

CAMILA MONTEIRO FORMOSO

PROJETO E DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA
DE CONTROLE E MONITORAMENTO DE UMA
UNIDADE DE PROCESSAMENTO DE PINOS POR
ATRITO PORTÁTIL



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA

FACULDADE DE ENGENHARIA ELÉTRICA

2012

CAMILA MONTEIRO FORMOSO

PROJETO E DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE CONTROLE
E MONITORAMENTO DE UMA UNIDADE DE PROCESSAMENTO DE
PINOS POR ATRITO PORTÁTIL

Dissertação apresentada ao Programa de
Pós-graduação em Engenharia Elétrica da
Universidade Federal de Uberlândia, como
parte dos requisitos para a obtenção do título
de **MESTRE EM CIÊNCIAS**.

Área de Concentração: Processamento da
Informação.

Orientador: Prof. Alcimar Barbosa Soares, PhD
Co-Orientador: Prof. Dr-Ing. Sinésio D. Franco

UBERLÂNDIA – MG

2012

Ao meu pai Pedro Henrique, à minha mãe
Silvia Regina (*in memoriam*),
e ao meu irmão Flávio.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, por todos os caminhos, dificuldades e lições que me levaram ao meu crescimento pessoal e profissional.

Aos professores Sinésio Domingues Franco e Vera Lúcia D. S. Franco pela oportunidade de desenvolver este trabalho e pela orientação técnica.

Ao professor Alcimar Barbosa Soares pela orientação no desenvolvimento e publicação deste trabalho.

Aos colegas engenheiros do LTAD, Raphael Rezende Pires, Juliano Oséias de Moraes, Henry Fong Hwang, Thiago Caetano Ferreira e Fernando Buiatti, pelo apoio e motivação durante as dificuldades.

A todos os alunos de iniciação científica, pós-graduação, aos técnicos e secretária do LTAD, que auxiliaram de diversas formas a realização e conclusão deste trabalho.

À Petróleo Brasileiro S. A. – Petrobras, pelo apoio financeiro.

Aos meus amigos e familiares pelo apoio e companheirismo.

Muito especialmente, aos meus pais e irmão, pelo exemplo, suporte, encorajamento e motivação constante, sem os quais este trabalho jamais se concretizaria.

FORMOSO, C. M., Projeto e Desenvolvimento de um Sistema de Instrumentação e Controle para uma Unidade de Processamento de Pinos por Atrito Portátil. 2012. 88p. Dissertação de Mestrado em Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia-MG.

Resumo

O aumento da demanda no setor industrial de energia e transportes tem levado à busca por técnicas de manutenção de baixo custo e aplicabilidade em ambientes especiais. A técnica mais comumente utilizada para reparos diversos é a solda a arco-elétrico. Porém, apresenta alto custo para aplicação em ambientes especiais, e um risco potencial à microestrutura do material reparado. Como técnica alternativa, surgiu o Reparo por Atrito, que consiste na execução de um furo na região danificada, e o preenchimento do mesmo através de um pino consumível, submetido a uma velocidade de rotação e pressionado sob força compressiva contra o furo, resultando na união metalúrgica entre as partes. Por apresentar-se como uma alternativa aos reparos de trincas em estruturas *offshore*, foi desenvolvida na Universidade Federal de Uberlândia uma primeira versão de uma Unidade de Processamento de Pinos por Atrito – UPPA 1, em convênio com a Petrobras. Este equipamento foi utilizado para otimizar os parâmetros do processo, tais como rotação, força axial e geometria. Em seguida, surgiu a necessidade de se aplicar esta tecnologia em campo. Para isto, foi construído um cilindro de reparo portátil de menores dimensões e menor peso, utilizando-se a mesma estrutura hidráulica da UPPA 1. No entanto, para funcionamento desta nova versão do equipamento, tornou-se necessário o desenvolvimento de um novo sistema de controle e instrumentação uma vez que todo o pórtico foi alterado. Desta forma, este trabalho teve por objetivo a concepção de nova instrumentação e controle voltados à versão portátil da UPPA, permitindo a realização de reparos por atrito de maneira automatizada. Foram utilizados transdutores que permitiram leitura dos parâmetros durante os ensaios, bem como desenvolvidos aparatos eletrônicos para condicionamento dos sinais. Além disso, foram ajustadas as malhas de controle PID, e foi elaborado um *software* para gerenciamento dos dados e monitoramento gráfico durante todo o processo. Foram realizados testes dos diversos dispositivos utilizados para este projeto, resultando na validação do sistema desenvolvido.

Palavras-chave: Reparo por Atrito, Unidade de Processamento de Pinos por Atrito, Controle, Instrumentação, Automação

FORMOSO, C. M., Design and Development of na Instrumentation and Control System for a Portable Friction Hydro Pillar Processing Machine. 2012. 88p. Master of Science Dissertation in Electrical Engineering, Federal University of Uberlândia – Brazil.

Abstract

The increased demand in transport and energy industry has led to the search for low cost maintenance techniques. The technique most commonly used is the electric-arc welding. However, it presents a higher cost for use in special environments, and a potential risk to the microstructure of the repaired material. As an alternative, the Friction Repair technique was developed, in which a hole is drilled at the damage area, and filled with a consumable rod submitted to a rotation speed and axial force. Looking forward to applying this technology, the company Petrobras signed an agreement with the Federal University of Uberlandia - Brazil, and a Friction Hydro Pillar Processing Machine was developed. It was used to optimize the parameters and geometries for the new technique. Later, studies for field application began towards designing a portable friction welding head, which is the mechanical part that applies axial load and rotation to the consumable rod. This study aimed to design a new instrumentation and control system to this portable equipment, allowing the performance of friction repairs through an automated equipment. Transducers were used for reading the parameters during the tests, and electronic devices were developed for signal conditioning. Additionally, it was adjusted the PID control loops, and a software was developed for data management and monitoring tool during the entire process. Tests were conducted of the various devices used for this project, resulting in the validation of the developed system.

Keywords: *Friction Repair, Friction Hydro Pillar Processing Machine, Control, Instrumentation, Automation.*

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1: Sequência de execução da soldagem por atrito. (A) Rotação de uma das peças; (B) Início da aplicação de força; (C) Início da união soldada; (D) Solda completa (modificado de AWS, 1991)	6
Figura 2.2: Fases do processo de soldagem por atrito em relação aos parâmetros de processo (modificado de MEYER, 2004)	9
Figura 2.3: Desenho esquemático da área plastificada ao longo do tempo, durante um processo de solda por atrito. Primeiramente tem-se um deformação em direção ao centro e posteriormente em direção as extremidades do material (extraído de MEYER, 2002)	10
Figura 2.4: Ilustração das etapas do “Tapered Plug Welding”	12
Figura 2.5: Esquema ilustrativo do processamento de pinos por atrito (NICHOLAS, 1999)	13
Figura 2.6: Fases de preenchimento do processo PPA (PINHEIRO et al., 2001)	14
Figura 2.7: Microestruturas de um furo preenchido por atrito, com a inserção de um pino de aço carbono em um substrato de aço Cr-Mo (BLACKEMORE, 1999)	14
Figura 2.8: Desenhos esquemáticos do princípio de Reparo por Costura	15
Figura 3.1: Principais componentes de uma Unidade de Processamento de Pinos por Atrito (modificado de HWANG, 2010)	19
Figura 3.2: Esquema Hidráulico de uma UPPA	20
Figura 3.3: Fluxo de acionamento do motor hidráulico para aplicação da rotação no eixo	21
Figura 3.4: Fluxo de acionamento do cilindro hidráulico para aplicação da força axial no eixo	22

Figura 3.5: Fluxo de informações elétricas de uma UPPA (modificado de SOUZA, 2006)	23
Figura 3.5: Concepção do Cilindro de Reparo da UPPA 4 (HWANG, 2010)	25
Figura 3.6: Unidade Hidráulica da UPPA 1 utilizada para alimentar o cilindro de reparo da UPPA 4	26
Figura 3.7: Bloco de válvulas da UPPA 1 utilizada para controlar o fluxo de óleo da Unidade Hidráulica para o Cilindro de Reparo da UPPA 4	27
Figura 4.1: Diagrama conceitual do controle da rotação no motor hidráulico da UPPA 4	29
Figura 4.2: Diagrama conceitual do controle da força axial no cilindro hidráulico da UPPA 4	30
Figura 4.3: Sensor indutivo de rotação acoplado a peças de montagem no pórtico	32
Figura 4.4: Instalação e princípio de funcionamento do sensor de rotação (HWANG, 2010)	33
Figura 4.5: Transdutores de pressão utilizados para medição da força axial aplicada pelo cilindro hidráulico	34
Figura 4.6: Transdutores de pressão utilizados para medição do torque aplicado pelo motor hidráulico	35
Figura 4.7: (a) sensor de posição potenciométrico; (b) princípio de funcionamento do sensor (HWANG, 2010)	36
Figura 4.8: Circuito eletrônico do conversor de frequência em tensão	37
Figura 4.9: Circuito eletrônico dos subtratores dos sinais dos transdutores de pressão para monitoramento da força axial e torque	38
Figura 4.10: Circuito eletrônico do conversor 5 V / 24 V, para o sistema de acionamento digital das válvulas direcionais do sistema de rotação e força axial	39
Figura 4.11: Controlador VT-HACD-1 utilizado para controle PID da rotação do motor hidráulico	40
Figura 4.12: Exemplos de telas disponíveis no software Bodac® para configuração do controlador de rotação VT-HACD-1: a) tela para	

configuração dos parâmetros PID; b) tela para acompanhamento gráfico dos sinais de setpoint, feedback e saída do controlador	41
Figura 4.13: (a) Controlador VT-VACAF utilizado para controle PID da força axial aplicada pelo cilindro hidráulico; (b) detalhe do ajuste manual dos parâmetros PID (K_p , K_i , K_d)	42
Figura 4.14: Bloco conector da placa PCI de aquisição de dados	43
Figura 4.15: Estrutura de hardware do sistema de controle da UPPA 4	44
Figura 4.16: Desenho esquemático da correlação entre as grandezas do sistema de rotação	45
Figura 4.17: Curvas características da excitação do sistema de rotação	46
Figura 4.18: Curvas características do sensor de rotação, obtidas na saída do conversor de frequência em tensão	47
Figura 4.19: Desenho esquemático da correlação entre as grandezas do sistema de força axial	48
Figura 4.20: (a) célula de carga e (b) condicionador de sinais Scout55, utilizados para verificação das curvas de força axial da UPPA 4	48
Figura 4.21: Curva de verificação inicial da excitação do sistema de força axial, apresentando dois estágios de linearidade, com destaque para o estágio escolhido para realização de ensaios de PPA	49
Figura 4.22: Curvas características de excitação sistema de força axial	50
Figura 4.23: Curvas características dos sensores de força axial, obtidas na saída do subtrator correspondente	50
Figura 4.24: Curva característica do sensor de posição para monitoramento do “comprimento de queima”	51
Figura 4.25: Curva característica para cálculo do torque proporcional ao sinal dos sensores no sistema do motor hidráulico, obtida na saída do subtrator correspondente	52
Figura 4.26: Fluxograma do software de controle e monitoramento para ensaios de PPA	54
Figura 5.1: Curvas obtidas através da placa PCI de dados para validação do circuito conversor de frequência em tensão desenvolvido para a	

UPPA 4. Em (a), respostas para degraus de entrada do circuito variando de 100 a 600 Hz, a cada 100 Hz. Em (b), resposta do circuito para sinal de 400 Hz e 600 Hz	59
Figura 5.2: Curvas obtidas através da placa PCI para validação dos circuitos subtratores de monitoramento da Força Axial e Torque, respectivamente	59
Figura 5.3: Respostas do circuito conversor 5 V / 24 V: (a) sinal de saída do circuito 1 de conversão responsável pelo acionamento da válvula direcional do motor hidráulico; (b) sinal de saída do circuito 2 responsável pelo acionamento da válvula direcional do cilindro hidráulico	60
Figura 5.4: Monitoramento do sensor de posição durante deslocamento do eixo, com parada programada após 10 mm de deslocamento	61
Figura 5.5: Validação das curvas de rotação em malha aberta e sem carga: (a) Degraus de setpoint enviados ao controlador PID; (b) saída do conversor de frequência em tensão	62
Figura 5.6: Validação do sistema de controle da Força Axial, em malha fechada e com carga: (a) degraus de setpoint enviados ao controlador PID; (b), resposta obtida na saída do subtrator dos transdutores de pressão do sistema de força axial	63
Figura 5.7: Tela do Bodac® para configuração do cartão VT-HACD para os primeiros testes de controle da Rotação da UPPA 4 com carga. Parâmetros utilizados: $P=0,01$; $I=2200$ ms na faixa de erro de 0 a 2000 unidades; $DT1=0$ Hz	64
Figura 5.8: Resultados obtidos do controle de rotação para testes de PPA com rotação de 5000 rpm e 1500 kgf	64
Figura 5.9: Resultado do controle da rotação para teste realizado com as mesmas configurações anteriores do VT-HACD, para rotação de 5000 rpm e força axial de 1200 kgf	65
Figura 5.10: Resultado do controle da rotação para testes realizados após aumento da constante de integração na configuração do VT-HACD, sendo: $P = 0,01$; $I = 5000$ ms e $DT1 = 0$. Testes realizados com Rotação de 5000 rpm e Força Axial de 2000 kgf. Ocorrência de	

travamento do eixo antes da conclusão do teste, (a) após aproximadamente 8 segundos e (b) após aproximadamente 1,5 segundos de teste	65
Figura 5.11: Monitoramento gráfico dos sinais do sistema de controle da rotação, com destaque para a região de oscilação no controle após aplicação da carga	68
Figura 5.12: Destaque da região de instabilidade no controle da rotação quando com carga aplicada, onde pode-se observar a presença de oscilações da ordem de 10 Hz	69
Figura 5.13: Conversor de frequência em tensão do fabricante Unidigital®, em substituição ao conversor fabricado pelo LTAD	70
Figura 5.14: Curvas obtidas através da placa PCI de dados para avaliação da resposta do conversor de frequência em tensão do fabricante Unidigital®: (a) respostas para degraus de entrada do circuito variantes de 100 a 700 Hz, a cada 100 Hz; (b) resposta do circuito para sinal de 400 Hz e 600 Hz	71
Figura 5.15: Monitoramento da rotação em 5000 rpm para ensaios com o motor de 10cc: (a) ensaio realizado com Força Axial de 1500 kgf; (b) ensaio realizado com Força Axial de 2000 kgf	72
Figura 5.16: Monitoramento da rotação durante teste com motor de 10cc e pressão de entrada ajustada para até 315 bar, com travamento do eixo após 1 segundo	73
Figura 5.17: Carcaça do motor hidráulico de 10cc danificada após realização de testes	73
Figura 5.18: Curva de resposta da rotação do motor de 16cc até limite de operação do equipamento	74
Figura 5.19: Telas do Bodac® para configuração dos canais analógicos do controlador VT-HACD: (a), configuração das entradas analógicas, sendo AI1 aquisição do feedback, configurado de 9 V a 10 V, e AI2 aquisição do setpoint, configurado de 4,5 V a 5,5 V; (b) configuração do sinal de saída, com valores limitados de 4,5 V a 5,5 V, equivalentes à faixa de 5700 a 6000 rpm no motor hidráulico	76

- Figura 5.20: Monitoramento gráfico da rotação durante dois ensaios de PPA, com rotação de 6000 rpm e força axial de 2500 kgf 77
- Figura 5.21: IHM do programa de controle, com o monitoramento gráfico completo de um ensaio de PPA, com Rotação de 6000 rpm, Força Axial de 2500 kgf e Comprimento de Queima de 8 mm 78
- Figura 5.22: Imagens de um conjunto pino-bloco após ensaio de PPA. Em (a), foto do conjunto logo após realização do teste; em (b), imagem do conjunto após corte transversal, com destaque para ocorrência de falhas de preenchimento na interface pino-bloco, provavelmente por vibração mecânica da amostra durante o teste 79
- Figura 5.23: Sistema de fixação do bloco no porta-amostra, onde pode-se observar o apoio do bloco no porta-amostra sem sistemas de travamento que evitariam ocorrência de vibrações mecânicas durante um PPA 79

LISTA DE ABREVIATURAS

AVPC-V: Controlador PID analógico utilizado para controle da Rotação na UPPA 1
AWS: American Welding Society
CLP: Controlador Lógico Programável
F x t: Gráfico de monitoramento da Força Axial
F/V: Conversor de Frequência em Tensão
FHPP: Friction Hydro Pillar Processing
IHM: Interface Homem-Máquina
Kd: Constante Derivativa
Ki: Constante Integradora
Kp: Constante Proporcional
ℓ x t: Gráfico de monitoramento da Posição
LTAD: Laboratório de Tecnologia em Atrito e Desgaste
N x t: Gráfico de monitoramento da Rotação
PCI: Peripheral Component Interconnect
PI: Proporcional-Integral
PID: Proporcional- Integral-Derivativo
PID1: Controlador PID da Rotação
PID2: Controlador PID da Força Axial
PPA: Processamento de Pinos por Atrito
SP: Sensor de Posição
SR: Sensor de Rotação
SUB1: Circuito Subtrator 1
SUB2: Circuito Subtrator 2
T x t: Gráfico de monitoramento do Torque
TP1: Transdutor de Pressão na entrada do motor hidráulico
TP2: Transdutor de Pressão na saída do motor hidráulico
TP3: Transdutor de Pressão na entrada do cilindro hidráulico
TP4: Transdutor de Pressão na saída do cilindro hidráulico
TPW : Tapered Plug Welding
TTL: Transistor-Transistor Logic
TWI: The Welding Institute

UFU: Universidade Federal de Uberlândia

UPPA: Unidade de Processamento de Pinos por Atrito

VFC320: Circuito Integrado utilizado para confecção do conversor de frequência em tensão

VPF: Válvula Proporcional do sistema de Força Axial

VPR: Válvula Proporcional do sistema de Rotação

VT-HACD: Controlador PID digital utilizado para controle da Rotação na UPPA 4

VT-VACAF: Controlador PID analógico utilizado para controle da Força Axial na UPPA 4

ZN: Ziegler & Nichols

ZTA: Zona Termicamente Afetada

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO	01
1.1 Descrição Geral	01
1.2 Objetivos	03
1.3 Estrutura da Dissertação	03
 CAPÍTULO 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	05
2.1 Soldagem por Atrito	05
2.1.1 Parâmetros da Soldagem por Atrito	07
2.1.2 Fases do Processo.....	08
2.1.3 Vantagens e Limitações da Soldagem por Atrito	11
2.2 Processamento de Pinos por Atrito	12
2.2.1 Reparo por Costura e Revestimento por Atrito	15
2.2.2 Vantagens e Aplicações do Processamento de Pinos por Atrito e suas Variações	16
 CAPÍTULO 3 – UNIDADES DE PROCESSAMENTO DE PINOS POR ATRITO DESENVOLVIDAS NO LABORATÓRIO DE TECNOLOGIA EM ATRITO E DESGASTE	18
3.1 Estrutura e princípios de funcionamento de uma Unidade de Processamento de Pinos por Atrito	18
3.1.1 Sistema Hidráulico.....	19
3.1.1.1 Fluxo hidráulico no sistema de aplicação da Rotação	20
3.1.1.2 Fluxo hidráulico no sistema de aplicação da Força Axial.....	21
3.1.2 Sistema Eletro-eletrônico	22

3.2 Histórico das versões do equipamento	24
---	-----------

CAPÍTULO 4 – PROJETO E DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE CONTROLE PARA A UNIDADE DE PROCESSAMENTO DE PINOS POR

ATRITO 4	28
-----------------------	-----------

4.1 Definição dos diagramas de controle da UPPA 4.....	28
---	-----------

4.1.1 Diagrama conceitual do controle da rotação	28
--	----

4.1.2 Diagrama conceitual do controle da força axial	30
--	----

4.2 Projeto eletro-eletrônico para controle da UPPA 4	31
--	-----------

4.2.1 Instrumentação	31
----------------------------	----

4.2.1.1 Sensor de rotação	31
---------------------------------	----

4.2.1.2 Transdutores de pressão no sistema de força axial	33
---	----

4.2.1.3 Transdutores de pressão para monitoramento do torque	34
--	----

4.2.1.4 Sensor de posição	35
---------------------------------	----

4.2.2 Circuitos eletrônicos desenvolvidos	36
---	----

4.2.2.1 Circuito conversor de frequência em tensão	36
--	----

4.2.2.2 Circuitos subtratores	37
-------------------------------------	----

4.2.2.3 Circuitos conversor 5V / 24V	38
--	----

4.2.3 Controladores PID	39
-------------------------------	----

4.2.4 Placa de aquisição de dados PCI	42
---	----

4.2.5 Levantamento das curvas características	44
---	----

4.2.5.1 Curvas de verificação do sistema de rotação	44
---	----

4.2.5.2 Curvas de verificação do sistema de força axial	47
---	----

4.2.5.3 Curva de monitoramento do deslocamento axial	50
--	----

4.2.5.4 Curva de monitoramento do torque	51
--	----

4.2.6 Desenvolvimento do <i>software</i> de controle	52
--	----

CAPÍTULO 5 – TESTES DE VALIDAÇÃO E DISCUSSÕES	58
5.1 Validação dos dispositivos eletrônicos	58
5.1.1 Validação do conversor de frequência em tensão	58
5.1.2 Validação dos circuitos subtratores	59
5.1.3 Validação dos circuitos conversores 5V / 24V	60
5.2 Validação das curvas de verificação sem carga	61
5.2.1 Validação da curva de posição	61
5.2.2 Validação das curvas de rotação	61
5.3 Validação das malhas de controle com carga	62
5.3.1 Validação da malha de controle da Força Axial	62
5.3.2 Validação da malha de controle da Rotação com carga	63
5.3.2.1 Ajustes do controlador PID	63
5.3.2.2 Análise de ruídos eletro-mecânicos	67
5.3.2.3 Substituição do conversor de frequência em tensão	69
5.3.2.4 Retorno do motor hidráulico de 10cc	71
5.3.2.5 Reconfiguração do VT-HACD	75
5.4 Validação do programa de controle	77
 CAPÍTULO 6 – CONCLUSÕES	 80
 CAPÍTULO 7 – SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS	 83
 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	 85

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1. Descrição geral

Estruturas *offshore* e navios se deparam constantemente com o surgimento de trincas de fadiga em conexões soldadas em decorrência dos movimentos das ondas, que introduzem carregamentos e tensões significativas nas estruturas (LOTSBERG; LANDET, 2005). Além disso, tempestades frequentes em alto mar também intensificam os efeitos da fadiga e reduzem a vida útil das estruturas (HWANG, 2010).

O aumento da demanda no setor industrial de energia e transportes tem levado à busca constante por componentes cada vez mais resistentes ao desgaste e à fadiga, devido às pressões econômicas frente a este crescente e competitivo mercado global (GRIGORIAN; W.C. YU; O. CHRISTENSEN; 2001). Como consequência, tem-se investido no desenvolvimento de diversas técnicas para se manter os equipamentos em operação (MEYER, 2002). Tais técnicas, no entanto, devem não só apresentar baixo custo, mas também evitar prejuízos à execução do processo ou ainda a inserção de qualquer risco adicional à estrutura em questão (TEBBET, 1998).

Usualmente, tem-se utilizado o processo de solda a arco-elétrico para reparo e manutenção de estruturas diversas. Esta técnica, porém, apresenta alto custo para aplicação em ambientes especiais, como áreas com risco de explosão ou ambientes confinados, além de apresentar um risco potencial à microestrutura do material reparado, como trincas, porosidades, adsorção de gases, entre outros. Como técnica alternativa, surgiu o processo de Solda por Atrito (*Friction Welding*) que, por ocorrer no estado sólido, ou seja, abaixo da temperatura de fusão, reduz em grande escala o risco de tais complicações microestruturais (SALAMA; LOTSBERG, 2004), além de ter sua aplicação compatível com áreas classificadas.

A Solda por Atrito é um processo de união que ocorre em estado sólido, em que duas peças são colocadas em movimento relativo sob altas forças compressivas. Deste movimento relativo é gerado calor e, como consequência, ocorre o

deslocamento plástico do material nas superfícies em contato, formando-se a união metalúrgica entre as peças (AWS, 1991). Este processo é utilizado em grande escala nas indústrias automotiva e aeroespacial (MEYER, 2002).

Derivada do processo de Solda por Atrito, surgiu a técnica Processamento de Pinos por Atrito - PPA (*Friction Hydro Pillar Processing – FHPP*). Esta técnica consiste no preenchimento de um furo cilíndrico ou cônico através de um pino consumível, submetido a uma velocidade de rotação e pressionado sob ação de força compressiva contra o furo. O calor resultante deste processo leva à redução do limite de escoamento do material, facilitando o fluxo plástico que se desloca ao longo da direção axial do pino, levando à união metalúrgica entre as partes e ao consequente preenchimento do furo (PIRES, 2007).

O Processamento de Pinos por Atrito pode ser executado de forma sequencial através da sobreposição de eventos, ao longo do comprimento de uma fratura a ser reparada. Este processo, também conhecido por Reparo por Costura (*Stitch Welding*), apresenta-se como uma técnica em potencial para reparo de trincas, possibilitando o reparo de longos defeitos através do emprego consecutivo do PPA (PIRES, 2007).

A técnica PPA foi estudada por Meyer (2001), cujos resultados apontaram a possibilidade de se obter reparos de grande qualidade aplicando-se altas rotações e baixas cargas axiais em um equipamento portátil. Além disso, Meyer (2002) analisou a influência dos parâmetros tais como geometria, força axial e rotação na qualidade da união metalúrgica obtida.

Uma primeira Unidade de Processamento de Pinos por Atrito (UPPA 1) foi desenvolvida no Laboratório de Tecnologia em Atrito e Desgaste – LTAD, da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, em parceria com a Petrobras (SOUZA, 2006).

Esta primeira versão apresenta capacidade de rotações de até 8.000 rpm e forças axiais de até 5.000 kgf, e foi utilizada por Pires (2007) para análise da influência dos parâmetros como geometria, rotação e força axial sobre a qualidade do reparo, bem como a otimização dos mesmos.

A conclusão do trabalho de Pires (2007) despertou o interesse em se reproduzir o primeiro equipamento (UPPA 1) para uma nova versão portátil, permitindo a aplicação da técnica de PPA em campo. Para esta nova versão, foi projetado por HWANG (2010) um novo pórtico adaptado a aplicações em campo, resultando em um cilindro de reparo de menor massa. Para operacionalização do novo pórtico, foram utilizados a mesma unidade hidráulica, bloco de válvulas e sistema de comandos e controle da UPPA 1.

A adaptação do novo pórtico aos sistemas hidráulico e eletro-eletrônico já existentes, projetados inicialmente para a UPPA 1, demandou um novo desafio. Surgiu a necessidade de se remodelar todo o sistema de controle do novo equipamento, através de nova instrumentação eletro-mecânica e *software*, a fim de se obter um sistema automatizado e estável para o equipamento portátil.

Desta forma, a busca por um melhor conhecimento dos princípios de funcionamento hidráulico e eletro-eletrônico, e o consequente aprimoramento tecnológico da versão portátil do equipamento de Reparo de Pinos por Atrito, tornou-se a principal motivação para a realização deste trabalho, resultando na operacionalização do novo pórtico construído.

1.2. Objetivos

O objetivo principal deste trabalho foi a operacionalização da versão portátil de uma Unidade de Processamento de Pinos por Atrito, através da reestruturação de circuitos eletrônicos e instrumentação do equipamento, bem como ajuste dos novos parâmetros de controle do mesmo e desenvolvimento de um *software* adaptado ao novo sistema, que permitisse o acompanhamento gráfico dos parâmetros durante o processo e o armazenamento dos dados adquiridos.

1.3. Estrutura da dissertação

Este trabalho apresenta-se organizado da seguinte forma:

Capítulo 2: neste capítulo é apresentada a revisão bibliográfica dos processos de Solda por Atrito e Reparo de Pinos por Atrito, suas aplicações, vantagens e desvantagens.

Capítulo 3: traz um descritivo do princípio de funcionamento hidráulico e eletro-eletrônico de uma Unidade de Processamento de Pinos por Atrito, bem como o histórico dos equipamentos de Reparo por Atrito desenvolvidos pelo LTAD e as adaptações necessárias ao funcionamento da nova versão portátil.

Capítulo 4: é apresentado o projeto, desenvolvimento e adaptações de um novo sistema de controle, instrumentação e *software* para o equipamento.

Capítulo 5: são apresentados os testes realizados para validação do novo sistema de controle e operação do equipamento, bem como as discussões a partir dos resultados obtidos.

Capítulo 6: neste capítulo são apresentadas as principais conclusões do trabalho.

Capítulo 7: são apresentadas as sugestões para futuros desenvolvimentos a partir das conclusões obtidas do trabalho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS: referências citadas neste trabalho.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A aplicação de técnicas de reparo por atrito remonta ao final do século XIX, quando a primeira patente para o processo foi desenvolvida por Bevington. Porém, sua utilização em processos industriais em larga escala se iniciou após a Segunda Guerra Mundial, com destaque para a patente registrada por Chudikov em 1956 (MEYER, 2002).

Apesar do conhecimento dos processos de união metalúrgica na fase sólida, pouco se sabe sobre as variações do processo, o que levou ao desenvolvimento de técnicas diversas para aplicação deste tipo de solda em estado sólido. Tais técnicas, que envolvem o processamento de pinos por atrito, foram desenvolvidas no início da década de 90 e, devido à sua história recente e mesmo à limitação das patentes, o número de publicações a respeito é bastante restrito (PIRES, 2007).

Uma vez que o Processamento de Pinos por Atrito (PPA), técnica abordada neste trabalho, é uma variação da Soldagem por Atrito, primeiramente será dada uma ênfase a esta técnica, e na sequência será apresentada a técnica de PPA.

2.1. Soldagem por Atrito

A técnica de soldagem por atrito consiste em um processo em estado sólido, que produz união através da rotação ou movimento relativo entre as superfícies de duas peças metálicas, sob ação de forças compressivas. A superação das forças de atrito entre as superfícies gera calor, levando à redução do limite de escoamento e ao consequente fluxo plástico do material, ocorrendo a união metalúrgica entre as peças (AWS, 1991).

O método mais utilizado é o rotativo, ilustrado na Figura 2.1. Neste método, uma das peças é mantida fixa e a outra rotacionada ao redor do eixo comum, conforme Figura 2.1 (a). Posteriormente, as peças são postas em contato sob ação de uma força compressiva e, devido ao calor gerado pelo atrito entre as peças, é obtido um fluxo plástico entre as mesmas (Figura 2.1 (b) e (c)). Ao final do processo, cessa-se a

rotação e, usualmente, aplica-se uma força compressiva de valor igual ou superior à força utilizada durante a soldagem, caracterizando a etapa de Forjamento (Figura 2.1 (d)). Esta Força de Forjamento é aplicada a fim de se obter melhor qualidade microestrutural do material reparado (LEBEDEV; CHERNENKO, 1992).

A porção consumida no comprimento das partes durante o processo é conhecida como comprimento de queima. Se observada em função do tempo, é chamada de taxa de queima (MEYER, 2002).

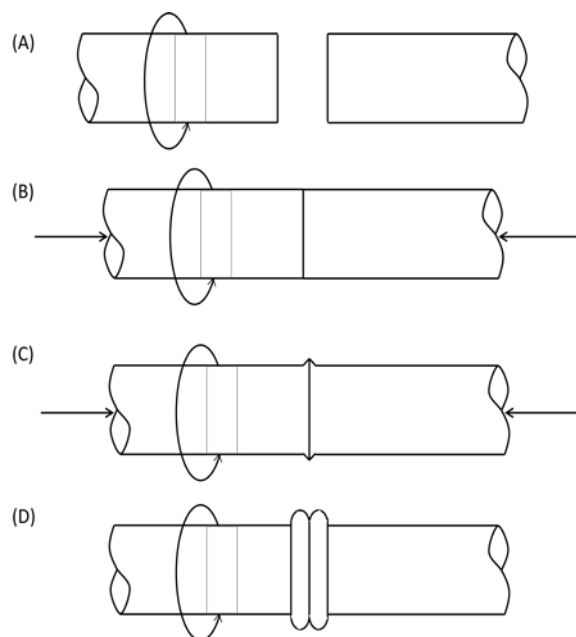


Figura 2.1: Sequência de execução da soldagem por atrito. (A) Rotação de uma das peças; (B) Início da aplicação de força; (C) Início da união soldada; (D) Solda completa (modificado de AWS, 1991).

Apesar de ser um processo no estado sólido, ou seja, nenhum dos materiais utilizados alcança a temperatura de fusão, alguns autores assumem que algumas partículas formam um filme de material fundido na interface dos materiais utilizados (WICHELHAUS, 1975). Porém, no final do processo a região reparada não apresenta características de fusão do material (MEYER, 2002).

