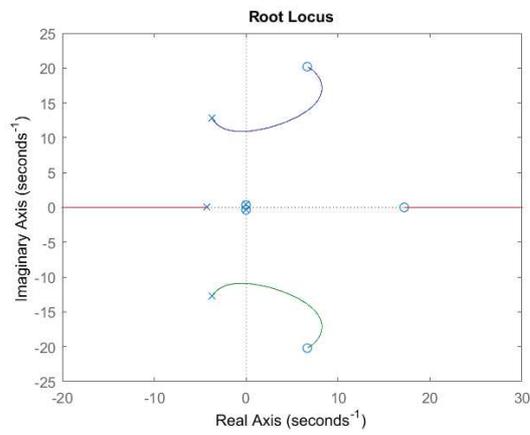


Figura 4.25: Lugar das raízes para  $FTMA1$  reduzida para quinta ordem.

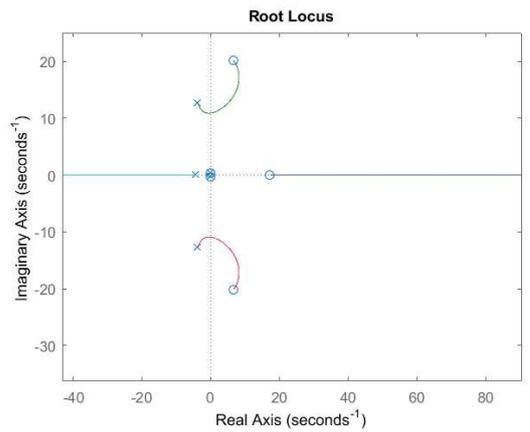


Figura 4.26: Lugar das raízes para  $FTMA1$  reduzida para sexta ordem.

$$FTMA1[z, p, k] = -3.7006 \times$$

$$\frac{(s - 8.708)(s^2 + 0.03139s + 0.1213)}{(s + 4.176)(s^2 + 0.01038s + 0.1173)} \quad (4.14)$$

O Lugar das raízes para os modelos de ordem 2 e 3 podem ser analisados nas Figuras 4.27 e 4.28. O sistema de terceira ordem é instável para ganhos superiores a 0.01, e o de segunda ordem é estável para qualquer ganho. Porém na resposta ao degrau, Figura 4.29, o sistema de ordem 2 apresentou uma longa oscilação. Na resposta ao impulso, Figura 4.30, observamos uma oscilação do sistema original de ordem 9 e uma maior ainda do sistema de terceira ordem. Como é de se esperar, o modelo de segunda ordem apresenta uma oscilação amortizada de longa duração.

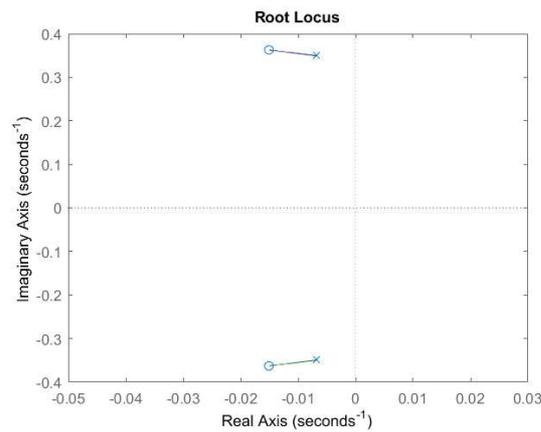


Figura 4.27: Lugar das raízes para *FTMA1* reduzida para segunda ordem.

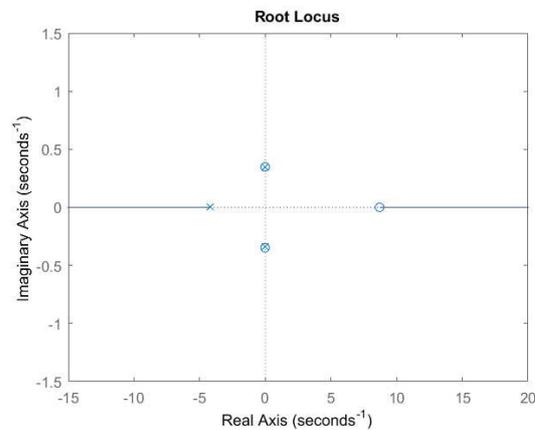


Figura 4.28: Lugar das raízes para *FTMA1* reduzida para terceira ordem.

Devido às características dos lugares das raízes e das oscilações apresentadas nas respostas ao degrau todos os modelos de ordem reduzidos obtidos pelo método *balred* serão descartados. O último método para redução de ordem para uma função de transferência é o seleção de modos, ou *freqsep*, que seleciona a frequência desejada de operação do sistema e reduz a ordem. Utilizando as frequências mínimas e máximas de 3.1 e 32 rad/s, respectivamente, obtemos o sistema de quarta ordem. Um sistema de sexta ordem pode ser obtido utilizando as frequências mínimas e máximas de 2.2 e 46 rad/s, respectivamente. As

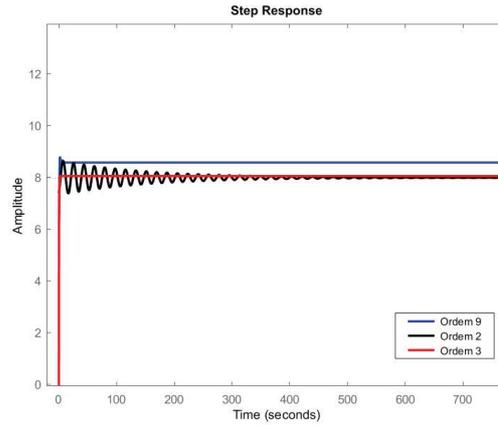


Figura 4.29: Resposta ao degrau para método da truncação balanceada

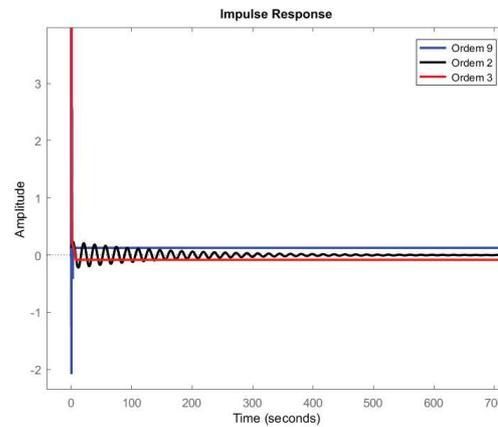


Figura 4.30: Resposta ao impulso para método da truncação balanceada

novas funções de transferências são expressas nas Equações 4.15 e 4.16. Os seus respectivos lugares das raízes podem ser encontrados nas Figuras 4.31 e 4.32.

$$FTMA1[z, p, k] = 6.8379 \times$$

$$\frac{(s + 27.99)(s^2 - 11.4s + 381.1)}{(s^2 + 13.42s + 47.76)(s^2 + 5.222s + 167.5)} \quad (4.15)$$

$$FTMA1[z, p, k] = 0.43492 \times$$

$$\frac{(s + 72.3)(s^2 + 1.764s + 7.79)(s^2 - 64.55s + 1891)}{(s^2 + 13.42s + 47.76)(s^2 + 2.125s + 6.841)(s^2 + 5.222s + 167.5)} \quad (4.16)$$

Analisando o lugar das raízes, o modelo de ordem 4 aceita ganhos de até 2.18 sem se tornar instável e o de ordem 6 aceita até 2.13. A resposta ao degrau e ao impulso pode ser analisada nas Figuras 4.33 e 4.34. Podemos observar que o modelo com ordem seis apresentou respostas praticamente idênticas nos dois casos. Inclusive, para diferenciar as

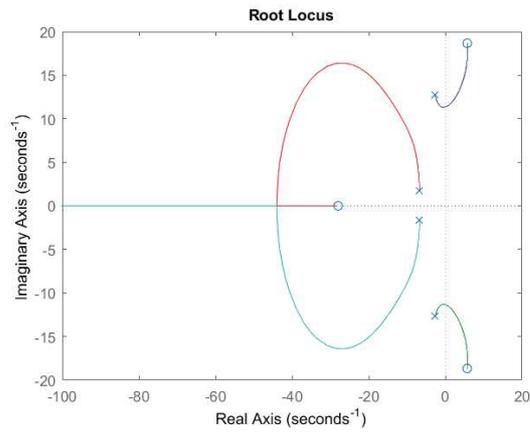


Figura 4.31: Lugar das raízes para  $FTMA1$  reduzida para quarta ordem.

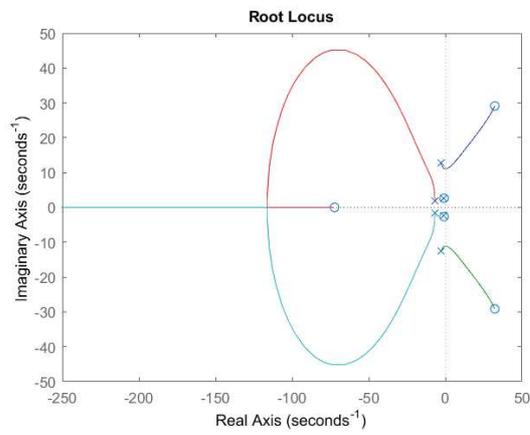


Figura 4.32: Lugar das raízes para  $FTMA1$  reduzida para sexta ordem.

linhas que representam os sistemas de ordem 9 e 6 na Figura 4.34 foi necessário aumentar espessura do sistema original para 3 pontos.

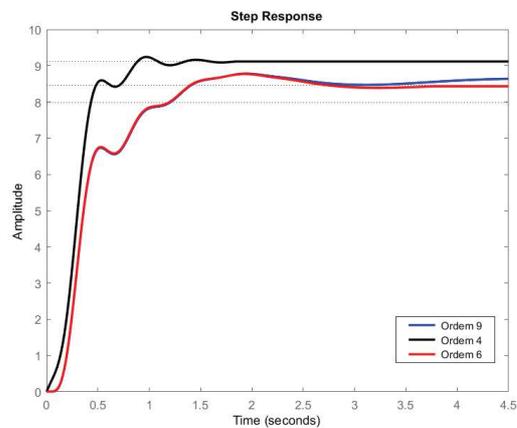


Figura 4.33: Resposta ao degrau para método da seleção de modo

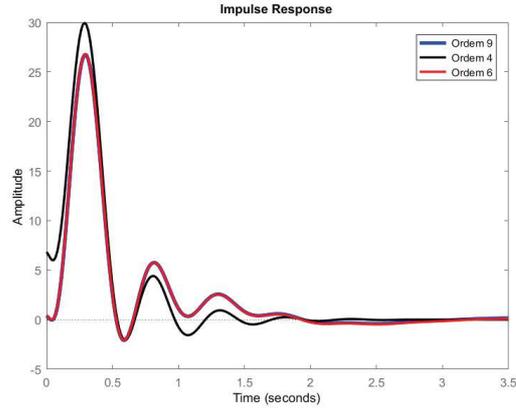


Figura 4.34: Resposta ao impulso para método da seleção de modo

### Basculamento hidráulico

A *FTMA2* pode ser expressa na forma de zeros, polos e ganhos para analisar a possibilidade de cancelar polos e zeros. Porém, assim como no basculamento eletrônico, não existem polos e zeros canceláveis na Equação 4.17.

$$FTMA2[z, p, k] = -319.95 \times \frac{(s + 75.98)(s - 13.96)(s + 0.9478)(s^2 + 1.762s + 7.79)}{(s + 13.91)(s + 0.7683)(s^2 + 13.42s + 47.76)(s^2 + 2.125s + 6.841)(s^2 + 13.96s + 158.9)} \quad (4.17)$$

Utilizando o segundo método disponível no MATLAB, o *balred*, podemos reduzir a *FTMA2* para várias ordens possíveis. Serão apresentados os modelos reduzidos de terceira até sexta ordem nas Equações 4.18 até 4.21, respectivamente.

$$FTMA2[z, p, k] = 0.0096312 \times \frac{(s + 154.1)(s - 23.71)(s - 15.29)}{(s + 1.653)(s^2 + 5.904s + 72.1)} \quad (4.18)$$

$$FTMA2[z, p, k] = 0.3340 \times \frac{(s^2 - 24.4s + 177.4)(s^2 + 8.398s + 133.6)}{(s + 15.81)(s + 1.688)(s^2 + 3.681s + 65.69)} \quad (4.19)$$

$$FTMA2[z, p, k] = 0.034626 \times \frac{(s + 52.22)(s^2 + 0.2352s + 8.482)(s^2 - 32.87s + 286.6)}{(s + 1.662)(s^2 + 0.2721s + 8.473)(s^2 + 5.882s + 69.16)} \quad (4.20)$$

$$FTMA2[z, p, k] = -0.11695 \times \frac{(s - 13.4)(s + 0.9169)(s^2 + 1.631s + 7.563)(s^2 - 33.39s + 609)}{(s + 3.68)(s + 0.7561)(s^2 + 1.916s + 6.772)(s^2 + 10.07s + 77.75)} \quad (4.21)$$

Os lugares das raízes para estes modelos estão representados nas Figuras 4.35 até 4.38, na mesma ordem. Como podem ser observado, todos os sistemas são de fase não mínima.

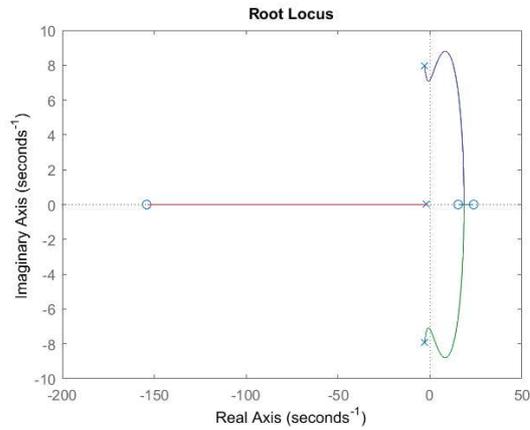


Figura 4.35: Lugar das Raízes para *FTMA2* reduzida para terceira ordem.

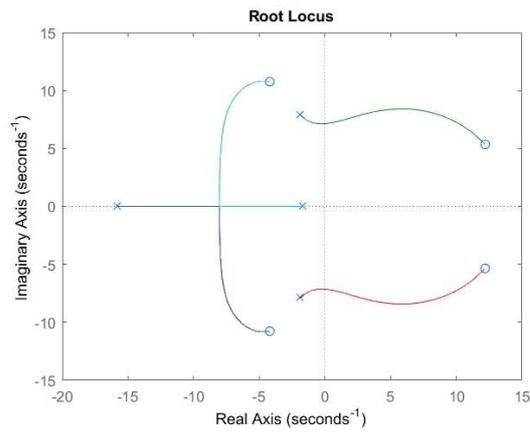


Figura 4.36: Lugar das Raízes para *FTMA2* reduzida para quarta ordem.

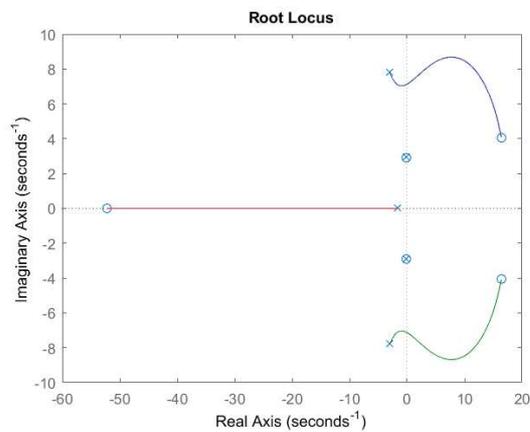


Figura 4.37: Lugar das Raízes para *FTMA2* reduzida para quinta ordem.

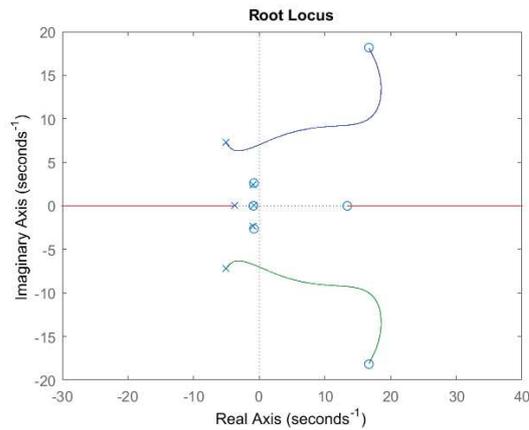


Figura 4.38: Lugar das Raízes para *FTMA2* reduzida para sexta ordem.

A resposta ao degrau unitário de todos esses sistemas reduzidos, e do original, podem ser analisados na Figura 4.39. Todos os sistemas conseguiram seguir a mesma dinâmica do original, com pequenas diferenças no início e na acomodação. Assim, o sistema de segunda ordem é um candidato a ser utilizado como simplificação do modelo da sonda.

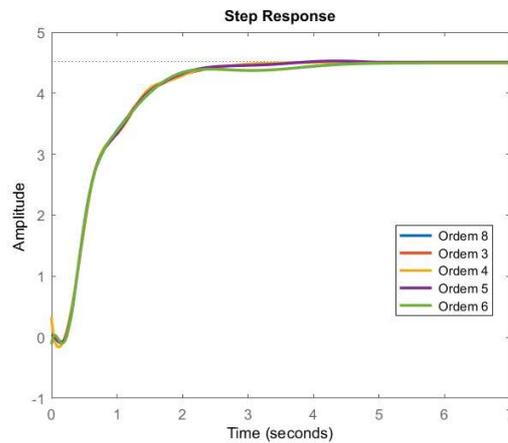


Figura 4.39: Resposta ao degrau da *FTMA2* e suas reduções.

O último método para redução de ordem de uma função de transferência é o seleção de modos. Ajustando os limites de frequência entre  $0.46$  e  $12 \text{ rad/s}$  temos um sistema de quinta ordem, conforme Equação 4.22. Alterando os limites para o intervalo entre  $0.46$  e  $6.8 \text{ rad/s}$  temos uma função de transferência de terceira ordem, representada pela Equação 4.23.

$$FTMA2[z, p, k] = -101.29 \times$$

$$\frac{(s + 1.399)(s + 0.2566)(s^2 + 2.297s + 8.162)}{(s + 0.7683)(s^2 + 13.42s + 47.76)(s^2 + 2.125s + 6.841)} \quad (4.22)$$

$$FTMA2[z, p, k] = -2.0537 \times \frac{(s + 3.329)(s - 0.374)}{(s + 0.7683)(s^2 + 2.125s + 6.841)} \quad (4.23)$$

O lugar das raízes para estes dois modelos de ordem reduzidas são ilustrados nas Figuras 4.40 e 4.41. Apenas o sistema de terceira ordem é de fase não-mínima.

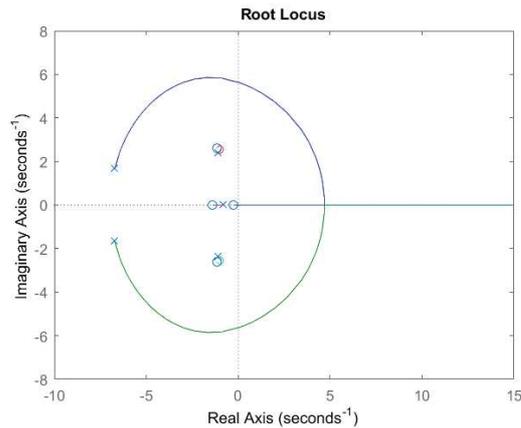


Figura 4.40: Lugar das Raízes para *FTMA2* reduzida para quinta ordem, método da seleção de modo.

