

AMAURI DIAS DE CARVALHO

**DESENVOLVIMENTO DE UM CONTROLADOR AUTOMÁTICO
PARA SISTEMAS DE GUIAGEM DE TIRAS DE AÇO EM
LINHAS DE PROCESSOS SIDERÚRGICOS**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em
Engenharia.

**São Paulo
2003**

014

AMAURI DIAS DE CARVALHO

**DESENVOLVIMENTO DE UM CONTROLADOR AUTOMÁTICO
PARA SISTEMAS DE GUIAGEM DE TIRAS DE AÇO EM
LINHAS DE PROCESSOS SIDERÚRGICOS**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em
Engenharia.

Área de Concentração
Engenharia de Sistemas

Orientador:

Prof. Dr. José Jaime da Cruz

São Paulo

2003

“Potência não é nada sem controle”.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais Arnô (in memoriam) e Anozá, que com entusiasmo me incentivaram. Pelo orgulho e emoção sinceros, sempre carinhosamente demonstrados. Pelos exemplos e palavras que serviram de reforço para a conclusão deste trabalho.

À minha esposa Dayse e aos meus filhos Daniel e Rafaela, por entenderem as longas horas dedicadas à construção deste trabalho, pelo carinho, interesse, paciência... Sem esse apoio seria impossível alcançar este marco em minha vida pessoal e profissional.

Ao meu orientador e amigo Prof. Dr. José Jaime da Cruz, pela postura, pelo respeito às minhas dúvidas, pela dedicação, pela simpatia, pela paciência... Um verdadeiro mestre.

Ao amigo Me. Carlos Thadeu de Ávila Pires, por ajudar-me a interpretar os fenômenos envolvidos no trabalho, pelas tardes de estudo, pelo exemplo e incentivo.

Ao amigo Vitor Caio de Almeida, pelo encontro com a Escola Politécnica da USP e também pela confiança, incentivo e interesse.

Aos engenheiros da COSIPA, Paulo César Faria Marques, Hélio Rodrigues e Jackson Soares de Souza Reis, por apoiarem e compreenderem a importância do aprimoramento técnico de suas equipes.

À equipe de operação e manutenção mecânica, elétrica e de instrumentação do Laminador de Tiras a Frio da COSIPA, pela ajuda no levantamento de dados e implantação das sugestões.

RESUMO

O controle de posição de tiras de aço durante o seu processo, quer seja no desbobinamento ou bobinamento, bem como na centralização nas seções intermediárias da linha de produção, é vital para obterem-se bons índices de qualidade do produto e para a garantia da estabilidade operacional. O tema ganha mais importância dentro da siderurgia e sua relevância, no tocante à questão da qualidade do produto, é clara quando se tem que garantir a produção de uma tira sem deformidades nas bordas e desalinhamentos na formação da bobina. Existem no mercado controladores destinados a esta tarefa, mas que não levam em consideração alguns parâmetros julgados importantes para um bom resultado no trabalho de manter-se a tira centralizada, tal como a sua velocidade. O objetivo deste trabalho é desenvolver um controlador automático para corrigir e/ou melhorar o bobinamento/desbobinamento e a centralização da tira, que leve em consideração os parâmetros citados. O trabalho compor-se-á do modelamento matemático do sistema, especificação de pontos de realimentação, projeto do controlador e simulações em computador. A oportunidade de tratar-se um problema existente no meio industrial com mais profundidade, utilizando-se mais conceitos de engenharia, foi uma motivação extra.

ABSTRACT

The position control of steel strips during its processing in an uncoiler or coiler operation, as well as its centralization in intermediate sections of production lines is of major importance to reach good product quality and to guarantee operational stability. The subject has had increasing importance in metalwork industry and its significance, with respect to product quality, is clear when it is required to produce a web without edge deformations and misalignments in a built up coil. Controllers are commercially available to perform this task, but they do not take into account some important parameters, as the speed of it, to obtain a good result in the job of keeping a web centralized. The aim is to develop an automatic controller to correct and/or improve the uncoiler/coiler operation and the strip centralization taking into account the mentioned parameters. This work includes a system mathematical model, controller design and computer simulations. The opportunity to treat a real industrial problem more deeply, using advanced engineering concepts, has been an extra motivation.

ERRATA

PÁGINA	LINHA	ONDE SE LÊ	LEIA-SE
Resumo	05	obterem-se	a obtenção de
39	05	$X_S(s) = \left(\frac{K_V \omega_s^2}{s^2 + 2\xi_s \omega_s + \omega_s^2} \right) I_c(s)$	$X_S(s) = \left(\frac{K_V \omega_s^2}{s^2 + 2\xi_s \omega_s s + \omega_s^2} \right) I_c(s)$
42	17	$\bar{p}_c = \left(\frac{X_{DN}}{AeP_{CN}} \right) M\ddot{x}_D + B\dot{x}_D$	$\bar{p}_c = \frac{X_{DN}}{AeP_{CN}} (M\ddot{x}_D + B\dot{x}_D)$
43	01	$\frac{\bar{X}_S(s)}{\bar{I}_C(s)} = \frac{K_V \omega_s^2}{s^2 + 2\xi_s \omega_s + \omega_s^2} \cdot \frac{I_{CN}}{X_{SN}}$	$\frac{\bar{X}_S(s)}{\bar{I}_C(s)} = \frac{K_V \omega_s^2}{s^2 + 2\xi_s \omega_s s + \omega_s^2} \cdot \frac{I_{CN}}{X_{SN}}$
63	02	análise analítica	análise
63	10	$KP = \frac{51}{10} \cdot (0,9515P + 0,0485) \cdot \frac{220}{22}$	$KP = \frac{51}{10} \cdot (0,9515P + 0,0485) \cdot \frac{220}{20}$
71	19 col 4	46,937	±46,937
71	19 col 5	61,499	±61,499
79	15	1958	1982
83	25 col 2	4,305	-4,305
83	25 col 3	1,023	-1,023
83	25 col 4	4,305	-4,305
83	25 col 5	1,023	-1,023
92	9	7,2426	7,3426
116	04	aos requisitos	ao requisito

PÁGINA	LINHA	ONDE SE LÊ	LEIA-SE
116	05	estabelecidos	estabelecido
116	05	eram	era
VI	09	Coeficiente de amortecimento	Coefic. de amortecimento (ξ_s)

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	i
LISTA DE TABELAS.....	iv
LISTA DE ABREVIATURAS.....	v
LISTA DE SÍMBOLOS.....	vi
Capítulo 1 - INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Objetivo.....	1
1.2 Justificativas.....	2
1.3 Metodologia.....	3
1.4 Revisão bibliográfica.....	5
Capítulo 2 - O PROBLEMA DA CENTRALIZAÇÃO DE TIRAS.....	11
2.1 Introdução.....	11
2.2 O Centralizador do LTF da COSIPA.....	11
2.3 Apresentação de tipos de sistemas de centralização.....	14
2.3.1 Sistemas eletromecânicos.....	15
2.3.2 Sistemas eletrohidráulicos.....	15
2.3.3 Sistemas pneumohidráulicos.....	16
2.4 Formas de controle de posição de tiras de aço.....	17
2.4.1 Controle de posição das bordas da tira.....	17
2.4.2 Controle da centralização da tira.....	17
2.5 Aplicações básicas dos sistemas de posicionamento.....	19
2.5.1 Sistemas de posicionamento para desenroladeiras.....	19
2.5.2 Sistemas de posicionamento para enroladeiras.....	19
2.5.3 Sistemas de centralização intermediária.....	20
Capítulo 3 - MODELO MATEMÁTICO.....	22
3.1 Introdução.....	22
3.2 Modelamento dinâmico dos componentes.....	22
3.2.1 Servoválvula.....	23
3.2.1.1 Equação do movimento.....	24
3.2.1.2 Equação da vazão de controle linearizada.....	24
3.2.2 Cilindros hidráulicos e cargas.....	27

3.2.2.1 Equação da continuidade	28
3.2.2.2 Equação do Movimento	31
3.2.3 Movimento da tira	34
3.2.4 Perturbação	37
3.2.5 Sensor de posição da tira	37
3.3 Descrição dinâmica do sistema no domínio da frequência	38
3.3.1 Diagrama de blocos	40
3.4 Adimensionalização das equações da planta.....	40
3.4.1 Valores nominais	40
3.4.2 Equações adimensionalizadas no domínio do tempo	42
3.4.3 O modelo adimensional da planta no domínio da frequência	42
3.5 Modelo não-linear do sistema	44
3.6 Avaliação e sintonia dos modelos	46
3.6.1 Análise da pressão de controle do sistema	48
3.6.2 Análise do deslocamento do conjunto da desenroladeira.....	58
3.6.3 Análise do modelo do controlador existente	61
3.6.4 Análise da dinâmica da tira	66
3.7 Parâmetros variáveis	69
3.7.1 Variação do parâmetro τ	69
3.7.2 Variação da massa M na desenroladeira.....	70
3.8 Definição dos requisitos de desempenho	71
3.8.1 Caracterização das perturbações existentes no sistema.....	72
3.8.2 Limitações físicas do sistema	73
3.8.3 Desempenho esperado	73
Capítulo 4 - PROJETO DO CONTROLADOR	76
4.1 Introdução	76
4.2 Estratégia de controle - compensação de avanço de fase.....	76
4.3 Projeto dos controladores	81
4.3.1 Funções de transferência da planta.....	81
4.3.2 Rejeição de perturbação	86
4.3.3 Definição da magnitude do ganho	87
4.3.4 Verificação das margens de ganho e fase.....	89