Uma outra característica que se destaca a respeito da soldagem por atrito é que o processo pode ser considerado auto-limpante. Durante o reparo, ocorre a remoção de impurezas na superfície das peças processadas, juntamente com o *flash* formado durante a união metalúrgica. Desta forma, partículas responsáveis pelo aparecimento de descontinuidades na região soldada são potencialmente eliminadas durante o processo (CAIXETA, 2011).

2.1.1. Parâmetros da Soldagem por Atrito

Os principais parâmetros no processo de Soldagem por Atrito são: rotação, força axial, taxa de queima, tempo de aquecimento, velocidade de frenagem e força de forjamento. Embora todos os parâmetros sejam relevantes para a qualidade da solda, serão destacados os parâmetros que apresentam maior grau de importância para o processo discutido neste trabalho.

- Rotação: De acordo com norma publicada pela *American Welding Society* (AWS, 1991), pode-se utilizar uma grande faixa de variação no parâmetro de rotação sem provocar grandes alterações na qualidade da solda. Segundo Vill (1962, *apud* MEYER, 2002), existem velocidades ótimas para cada par de material envolvido no processo. Para rotações elevadas, obtém-se um maior aporte térmico, porém leva-se um maior tempo para se atingir as condições plásticas ideais devido a uma ação de polimento entre as superfícies em contato, favorecendo assim a propagação de calor e a intensificação da Zona Termicamente Afetada – ZTA (PIRES, 2007). As altas velocidades irão ocasionar, além do maior volume de material aquecido, uma menor taxa de resfriamento e queda nas propriedades mecânicas, tais como limite de resistência e dureza (ELLIS, 1972). Já a utilização de baixas rotações implica em menor aporte térmico e um menor aquecimento periférico na superfície em atrito. Contudo, principalmente em elevadas pressões axiais, é necessário uma unidade com maior potência a fim de superar os esforços resistivos à baixa rotação. A utilização de baixas rotações pode também ser um agravante devido às mais altas taxas de resfriamento, podendo ocasionar, dependendo do meio de resfriamento, a formação de fases com excessiva dureza (PIRES, 2007). A eficiência do processo aumenta com a redução de perda de calor, que reduz a quantidade de energia utilizada na soldagem (VILL, 1962, *apud* MEYER, 2002). Lebedev e Chernenko (1992) indicam velocidades tangenciais de 1 a 2 m/s.

- Força axial: A força axial do processo deve ser conservada em valor suficiente para manter as superfícies de atrito em íntimo contato, de modo a evitar a presença de partículas indesejáveis na interface e a formação de filmes de óxidos, além de promover a formação da ligação metálica (AWS, 1991). Seu valor influencia a espessura e características microestruturais da ZTA. Este parâmetro controla também o gradiente de temperatura na região da solda, a potência requerida do equipamento e a taxa de queima (HWANG, 2010). No entanto, valores muito elevados de força podem conduzir o processo a difíceis condições de controle, em vista de elevadas

temperaturas locais e das altas taxas de queima (ELLIS, 1972). Recomenda-se a utilização de forças axiais mais elevadas para a obtenção de uma microestrutura mais refinada, proporcionando assim um ganho nas propriedades de dureza e tenacidade da estrutura (ELLIS, 1972; AWS, 1991).

- Taxa de queima: este parâmetro define a velocidade de consumo das peças durante o processo de soldagem. O comprimento de queima é o parâmetro utilizado para definir a duração de um processo de soldagem por atrito, ou seja, o processo ocorre até que o comprimento de queima da peça seja atingido. A taxa de queima é fortemente dependente dos parâmetros de rotação e força axial. Meyer (2002) demonstrou que a combinação de altas forças axiais e baixas rotações propiciam maiores taxas de queima e, de acordo com Ellis (1972), maiores taxas de queima tendem a desenvolver maiores valores de limite de resistência.

- Força de Forjamento: Consiste na força aplicada após a conclusão da solda. Nesta etapa, a rotação é interrompida e aplica-se uma carga axial de valor igual ou superior à força axial utilizada durante a soldagem, por um tempo pré-determinado. Esta etapa é usualmente aplicada para se obter uma melhoria nas propriedades do material soldado.

2.1.2. Fases do processo

O processo de soldagem por atrito é comumente dividido em quatro fases conhecidas como: fase de atrito, fase de aquecimento, fase de parada e fase de forjamento. Estas fases permitem avaliar comportamentos distintos dos parâmetros de rotação, força axial, torque e comprimento de queima, conforme ilustrado na Figura 2.2.

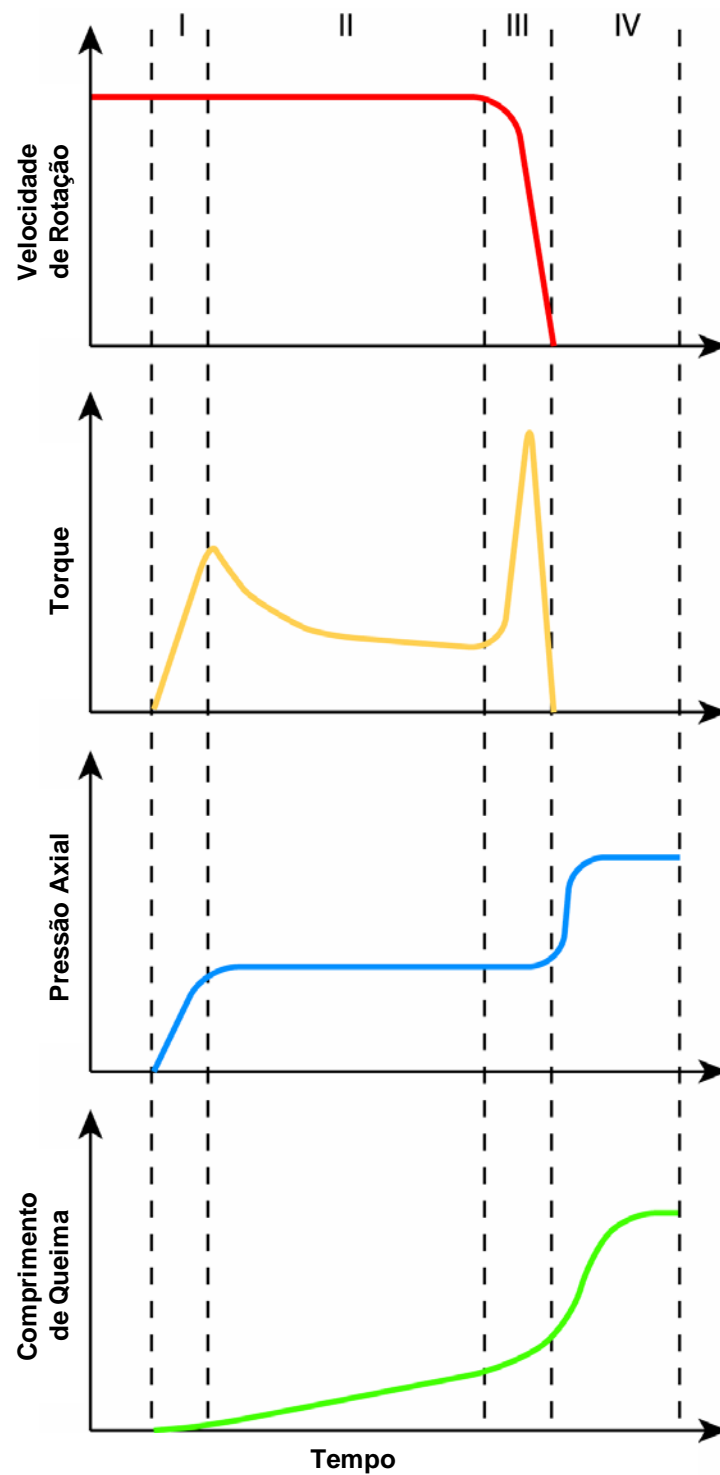


Figura 2.2: Fases do processo de soldagem por atrito em relação aos parâmetros de processo (modificado de MEYER, 2002).

Na fase I, ou fase de atrito, tem-se os primeiros instantes de contato entre as superfícies dos materiais processados, sob ação da força axial compressiva. Devido à baixa área de contato entre as superfícies, ocorre uma grande deformação plástica decorrente da aplicação de carga axial (MEYER, 2002). Nesta etapa ocorre o “alisamento” das superfícies em contato, seguida por eventos de micro-adesão

(CROSSLAND, 1971). Esta fase tem ainda como característica um valor de torque elevado. Isto ocorre pois, com o aumento da temperatura devido ao atrito seco, há formação de filmes de cisalhamento que, não resistindo à carga axial, distribui a pressão para outras áreas de contato, aumentando assim o torque. Nesta fase, inicia-se o consumo do comprimento das peças. Os contaminantes e resíduos presentes são expelidos para o exterior da união devido à dinâmica do processo (CROSSLAND, 1971).

Na fase II, ou fase de aquecimento, há um aumento de temperatura, sendo que o anel de material plastificado se estende em direção ao centro de rotação, que tem uma temperatura relativamente mais baixa. Após esse aquecimento da região central, ou região de menor velocidade, a deformação plástica tende a atingir as zonas externas da região de equilíbrio (CAIXETA, 2011). A figura 2.3 ilustra esse processo.

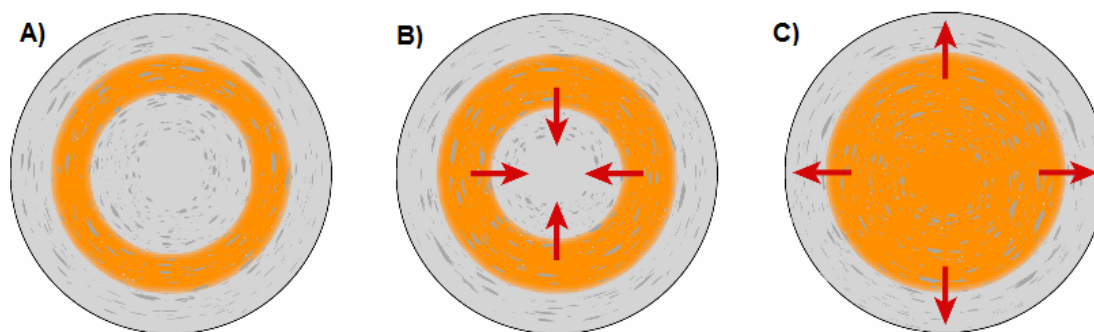


Figura 2.3: Desenho esquemático da área plastificada ao longo do tempo, durante um processo de solda por atrito. Primeiramente tem-se uma deformação em direção ao centro e posteriormente em direção as extremidades do material (extraído de MEYER, 2002).

Neste ponto, o processo atinge uma situação estável e passa a operar através da auto-regulação. Isso resulta do equilíbrio térmico da área de atrito e da zona correspondente. Uma taxa de queima constante é estabelecida e, com a crescente saturação térmica das peças, a energia necessária para deformação plástica é reduzida, exigindo um momento de atrito menor (BETHLEHEM, 1984). Porém, com o crescente aparecimento do *flash* (material extrudido para extremidades da união) a superfície de atrito aumenta e eleva o momento de atrito, equilibrando os fenômenos e mantendo o torque praticamente constante (WANG, 1970), conforme mostrado na Figura 2.3. O final dessa segunda fase é caracterizado pelo alcance de um parâmetro pré-estabelecido, o qual pode ser o tempo do processo, o comprimento de queima (quantidade de material consumida) ou temperatura (MEYER, 2002).

Durante a fase de parada, ou fase III, ocorre a redução da rotação até cessar o movimento de giro da peça. Desta forma, interrompe-se a fonte de calor do processo e tem-se o aumento da resistência ao cisalhamento, o que caracteriza o segundo pico de torque e o estabelecimento da ligação metálica e união permanente da junção (CROSSLAND, 1971).

Na última fase do processo, ou fase de forjamento, não existe mais rotação e é aplicada uma força axial responsável pela uniformização das ligações obtidas ao longo das fases II e III. Embora se trabalhe com o conceito de forjamento para melhoria das propriedades mecânicas da união, alguns experimentos mostraram soldas de qualidade, obtidas sem o aumento da força após cessada a rotação (ELLIS, 1972).

2.1.3. Vantagens e limitações da Soldagem por Atrito

Dentre as vantagens do processo, Meyer (2002) destacam-se:

- Uma vez que o processo remove camadas de impureza nas superfícies em contato, na maioria dos casos não existe a necessidade de limpeza das superfícies a serem soldadas.
- Não é necessário o emprego de um fluxo de material de enchimento e gás protetor. Ao contrário da soldagem a arco elétrico, a soldagem por atrito é considerada um processo limpo, sem emissão de gases tóxicos e demais periculosidades ao operador, além de não apresentar risco de choque elétrico devido à alta tensão, arco elétrico ou emissão de faíscas;
- Por se tratar de um processo em estado sólido, defeitos associados ao fenômeno de fusão e solidificação, como trincas de solidificação e ligação, porosidades e segregações, não estão presentes na soldagem por atrito.
- É possível unir materiais dissimilares com limitada soldabilidade ou impossíveis de soldar por outros processos
- Caracteriza-se pela formação de uma estreita ZTA;
- Projetos simplificados de peças, baixo consumo de energia do processo e ciclo curto de soldagem tornam a soldagem por atrito eficaz para produzir componentes geralmente unidos através de outros processos;
- O processo pode ser automatizado para produzir soldas de alta qualidade repetidamente. Equipamentos atuais podem ser operados a distância de 4 km do local de soldagem, o que torna o processo particularmente viável para aplicações em ambientes hostis;

- O baixo aporte térmico e curto ciclo de soldagem permitem a aplicação em dutos em operação, linhas de gás e metanol (BLACKEMORE, 1993);
- Operadores não necessitam de habilidade para soldagem;
- Na maioria dos casos, a resistência da junta soldada é maior ou igual ao mais fraco dos materiais a serem soldados.

Dentre as limitações do processo, são destacados por Meyer (2002):

- Pelo menos uma das peças deve possuir um eixo de revolução, de forma que a peça possa girar sobre o eixo do plano de soldagem;
- O processo é limitado para juntas planas e angulares (ou cônicas);
- O material de uma das partes deve permitir deformação plástica sob as condições de soldagem empregadas;
- A preparação e o alinhamento das peças pode ser um ponto crítico para o desenvolvimento uniforme da deformação plástica e aquecimento da superfície de atrito;
- O investimento inicial em equipamentos e ferramentas é bastante elevado.

2.2. Processamento de Pinos por Atrito

O Processamento de Pinos por Atrito é derivado da técnica denominada *Tapered Plug Welding* (TPW), ilustrado na Figura 2.4. Este processo, adaptado da soldagem por atrito, foi apresentado por Andrews e Mitchell (1990), visando o reparo de estruturas *offshore*, sob condições subaquáticas. No “*Tapered Plug Welding*”, um furo passante é realizado na superfície a ser reparada, e um pino consumível é utilizado para preenchê-lo através de soldagem por atrito.

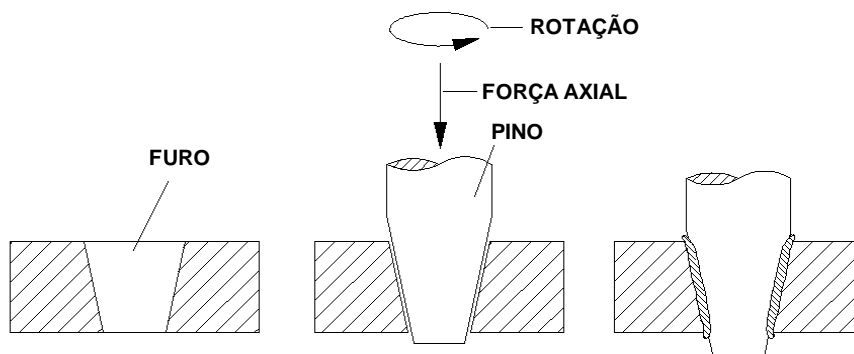


Figura 2.4: Ilustração das etapas do “*Tapered Plug Welding*”.

A partir desta técnica, desenvolveu-se o Processamento de Pinos por Atrito (PPA). Patenteado através do TWI (*"The Welding Institute"*) por THOMAS e outros (1993), o processo também é compreendido pelas operações de furação e preenchimento, onde um pino consumível é rotacionado e inserido coaxialmente em uma cavidade circular ou cônica (BLACKEMORE, 1999). O PPA difere-se do *Tapered Plug Welding* pois trabalha com orifícios não passantes, conforme Figura 2.5, e a maior concentração plástica encontra-se ao longo de grande parte da seção transversal do pino, e não nas paredes laterais como ocorre no TPW (PIRES, 2007).

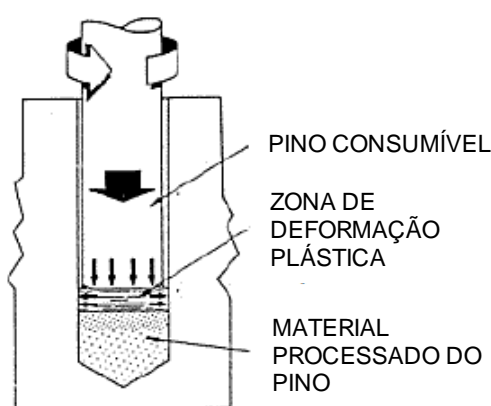


Figura 2.5: Esquema ilustrativo do processamento de pinos por atrito (NICHOLAS, 1999)

Para realização do PPA, primeiramente é aberto um furo cego (não passante) de geometria cilíndrica ou cônica na amostra ou superfície a ser reparada. Posteriormente, este furo é preenchido através de um pino consumível, submetido a rotação e força axial de compressão contra o furo. Este processo ocorre até que o comprimento de queima do pino consumível seja atingido, passando-se então à etapa de forjamento antes do término do processo.

À medida que o pino toca o fundo da cavidade, o aquecimento gerado pelo atrito entre as superfícies resulta em um fluxo visco-plástico ao longo de planos de cisalhamento na base do consumível. Através da escolha apropriada da força axial e velocidade de rotação, os planos de cisalhamento são induzidos a mover-se axialmente, de forma que o material de adição entra em contato com a parede interna da cavidade. O atrito gerado por este contato também provoca aquecimento, resultando na ligação metalúrgica entre a parede e o pino (BLACKEMORE, 1999). A Figura 2.6 ilustra as fases de preenchimento da cavidade no processo PPA.

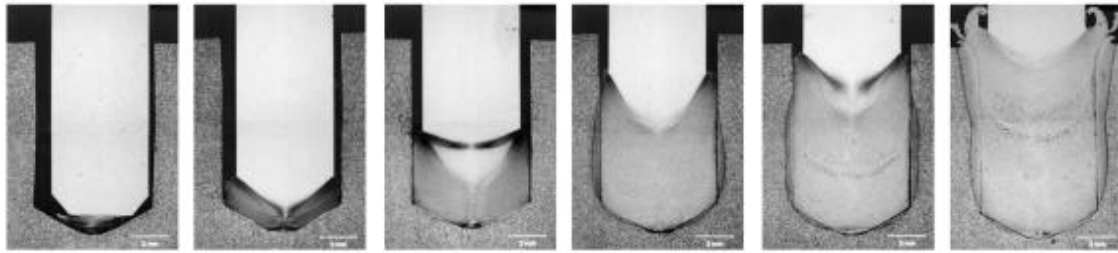


Figura 2.6: Fases de preenchimento do processo PPA (PINHEIRO et al., 2001).

O pino consumível sofre um significativo trabalho a quente, resultando em uma microestrutura refinada e tratada termicamente (BLACKEMORE, 1999). As microestruturas resultantes em diferentes regiões podem ser observadas na Figura 2.7.

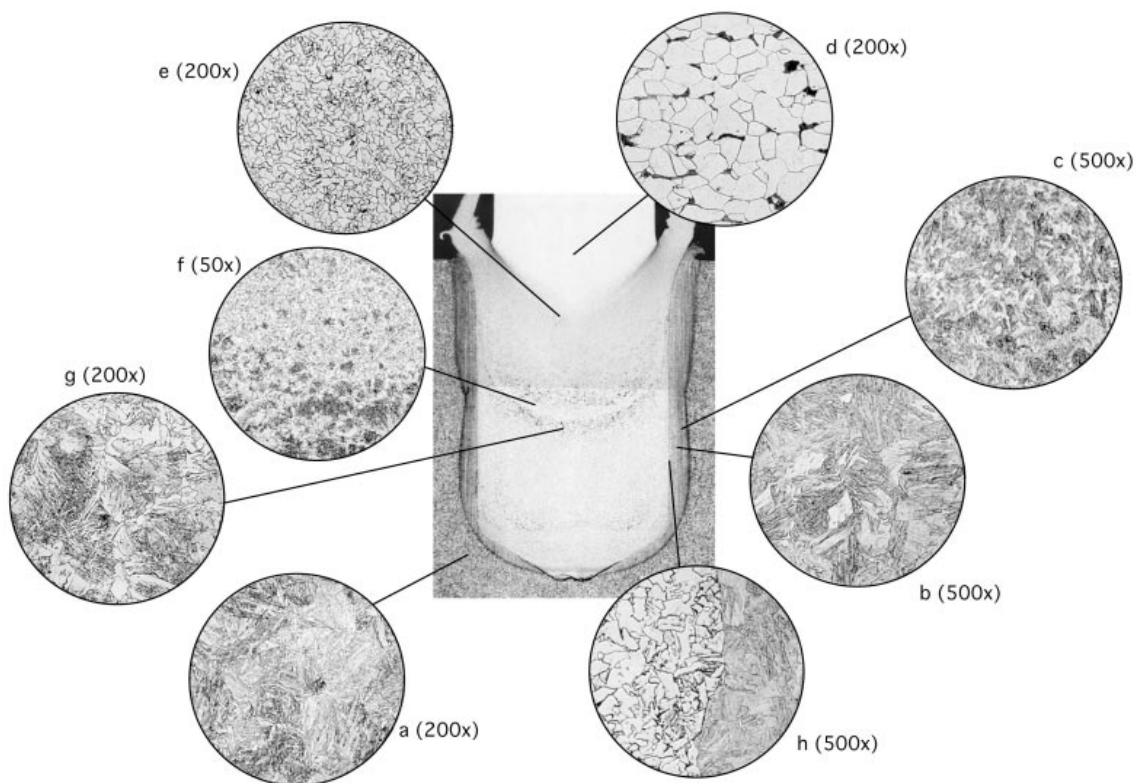


Figura 2.7: Microestruturas de um furo preenchido por atrito, com a inserção de um pino de aço carbono em um substrato de aço Cr-Mo (BLACKEMORE, 1999).

As microestruturas mostradas na Figura 2.7 podem ser entendidas da seguinte forma (HWANG, 2010):

a – Material base original;

b – Zona Termicamente Afetada (ZTA), adjacente à linha de união metalúrgica;

- c** – ZTA do material base;
- d** – Material original do pino;
- e** – Material forjado com granulometria fina na região de transformação;
- f e g** – Granulometria refinada, completamente transformada no processo de preenchimento.
- h** – Linha da união metalúrgica entre o consumível e o material base;

2.2.1. Reparo por Costura e Revestimento por Atrito

O Processamento de Pinos por Atrito deu origem a outras técnicas de reparo por atrito. A técnica conhecida por Reparo por Costura ou *Friction Stitch Welding* consiste na sobreposição de vários preenchimentos de PPA ao longo de uma trinca, conforme ilustrado na Figura 2.8 (a) e (b).

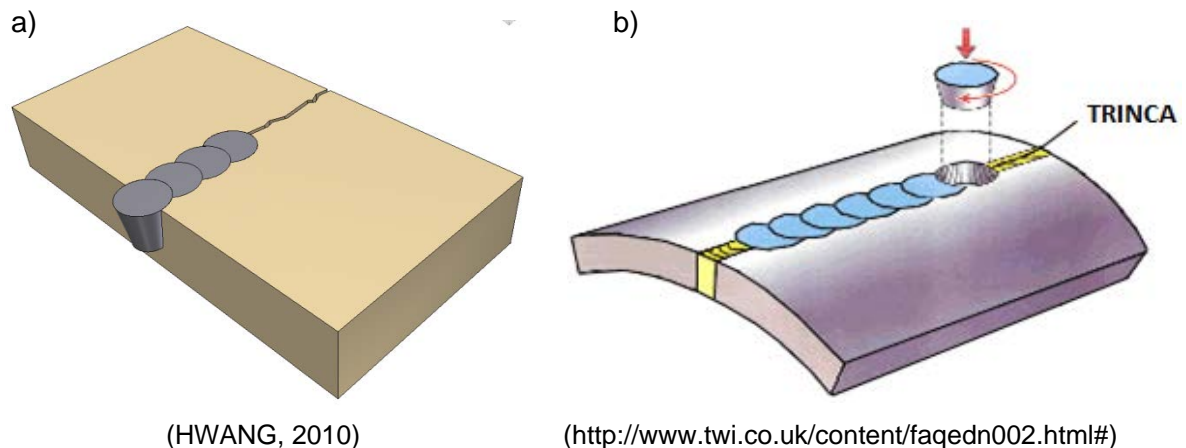


Figura 2.8: Desenhos esquemáticos do princípio de Reparo por Costura

O Reparo por Costura foi originalmente empregado para o preenchimento de furos abertos ao longo de trincas ou defeitos em chapas e tubos de aço. Esta técnica pode ser empregada através do preenchimento de um furo cônico passante ou não passante, no local do reparo. O preenchimento é feito através de um pino cônico de angulação similar à do furo. As superfícies cônicas se tocam, o calor é gerado pelo atrito e então ocorre a união metalúrgica das peças (BORGES, 2011).

O Revestimento por Atrito, outra técnica derivada do PPA, também possui a aplicação da rotação do pino e a força axial. Todavia, quando o material entra em fluxo plástico ele não preencherá um furo. Neste caso, tem-se um movimento relativo do substrato (deslocamento horizontal), obtendo-se, assim, a deposição do material do pino sobre uma chapa ou substrato. Através dessa técnica, pode-se então aplicar

diferentes tipos de materiais sobre substratos, resultando em incrementos na resistência à corrosão e/ou desgaste. O revestimento obtido deve cumprir uma série de requisitos para ser considerado de interesse. Em primeiro lugar, sua aderência ao substrato deve ser boa, de maneira que não se delamine com facilidade e resistir às condições de trabalho para as quais está dirigido, que podem incluir temperaturas extremas, atmosferas corrosivas ou desgastes mecânicos elevados. Por último, o revestimento deve contribuir para melhorar determinadas propriedades do material utilizado como substrato. No entanto, já foram apontadas algumas limitações que retardaram a ampliação da aplicação desta técnica, tais como a falta de dispositivos de detecção precisos para monitoramento do processo em tempo real confiável e um modelo do processo adequado (VOUTCHKOV *et. al.*, 2001).

Em particular, a procura por revestimentos que combinem dureza elevada, com baixo coeficiente de atrito e alta resistência ao desgaste resulta do grande interesse de seu potencial de aplicações tecnológicas. Por exemplo, boa parte das ferramentas metálicas de cortes fabricadas está recoberta por camadas que melhoram sua resistência ao desgaste (VEPREK, 1999, *apud* ESPINOZA, 2003). Além disso, a utilização de revestimentos de elevada dureza, baixo atrito e alta resistência ao desgaste em maquinarias encarregadas dos processos de fabricação industriais permitem a redução do uso dos refrigerantes e lubrificantes líquidos utilizados atualmente, em geral nocivos para o meio ambiente e cuja reciclagem supõe elevados custos de produção (CSELLE *et. al.*, 1995, *apud* ESPINOZA, 2003).

2.2.2. Vantagens e Aplicações do Processamento de Pinos por Atrito e suas variações

As mesmas vantagens tecnológicas apresentadas para a soldagem por atrito podem ser atribuídas à técnica do processamento de pinos por atrito. Como o processo é realizado no estado sólido, este não é influenciado pela pressão ambiente (NIXON, 1986), o que evidencia a sua aplicação em locais subaquáticos, a elevadas profundidades. Em vista do intenso trabalho mecânico a quente que o pino consumível está sujeito, suas propriedades mecânicas de limite de resistência e dureza finais tendem a ser mais elevadas que aquelas apresentadas pelo material de origem, podendo estas, ainda, ser alteradas mediante práticas de tratamento térmico (THOMAS, 1997, *apud* MEYER, 2002).

Além disso, apesar de ainda estar em desenvolvimento, o PPA já se mostra promissor para união e reparo em placas espessas de materiais ferrosos e não

ferrosos, inclusive podendo ser aplicado no reparo de componentes em usinas nucleares (DELANY *et al.*, 2005).

Semelhantemente ao processo convencional de soldagem por atrito, o processamento por atrito pode ser automatizado e os equipamentos podem trabalhar à distância de até 4 km do local a ser reparado, facilitando as operações em áreas classificadas. O baixo aporte térmico e curto tempo de soldagem permitem que ele seja aplicado sobre linhas em operação sem risco de explosão, não exigindo a parada de produção de plantas offshore ou instalações petroquímicas (BLACKEMORE, 1999).

Acerca do processo de Costura por Atrito, em resumo, pode-se dizer que apresenta as seguintes vantagens em relação ao preenchimento por soldagem a arco elétrico (PINHEIRO *et al.*, 2001):

- Não é requerida atenção especial com a preparação da superfície, uma vez que o processo é considerado auto-limpante e tende a expulsar impurezas;
- O processo em si não é prejudicial à saúde do operador já que não há fagulhas, radiação ou fumaça tóxica envolvidas;
 - Fluxo e gás de proteção não são necessários;
 - Defeitos associados à solidificação do material, como porosidade, segregação e trincas (principalmente em aços com alto teor de fósforo e enxofre), não ocorrem, já que o processo acontece no estado sólido;
- Menores custos de mão de obra e ciclos rápidos de soldagem tornam o processo viável para a construção de componentes normalmente fabricados por outros processos de soldagem;
- O processo pode ser automatizado e é capaz de reproduzir soldas com alta qualidade e repetibilidade, podendo ainda ser operado a grandes distâncias da base, fazendo com que seja particularmente adequado para aplicações remotas em ambientes hostis;
- A baixa quantidade de energia cedida à peça devido ao menor aporte térmico e menor ZTA (comparado ao processo a arco-elétrico), juntamente com os ciclos rápidos de soldagem (alta taxa de transferência do consumível), permitem sua aplicação no reparo de oleodutos, linhas de gás e componentes de instalações offshore ou petroquímicas em operação, com segurança.

CAPÍTULO 3

UNIDADES DE PROCESSAMENTO DE PINOS POR ATRITO DESENVOLVIDAS NO LABORATÓRIO DE TECNOLOGIA EM ATRITO E DESGASTE

Neste capítulo, serão abordados inicialmente os princípios de funcionamento gerais e em comum dos equipamentos de Reparo por Atrito desenvolvidos pelo Laboratório de Tecnologia em Atrito e Desgaste (LTAD). Posteriormente, será apresentado o histórico de desenvolvimento das versões do equipamento, com destaque para a UPPA 4, cuja instrumentação e controle apresenta-se como tema deste trabalho.

3.1. Estrutura e princípios de funcionamento de uma Unidade de Processamento de Pinos por Atrito

Uma Unidade de Processamento de Pinos por Atrito (UPPA) é constituída, geralmente, de cinco elementos principais, conforme ilustrado na Figura 3.1. São eles: Unidade Hidráulica, Bloco de Válvulas, Cilindro de Reparo, Painel Elétrico e Computador.

Para facilitar a compreensão da estrutura e dos princípios de funcionamento de uma UPPA, optou-se por abordar separadamente seus sistemas hidráulico e eletro-eletrônico.