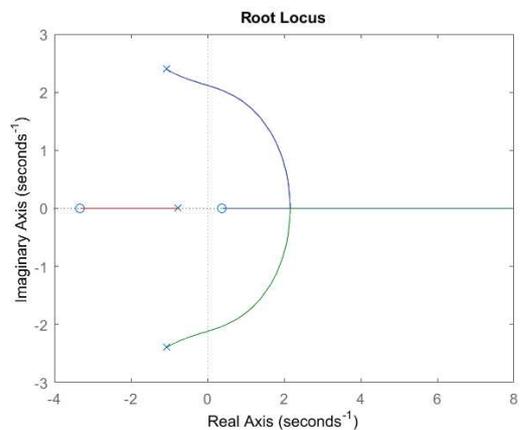


Figura 4.41: Lugar das Raízes para *FTMA2* reduzida para terceira ordem, método da seleção de modo.

A Figura 4.42 ilustra a resposta ao impulso por parte do sistema original e dos reduzidos. Por serem estáveis, todos os sistemas retornaram ao estado inicial depois de receberem o impulso. O sistema de terceira ordem praticamente não teve alteração na saída, e o de quinta ordem apresentou um valor inicial fora do esperado e posteriormente retornou ao valor de acomodação esperado.

A resposta ao degrau do sistema não aconteceu dentro do esperado. A Figura 4.43 demonstra que nenhum dos dois sistemas de ordem reduzidas foram capazes de seguir

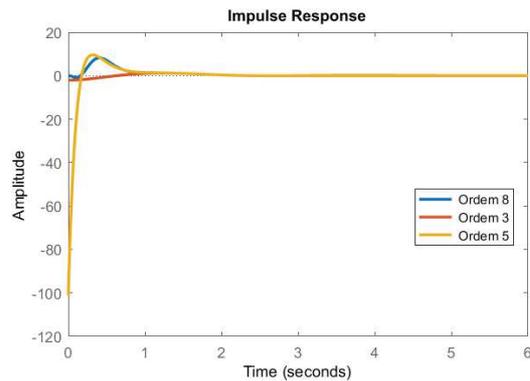


Figura 4.42: Resposta ao impulso da *FTMA2* e suas reduções para o método da seleção de modo.

a dinâmica do sistema original de oitava ordem. Por isso, nenhum destes modelos será utilizado para sintonia do controlador.

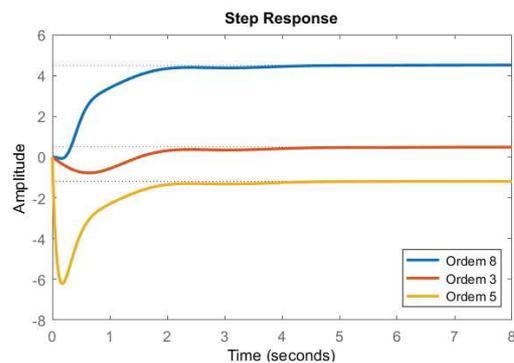


Figura 4.43: Resposta ao degrau da *FTMA2* e suas reduções para o método da seleção de modo.

## 4.2 Controle da pressão no motor hidráulico

Atualmente a perfuração ocorre na velocidade máxima que a relação de cada marcha permite. Neste caso a pressão no motor precisa ser monitorada para aumentar o basculamento do motor na ocorrência de uma demanda por torque. Com o aumento do torque, a pressão também aumenta, se o deslocamento do motor também for aumentado a pressão do sistema irá diminuir junto da velocidade de rotação. Assim, o sistema pode operar com uma pressão baixa mesmo com demandas diferentes de torque alterando a velocidade de rotação final.

Para tirar o motor e as caixas de redução da inércia e opera-los é necessária uma pressão superior a 400PSI (2,76MPa). Nas sondas com basculamento eletrônico, para que o ferramental atinja uma rotação de 300RPM com a redução de 9,35:1 utilizada nestes testes, é necessário ter uma corrente de basculamento de aproximadamente 350mA gerando

uma pressão de pouco mais de 800PSI (5,52MPa), sendo este o parâmetro escolhido pela equipe de operação e manutenção mecânica como início da curva da basculamento. A Figura 4.44 demonstra a curva de corrente utilizando este parâmetro de calibração.

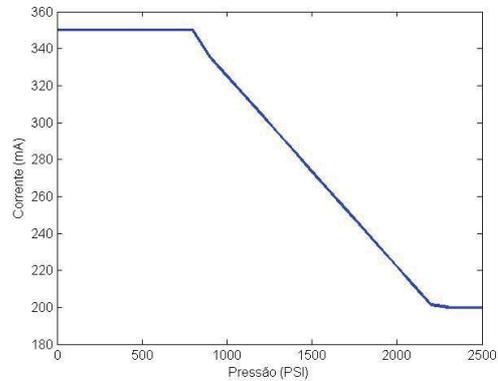


Figura 4.44: Pressão X Corrente para basculamento eletrônico

A Figura 4.45 demonstra a curva do basculamento em relação a pressão no sistema de acordo com o padrão de calibração citado. Não será utilizado uma técnica de controle, pois não temos um *Set Point* específico para seguir, neste caso temos um objetivo de sempre tentar manter a pressão em um nível baixo com velocidades altas. Um controlador convencional tentando manter a pressão em um valor baixo específico iria bascular o motor ao máximo para reduzir a pressão, porém este valor pode não ser possível de ser alcançado e isto gera um grande aumento no consumo de combustível gasto pelo motor a diesel além de super aquecer o mesmo.

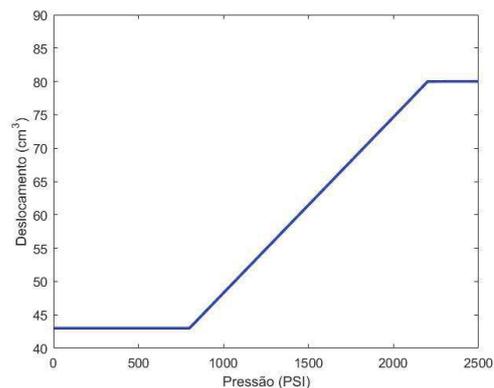


Figura 4.45: Pressão X Basculamento para modelo eletrônico

Para as sondas com basculamento hidráulico, acionado por sinal de corrente, a curva de Pressão X Corrente é ilustrada na Figura 4.46. Os pontos de início e fim de basculamento foram alterados após os testes de campo com o equipamento anterior. A Curva de Pressão X Basculamento para sondas com o modelo hidráulico é apresentada na Figura 4.47.

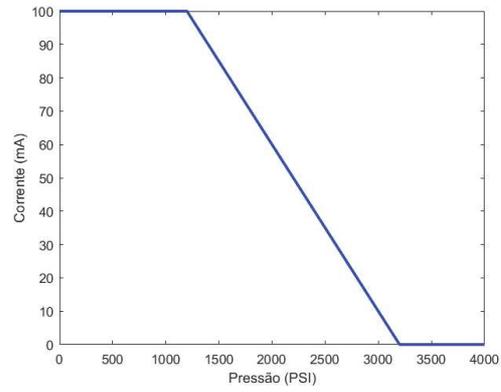


Figura 4.46: Pressão X Corrente para modelo hidráulico

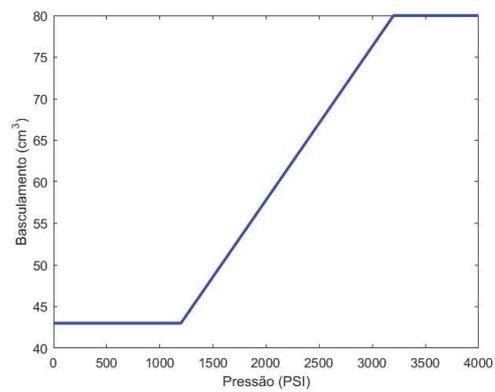


Figura 4.47: Pressão X Basculamento para modelo hidráulico

# Capítulo 5

## RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados dos experimentos teóricos e práticos referentes ao controle de velocidade de rotação, ao controle de pressão no motor hidráulico e análise do funcionamento do sensor de ultrassom. De acordo com (OGATA,2003), quando o modelo matemático não pode ser obtido facilmente, a abordagem analítica para projetar um controlador PID deixa de ser viável, neste caso é preciso utilizar técnicas experimentais. O primeiro método de Ziegler-Nichols também não pode ser utilizado, pois existe a presença de integradores, como pode ser observado na Figura 4.18. A função de transferência também não possui uma relação com os modelos heurísticos de Ziegler-Nichols, de Chien, Hrones e Reswick, de Cohen e Coon e método do modelo interno.

Assim o projeto dos controladores analisa a influência que cada ação de controle individual, proporcional, integral e derivativo, tem sobre a função de transferência simulada no SIMULINK, a partir do segundo método de Ziegler-Nichols abordado por (OGATA,2009).

### 5.1 Controle de velocidade pelo basculamento

Nesta seção serão apresentados os cálculos e a metodologia utilizada para desenvolver e testar o controlador PI utilizado para controle da velocidade de rotação pelo basculamento do motor hidráulico com o basculamento eletrônico e o hidráulico.

#### 5.1.1 Sintonia do controlador PI

##### Basculamento eletrônico sistema de nona ordem

Utilizando o segundo método de Ziegler-Nichols e o lugar das raízes da Figura 4.18 podemos extrair as informações da Tabela 5.1.

Tabela 5.1: Cálculo do segundo método de Ziegler-Nichols

Cálculo	Valor	Forma de obtenção
$K_{cr}$	0.2	Obtido pelo lugar das raízes
$\omega_{cr}$	11.1	Obtido pelo lugar das raízes
$P_{cr}$	0.566	$P_{cr} = 2\pi/\omega_{cr}$
$K_p$	0.09	$K_p = 0.45 \times K_{cr}$
$T_i$	0.472	$T_i = P_{cr}/1.2$
$K_i$	2.12	$K_i = 1/T_i$

### Basculamento eletrônico sistema de sexta ordem

Utilizando o segundo método de Ziegler-Nichols e o lugar das raízes da Figura 4.32 podemos extrair as informações da Tabela 5.2.

Tabela 5.2: Cálculo do segundo método de Ziegler-Nichols

Cálculo	Valor	Forma de obtenção
$K_{cr}$	2.13	Obtido pelo lugar das raízes
$\omega_{cr}$	11.1	Obtido pelo lugar das raízes
$P_{cr}$	0.566	$P_{cr} = 2\pi/\omega_{cr}$
$K_p$	0.25	$K_p = 0.45 \times K_{cr}$
$T_i$	0.472	$T_i = P_{cr}/1.2$
$K_i$	2.12	$K_i = 1/T_i$

Como podemos observar, o controlador apresenta características bastante semelhante, a única diferença foi o ganho proporcional maior. Resultando em um controlador PI com  $k_i = 2.12$  e  $k_p = 0.25$ .

### Basculamento hidráulico sistema de oitava ordem

Utilizando o segundo método de Ziegler-Nichols e o lugar das raízes das Figuras 4.19 e 4.19 podemos extrair as informações da Tabela 5.3. Resultando em um controlador PI com  $k_i = 1.3$  e  $k_p = 0.28$ .

### Basculamento hidráulico sistema de terceira ordem

Utilizando o segundo método de Ziegler-Nichols e o lugar das raízes das Figuras 4.19 e 4.19 podemos extrair as informações da Tabela 5.4. Resultando em um controlador PI com  $k_i = 1.37$  e  $k_p = 0.248$ , ganhos estes similares aos encontrados na sintonia do sistema completo.

Tabela 5.3: Cálculo do segundo método de Ziegler-Nichols

Cálculo	Valor	Forma de obtenção
$K_{cr}$	0.606	Obtido pelo lugar das raízes
$\omega_{cr}$	7.06	Obtido pelo lugar das raízes
$P_{cr}$	0.89	$P_{cr} = 2\pi/\omega_{cr}$
$K_p$	0.28	$K_p = 0.45 \times K_{cr}$
$T_i$	0.741	$T_i = P_{cr}/1.2$
$K_i$	1.3	$K_i = 1/T_i$

Tabela 5.4: Cálculo do segundo método de Ziegler-Nichols

Cálculo	Valor	Forma de obtenção
$K_{cr}$	0.551	Obtido pelo lugar das raízes
$\omega_{cr}$	7.16	Obtido pelo lugar das raízes
$P_{cr}$	0.877	$P_{cr} = 2\pi/\omega_{cr}$
$K_p$	0.248	$K_p = 0.45 \times K_{cr}$
$T_i$	0.73	$T_i = P_{cr}/1.2$
$K_i$	1.37	$K_i = 1/T_i$

## 5.1.2 Resultados das simulações

### Basculamento eletrônico sistema de nona ordem

O sistema original resultado das técnicas de identificação reage com a dinâmica conforme apresentado pela Figura 5.1, quando aplicando os ganhos  $k_i = 2.12$  e  $k_p = 0.09$  no controlador PI em um ensaio teórico no SIMULINK.

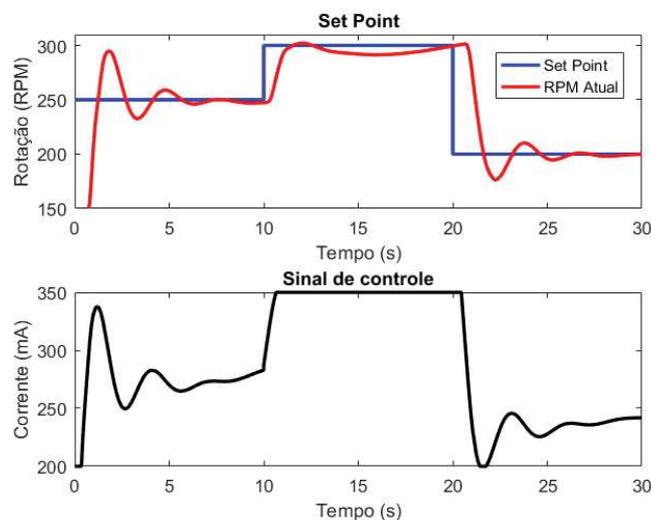


Figura 5.1: Dinâmica do sistema utilizando o segundo método de Ziegler-Nichols.

Como pode ser observado, o ganho integrativo  $k_i = 2.12$  criou uma oscilação na velocidade de rotação. Analisando os efeitos que esta oscilação teria na prática, podemos contabilizar um gasto excessivo de combustível e produção de pressão desnecessária na linha do motor hidráulico. Para diminuir o sobressinal dos valores foi escolhido um controlador com ganho integrativo menor, assim o controlador PI com ganhos  $k_i = 1$  e  $k_p = 0.09$  foi o escolhido, pois um ganho integrativo igual a 2 adicionava um sobressinal de 20% no sistema. A Figura 5.2 representa a dinâmica do sistema quando aplicados 3 degraus, de 250 RPM, 300RPM e 200 RPM.

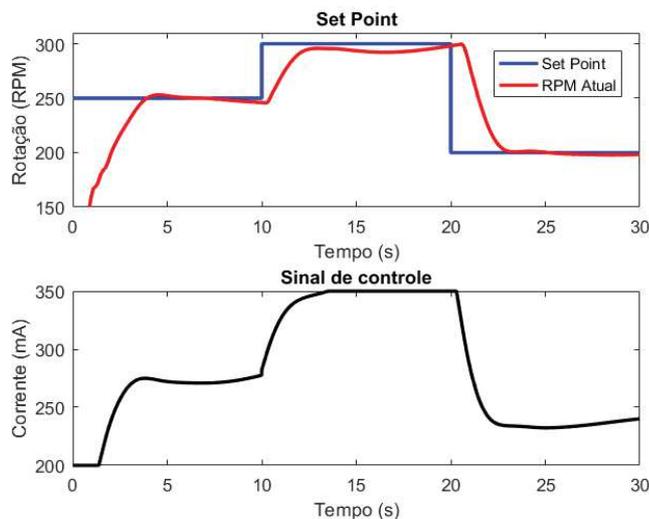


Figura 5.2: Dinâmica do sistema após nova sintonia.

Como pode ser observado, este processo apresenta uma dinâmica rápida, o erro em regime permanente é praticamente zero, sendo que o processo não precisa de uma grande precisão, e os tempos de aceleração e desaceleração são adequados para evitar o desgaste do sistema hidráulico. É importante salientar que o teste foi realizado com o peso referente a 100m de colunas de haste e sem o atrito da coroa com o fundo do furo, o que gera uma carga no sistema.

Um fator importante a ser considerado é o centro fechado dos corpos do PVG, quando a velocidade de rotação é reduzida e o PVG estrangula a passagem de óleo e toda a vazão da bomba precisa ser basculada pelo *Load Sense* da própria bomba o que gera um grande impacto nas válvulas proporcionais.

Operacionalmente, o processo de paralisação da coluna de perfuração quando esta está rotacionando com uma grande velocidade deve ser feita de forma gradual para se evitar o chamado efeito elástico. Este efeito faz com que a parte superior fique parada enquanto a coroa na parte inferior do tubo continue rodando. A coluna de perfuração então sofre uma deformação elástica em torno de si mesma gerando uma grande energia potencial que será dissipada, quando a coroa terminar de rodar, em forma de movimento rotacional no sentido contrário. Este fenômeno gera dois grandes problemas, o primeiro é um esforço

muito grande na cabeça hidráulica e, por girar as hastes no sentido contrário das roscas, pode desconectar as hastes uma das outras.

Logo, o tempo de acomodação de dois a três segundos é ideal para evitar os problemas hidráulicos e operacionais mencionados a cima.

### Basculamento eletrônico sistema de sexta ordem

Aplicando os ganhos  $k_i = 2.12$  e  $k_p = 0.25$ , em um ensaio teórico no SIMULINK, temos a dinâmica do sistema representado na Figura 5.1.

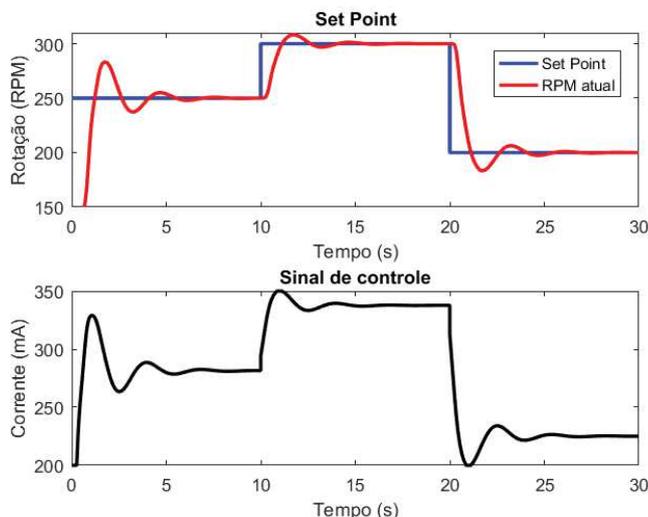


Figura 5.3: Dinâmica do sistema reduzido para sexta ordem utilizando o segundo método de Ziegler-Nichols.

Nos testes teóricos, o controlador sintonizado já apresenta uma característica de operação aceitável. Praticamente não houve sobressinal, o erro em regime permanente é zero, o tempo de subida é de aproximadamente um segundo e o tempo de acomodação pode chegar a dois segundos no caso de um degrau de grande amplitude.

Este controlador não será aplicado em testes experimentais, por impossibilidade operacional, pois o equipamento já se encontrava dentro de uma mina em processo produtivo contando horas em um contrato. Assim, o cliente não autoriza a realização de novos experimentos no equipamento.

### Basculamento hidráulico sistema de oitava ordem

Aplicando os ganhos  $k_i = 1.3$  e  $k_p = 0.28$ , em um ensaio teórico no SIMULINK, temos a dinâmica do sistema representado na Figura 5.4. O sistema apresentou grandes oscilações amortizadas, sendo assim, ineficiente para o processo.