4.3.5 Projeto do compensador de avanço	93
Capítulo 5 - ANÁLISE DE RESULTADOS	97
5.1 Introdução	97
5.2 Simulações da planta com o controlador existente	98
5.3 Simulações da planta com o compensador de avanço	102
5.4 Redimensionamento da planta	111
5.5 Variação do ganho do controlador	113
Capítulo 6 - CONCLUSÕES	115
REFERÊNCIAS:	118
APÊNDICE A - Relação entre os movimentos da desenroladeira e da tira	I
APÊNDICE B - Dados da desenroladeira e da bobina	II
APÊNDICE C - Dados da servoválvula	III
APÊNDICE D - Dados do cilindro hidráulico.....	VII
APÊNDICE E - Dados do sensor.....	VIII
APÊNDICE F - Novo controlador do Sistema de Centralização do LTF	IX
APÊNDICE G - Listagem do programa do MATLAB	X

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - O centralizador da desenroladeira do LTF da COSIPA.....	11
Figura 2.2 - Diagrama de bloco do sistema existente.....	12
Figura 2.3 - Vista de um bobinamento.....	12
Figura 2.4 – Bobina sendo virada.....	13
Figura 2.5 – Bobina sendo transportada por tenaz mecânica.....	13
Figura 2.6 – Bobinas empilhadas no recozimento.....	14
Figura 2.7 - Posicionador eletromecânico.....	15
Figura 2.8 – Posicionador eletrohidráulico.....	16
Figura 2.9 - Posicionador pneumohidráulico.....	16
Figura 2.10 - Sensor fixo de borda da tira.....	17
Figura 2.11 - Sensores fixos em ambas as bordas da tira.....	18
Figura 2.12 - Sensores móveis para variações de largura.....	18
Figura 2.13 - Sensores fixos para bordas de tiras com largura variável.....	18
Figura 2.14 - Sistema de posicionamento para desenroladeira.....	19
Figura 2.15 - Sistema de posicionamento para enroladeiras.....	20
Figura 2.16 - Sistema de posicionamento intermediário.....	20
Figura 3.1 – Sistema de centralização da desenroladeira do LTF da COSIPA.....	22
Figura 3.2 – Vista externa / interna da servoválvula.....	23
Figura 3.3 – Dutos da servoválvula.....	24
Figura 3.4 - Cilindro hidráulico de dupla ação com carga acoplada.....	28
Figura 3.5 – Volume de controle genérico.....	28
Figura 3.6 – Forças de atrito em componentes hidráulicos.....	32
Figura 3.7 – Movimentos transversais em uma desenroladeira.....	35
Figura 3.8 - Relação entre o deslocamento da desenroladeira e da tira.....	36
Figura 3.9 – Sensor de posição da tira.....	38
Figura 3.10 - Diagrama de blocos do sistema de centralização do LTF.....	41
Figura 3.11 – Diagrama de blocos adimensionalizado.....	45
Figura 3.12 - Modelo não linear do sistema de centralização do LTF.....	46
Figura 3.13 - Subsistema “Servoválvula” do modelo não-linear.....	47
Figura 3.14 - Subsistema “Cilindro+carga” do modelo não-linear.....	47

Figura 3.15 - Pressão real x pressão do modelo para degrau de corrente positiva. ...	49
Figura 3.16 - Pressão real x pressão do modelo para degrau de corrente negativa. ..	49
Figura 3.17 - Detalhe do transitório de pressão quando aplicada corrente positiva. .	52
Figura 3.18 - Detalhe do transitório de pressão quando aplicada corrente negativa. 52	
Figura 3.19 - Parte imaginária dos pólos em função de β	54
Figura 3.20 - Parte real dos pólos em função de β	55
Figura 3.21 - Parte imaginária dos pólos em função de B.	55
Figura 3.22 - Parte real dos pólos em função de B.	56
Figura 3.23 - Parte imaginária dos pólos em função de M.	56
Figura 3.24 - Parte real dos pólos em função de M.	57
Figura 3.25 - Pressão de controle - comparação entre a planta e o modelo.	58
Figura 3.26 - Deslocamento da desenroladeira - corrente positiva (modelo linear)..	59
Figura 3.27 - Deslocamento da desenroladeira - corrente negativa (modelo linear). 59	
Figura 3.28 - Resposta do modelo não-linear a um degrau de corrente positiva.	60
Figura 3.29 - Resposta do modelo não-linear a um degrau de corrente negativa.	61
Figura 3.30 – Controlador existente no sistema de centralização do LTF.	62
Figura 3.31 – Modelo do controlador existente no sistema de centralização.	63
Figura 3.32 – Comparação: modelo do controlador x controlador real (100%).	65
Figura 3.33 - Comparação: modelo do controlador x controlador real (68%).	65
Figura 3.34 – Modelo da Tira e Perturbação.	66
Figura 3.35 – Resposta real e do modelo da dinâmica da tira. Ensaio 01.	67
Figura 3.36 – Resposta real e do modelo da dinâmica da tira. Ensaio 02.	68
Figura 3.37 – Vista lateral da desenroladeira do LTF	69
Figura 3.38 – Perturbação encontrada no centralizador do LTF.	72
Figura 4.1 - Diagrama de Bode - compensador de avanço p/ vários valores de α	77
Figura 4.2 - Diagramas de Bode - compensação em avanço.	78
Figura 4.3 - Diagrama polar de um compensador em avanço.	79
Figura 4.4 - Diagrama de Bode de uma rede de avanço com $\alpha = 0,1$	80
Figura 4.5 - Resposta em frequência - massa mínima e τ mínimo ao máximo.	85
Figura 4.6 - Resposta em frequência - massa máxima e τ mínimo ao máximo.	85
Figura 4.7 – Diagrama de Bode para a função 1+GK sem compensação.	88
Figura 4.8 – Diagramas de Bode para a função 1+GK compensada.	89

Figura 4.9 - Margens de ganho e fase – planta sem compensação.	90
Figura 4.10 - Margens de ganho e fase após a compensação da planta.....	91
Figura 4.11 – Resposta do modelo linear a uma perturbação na saída.	92
Figura 4.12 – Resposta do modelo não-linear a uma perturbação na saída.	93
Figura 5.1 - Modelo linear para simulações em malha fechada.	97
Figura 5.2 – Subsistema “cilindro+carga” do modelo linear.....	98
Figura 5.3 - Modelo não-linear para simulações em malha fechada.	98
Figura 5.4 - Modelo linear - rejeição de perturbação - controlador existente.....	100
Figura 5.5 – Margens de ganho e de fase da planta com o controlador existente. ..	100
Figura 5.6 - Modelo não-linear - esforço de controle p/ rejeitar perturbação.....	101
Figura 5.7 - Modelo não-linear - rejeição de perturbação - controlador existente. .	102
Figura 5.8 - Modelo linear - rejeição de perturbação senoidal.	103
Figura 5.9 - Modelo linear - transitório da rejeição à perturbação senoidal.	104
Figura 5.10 - Modelo linear - esforço de controle p/ rejeitar perturbação senoidal..	104
Figura 5.11 - Modelo linear - transitório do controle p/ rejeitar perturbação.	105
Figura 5.12 - Modelo não-linear - rejeição de perturbação senoidal.	106
Figura 5.13 - Modelo não-linear - transitório da rejeição à perturbação senoidal..	107
Figura 5.14 - Modelo não-linear - esforço de controle.	107
Figura 5.15 - Modelo linear - rejeição a perturbação em degrau.....	109
Figura 5.16 - Modelo linear - esforço de controle p/ rejeição de degrau.....	109
Figura 5.17 - Modelo não-linear - rejeição a perturbação em degrau.....	110
Figura 5.18 - Modelo não-linear - esforço de controle p/ rejeição de degrau.....	110
Figura 5.19- Modelo linear - rejeição de perurbação com vazão maior.	112
Figura 5.20- Modelo não-linear - rejeição de perurbação com vazão maior.	112
Figura 5.21- Modelo não-linear - sistema com ganho reduzido.	113
Figura C.1 – Resposta em freqüência da servoválvula com a pressão a 20bar.	III
Figura C.2 - Resposta em freqüência da servoválvula com a pressão a 200bar.	IV
Figura C.3– Curva de vazão da servoválvula.	V
Figura C.4 – Curva de pressão da servoválvula.....	V

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1- Parâmetros que influenciam os pólos da Equação (3.65).	54
Tabela 3.2 - Parâmetros do sistema de centralização do LTF.	61
Tabela 3.3 – Velocidade da tira, comprimento l e τ obtidos durante os ensaios.	67
Tabela 3.4 – Localização dos pólos em função da variação da massa.	71
Tabela 4.1 – Pólos das funções de transferências do sistema de centralização.	83
Tabela 4.2 - Amplitude e fase do sistema na frequência de 3,14rad/s.	84
Tabela 4.3 - Margens de ganho e fase do sistema de centralização.	90
Tabela 4.4 - Pólos da planta em malha fechada.	92
Tabela 5.1 – Resultados dos compensadores de avanço no modelo linear.	105
Tabela 5.2 – Resultados dos compensadores de avanço no modelo não-linear.	108
Tabela B.1 – Dados da desenroladeira.	II
Tabela B.2 – Dados da bobina.	II
Tabela C.1 – Dados da servoválvula.	VI
Tabela D.1 – Dados do cilindro hidráulico.	VII
Tabela E.1 – Dados do sensor S_t	VIII

LISTA DE ABREVIATURAS

USP - Universidade de São Paulo.