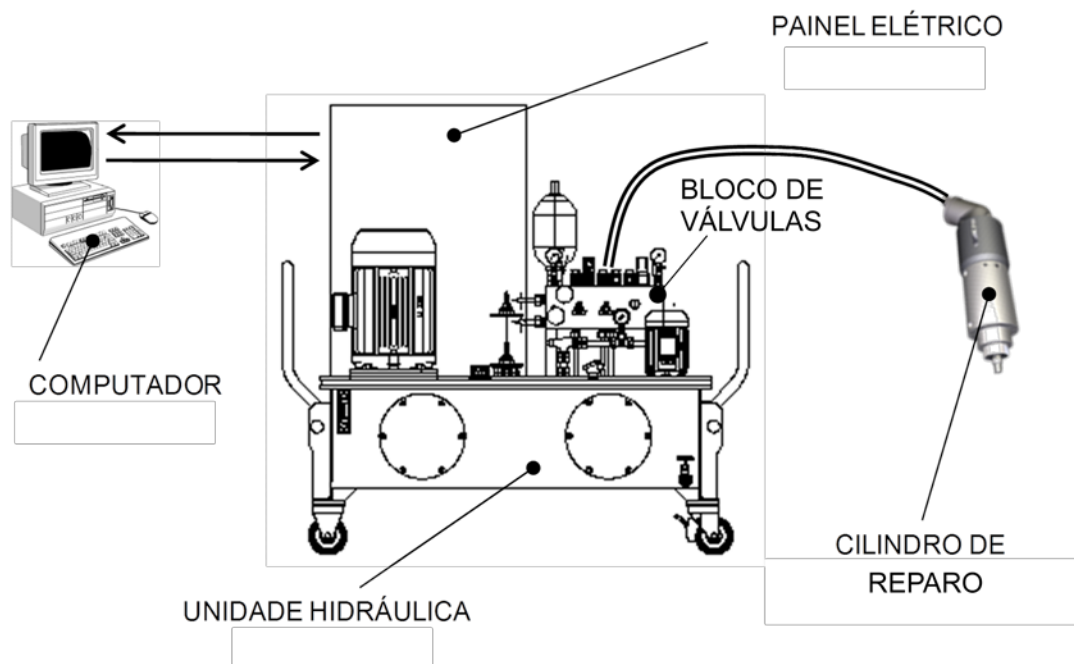


Figura 3.1: Principais componentes de uma Unidade de Processamento de Pinos por Atrito (modificado de HWANG, 2010)

3.1.1. Sistema Hidráulico

O sistema hidráulico de uma UPPA é composto pelo Cilindro de Reparo, Unidade Hidráulica e Bloco de Válvulas.

O Cilindro de Reparo é constituído por um Cilindro Hidráulico de haste vazada acoplado a um Motor Hidráulico. Esta estrutura permite a aplicação simultânea da força axial e rotação ao eixo, transmitidos diretamente ao pino processado durante o reparo.

A Unidade Hidráulica é responsável por fornecer ao Cilindro de Reparo a energia necessária ao processamento de pinos por atrito. É constituída por três conjuntos moto-bomba distintos, quais sejam:

- Um conjunto formado por um motor acoplado a uma bomba que fornece vazão e pressão fixas. Este conjunto é responsável por alimentar o motor hidráulico do cilindro de reparo, permitindo a implementação da rotação e torque no eixo.
- Um conjunto moto-bomba de pressão e vazão fixas, responsável por alimentar a haste do cilindro de reparo, permitindo o deslocamento e a aplicação de força axial no eixo.
- Um conjunto moto-bomba responsável pela recirculação e filtragem do óleo.

O Bloco de Válvulas é constituído por válvulas responsáveis por direcionar e controlar o fluxo de óleo advindo da Unidade Hidráulica para o Cilindro de Reparo.

Permite que os valores de rotação e força axial sejam controlados através de válvulas servo-solenóides proporcionais, que recebem os valores de referência advindos do sistema de controle.

A Figura 3.2 apresenta um esquema universal do sistema hidráulico de uma UPPA. Na figura estão representados os dois conjuntos moto-bomba principais, sendo um deles responsável pela alimentação do motor hidráulico e implementação da rotação e torque, e o outro pela alimentação do cilindro hidráulico e implementação de deslocamento e força axial no eixo.

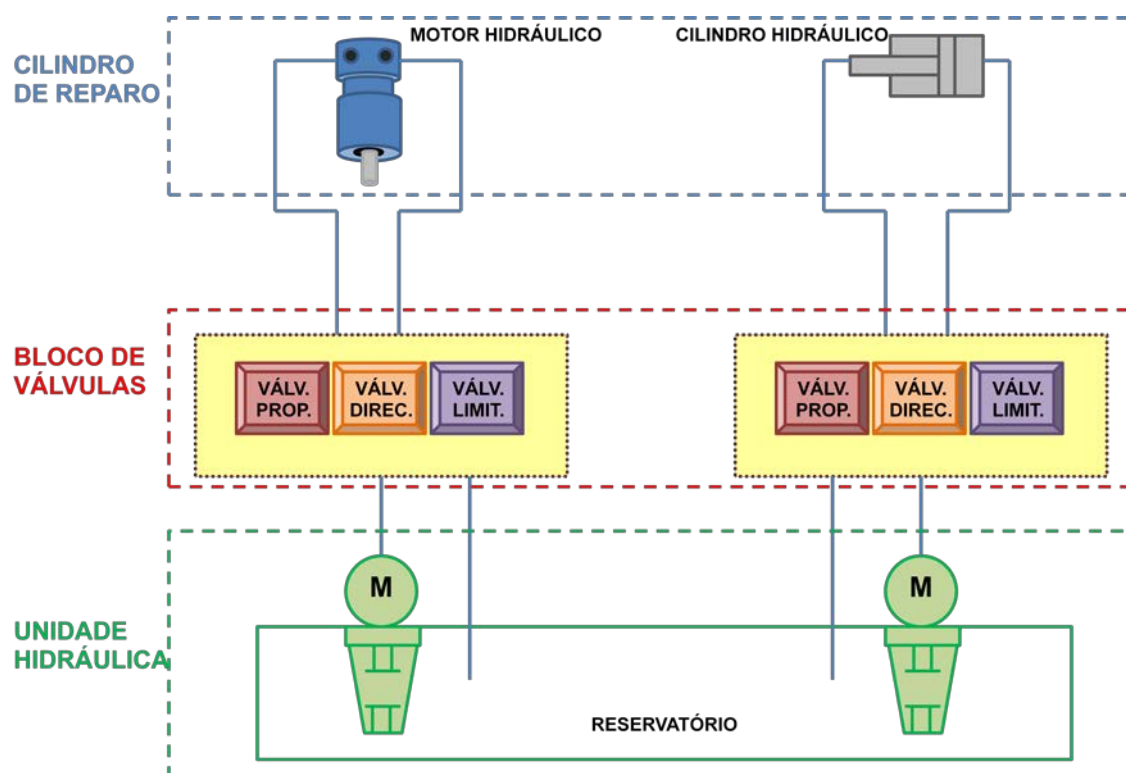


Figura 3.2: Esquema Hidráulico de uma UPPA.

3.1.1.1. Fluxo hidráulico no sistema de aplicação da Rotação

O motor hidráulico acoplado ao cilindro de reparo é responsável por fornecer ao eixo a rotação e torque necessários ao processo de reparo por atrito. A potência deste motor varia de acordo com as características de vazão e pressão de cada UPPA. Ao ser bombeado do reservatório da Unidade Hidráulica, o óleo de acionamento do motor hidráulico passa inicialmente por uma válvula limitadora de pressão.

Posteriormente o fluido passa por uma válvula direcional de acionamento digital que, quando acionada, pressuriza o sistema de rotação na pressão ajustada na

válvula limitadora de pressão. Quando desacionada, o óleo recircula direto para o tanque.

Por fim, o fluido hidráulico passa por uma válvula servo-solenóide proporcional com acionamento por sinal analógico. Esta válvula tem por objetivo controlar a vazão de óleo para o motor hidráulico e por consequência a velocidade de rotação do motor, sendo esta diretamente proporcional à vazão.

O fluxo hidráulico referente ao sistema de rotação pode ser visualizado na Figura 3.3.

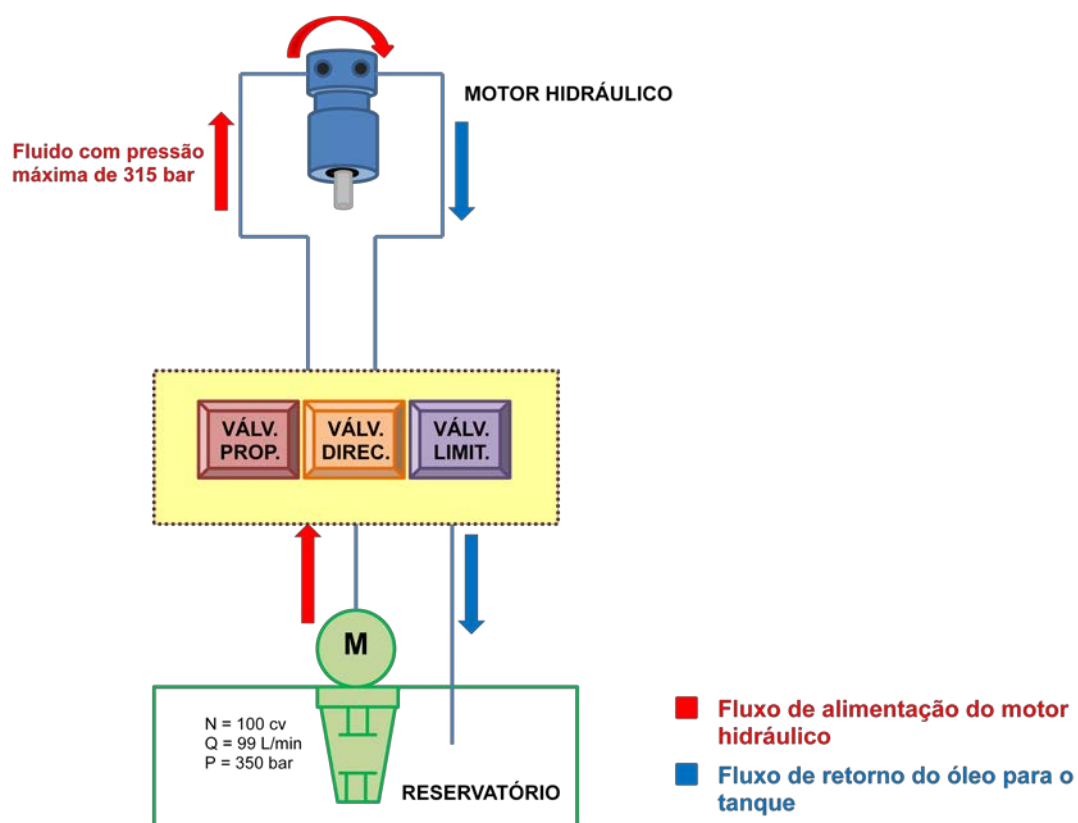


Figura 3.3: Fluxo de acionamento do motor hidráulico para aplicação da rotação no eixo.

3.1.1.2. Fluxo hidráulico no sistema de aplicação da Força Axial

A Haste ou Cilindro Hidráulico é responsável por deslocar e implementar a Força Axial ao eixo. Para permitir a aplicação desta força, a Haste é dividida em duas partes (entrada e saída), que são conectadas, através de mangueiras, ao conjunto moto-bomba correspondente na Unidade Hidráulica. O óleo bombeado por este sistema passa inicialmente por uma válvula limitadora de pressão.

Na sequência, existe uma válvula direcional com as mesmas características da existente no sistema de rotação do motor hidráulico, diferenciando apenas pelas dimensões. Esta válvula, quando acionada, pressuriza o sistema de deslocamento axial na pressão ajustada na válvula limitadora de pressão. Quando desacionada, o óleo recircula direto para o tanque.

Por fim, o fluido passa por uma válvula direcional proporcional acionada por sinal analógico, que permite o controle da pressão na haste hidráulica e como consequência o controle da força atuante no pino de queima.

O fluxo hidráulico para aplicação da força axial no eixo através do cilindro hidráulico pode ser visualizado na Figura 3.4.

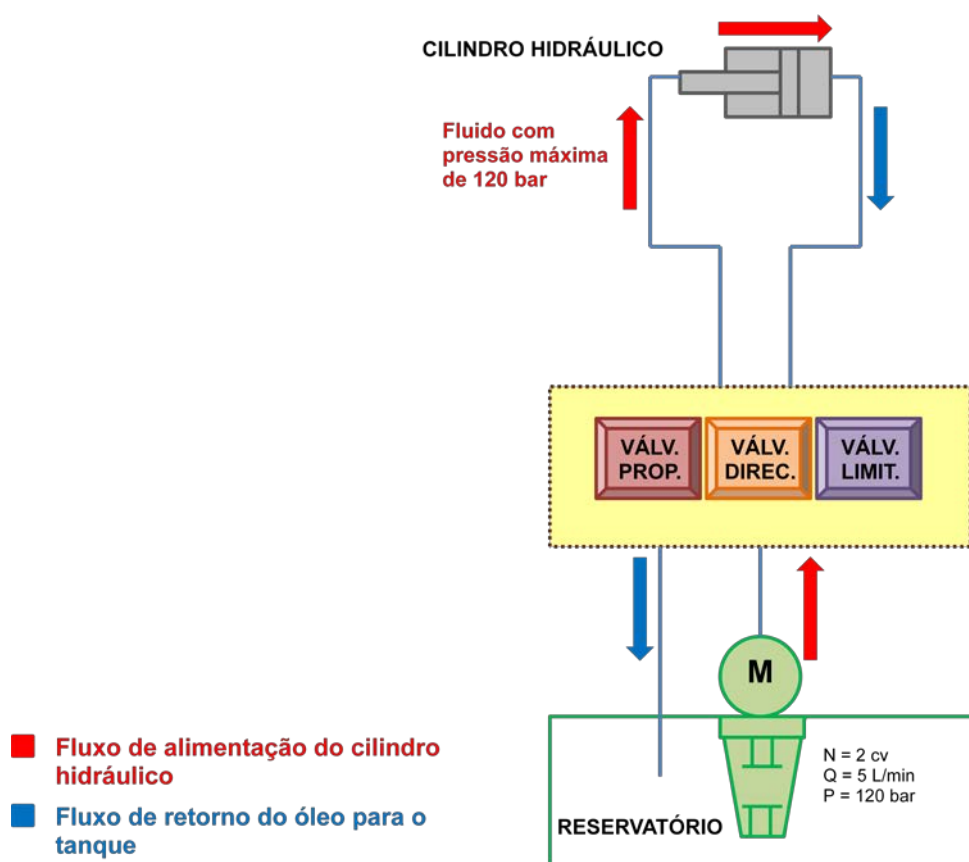


Figura 3.4: Fluxo de acionamento do cilindro hidráulico para aplicação da força axial no eixo.

3.1.2. Sistema Eletro-eletrônico

O sistema eletro-eletrônico de uma UPPA é geralmente constituído por um Painel Elétrico e um Computador.

No painel encontram-se elementos para alimentação e partida dos motores, além de aparatos necessários ao controle do equipamento, como CLP's, controladores

PID e circuitos eletrônicos condicionadores dos sinais advindos dos transdutores instalados no Cilindro de Reparo.

O computador é responsável, dentre outras funções, pelo envio dos *setpoints* de Rotação e Força Axial aos controladores PID para realização dos ensaios, além de permitir o monitoramento gráfico dos parâmetros lidos pelos transdutores durante o processo.

A Figura 3.5 apresenta, de maneira simplificada, o fluxo de informações elétricas necessárias ao funcionamento de uma UPPA.

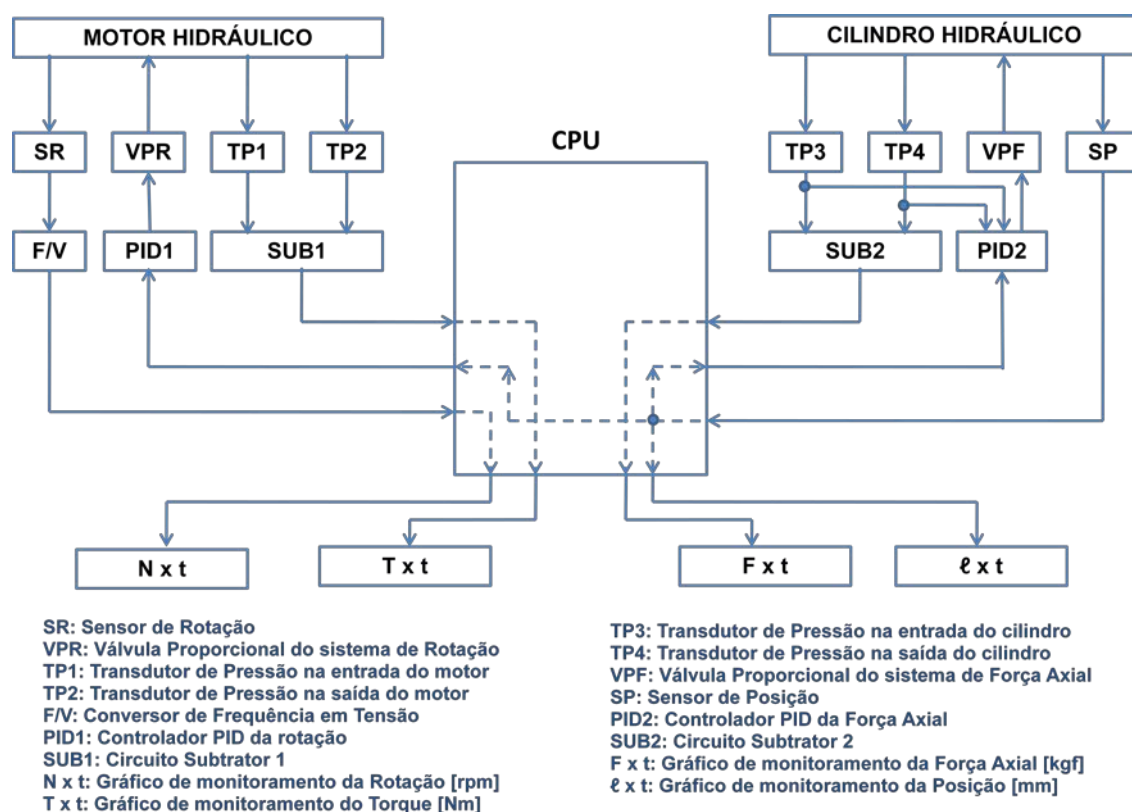


Figura 3.5: Fluxo de informações elétricas de uma UPPA (modificado de SOUZA, 2006).

Para o circuito do Motor Hidráulico tornam-se necessários um sensor indutivo de rotação e dois transdutores de pressão. Os sinais adquiridos por estes dois transdutores são geralmente enviados a um subtrator pois, através da diferença entre eles é possível calcular o torque no motor. O sinal da rotação passa por um circuito conversor de frequência em tensão, cuja saída é enviada como *feedback* a um controlador PID, responsável por controlar a rotação do motor hidráulico a partir dos valores de referência (*setpoint*). Este sinal convertido, juntamente com os sinais lidos

pelos transdutores de pressão, são adquiridos pelo computador, através de uma placa de aquisição de dados, para monitoramento gráfico e armazenamento dos dados.

Da mesma forma, para o circuito da Haste (ou Cilindro Hidráulico), são necessários dois transdutores de pressão na entrada e saída da mesma, além de um sensor de posição. Os dois primeiros são enviados diretamente como *feedback* a um Controlador PID analógico, o qual controla o sistema de força axial a partir dos valores de *setpoint* enviados pelo programa. Paralelamente, estes sinais são enviados a um circuito analógico subtrator, que envia a diferença dos mesmos à placa de aquisição de dados no computador, permitindo assim o monitoramento da força axial aplicada no eixo. O sensor de posição gera um sinal proporcional ao deslocamento do eixo, o qual é enviado diretamente à placa de aquisição de dados, permitindo ao programa monitorar o comprimento de queima.

3.2. Histórico das versões do equipamento

Os resultados obtidos nas pesquisas sobre o processo de reparo por atrito motivaram a Petrobras a realizar uma parceria junto ao Laboratório de Tecnologia em Atrito e Desgaste – LTAD, da Universidade Federal de Uberlândia, para desenvolver a tecnologia a fim de aplicá-la no reparo de suas estruturas (HWANG, 2010).

A partir desta parceria, firmada através de convênio, foi desenvolvida, projetada e construída em 2004 por SOUZA uma primeira Unidade de Processamento de Pinos por Atrito – UPPA 1. Esta primeira versão apresenta capacidade de aplicação de cargas axiais de até 5.000 kgf, e rotações de até 8.000 rpm (SOUZA, 2006).

A UPPA 1 foi utilizada por Pires (2007) para realização de estudos de processos e otimização de geometrias de pinos e blocos. Foi elaborada uma matriz de testes baseada em estudos anteriores, e foram definidos, como parâmetros de ensaio, forças axiais de até 3.500 kgf e rotações de até 7.000 rpm. A partir dos resultados obtidos através destes processos, parâmetros como geometria, rotação e força axial foram otimizados para a obtenção de uniões metalúrgicas de boa qualidade.

A necessidade de se testar diferentes processos e materiais, que demandavam equipamentos de maior potência, levaram ao desenvolvimento da UPPA 2 em 2006, e UPPA 3 em 2008. Estas duas versões partilham de uma Unidade Hidráulica em comum, porém com pórticos de características diferentes. O cilindro de reparo da UPPA 2 permite aplicação de forças axiais de até 25.000 kgf, com rotações de até 2.500 rpm, enquanto a UPPA 3 possui capacidade de aplicação de forças axiais de até 50.000 kgf e rotações de até 1.400 rpm. Esta terceira versão conta também com um

torquímetro que permite a leitura do torque efetivo no eixo, via telemetria, permitindo assim uma análise da energia aportada durante o processo de reparo por atrito.

Para aplicação da técnica de Processamento de Pinos por Atrito (PPA) em campo, surgiu o interesse por parte da Petrobras em conceber, juntamente com o LTAD, uma quarta versão do equipamento. Para esta nova versão – UPPA 4, tornou-se necessário a portabilização do cilindro de reparo, utilizando-se a mesma estrutura eletro-hidráulica da UPPA 1. O novo pórtico foi projetado baseado na primeira versão do equipamento pois, dentre as três versões desenvolvidas anteriormente pelo LTAD, este possui uma estrutura hidráulica de menores dimensões e peso, facilitando o transporte do equipamento e aplicação da técnica de PPA em campo. Além disso, os resultados obtidos por PIRES (2007) na UPPA 1 mostraram-se satisfatórios quanto à qualidade dos reparos realizados.

Hwang (2010) projetou e construiu um cilindro de reparo portátil para a UPPA 4, constituído por um cilindro hidráulico de haste vazada acoplado a um motor hidráulico de 16cc. Esta estrutura permite a aplicação simultânea de forças axiais de até 3.300 kgf e rotações de até 6.000 rpm, transmitidos diretamente ao pino processado durante o reparo. A concepção do cilindro pode ser visualizada na Figura 3.5.

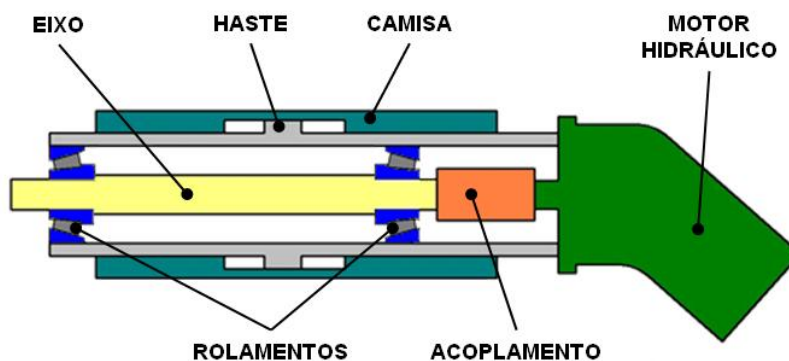


Figura 3.5: Concepção do Cilindro de Reparo da UPPA 4 (HWANG, 2010)

Conforme já mencionado, o novo pórtico foi projetado para ser acoplado à mesma estrutura hidráulica já utilizada na UPPA 1. A Figura 3.6 mostra a Unidade Hidráulica utilizada para fornecer ao Cilindro de Reparo a energia necessária ao processamento de pinos por atrito. Com capacidade para até 400L de óleo, é constituída por três conjuntos moto-bomba distintos, quais sejam:

- Um conjunto formado por um motor de 100 cv acoplado a uma bomba que fornece vazão e pressão fixas de 99 L/min e 350 bar, respectivamente. Este conjunto é responsável por alimentar o motor hidráulico do cilindro de reparo, permitindo a implementação de rotação e torque no eixo.

- Um conjunto formado por um motor trifásico de 2 cv, acoplado a uma bomba com capacidade de vazão de 5 L/min e pressão de 120 bar. Este conjunto alimenta a haste do cilindro de reparo, permitindo o deslocamento e a aplicação de força axial no eixo.
- Um conjunto formado por um motor trifásico de 1 cv acoplado a uma bomba com capacidade de vazão de 28 L/ min e pressão de 5 bar, responsável pela recirculação e filtragem do óleo.

A Unidade Hidráulica com seus principais elementos descritos pode ser visualizada na Figura 3.6.

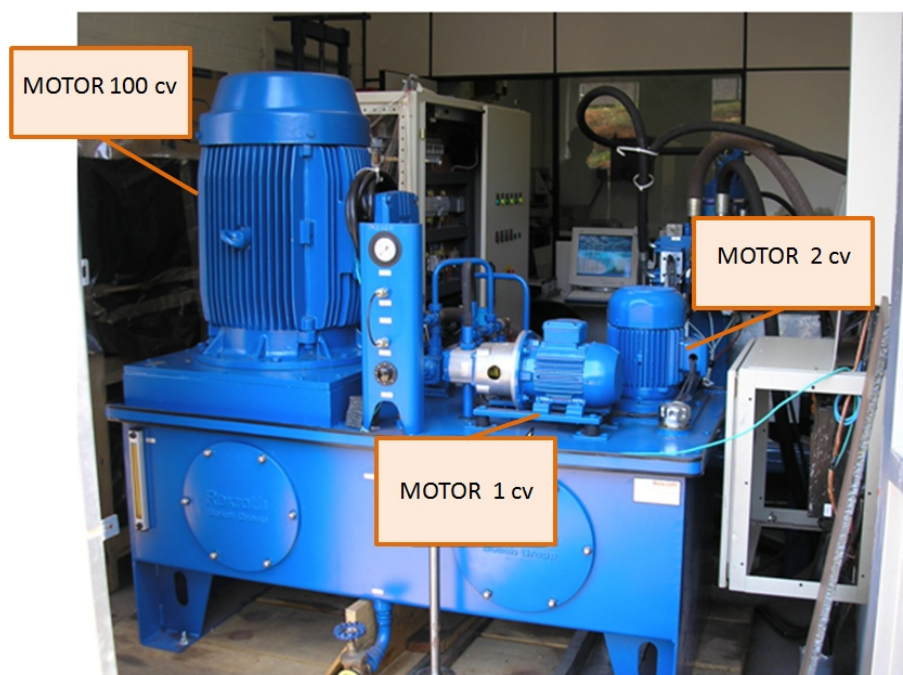


Figura 3.6: Unidade Hidráulica da UPPA 1 utilizada para alimentar o cilindro de reparo da UPPA 4.

O Bloco de Válvulas responsável por direcionar e controlar o fluxo de óleo advindo da Unidade Hidráulica para o Cilindro de Reparo também foi o mesmo da UPPA 1, e pode ser visualizado na Figura 3.7



Figura 3.7: Bloco de válvulas da UPPA 1 utilizada para controlar o fluxo de óleo da Unidade Hidráulica para o Cilindro de Reparo da UPPA 4.

Apesar de utilizar o mesmo Painel Elétrico da UPPA 1 para alimentação dos motores e comando dos blocos de válvulas, o novo pórtico desenvolvido por HWANG (2010) demandou um novo sistema eletro-eletrônico para funcionamento do equipamento.

Tornou-se indispensável à operacionalização da UPPA 4 um novo projeto de instrumentação eletro-mecânica e o desenvolvimento de um novo sistema de controle para o equipamento. Além disso, tornou-se necessário o desenvolvimento de um *software* de comando e monitoramento para realização de ensaios de PPA de maneira automatizada e segura.

Desta forma, este trabalho foi realizado visando a automação da nova versão do equipamento, e o projeto e desenvolvimento da nova estrutura de instrumentação, controle e *software* aplicados à UPPA 4 serão apresentados no Capítulo 4.

CAPÍTULO 4

PROJETO E DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE CONTROLE PARA A UNIDADE DE PROCESSAMENTO DE PINOS POR ATRITO 4

Para automatização da quarta versão do equipamento, foi necessária a revisão do projeto de instrumentação e controle já aplicados à UPPA 1, uma vez que a estrutura eletro-eletrônica disponível precisaria ser adaptada ao novo pórtico.

Neste capítulo serão apresentados primeiramente os diagramas conceituais de controle dos sistemas de Rotação e Força Axial da UPPA 4 e, posteriormente, o desenvolvimento e o projeto detalhados da instrumentação, controle e *software* aplicados à nova versão do equipamento.

4.1. Definição dos diagramas de controle da UPPA 4

A estrutura hidráulica do equipamento pode ser dividida em dois sistemas distintos: Rotação e Força Axial. Desta forma, para instrumentação e controle do equipamento, os projetos foram desenvolvidos separadamente para cada sistema, conforme segue.

4.1.1. Diagrama conceitual do controle da rotação

O diagrama apresentado na Figura 4.1 ilustra o princípio de controle da rotação do motor hidráulico.

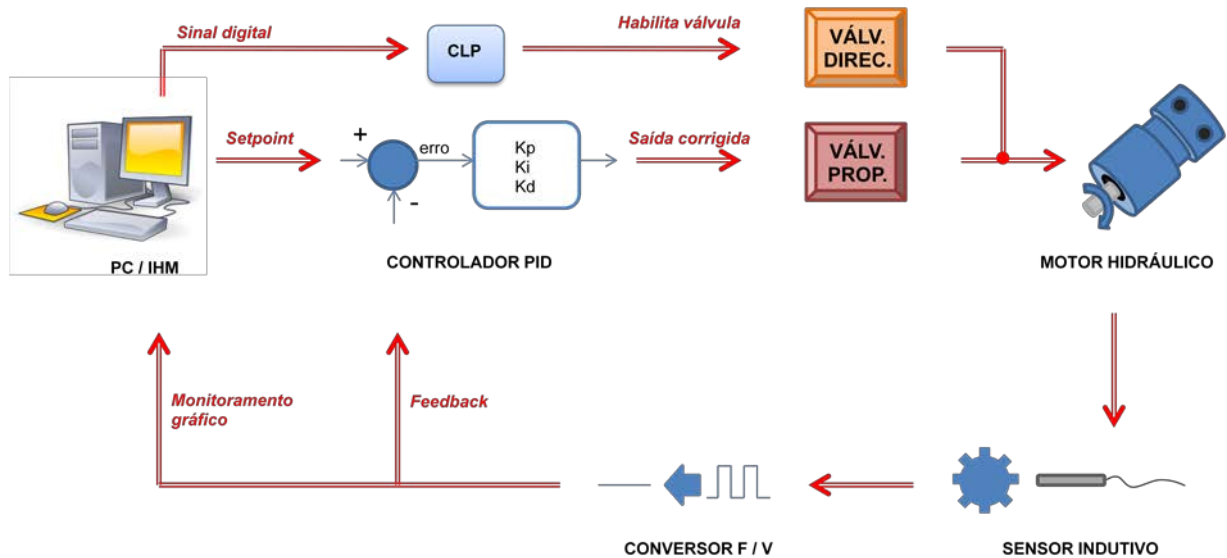


Figura 4.1: Diagrama conceitual do controle da rotação no motor hidráulico da UPPA 4.

Inicialmente, o sistema conta com um computador que contém um *software* responsável pelo gerenciamento dos dados referentes a um ensaio do tipo Preenchimento de Pinos por Atrito (PPA). Para este gerenciamento de dados, o *software* possui uma Interface Homem-Máquina (IHM), através da qual o operador pode definir os parâmetros de ensaio, tais como rotação [rpm], força axial [kgf] e “comprimento de queima” [mm], bem como acompanhar o monitoramento gráfico destes e do torque [Nm].

Uma vez definido o valor da rotação, o programa envia, através de uma placa de aquisição de dados PCI, um sinal analógico proporcional à rotação a um controlador digital PID, caracterizando o *setpoint* do processo. Paralelamente, o programa envia um sinal digital a um CLP, para habilitação da válvula direcional responsável por pressurizar o óleo no motor hidráulico.

O controlador, instalado no Painel Elétrico, calcula os ajustes PID baseado na diferença entre os sinais de *setpoint* e *feedback*, enviando à válvula servo-solenóide proporcional um valor analógico corrigido.

O sinal de *feedback* é obtido através de um sensor instalado junto ao motor hidráulico. Este sensor apresenta princípio indutivo, e é sensibilizado por uma roda dentada metálica instalada coaxialmente ao eixo do motor hidráulico, gerando um sinal do tipo pulsado. Para compatibilizar o sinal de *feedback* com as entradas analógicas do controlador PID e da placa PCI, este sinal passa por um conversor de frequência em tensão. Desta forma, obtém-se um sinal analógico proporcional à rotação no eixo do motor hidráulico, tornando possível o fechamento da malha de controle da rotação.

4.1.2. Diagrama conceitual do controle da força axial

O diagrama apresentado na Figura 4.2 ilustra o princípio de controle da força axial no cilindro hidráulico.