Uma opção para reduzir está oscilação é escolher outro ponto do lugar das raízes para iniciar a sintonia do controlador. O primeiro controlador seguiu a regra básica do segundo

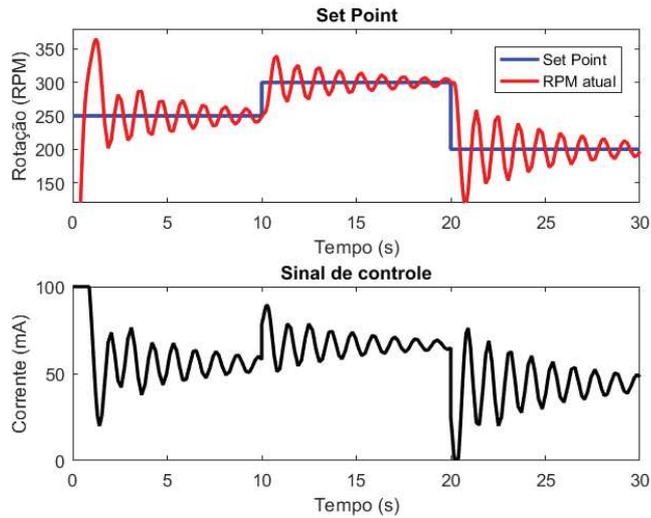


Figura 5.4: Dinâmica do sistema de oitava ordem, controlador 1.

método de Ziegler-Nichols de utilizar o ponto de oscilação do sistema para extrair do lugar das raízes os valores de  $K_{cr}$  e  $\omega_{cr}$ . A Figura 5.5 ilustra o novo ponto utilizado para sintonia do controlador. Teoricamente, este ponto deveria conter um sobressinal de 5,8%.

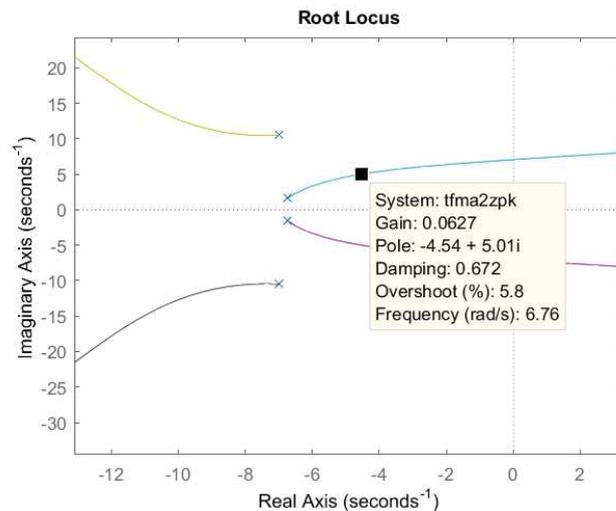


Figura 5.5: Lugar das raízes para *FTMA2*, ganho para sobressinal de até 5,8%.

A Tabela 5.5 explica todos os cálculos utilizando o novo ponto do lugar das raízes para calcular o segundo controlador para o sistema de oitava ordem. Os ganhos obtidos foram:  $k_i = 1.29$  e  $k_p = 0.0282$ .

Com o segundo controlador, observa-se na Figura 5.6, que a oscilação aumentou e o sobressinal também. Um dos causadores deste comportamento é a redução do ganho proporcional e a estabilização do ganho integrativo. Note pelos valores de  $\omega_{cr}$  utilizados que a frequência do sistema é quase sempre a mesma, resultando em ganhos  $K_i$  também parecidos. Note que o sinal de controle trabalhou praticamente como um sistema *on-off*.

Tabela 5.5: Cálculo do segundo método de Ziegler-Nichols

Cálculo	Valor	Forma de obtenção
$K_{cr}$	0.0627	Obtido pelo lugar das raízes
$\omega_{cr}$	6.76	Obtido pelo lugar das raízes
$P_{cr}$	0.929	$P_{cr} = 2\pi/\omega_{cr}$
$K_p$	0.0282	$K_p = 0.45 \times K_{cr}$
$T_i$	0.774	$T_i = P_{cr}/1.2$
$K_i$	1.29	$K_i = 1/T_i$

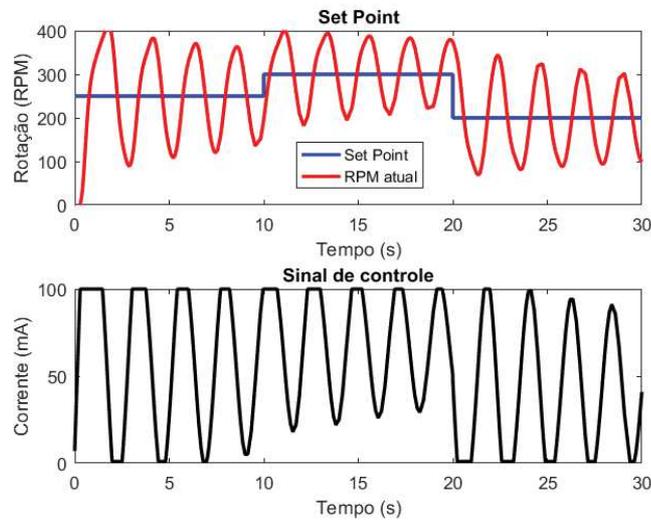


Figura 5.6: Dinâmica do sistema de oitava ordem, controlador 2.

É claro que para obter um comportamento menos agressivo para o equipamento a ação integrativa precisa ser reduzida. Para descobrir um valor de  $K_i$  que reduza a oscilação e não retarde muito o tempo de acomodação a ferramenta de sintonia do MATLAB foi utilizada. O Ganho  $K_p$  foi mantido fixo em 0.028 e o  $K_i$  foi sintonizado para 0.23.

O Resultado deste novo controlador pode ser analisado na Figura 5.7 que apresenta uma boa dinâmica. O tempo de subida é inferior a dois segundos, o tempo de acomodação é de aproximadamente 3 segundos para o degrau inicial de 250RPM e o sobressinal encontrado é menor que 10%.

Para finalizar, utilizando a ferramenta de sintonia automática do MATLAB o controlador que apresenta a melhor curva característica apresenta os ganho  $K_i$  igual a 0.16 e o  $K_p$  com o valor de 0.048. Sua resposta ao degrau pode ser observada na Figura 5.8.

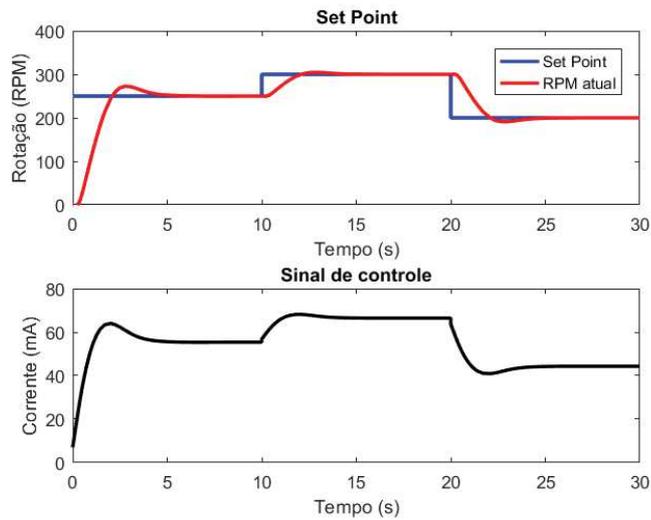


Figura 5.7: Dinâmica do sistema de oitava ordem, controlador 3.

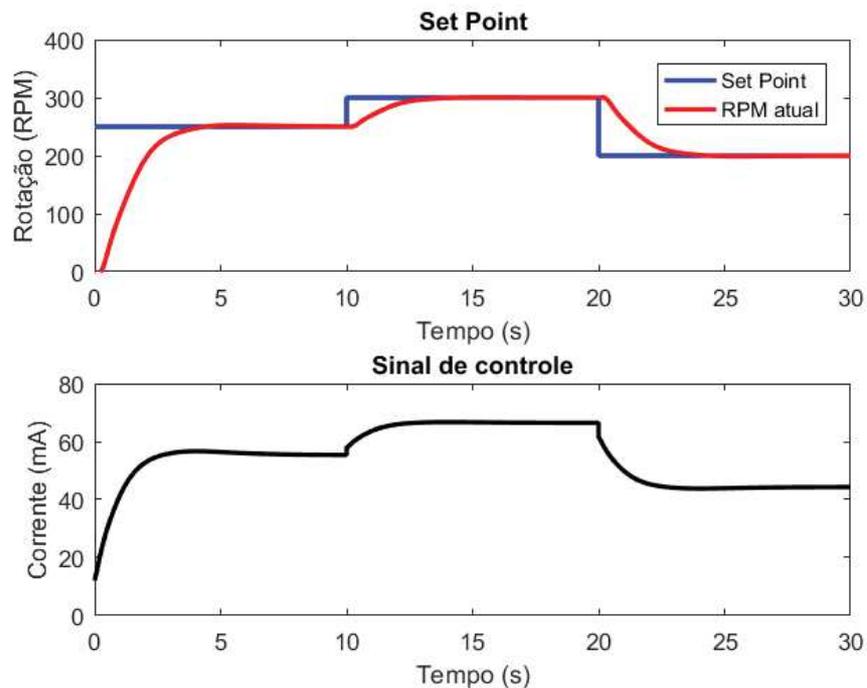


Figura 5.8: Dinâmica do sistema de oitava ordem, controlador 4.

### Basculamento hidráulico sistema de terceira ordem

Utilizando o sistema de terceira ordem da Equação 4.18, analisando o lugar das raízes da Figura 4.35, e aplicando o controlador com os ganhos calculados na Tabela 5.4,  $K_i = 1.37$  e  $K_p = 0.248$ , temos a dinâmica conforme a Figura 5.9.

O Sistema apresentou um erro em regime permanente nulo, tempo de subida rápido porém o sobressinal de mais de 50%. Este sobressinal inviabiliza o uso deste controlador pois a pressão na alimentação do motor iria oscilar e dificultar a percepção do operador da

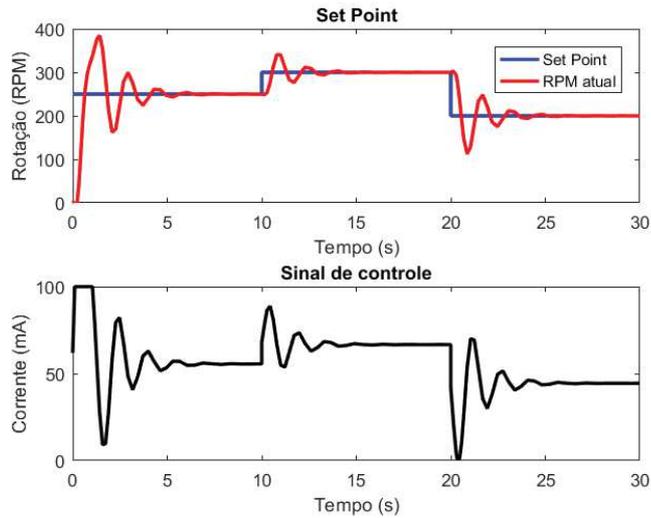


Figura 5.9: Dinâmica do sistema de terceira ordem, controlador 1.

real velocidade do equipamento. Uma opção para melhorar esta sensibilidade do operador, é evitar ao máximo a existência de um sobressinal. Para isso, utilizando o sintonizador do MATLAB, chegamos aos ganhos  $K_i = 0.248$  e  $K_p = 0.1382$ . O resultado teórico deste controlador é apresentado na Figura 5.10.

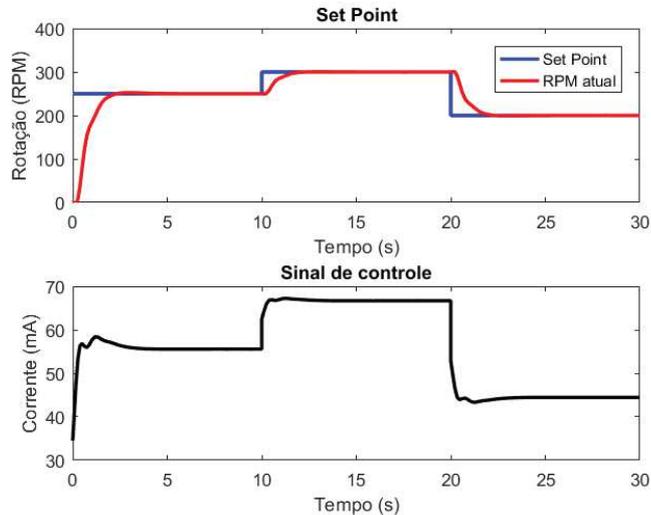


Figura 5.10: Dinâmica do sistema de terceira ordem, controlador 2.

### 5.1.3 Resultados dos experimentos práticos

#### Basculamento eletrônico

Os testes práticos foram realizados no mesmo padrão utilizado para identificar os parâmetros da função de transferência. Uma melhoria já aplicada nos testes práticos foi a mudança da quantidade de pulsos por revolução da ferramenta de corte de quatro para oito.

Mesmo com estas melhorias, ainda foi identificado que o sensor oferece um sinal com muita variação para rotações inferiores a 340 RPM. A redução do tempo de amostragem reduz a qualidade da medida, na Figura 5.11 temos um tempo de amostragem de um segundo e na Figura 5.12 o tempo de amostragem é de meio segundo. Um tempo de amostragem de dois segundos poderia melhorar a qualidade do sinal, porém deixaria o controlador trabalhando com uma velocidade com dois segundos de atraso.

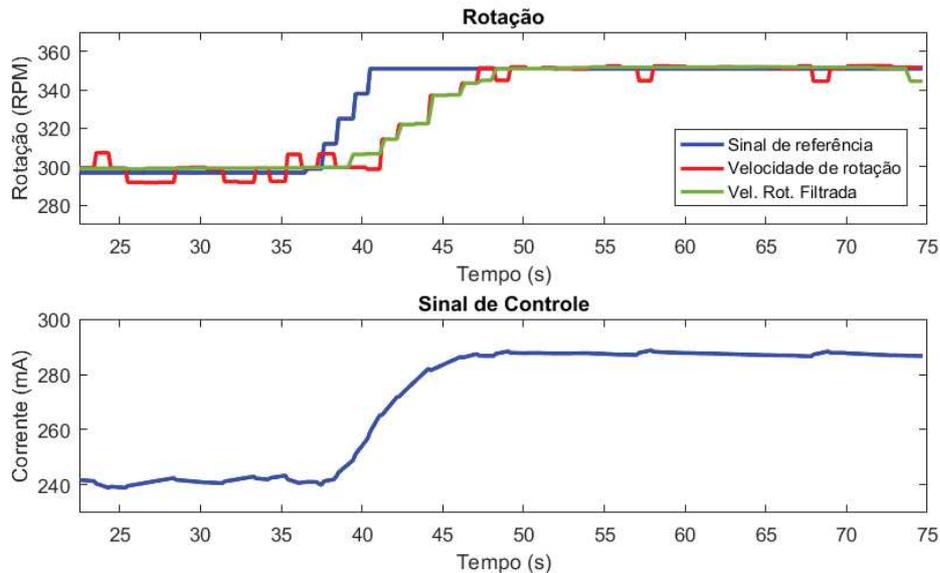


Figura 5.11: Resultado prático.  $k_i = 2.12$  e  $k_p = 0.09$

Para uma melhor comparação entre o valor do *set point* e da velocidade atual, um filtro (média móvel) foi aplicado no sinal do sensor de velocidade. Este filtro trabalha na suavização da variação que o sensor oferece.

Nas Figuras 5.11 até 5.17 serão apresentados, comentados e comparados alguns resultados obtidos nos experimentos práticos obtidos com a sonda. Os dados foram coletados por meio da ferramenta *sampling trace* do CODESYS, processados e apresentados pelo MATLAB.

Diferentemente dos testes de parametrização do equipamento onde os valores dos *set points* foram forçados via computador, os pontos de operação do equipamento durante os experimentos foram selecionados pela alavanca de operação. Logo, estes valores não serão valores múltiplos de 10 como nos testes de parametrização e teóricos.

Na Figura 5.12 temos um experimento de redução de velocidade de rotação de 350 para aproximadamente 300. Devido ao uso das alavancas do equipamento, é possível notar que o degrau no *set point* acontece de forma fracionada.

Comparando os controladores das Figuras 5.12 e 5.13 podemos analisar um comportamento esperado quando comparamos os controladores. A presença de um ganho integrativo maior reduziu o erro em regime permanente, da velocidade de rotação filtrada, e também reduziu os tempos de atraso, subida e de acomodação. A Tabela 5.6 apresenta algumas

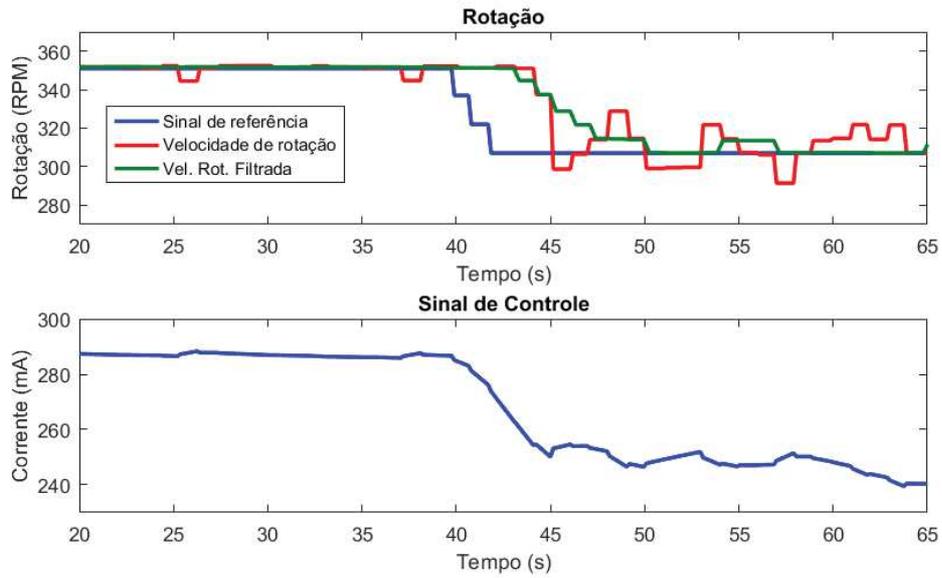


Figura 5.12: Resultado prático, experimento 1.  $k_i = 2.12$  e  $k_p = 0.09$

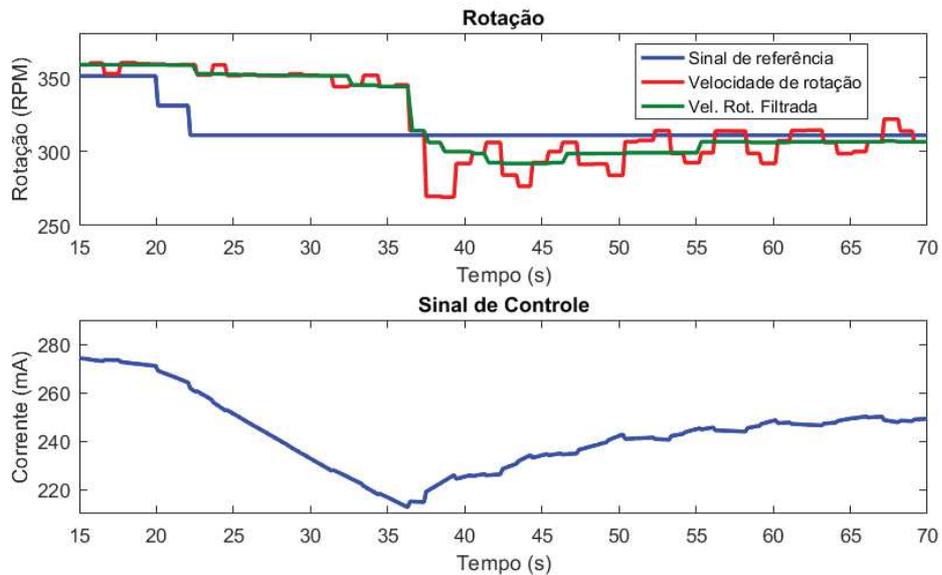


Figura 5.13: Resultado prático, experimento 1.  $k_i = 1$  e  $k_p = 0.09$

características da resposta transitória comparando os controladores das Figuras 5.12 e 5.13. Para uma maior acurácia da tabela, alguns dados foram calculados utilizando os próprios vetores de dados pelo MATLAB. Os termos e símbolos utilizados são referentes aos adotados por (OGATA,2003).