COSIPA - Companhia Siderúrgica Paulista.

LTF - Laminador de Tiras a Frio.

LISTA DE SÍMBOLOS

x_S	abertura da servoválvula.
I_c	sinal de corrente elétrica.
K_V	ganho de corrente da válvula.
ω_s	freqüência natural da servoválvula.
ξ_s	coeficiente de amortecimento da servoválvula.
q_{vc}	vazão na servoválvula (vazão de controle).
q_{va}	vazão no orifício A.
q_{vb}	vazão no orifício B.
C_d	constante que depende da forma construtiva da válvula.
x_S	abertura da válvula.
p_s	pressão da bomba.
p_c	pressão na carga ou de controle.
ρ	densidade do óleo.
q_{vci}	vazão de controle no ponto 'i' de operação.
x_{Si}	abertura da válvula no ponto 'i' de operação.
p_{ci}	pressão de carga no ponto 'i' de operação.
K_{qo}	ganho de vazão da servoválvula.
K_{co}	coeficiente de vazão-pressão da servoválvula.
K_{po}	ganho de pressão.
q_{v1}	vazão na entrada do volume de controle.
q_{v2}	vazão na saída do volume de controle.
V	volume.
β	coeficiente de compressibilidade.
p	pressão.
q_{va1}	vazão na câmara a ₁ .
q_{vb1}	vazão na câmara b ₁ .
V_{a1}	volume da câmara a ₁ .
V_{b1}	volume da câmara b ₁ .
p_{a1}	pressão na câmara a ₁ .
p_{b1}	pressão na câmara b ₁ .

V_{a10}	volume inicial da câmara a_1 .
A_{a1}	área útil do êmbolo na câmara a_1 .
V_{b10}	volume inicial da câmara b_1 .
A_{b1}	área útil do êmbolo na câmara b_1 .
x_D	deslocamento do êmbolo do cilindro em relação à posição de referência (equivalente ao deslocamento do centralizador em relação a um ponto de referência).
A_e	área útil do êmbolo do cilindro hidráulico.
F	força.
A	área do êmbolo do cilindro.
M	massa.
x	distância percorrida em relação a um ponto inicial.
B	coeficiente de atrito viscoso.
K	constante da mola.
M_{D1}	massa da estrutura da desenroladeira do lado motor.
M_{D2}	massa da estrutura da desenroladeira do lado operação.
M_B	massa da bobina.
y	posição lateral da tira após o rolo defletor.
V_{TR}	velocidade linear da tira.
x_B	perturbação trazida pela tira.
X_{DN}	deslocamento nominal da desenroladeira.
Y_N	deslocamento nominal da tira.
L_{DS}	distância do rolo defletor até o sensor.
L_{SC}	distância do sensor até o ponto onde a tira é "mordida" pelo cilindro.
I_S	signal de corrente do sensor.
K_S	ganho do sensor de posição.
E_P	posição atual da tira sob o sensor.
I_{CN}	corrente nominal da servoválvula.
Q_{VCN}	vazão nominal da servoválvula.
X_{SN}	deslocamento nominal do êmbolo da servoválvula.
P_{CN}	pressão nominal do sistema.
X_{BN}	perturbação máxima admitida.

- A_g ganho adicional a ser inserido no compensador.
 α multiplicador do controlador de avanço.
 ω_m frequência de cruzamento do ganho.
 Φ_m ângulo de avanço.
 A_{om} módulo de sistema não compensado.

Variáveis encimadas por um traço são suas formas adimensionalizadas.

Capítulo 1 - INTRODUÇÃO

1.1 Objetivo

O objetivo do trabalho é desenvolver um controlador automático para corrigir e/ou melhorar o bobinamento/desbobinamento e a centralização de tiras, em especial as de aço.

O controle deve levar em consideração parâmetros como a velocidade da tira e a variação da massa da bobina, uma vez que, segundo a literatura e também através de observações práticas, estes parâmetros influenciam decisivamente no resultado final da planta.

Existem no mercado controladores destinados à tarefa de guiar e/ou centralizar a tira, mas que não levam em consideração os parâmetros citados e julgados importantes para um bom resultado no trabalho de manter-se a tira centralizada. O que se observa na prática é que a não inclusão destes parâmetros nas leis de controle nos leva a resultados insatisfatórios.

Não é rara a ocorrência de sérios desvios de rota da tira durante o processo de fabricação, acarretando atrasos significativos de produção, devido ao tempo que é necessário para se tomar as ações corretivas nos equipamentos de produção. Observa-se também a degradação da qualidade na formação das bobinas devido ao desalinhamento entre as espiras do produto.

O modelamento matemático do sistema, a comparação dos resultados obtidos através de alternativas de projeto de controlador, bem como a apresentação, ao final, dos resultados obtidos e conclusões, englobam os objetivos do trabalho.

Outro objetivo, que serve como motivação, é que teremos a oportunidade de tratar um problema existente no meio industrial com mais profundidade, utilizando-se mais conceitos de engenharia. Como o intuito é direcionar o trabalho para uma aplicação prática, foi escolhido o processo de controlar a posição da tira, mantendo-a centralizada, durante a operação de desenrolar uma bobina de aço no laminador de tiras a frio (LTF) da COSIPA. O modelo desenvolvido poderá ser utilizado no estudo de equipamentos similares em outras linhas de processo.

1.2 Justificativas

O controle de posição da tira de aço durante o seu processo, quer seja no desbobinamento ou bobinamento, bem como na centralização nas seções intermediárias da linha de produção, é vital para se obter bons índices de qualidade do produto e para a garantia da estabilidade operacional.

O tema tem ganho importância dentro da siderurgia e sua relevância no tocante à questão da qualidade do produto é clara quando se tem que garantir a produção de uma tira sem deformidades nas bordas e desalinhamentos na formação da bobina.

Atualmente as linhas de produção operam em altas velocidades. Hoje laminadores de tiras a frio atingem velocidades de 1000m/min, laminadores de encruamento chegam a 1200m/min, linhas de processo contínuas, tais como decapagens ou recozimentos, em suas seções de entrada e saída, atingem 500m/min e, por fim, linhas de acabamento final também podem trabalhar em torno de 500m/min.

É fácil perceber a importância da estabilidade da posição da tira durante o seu processo. Em casos de deslocamentos laterais da tira, a ponto de esta vir a tocar nas estruturas laterais dos equipamentos de processo, haveria danos e perda da produção determinada pelo tempo necessário para se remover o produto danificado da linha de produção e a normalização de eventuais avarias nos equipamentos - principalmente quando falamos de tiras de aço.

Em laminadores a frio os sistemas de guiagem nas desenroladeiras têm uma dupla função. A primeira é garantir que a tira entre centralizada nas cadeiras de redução, evitando interferências no processo de laminação, principalmente nos controles de espessura. A segunda trata da qualidade do bobinamento obtido na enroladeira, com um mínimo de desalinhamentos entre as espiras da bobina. Já existe instalado no LTF da COSIPA, um sistema adquirido no mercado, mas que apresenta problemas. Não é raro obterem-se rolos na enroladeira com desalinhamentos significativos. Estes desalinhamentos afetam diretamente a produtividade e o custo de produção. Os problemas iniciam-se no momento de mudar o eixo da bobina de horizontal para vertical, amassando a borda que estiver saliente, quando esta toca a

estrutura do virador de bobina existente na saída do LTF. Outro ponto crítico para a geração de amassamentos é no processo de recozimento, onde é imprescindível que se empilhem os rolos. A produtividade é afetada na medida que os processos posteriores ao LTF terão que parar a produção para descartar as partes amassadas, o que também impacta o custo de produção, uma vez que estes descartes deverão ser devolvidos para a aciaria na forma de sucata.

Há pouca documentação disponível sobre o equipamento, o que dificulta uma ação mais eficaz na tentativa de melhorar o seu desempenho. Os métodos atualmente utilizados para a sintonia do controlador baseiam-se na tentativa e erro. Desta forma justifica-se um estudo aprofundado para a obtenção de um modelo que possibilite a realização de simulações, objetivando determinar se o controlador existente tem condições de atender às necessidades do LTF da COSIPA, ou se será necessário implementar alguma modificação no controlador para isso.

Os resultados obtidos poderão ser utilizados nas demais linhas de produção da COSIPA, bastando para isto adaptar-se o estudo às características da nova planta a ser estudada.

No contato com fornecedores destes equipamentos, percebe-se que os mesmos tratam os sistemas como sendo todos iguais, não levando em consideração peculiaridades técnicas que podem influenciar de maneira importante os resultados esperados.

Por fim, a relevância do tema justifica o seu estudo, tanto que na Oklahoma University (Oklahoma-EUA) existe um departamento denominado “Web Handling Research Center” destinado a desenvolver pesquisas relacionadas ao transporte e manuseio de tiras. Várias empresas de renome, que têm em comum a questão do controle de posição de tiras, patrocinam as atividades deste centro de pesquisas.

1.3 Metodologia

Inicialmente será descrito o equipamento de centralização existente na desenroladeira do LTF da COSIPA. Seu funcionamento e os problemas existentes serão detalhados com a intenção de balizar o escopo do trabalho e já iniciar a definição dos índices de desempenho que serão objetivados.

Em seguida serão apresentados alguns tipos de sistemas de centralização de tiras comerciais existentes e suas possibilidades de aplicação, para expor a importância e a abrangência do tema.

Para o desenvolvimento do projeto serão construídos modelos matemáticos baseados na literatura existente.