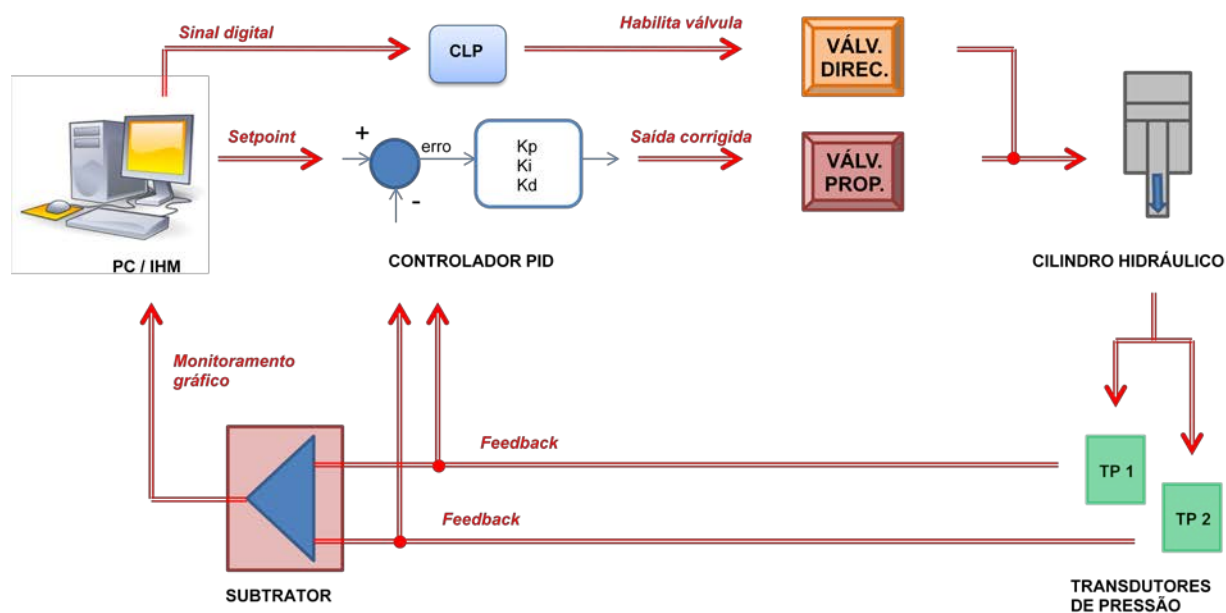


Figura 4.2: Diagrama conceitual do controle da força axial no cilindro hidráulico da UPPA 4.

Similar ao sistema de rotação, a IHM permite a definição, por parte do operador, da força axial para ensaios de PPA. Após definida esta força, o programa envia, através da placa de aquisição de dados PCI, um sinal analógico proporcional à força axial a um controlador digital PID, caracterizando o *setpoint* do processo. Paralelamente, o programa envia um sinal digital a um CLP para habilitação da válvula direcional responsável por pressurizar o óleo no cilindro hidráulico.

O controlador, instalado no Pannel Elétrico, calcula os ajustes PID baseado na diferença entre os sinais de *setpoint* e *feedback*, enviando à válvula servo-solenóide proporcional um valor analógico corrigido.

O sinal de *feedback* é obtido através de dois transdutores de pressão instalados no Bloco de Válvulas. Estes transdutores produzem um sinal analógico em tensão proporcional às pressões nas câmaras de entrada e saída do cilindro hidráulico, sendo a diferença entre estas pressões proporcional à força axial aplicada pelo eixo da UPPA 4. O controlador PID recebe separadamente o sinal de cada transdutor e realiza esta

diferença internamente, através de um circuito eletrônico próprio. Desta forma obtém-se o controle em malha fechada da força axial.

Para o monitoramento, através do *software*, da força aplicada, os dois sinais passam por um circuito eletrônico subtrator, cuja saída é enviada à placa PCI, permitindo assim o acompanhamento gráfico da força axial aplicada pelo eixo durante um ensaio de PPA.

4.2. Projeto eletro-eletrônico para controle da UPPA 4

Para a implementação prática do controle da Unidade de Processamento de Pinos por Atrito, foram utilizados elementos de instrumentação, eletrônica e controladores analógicos e digitais aplicados ao equipamento. Além disso, para permitir a comunicação entre o *software* desenvolvido e os dispositivos de *hardware* mencionados, foi utilizada uma placa de aquisição de dados PCI. Com isso, tornou-se necessário verificar as calibrações dos diversos instrumentos eletrônicos envolvidos no sistema, de forma a se obter as curvas de correlação entre as unidades elétricas (Volts) e as grandezas de medição envolvidas no processo, tais como rotação [rpm], força axial [kgf], torque [Nm] e posição [mm].

Tal desenvolvimento mostra-se detalhado separadamente a seguir.

4.2.1. Instrumentação

O equipamento de Reparo por Atrito apresenta dois parâmetros a serem controlados em malha fechada durante o PPA, sendo eles a Rotação e a Força Axial. Como parâmetros de monitoramento, além destes dois, é possível ainda acompanhar graficamente os valores de Torque e Posição, ou “Comprimento de Queima”. De forma a permitir este monitoramento, bem como o controle em malha fechada dos parâmetros mencionados, foram instalados junto ao equipamento sensores de rotação, pressão e posição.

4.2.1.1. Sensor de rotação

Para leitura da rotação do motor hidráulico utilizou-se a mesma estratégia aplicada à UPPA 1, porém foi adquirido um novo sensor com dimensões adequadas ao pórtico da UPPA 4. Para esta versão do equipamento, foi utilizado um sensor do tipo indutivo da marca Balluff®, modelo BES 516-3007-E4-C-PU-05, ilustrado na Figura 4.3

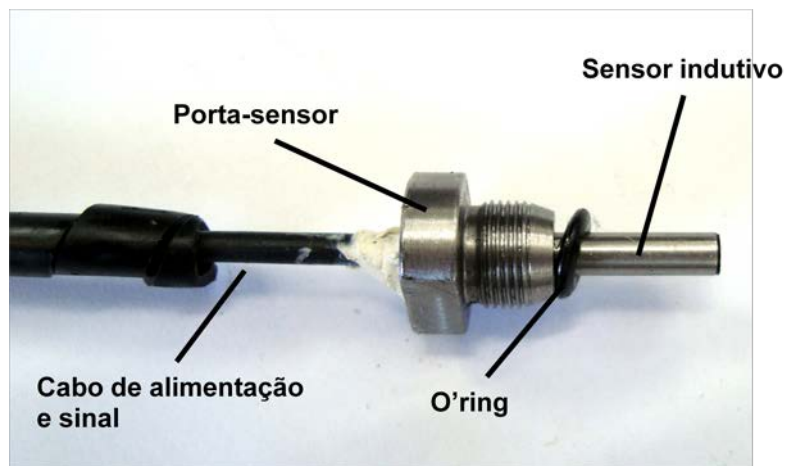


Figura 4.3: Sensor indutivo de rotação acoplado a peças de montagem no pórtico.

Este sensor é alimentado por uma fonte de 24 V instalada no painel elétrico e é posicionado radialmente na peça de fixação do motor hidráulico, próximo a uma roda dentada metálica acoplada axialmente ao eixo do motor. Desta forma, com o giro do eixo do motor e, conseqüentemente, da roda dentada, o sensor é sensibilizado de acordo com a proximidade desta. Quando o “dente” da roda dentada metálica encontra-se próximo ao sensor indutivo (distância de até 0,8 mm), este gera um sinal de nível “alto”, com valor de tensão igual ao de alimentação do sensor (24 V). Quando o “vale” da roda dentada passa pelo sensor, este emite um sinal de nível “baixo” (0 V), gerando assim um sinal pulsado, cuja frequência é proporcional à rotação no eixo do motor. A montagem e o princípio de funcionamento do sensor podem ser visualizados na Figura 4.4.

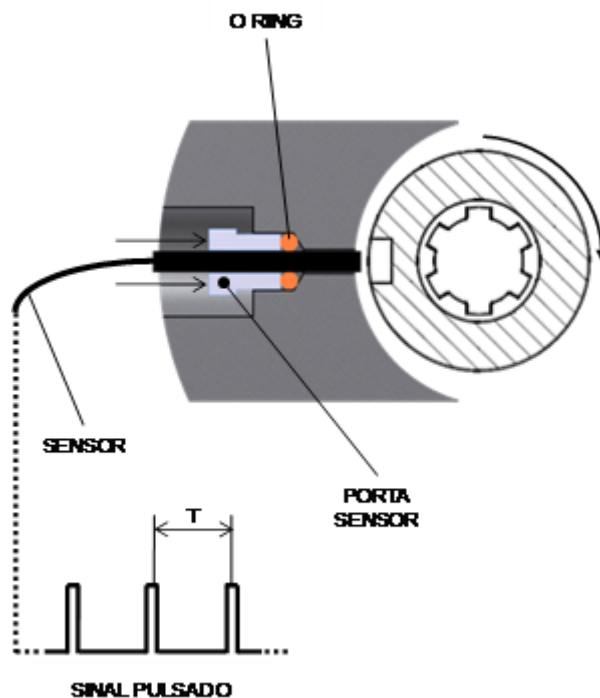


Figura 4.4: Instalação e princípio de funcionamento do sensor de rotação (HWANG, 2010).

4.2.1.2. Transdutores de pressão no sistema de força axial

Para leitura da força axial aplicada pelo cilindro hidráulico, foram adquiridos dois transdutores de pressão do fabricante IFM Electronic®, modelo PA9021, com fundo de escala de 250 bar e saída analógica de 0 a 10 V. Estes transdutores são alimentados por uma fonte de 24 V instalada no painel elétrico e foram montados no bloco de válvulas, sendo um conectado à entrada e outro à saída do cilindro hidráulico. A diferença entre as pressões na entrada e saída do cilindro hidráulico é proporcional à força axial aplicada pelo eixo. Desta forma, a diferença entre os sinais adquiridos pelos transdutores permite o cálculo da força aplicada durante o processamento de pinos por atrito.

Os transdutores de pressão utilizados para medição da força axial podem ser visualizados na Figura 4.5.



Figura 4.5: Transdutores de pressão utilizados para medição da força axial aplicada pelo cilindro hidráulico.

4.2.1.3. Transdutores de pressão para monitoramento do torque

O monitoramento do torque é similar ao sistema de monitoramento da força axial. Foram adquiridos dois transdutores de pressão da marca IFM Electronic®, modelo PA9020, com fundo de escala de 400 bar e saída analógica de 0 a 10 V. Os transdutores são alimentados por uma fonte de 24 V instalada no painel elétrico e foram montados no bloco de válvulas, sendo um conectado à entrada e outro à saída do motor hidráulico. A diferença entre as pressões na entrada e saída do motor hidráulico é proporcional ao torque aplicado durante o processo. Assim, pela diferença das pressões aplicadas no motor hidráulico é possível calcular e monitorar o torque ao longo de um ensaio do tipo PPA.

Os transdutores de pressão utilizados para medição do torque podem ser visualizados na Figura 4.6.



Figura 4.6: Transdutores de pressão utilizados para medição do torque aplicado pelo motor hidráulico.

4.2.1.4. Sensor de posição

Para leitura do “comprimento de queima” foi utilizado um sensor de posição do tipo potenciométrico, da marca Spage Age Control®, ilustrado na Figura 4.7 (a). Como o curso máximo de deslocamento do cilindro hidráulico é de 60 mm, optou-se pelo modelo 173-0241-abc, que possui curso máximo de 76 mm.

O princípio de funcionamento deste sensor é a variação da resistência interna de acordo com o deslocamento linear de um cabo, enrolado em um tambor, conforme Figura 4.7 (b). Alimentado por uma fonte de 6 V instalada no painel elétrico, o sensor produz uma saída analógica linear que varia de 0 V até a tensão de alimentação. Ou seja, para esta aplicação pode-se obter uma saída analógica de 0 V a 6 V.

O sensor de posição foi afixado em um porta-sensor que funciona de maneira semelhante a um cilindro hidráulico, onde a haste desloca-se internamente à camisa (HWANG, 2010). Desta forma, é possível realizar a leitura do deslocamento da haste, permitindo assim o monitoramento do “comprimento de queima” durante um Processamento de Pinos por Atrito.

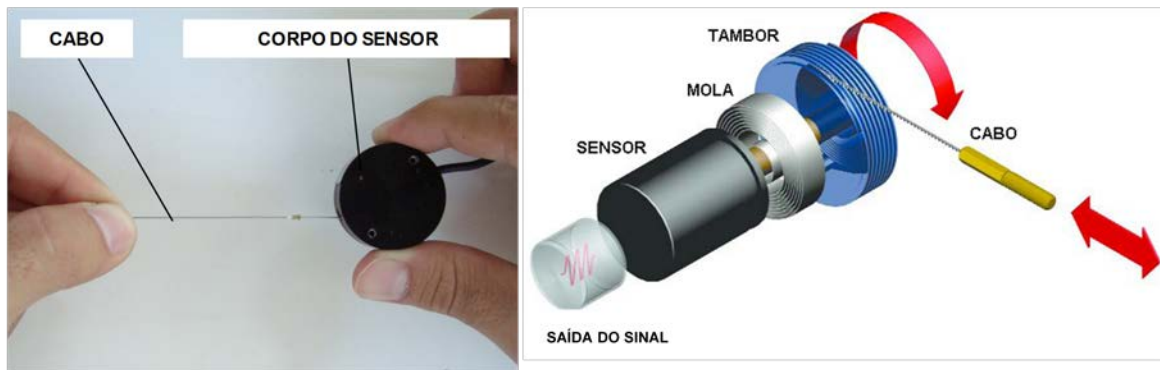


Figura 4.7: (a) sensor de posição potenciométrico; (b) princípio de funcionamento do sensor (HWANG, 2010)

4.2.2. Circuitos eletrônicos desenvolvidos

Para condicionamento dos sinais elétricos advindos dos sensores e outras operações necessárias ao sistema de controle, foram confeccionados circuitos eletrônicos conforme descrito a seguir.

4.2.2.1. Circuito conversor de frequência em tensão

O sinal pulsado gerado pelo sensor indutivo de rotação mostra-se incompatível com as entradas analógicas da placa PCI de aquisição de dados e do controlador PID da rotação. Desta forma, tornou-se necessário converter o sinal de característica digital para um sinal analógico. Para isso, foi desenvolvido um circuito eletrônico conversor de frequência em tensão, utilizando-se o conversor VFC320 do fabricante BurrBrown®. Este circuito foi projetado considerando-se uma rotação máxima de 5600 rpm para o sistema. Para a roda dentada utilizada, que possui 7 dentes, calculou-se o valor aproximado de 650 Hz como frequência máxima do sistema de rotação, e estabeleceu-se este valor como referência para os cálculos do circuito eletrônico de conversão de frequência em tensão. O conversor apresenta uma saída analógica de variação linear de 0 a 10 V, ou seja, na saída máxima de 10 V tem-se um sinal equivalente a 650 Hz ou 5600 rpm.

Para evitar problemas de impedância entre este circuito e os demais dispositivos eletrônicos do sistema, foram inseridos dois *buffers*, sendo um na entrada e outro na saída do conversor. Assim, tornou-se possível fechar a malha de controle da rotação através de um *feedback* compatível com a entrada analógica do controlador PID, bem com o monitoramento do sinal através da placa de aquisição de dados.

O projeto eletrônico completo do circuito de conversão de frequência em tensão pode ser visualizado na Figura 4.8.

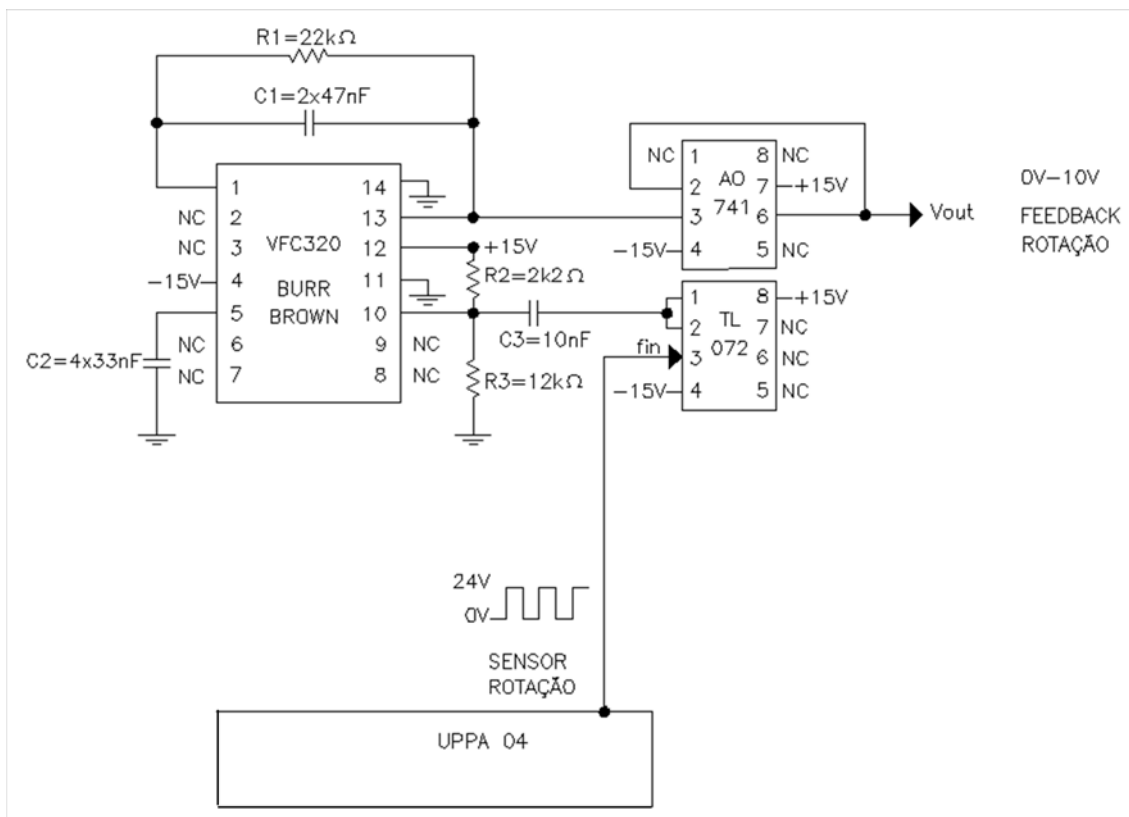


Figura 4.8: Circuito eletrônico do conversor de frequência em tensão.

4.2.2.2. Circuitos subtratores

O controlador PID utilizado para controlar a força axial durante um teste do tipo PPA recebe diretamente, como *feedback*, os sinais advindos dos dois transdutores de pressão instalados na linha do cilindro hidráulico. Assim, a diferença entre os sinais para verificação da força aplicada é efetuada internamente pelo controlador, através de circuitos eletrônicos próprios de seu sistema.

No entanto, para o monitoramento da força axial através da placa PCI de aquisição de dados, tornou-se necessário elaborar um circuito eletrônico responsável por realizar a diferença entre os sinais advindos dos transdutores de pressão do cilindro hidráulico.

Da mesma forma que no sistema de força axial, a diferença entre os sinais advindos dos transdutores de pressão instalados na linha do motor hidráulico permite o cálculo do torque aplicado no eixo durante um PPA.

Assim, foram projetados dois circuitos subtratores idênticos, de ganho igual a 1, que permitem a aquisição pela placa PCI da diferença entre os sinais dos transdutores de pressão, tanto do sistema do cilindro hidráulico como do motor hidráulico. Cada circuito conta com um *buffer* acoplado na entrada e saída do mesmo, permitindo o casamento da impedância dos sistemas envolvidos. Com isso, tornou-se possível, através do *software*, o cálculo e o monitoramento tanto da força axial como do torque.

Os dois circuitos subtratores podem ser visualizados na Figura 4.9.

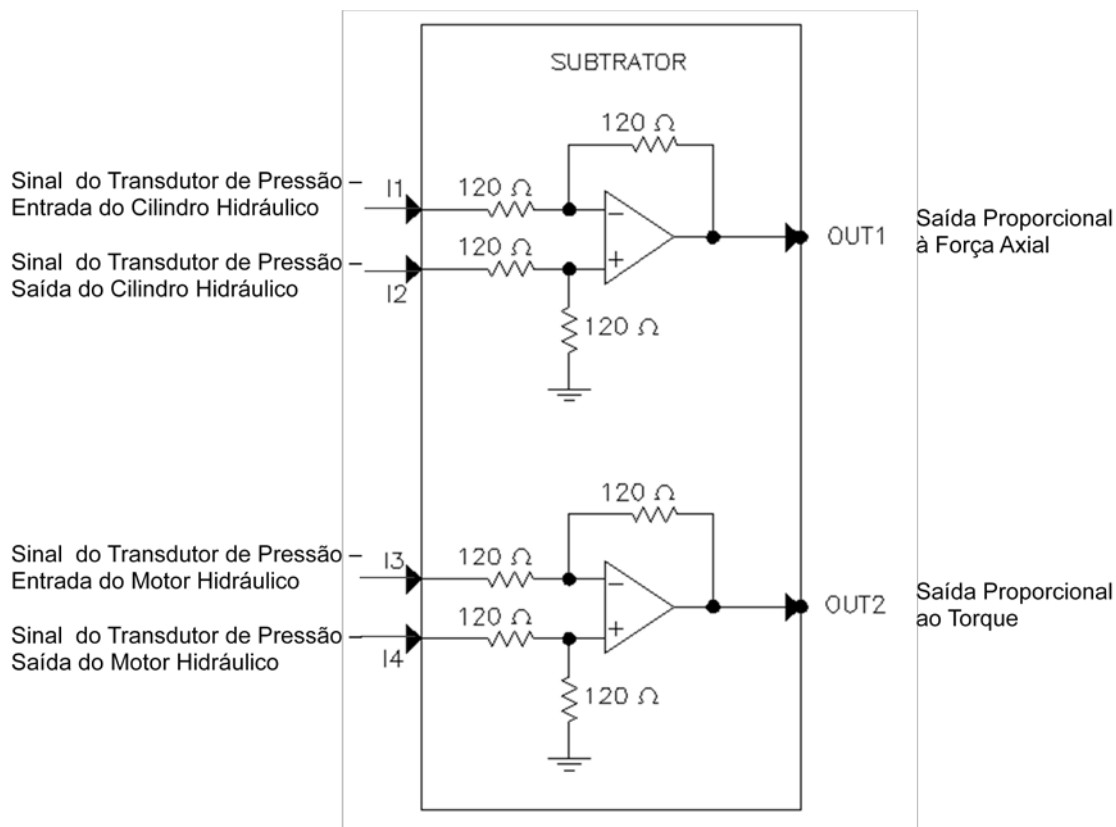


Figura 4.9: Circuito eletrônico dos subtratores dos sinais dos transdutores de pressão para monitoramento da força axial e torque.

4.2.2.3. Circuito conversor 5 V / 24 V

Conforme visto nos diagramas conceituais de controle apresentados, as válvulas direcionais dos sistemas de Rotação e Força Axial são acionadas digitalmente por um sinal advindo do computador (Figuras 4.1 e 4.2). Este sinal é gerado a partir dos canais digitais da placa PCI de aquisição de dados, que possui padrão de comunicação TTL. Ou seja, o chaveamento digital em nível “alto” gera degraus de 5 V. Para habilitação destas válvulas os sinais passam primeiramente por

um CLP responsável por gerenciar este acionamento. As entradas digitais do CLP operam em tensões de 24 V, assim como as válvulas direcionais.

Para possibilitar o acionamento das entradas digitais do CLP, e a consequente habilitação das válvulas direcionais, foram confeccionados circuitos eletrônicos que condicionam os sinais advindos das saídas digitais da placa de aquisição de dados em sinais compatíveis com as entradas digitais do CLP. Através de relés, o circuito conversor, ao receber um degrau de 5 V advindo da placa PCI, converte em sua saída um sinal em nível “alto” de 24 V, enviando-o ao CLP. Assim, o CLP recebe o comando de acionamento enviado pela placa PCI, e gera em sua saída um sinal digital também de 24 V que é enviado às válvulas, permitindo a habilitação das mesmas.

O circuito de conversão 5 V / 24 V pode ser visualizado na Figura 4.10.

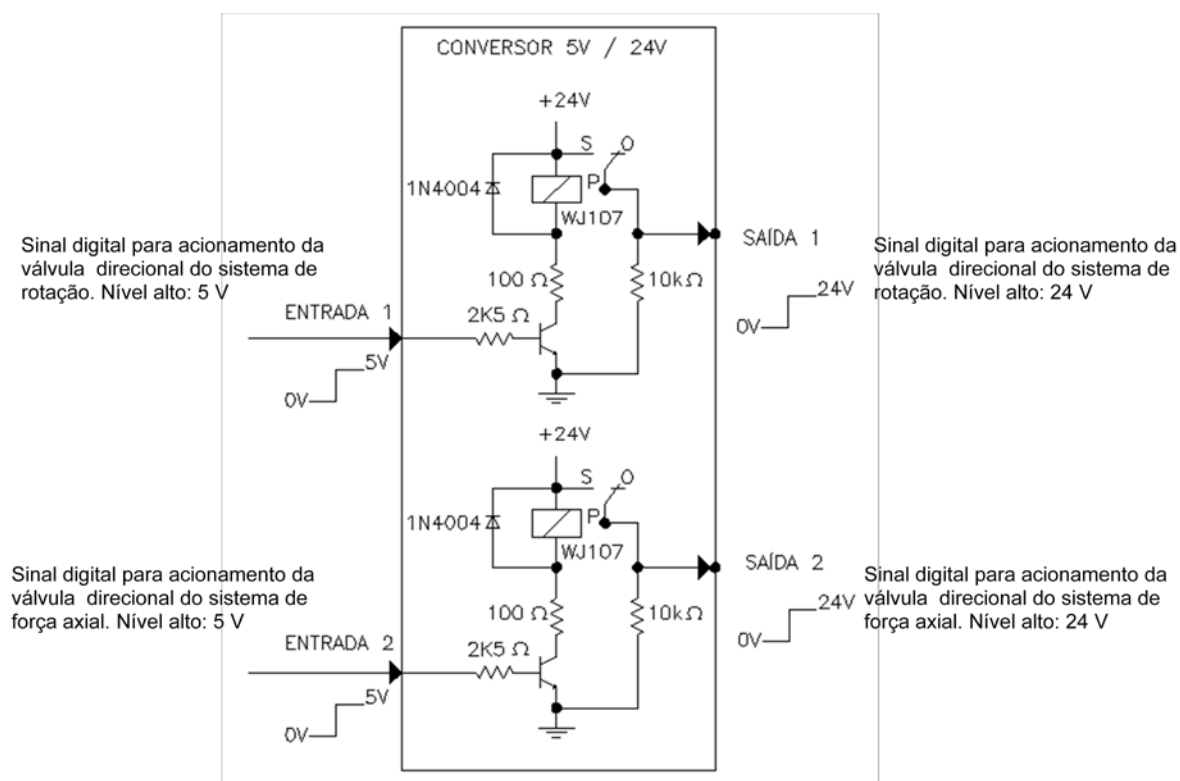


Figura 4.10: Circuito eletrônico do conversor 5 V / 24 V, para o sistema de acionamento digital das válvulas direcionais do sistema de rotação e força axial.

4.2.3. Controladores PID

Para controle da rotação na primeira versão do equipamento (UPPA 1), era utilizado um controlador PID analógico da marca Bosch-Rexroth®, modelo AVPC-V. No entanto, este controlador mostrou-se incompatível com a resposta do motor hidráulico utilizado no pórtico da UPPA 4. Optou-se então pela substituição do mesmo

por outro de mesma marca, porém digital, modelo VT-HACD-1, ilustrado na Figura 4.11.



Figura 4.11: Controlador VT-HACD-1 utilizado para controle PID da rotação do motor hidráulico.

Este controlador digital apresenta maior flexibilidade de configurações, mostrando melhor aplicabilidade ao novo sistema. Sua configuração se dá através de um *software* próprio denominado Bodac®, Versão 1.498, instalado no computador e que se comunica com o controlador através de uma interface serial RS232.

Através deste *software*, é possível realizar configurações diversas, dentre elas alterar as resoluções dos canais de entrada analógica de *setpoint* e *feedback*, bem como implementar uma curva de correção na saída analógica que é enviada à válvula servo-solenóide proporcional. Além disso, permite alterações dos parâmetros K_p , K_i e K_d , além de contar com uma tela gráfica para acompanhamento dos sinais processados pelo controlador.

A configuração do controlador se dá em modo *offline*, ou seja, quando o sistema do motor hidráulico não está acionado. Após realizadas as alterações no programa Bodac®, transfere-se os dados ao controlador e, ao término desta etapa, este apresenta-se habilitado para utilização *online* no sistema de rotação.

A Figura 4.12 apresenta as telas do software Bodac® responsáveis pela configuração dos parâmetros PID (Fig. 4.12 (a)) e pelo monitoramento dos sinais de *setpoint*, *feedback* e saída para válvula (Fig. 4.12 (b)).

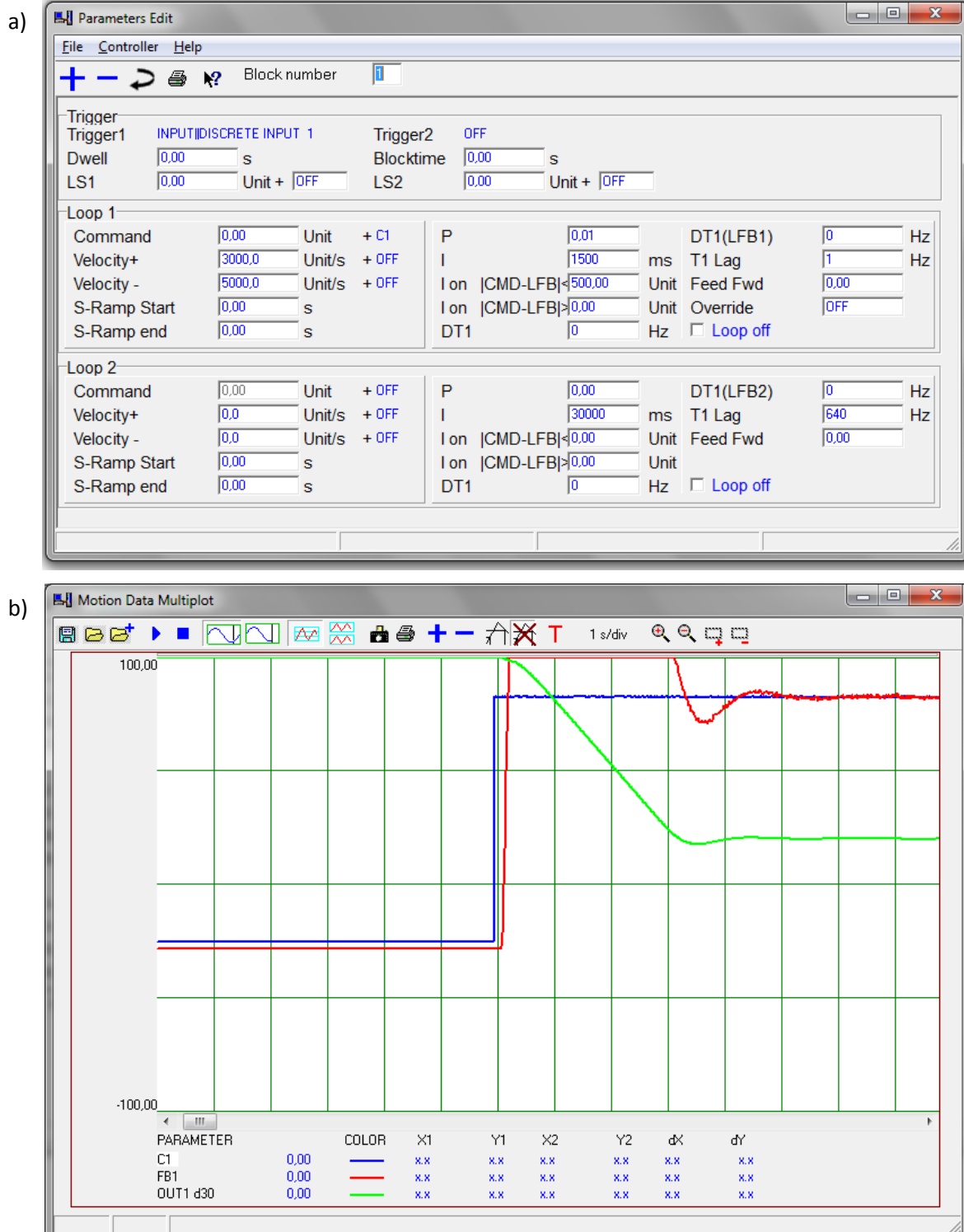


Figura 4.12: Exemplos de telas disponíveis no software Bodac® para configuração do controlador de rotação VT-HACD-1: a) tela para configuração dos parâmetros PID; b)

tela para acompanhamento gráfico dos sinais de *setpoint*, *feedback* e saída do controlador.