A Tabela 5.6 demonstra uma superioridade do controlador com ganho  $k_i = 2.12$ . Diferentemente do teste teórico, onde haveríamos sobressinal apenas com  $k_i = 2.12$ , no experimento foi o controlador com  $k_i = 1$  que apresentou uma ultrapassagem no sinal de referência.

Tabela 5.6: Características da resposta transitória, experimentos prático 1.

Característica	$k_i = 1$	$k_i = 2.12$
Tempo de atraso, $t_d$	14,25s	5,5s
Tempo de subida, $t_r$	15,3s	10,5s
Instante de pico, $t_p$	20,4s	-
Máx. valor de ultrapassagem, $M_p$	6%	-
Tempo de acomodação, $t_s$	24,3	24,3s

A explicação para isto está em algo não modelado durante os testes para parametrização do equipamento. Naquela ocasião, o degrau aplicado no sistema tinha uma amplitude de 50 RPM ou 50 mA, gerando uma grande excitação na bobina do basculamento. Com este degrau, era possível vencer a inércia das partes mecânicas e alterar a velocidade de rotação da cabeça hidráulica. Porém quando o controlador envia um variação na corrente inferior a 5mA notamos que nem sempre existe um basculamento no motor hidráulico proporcional a esta corrente. Esta inércia pode ser observada também nos experimentos 2 e 3 a seguir.

O experimento 2, Figuras 5.14 e 5.15, apresenta um exemplo de aceleração da velocidade de rotação. São utilizados novamente os mesmos controladores PI. Nesta situação observamos que nenhum controlador apresentou sobressinal. O erro em regime permanente foi praticamente zero em ambos os controladores.

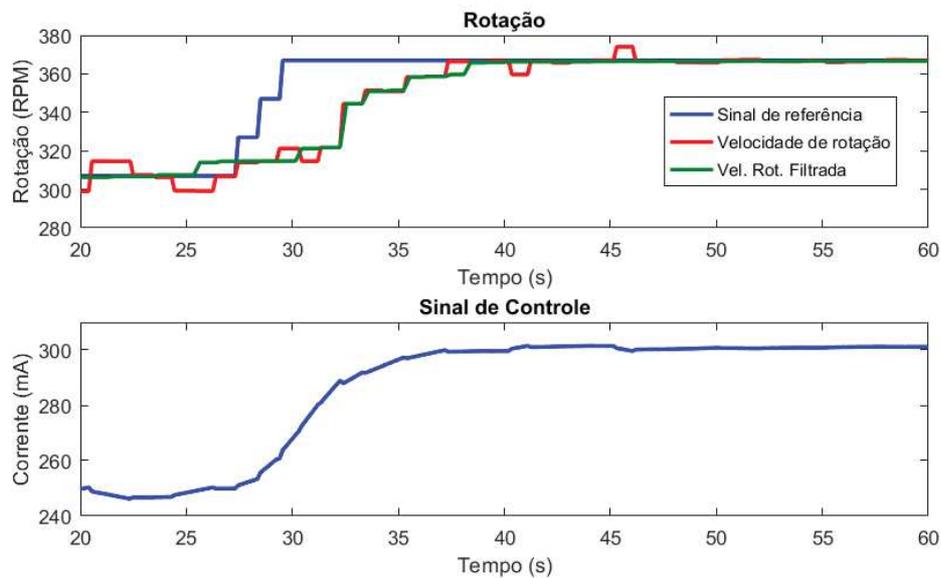


Figura 5.14: Resultado prático, experimento 2.  $k_i = 2.12$  e  $k_p = 0.09$

A ausência do sobressinal é referente ao trabalho exercido pela bobina em relação ao fluxo de óleo. Conforme apresentado na Seção 4.1.3, aumentar a corrente reduz o volume interno do motor, aumenta a velocidade de rotação e a pressão. A Figura 4.13 demonstra claramente que ao aumentar a corrente temos um pico de pressão. No experimento 1,

estamos reduzindo a velocidade de rotação do motor e a pressão. Já no experimento 2, estamos acelerando o motor e aumentando a pressão, pois a bobina realiza trabalho contra a pressão hidráulica.

Ao acelerar a rotação, a bobina pressiona o óleo, quando diminuimos a inclinação do sinal de controle a pressão maior no interior do motor reduz a aceleração gradativamente, empurrando a placa do basculamento contra a bobina. No processo de frenagem, quando diminuimos a inclinação do sinal de controle, a pressão menor no interior do motor mantém o basculamento do motor na mesma taxa de deslocamento.

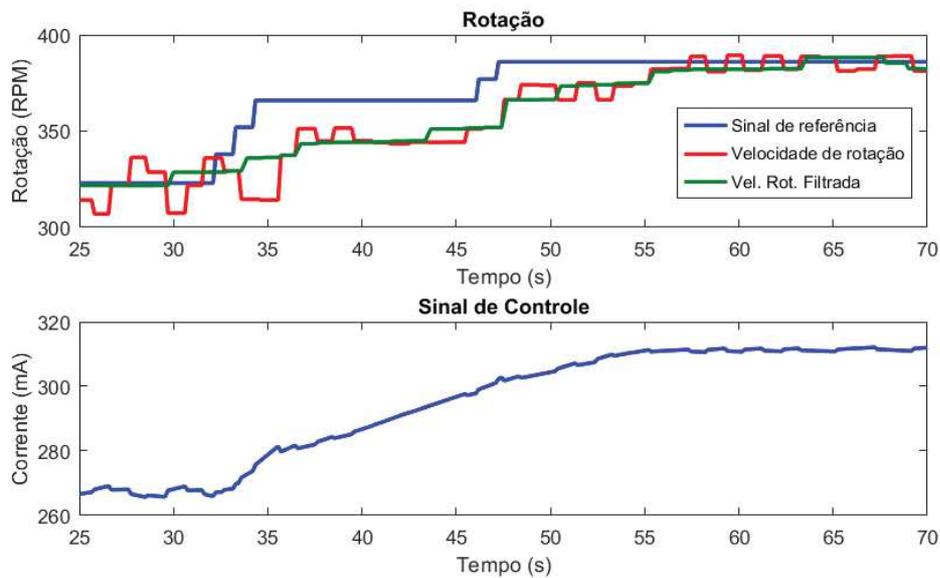


Figura 5.15: Resultado prático, experimento 2.  $k_i = 1$  e  $k_p = 0.09$

Comparando os dois controladores para este experimento, obtemos um reforço na escolha do controlador com  $k_i = 2.12$  como uma melhor opção. Este experimento foi realizado variando o *set point* em 60RPM. Considerando que a variação lenta do sinal de referência não atrapalhou o sinal de controle, temos a Tabela 5.7:

Tabela 5.7: Características da resposta transitória, experimentos prático 2.

Característica	$k_i = 1$	$k_i = 2.12$
Tempo de atraso, $t_d$	15,3s	5,1s
Tempo de subida, $t_r$	31,2s	12,9s
Instante de pico, $t_p$	31,35s	-
Máx. valor de ultrapassagem, $M_p$	0,7%	-
Tempo de acomodação, $t_s$	25,3s	10,95s

O terceiro experimento, Figuras 5.16 e 5.17 apresenta outro procedimento de redução da velocidade de rotação. Reduzindo de aproximadamente 380RPM para 300RPM, notamos novamente uma superioridade no controlador com  $k_i = 2.12$ , quando analisamos

o sinal de controle dos dois controladores. O tempo de acomodação e o erro em regime permanente existe apenas por causa da inércia na bobina conforme explicado. É importante salientar que durante o experimento da Figura 5.17 o tempo de amostragem da rotação da cabeça hidráulica estava em meio segundo. Por isso, temos um tempo de acomodação aparentemente menor para o controlador com  $k_i = 1$ .

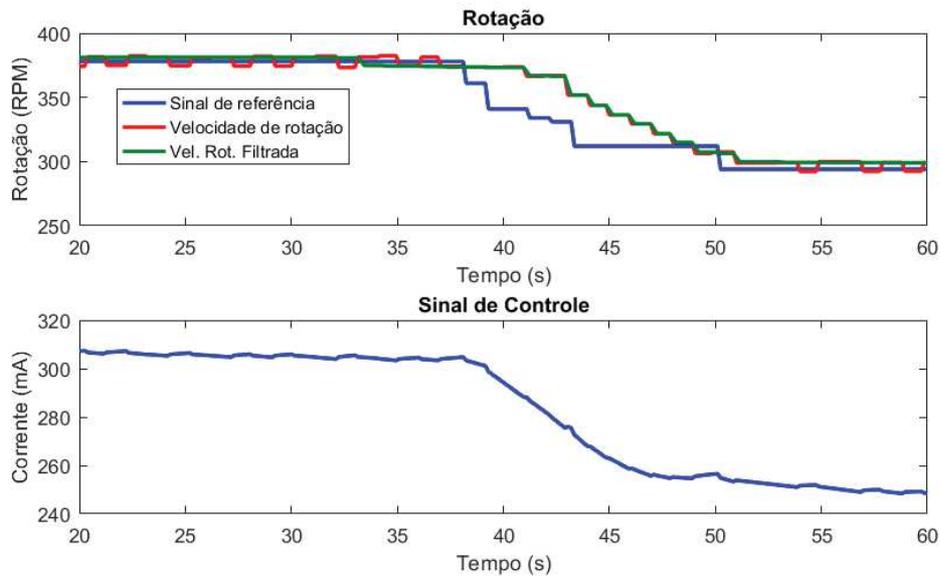


Figura 5.16: Resultado prático, experimento 3.  $k_i = 2.12$  e  $k_p = 0.09$

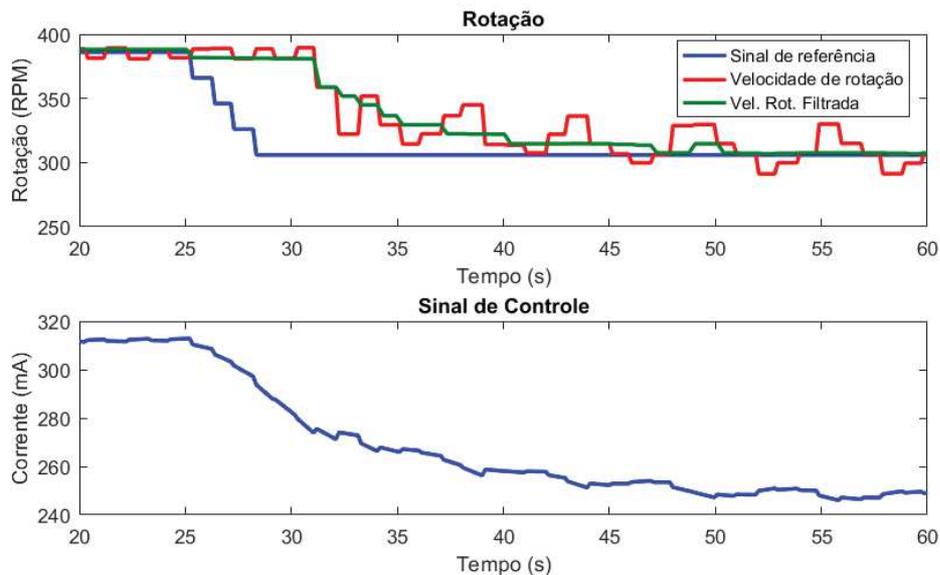


Figura 5.17: Resultado prático, experimento 3.  $k_i = 1$  e  $k_p = 0.09$

A análise comparativa entre os dois controladores pode ser observadas na Tabela 5.8. Outros experimentos podem ser observados nas Figuras 5.18, 5.19 e 5.20. Podemos analisar a quantidade de pulsos por revolução que o sensor de rotação recebe com a

Tabela 5.8: Características da resposta transitória, experimentos prático 3.

Característica	$k_i = 1$	$k_i = 2.12$
Tempo de atraso, $t_d$	7,9s	6,9s
Tempo de subida, $t_r$	26,85s	33,45s
Instante de pico, $t_p$	-	-
Máx. valor de ultrapassagem, $M_p$	-	-
Tempo de acomodação, $t_s$	21,75s	29,4s

qualidade do sinal medido. Quando a medição é feita com 0,5s, Figuras 5.18 e 5.19, tem-se uma grande oscilação nos valores medidos. A atualização mais rápida no sinal que fecha a malha de controle não gerou nenhum benefício no desempenho do controlador. Como pode ser observado na Figura 5.20, o sinal mais estável da velocidade medida permitiu o controlador trabalhar de forma mais rápida.

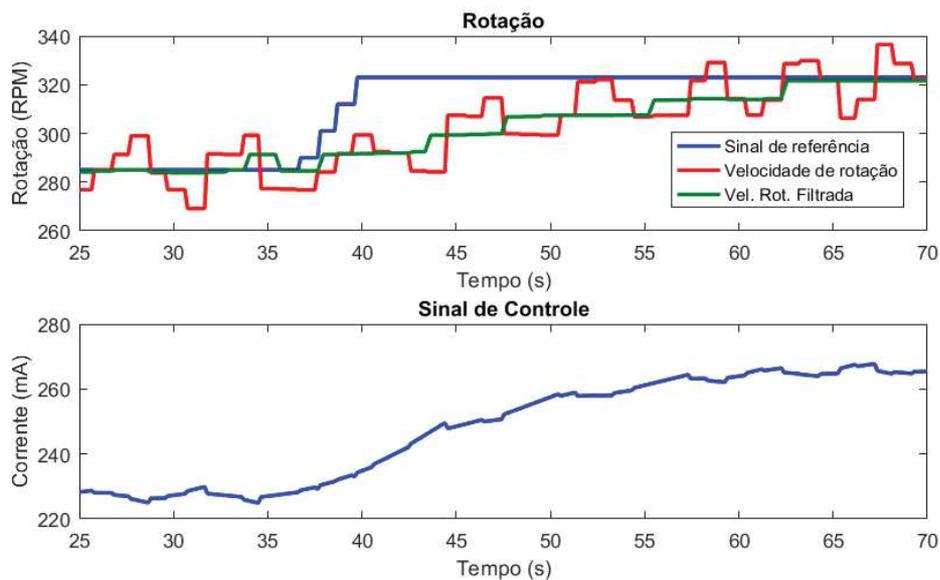


Figura 5.18: Resultado prático.  $k_i = 1$  e  $k_p = 0.09$

### Basculamento hidráulico

O Basculamento hidráulico foi testado alguns dias depois da coleta de dados para o modelo do basculamento hidráulico da sonda. Durante esses dias, a sonda esteve em testes operacionais e treinamento de novos operadores. No dia do teste do controlador, as características da perfuração estavam completamente diferentes das obtidas na coleta. Devido ao tipo de fluido utilizado no início da perfuração, a graxa utilizada para lubrificar as hastes estava aderindo ao material friável presente na parede do furo. Isto causa uma grande vibração na coluna de perfuração, exige uma velocidade de rotação menor e produz mais pressão no sistema hidráulico.

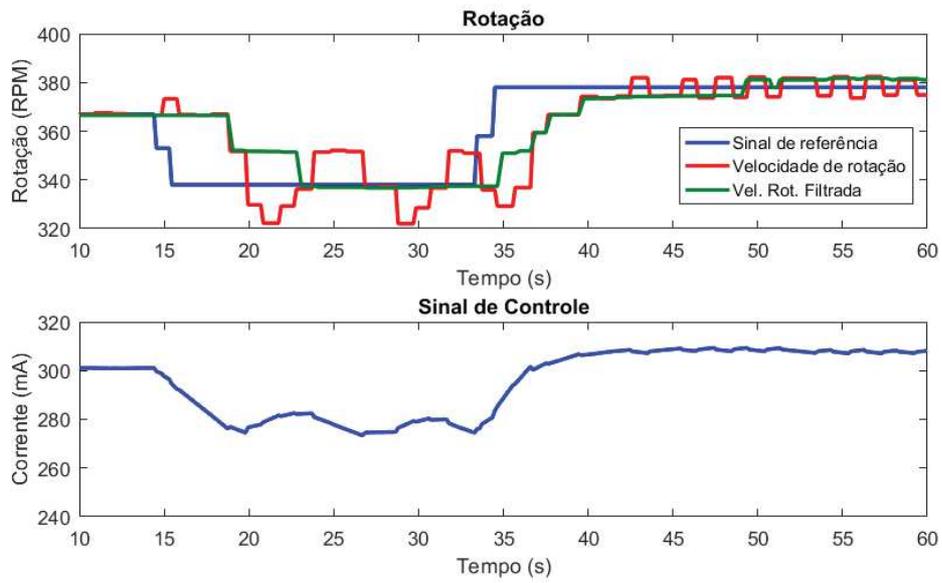


Figura 5.19: Resultado prático.  $k_i = 2.12$  e  $k_p = 0.09$

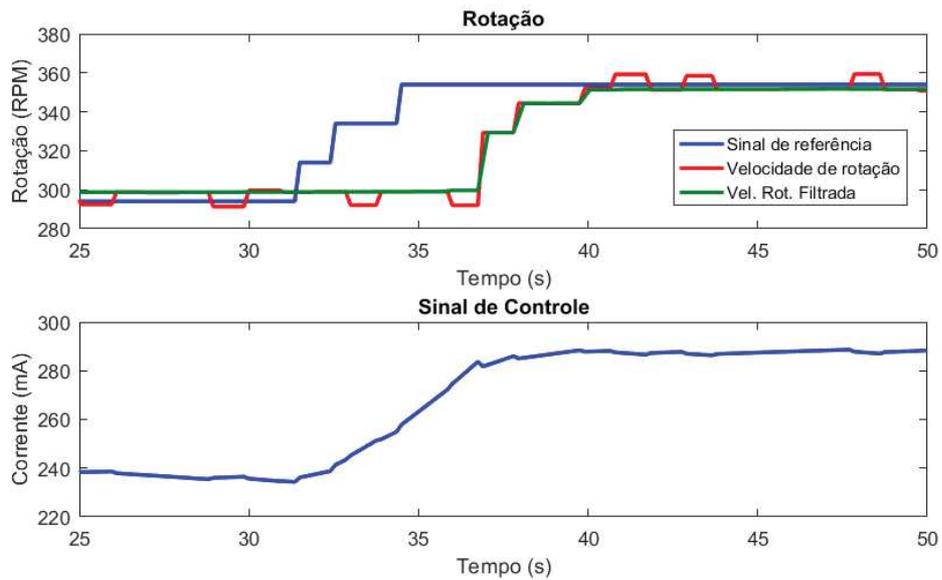


Figura 5.20: Resultado prático.  $k_i = 2.12$  e  $k_p = 0.09$

Para que o teste fosse realizado com o comando hidráulico oferecendo a mesma quantidade de óleo para o basculamento do motor hidráulico, foi necessário reduzir a marcha para uma relação de 11:1. Na prática, estamos apenas mudando o ganho referente a relação de 0,105 para 0,09.

Embora disponível a oferta de vários controladores já sintonizados, foi escolhido o primeiro controlador para o sistema de terceira ordem para executar os experimentos práticos. Devido à data final do período de testes e treinamento, não seria possível realizar novos testes com outros controladores.