Os parâmetros necessários para a realização das simulações serão obtidos através da pesquisa de manuais, folhas de testes, catálogos de equipamentos e ensaios feitos na planta.

Para a servoválvula hidráulica utilizaremos um modelo linear de segunda ordem que é proposto por Thayer (1965) e Guo (1991) para processos com frequências menores do que 20Hz, relacionando a corrente de controle com a abertura mecânica da válvula – a equação do movimento. Completando o modelo da servoválvula, usaremos o modelo proposto por De Negri (2001), que relaciona a vazão e pressão com a abertura mecânica – a equação da vazão de controle.

Para o modelamento do cilindro hidráulico e da estrutura de guiagem da tira, levando-se em conta a tensão aplicada à mesma, serão utilizadas as equações de continuidade e de movimento e a lei de Newton, também baseado em De Negri (2001).

O comportamento da tira ao ser desenrolada será modelado de acordo com o proposto por Campbell (1958), onde já aparecerá a influência da velocidade da tira.

As perturbações introduzidas pelo deslocamento lateral da bobina serão introduzidas na saída do modelo.

Os sistemas existentes propõem o sensoriamento da posição da tira, o que provoca um atraso natural na resposta da planta aos comandos do controlador e o que se observa na prática é uma dificuldade de se achar o ajuste adequado do controlador.

Para o projeto do controlador testaremos um controlador de avanço em comparação com o controlador existente no LTF. As simulações serão realizadas em computador utilizando-se o software MATLAB e a toolbox SIMULINK. O controlador de avanço foi escolhido por ser de fácil implementação no computador existente na planta. Já o outro tipo de controle é uma escolha natural, pois é o que atualmente está disponível.

A comparação dos resultados obtidos através das duas alternativas de projeto

do controlador, bem como a apresentação, ao final, dos resultados obtidos e conclusões fazem parte dos objetivos do trabalho.

1.4 Revisão bibliográfica

A centralização de tiras em linhas de processo é abordada em alguns artigos disponíveis na literatura técnica. O principal enfoque é na tentativa de modelar-se o comportamento da tira quando esta se movimenta sobre ou entre rolos.

Outra abordagem é a que trata de soluções para problemas encontrados no ambiente industrial, em equipamentos já instalados, cujo enfoque é eminentemente prático, apresentando soluções baseadas na vivência de especialistas.

Apesar da sua importância, pouco foi escrito ou tratado com mais profundidade sobre este tema na COSIPA. Não existe nenhum estudo interno catalogado que trate deste assunto.

Artigos contendo orientações técnicas, ressaltando cuidados na construção de sistemas de centralização, são também mencionados.

Markey (1957) registra a preocupação com a posição da tira em linhas de processo. Em seu trabalho são descritas algumas configurações de instalações dedicadas ao controle de posição, discutindo detalhes que devem ser observados nos projetos de linhas de processo contínuas quando o controle de bordas é aplicado em desenroladeiras, enroladeiras e em seções intermediárias. São abordados pontos que devem ser considerados em um dimensionamento estático de sistemas de posicionamento, incluindo recomendações a respeito de detalhes mecânicos.

Campbell (1958), pela primeira vez, apresenta modelos matemáticos de primeira ordem, no domínio da frequência, para o deslocamento da tira antes e após um rolo, e também, para o movimento de tiras durante o processo de desenrolar.

Ele considera os deslocamentos da tira na bobina como perturbações. O modelo por ele sugerido é utilizado e válido quando baixas frequências estão envolvidas. Quando altas frequências estão presentes ele reconhece a dificuldade de estabelecer modelos matemáticos mais precisos, que permitam prever o movimento lateral de tiras devido ao grande número de fatores que podem influenciar, tais como, a própria superfície da tira, a superfície dos rolos, a rigidez mecânica dos

equipamentos, entre outros.

Shah & Boening (1965) descrevem um sistema comercial utilizando sensor fotoelétrico e motor CC para o controle do posicionamento de bordas em desenroladeiras.

Deering (1965) revisita o trabalho de Markey (1957). Acrescenta uma discussão a respeito da relação existente entre a variação de massa das bobinas e os ganhos utilizados nos controladores. No entanto, não apresenta uma solução para o problema, observando a necessidade de se discutir e pesquisar o assunto

Feiertag (1967) fala sobre o comportamento de tiras sobre rolos, explicando que, não havendo deslizamento entre a tira e o rolo, a tira tende a alinhar-se perpendicularmente ao eixo do rolo do qual esta se aproxima. A partir disto, discute alguns métodos de guiagem de tiras em seções intermediárias de linhas de processos, como também analisa algumas configurações do ponto de vista mecânico.

Shelton & Reid (1971a, b) pela primeira vez discutem uma abordagem sistemática para a obtenção de equações dinâmicas dos elementos que compõem um sistema de guiagem de tira. Eles apresentam um modelo de segunda ordem para o movimento lateral de tiras, incluindo os resultados dos testes realizados para a validação dos modelos obtidos. Até esta data é o estudo mais aprofundado sobre o tema, incluindo ainda a observação que valida o modelo de Campbell (1958) quando baixas frequências estão envolvidas.

O'Brien & Mattke (1974) relacionam as principais perturbações a que estão sujeitos os centralizadores e apresentam novas fórmulas, sem demonstração, que permitem a especificação estática de equipamentos de guiagem.

Feiertag (1977) fala sobre a aplicação de um sistema pneumo-hidráulico em desenroladeiras e sugere valores que devem ser encontrados para a frequência de corte e precisão para este tipo de sistema, sem no entanto apresentar prova.

Soong & Li (1979) desenvolvem um procedimento que pode ser utilizado em simulações, mas não em controle em tempo real. Este procedimento permite analisar durante transitórios e em estado permanente, o movimento de tiras em instalações contínuas, considerando o uso ou não de guias de borda. Problemas relativos às forças de guiagem, cilindros pivotantes, taxas de deslocamentos e o efeito da conicidade da tira podem ser analisados segundo o modelo apresentado.

Sievers, Balas & Flotow (1988) em seu trabalho propõem um modelo a parâmetros distribuídos do comportamento lateral dinâmico de uma tira movendo-se sobre “n” rolos. Um trecho da tira movendo-se longitudinalmente e sob tensão é modelado como uma viga flexível utilizando conceitos da teoria de Timoshenko para vigas.

Young, Shelton & Fang (1989a) baseados em Shelton & Reid (1971a, b), desenvolvem um modelo e mostram, sob o ponto de vista estático, que quando o atrito existente entre uma tira e um rolo localizado entre dois trechos de tira é pequeno o suficiente, existem interações entre a distribuição de tensões ao longo da tira nas seções anterior e posterior ao rolo. Isto ocasionará movimentos laterais significativos da tira e, se este rolo fizer parte do conjunto de um sistema de centralização, estas perturbações serão amplificadas.

Young, Shelton & Fang (1989b), ainda baseados em Shelton & Reid (1971a, b), apresentam um modelo para as interações mencionadas anteriormente, porém, agora sob o ponto de vista dinâmico. A resposta em frequência da interação dinâmica é investigada e uma verificação experimental é realizada, com a apresentação dos resultados.

Young, Shelton & Kardamilas (1989) abordam o problema de desenvolver um novo modelo baseado nas hipóteses de Shelton (1971a, b). O modelo descreve múltiplos trechos de tira utilizando guias de centralização ou guias pivotadas. Este novo modelo é utilizado para projetar um observador que forneça informações sobre a posição lateral da tira, quando um sensor não puder ser posicionado próximo ao sistema de centralização. Resultados experimentais são apresentados.

Young & Reid (1993) fazem uma retrospectiva histórica sobre o que se havia escrito até a época a respeito do controle dinâmico do movimento lateral e longitudinal de tiras. Confirmam a validade do modelo de Campbell (1958) para os casos em que o trecho de tira é curto, a curvatura da tira não é muito grande em razão de uma alta tensão longitudinal e, também, o coeficiente de elasticidade lateral da tira é pequeno. Ao final analisam as limitações e perspectivas sobre o tema.

Besteman et al (1998) utiliza cinco estratégias de identificação de sistemas com o intuito de obter um modelo que melhor represente o comportamento de uma tira em linhas de processo. Comparações com os modelos propostos por Campbell

(1958) e Shelton & Reid(1971a, b) são fornecidas. O novo modelo incorpora aos modelos mencionados, constantes que, no presente trabalho, não são relacionadas com nenhuma grandeza física do equipamento utilizado nas simulações, o que torna difícil a sua utilização prática. Os autores reconhecem a necessidade de continuar as pesquisas com o intuito de estabelecer tal relacionamento.

Steeper & Park (1998) descrevem um novo sistema para controlar a centralização do material em processo, em um laminador quádruplo, reversível composto de apenas uma cadeira. Este laminador é utilizado para materiais muito espessos, onde a necessidade de precisão no controle de espessura não é tão rigorosa. O sistema apresentado utiliza os próprios cilindros hidráulicos responsáveis pelo controle da espessura do material, para também posicioná-lo durante sua passagem pelos cilindros de laminação, pressionando levemente um lado mais que o outro.

Benson (2002) é o mais recente artigo publicado sobre o modelamento da dinâmica lateral de tiras em movimento. Neste artigo a preocupação é em relação à existência de imperfeições nas tiras. Utilizando a teoria de Timoshenko são apresentadas soluções para três defeitos existentes em tiras, a saber: a dobra, ondulado lateral e o empeno lateral. Neste artigo Benson apud Swanson (1999) explica que uma tira com ondulado lateral irá defletir mais em direção ao lado onde está o ondulado lateral do que os modelos são capazes de prever.