Para controle da força axial, manteve-se o mesmo controlador PID utilizado na versão UPPA 1, uma vez que o projeto do cilindro hidráulico sofreu poucas alterações. O modelo utilizado é o controlador analógico VT-VACAF, da Bosch-Rexroth®. Este controlador opera com o princípio da diferença de pressão aplicada, realizando a medição da pressão nas linhas de entrada e saída do cilindro hidráulico. Possui em sua interface alguns elementos de configuração facilmente ajustáveis com chave de fenda, dentre eles ajustes de rampa, parâmetros PID e zero da válvula. Os elementos de ajustes mais “grosseiros”, como os parâmetros K_p , K_i e K_d permitem acompanhamento visual de seus valores. No entanto, os elementos de ajuste fino, como ajuste de zero da válvula, requerem a utilização de instrumentos de medição como um multímetro, para acompanhamento do valor atual.

O controlador VT-VACAF pode ser visualizado na Figura 4.13.

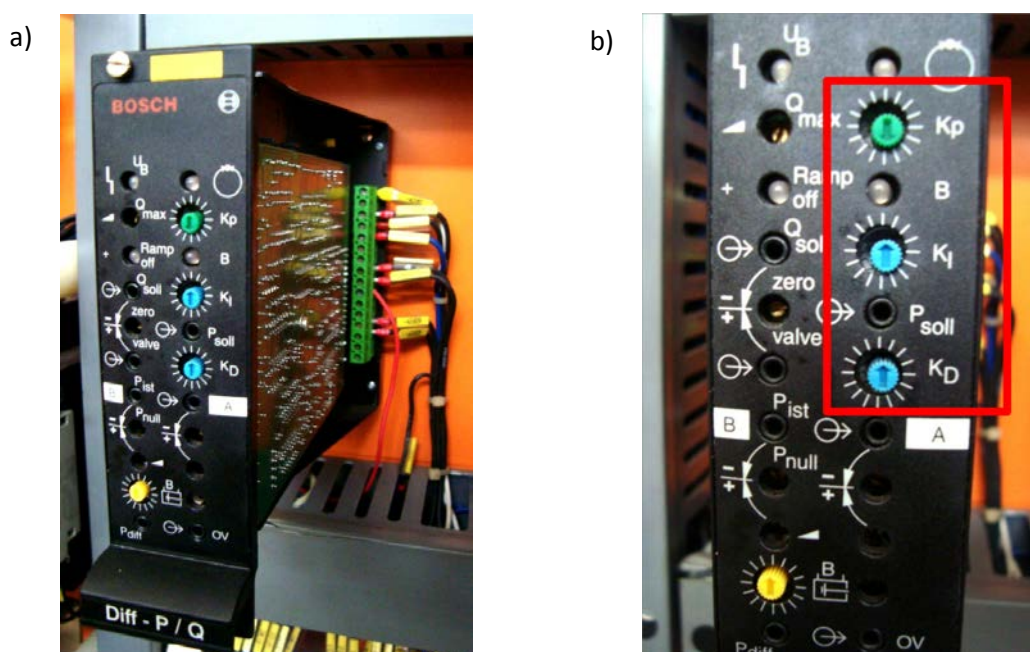


Figura 4.13: (a) Controlador VT-VACAF utilizado para controle PID da força axial aplicada pelo cilindro hidráulico; (b) detalhe do ajuste manual dos parâmetros PID (K_p , K_i , K_d).

4.2.4. Placa de aquisição de dados PCI

Visando a comunicação entre o *software* desenvolvido em LabView® para gerenciamento de ensaios de PPA, e os demais componentes eletro-eletrônicos do

sistema da UPPA 4, foi adquirida uma placa de aquisição de dados PCI da National Instruments®, modelo PCI-6221. Esta placa possui 16 entradas analógicas, 2 saídas analógicas e 24 canais digitais configuráveis para entrada ou saída.

Para a conexão física entre os dispositivos eletrônicos e a placa PCI, foi adquirido um bloco conector blindado da mesma marca, modelo SCB-68, além de um cabo blindado modelo SHC68-68-EPM. Optou-se por equipamentos blindados a fim de se reduzir a interferência de ruídos nos sinais adquiridos ou enviados pela placa PCI. O bloco conector e seus bornes de conexão podem ser visualizados na Figura 4.14.

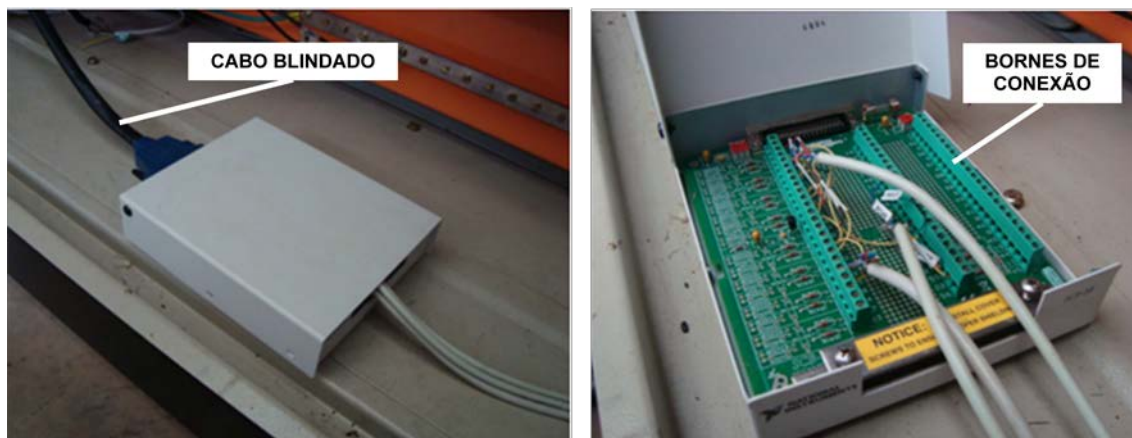


Figura 4.14: Bloco conector da placa PCI de aquisição de dados.

A utilização da placa PCI permite não só o gerenciamento via *software* dos ensaios de PPA, como também a integração entre todos os *hardwares* envolvidos nos sistemas de controle da Rotação e da Força Axial, envolvendo os elementos da instrumentação, circuitos eletrônicos desenvolvidos e controladores PID. A Figura 4.15 ilustra a estrutura final do *hardware* de controle para o sistema completo da UPPA 4.

correlação entre estas duas grandezas, possibilitando o envio de um valor equivalente ao *setpoint* definido pelo operador e a correta resposta do sistema.

Da mesma forma que no envio do *setpoint*, a placa PCI recebe o sinal de *feedback* em Volts. Porém, para o monitoramento gráfico, este valor recebido deve ser convertido para “rpm”, que é a unidade de rotação adotada para o sistema. Portanto, o levantamento da curva que estabelece a relação entre as duas grandezas para o sistema de monitoramento do *feedback* torna-se também necessário.

A Figura 4.16 ilustra a correlação entre as grandezas envolvidas no fluxo de informações (*setpoint* e *feedback* em “Volts”) e a resposta do sistema (rotação em “rpm”).

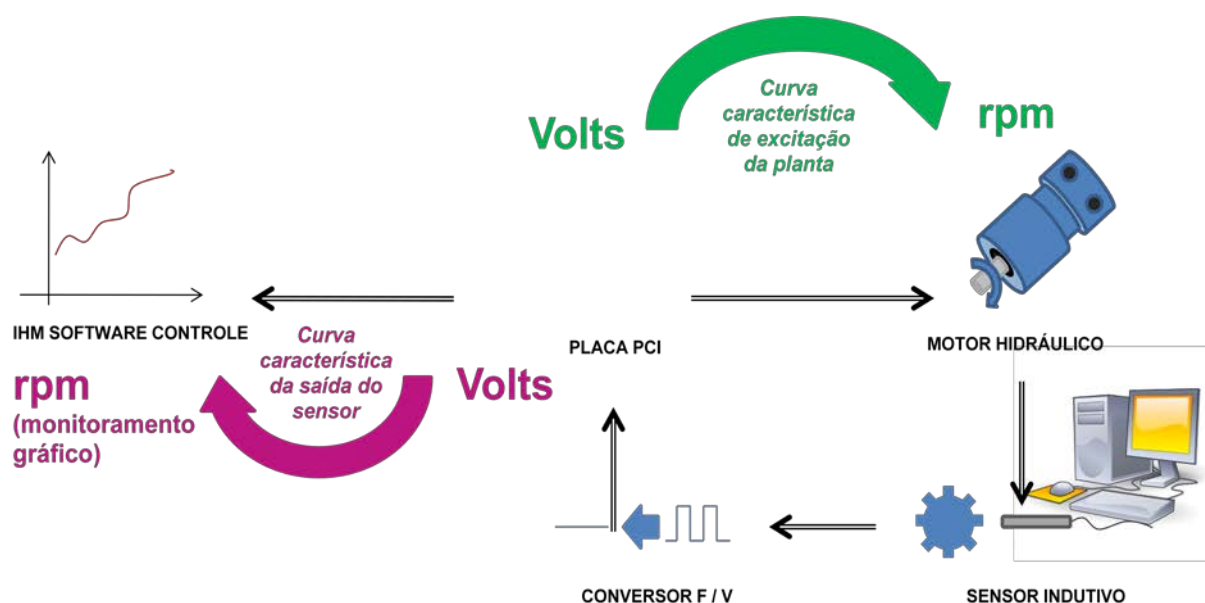


Figura 4.16: Desenho esquemático da correlação entre as grandezas do sistema de rotação.

Para leitura da rotação utilizou-se um tacômetro ótico da marca Minipa®. Para a utilização deste tacômetro, uma fita refletora é instalada no eixo do motor hidráulico e, baseado na frequência lida pelo equipamento de medição, é mostrado em seu display o valor equivalente da rotação no eixo.

Para levantamento das curvas “Sinal de excitação [Volts] x Rotação [rpm]”, levou-se em consideração a faixa de operação prevista para o sistema de rotação em ensaios de PPA, inicialmente definida de 3000 a 5000 rpm. Através da placa PCI, foram enviados 9 pontos distintos de excitação ao sistema de rotação, e realizadas as medições das rotações correspondentes. Para os valores de excitação enviados diretamente à válvula proporcional do sistema de rotação, optou-se pela faixa de 2 a 4

V, com incrementos a cada 0,25 V. Esta faixa foi escolhida pois com ela obteve-se uma cobertura de toda a faixa de rotação estimada para os ensaios de PPA, conforme ilustrado na Figura 4.17. Através desta curva pôde-se extrair, então, a equação linear que correlaciona as grandezas de tensão e rotação.

Após levantamento da curva pelo incremento do sinal de excitação, foi verificada a curva da “volta” decrescendo os valores de referência a cada 0,25 V, para verificação da histerese do sistema. Pela Figura 4.18 é possível observar não só a resposta linear do sistema de rotação como também a ausência de histerese. Como as curvas de “ida” e “volta” apresentaram-se sobrepostas, optou-se por extrair a equação somente da primeira curva.

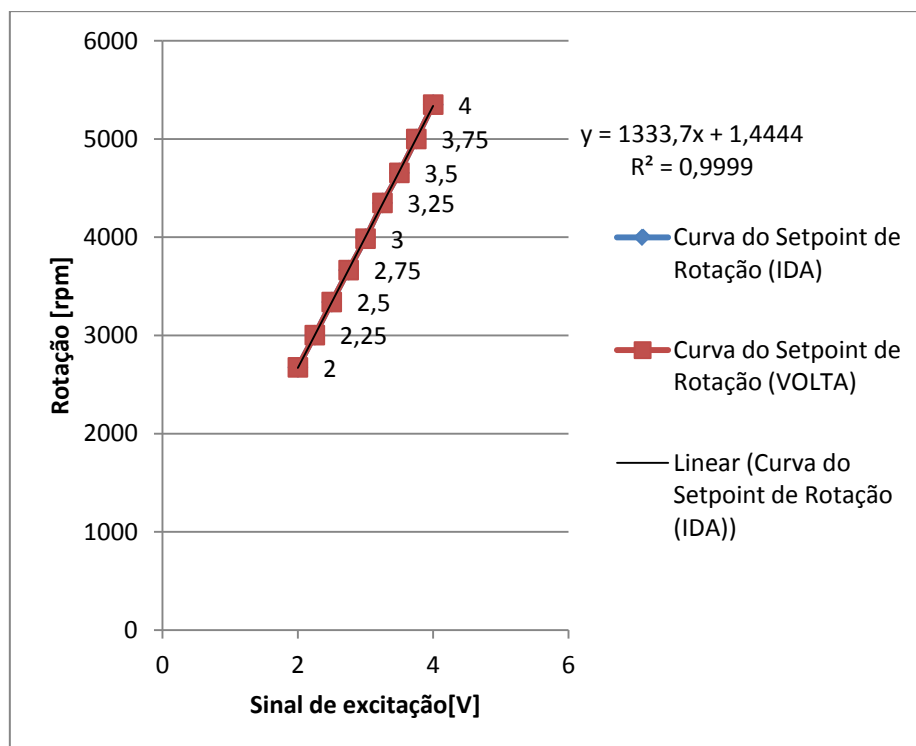


Figura 4.17: Curvas características da excitação do sistema de rotação.

Durante o procedimento anterior, foram realizadas as leituras do sensor de rotação obtidas na saída do conversor de frequência em tensão, à medida em que foram realizadas as variações na rotação do eixo. Assim, correlacionando estes dados com as leituras do tacômetro, obteve-se a curva característica da resposta do sensor de rotação para monitoramento gráfico da rotação, que pode ser visualizada na Figura 4.18. Pode-se observar através da figura que as curvas da resposta do sensor de rotação também apresentaram boa linearidade e ausência de histerese.

A fim de se evitar que o equipamento trabalhe com rotações não pertencentes à faixa selecionada, foi programado no *software* um limite de valores aceitos como

setpoint durante a configuração da rotação utilizada nos ensaios de PPA, sendo este limite inicialmente programado para 3000 a 5200 rpm.

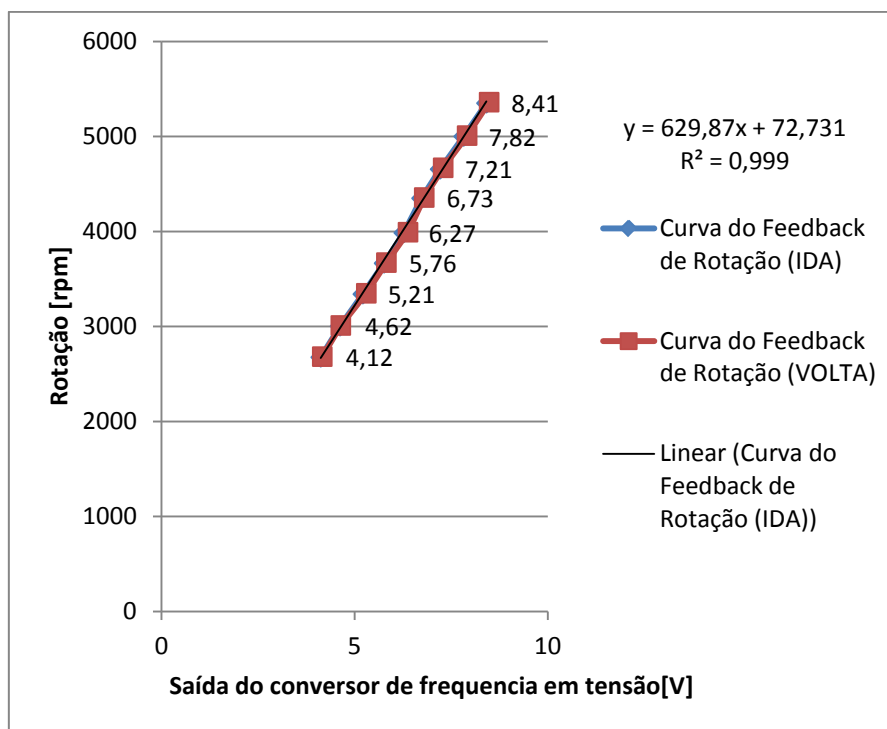


Figura 4.18: Curvas características do sensor de rotação, obtidas na saída do conversor de frequência em tensão.

4.2.5.2. Curvas de verificação do sistema de força axial

Para execução de um ensaio do tipo PPA através do *software* de controle desenvolvido, o operador deve informar na IHM uma referência de força axial na unidade “kgf”. Uma vez que a placa PCI comunica-se em “Volts”, tornou-se necessário verificar as relações de conversão entre as unidades de *setpoint* e *feedback*, conforme fluxo de informações ilustrado na Figura 4.19.

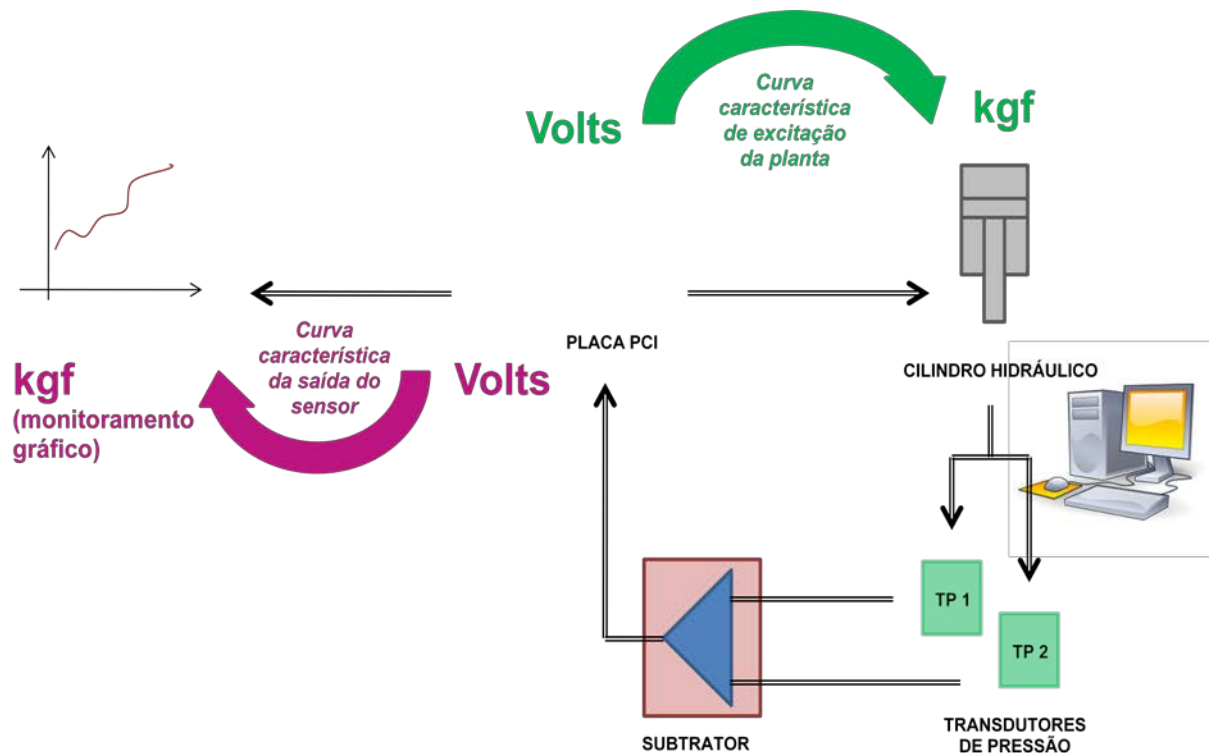


Figura 4.19: Desenho esquemático da correlação entre as grandezas do sistema de força axial.

Para leitura da força aplicada pelo eixo do cilindro hidráulico, utilizou-se uma célula de carga de compressão do fabricante HBM®, modelo C2, com fundo de escala de 5 tf. Para condicionamento do sinal da célula de carga foi utilizado o condicionador Scout55 do mesmo fabricante, que contém um display digital através do qual é possível visualizar o valor da força aplicada. A célula de carga e o condicionador de sinais utilizados para levantamento das curvas de força da UPPA 4 podem ser visualizados na Figura 4.20 (a) e (b), respectivamente.

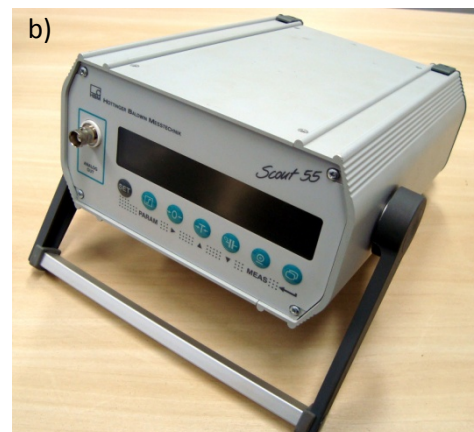


Figura 4.20: (a) célula de carga e (b) condicionador de sinais Scout55, utilizados para verificação das curvas de força axial da UPPA 4.

A mesma metodologia aplicada ao sistema de rotação foi repetida para o levantamento das curvas “Sinal de excitação [Volts] x Força Axial [kgf]” do sistema de força axial. Foram enviados 20 pontos, de 2 a 5,5 V, para excitação da válvula proporcional do sistema de força axial, abrangendo a faixa de força de 500 a 3000 kgf aplicada pelo eixo do cilindro hidráulico.

Pela Figura 4.21 pode-se observar dois estágios de linearidade do sistema, além da faixa de saturação, o que implicaria na necessidade de duas equações distintas para operação do equipamento. No entanto, foi realizada uma análise da demanda dos ensaios de PPA e selecionou-se a faixa de 2000 a 3000 kgf para operação do equipamento, que atenderia aos valores de força requeridos para realização dos testes. Portanto, desta faixa foram retiradas as curvas de excitação e leitura dos sensores, obtida na saída do subtrator correspondente ao sistema de força axial, mostradas nas Figuras 4.22 e 4.23.

A fim de se evitar que o equipamento trabalhe com forças não pertencentes à faixa selecionada, foi programado no *software* um limite de valores aceitos como *setpoint* durante a configuração da força axial utilizada nos ensaios de PPA, sendo este limite variante de 2000 a 3000 kgf.

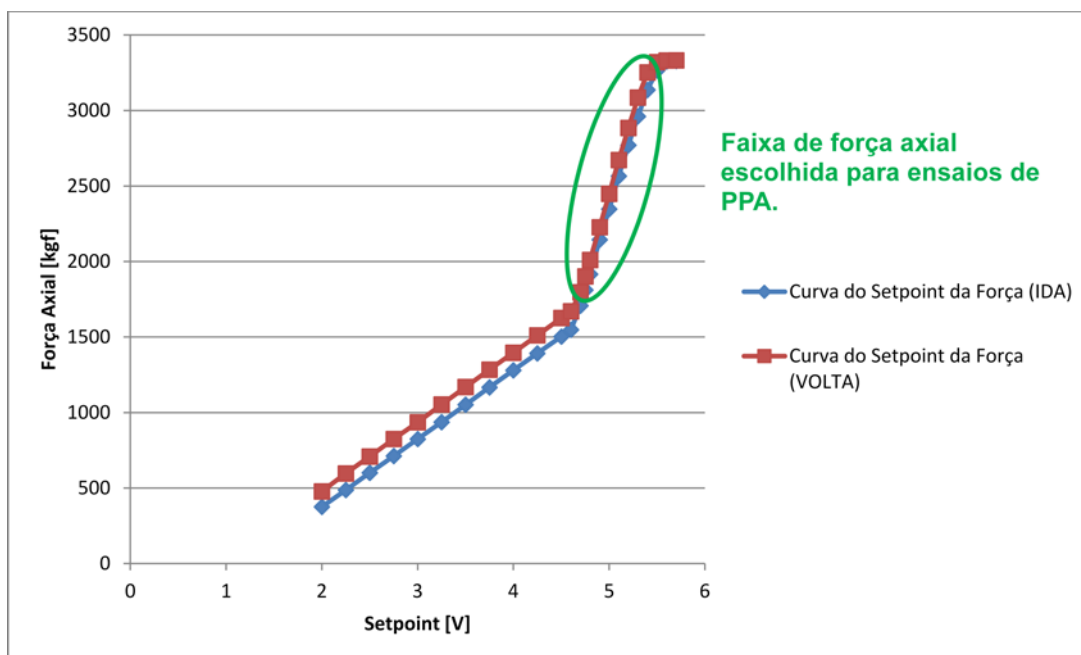


Figura 4.21: Curva de verificação inicial da excitação do sistema de força axial, apresentando dois estágios de linearidade, com destaque para o estágio escolhido para realização de ensaios de PPA.

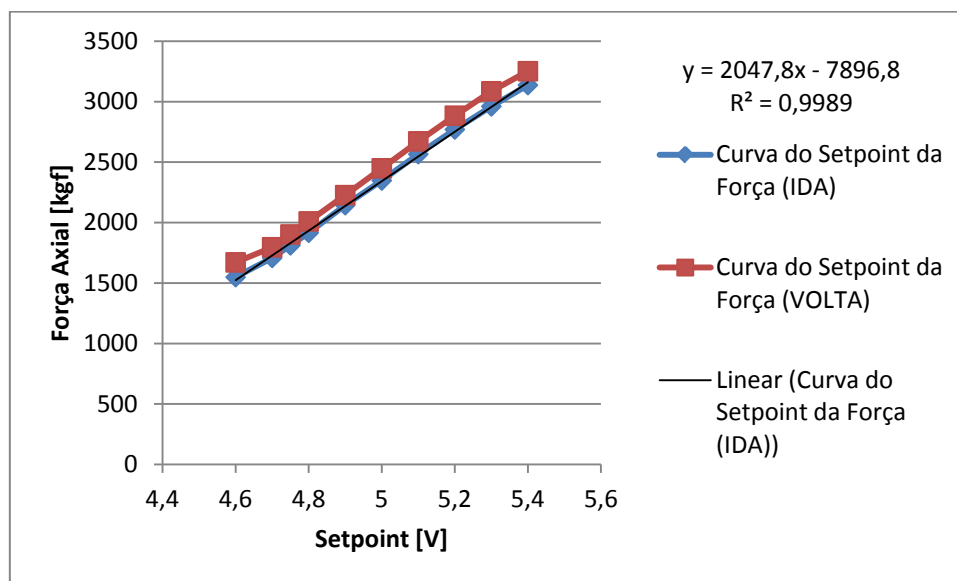


Figura 4.22: Curvas características de excitação do sistema de força axial.

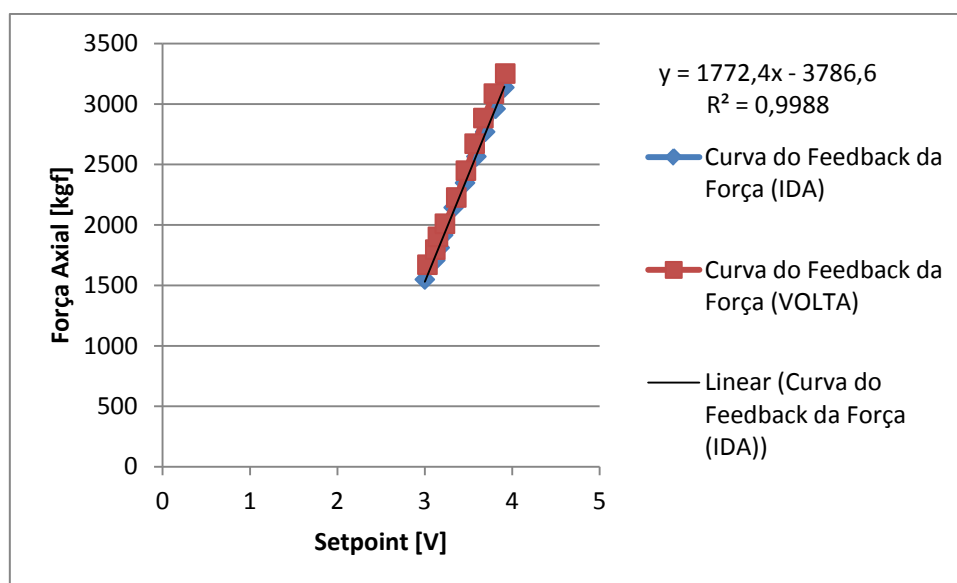


Figura 4.23: Curvas características dos sensores de força axial, obtidas na saída do subtrator correspondente.

4.2.5.3. Curva de monitoramento do deslocamento axial

O parâmetro “comprimento de queima” apresenta-se como uma variável decorrente do processo, ou seja, é uma variável somente monitorada, e não controlada. Portanto, para o parâmetro de deslocamento do eixo do cilindro hidráulico foi levantada somente a curva característica do sensor de posição, a fim de se obter a equação correspondente à correlação “Sinal do sensor [Volts] x Deslocamento [mm]”.

Para esta verificação utilizou-se um paquímetro de precisão da marca Minipa®, e a curva correspondente para o sensor de posição pode ser visualizada na Figura 4.24.

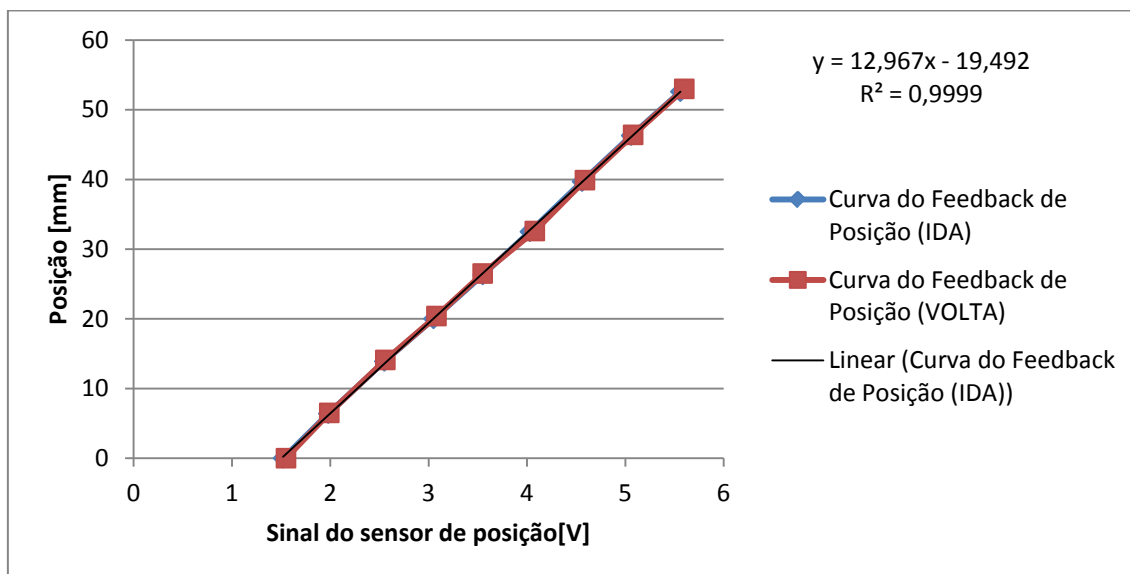


Figura 4.24: Curva característica do sensor de posição para monitoramento do “comprimento de queima”.

4.2.5.4. Curva de monitoramento do torque

A diferença entre as pressões lidas pelos transdutores instalados na entrada e saída do motor hidráulico é proporcional ao torque aplicado pelo eixo. Uma vez que a UPPA 4 não possui torquímetro, a verificação do torque não pôde ser realizada de maneira direta. Porém, é possível calcular o torque no eixo através de uma equação fornecida pelo fabricante do motor hidráulico que correlaciona os valores de torque e pressão na linha do motor. Desta forma, obteve-se a curva “Saída do sensor [Volts] x Torque [Nm]” ilustrada na Figura 4.25, que é utilizada pelo *software* de controle para monitoramento deste parâmetro durante um ensaio de PPA..