A Figura 5.21 apresenta o primeiro experimento, realizado ao longo de 100s, o intervalo de amostragem foi de 500ms. O Sensor de rotação estava, ainda, programado para o experimento de identificação de sistemas, ou seja, com uma janela de contagem de pulsos muito pequena. Assim como no experimento do basculamento eletrônico, o sinal de rotação estava muito serrilhado e isto atrapalhou o desempenho do controlador. Os tempos de subida e acomodação foram bons, porém um grande erro em regime permanente pode ser observado nos dois picos de rotação entre os segundos 60 e 80. Um filtro simples de média móvel foi utilizado no sinal da rotação.

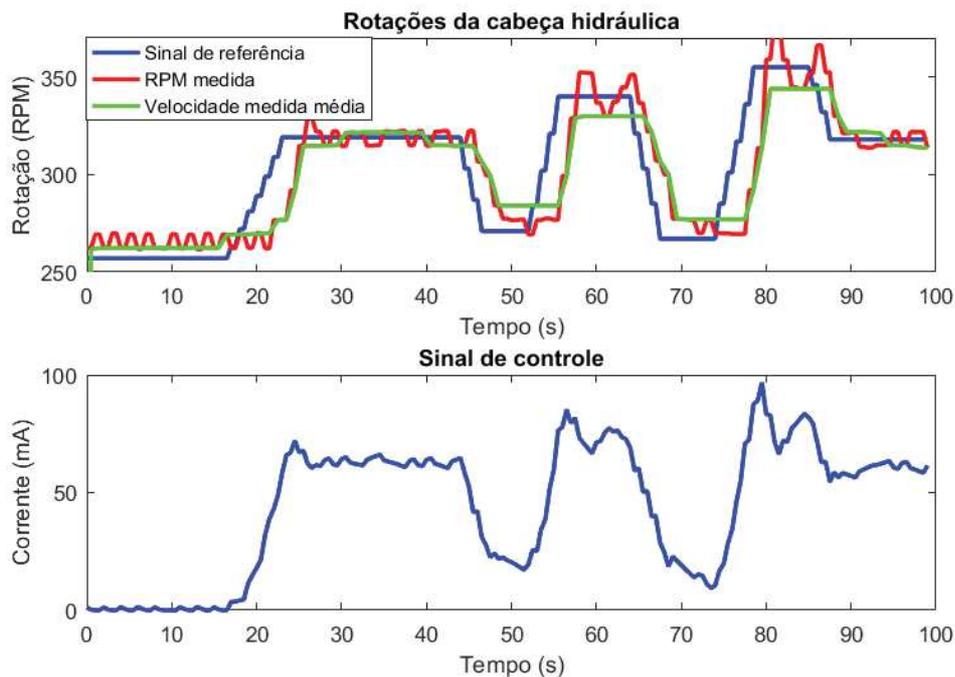


Figura 5.21: Resultado prático 1.  $k_i = 1.3$  e  $k_p = 0.28$

No experimento da Figura 5.22, temos um comportamento semelhante ao primeiro experimento. Com o intervalo de amostragem reduzido para 250ms, o serrilhado na leitura continuou, porém não foi observado nenhum erro em regime permanente considerável. Os tempos de acomodação e subida continuam dentro do esperado, e o maior sobressinal encontrado foi aos 20s com aproximadamente 15%.

No último experimento prático, a janela de contagem de pulsos do sensor de rotação foi novamente ajustada para o valor padrão de 1000ms. O intervalo de amostragem do experimento manteve em 250ms, assim, tivemos oscilações menores na leitura do sensor de rotação. Podemos ver que ao longo de várias velocidades requisitadas ao longo de 90s o controlador conseguiu responder de forma robusta eliminando o erro em regime permanente. O pico de rotação, aos 65s, embora de valor considerável no gráfico, não foi perceptível a ponto de causar uma sensação de oscilação no equipamento.

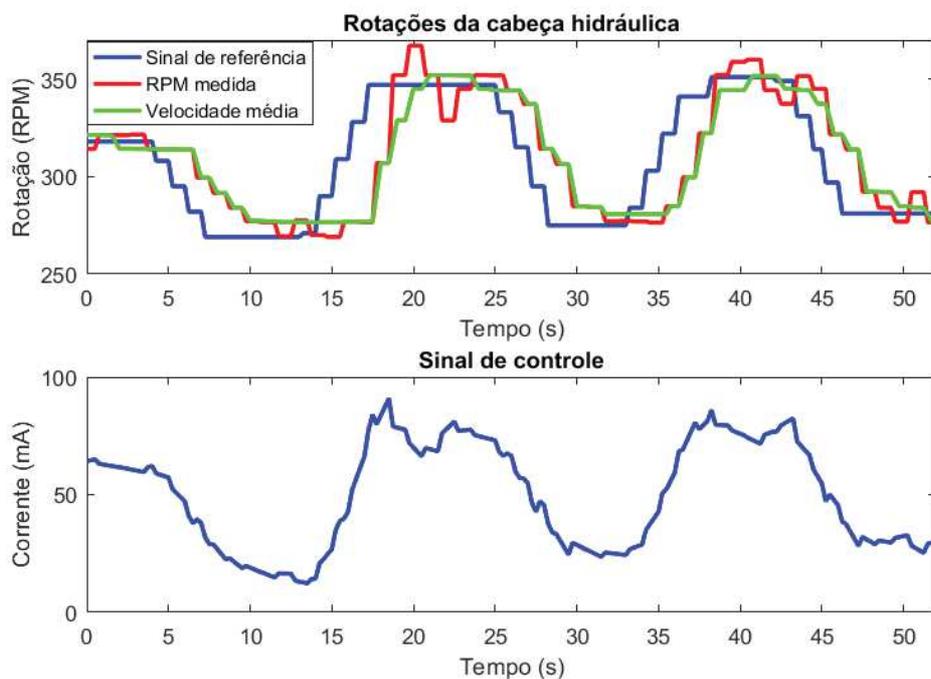


Figura 5.22: Resultado prático 2.  $k_i = 1.3$  e  $k_p = 0.28$

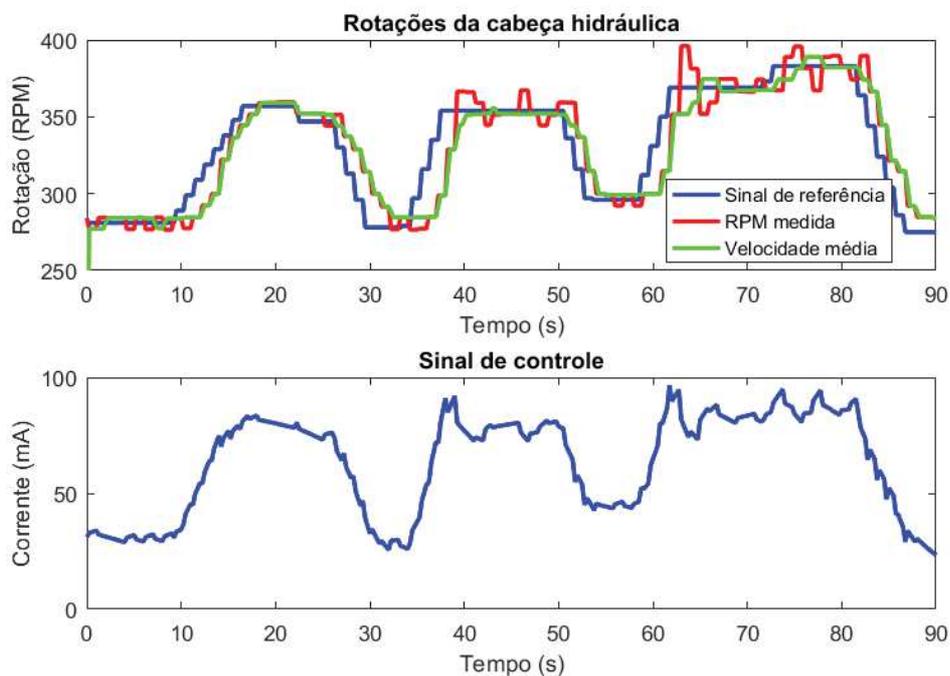


Figura 5.23: Resultado prático 3.  $k_i = 1.3$  e  $k_p = 0.28$

## 5.2 Controle de velocidade pelo PVG

Os resultados da modelo matemático apresentação na secção 4.1.2 serão apresentados na forma de gráfico referente aos experimentos simulados no SIMULINK. Será utilizando o mesmo diagrama de blocos da Figura 4.16.

O modelo matemático não utiliza nenhuma função de transferência, o PVG e o motor hidráulico são representados por ganhos devido a relação direta entre as entradas e saídas. Para facilitar a programação do CLP, será utilizado o mesmo controlador PI apresentado na seção 5.1.

A Figura 5.24 demonstra a reação do sistema a 3 degraus no *Set Point* da velocidade de rotação. O controlador apresentou respostas rápidas alterando a velocidade de rotação e permitindo um tempo de acomodação para o sistema hidráulico evitando sobressaltos de pressão nas válvulas, e os problemas operacionais citados na seção 5.1. Como este método apresentou uma dinâmica mais rápida que o controle por basculamento, cabe ao CLP suavizar os comandos emitidos pelo operador. A velocidade com que o sistema acelera é maior que a de desaceleração, pois quando o PVG abre a válvula e o óleo tem a passagem livre não gera um aumento de pressão na bomba como ocorre no processo de desaceleração.

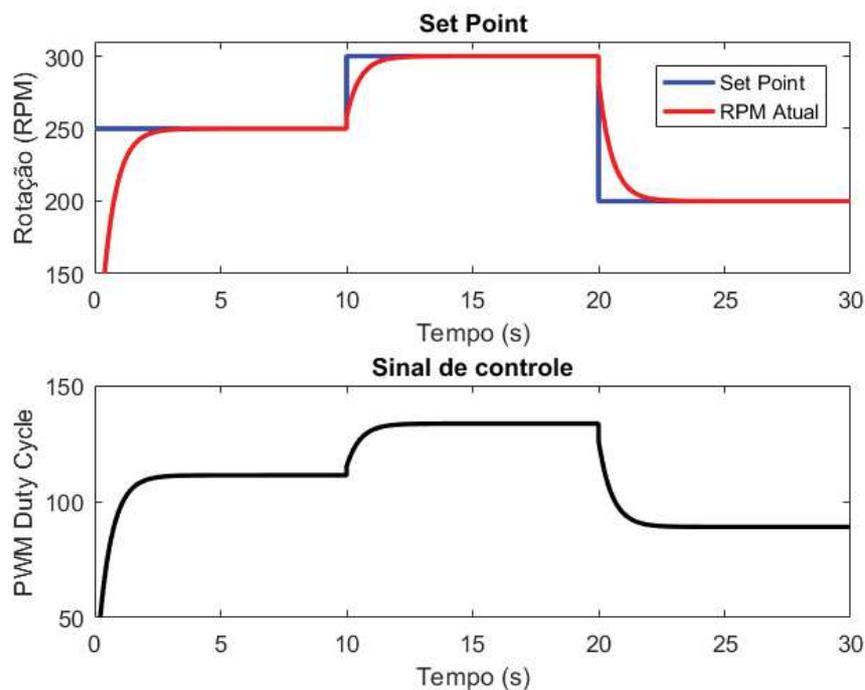


Figura 5.24: Resultado da simulação do controle pelo PVG.

## 5.3 Controle da pressão no motor hidráulico

### Basculamento eletrônico

Na Figura 5.25 temos uma aferição da corrente produzida em relação a pressão medida no sistema hidráulico. Durante os experimentos, a formação rochosa perfurada foi bastante homogênea, apesar de dura, e não gerou nenhum sobressalto de pressão considerável no

sistema. Podemos observar que entre 20 e 30 segundos houve um aumento na pressão que resultou em uma ligeira diminuição na corrente, isto aumenta o basculamento do motor fornecendo mais torque e diminuindo a pressão.

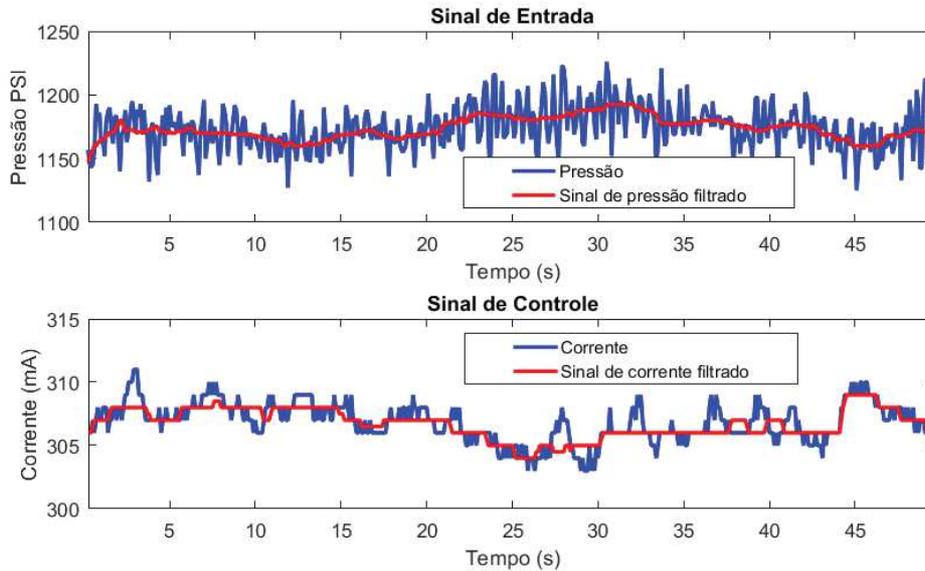


Figura 5.25: Controle de velocidade pelo controle de pressão.

## 5.4 Análise do sensor de ultrassom

O Sensor de ultrassom emite ondas em uma determinada frequência que ao colidirem com algum objeto são refletidas em direção ao próprio sensor. Considerando o tempo gasto para que a onda volte ao sensor é possível calcular a distância pela qual ela se propagou. A eficácia deste sensor precisa ser provada na medição da velocidade de avanço. Na secção 3.5.5 foram introduzidas algumas informações sobre o *Hardware* que será colocado em prática, em experimentos, para classificar se este sensor é uma opção válida de medição de velocidade de avanço.

O primeiro experimento é analisar como o sensor se comporta medindo a distância até um determinado alvo. Para isto, o sensor foi posicionado na cabeça hidráulica e direcionado para a morsa inferior. A distância utilizada para este experimento foi de 2400mm, em torno de 70% da distância máxima.

Os experimentos foram realizados em ambiente fechado, dentro de um galpão, com a torre inclinada em 60°. Por motivos de segurança, o segundo lance da torre do equipamento não pode ser totalmente estendido limitando a distância entre a cabeça hidráulica e a morsa utilizada nos ensaios.

Todo sinal medido pelo sensor será representado pela linha azul nos gráficos e, em vermelho, será apresentada a média dos últimos 10 sinais lidos. O intervalo de amostragem

desta média será apresentada durante os experimentos. Os primeiros serão realizados com intervalos de 0,2s nas leituras de média.

A Figura 5.26 ilustra a primeira medição de distância realizada com o sensor de ultrassom. Nos primeiros 15 segundos, a leitura apresentou uma precisão excelente. A oscilação apresentada foi inferior a 1cm. Aos 17s, a leitura apresentou um ruído, no qual um pico de 5cm pode ser observado, e retornou ao padrão de leitura aos 19s.

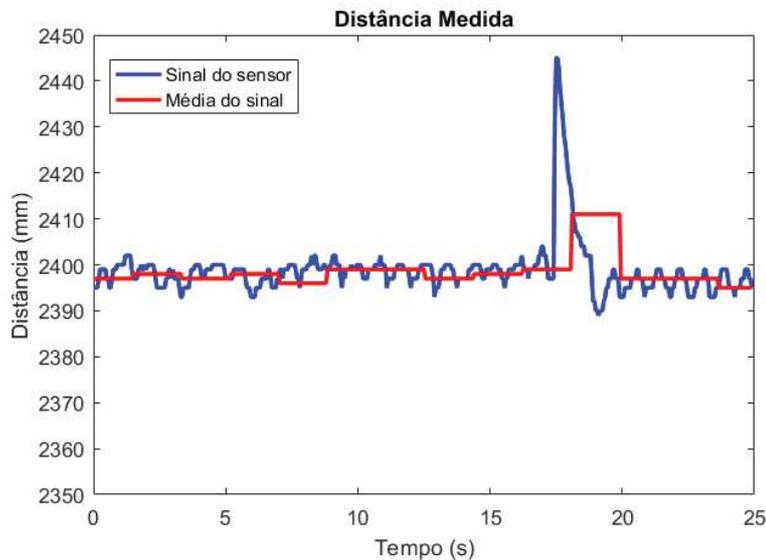


Figura 5.26: Leitura do sensor de ultrassom com o equipamento desligado.

Alguns outros experimentos foram executados para encontrar o motivo que gerou esta falha na medição da distância. A Figura 5.27 representa um teste de 25 segundos no qual o sensor apresentou uma grande estabilidade de leitura por aproximadamente 13s. Os picos no sinal que ocorrem, coincidem com a incidência de ruídos extremamente agudos para o ouvido humano, que consegue compreender frequências de até 20kHz. A duração destes ruídos corresponde aproximadamente ao tempo em que o sensor apresentou leituras errôneas. O gráfico também demonstra que o sensor tende a retornar à estabilidade após o fim dos ruídos. A sonda não possui nenhum sensor de ondas sonoras, para comparar a intensidade e a frequência dos sons ambientes e comparar o desempenho do sensor de ultrassom.

Para melhorar o desempenho da leitura do sensor, o intervalo entre as leituras da média foi alterado para 0,4s. A Figura 5.28 ilustra esta modificação na média do sinal. Novamente podemos visualizar que ruídos sonoros influenciaram a leitura do sensor, porém o valor da média foi pouco influenciado por estes picos. Enquanto tivemos picos de até 30cm na leitura, o deslocamento da média foi de apenas 5cm. Assim como todo filtro, um atraso é aplicado ao sistema. Como utilizamos 10 medidas de 0,4s, um atraso de 4s pode ser observado.

As medidas realizadas até agora foram realizadas com o motor diesel e a rotação da cabeça hidráulica desligados. Obviamente, estas não serão as condições de trabalho do

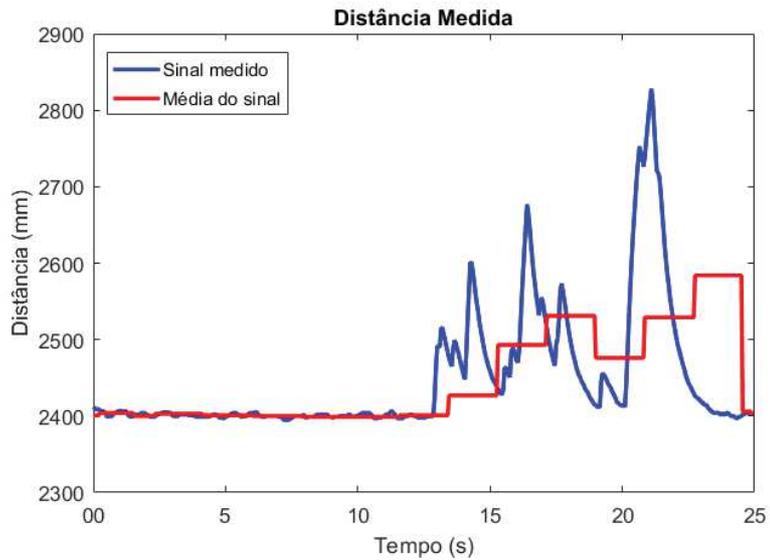


Figura 5.27: Influência de ruídos sonoros no sensor.