Apesar de, ao tratar do modelamento do comportamento das tiras, vários autores mencionarem o equipamento que irá influenciar a mudança de trajeto da tira e o quanto estes equipamentos devem interagir com o sistema para obter-se um comportamento estável da tira, raramente é mencionada a técnica de controle utilizada. Observa-se, da leitura dos artigos, que são utilizadas técnicas simples como o controlador proporcional, para a implementação dos experimentos.

O problema de controle é, unicamente, abordado com mais profundidade em Guo & Loen (1999) que utilizam dois controladores PID para resolver um problema existente no sistema de posicionamento da desenroladeira de um LTF. Em seu trabalho eles desenvolvem um modelo matemático para simular o comportamento dinâmico do sistema de controle utilizando variáveis de estado. O sistema proposto utiliza duas válvulas proporcionais e um sensor digital de bordas. Também relata como foram obtidos os índices de desempenho para o novo sistema e como foram

ajustados os controladores. A influência da tira não foi considerada no modelamento do sistema. Ao final apresentam-se os resultados obtidos após a implantação no LTF.

Para que se possa projetar o compensador adequado, tão importante quanto prever-se o comportamento da tira, é conhecer o comportamento dos componentes que formam o sistema de posicionamento de tiras. Cilindros hidráulicos como atuadores e válvulas proporcionais ou servoválvulas como elementos de controle são utilizados com frequência nestes sistemas. Neste projeto, especificamente, todos os dispositivos serão hidráulicos. O comportamento dinâmico de componentes hidráulicos é abordado na literatura técnica, de onde se podem obter modelos matemáticos que prevêm o seu desempenho.

Thayer (1965) utiliza modelos de primeira e segunda ordem para analisar o comportamento dinâmico de servoválvulas em algumas possibilidades de aplicação deste dispositivo.

Merrit (1967) apresenta uma completa análise sobre o funcionamento e projeto de vários componentes de sistemas hidráulicos.

Neal (1974) discute maneiras de se estabelecer índices capazes de medir o desempenho de componentes hidráulicos, principalmente servoválvulas.

Martin & Burrows (1976) testam três modelos matemáticos para servoválvulas, concluindo que modelos simples, de ordem mais baixa, são adequados quando baixas frequências estiverem envolvidas nos sistemas em que elas forem aplicadas.

Anderson (1988) descreve o comportamento e o funcionamento de alguns componentes de servoválvulas.

Guo (1991) apresenta modelos matemáticos para os principais elementos hidráulicos utilizados nos sistemas de posicionamento de um HAGC (Hydraulic Automatic Gauge Control), tais como: servoválvula, linha de transmissão, cilindro hidráulico, linhas de retorno e sensores. Apesar de destinados a uma aplicação diferente, os modelos assemelham-se aos que serão utilizados neste projeto, uma vez que ambas as aplicações situam-se na mesma faixa de frequência.

De Negri (2001) desenvolve passo-a-passo os modelos matemáticos lineares para os componentes hidráulicos utilizados em sistemas de posicionamento.

A empresa MOOG da Austrália em seu site (www.moog.com) fornece uma

lista com uma série de cuidados que devem ser observados quando da construção e montagem de sistemas de posicionamento utilizando componente hidráulicos.

Com o intuito de exemplificar o que o mercado oferece atualmente em equipamentos para posicionamento de tiras será incluído no trabalho uma rápida visão do estado da arte neste campo.

Os catálogos técnicos da Harris Instruments Corporation (1996) e da Maxcess International (2000) trazem o que é possível ser adquirido no mercado para tratar o problema de guiagem de tiras.

Aström & Hägglund (1988) e Dorf (1992) trazem em seus livros algumas técnicas para a escolha dos parâmetros dos controladores PID.

A busca de informações foi baseada, principalmente, na utilização da Internet e concentrou-se nas seguintes bases de dados:

WEB OF SCIENCE – base de dados assinada pela FAPESP, disponibilizada a instituições de pesquisa no Estado de São Paulo, com referências bibliográficas dos mais importantes periódicos internacionais.

<http://webofscience.fapesp.br/CIW.cgi>

COMPENDEX – ERL – Electronic Reference Library – base de dados internacional que cobre todas as engenharias.

<http://www.usp.br/sibi> (no ícone biblioteca virtual)

INSPEC – ERL – Electronic Reference Library – base de dados sobre Elétrica, Eletrônica e Computação.

<http://www.usp.br/sibi> (no ícone biblioteca virtual)

IEEXPLORE – base de dados do IEEE, disponível para consulta na biblioteca da Escola Politécnica – Engenharia Elétrica.

Capítulo 2 - O PROBLEMA DA CENTRALIZAÇÃO DE TIRAS

2.1 Introdução

Neste capítulo será descrito o funcionamento e também apresentados os problemas existentes no sistema de posicionamento da bobina na desenroladeira do LTF da COSIPA. Serão esclarecidos os pontos que afetam o resultado final do bobinamento na enroladeira.

Uma visão sobre as formas de sistemas de centralização existentes no mercado e suas aplicações básicas mais frequentemente empregadas também farão parte deste capítulo.

2.2 O Centralizador do LTF da COSIPA

O centralizador de tiras da desenroladeira do LTF da COSIPA está esquematicamente representado na Figura 2.1. Sua instalação ocorreu no ano de 1997. Os trabalhos de “start-up” e as subsequentes tentativas de regular o equipamento não foram suficientes para atingir os requisitos de performance estabelecidos. Algumas causas podem ser apontadas para esta ineficiência, e, dentre elas, está o projeto e/ou a sintonia inadequados do sistema de controle.

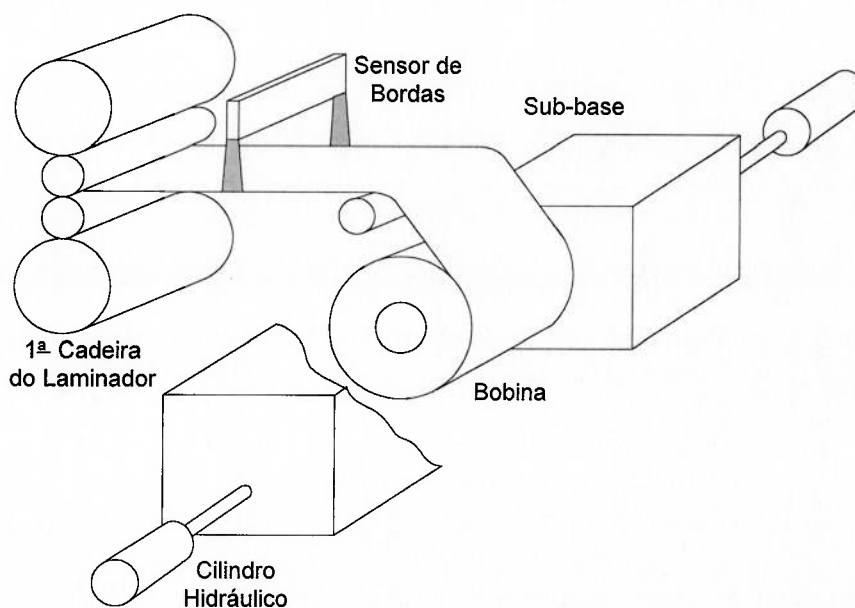


Figura 2.1 - O centralizador da desenroladeira do LTF da COSIPA.

Existem vários parâmetros que se alteram à medida que a bobina é desenrolada e que não são considerados para a sintonia do regulador. A consequência é a eventual falha do sistema em obter na enroladeira, uma bobina isenta de desalinhamentos laterais.

O funcionamento deste sistema é bem simples. O sensor de bordas envia um sinal da posição real da tira, que é comparada com uma referência, o controlador recebe o sinal do erro e envia um sinal de comando para uma servoválvula, que direciona o fluxo de óleo hidráulico para o cilindro que irá reposicionar a desenroladeira, a fim de manter-se a tira centralizada ao entrar na primeira cadeira, ou seja, eliminando o erro. O sistema considera como referência a ser seguida a posição central da tira no sensor de bordas. Na Figura 2.2 observa-se o diagrama de blocos deste sistema.

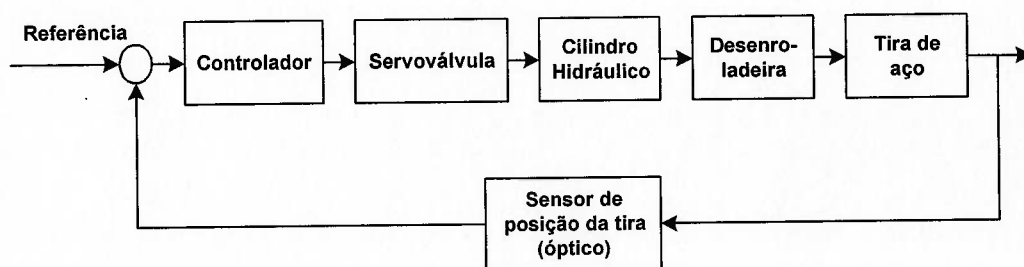


Figura 2.2 - Diagrama de bloco do sistema existente.

Uma bobina isenta de desalinhamentos laterais como os observados na Figura 2.3 é de fundamental importância nos processos de uma laminação a frio.