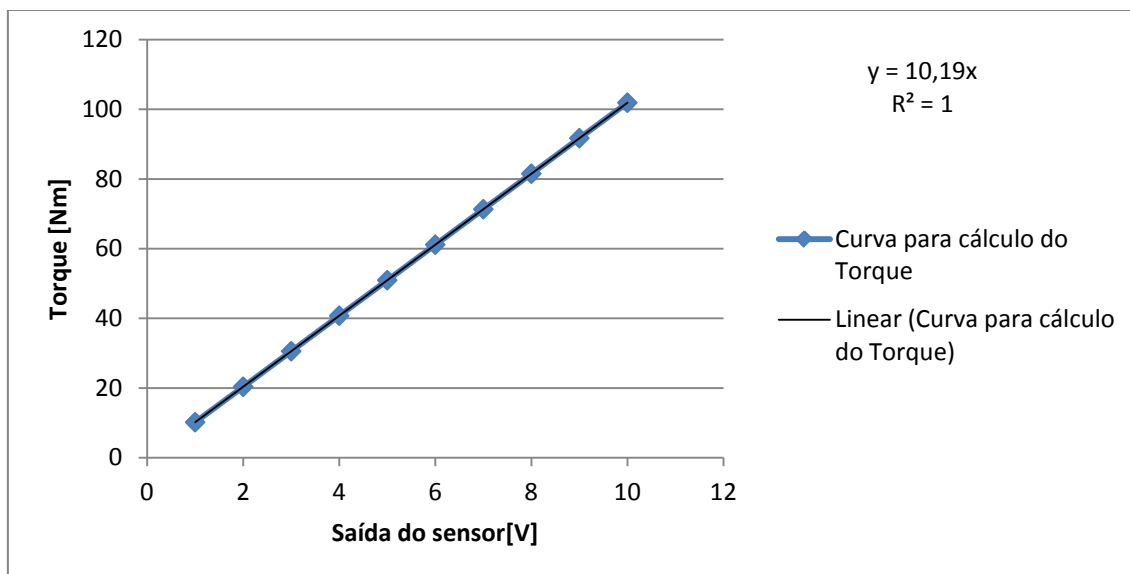


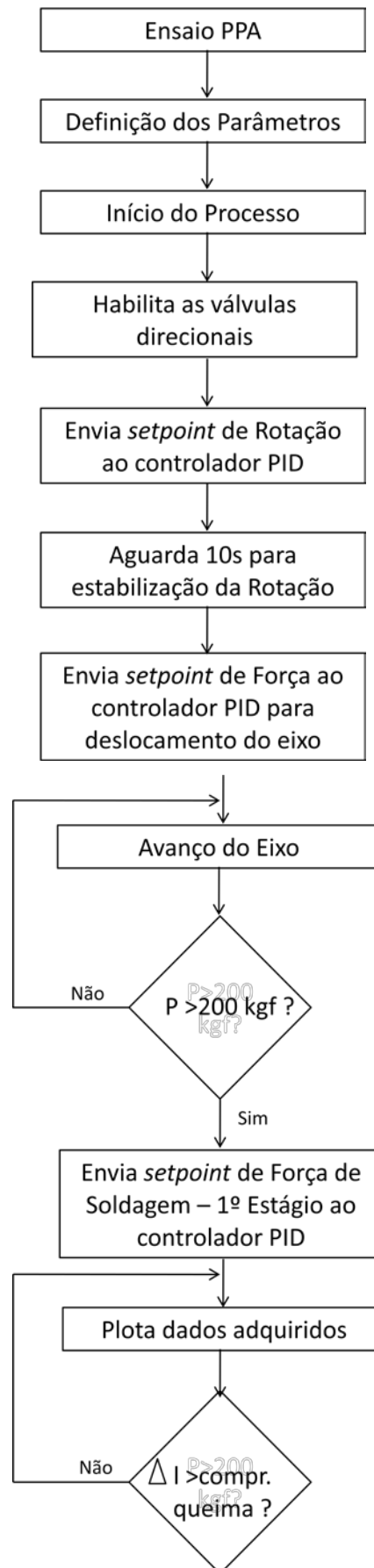
Figura 4.25: Curva característica para cálculo do torque proporcional ao sinal dos sensores no sistema do motor hidráulico, obtida na saída do subtrator correspondente.

4.2.6. Desenvolvimento do *software* de controle

Para automatizar o processo de realização de ensaios de PPA na UPPA 4, foi desenvolvido um *software* utilizando-se o programa LabView® Versão 8.5 do fabricante National Instruments.

Este *software* é responsável pelo controle das unidades de *hardware*, pelo gerenciamento de todos os dados enviados e adquiridos durante um ensaio de PPA, bem como pelo monitoramento gráfico dos parâmetros de ensaio durante o processo. Para facilitar sua operação, construiu-se uma IHM amigável e de fácil utilização, permitindo ao usuário configurar, antes de iniciar um ensaio, os valores de referência (*setpoints*) de Rotação e Força Axial, bem como outros parâmetros necessários à realização dos testes no equipamento.

O Fluxograma ilustrado na Figura 4.26 apresenta o fluxo de informações seguido pelo *software*, detalhado a seguir.



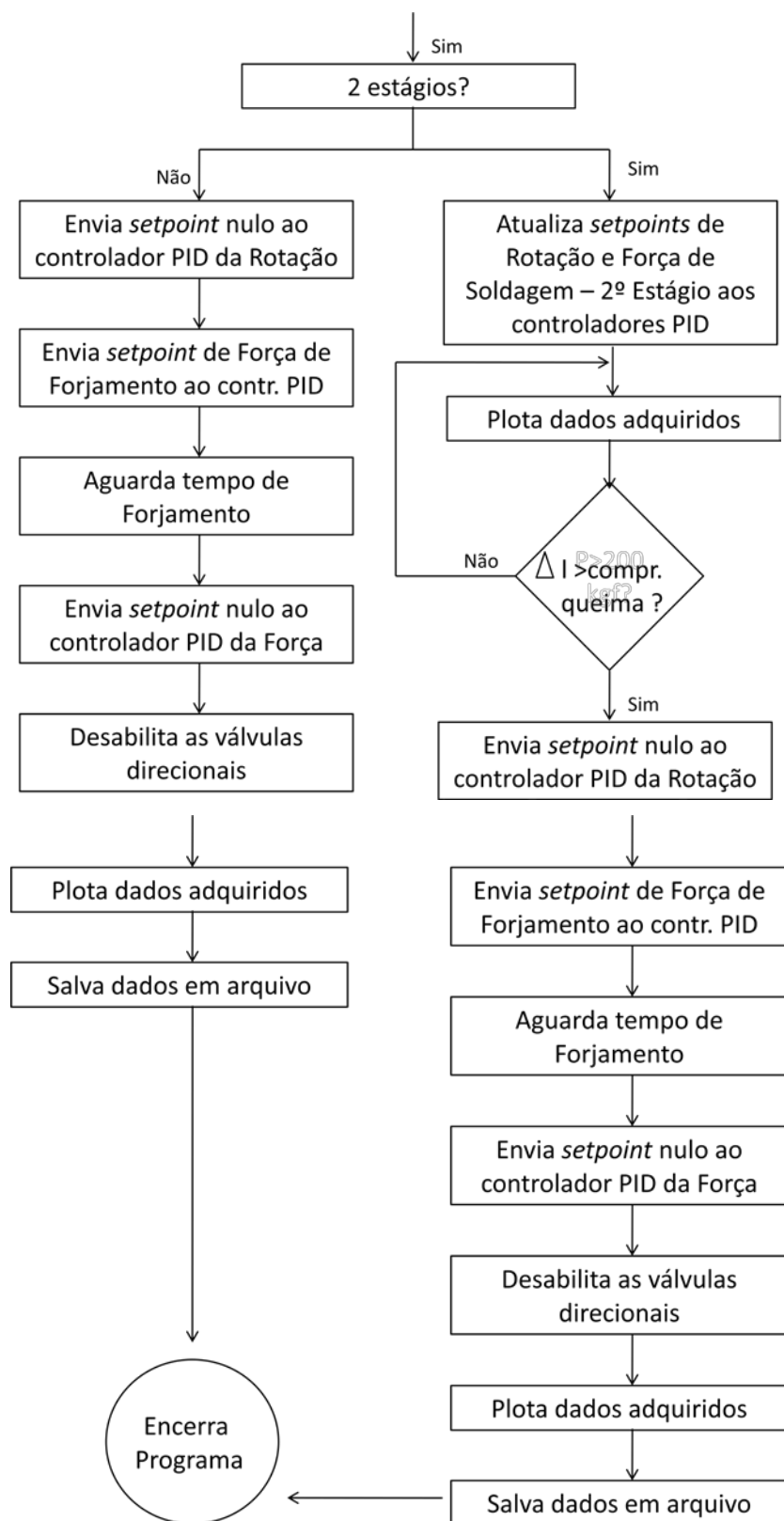


Figura 4.26: Fluxograma do *software* de controle e monitoramento para ensaios de PPA.

Ao utilizar o *software*, primeiramente o usuário deverá definir na IHM os parâmetros para um ensaio de PPA. Estes parâmetros apresentam-se através de telas

subsequenciais ao usuário, de acordo com as opções escolhidas. Apresentam-se na seguinte sequência:

- Número de estágios: o usuário tem as opções de 1 ou 2 estágios para realização dos ensaios. Para 1 estágio, o processamento é realizado com valores de *setpoint* de Rotação e Força Axial constantes até o final do processo. Para 2 estágios, o processamento pode ser realizado variando-se o *setpoint* de Rotação e/ou Força Axial ao longo do processo. Esta variação é feita automaticamente pelo programa, e o ponto de comutação depende do “comprimento de queima” definido pelo operador. Para a opção “1 estágio”, as telas seguintes de configuração do *software* apresentadas ao usuário contêm somente dados referentes a 1 estágio. Para o caso de 2 estágios, as telas apresentadas contêm opções de entrada de dados separadamente para cada estágio.

- Parâmetros de ensaio:
 - Rotação [rpm] - 1 ou 2 Estágios: o usuário deve informar ao programa o valor de Rotação a ser enviado ao controlador PID durante o ensaio. Caso seja selecionada a opção de 1 estágio, é informado somente um valor de *setpoint*. Para a opção de 2 estágios, são informados os valores correspondentes ao 1º e 2º estágios.

- Força de Soldagem [kgf] - 1 ou 2 Estágios: ao preencher os dados na IHM, o usuário informa o valor referente à Força Axial a ser executada durante o ensaio de PPA. Para o caso de 1 Estágio, é fornecido somente um valor. Para 2 estágios, são fornecidos dois valores correspondentes a serem enviados como *setpoint* para o controlador PID ao longo do processo.

- Comprimento de Queima [mm] - 1 ou 2 Estágios: o operador deve informar ao programa, através da IHM, o valor correspondente ao “comprimento de queima” de um ensaio de PPA, que é o comprimento do pino que será consumido durante um processo. Para 1 estágio, o valor único informado constitui o comprimento total do pino que será consumido ao longo do processo sob valores constantes de Rotação e Força Axial. Para a opção de 2 estágios, o primeiro valor informado corresponde ao “comprimento de queima” do primeiro estágio, ou seja, o comprimento do pino que será consumido sob a Rotação e Força de Soldagem do primeiro estágio. O segundo valor corresponde ao comprimento do pino que será consumido sob a Rotação e Força de Soldagem do segundo estágio. A soma dos dois comprimentos de queima constitui o comprimento total do pino que será consumido ao longo do processo.

- Força de Forjamento [kgf]: a etapa de Forjamento constitui uma etapa de “acabamento” do material, que ocorre ao final de um ensaio de PPA. Nesta

etapa, a rotação é zerada e aplica-se uma Força de Forjamento, que pode ter valor diferente da Força de Soldagem, por um tempo pré-determinado pelo operador.

- Tempo de Forjamento [s]: tempo definido pelo operador durante o qual será aplicada a Força de Forjamento.

Após início do processo, o programa envia os sinais digitais para o CLP para habilitação das válvulas. Na sequência, o *setpoint* de Rotação é enviado ao controlador PID responsável pelo controle deste parâmetro, e o programa aguarda 10 segundos para acomodação e estabilização do sistema. Em seguida é enviado um *setpoint* de Força para deslocamento do eixo do cilindro hidráulico. Este parâmetro denominado “Força de Avanço” constitui um *setpoint* de valor fixo no código do programa, ou seja, não é definido pelo usuário. Durante o avanço do eixo, é feito um acompanhamento do valor de força lido pelos transdutores de pressão no sistema do cilindro hidráulico a fim de se identificar a presença de uma contra-pressão, ou seja, se o eixo tocou a amostra. Enquanto a leitura dos transdutores apresenta valor baixo (menor que 200 kgf), o programa mantém a etapa de avanço do eixo. Após transposição desta força, o sistema identifica o contato do pino com a amostra, dando início ao Processamento de Pinos por Atrito, atualizando a saída da força com o envio do *setpoint* de Força de Soldagem ao controlador PID correspondente.

Uma vez iniciado o PPA, os dados adquiridos de Rotação, Força Axial, Torque e Comprimento de Queima são plotados nos gráficos e é realizado o acompanhamento dos valores lidos pelo sensor de posição. Enquanto a leitura de posição é menor que o “comprimento de queima” definido pelo operador, o *software* mantém os *setpoints* de Rotação e Força de Soldagem inalterados e segue plotando os dados adquiridos. Para o caso de 1 estágio, quando o valor da posição transpõe o “comprimento de queima” definido pelo operador, o programa passa à etapa de Forjamento. Para o caso de 2 estágio, o *software* atualiza as saídas dos *setpoints* de Rotação e Força Axial, e repete a etapa anterior até que o “comprimento de queima” do segundo estágio seja atingido, passando à etapa de Forjamento.

A etapa de Forjamento caracteriza uma etapa pós-processamento para acabamento e melhoria na qualidade do material processado. Nesta etapa, inicialmente o programa interrompe a rotação através do envio de um *setpoint* nulo ao controlador PID e, em seguida, atualiza o *setpoint* do controlador de força com o valor correspondente à Força de Forjamento. A duração desta etapa é definida pelo usuário através do parâmetro Tempo de Forjamento. Após este tempo, a pressão aplicada pelo eixo do cilindro hidráulico é aliviada através do envio de um *setpoint* nulo ao controlador PID da força. Na sequência, as válvulas direcionais são desabilitadas, os

dados adquiridos durante o processo são salvos em arquivo no PC e o programa é automaticamente encerrado.

O *software*, durante a execução de um ensaio de PPA, apresenta algumas funções de segurança, dentre as quais se destacam:

- Verificação das faixas dos parâmetros de entrada: conforme mencionado anteriormente, foram selecionadas faixas específicas de operação da Rotação e Força Axial, sendo os valores de Rotação variáveis de 3000 a 5200 rpm, e de Força Axial variáveis de 2000 a 3000 kgf. De forma a evitar que o operador configure através da IHM valores fora destas faixas, foi programado no *software* uma rotina de verificação dos parâmetros antes do início de um ensaio. Assim, caso o operador entre com um valor fora das faixas pré-estabelecidas, o programa retornará uma mensagem de erro e requisitará novamente a entrada dos parâmetros de ensaio.

- Parada automática em caso de travamento do eixo: durante o ensaio é realizado um monitoramento do valor da rotação, a fim de se verificar automaticamente a ocorrência de travamento no eixo do motor hidráulico. Caso a rotação apresente um valor abaixo de 50% do estabelecido pelo operador, é iniciada uma sequência de parada, em que as válvulas são desabilitadas e todos os *setpoints* são zerados. Em seguida os dados são salvos e o programa é encerrado por questões de segurança do equipamento e do operador.

- Tecla STOP: durante todo o ensaio, é disponibilizada na IHM uma tecla STOP para paradas de emergência, que pode ser acionada pelo operador a qualquer instante. Após acionada esta tecla, o programa inicia a sequência de parada e o programa é encerrado.

O *software* conta ainda com a opção “Importar Dados de Arquivo”, através da qual o operador pode, posteriormente à realização de um ensaio de PPA, importar os dados salvos durante um processamento e visualizá-los nos gráficos contidos na IHM.

CAPÍTULO 5

TESTES DE VALIDAÇÃO E DISCUSSÕES

Para validação do sistema de controle desenvolvido para a UPPA 4, foram realizados testes separadamente, utilizando-se a plataforma Labview®, divididos da seguinte forma:

- Validação dos dispositivos eletrônicos
- Validação das equações de conversão sem carga
- Validação das malhas de controle com carga
- Validação do sistema de controle

5.1. Validação dos dispositivos eletrônicos

5.1.1. Validação do conversor de frequência em tensão

Para testar o conversor de frequência em tensão, foi inserido na entrada do conversor um sinal pulsado utilizando-se um gerador de sinais e monitorado, através da placa PCI, o sinal convertido na saída analógica do mesmo. A Figura 5.1 (a) apresenta as curvas de saída obtidas a partir de um teste realizado com sinal de entrada pulsado variando de 100 a 600 Hz, sendo a variação a cada 100 Hz. A Figura 5.1 (b) apresenta a resposta do conversor para uma entrada com dois degraus, sendo o primeiro de 400 Hz e o segundo de 600 Hz. Este segundo teste foi realizado para analisar a resposta do conversor na faixa de rotação estimada para o equipamento, sendo estes valores de frequência equivalentes a 3400 rpm e 5100 rpm respectivamente. O circuito integrado VFC320, utilizado para conversão da frequência em tensão, usualmente produz um *ripple* em sua saída. Porém, apesar dos capacitores aplicados para reduzir estas ondulações, pode-se observar pela figura 5.1

a presença de um *ripple* na saída do conversor. Os efeitos deste sobre a estabilidade no controle da rotação serão discutidos posteriormente.

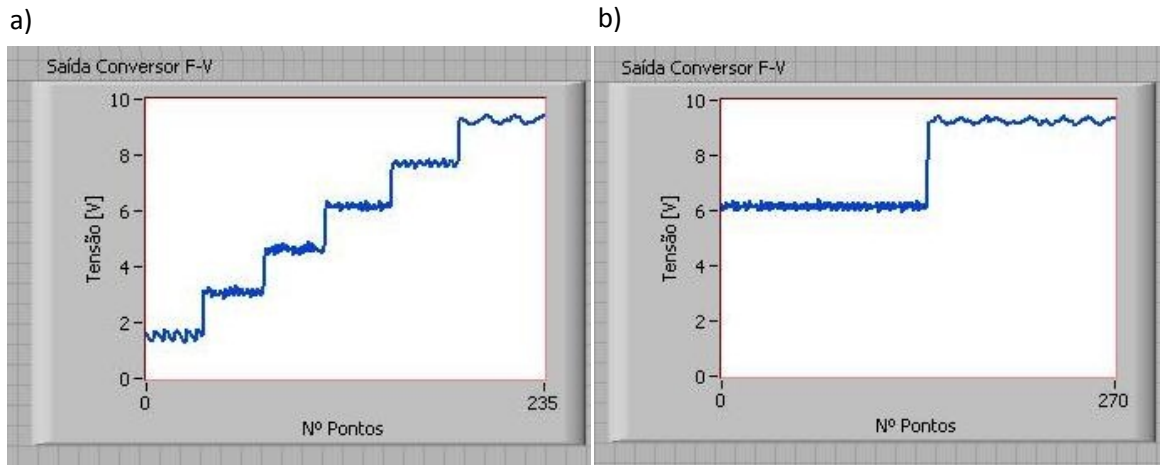


Figura 5.1: Curvas obtidas através da placa PCI de dados para validação do circuito conversor de frequência em tensão desenvolvido para a UPPA 4: (a) respostas para degraus de entrada do circuito variando de 100 a 600 Hz, a cada 100 Hz; (b) resposta do circuito para sinal de 400 Hz e 600 Hz.

5.1.2. Validação dos circuitos subtratores

Os dois circuitos subtratores foram testados separadamente, inserindo-se dois sinais contínuos conhecidos e monitorando-se a saída de cada circuito, correspondente à diferença entre os sinais de entrada. Para este teste de validação, todos os canais de entrada foram conectados à referência de alimentação, ou seja, receberam 0 V como sinal. Os sinais de saída dos dois circuitos subtratores foram adquiridos pela placa PCI e são mostrados na Figura 5.2.

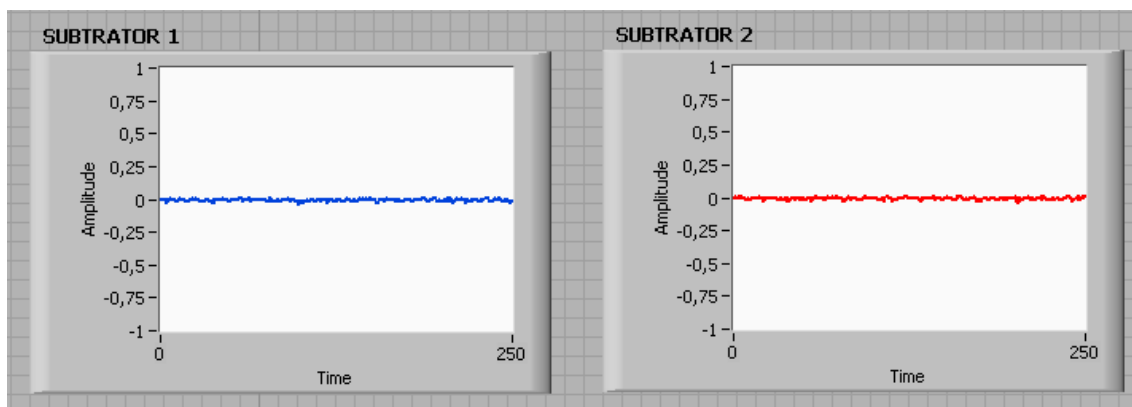


Figura 5.2: Curvas obtidas através da placa PCI para validação dos circuitos subtratores de monitoramento da Força Axial e Torque, respectivamente.

Pode-se ver pela Figura 5.2 que ambos subtratores retornaram um sinal nulo na saída conforme esperado, uma vez que as duas entradas de cada subtrator recebeu o mesmo sinal. Além disso os dois sinais gerados apresentaram-se sem ruídos ou oscilações.

5.1.3. Validação dos circuitos conversores 5 V / 24 V

Para testar os circuitos conversores de 5 V / 24 V, foi utilizada a saída digital da placa PCI para gerar os degraus de acionamento. O monitoramento da resposta em 24 V não pôde ser realizado pela placa, uma vez que as entradas digitais da mesma operam em nível TTL (5V) e as entradas analógicas operam na faixa de -10 V a +10 V. Foi utilizado um multímetro para monitorar os resultados, cuja foto é mostrada na Figura 5.3. A Figura 5.3 (a) apresenta a saída do circuito de conversão para acionamento da válvula direcional do motor hidráulico, com valor de 24,59 V, enquanto a Figura 5.3 (b) apresenta a saída convertida do sinal de acionamento da válvula direcional do cilindro hidráulico, com valor de 24,51 V.

a)



b)



Figura 5.3: Respostas do circuito conversor 5 V / 24 V: (a) sinal de saída do circuito 1 de conversão responsável pelo acionamento da válvula direcional do motor hidráulico; (b) sinal de saída do circuito 2 responsável pelo acionamento da válvula direcional do cilindro hidráulico.

5.2. Validação das curvas de verificação sem carga

Nesta etapa foram validadas as curvas de verificação do sensor de posição e do sensor de rotação em malha aberta, utilizando-se um programa desenvolvido em LabView®, responsável por adquirir os dados dos sensores e plotar os mesmos em telas gráficas. As curvas de força axial e torque não foram verificadas neste procedimento pois ambas necessitam de carga para análise da resposta.

5.2.1. Validação da curva de posição

Para validação da curva de posição, foi programado um deslocamento livre (sem carga) de 10 mm para o eixo do cilindro hidráulico. Para isso, foi enviado um *setpoint* de vazão ao cilindro hidráulico e, através do monitoramento gráfico, foi programada a parada do cilindro quando a leitura do sensor de posição marcasse 10 mm. Ao final do teste, o deslocamento do cilindro foi verificado com o paquímetro. A Figura 5.4 indica o resultado do monitoramento, e a interrupção do programa ao atingir o *setpoint* desejado.

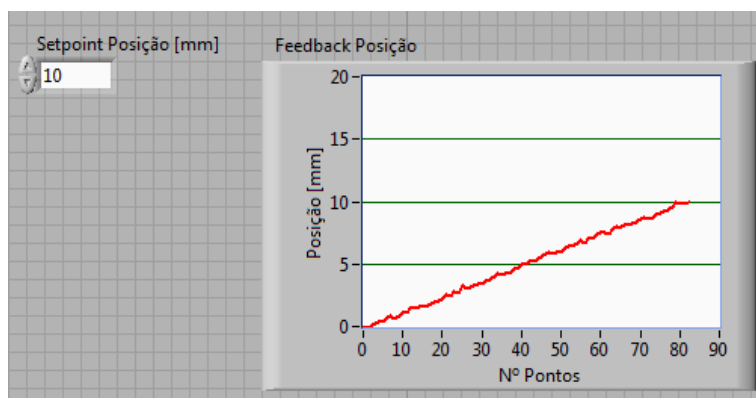


Figura 5.4: Monitoramento do sensor de posição durante deslocamento do eixo, com parada programada após 10 mm de deslocamento.

Na figura pode-se perceber a presença de um ruído no sinal gerado pelo sensor, proveniente do sistema eletro-eletrônico do equipamento.

5.2.2. Validação das curvas de rotação

Para validação das curvas de *setpoint* e *feedback* da rotação, foram realizados testes em malha aberta e sem carga. Para isso, foi implementado no programa um código para aplicar um degrau de *setpoints*, conforme Figura 5.5 (a), com valores de

3000 rpm a 5000 rpm, sendo as variações implementadas a cada 500 rpm. A resposta do *feedback* do sistema pode ser visualizada na Figura 5.5 (b). Pela figura, pode-se ver que a resposta do *feedback* foi equivalente ao valor enviado pelo *setpoint* na faixa de 3000 a 5000 rpm, além de não apresentar *overshoot* ou atraso na resposta. Os ruídos presentes na resposta do circuito são oriundos do sistema eletro-eletrônico do equipamento.

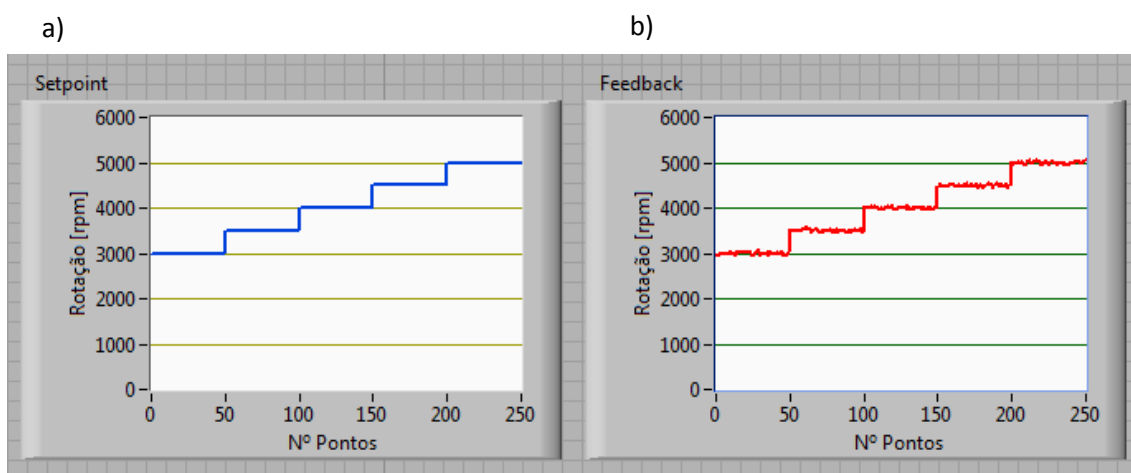


Figura 5.5: Validação das curvas de rotação em malha aberta e sem carga: (a) Degraus de *setpoint* enviados ao controlador PID; (b) saída do conversor de frequência em tensão.

5.3. Validação das malhas de controle com carga

5.3.1. Validação da malha de controle da Força Axial

Para o controle em malha fechada da Força Axial, foi feito primeiramente o ajuste PID do controlador aplicado ao sistema. Uma vez que o controlador foi o mesmo utilizado na UPPA 1, e o projeto do cilindro hidráulico sofreu poucas alterações, manteve-se a mesma configuração utilizada na primeira versão do equipamento. Os parâmetros foram mantidos em $K_p = 8$, $K_i = 1$ e $K_d = 0$ (todos em unidades internas), e foi realizado o ajuste de “zero” da válvula.

O controlador PID aplicado para controle da força axial necessita de uma contra-pressão para atuar como controlador de pressão, portanto os testes de validação foram realizados com carga. Para isso, foi instalado no pórtico da UPPA 4 um pino submetido a forças compressoras definidas por um programa similar ao utilizado nos testes de validação das curvas de rotação. Foi implementado no programa um código para aplicar um degrau de *setpoints*, com valores de 2000 a 3000 kgf, conforme figura 5.6 (a), sendo as variações implementadas a cada 250 kgf. As

curvas da resposta de *feedback* podem ser visualizadas na Figura 5.6 (b), e pode-se ver que a resposta obtida pelo sistema foi correspondente aos parâmetros de referência enviados, além de não apresentar *overshoot* ou atraso na resposta. Os ruídos presentes na resposta do circuito são oriundos dos componentes eletroeletrônicos do equipamento.

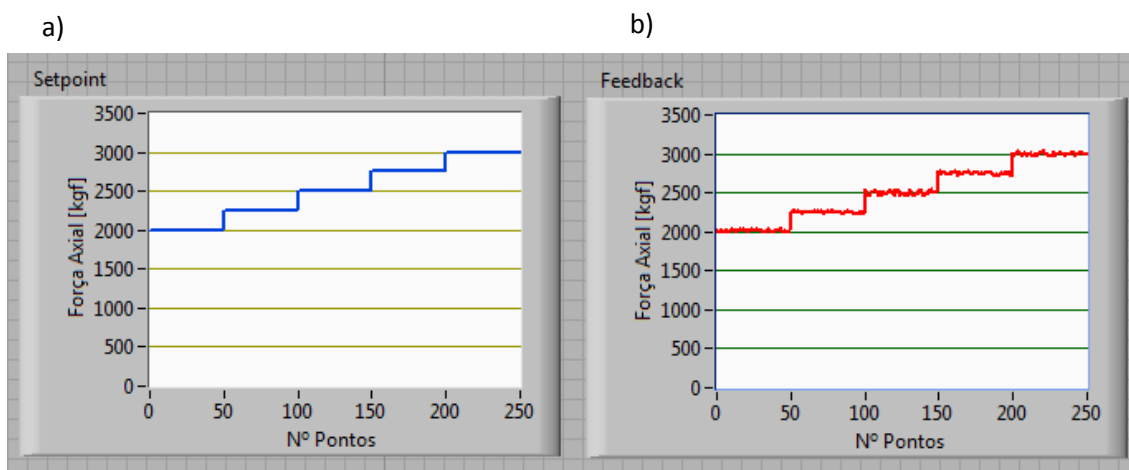


Figura 5.6: Validação do sistema de controle da Força Axial, em malha fechada e com carga: (a) degraus de *setpoint* enviados ao controlador PID; (b), resposta obtida na saída do subtrator dos transdutores de pressão do sistema de força axial.

5.3.2. Validação da malha de controle da Rotação com carga

5.3.2.1. Ajustes do controlador PID

Para realização dos primeiros testes de controle da Rotação em malha fechada com carga, primeiramente configurou-se o controlador PID VT-HACD, utilizando-se o *software* Bodac®. Para os canais de aquisição e saída analógica, foram mantidas as configurações padrão do controlador nas faixas de atuação de -10 V a +10 V. Os valores PID foram ajustados inicialmente em $P = 0,01$; $I = 2200$ ms; $DT1 = 0$ Hz. O programa permite ainda determinar a faixa de atuação do Integrador ("I") de acordo com o erro calculado entre *setpoint* e *feedback* (identificado no Bodac® por "[CMD-LFB]"). Foi utilizada para os primeiros testes a faixa de 0 a 2000 Unidades (valor de conversão interna do controlador), o que garantiu a ação do Integrador durante todo o teste. A tela de configuração do Bodac para tais testes pode ser visualizada na Figura 5.7, com destaque para os valores dos parâmetros PID.

A escolha destes valores para configuração inicial do controlador foi feita baseada nas respostas de controle da rotação da UPPA 2, versão do equipamento

que utiliza um controlador idêntico. Uma vez que este equipamento possui estrutura hidráulica similar à UPPA 4, optou-se por iniciar os testes com valores conhecidos de parâmetros PID para ajuste do controle.

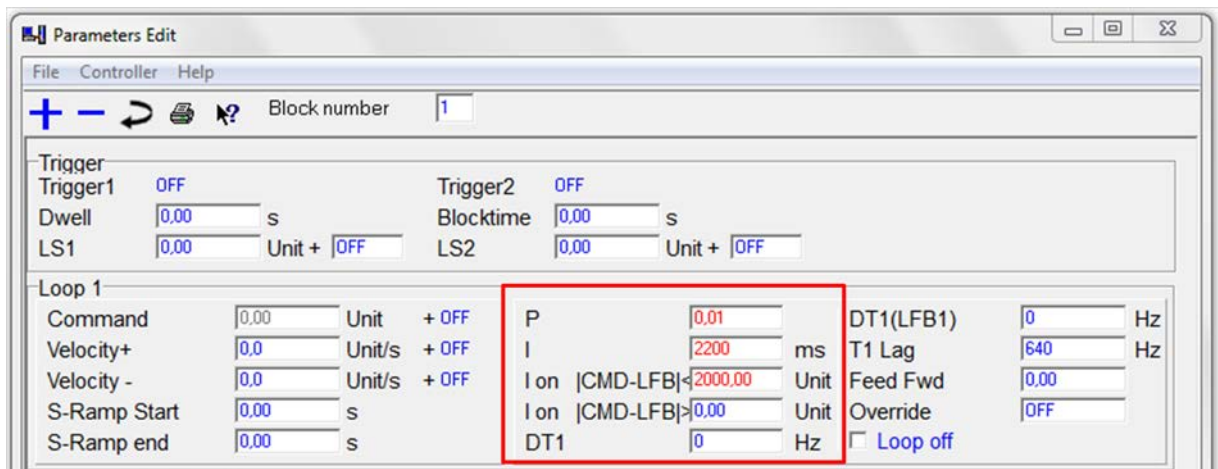


Figura 5.7: Tela do Bodac® para configuração do cartão VT-HACD para os primeiros testes de controle da Rotação da UPPA 4 com carga. Parâmetros utilizados: $P=0,01$; $I=2200$ ms na faixa de erro de 0 a 2000 unidades; $DT1=0$ Hz.