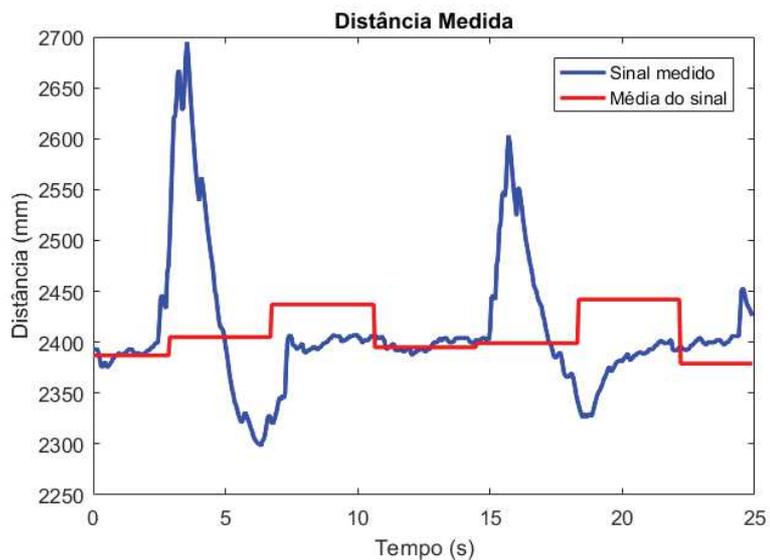


Figura 5.28: Influência do tempo amostral entre a medida das médias.

sensor. A Figura 5.29 representa um teste de ligar e acelerar o motor diesel enquanto o sensor mede a distância da cabeça hidráulica para a morsa, que neste experimento estão distanciados por aproximadamente 2000mm. Os experimentos realizados a partir de agora foram realizados em um ambiente com menos ruídos sonoros.

Embora tenhamos um pequeno ruído aos 5s, o sensor se apresentou bem estável enquanto o motor estava desligado. Quando o motor é ligado, podemos analisar que o sensor apresentou um grande desvio de leitura, além de uma oscilação de aproximadamente 30cm.

A Figura 5.30 apresenta outro experimento onde o motor foi acelerado, desacelerado e desligado. O teste é iniciado com uma rotação de 800RPM do motor, note que a leitura do sensor apresentava pouca oscilação no início do experimento. Isto ocorre sempre que

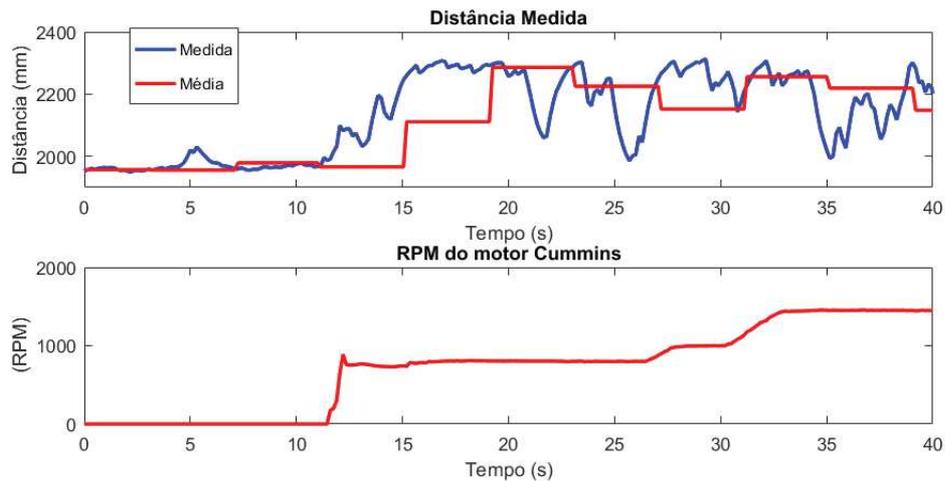


Figura 5.29: Influência da rotação do motor diesel na leitura do sensor.

o estado de funcionamento do sensor permanece estável por alguns segundos. Ou seja, quando as condições de vibração e ruídos não se alteram. Ao acelerar o motor estas condições mudam e o sensor passa, novamente, a apresentar leituras imprecisas.

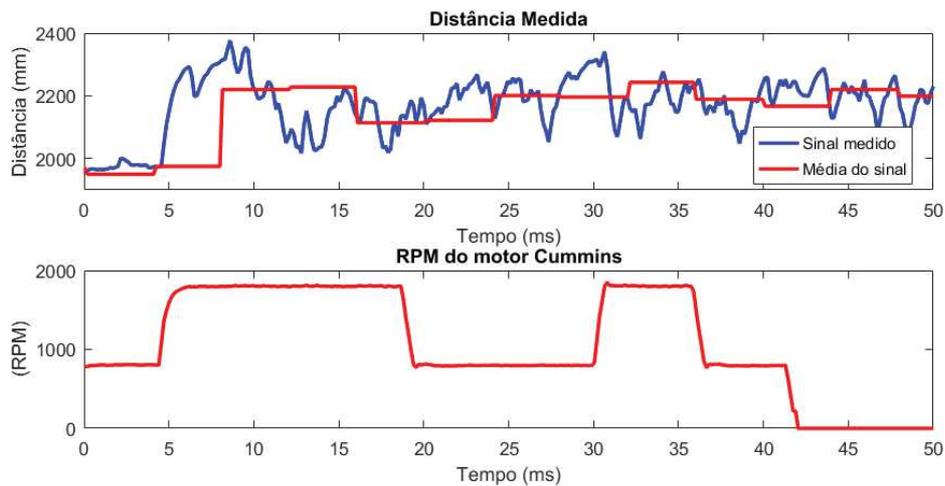


Figura 5.30: Influência da rotação do motor diesel na leitura do sensor.

Para analisar se a influencia da vibração é considerável, o experimento da Figura 5.31 foi realizado com o sensor de avanço fora da sonda, posicionado no chão ao lado da sonda, exposto a todo o ruído produzido pelo motor ligado em 1800RPM, e a cabeça hidráulica em 500RPM. Foi utilizado um alvo posicionado a 3 metros de distância, e como pode ser observado, sem a vibração da sonda o sensor apresentou uma leitura muito boa, com desvio inferiores a 1cm. Por este experimento, podemos concluir que o sensor possui uma intolerância maior a vibrações do que a ruídos sonoros.

O estudo da influência da vibração na leitura do sensor foi realizado com ele novamente posicionado na sonda. A Figura 5.32 ilustra o experimento realizado com a rotação em 270RPM. A distância entre a cabeça hidráulica e a morsa era de 1,5m. Como pode ser

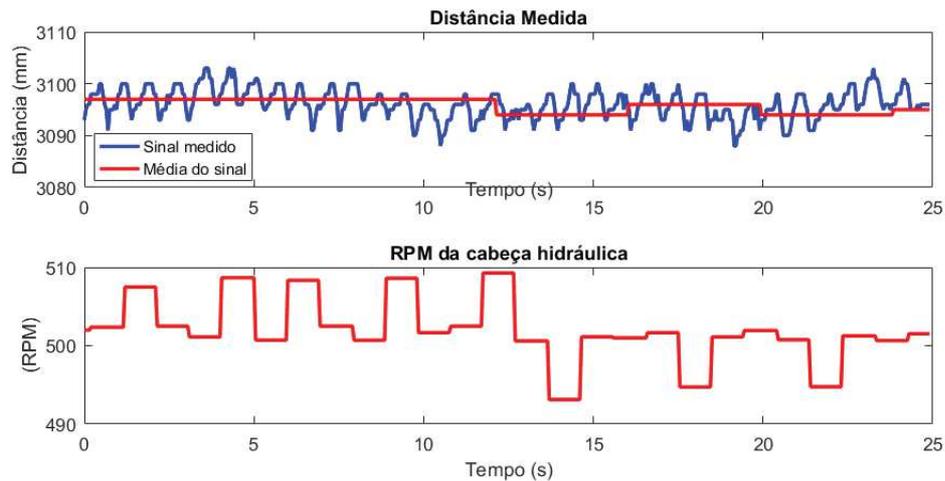


Figura 5.31: Influência da vibração no sensor, com ruídos.

observado, com esta rotação, o sensor apresenta falhas na leitura, oscila em torno de 1500mm, e o filtro compensa apenas parte desta oscilação.

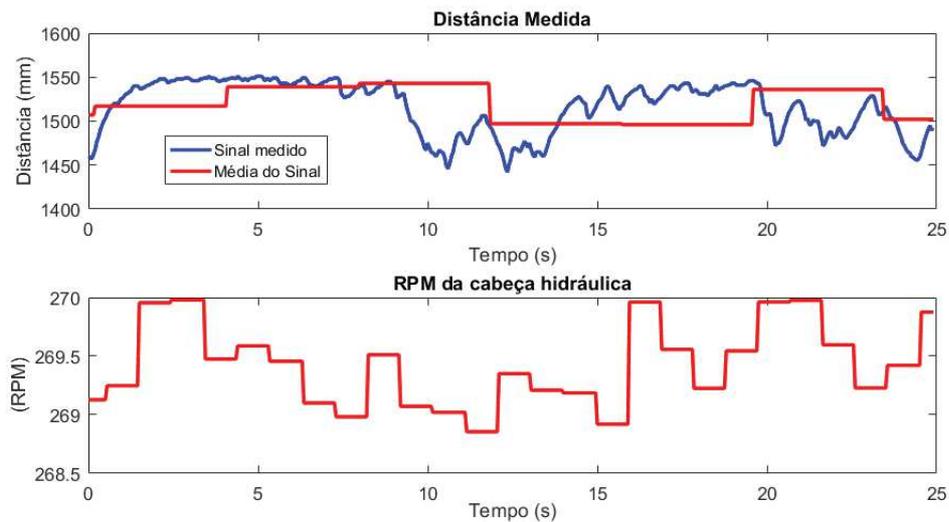


Figura 5.32: Influência da vibração no sensor, rotação da cabeça hidráulica em 270 RPM

A Figura 5.33 representa o teste com a rotação da cabeça hidráulica em 500RPM. Podemos notar que antes da aceleração de 270 para 500RPM, a leitura do sinal havia se estabilizado, ao acelerar a rotação o valor da leitura oscila bastante, chegando a produzir um erro de quase 30cm. Podemos notar que aos 10s o sensor compensa automaticamente o desvio apresentado. Analisando o sinal filtrado pela média móvel, 4 segundos após o sensor compensar o sinal, este fica praticamente estável.

Como o principal objetivo deste sensor é medir a velocidade de deslocamento da cabeça hidráulica, os próximos experimentos consistem em analisar o desempenho do sensor em medir velocidade. Utilizando a fórmula  $v = \Delta d / \Delta t$ , onde a velocidade é representada pela letra  $v$ , a diferença entre as distâncias por  $\Delta d$  e  $\Delta t$  representa a janela de tempo utilizado

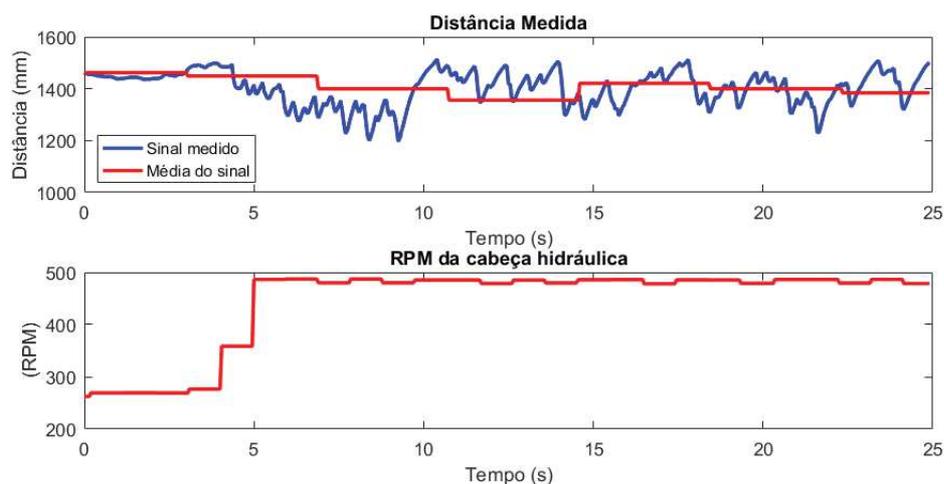


Figura 5.33: Influência da vibração no sensor, rotação da cabeça hidráulica em 500 RPM

entre as medições de distância. Para comparar os resultados obtidos pelo sensor de ultrassom, a velocidade da cabeça hidráulica foi marcada também medindo o tempo gasto para percorrer 700mm. Os próximos experimentos serão utilizados para determinar o valor ideal de  $\Delta t$ . A Tabela 5.9 indica os dados coletados para os próximos seis experimentos.

Tabela 5.9: Dados dos experimentos práticos de medição da velocidade de avanço.

Experimento	$\Delta t$ (s)	$v$ (mm/min)
1	26,2	1603
2	58,15	722
3	122,41	343
4	60	700
5	123	341
6	183,1	229

No primeiro experimento, representado pela Figura 5.34, o deslocamento de 700mm foi completado em 26,2s resultando em uma velocidade de 1603mm/min. O motor da sonda estava em marcha lenta, 800RPM, e a cabeça hidráulica não estava rodando. Pelo gráfico podemos analisar o início do movimento em 20s, e após 40s o deslocamento foi de aproximadamente 1000mm. O Resultado é de 1500mm/min, representando 93,6% do valor medido manualmente.

A Figura 5.35 ilustra o segundo experimento de medição de velocidade. Realizado com uma velocidade de deslocamento menor, 722mm/min, podemos ver que ao longo de 56s o deslocamento foi de 740 mm, resultando em uma velocidade de 792mm/min equivalente a 109% do valor medido.

O terceiro experimento foi realizado com uma velocidade ainda menor, ilustrado na Figura 5.36, onde 400mm foram transpostos pela cabeça hidráulica em 60s. A velocidade

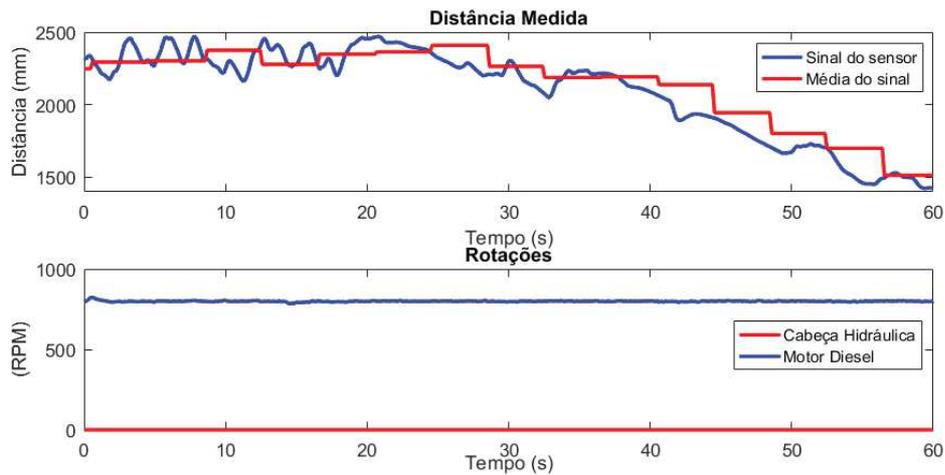


Figura 5.34: Medição da velocidade de avanço, experimento 1

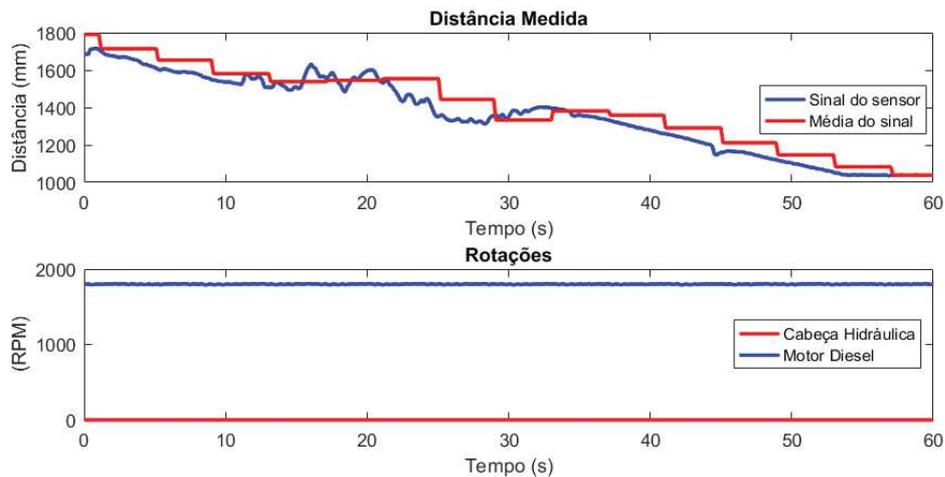


Figura 5.35: Medição da velocidade de avanço, experimento 2

neste teste foi superior ao 343mm/min aferidos utilizando um cronometro. O valor medido pelo sensor equivale a 116% do calculado.

A Figura 5.37 ilustra um experimento com velocidade cronometrada de 700mm/min. Este experimento com a cabeça hidráulica rodando apresentou muita oscilação no início e um valor mais estável entre os segundos 20 e 40. Nesta janela de 60s a distância percorrida foi de 800mm, representando 114% do valor cronometrado.

No experimento 5, a velocidade foi novamente reduzida, utilizando a cabeça hidráulica, e com uma velocidade medida manualmente de 341mm/min. A Figura 5.38 ilustra um deslocamento de 750mm em 120 segundos, ou 375mm/min. Representando 110% do valor cronometrado.

A Figura 5.39 ilustra o segundo experimento de medição de velocidade. Realizado com a menor velocidade de deslocamento, 229mm/min, podemos ver que ao longo de 220s o

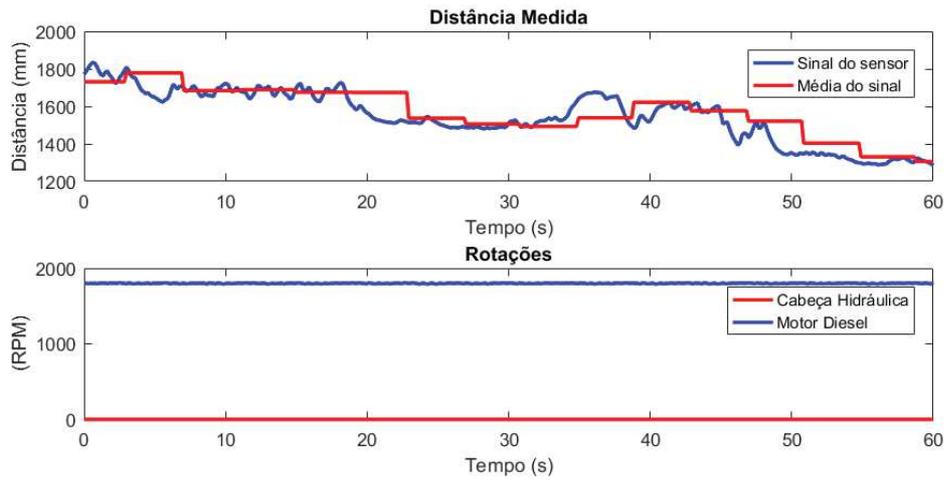


Figura 5.36: Medição da velocidade de avanço, experimento 3

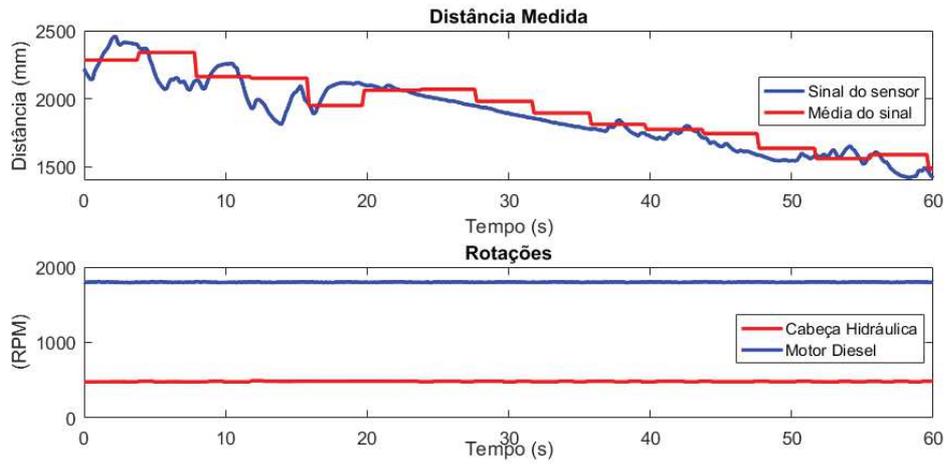


Figura 5.37: Medição da velocidade de avanço, experimento 4

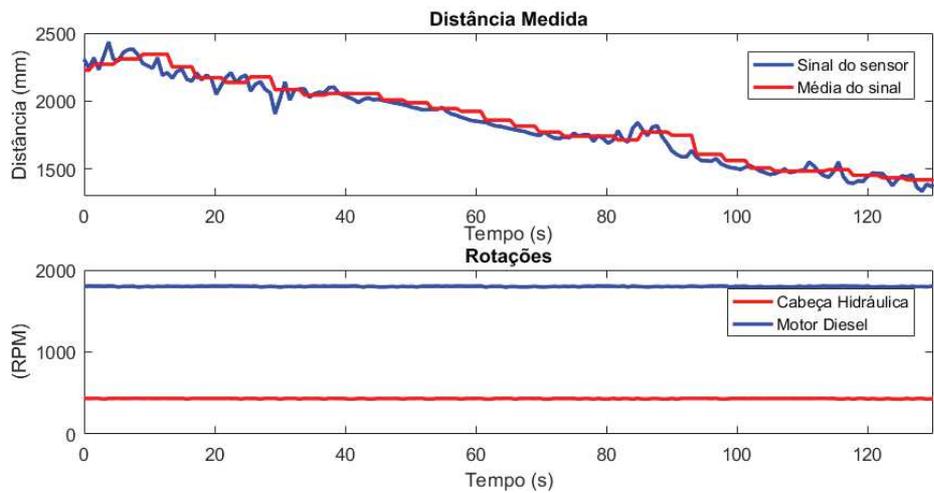


Figura 5.38: Medição da velocidade de avanço, experimento 5

deslocamento foi de 795 mm, resultando em uma velocidade de 216mm/min equivalente a 94,3% do valor medido.