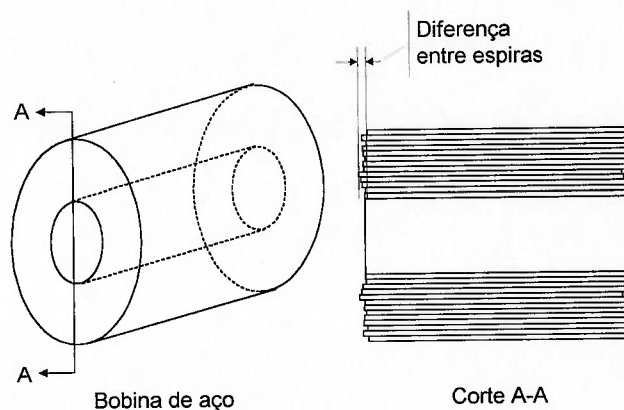


Figura 2.3 - Vista de um bobinamento.

Caso haja espiras salientes, podem ocorrer danos causados pelo manuseio da bobina. Em particular, danos nas bordas ocorrem quando a bobina é tombada no virador de bobinas que pode ser visto na Figura 2.4.

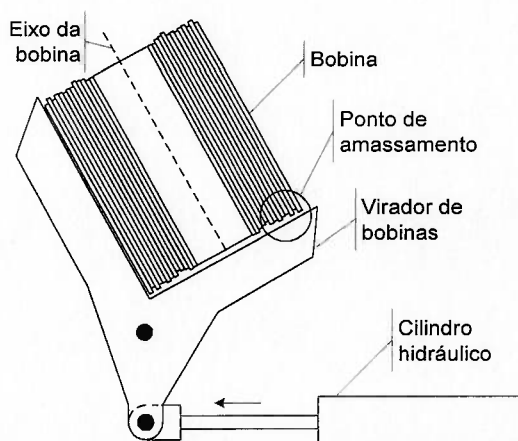


Figura 2.4 – Bobina sendo virada.

Localizado na saída do LTF, este virador é necessário para posicionar a bobina com o seu eixo na vertical para que possa ser empilhada e recozida no processo seguinte. Um ponto que agrava a situação é o fato de uma bobina poder chegar a pesar 30 toneladas. O impacto do fundo da bobina com a base do virador de bobinas, mesmo que reduzido pela baixa velocidade do acionamento, cria pontos de amassamento nas espiras desalinhadas.

No caso da planta da COSIPA, esta bobina será transportada, com o seu eixo na vertical, por uma esteira até o pátio de estocagem do recozimento, onde as bobinas são empilhadas umas sobre as outras. Na Figura 2.5 é mostrado o manuseio feito por tenaz mecânica, utilizada para o empilhamento.

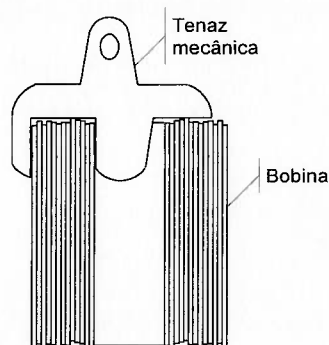


Figura 2.5 – Bobina sendo transportada por tenaz mecânica.

O peso de uma tenaz mecânica pode chegar a 3 toneladas.

No processo de recozimento em caixa, visto na Figura 2.6, também é necessário o empilhamento das bobinas com o seu eixo na vertical.

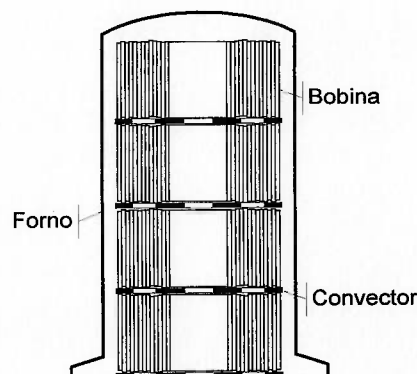


Figura 2.6 – Bobinas empilhadas no recozimento.

O peso da bobina concentrado em uma espira saliente ou em um conjunto de espiras irá dobrar estas espiras. Estas dobras ficam como que grampeadas, causando grandes dificuldades no processo seguinte, que é o laminador de encruamento.

No laminador de encruamento a perda de eficiência fica por conta do tempo perdido para eliminar as partes amassadas, ou pela necessidade da redução da velocidade de laminação para evitar danos maiores.

Outro fator importante atribuído à centralização da tira, ao entrar na primeira cadeira do LTF, é o de garantir-se que a posição da tira não influencie no resultado do controle da espessura final ao longo da seção transversal da tira.

Com o objetivo de situar o presente trabalho perante o que é oferecido no mercado a respeito do tema, no próximo item são apresentados alguns tipos e formas comercialmente disponíveis de tratar o assunto.

2.3 Apresentação de tipos de sistemas de centralização

Existem hoje três tipos básicos de sistemas automáticos de controle para guiar tiras de aço:

- sistemas eletromecânicos,
- sistemas eletrohidráulicos,

- sistemas pneumohidráulicos.

Estes sistemas, normalmente, são construídos para trabalhar em malha fechada e o seu controlador, normalmente é apenas um proporcional, utilizando o sinal de erro detectado na posição da tira como realimentação.

2.3.1 Sistemas eletromecânicos

Um sistema eletromecânico utiliza um sensor elétrico para monitorar a posição lateral da tira. Os sinais dos sensores são transmitidos diretamente para o controlador. O controlador, então, envia um sinal proporcional ao erro detectado pelo sensor para o motor de corrente contínua do atuador eletromecânico. O atuador movimenta a estrutura do sistema de posicionamento que então move a tira lateralmente para a posição correta, veja Figura 2.7.

Este sistema é indicado para aplicações onde sejam necessárias respostas em frequências altas e onde equipamentos acionados hidraulicamente não sejam desejados.

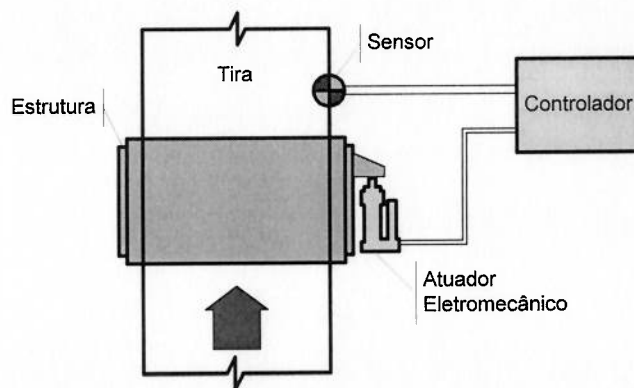


Figura 2.7 - Posicionador eletromecânico.

2.3.2 Sistemas eletrohidráulicos

Como nos sistemas eletromecânicos um sensor monitora a posição lateral da tira. O sensor transmite um sinal para o controlador que então envia um sinal de erro para a servoválvula na unidade de potência. A abertura da servoválvula, proporcional ao erro de posição lateral da tira, movimenta a estrutura do sistema, trazendo a tira para a posição correta.

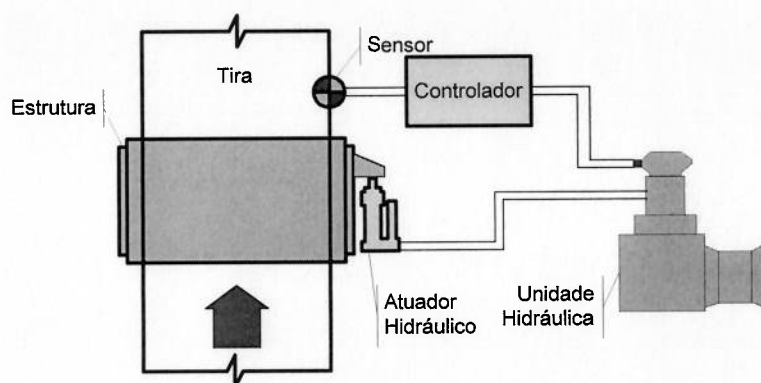


Figura 2.8 – Posicionador eletrohidráulico.

A Figura 2.8 mostra um posicionador eletrohidráulico. Estes sistemas são usados principalmente em aplicações pesadas e ambientes agressivos. Este é o tipo de sistema que se encontra instalado no LTF da COSIPA.

2.3.3 Sistemas pneumohidráulicos

A Figura 2.9 esquematiza este tipo de sistema, que ainda é encontrado hoje instalado no laminador de acabamento da COSIPA.

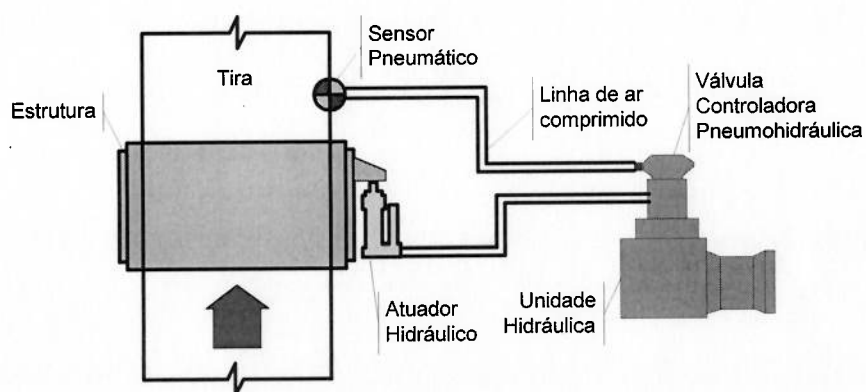


Figura 2.9 - Posicionador pneumohidráulico.