Os primeiros testes nesta configuração inicial foram realizados com cargas axiais abaixo da faixa de aplicação para ensaios de PPA para análise do comportamento inicial do equipamento com aplicação de carga e rotação simultaneamente. Foram realizados testes para controle da Rotação em 5000 rpm e Força Axial de 1500 kgf. Os resultados do monitoramento da rotação durante os testes podem ser visualizados na Figura 5.8.

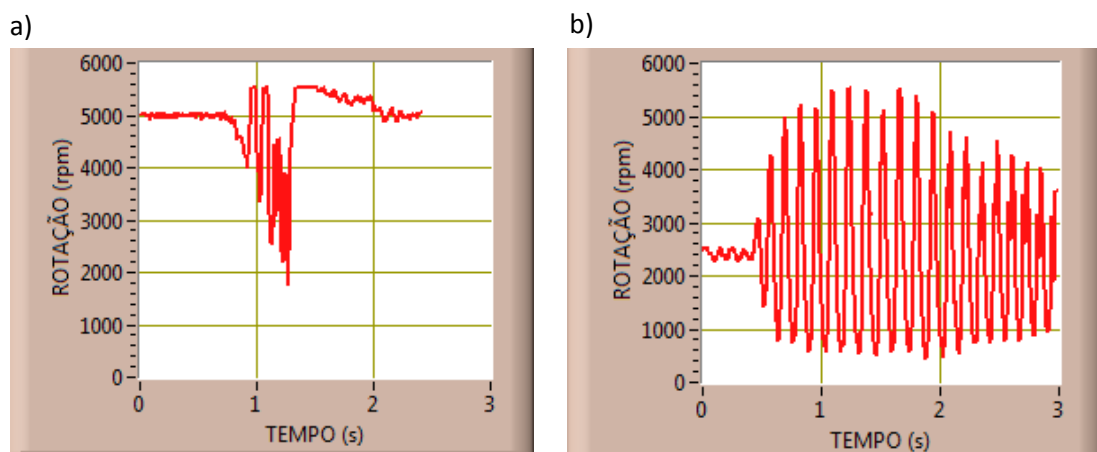


Figura 5.8: Resultados obtidos do controle de rotação para testes de PPA com rotação de 5000 rpm e 1500 kgf.

Pela figura 5.8 (a) e (b) pode-se observar não só a oscilação no controle da rotação, como também a não-repetibilidade da resposta do sistema. Em (a), o sistema

iniciou o teste com controle em 5000 rpm durante 0,8 segundos, oscilando logo em seguida. A partir de aproximadamente 1,3 segundos, pode-se perceber uma tentativa de recuperação do controle no valor máximo da rotação, e na sequência a redução da mesma até 5000 rpm, porém ainda oscilante. Em (b), a rotação já iniciou oscilante logo após aplicação da carga, passando a apresentar oscilações na resposta. Ambos os testes foram interrompidos manualmente para evitar danos ao equipamento.

Em seguida, foi realizado um terceiro teste, mantendo-se as mesmas configurações anteriores do VT-HACD, para controle da rotação em 5000 rpm, porém com carga menor no valor de 1200 kgf. A carga foi reduzida na tentativa de se facilitar o controle da Rotação, porém esta permaneceu instável e o eixo do motor hidráulico travou após 1 segundo de teste, conforme pode-se observar na Figura 5.9.

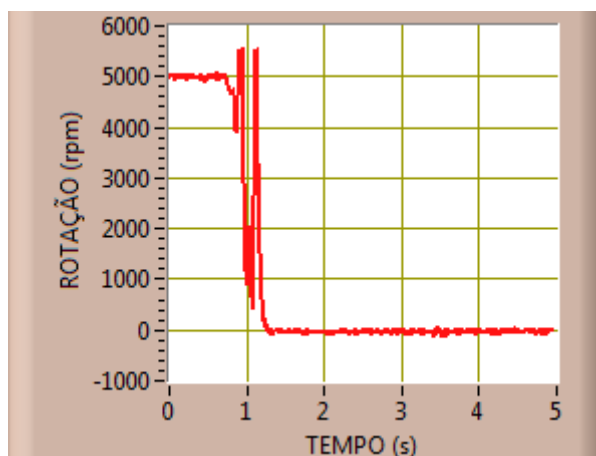


Figura 5.9: Resultado do controle da rotação para teste realizado com as mesmas configurações anteriores do VT-HACD, para rotação de 5000 rpm e força axial de 1200 kgf.

Uma vez que o sistema mostrou-se instável, partiu-se para uma metodologia de sintonia do controlador PID. Devido à complexidade de se definir a função de transferência do sistema com carga e com duas variáveis interdependentes (Rotação e Força Axial), optou-se por dois métodos de sintonia conhecidos por sua simplicidade e praticidade. São eles: Método de Aproximações Sucessivas e *Ultimate Gain* ou Método da Sensibilidade Limite de Ziegler & Nichols (ZN). Porém, uma análise mais detalhada fez com que o Método de Aproximações Sucessivas fosse descartado, pois este exige o reajuste *online* e simultâneo dos parâmetros PID de acordo com a resposta do processo (NICULA, 2010). Este procedimento não é possível utilizando-se o VT-HACD, pois a alteração dos parâmetros no controlador só se dá de forma manual através do Bodac® e em modo *offline*. O método *Ultimate Gain* de ZN, após estudo mais aprofundado, também foi descartado pois não é indicado para malhas rápidas

como as de vazão (NICULA, 2010), ou seja, não apresenta-se como método de sintonia ao controle da rotação da UPPA, que é realizada controlando-se a vazão advinda da bomba do sistema do motor hidráulico.

Por apresentar comportamento superexcitado, optou-se por manter o valor Proporcional mínimo ($P = 0,01$) e Derivativo nulo ($DT1 = 0$) para reduzir as oscilações do sistema, e aumentou-se o Integrador na tentativa de se atrasar e amortecer a resposta do controle atuante na Rotação do motor hidráulico.

Os testes seguintes foram realizados com Integrador = 5000 ms, na faixa de erro de 0 a 2000 Unidades, Rotações de 5000 rpm e Força Axial de 2000 kgf, que é a carga mínima estimada para realização de ensaios de PPA. Foram realizados alguns testes com estes mesmos parâmetros para avaliação da repetibilidade dos resultados. A Figura 5.10 apresenta dois resultados gráficos do monitoramento da rotação ao longo do ensaio. Pela figura, pode-se notar que o controle da rotação apresentou-se ainda instável e sem repetibilidade, ocorrendo travamento do eixo do motor hidráulico em aproximadamente 8 segundos, conforme Figura 5.10 (a), e em aproximadamente 1,5 segundos, conforme Figura 5.10 (b).

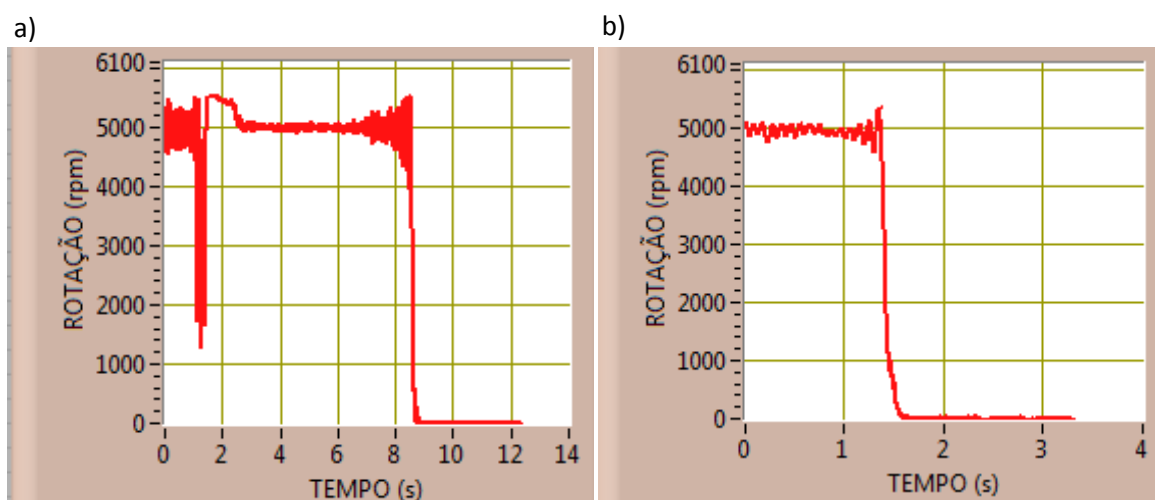


Figura 5.10: Resultado do controle da rotação para testes realizados após aumento da constante de integração na configuração do VT-HACD, sendo: $P = 0,01$; $I = 5000$ ms e $DT1 = 0$. Testes realizados com Rotação de 5000 rpm e Força Axial de 2000 kgf. Ocorrência de travamento do eixo antes da conclusão do teste, (a) após aproximadamente 8 segundos e (b) após aproximadamente 1,5 segundos de teste.

A partir destes resultados optou-se por aumentar a rotação para os testes seguintes. Esta decisão foi tomada baseando-se na idéia de que, para rotações mais elevadas, o aquecimento do material após o contato pino-bloco é não só maior como mais rápido, facilitando o escoamento do fluxo plástico do material e a consequente

redução da resistência do mesmo. Desta forma o aumento do aporte térmico levaria a condições mais favoráveis ao controle da rotação e, baseando-se nos resultados obtidos por PIRES (2007), estimou-se que a alteração da rotação de 5000 rpm para 6000 rpm pouco influenciaria na qualidade do material reparado.

Para os ensaios seguintes, foi feita uma nova análise e estudo junto à equipe técnica da Bosch-Rexroth sobre a influência dos parâmetros e outras configurações do controlador VT-HACD. A partir desta análise, optou-se por aumentar o valor do Integrador para 8000 ms, alterando-se também a faixa de atuação deste para um erro entre 200 e 2000 Unidades. Desta forma, obteve-se um controle Proporcional para erros e oscilações menores, e um controle Proporcional-Integral (PI) para os períodos de maior oscilação e instabilidade do sistema.

A partir desta alteração, conseguiu-se uma maior repetibilidade dos resultados, com conclusão dos testes e preenchimento das amostras sem travamento do eixo, porém com grande instabilidade no início do contato pino-bloco.

Os resultados obtidos, apesar de satisfatórios com relação ao preenchimento das amostras e conclusão dos testes sem travamento do eixo, ainda não corresponderam ao esperado para o controle da rotação na faixa de 3000 rpm a 5000 rpm com carga. Além disso, a instabilidade na fase inicial de contato pino-bloco é uma ocorrência indesejada para o sistema pois acarreta em impactos mecânicos que, com o tempo, podem levar a danos ao equipamento, além de comprometer a segurança do operador. A obtenção do controle somente para rotações elevadas levaram ao questionamento da interação entre o sistema de controle utilizado para a UPPA 4 e a estrutura hidráulica do equipamento, uma vez que as válvulas utilizadas para controle da vazão do motor hidráulico foram projetadas para o sistema da UPPA 1. Tais fatores levaram à necessidade de uma análise não somente do ajuste do controlador PID, mas de toda a interação eletro-mecânica do equipamento, que será detalhada a seguir.

5.3.2.2. Análise de ruídos eletro-mecânicos

Para análise das possíveis causas da instabilidade no controle da rotação, foi feita uma verificação mais detalhada dos gráficos obtidos através do *software* Bodac® durante testes com carga. Os gráficos obtidos permitiram observar a presença de ruídos nos sinais adquiridos, e a interferência dos mesmos no sinal de saída do controlador VT-HACD.

A Figura 5.11 apresenta o monitoramento dos sinais do sistema de rotação, antes e após aplicação da carga, sendo em azul o *setpoint* recebido pelo controlador,

em vermelho o *feedback* da rotação e em verde o sinal corrigido enviado à válvula proporcional. Em destaque, a oscilação do sistema após aplicação da carga. Pode-se ver ainda na figura um pico negativo no sinal do *setpoint*, decorrente do chaveamento na parada dos motores.

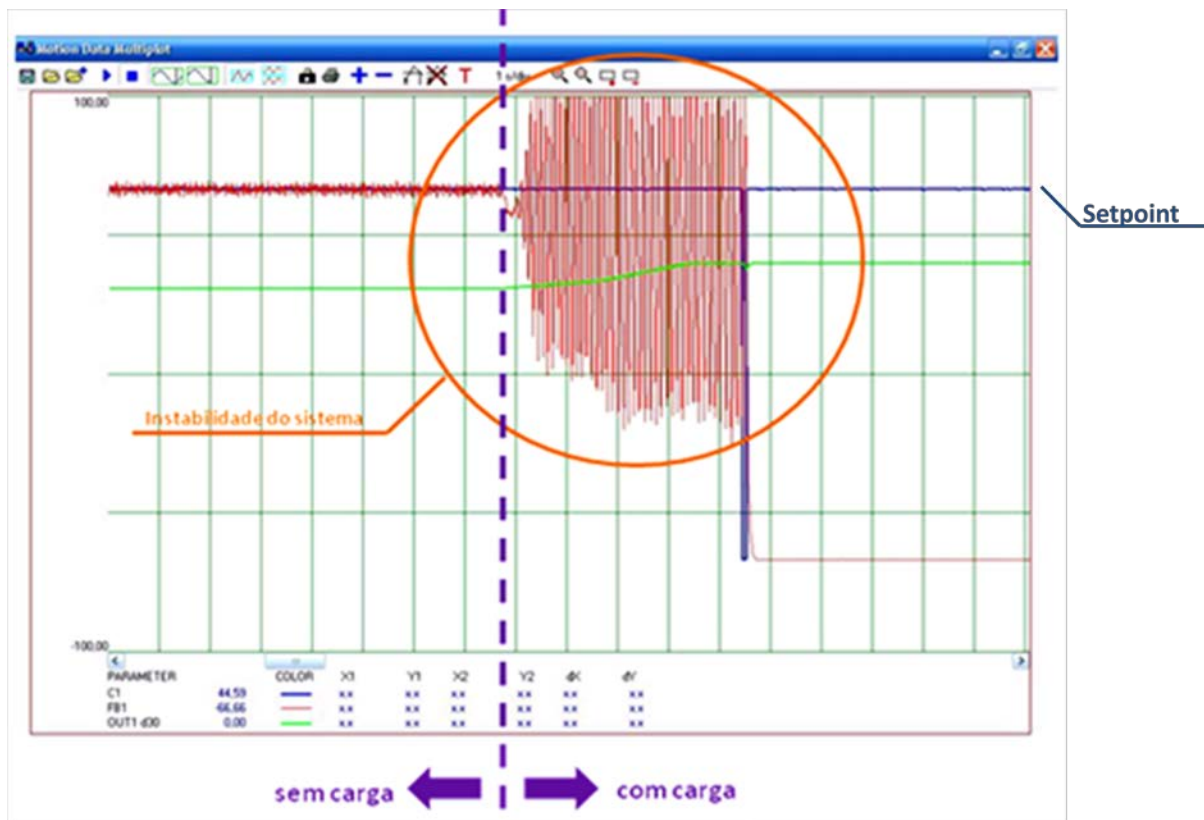


Figura 5.11: Monitoramento gráfico dos sinais do sistema de controle da rotação, com destaque para a região de oscilação no controle após aplicação da carga.

A Figura 5.12 mostra em maiores detalhes a região de oscilação da rotação, podendo-se observar a existência de uma frequência de oscilação da ordem de 10 Hz tanto no sinal adquirido de *feedback* como no sinal corrigido enviado à válvula. Perturbações desta ordem de frequência geralmente são associadas a vibrações mecânicas. Foi feita uma análise de possíveis fontes de vibrações mecânicas, dentre elas o conjunto moto-bomba do sistema de rotação, mangueiras e válvulas servo-solenóides. No entanto nenhum destes elementos apresentou-se como fonte das oscilações identificadas nas análises gráficas.

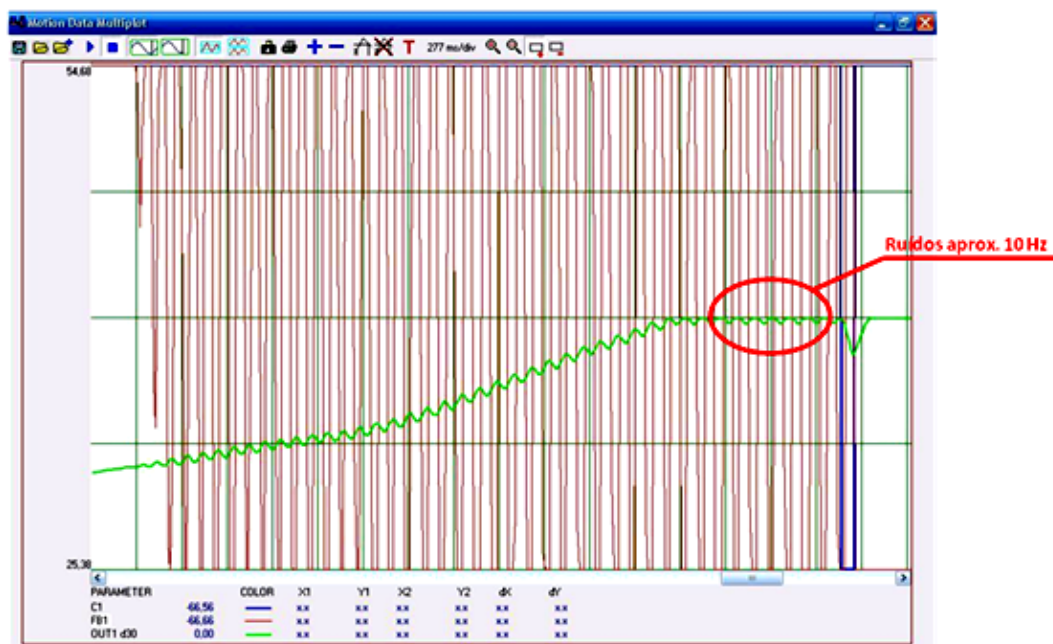


Figura 5.12: Destaque da região de instabilidade no controle da rotação quando com carga aplicada, onde pode-se observar a presença de oscilações da ordem de 10 Hz.

5.3.2.3. Substituição do conversor de frequência em tensão

Os resultados obtidos a partir dos testes de validação da malha de controle da rotação demandaram a substituição do conversor de frequência em tensão, uma vez que passou-se a trabalhar no limite máximo de rotação do equipamento, na ordem de 5800 rpm a 6000 rpm. Como o conversor inicial foi projetado considerando-se a operação do equipamento até 5000 rpm, apresentando saturação em 5600 rpm, tornou-se necessário a substituição do mesmo. Além disso, o *ripple* da saída do conversor poderia se somar ao ruído presente no sinal, portanto a substituição do conversor por outro com menor *ripple* de saída poderia contribuir com a redução do ruído do sistema.

Optou-se, desta forma, por adquirir um conversor de frequência em tensão industrial, do fabricante Unidigital®, modelo UD-CFV100, ilustrado na Figura 5.13. O conversor possui o mesmo princípio do utilizado anteriormente, e foi projetado pelo fabricante para operação em até 700 Hz, frequência equivalente a 6000 rpm. A saturação do conversor ocorre em aproximadamente 6400 rpm, o que garante a resposta linear do mesmo sempre dentro da faixa de operação da rotação, uma vez que a estrutura hidráulica do equipamento não permite rotações acima de 6000 rpm.



Figura 5.13: Conversor de frequência em tensão do fabricante Unidigital®, em substituição ao conversor fabricado pelo LTAD.

Após aquisição do novo conversor, este foi testado para análise da resposta, seguindo-se o mesmo procedimento utilizado nos testes de validação do conversor de frequência em tensão utilizado anteriormente. Foi inserido na entrada do conversor um sinal pulsado utilizando-se um gerador de sinais, e monitorado através da placa PCI o sinal convertido da saída analógica do mesmo. A Figura 5.14 (a) apresenta as curvas de saída obtidas a partir de um teste realizado com sinal de entrada pulsado variando de 100 a 700 Hz, sendo a variação a cada 100 Hz. A Figura 5.14 (b) apresenta a resposta do conversor para uma entrada com dois degraus, o primeiro de 400 Hz e o segundo de 600 Hz, sendo estes valores escolhidos para efeito de comparação com os resultados obtidos nos testes do primeiro conversor. Pode-se observar através das respostas gráficas que o conversor industrial utilizado apresentou *ripples* significativamente menores que o conversor fabricado em laboratório, contribuindo com a qualidade do sinal de aquisição do *feedback* da rotação.

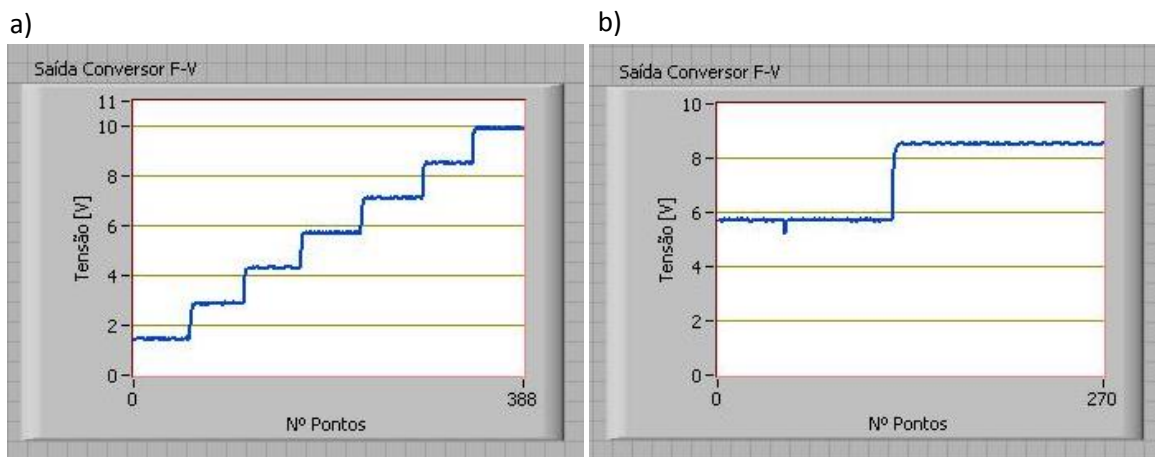


Figura 5.14: Curvas obtidas através da placa PCI de dados para avaliação da resposta do conversor de frequência em tensão do fabricante Unidigital®: (a) respostas para degraus de entrada do circuito variantes de 100 a 700 Hz, a cada 100 Hz; (b) resposta do circuito para sinal de 400 Hz e 600 Hz.

5.3.2.4. Retorno do motor hidráulico de 10cc

Para confirmar a hipótese de que a origem da instabilidade do controle da rotação poderia estar relacionada não só aos ajustes do controle PID, mas também com a estrutura hidráulico-mecânica do equipamento, optou-se por retornar o motor hidráulico de 10cc utilizado anteriormente na UPPA 1. Esta ação foi considerada pois, para a UPPA 4, foi feita atualização somente do pórtico e de algumas estruturas eletro-eletrônicas, conforme descrito anteriormente. O fato de se utilizar a estrutura de acionamentos elétricos e válvulas servo-solenóides do sistema anterior acoplado a um novo motor hidráulico, com características de vazão e torque diferentes, poderia caracterizar uma incompatibilidade entre os sistemas, causando a instabilidade do controle da rotação.

Para realização dos testes comparativos, foram repetidas algumas das configurações anteriores do VT-HACD, e utilizados os parâmetros de rotação e força axial aplicados anteriormente, com o intuito de se verificar a obtenção do controle da rotação no motor de 10cc após as adaptações descritas.

Antes da análise com carga, foram levantadas as curvas de verificação do motor de 10cc e extraídas suas equações de conversão para *setpoint* e *feedback*, seguindo-se o mesmo procedimento realizado anteriormente para o motor de 16cc. Após esta etapa, verificou-se com um tacômetro a resposta do motor de acordo com o valor de referência enviado ao controlador PID, e percebeu-se uma resposta lenta na correção da rotação do motor hidráulico devido à constante de integração elevada. O controlador foi reconfigurado reduzindo-se a constante de integração para 3000 ms

com faixa de atuação de 0 a 500 Unidades. Todos estes valores foram estimados através da análise das curvas de resposta da rotação após realização de testes em vazio com o motor de 10cc.

Após configurado o VT-HACD, foram realizados ensaios de PPA para verificação do controle da rotação, utilizando-se Rotações de 5000 rpm e Força Axial de 2000 kgf. Conseguiu-se, com estas configurações, o controle da rotação em 5000 rpm e com carga aplicada para o motor de 10cc, conforme ilustrado pela Figura 5.15. Estes resultados levaram à conclusão de que a causa da instabilidade do controle da rotação no motor de 16cc poderia estar também relacionada ao fato de não ter ocorrido uma revisão no projeto hidráulico da UPPA 4, tendo-se somente reprojetado o pórtico.

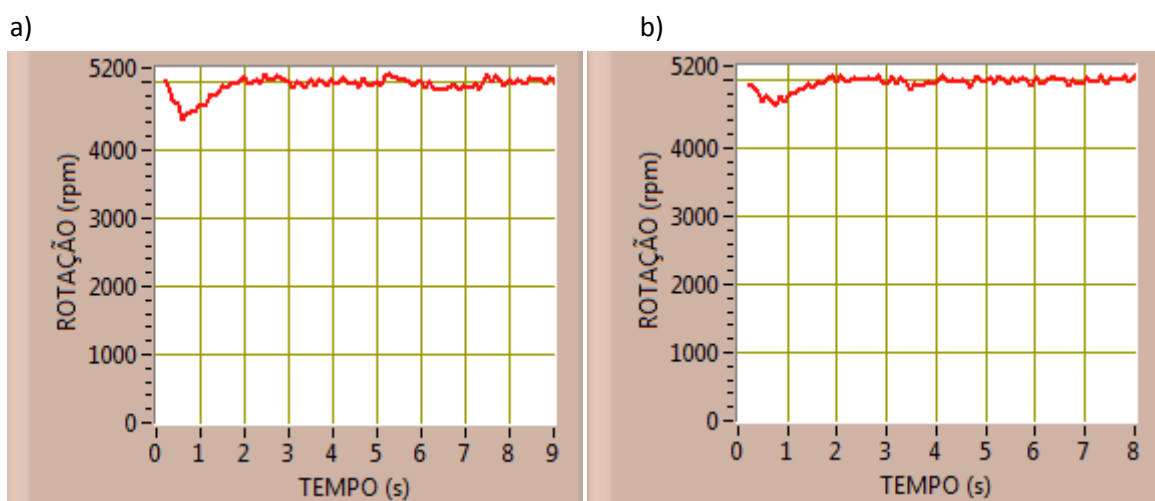


Figura 5.15: Monitoramento da rotação em 5000 rpm para ensaios com o motor de 10cc: (a) ensaio realizado com Força Axial de 1500 kgf; (b) ensaio realizado com Força Axial de 2000 kgf.

Após realização dos testes anteriores com controle efetivo da rotação para 5000 rpm, surgiu a necessidade de se realizar testes do motor de 10cc para aplicação de cargas de até 3000 kgf. Caso os resultados fossem positivos, este motor passaria a ser considerado para a estrutura da UPPA 4, substituindo definitivamente o motor de 16cc. Porém, nos testes realizados para carga acima de 2000 kgf ocorreu travamento do eixo do motor hidráulico. Para resolver esta questão, optou-se por aumentar a pressão de entrada do motor hidráulico para o limite do equipamento (315 bar), com o intuito de prover energia suficiente ao equipamento para processamento do pino com cargas maiores. A Figura 5.16 apresenta a resposta gráfica do controle de rotação para um ensaio com 5000 rpm e aplicação de carga axial de 2500 kgf, onde pode-se

notar o travamento do eixo do motor hidráulico, mesmo com pressão de entrada em 315 bar.

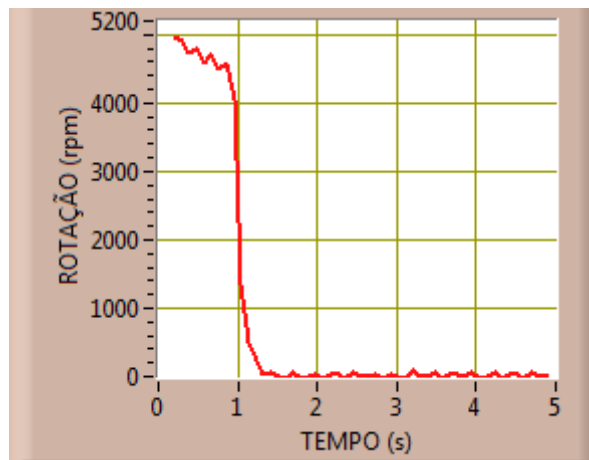


Figura 5.16: Monitoramento da rotação durante teste com motor de 10cc e pressão de entrada ajustada para até 315 bar, com travamento do eixo após 1 segundo.

A ocorrência de travamento do eixo se repetiu para outros ensaios, com cargas da ordem de 2200 kgf. Após alguns testes, houve o rompimento da carcaça do motor hidráulico de 10cc. Após análise junto à equipe técnica da Bosch-Rexroth concluiu-se que tal rompimento pode ter ocorrido devido à fadiga do motor ao longo dos ensaios realizados na UPPA 1, provocados por desgaste de operação e principalmente pela presença de golpes de Ariete no sistema hidráulico, absorvidos diretamente pelo motor. A Figura 5.17 mostra o motor de 10cc com a carcaça danificada.

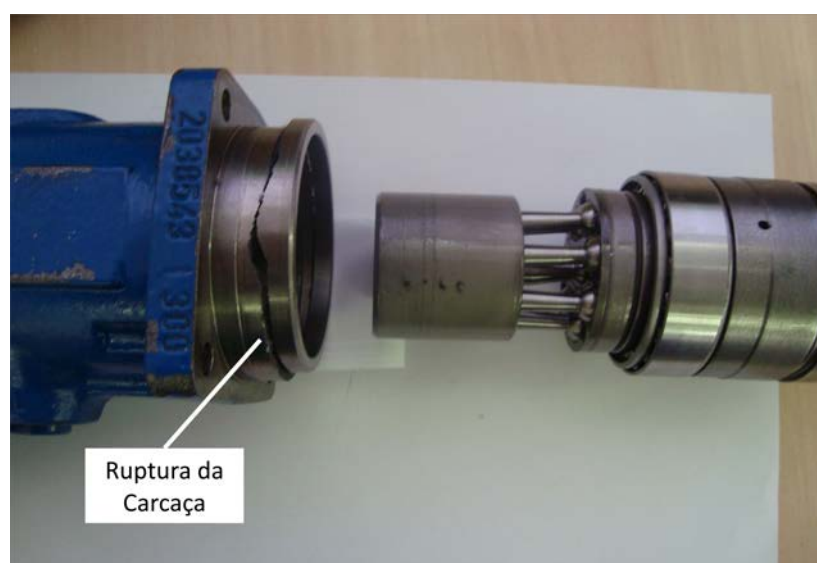


Figura 5.17: Carcaça do motor hidráulico de 10cc danificada após realização de testes.

Após rompimento da carcaça do motor de 10cc, foram retomados os testes com o motor de 16cc, porém com avaliação mais detalhada da interação entre este motor e a estrutura hidráulica disponível para redefinição dos limites de operação do equipamento.

Para isso, foram levantadas as curvas de rotação do motor hidráulico de 16cc sem carga, observando-se a resposta deste até seu limite máximo, diferentemente do procedimento realizado anteriormente à realização dos testes iniciais, onde havia-se levantado somente a resposta do motor para rotações na faixa de 3000 a 5000 rpm.