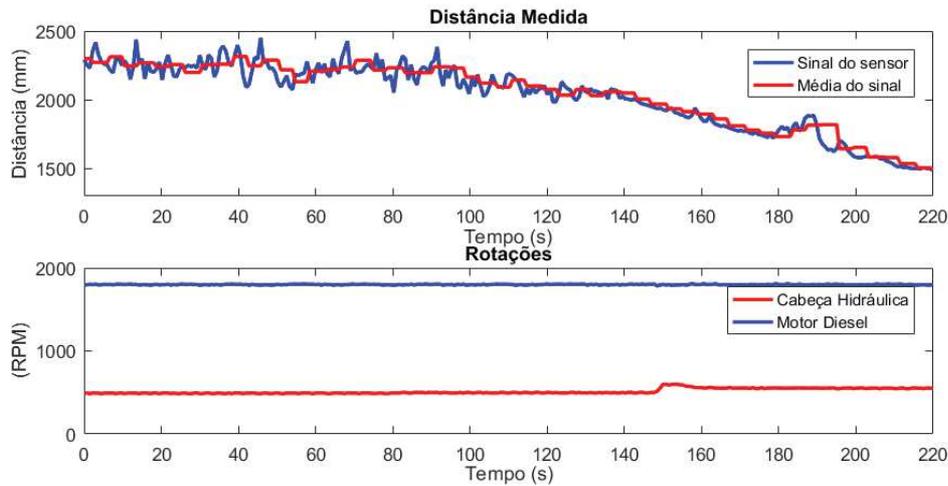


Figura 5.39: Medição da velocidade de avanço, experimento 6

Os experimentos citados mostram que o sensor teve um erro médio de 10%. Apresentando velocidades maiores que as medidas manualmente em 4 das medidas. A rotação da cabeça hidráulica não atrapalhou nas medidas, inclusive o melhor resultado foi encontrado com nível máximo de ruído e vibração disponível. O valor maior de  $\Delta t$  utilizado no ultimo experimento indica que o valor maior da janela de medição é indicado para pequenas velocidades de avanço.

Os experimentos a seguir foram realizados em campo aberto, com metodologia similar ao anterior. O terceiro gráfico de cada imagem possui a trava do avanço. Quando (1) a cabeça hidráulica não pode avançar, quando (0) a cabeça hidráulica pode ser movimentada por meio do avanço de perfuração. O operador controla a pressão hidráulica aplicada no cilindro de avanço. Para estes testes uma determinada pressão foi selecionada e ao destravar o avanço, a cabeça hidráulica começa a se movimentar. Devido ao atrito estático e a inércia, a velocidade de avanço não é instantaneamente alcançada. A Tabela 5.10 demonstra as velocidades medidas em cada experimento.

Tabela 5.10: Dados dos experimentos práticos de medição da velocidade de avanço em campo aberto.

Experimento	$\Delta t$ (s)	$v$ (mm/min)
1	70	600
2	123	341
3	154	272
4	144	291

O primeiro experimento, com o novo ambiente de testes, é representado pela Figura 5.40. Analisando o momento em que a trava foi liberada até o final do teste, com  $t = 120s$ , temos uma distância percorrida de 902mm em 92 segundos. A velocidade medida, nesta janela é de 588mm/min ou 98% do valor cronometrado. O início do experimento foi realizado com a cabeça hidráulica parada, após a sua estabilização em 500 RPM, aguardou-se alguns segundos antes de iniciar o deslocamento da cabeça hidráulica para evitar as oscilações anteriormente citadas.

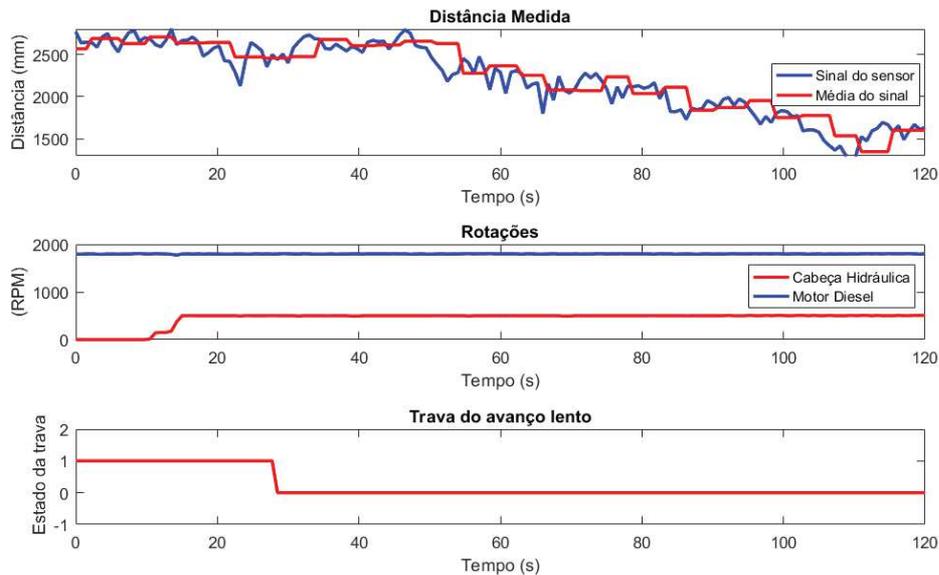


Figura 5.40: Medição da velocidade de avanço, experimento 1 em campo aberto

A Figura 5.41 ilustra o segundo experimento em campo aberto. Entre o momento que a trava é liberada e novamente acionada, o deslocamento medido foi de 1329mm em 172 segundos. A velocidade calculada foi de 463mm/min ou 135% do valor cronometrado. O Resultado da velocidade obtida neste teste foi muito superior ao cronometrado.

A Figura 5.42 representa o terceiro experimento em campo aberto. Entre o momento que a trava é liberada pela segunda vez e o final do experimento, o deslocamento medido foi de 964mm em 180 segundos. A velocidade calculada foi de 321mm/min ou 118% do valor cronometrado, resultando em um erro maior que a média dos experimentos anteriores. O avanço lento precisou ser bloqueado novamente durante o experimento para reposicionar a cabeça hidráulica na torre de forma mais rápida para o teste. Mesmo com uma espera de alguns segundos, este movimento pode ter influenciado na medição do sensor.

O quarto experimento, em campo aberto, é representado pela Figura 5.43. Analisando o momento em que a trava foi liberada até o momento de sua reativação, com  $\Delta t = 144s$ , temos uma distância percorrida de 631mm. A velocidade medida, nesta janela é de 263mm/min ou 90,3% do valor cronometrado.

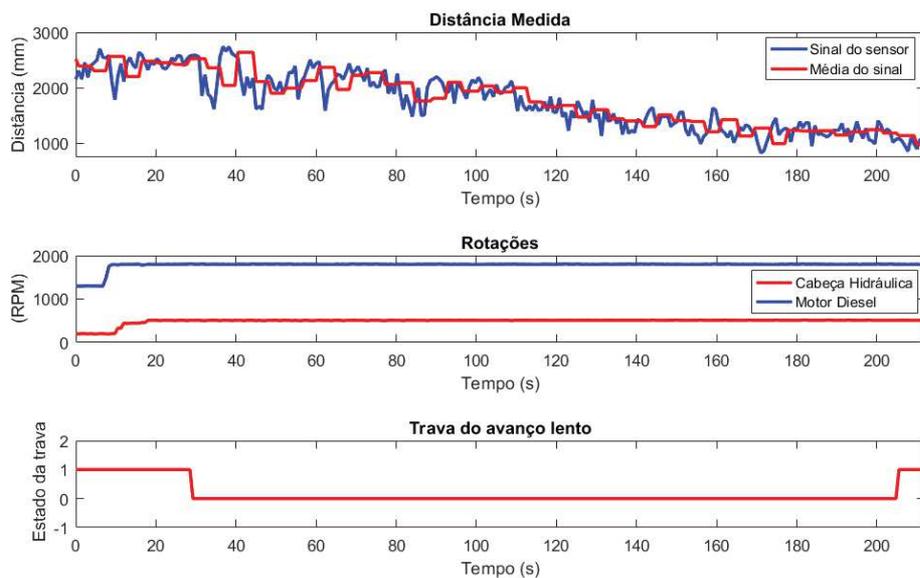


Figura 5.41: Medição da velocidade de avanço, experimento 2 em campo aberto

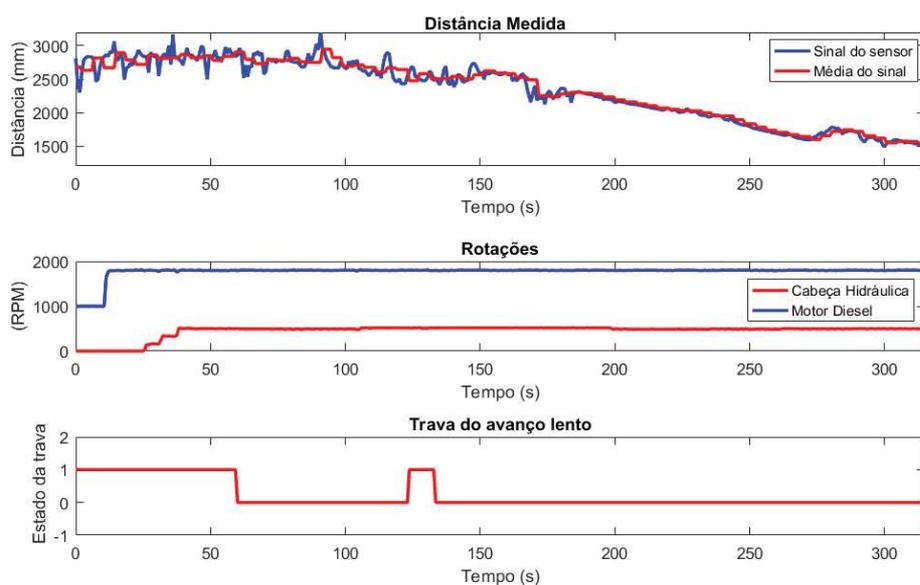


Figura 5.42: Medição da velocidade de avanço, experimento 3 em campo aberto

Este teste foi realizado para que a cabeça hidráulica percorresse os mesmos 700mm da distância cronometrada no mesmo tempo. Como podemos observar, ambos  $\Delta t = 144s$ , para o experimento cronometrado e medido foram iguais, porém com uma diferença de 70mm na distância medida. Esta diferença causada pelos distúrbios apresentados, representa os 10% de erros obtidos no último experimento.

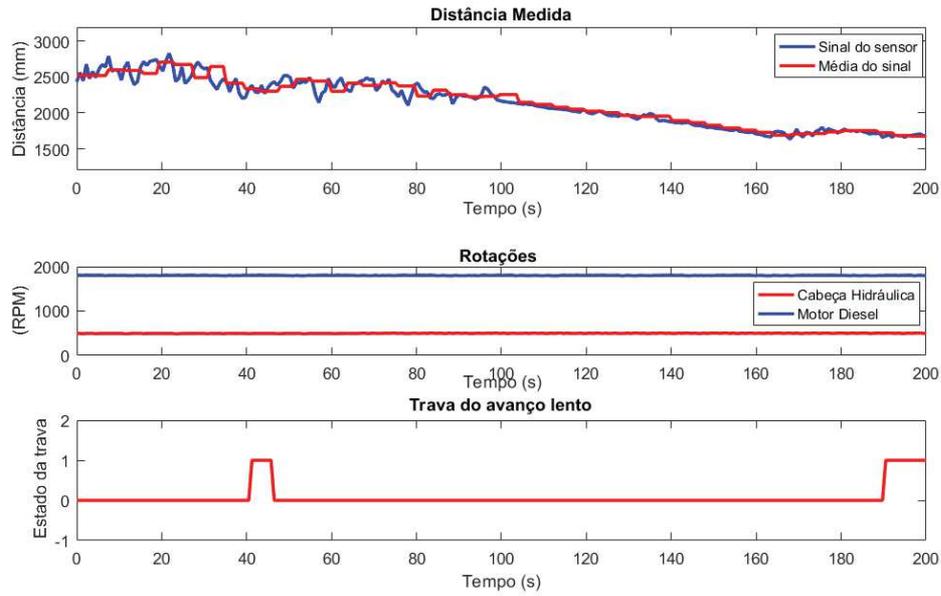


Figura 5.43: Medição da velocidade de avanço, experimento 4 em campo aberto

## 5.5 Comparativo de desempenho

As Tabelas 5.11 e 5.12 apresentam os resultados das perfurações da sonda contendo o sistema de monitoramento de avanço e controle de rotação proposto neste trabalho, número de frota 558, realizados no complexo de Mariana nas minas de Fábrica Nova, Timbopeba e Fazendão. São apresentados também alguns dados de outras sondas modelo CS14 da Atlas Copco, que estavam operando nas mesmas áreas sem nenhum tipo de sistema semelhante.

Tabela 5.11: Comparação das sondas em operação em Mariana. Quantidades em metros perfurados por mês

Mês	Sonda 558	Sonda 522	Sonda 507
<b>2017</b>			
Agosto	575,45	1226,65	1169,45
Setembro	807,75	1049,95	839,10
Outubro	728,55	1055,90	994,45
Novembro	881,70	921,85	915,15
Dezembro	278,30	32,95	3,40
<b>2018</b>			
Janeiro	210	244	569,40
Fevereiro	464,25	438,95	351,80
Total	3946	4970,25	4842,75

O início de operação da sonda 558 foi no dia 15 de Agosto, enquanto as outras sondas já eram equipamentos mobilizados em produção. Assim, temos uma quantidade perfurada menor para o mês de Agosto devido a quantidade de dias trabalhados.

Algumas considerações são importantes. O primeiro mês de operação da sonda foi realizado sem nenhum problema de manutenção. A partir do segundo mês, alguns problemas mecânicos, ocorridos devido a qualidade das peças de alguns fornecedores, obrigaram a sonda a passar por algumas manutenções. Em Dezembro, os equipamentos retornaram à matriz da GEOSOL para a manutenção anual.

Os equipamentos 522 e 507 foram enviados no início do mês, retornando as atividades no início de Janeiro. A sonda 558 foi enviada para manutenção na segunda quinzena de Dezembro, retornando para a mina na segunda quinzena de Janeiro. Por isso temos uma produtividade maior da sonda 558 no mês de Dezembro e muito inferior no mês de Janeiro.

A melhor forma de analisar o desempenho do equipamento, enquanto este ainda é um protótipo, é analisar o mês em que as atividades de dois equipamentos foram realizadas de forma contínua. Para isso, foi observado o período de 15/08/17 a 14/09/17. A Tabela 5.12 representa a quantidade perfurada, e os insumos gastos para produzir os furos. Onde Caixas de Testemunho são os recipientes utilizados para armazenar e transportar o testemunho, identificando-os de acordo com sua profundidade. Uma quantidade maior de caixas de testemunho produzidas para uma em menos metros perfurados significa que a sonda conseguiu produzir mais testemunho intacto e o furo teve menos desmoronamento.

Tabela 5.12: Comparação do primeiro mês de operação.

	<b>Sonda 507</b>	<b>Sonda 558</b>
Metros Perfurados	1119,80	1104,70
Horas Trabalhadas	426	422
Consumo de Diesel	4524	4305
Caixas de testemunho	355	357
Coroas	13	8
Luvas	5	2

## Capítulo 6

# DISCUSSÃO

Projetar um sistema de monitoramento e controle para um grande equipamento exige um longo período de *Brainstorms*, estudo teóricos sobre a área de atuação do equipamento, acompanhamento de sua operação na prática, treinamento em programação, montagem do *Hardware* de monitoramento e controle, e muitas readequações devido a novas ideias e aquelas outras que na prática não funcionaram como o previsto.

O desenvolvimento paralelo da estrutura física, hidráulica, mecânica, elétrica, instrumentação e de monitoramento e controle resulta em um lento desenvolvimento da parte de controle, pois não existe a possibilidade de realizar testes da programação e do *hardware* devido a simples inexistência de um protótipo da sonda.

Após o primeiro mês de operação completo do equipamento, foi observado um rendimento em comprimento de furos perfurados praticamente igual ao equipamento CS14, porém com um custo de operação menor. O equipamento importado perfurou 1119,8 metros em 426 horas, enquanto o desenvolvido neste projeto perfurou 1104,7 metros em 422 horas. Quando comparamos os insumos utilizados neste período, a sonda com o sistema de monitoramento e controle proposto economizou 5% de combustível, consumindo um total de 4305 litros de diesel. O consumo de coroas também foi menor, com uma economia de 38,5% gastando apenas 8 peças. E por último o uso de calibradores na nova sonda representa uma economia de 60% gastando apenas duas unidades durante o mês.

Para pagar o investimento nos componentes eletrônicos utilizados na automação deste projeto, seriam necessários 4,8 meses se projetado o mesmo desempenho do mês analisado.

Outra análise da eficiência do equipamento pode ser feita pela quantidade de caixas de testemunhos produzidas. A caixa de testemunho comporta três metros de testemunho particionado em três frações iguais. Estas caixas transportam o verdadeiro produto da sondagem, além de informar quando o testemunho não consegue ter uma recuperação de 100%. A recuperação atinge esta porcentagem quando é depositado na caixa de testemunho uma quantidade de testemunho exatamente igual à distância perfurada durante uma manobra de haste.

No equipamento importado, 1065 dos 1119,8 metros perfurados foram recuperados na forma de testemunho, representando uma recuperação de aproximadamente 95,1%. Na sonda com o sistema de monitoramento e controle, 1071 dos 1104,7 metros perfurados foram recuperados, resumindo em uma recuperação de 97%.