São similares aos sistemas eletrohidráulicos, sendo que um sensor pneumático monitora a posição da tira e envia este sinal diretamente para uma válvula controladora pneumohidráulica na unidade de potência hidráulica.

2.4 Formas de controle de posição de tiras de aço

Existem duas maneiras básicas de se controlar a posição das tiras de aço durante o processo de fabricação/acabamento:

- controle de posição das bordas da tira,
- controle da centralização da tira.

2.4.1 Controle de posição das bordas da tira

É um tipo muito utilizado em processos onde seja necessário o alinhamento das bordas de várias camadas de tira, como, por exemplo, em enroladeiras. Na Figura 2.10 observa-se o posicionamento do sensor para esta aplicação.

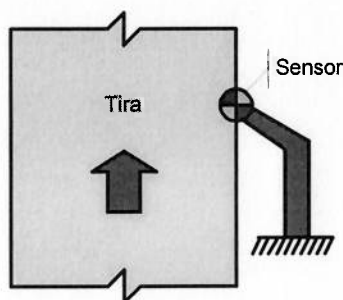


Figura 2.10 - Sensor fixo de borda da tira.

2.4.2 Controle da centralização da tira

Esta aplicação é encontrada, principalmente, em linhas de produção onde é necessário conduzir a tira por trechos muito longos e envolve a utilização tanto de sensor fixo, apresentado na Figura 2.11, como também móvel, visto na Figura 2.12.

Com sensores fixos, dois sensores são mantidos em uma posição fixa e detectam ambos os lados da tira.

O sistema de posicionamento mantém a tira centralizada em uma posição dada e pode conciliar apenas pequenas variações de largura de tira.

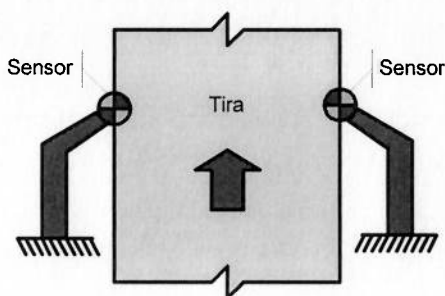


Figura 2.11 - Sensores fixos em ambas as bordas da tira.

Sensores móveis são necessários quando o seu campo de ação é relativamente pequeno e existem grandes variações na largura das tiras que estão sendo produzidas. Neste caso os sensores devem ser posicionados manual ou automaticamente com o intuito de ajustarem-se às bordas da tira.

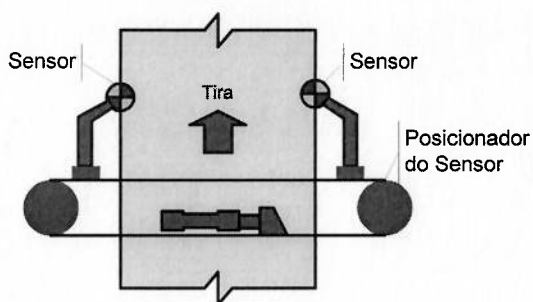


Figura 2.12 - Sensores móveis para variações de largura.

Existem sensores que têm a faixa de operação aumentada e por isso podem continuar a trabalhar em uma posição fixa, de modo que ainda conseguirão detectar a tira (Figura 2.13).

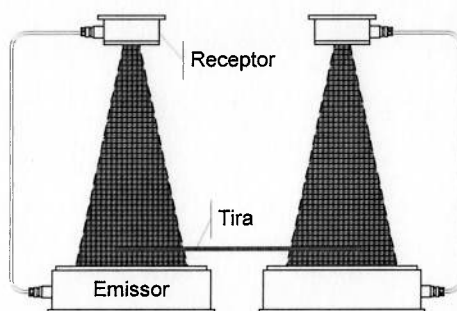


Figura 2.13 - Sensores fixos para bordas de tiras com largura variável.

2.5 Aplicações básicas dos sistemas de posicionamento

As aplicações mais usuais para os sistemas de posicionamento de tiras são:

- sistemas de posicionamento para desenroladeiras,
- sistemas de posicionamento para enroladeiras,
- sistemas de centralização intermediária.

2.5.1 Sistemas de posicionamento para desenroladeiras

Na Figura 2.14 este sistema é apresentado.

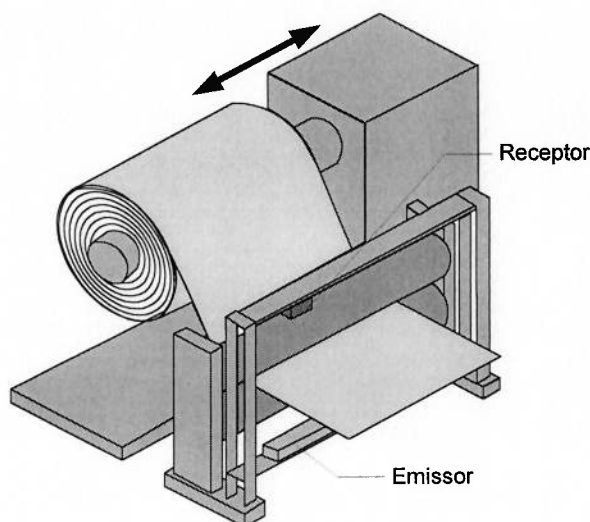


Figura 2.14 - Sistema de posicionamento para desenroladeira.

São utilizados para, ao se desenrolar tiras, compensar desalinhamentos originados durante o bobinamento da tira em processos anteriores. A correção é conseguida movimentando-se o conjunto da desenroladeira de acordo com o erro detectado pelo sensor de posição que é montado em uma estrutura separada da estrutura da desenroladeira e mantido em uma posição fixa.

2.5.2 Sistemas de posicionamento para enroladeiras

Aplicações envolvendo sistemas de posicionamento em enroladeiras parecem

ser idênticas aos de sistemas de posicionamento para desenroladeiras, porém existe uma diferença importante. Nos sistemas de enroladeira o sensor e a estrutura da enroladeira, normalmente, seguem juntos qualquer variação ou desalinhamento na posição da tira ao invés de tentar corrigir o seu curso. Desta forma obtém-se um posicionamento constante da borda durante a operação de enrolar. Para que isto ocorra é necessário que o sensor mova-se solidariamente com a estrutura da enroladeira através de uma conexão física rígida entre ambos. A Figura 2.15 esquematiza como é este sistema.

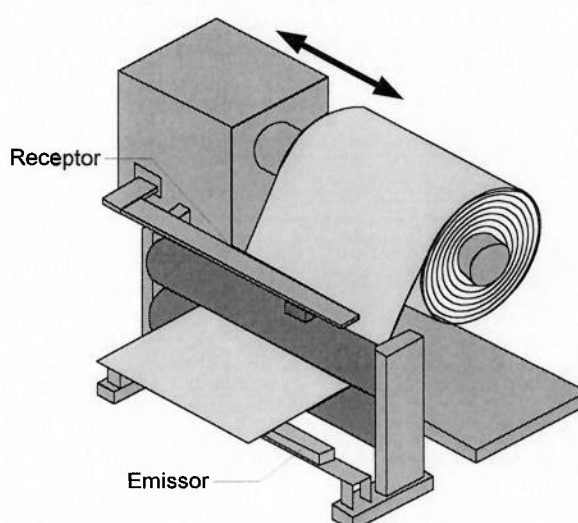


Figura 2.15 - Sistema de posicionamento para enroladeiras.

2.5.3 Sistemas de centralização intermediária

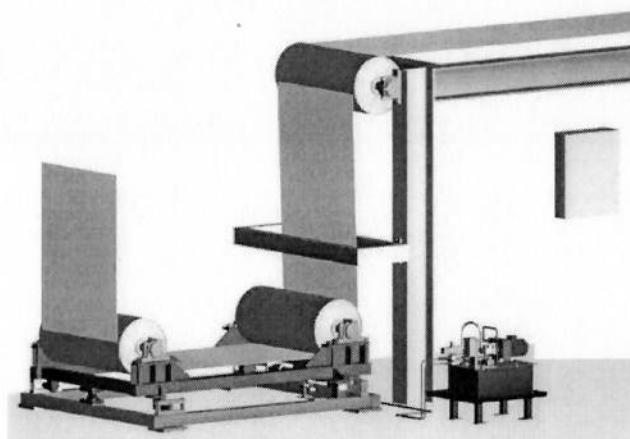


Figura 2.16 - Sistema de posicionamento intermediário.

Este tipo de sistema, apresentado na Figura 2.16, é muito importante para que se mantenha a centralização da tira em equipamentos que tenham trechos muito longos, como, por exemplo, em linhas de decapagem contínua, onde existem os tanques de ácido com grandes comprimentos - superiores a 75 metros.

Capítulo 3 - MODELO MATEMÁTICO

3.1 Introdução

Neste capítulo desenvolve-se o modelo matemático do centralizador. Equações que representem o comportamento de todos os componentes que fazem parte do equipamento, tais como: a servoválvula, o cilindro hidráulico, os sensores e a própria tira, serão apresentadas. A partir daí será construído um modelo, de tal forma que se possa estudar o comportamento dinâmico da planta.

Os dados e parâmetros necessários para a realização do projeto e de simulações vêm logo a seguir. Definem-se os requisitos de desempenho e os sinais de referência e perturbação para a simulação do conjunto compensador/planta.

3.2 Modelamento dinâmico dos componentes

A Figura 3.1 apresenta os componentes do centralizador existente na desenroladeira do LTF da COSIPA.