Este levantamento permitiu verificar um comportamento não-linear da rotação, sendo a faixa de não-linearidade iniciando-se próximo a 5000 rpm, e a faixa de saturação próximo a 6000 rpm, conforme Figura 5.18. Cruzando-se os dados desta curva com as respostas obtidas do controle da rotação nos testes com carga, pôde-se definir a região de instabilidade e travamento do eixo, a zona de transição e a região estável onde conseguiu-se controle efetivo da rotação durante todos os testes com carga. Assim, pôde-se ver a limitação e a interferência da estrutura hidráulica na resposta do controle da rotação do motor de 16cc, uma vez que inicialmente procurava-se obter controle na zona de transição (próximo a 5000 rpm), o que hidraulicamente apresenta-se como fonte de oscilação do sistema.

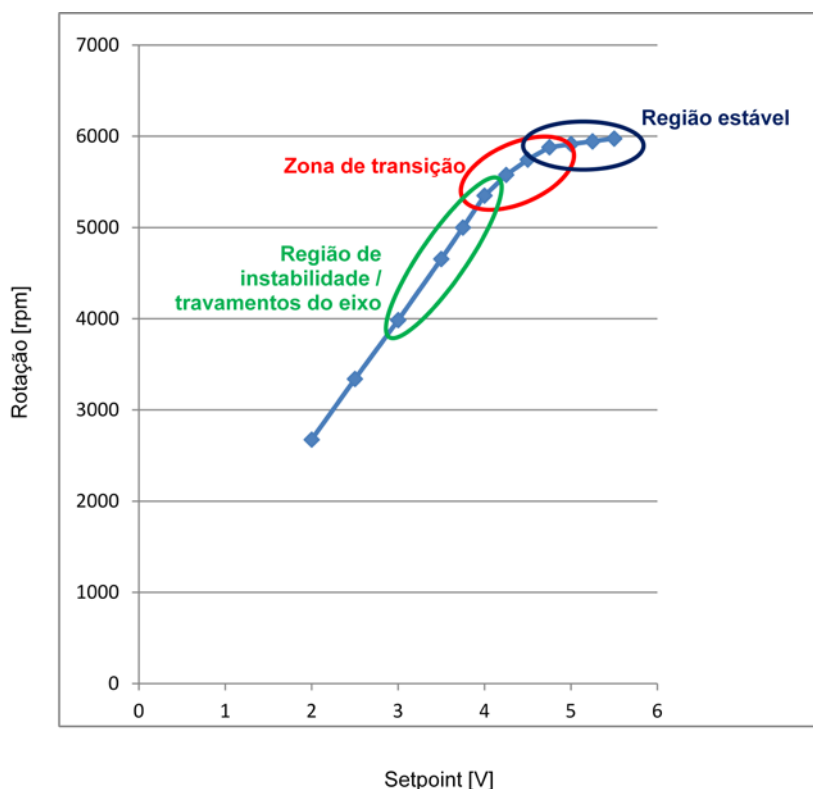


Figura 5.18: Curva de resposta da rotação do motor de 16cc até limite de operação do equipamento.

5.3.2.5. Reconfiguração do VT-HACD

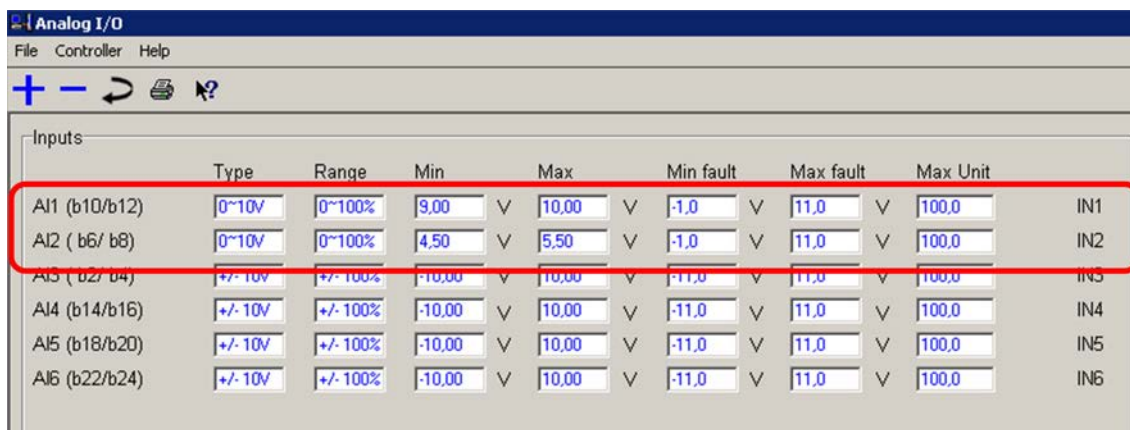
Uma vez verificado o comportamento não-linear da rotação, definiu-se a região de saturação do motor hidráulico como referência de rotação para realização de ensaios de PPA. Esta região foi escolhida por combinar linearidade (enquanto região isolada) e comportamento não-oscilante do sistema de rotação. Para garantir a operação do equipamento nesta região estável foi refeita a configuração do controlador VT-HACD.

Através do *software* Bodac®, é possível limitar os parâmetros de *setpoint*, *feedback* e saída do controlador PID através das configurações de seus canais analógicos. Para isso, foi feita uma varredura para obtenção da equivalência entre estes parâmetros em tensão (Volts) e a faixa de rotação de 5700 rpm a 6000 rpm pertencente à região estável, e então configurados os limites de tensão dos canais analógicos de cada parâmetro no controlador PID. O sistema de *setpoint* e saída corrigida para a válvula apresentou uma faixa de operação de 4,5 V a 5,5 V para varredura desta faixa de rotação, enquanto o *feedback*, para a mesma faixa, retornou valores de 9 V a 10 V. Estes limites foram então configurados através do *software* Bodac® e enviados ao controlador VT-HACD, limitando assim a faixa de atuação do controlador junto à válvula proporcional.

Na Figura 5.19 (a) é mostrada a tela do Bodac® para configuração dos limites de tensão dos canais de entrada analógica, que podem ser configurados de -10 V a +10 V. Na tela, pode-se ver a entrada AI1, referente ao *feedback*, configurada de 9 V a 10 V, e a entrada AI2, referente ao *setpoint*, configurada para a faixa de 4,5 V a 5,5 V.

Na Figura 5.19 (b), pode-se ver a tela do Bodac® para configuração dos limites de tensão da saída analógica, que pode operar de -10 V a +10 V. A saída foi limitada de 4,5 V a 5,5 V, garantindo que a saída corrigida do controlador PID opere sempre dentro da faixa de estabilidade do motor hidráulico, com rotações de 5700 a 6000 rpm.

a)



b)

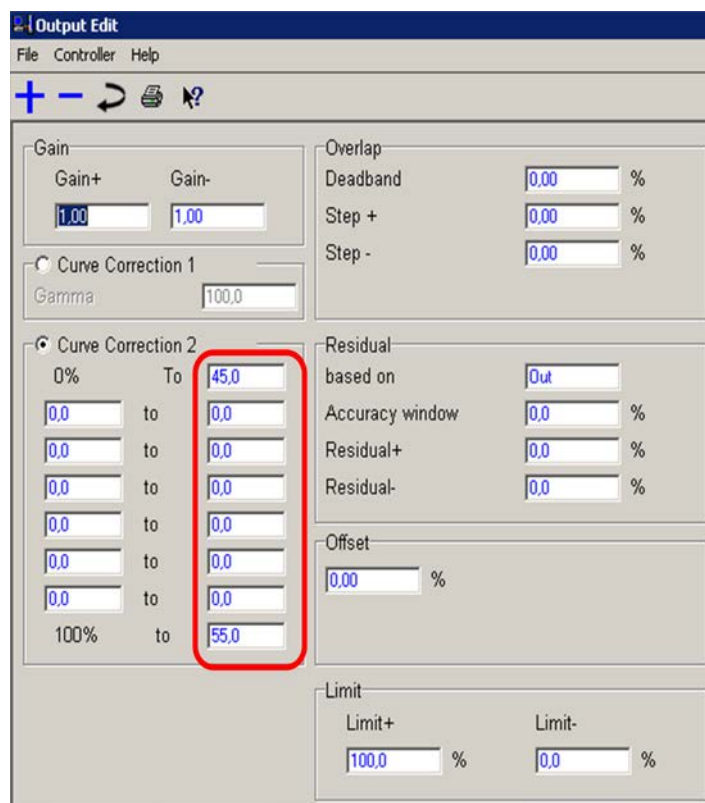


Figura 5.19: Telas do Bodac® para configuração dos canais analógicos do controlador VT-HACD: (a), configuração das entradas analógicas, sendo AI1 aquisição do *feedback*, configurado de 9 V a 10 V, e AI2 aquisição do *setpoint*, configurado de 4,5 V a 5,5 V; (b) configuração do sinal de saída, com valores limitados de 4,5 V a 5,5 V, equivalentes à faixa de 5700 a 6000 rpm no motor hidráulico.

Após estas configurações, foram realizados diversos testes, todos bem sucedidos quanto ao controle da rotação. Estes testes foram realizados para rotações de 6000 rpm e forças axiais variando de 2000 kgf a 3000 kgf. A Figura 5.20 apresenta o resultado do controle da rotação para dois ensaios de PPA realizados com força axial de 2500 kgf. Pode-se observar a rotação bem controlada e estável até o fim do processo.

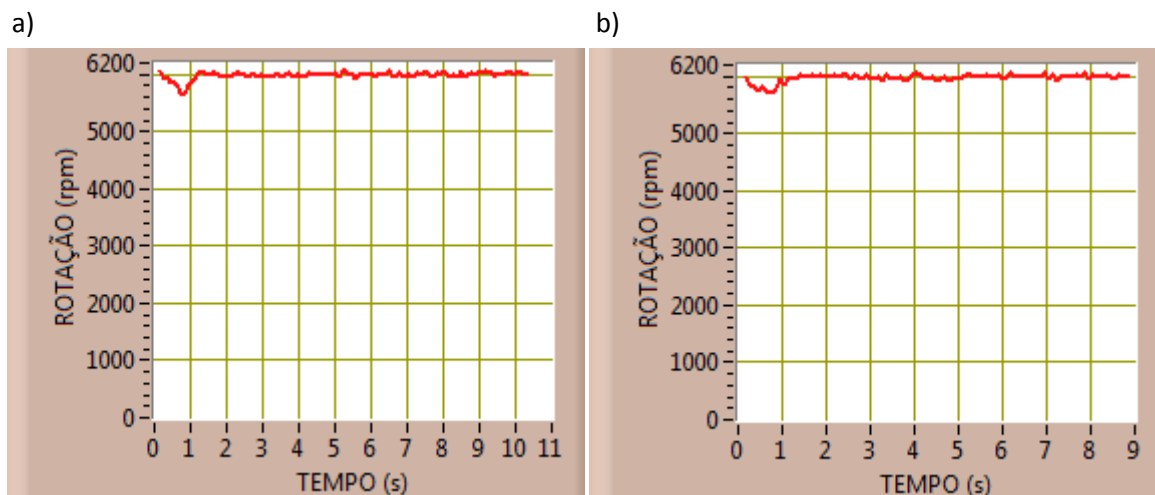


Figura 5.20: Monitoramento gráfico da rotação durante dois ensaios de PPA, com rotação de 6000 rpm e força axial de 2500 kgf.

5.4. Validação do programa de controle

Após obtenção da resposta estável dos controladores de Força Axial e Rotação, partiu-se para validação do programa de controle através da realização de diversos testes, utilizando-se as configurações definidas anteriormente. A Figura 5.21 mostra a tela de acompanhamento gráfico de um ensaio realizado em um estágio, com Rotação de 6000 rpm, Força Axial de 2500 kgf e Comprimento de Queima de 8 mm.

Pela figura, pode-se ver através do gráfico da Rotação o controle desta em aproximadamente 6000 rpm durante todo o ensaio. O controle da Força Axial manteve-se em aproximadamente 2400 kgf durante o teste, pouco abaixo do *setpoint* enviado devido a uma pequena variação na curva de verificação de *feedback* da força axial. Após o teste, o sistema foi recalibrado para ajustar o valor de *feedback*, corrigindo assim esta pequena variação na leitura da força axial. Pode-se ver pelo gráfico do “comprimento de queima” o deslocamento do eixo até 8 mm, caracterizando assim a parada automática do programa após atingir o comprimento de queima do pino definido pelo operador.

A combinação destes resultados culminou na validação do programa, uma vez que conseguiu-se o acompanhamento gráfico de todos os parâmetros necessários à realização de um ensaio de PPA em suas unidades correspondentes às grandezas mensuradas. Além disso, a execução da sequência correta de acionamentos e a parada automática do programa após atingir o comprimento de queima do pino, validaram o funcionamento do programa como um todo, de acordo com o fluxograma previsto.

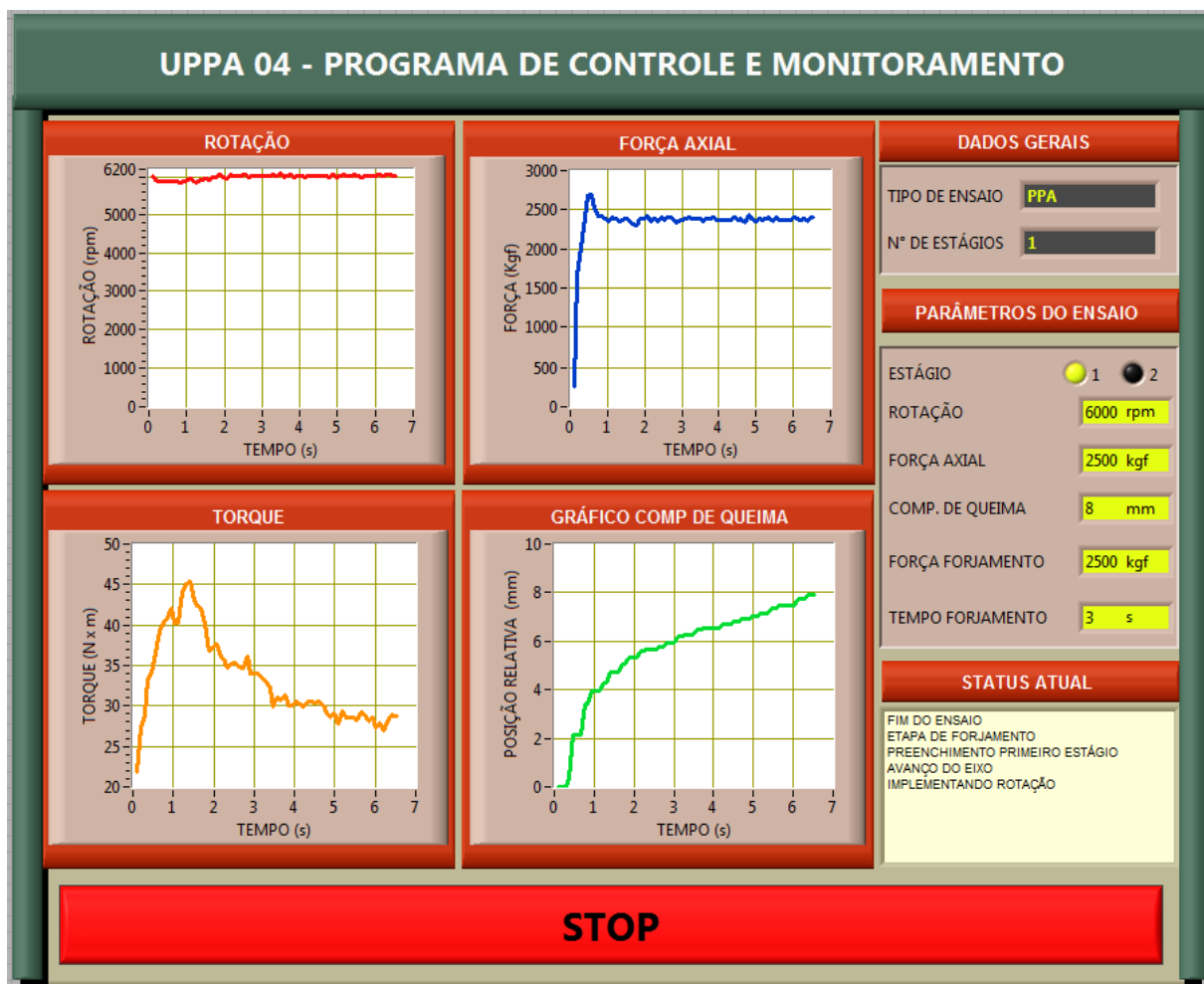


Figura 5.21: IHM do programa de controle, com o monitoramento gráfico completo de um ensaio de PPA, com Rotação de 6000 rpm, Força Axial de 2500 kgf e Comprimento de Queima de 8 mm.

A Figura 5.22 mostra as fotos de um dos ensaios realizados, com preenchimento do bloco através de um pino, porém com falhas de preenchimento detectadas após corte transversal da amostra. Esta falha de preenchimento repetiu-se em todas as amostras, apesar do controle estável dos parâmetros de Rotação e Força Axial. Após análise da falha encontrada nos preenchimentos, concluiu-se que tais falhas estão relacionadas a vibrações mecânicas do bloco durante a realização dos testes. Estas vibrações advêm da estrutura de fixação da amostra, apresentada na Figura 5.23, que é feita somente pelo apoio do bloco no porta-amostra, apresentando uma ineficiência em evitar a ocorrência de pequenas vibrações durante a realização de um ensaio de PPA devido à falta de sistemas de travamento do bloco. Após a realização destes testes, o equipamento foi desmontado para manutenção mecânica geral, portanto não foi possível repetir os testes anteriores com um novo sistema de fixação.

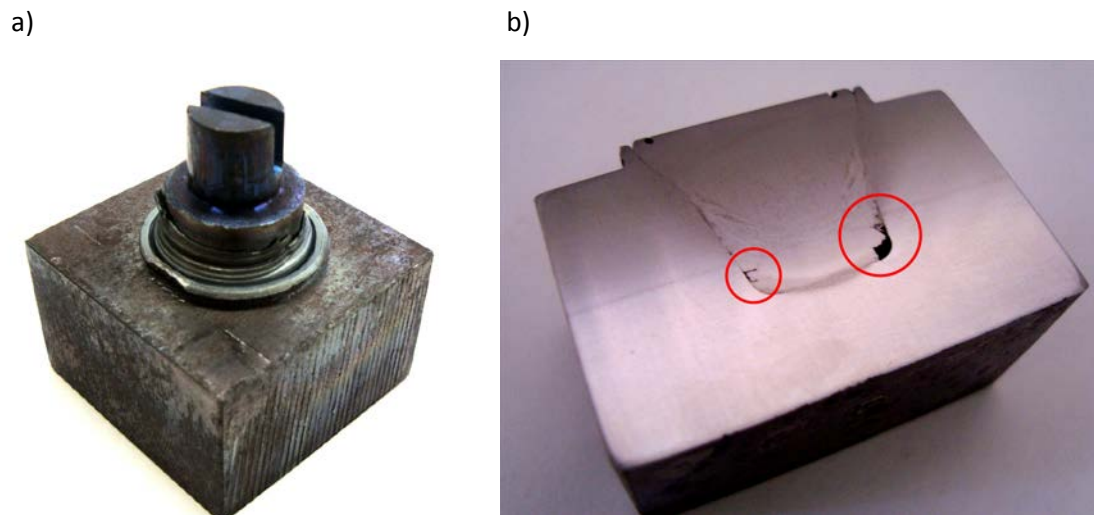


Figura 5.22: Imagens de um conjunto pino-bloco após ensaio de PPA. Em (a), foto do conjunto logo após realização do teste; em (b), imagem do conjunto após corte transversal, com destaque para ocorrência de falhas de preenchimento na interface pino-bloco, provavelmente por vibração mecânica da amostra durante o teste.

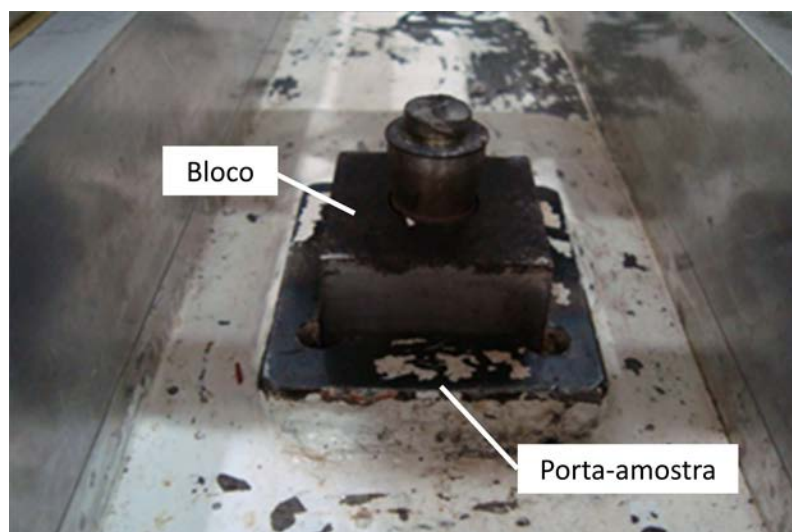


Figura 5.23: Sistema de fixação do bloco no porta-amostra, onde pode-se observar o apoio do bloco no porta-amostra sem sistemas de travamento que evitariam ocorrência de vibrações mecânicas durante um PPA.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES

Durante este trabalho, foram desenvolvidos dispositivos eletrônicos e utilizados elementos de instrumentação visando a obtenção de um sistema de controle e monitoramento para a UPPA 4. Além disso, foi desenvolvido um *software* responsável por gerenciar os dados de saída e aquisição do processo seguindo o fluxograma adequado à realização de ensaios do tipo PPA. Ainda, foram realizados ajustes dos controladores PID utilizados no sistema e levantadas as curvas de verificação destes de forma a possibilitar a intercomunicação entre toda a instrumentação e o *hardware* utilizado, sejam eles a placa PCI de aquisição ou os controladores PID.

A seguir serão listadas as principais conclusões obtidas deste trabalho.

1. A utilização de sensores de rotação, força axial, torque e comprimento de queima possibilitou o monitoramento e o controle, permitindo não só o acompanhamento gráfico em tempo real durante um PPA como também o ajuste dos parâmetros durante os testes.

2. O desenvolvimento de dispositivos eletrônicos permitiu o condicionamento dos sinais adquiridos, possibilitando assim a acomodação destes sinais de acordo com as placas de aquisição utilizadas. A utilização do conversor de frequência em tensão tornou possível a aquisição do sinal de rotação em nível contínuo de 0 V a 10 V, compatível com as entradas analógicas da placa PCI utilizada no sistema. Da mesma forma, o emprego de circuitos subtratores possibilitou a aquisição da diferença dos transdutores de pressão instalados no equipamento, permitindo assim a aquisição de sinais proporcionais à força axial e ao torque durante o processo. Ainda, o desenvolvimento de um circuito conversor de nível digital de 5 V para 24 V tornou possível ao sistema o acionamento digital dos CLP's e válvulas

digitais empregadas no sistema hidráulico através da placa PCI, possibilitando assim o acionamento automático via *software*.

3. O levantamento das curvas de verificação permitiu a conversão dos sinais adquiridos pelos sensores para as unidades equivalentes das grandezas mensuráveis pelos mesmos, permitindo assim o monitoramento, via *software*, dos parâmetros necessários aos ensaios de PPA.

4. A resposta do controle PID da força axial com carga apresentou-se estável a partir dos primeiros testes, evidenciando a pouca alteração sofrida pelo projeto do cilindro hidráulico, sem modificações na função de transferência do sistema de carga axial.

5. A instabilidade no controle em malha fechada e com carga do sistema de rotação evidenciou uma série de fatores não considerados de início na concepção da UPPA 4. Dentre elas, destacam-se:

- a. A substituição do motor de 10cc, utilizado na UPPA 1, pelo motor de 16cc da UPPA 4 modificou a função de transferência do sistema, tornando-se necessário todo um procedimento de ajuste de sintonia da malha PID para controle do sistema.
- b. O levantamento da curva completa de resposta da rotação possibilitou verificar que as faixas de rotação definidas inicialmente, de 3000 rpm a 5000 rpm, encontram-se na zona de instabilidade e falta de torque do equipamento. Além disso, rotações da ordem de 5000 rpm encontram-se numa zona de transição, favorecendo a instabilidade da rotação.
- c. A presença de ruídos mecânicos advindos do sistema de fixação da amostra sem travamento, provocando vibrações durante a realização de ensaios de PPA, pode ser considerada uma das causas da instabilidade da rotação, uma vez que a falha na fixação da amostra altera fortemente o tempo de aquecimento da

interface pino-bloco, influenciando no controle da rotação do eixo do motor.

6. O funcionamento conjunto de todas as etapas comprovadas pelos experimentos de validação, evidenciam o objetivo alcançado pelo trabalho, conseguindo-se um sistema de controle e monitoramento para a UPPA 4, capacitando o equipamento à realização de ensaios de PPA de forma automatizada e segura.
7. Ao longo deste trabalho, foi possível perceber a grande importância da interação entre os sistemas hidráulico, mecânico e elétrico, imprescindível para um projeto correto e eficaz de instrumentação e controle, de forma a se conseguir um equipamento funcional dentro dos parâmetros estabelecidos para realização de ensaios de PPA.

CAPÍTULO 7

SUGESTÃO DE TABALHOS FUTUROS

De posse do sistema desenvolvido e das análises sobre seu funcionamento, sugere-se uma série de modificações para continuidade dos próximos trabalhos visando melhorias na UPPA 4.

Dentre estas sugestões, destacam-se:

1. A válvula servo-solenóide proporcional de controle da vazão do motor hidráulico (sistema de rotação) deve ser substituída por outra equivalente, porém redimensionada para operação com o motor de 16cc. Com isso será possível, sob o ponto de vista de controle estável, operar o equipamento nas faixas de rotação determinadas inicialmente. Esta substituição, no entanto, não isenta de uma análise quanto ao momento inercial do pórtico desenvolvido para a UPPA 4, que apresenta massa menor que o pórtico da UPPA 1. Isto pode se apresentar como um fator de travamento do eixo para rotações mais baixas, onde o aporte térmico é menor e torna-se necessário maior potência para o processo.
2. O rompimento da carcaça do motor de 10cc durante os testes evidenciaram a ausência de elementos de proteção mecânica no equipamento. Para se evitar golpes de Ariete no sistema de rotação, sugere-se a substituição da válvula direcional por uma proporcional, possibilitando uma rampa de desaceleração, suavizando assim os impactos de parada na linha de pressão.

3. O sistema de fixação da amostra deverá ser revisto, prevendo um dispositivo de travamento do bloco impedindo a ocorrência de vibrações mecânicas durante ensaios de PPA.
4. Após as alterações anteriores, será necessário rever o sistema de controle da rotação, com nova configuração do controlador Bodac® a partir da resposta da rotação frente à nova válvula servo-solenóide proporcional, bem como levantamento das novas curvas de resposta da rotação e o reajuste dos parâmetros PID para controle desta.
5. Por fim, propõe-se um estudo mais completo acerca de novas estratégias de controle não-linear e/ou adaptativo, com base, por exemplo, em lógica nebulosa (Fuzzy), uma vez que, com a utilização de válvula servo-solenóide para controle da vazão, torna-se necessária a atualização dinâmica dos parâmetros de K_p , K_i e K_d em tempo real.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANDREWS, R.E.; MITCHELL, S.J. Underwater repair by friction stitch welding, Metals and Materials. p. 796-797, Dec. 1990.

AWS - AMERICAN WELDING SOCIETY. Welding Handbook. 8. ed. Miami, 1991. v. 2, (0-87171-354-3).

BETHLEHEM, W., "Geeignet zur Prozeßüberwachung: Störungen des Momentenverlaufs lassen fehlerhafte Reibschweißungen erkennen". Schweißen und Schneiden, 1984. 36(1): p. 23-28.

BLAKEMORE, G. R. Friction Stud Welding in Hazardous Areas. Welding & Metal Fabrication, p. 428-430, Nov./Dec. 1993.

BLAKEMORE, G. R. Friction Welding - Technology for the New Millennium. In: OFFSHORE CONFERENCE, May. 1999, Houston, Texas.

BORGES, B. M., Instrumentação, Controle e Operacionalização de uma Unidade de Reparo por Atrito com Capacidade de Carga Axial de 500 kN. Dissertação de mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2011.

CAIXETA, L. A., Otimização de Parâmetros de Processamento de Pinos por Atrito em Unidade com Capacidade de 245 kN. Dissertação de mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2011.

CROSSLAND, B. Friction Welding - Recommended Practices for Friction Welding. In Contemporary Physics, v. 12, n. 6, p 559-574, 1971.

DELANY, F.; LUCAS, W.; THOMAS, W.; HOWSE, D.; ABSON, D. MULLIGAN, S.; BIRD, C. Advanced joining processes for repair in nuclear power plants. In: International Forum on Welding Technologies in Energy Engineering September 21 – 23, 2005, Shanghai, China.

ELLIS C. R. G. Continuous Drive Friction Welding of Mild Steel. Welding Journal, p 183s-197s, Apr. 1972.

ESPINOZA, V. A. A., Incorporação superficial de nitrogênio em filmes DLC tratados em plasma de radio frequência. Dissertação de Mestrado, Departamento de Física, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2003.

GRIGORIAN, H. I., SCHERF, W. C. Yu and O. CHRISTENSEN, Cost-Effective structural Upgrade and Life Extension of Ekofisk Platforms with Use of Modern Reassessment Techniques. In Offshore Tecnology Conference. 30.4-3.5.2001, Huston: OTC, Richardson, 2001.

HWANG, H. F., Desenvolvimento, Projeto, Construção e Teste de um Cilindro de Reparo por Atrito Portátil. Dissertação de mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2010.

LEBEDEV, V. K.; CHERNENKO, I. A. Friction Welding. Sov. Tech. Ver., 1992. v.4. p. 59 – 168.

LOTSBERG, I.; LANDET, E., Fatigue capacity of side longitudinals in floating structures. Marine Structures, 18, 2005, p. 25-42.

MEYER, A. Friction Hydro Pillar Processing – Bonding Mechanism and Properties. 2002. 123 p. Dr.-Ing. Thesis an der Technischen Universität Braunschweig, Hamburg, 2002.

MEYER, A.; PAULY, D.; SANTOS, J.F.; PINHEIRO, G.; ROOS, A.; GIBSON, D.; BLAKEMORE, G.R. Considerations on robotic friction stitch welding for the repair of

marine structures. In: 20th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, 20, 2001, Rio de Janeiro, Brasil, Proceedings of OMAE '01, p. 145-151.

NICULA, M. T., Estudo, Análise e Simulação das Técnicas de Sintonia de Controladores PID Mais Empregadas Atualmente em Plantas Industriais. Trabalho de Conclusão de Curso, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2010.

NIXON, J. Effects of Water Depth on Friction Stud Welding Parameters. School of Welding and Joining Technology, Cranfield, Cranfield University, England, 1986.

PINHEIRO, G. A.; BRACARENSE, A. Q.; MARQUES, P. V.; MEYER, A.; DOS SANTOS, J.F.; BLAKEMORE, G. R., Costura por Fricção: Fundamentos e Aplicações. 1º Cobef, abr. 2001.

PIRES, R. R. Efeitos da Geometria, da Força Axial e da Rotação no Reparo por Atrito. 2007. 136 f. Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2007.

SALAMA, M. M.; LOTSBERG, I., OMAE-FPSO'04-0054 Fatigue performance of repaired FPSO details using stitch friction welding process. OMAE Speciality Symposium on FPSO Integrity, 2004, Houston, USA, Proceedings of OMAE-FPSO, p. 1-9.

SOUZA, R. J. Desenvolvimento, Projeto e Construção de um Equipamento de Reparo de Trincas por Atrito. 2006. 42 f. Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2006.

TEBBETT, I.E.; FORSYTH, P.; CHISHOLM, S. Low Cost Jacket Repairs Using New Shear Connection Techniques. In: INTERNATIONAL OFFSHORE INSPECTION REPAIR AND MAINTENANCE CONFERENCE, Aberdeen, Scotland, 1988. p. 1-21.

THOMAS, W. The Need for Gas Shielding – positive advantages for two friction processes. In TWI Bulletin, Sep/Oct 1997. p. 84-88.

THOMAS, W.; NICHOLAS, D.; JONES, S. B.; LILLY, R. H.; DAWES, C. J.; DOLBY, R. E., Friction Forming. TWI, Cambridge, Patent Nº. EP 0 602 072 B1, 1993.

VILL, V.I., Friction Welding of Metals, ed. I.P. Baykova. 1962, New York: American Welding Society, Inc.

VOUTCHKOV I.; JAWORSKI B.; VITANOV V. I.; G.M. BEDFORD. An integrated approach to friction surfacing process optimisation. Surface and Coatings Technology 141 26-33, 2001.

WANG, K. K. e NAGAPPAN P., "Transient Temperature Distribution in Inertia Welding of Steels". Welding Journal, 1970. 49(9): p. 419 - 426.

WICHELHAUS, G. Berchnung der Stoßflächentemperatur beim Reibschweißen. In Schweißen und Schoneiden, 1975. p. 9-10.