Como pode ser observado, mesmo com uma distância perfurada 1,4% menor, a redução dos custos operacionais e a maior quantidade de testemunho disponibilizado para o cliente fazem do equipamento portador do sistema de monitoramento de avanço e controle de rotação mais eficiente que o antigo utilizado pela empresa.

O desenvolvimento de um equipamento exige uma manutenção inicial maior para que todo o equipamento possa ser ajustado. Problemas com equipamentos fabricados por terceiros acabam forçando manutenções corretivas que diminuem o tempo disponível para perfuração. Por este motivo, podemos ver que em alguns meses o resultado obtido pela sonda 558 é inferior aos encontrados nas sondas 522 e 507.

O Controlador sintonizado, para o basculamento hidráulico, se mostrou bastante robusto e com dinâmica dentro do desejável. Embora outros testes precisariam ser realizados para testar a sua real robustez, por exemplo, expor o sistema a uma grande diferença de litologia o que altera o torque exigido do equipamento. O uso deste controlador permite a padronização de testes para desenvolvimento de outros equipamentos e insumos de sondagem.

A escolha do sensor utilizado para a medir a velocidade de avanço foi um dos grandes desafios deste projeto. Alinhar as características físicas de cada modelo de sensor com a realidade do equipamento foi um processo trabalhoso e caro. A escolha pelo sensor ultrassônico com as largas janelas de tempo foi a solução mais confiável de medir a velocidade evitando problemas de manutenções futuras. Os ruídos causados por ondas sonoras e vibração adicionam um erro de pelo menos 10% na medição da velocidade de avanço. Outras soluções ainda precisam ser estudadas para melhorar o custo x benefício da medição de velocidade de avanço.

# Capítulo 7

## CONCLUSÃO

Desenvolveu-se neste projeto um sistema de monitoramento de avanço e controle de rotação para uma sonda visando melhorar as práticas de sondagem e a proteção dos operadores.

Conforme apresentado no capítulo 6, a sonda com o sistema de monitoramento de avanço e controle de avanço apresentou resultados melhores que os das sondas de mercado no primeiro e no último mês. Parte deste melhor desempenho pode ser atribuído à oferta de parâmetros de sondagem disponíveis para o operador da sonda. Estes são oferecidos de forma mais eficiente e de rápida visualização sem a necessidade de realizar cálculos.

Esta melhor prática de sondagem, devido a oferta de informações confiáveis e prontas para o operador, resultou na redução de custos operacionais e na utilização do equipamento de forma mais segura dentro dos parâmetros de pressão e forças projetados para a sonda.

O sistema de monitoramento de avanço e controle de avanço registra os dados da sondagem e de manutenção do equipamento permitindo analisar a performance de cada operador. Os sondadores também informam ao sistema quais atividades estão sendo realizadas e quais os modelos de luvas e coroas estão sendo utilizadas.

A eficiência energética do equipamento ainda pode ser melhorada, porém a utilização de baixas rotações durante o processo de manobras teve grande influência para a economia de 220 litros de diesel durante o mês utilizado como parâmetro.

A opção de automatização do acionamento dos atuadores, selecionando uma velocidade de rotação da sonda, oferece uma grande comodidade ao operador, pois permite, por meio da experiência, acompanhar a sondagem ou delegar a rotação ao controle do próprio equipamento. Ainda existem pontos de melhoria, como a possibilidade de aumento no *baudrate* da comunicação CAN entre IHM e CLP para obter respostas mais rápidas e próximas às obtidas com as alavancas posicionadas diretamente no corpo das válvulas.

Monitorar a velocidade de avanço controlando a rotação é um passo importante para manter o equipamento no ponto de melhor uso das coroas de acordo com os manuais de sondagem. Juntamente com a vazão de lama, estes 3 parâmetros formam a receita para melhor uso das coroas de perfuração, em média, para diversos tipos de litologias.

Os sete objetivos específicos apresentados na Introdução foram atendidos com o uso de sensores e controladores de segurança compatíveis com a NR-12, com a utilização da IHM e monitoramento de pressões. A utilização de rotações baixas e a oferta de informações contribuíram para a redução dos custos e aumento de produção.

## 7.1 Contribuições

Este trabalho contribui para a indústria de pesquisa mineral com um projeto nacional para o desenvolvimento de um equipamento de sondagem, onde a automação é aplicada para auxiliar no monitoramento e controle da sonda. Com o registro de dados é possível mensurar diversas características relacionadas ao processo produtivo e parametrizar o trabalho de sondagem. Os dados do equipamento possibilita desenvolver novos estudos em diversas áreas da ciência, dentre elas a estatística, engenharia de materiais e mecânica.

O artigo "SISTEMA DE MONITORAMENTO E AUTOMAÇÃO PARA PERFURATRIZES HIDRÁULICAS DE GRANDE PORTE" foi publicado no Simpósio Brasileiro de Automática inteligente de 2017, e a patente "SONDA HIDRÁULICA ROTATIVA COM SENSORES E ATUADORES INTEGRADOS A UM CLP, PARA CONTROLE E ACIONAMENTO POR SINAIS ELETRÔNICOS, BEM COMO MONITORAMENTO À DISTÂNCIA E GRAVAÇÃO DE DADOS" depositada no Instituto Nacional da Propriedade Industrial.

## 7.2 Trabalhos Futuros

Em trabalhos futuros, serão aprimorados os sistemas de controle da perfuração priorizando o basculamento do motor hidráulico com uma oferta maior de óleo e a robustez do equipamento.

Uma possibilidade de desenvolvimento é o controle da rotação do motor diesel por tarefa, permitindo que este trabalhe na rotação mínima necessária para executar cada estágio da sondagem sem desperdiçar combustível.

Outras metodologias para medição da velocidade de avanço da cabeça hidráulica podem ser utilizadas. Um estudo prático de outras medidas pode ser feito a partir da liberação de verba para aquisição e fabricação de outros componentes auxiliares.

Em um curto prazo, é possível realizar a sondagem selecionando o valor de RPC (rotação por centímetro de avanço), assim o operador escolhe um valor indicado pelo manual da coroa e o equipamento ajusta a velocidade de rotação com a força de avanço para que a perfuração ocorra dentro dos melhores parâmetros de sondagem.

Novos estudos podem ser realizados para aprimorar o controlador PI, e buscar outras metodologias de sintonia. Em longo prazo, os trabalhos futuros podem ser direcionados ao

estudo de operação completamente remota do equipamento via rede, possibilitando que o sondador fique fora da praça de sondagem.

# Referências Bibliográficas

- ALDER, R. L., 1985. “Automatic drilling process and apparatus”. jan. 1. US Patent 4,491,186.
- ALLEN, H. M., 1975. “Drilling force indicator”. nov. 25. US Patent 3,921,447.
- ALVES, M., 2015, *A influência do monitoramento do fluido e dos parâmetros de perfuração na eficiência da sondagem de minério de ferro*. Mestrado profissional em engenharia geotécnica - nugeo, Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto.
- ANGHELESCU, F. M., CRAWSHAY, D., 2014. “Automated workflow capture for analysis and error reporting in a drilling application”. out. 6. US Patent App. 14/913,300.
- ASCO NUMATICS, 2006. “Eletropneumática e SEGURANÇA DAS MÁQUINAS”. Disponível em: <[https://www.asconumatics.eu/images/site/upload/\\_pt/pdf1/secumaquinas-pt.pdf](https://www.asconumatics.eu/images/site/upload/_pt/pdf1/secumaquinas-pt.pdf)>.
- ATLAS COPCO, 1968. “Rock Drilling Machines having devices for indicating rotation of Drill Rods” . .
- ATLAS COPCO, 2008, *Surface Drilling*.
- AUSTRALIAN DRILLING INDUSTRY TRAINING COMMITTEE LIMITED, 2015, *The Drilling Manual*.
- BALL, J. W., 1987. “Automatic drilling control system”. maio 5. US Patent 4,662,608.
- BREYHOLTZ, O., NYGAARD, G., GODHAVN, J.-M., et al., 2009, “Evaluating control designs for co-ordinating pump rates and choke valve during managed pressure drilling operations”. In: *2009 IEEE Control Applications, (CCA) & Intelligent Control, (ISIC)*, pp. 731–738. IEEE.
- BROMELL, R., HOMANICK, G., 1971. “Drilling rig control”. set. 20. US Patent 3,605,919.

- BROWN, H., DEASON, W., YOUNG, S., 1970. “Electronic system for monitoring drilling conditions relating to oil and gas wells”. nov. 24. US Patent 3,541,852.
- BUTTA, R., 2015, “An overview of oil drilling and production monitoring system using SCADA automation in Oil and Natural Gas Corporation Ltd.” In: *Electrical, Electronics, Signals, Communication and Optimization (EESCO), 2015 International Conference on*, pp. 1–4. IEEE.
- CARVALHO, R., 2014. “Análise da eficiência da sondagem rotopercussiva na jazida de ferro de serra sul, serra dos carajás - Pará”. Disponível em: <<http://www.repositorio.ufop.br/handle/123456789/6462>>.
- CHAN, Y. T., 1986. “Drilling rig monitoring system”. out. 7. US Patent 4,616,321.
- CHIOSSI, N. J., 1971, “Geologia aplicada à engenharia”. In: *Geologia aplicada a engenharia*, Gremio Politécnico.
- CHUTTER, P., 1968. “Drilling rig instrument system”. maio 14. US Patent 3,382,713.
- CONNELL, L., THOMPSON, A., 2016. “Device and system for use in monitoring coring operations” . .
- DANFOSS, 2015, *Atuadores eletro-hidráulicos PVE, Série 4 e PVHC*. Disponível em: <<http://files.danfoss.com/documents/52010720.pdf>>.
- DANFOSS, 2014, *PVG100 Proportional Valves*. Disponível em: <<http://files.danfoss.com/documents/52010720.pdf>>.
- DOEBELIN, E., 1990. “Measurement systems: application and design” . .
- DOWNTON, G., 2012, “Challenges of modeling drilling systems for the purposes of automation and control”, *IFAC Proceedings Volumes*, v. 45, n. 8, pp. 201–210.
- DUPLANTIS, S., LUI, K., PENA, C., et al., 2017. “Automated directional drilling system and method using steerable drilling motors”. Disponível em: <<https://www.google.com/patents/WO2017095974A1?cl=en>>. WO Patent App. PCT/US2016/064,297.
- DYKSTRA, J., XUE, Y., 2013. “Drilling automation using stochastic optimal control”. out. 21. US Patent App. 15/023,105.
- EDLUND, H. E., HAINES, M. L., 1995. “Drill automation control system”. nov. 14. US Patent 5,465,798.

- EUCHNER GMBH, 2014, *Emergency Stop Safety Relay ESM-BA3*. Disponível em: <[http://www.euchner.cz/data/pdf/produkty/bezpecnost/rele/esm/opinstr\\_Euchner\\_ESM-BA3.pdf](http://www.euchner.cz/data/pdf/produkty/bezpecnost/rele/esm/opinstr_Euchner_ESM-BA3.pdf)>.
- FIALHO, A. B., 2004, *AUTOMAÇÃO HIDRAULICA: Projetos, Dimensionamento e Análise de Circuitos*.
- FILHO, O., 2015, *Análise de sensibilidade do desempenho da sondagem aos parâmetros operacionais*. Mestrado profissional em engenharia geotécnica- nugeo, Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto.
- GODHAVN, J.-M., PAVLOV, A., KAASA, G.-O., et al., 2011, “Drilling seeking automatic control solutions”, *IFAC Proceedings Volumes*, v. 44, n. 1, pp. 10842–10850.
- GRIGORESCU, S. D., POTARNICHE, I., GHITA, O. M., et al., 2011, “Computer added monitoring of drilling rig systems”. In: *Instrumentation and Measurement Technology Conference (I2MTC), 2011 IEEE*, pp. 1–5. IEEE.
- HAMID, S., EIMAN, T. H., GARRISON, G. W., et al., 2017. “Downhole pressure maintenance system using reference pressure”. jun. 08. WO2017010985A1.
- HOEHN, O., KOENEKE, J., 2015. “Semi- Autonomous drilling control”. .
- HORNBLOWER, P., HOUGH, S., IGNOVA, M., 2017. “Closed loop control of drilling curvature”. Disponível em: <<https://www.google.com/patents/WO2017095959A1?cl=en>>. WO Patent App. PCT/US2016/064,271.
- HYDRAULICS AND PNEUMATICS, 2014. “Fundamentals of Hydraulic Motors”. Disponível em: <<http://www.hydraulicspneumatics.com/hydraulic-pumps-motors/fundamentals-hydraulic-motors>>.
- IDC TECHNOLOGIE, 2012, *Process Control:Automation, Instrumentation and SCADA*. Ventus Publishing ApS.
- IFM ELECTRONIC, 2014, *CR0232 data sheet*. Disponível em: <<http://www.ifm.com/products/file/CR0232/CR0232.pdf>>.
- IFM ELECTRONIC, 2015, *CR1201 data sheet*. Disponível em: <<http://www.ifm.com/products/file/CR1201/CR1201.pdf>>.
- IFM ELECTRONIC, 2011, *O1D100 data sheet*. Disponível em: <<http://tds.ifm-electronic.com/tentacle/br/01D100.pdf?requestId=96b14cc298f75e6b&locale=>>>.

- IRVIN, S. H., OTHERS, 1975. “Drilling control transfer systems”. jul. 8. US Patent 3,893,525.
- JIAO, D., CHENG, E., SINNERSTAD, J., et al., 2014. “Control system, rock drill rig and control method”. dez. 9. US Patent 8,905,157.
- KELSEAUX, R., DOBBS, H., PRIEHE, F., 1975. “Electronic supervisory monitoring method for drilling wells”. ago. 12. US Patent 3,898,880.
- LI, Z., HOVAKIMYAN, N., KAASA, G.-O., 2011, “Fast estimation and L 1 adaptive control for bottomhole pressure in managed pressure drilling”. In: *2011 IEEE International Symposium on Intelligent Control*, pp. 996–1001. IEEE.
- LIENAU, P. J., LUNIS, B. C., 1991, *Geothermal direct use engineering and design guidebook*. Relatório técnico, Oregon Inst. of Tech., Klamath Falls, OR (United States). Geo-Heat Center.
- LINDSTAD, J., STONER, T., 1971. “Automatic control for rotary drill”. out. 19. US Patent 3,613,805.
- MARTIN, A. G., GUERRA, R. E. H., 2009, “Internal model control based on a neurofuzzy system for network applications. a case study on the high-performance drilling process”, *IEEE Transactions on Automation Science and Engineering*, v. 6, n. 2, pp. 367–372.
- MCHUGH, C., 2010. “Sistema e método para a perfuração autônoma de orifícios terrestres”.
- MINISTÉRIO DO TRABALHO, 2018. “NR-12 - SEGURANÇA NO TRABALHO EM MÁQUINAS E EQUIPAMENTOS”. Disponível em: <<http://www.trabalho.gov.br/images/Documentos/SST/NR/NR12/NR-12.pdf>>.
- MURRAY, R., 2010. “Wireless transmission system for monitoring a drilling rig operation”.
- NANDAN, A., IMTIAZ, S., BUTT, S., 2014, “Robust control of managed pressure drilling”. In: *2014 Oceans-St. John's*, pp. 1–8. IEEE.
- NATIONAL INSTRUMENTS, 2014. “Controller Area Network (CAN) Overview”. Disponível em: <<http://www.ni.com/white-paper/2732/en/#toc1>>.
- NATIONAL INSTRUMENTS, 2008. “Controller Area Network Physical Layer Requirements”. Disponível em: <<http://www.ti.com/lit/an/s11a270/s11a270.pdf>>.

- NATIONAL INSTRUMENTS, 2013. “The Basics of CANopen”. Disponível em: <<http://www.ni.com/white-paper/14162/en/>>.
- OGATA, K., 2003, *Engenharia de controle moderno*. Prentice Hall.
- OGATA, K., 2009, *Modern Control Engineering*. Prentice Hall.
- O’LEARY CHARLES, M., 1953. “Automatic drilling machine”. abr. 7. US Patent 2,634,099.
- PARKER, 2010, *P1/PD Series Medium Duty Axial Piston Pumps*. Disponível em: <[http://www.drivetec.ca/P1\\_PD%20Brochure.pdf](http://www.drivetec.ca/P1_PD%20Brochure.pdf)>.
- PARKER, 2016, *Hydraulic Motors*. Disponível em: <[http://www.parker.com/literature/PMDE/Catalogs/Variable\\_Motors/HY30-8223-UK.pdf](http://www.parker.com/literature/PMDE/Catalogs/Variable_Motors/HY30-8223-UK.pdf)>.
- PEDERSEN, T., GODHAVN, J.-M., SCHUBERT, J., 2015, “Supervisory control for underbalanced drilling operations”, *IFAC-PapersOnLine*, v. 48, n. 6, pp. 120–127.
- PELTIER, B. P., 1987. “Drilling monitor with downhole torque and axial load transducers”. set. 22. US Patent 4,695,957.
- PEPPERL + FUCHS, 2016. “Ultrasonic Sensor UC4000-L2-U-V15”. Disponível em: <[https://files.pepperl-fuchs.com/webcat/navi/productInfo/edb/277769\\_eng.pdf?v=20171220000257](https://files.pepperl-fuchs.com/webcat/navi/productInfo/edb/277769_eng.pdf?v=20171220000257)>.
- QU, S.-W., ZHU, K.-B., NIE, Z.-P., et al., 2013, “Analysis of signal transmission for use of logging while drilling”, *IEEE Geoscience and Remote Sensing Letters*, v. 10, n. 5, pp. 1001–1005.
- RIBEIRO, B., 2009. “Petroleo e gas”. Disponível em: <<http://pesquisandopetroleo.blogspot.com.br/2009/06/sonda-de-perfuracao.html>>.
- ROBELLO, S., OCANDO, G., ZHOU, Z., et al., 2016. “Dynamic method and real time monitoring of UBD operations tunnel envelope with mud motor”. .
- SELJOS, A., BADGER, A., 1955. “Weight on bit indicating and drilling control signaling apparatus”. mar. 1. US Patent 2,703,008.
- SELMAN, T. H., 1993. “System and method for processing and displaying well logging data during drilling”. ago. 17. US Patent 5,237,539.
- SHI, F., LI, L., ZHANG, Q.-Z., et al., 2011, “Derivative and integral sliding mode control for rotary drilling system”. In: *2011 Third International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation*, v. 1, pp. 855–858. IEEE.

- SILAY, L., MCKINLEY, R., 2001. “Closed loop control system for diamond core drilling”. fev. 13. US Patent 6,186,248.
- SMART SOFTWARE SOLUTIONS, 2010, *User Manual for PLC programming with CoDeSys 2.3*. Disponível em: <[https://www.ifm.com/img/Codesys\\_user\\_v2.3.pdf](https://www.ifm.com/img/Codesys_user_v2.3.pdf)>.
- STAMNES, Ø. N., KAASA, G.-O., AAMO, O. M., 2011, “Adaptive estimation of downhole pressure for managed pressure drilling operations”. In: *2011 IEEE International Symposium on Intelligent Control*, pp. 989–995. IEEE.
- STEWART, G., HILL, R., 2016. “Apparatus and method for measuring drilling parameters of a down-the-hole drilling operation for mineral exploration”. .
- TOTI, G., YU, C., WESLEY, A., 2016. “Real-time performance analyzer for drilling operations”. .
- VISHNUMOLAKALA, N., GILDIN, E., NOYNAERT, S., 2015, “A Simulation Environment for Automatic Managed Pressure Drilling Control”, *IFAC-PapersOnLine*, v. 48, n. 6, pp. 128–133.
- XUE, Y., DYKSTRA, J., GE, X., 2016. “Optimizing sensor selection and operation for well monitoring and control”. Disponível em: <<https://encrypted.google.com/patents/W02016144292A1?cl=n1>>. WO Patent App. PCT/US2015/019,198.