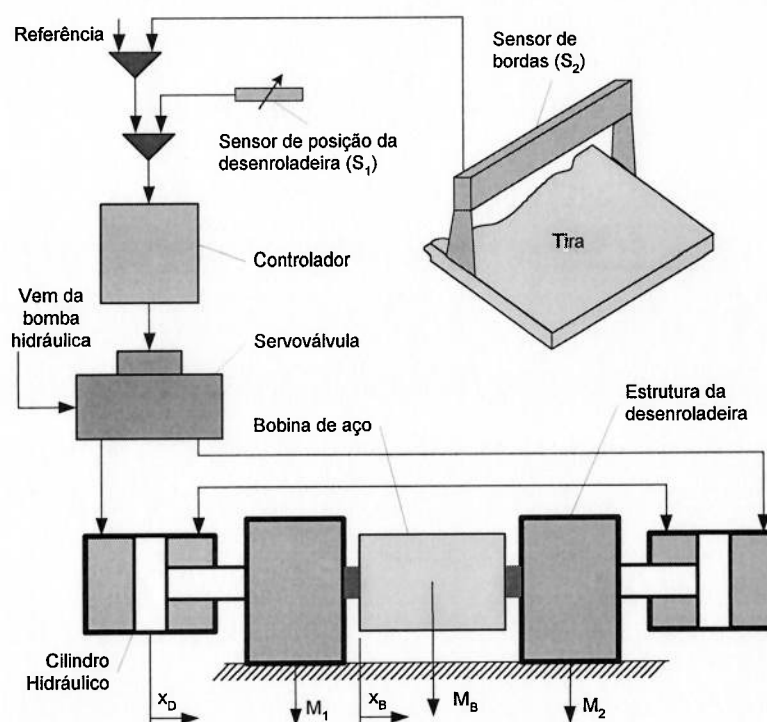


Figura 3.1 – Sistema de centralização da desenroladeira do LTF da COSIPA.

3.2.1 Servoválvula

A servoválvula que será utilizada neste projeto pode ser vista na Figura 3.2.

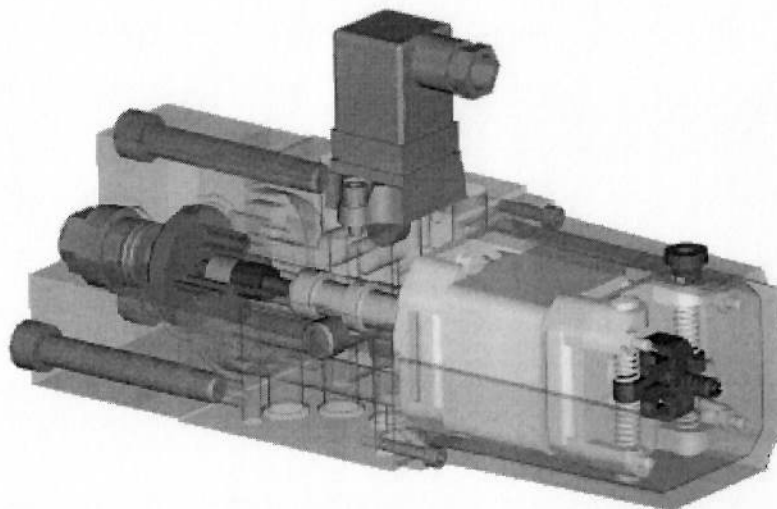


Figura 3.2 – Vista externa / interna da servoválvula

Esta servoválvula é fabricada pela empresa alemã EMG e seu modelo é o SV 1-10/48. Ela é composta de um eixo apoiado sobre rolamentos tipo agulha e centralizado por uma mola pré-tensionada. Presa neste eixo fica a armadura eletromagnética, bem como o disco rotativo. O circuito magnético externo contém as bobinas magnéticas fixas.

Na parte frontal da seção hidráulica da válvula existe um duto circular, visto na Figura 3.3, o qual é repartido em 4 seções iguais. Estas seções são as entradas do óleo pressurizado **P** e a saída **T** para o retorno do óleo para o tanque. Os orifícios **A** e **B** são os responsáveis por enviar e retornar o óleo pressurizado até o atuador hidráulico.

Um torque é produzido na armadura da válvula por uma corrente de controle CC. Este torque é proporcional à diferença entre o torque produzido pela corrente de excitação e o torque resistente da mola de centralização.

Como resultado o disco rotativo que está fixo ao eixo da armadura, também gira, fazendo com que os furos que existem nele estabeleçam a conexão entre os tubos de alimentação e retorno de óleo com os dutos de alimentação do cilindro hidráulico.

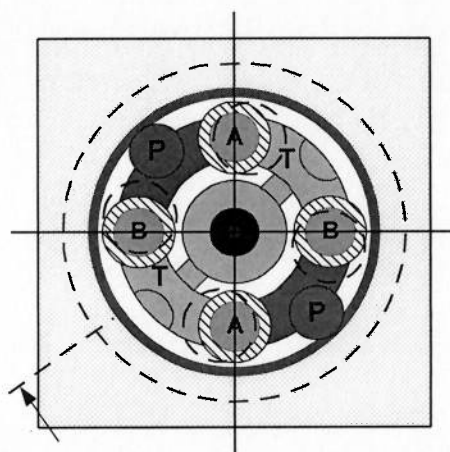


Figura 3.3 – Dutos da servoválvula.

3.2.1.1 Equação do movimento

Vários autores, entre eles Thayer (1965), Guo (1991) e De Negri (2001), concordam que, quando estão envolvidas frequências de até 20 Hz, a relação entre a corrente de controle injetada na servoválvula e a sua conseqüente abertura, resultante do movimento de seus mecanismos, pode ser modelada por uma equação diferencial de segunda ordem na forma:

$$\ddot{x}_s + 2\xi_s \omega_s \dot{x}_s + \omega_s^2 x_s = K_V \omega_s^2 I_c, \quad (3.1)$$

sendo:

x_s = abertura da servoválvula,

I_c = sinal de corrente elétrica.

K_V = ganho de corrente da válvula.

ω_s = frequência natural da servoválvula.

ξ_s = coeficiente de amortecimento da servoválvula.

3.2.1.2 Equação da vazão de controle linearizada

De Negri (2001) demonstra que a relação entre a vazão na servoválvula, a abertura da válvula e a variação de pressão na carga é:

$$q_{vc} = q_{va} = q_{vb} = C_d x_S \sqrt{\frac{p_s - \text{sgn}(x_S) p_c}{\rho}}, \quad (3.2)$$

sendo:

q_{vc} = vazão na servoválvula (vazão de controle),

q_{va} = vazão no orifício A,

q_{vb} = vazão no orifício B,

C_d = constante que depende da forma construtiva da válvula,

x_S = abertura da válvula,

p_s = pressão da bomba,

p_c = pressão na carga ou de controle,

ρ = densidade do óleo.

O fato de se considerar as vazões nos orifícios A e B iguais está associado ao fato de, no nosso sistema, alimentarmos os atuadores hidráulicos sempre pelo lado do êmbolo. isto é, com áreas iguais nas duas câmaras.

A Equação (3.2) permite a obtenção da vazão da válvula (q_{vc}) com relação a variação da abertura da válvula (x_S) e da pressão de carga (p_c). Porém, como envolve a raiz quadrada de p_c e também o produto com x_S , esta expressão é não linear e, portanto, impede a utilização das ferramentas de análise da teoria de controle linear.

Merrit (1967) e De Negri (2001) linearizam a Equação (3.2) em torno de um ponto de operação genérico 'i', da seguinte forma:

$$q_{vc} - q_{vc_i} = \left. \frac{\partial q_v}{\partial x_S} \right|_i (x_S - x_{S_i}) + \left. \frac{\partial q_v}{\partial p_c} \right|_i (p_c - p_{c_i}), \quad (3.3)$$

na qual:

q_{vc_i} = vazão de controle no ponto 'i' de operação,

x_{S_i} = abertura da válvula no ponto 'i' de operação,

p_{c_i} = pressão de carga no ponto 'i' de operação.

Definindo-se:

$$Kq_i = \left. \frac{\partial q_v}{\partial x_s} \right|_i = \text{Ganho de vazão}, \quad (3.4)$$

$$Kc_i = \left. \frac{\partial q_v}{\partial p_c} \right|_i = \text{Coeficiente de vazão- pressão}. \quad (3.5)$$

Nos sistemas de controle de posição, onde estas válvulas são intensamente empregadas, o ponto de operação mais significativo, denominado de *ponto central de operação*, é caracterizado por:

$$q_{vc} = x_{Si} = p_{ci} = 0. \quad (3.6)$$

Nesta condição não há vazão entre válvula e cilindro e, portanto, este permanece parado em uma dada posição - que é o objetivo do sistema.

Por sua vez, para que não haja vazão, a válvula deve estar centrada, conforme se pode observar na Equação (3.2).

A pressão de carga nula implica que esta modelagem aplica-se para sistemas em que não existam esforços sobre o cilindro quando este estiver em repouso.

Assim, o ponto central de operação é caracterizado fazendo-se ' $i=0$ ' na Equação (3.6), de modo que:

$$q_{vc0} = x_{S0} = p_{c0} = 0. \quad (3.7)$$

$$\Delta q_{vc} = Kq_0 \cdot \Delta x_s - Kc_0 \cdot \Delta p_c. \quad (3.8)$$

Por fim:

$$q_{vc} = Kq_0 \cdot x_s - Kc_0 \cdot p_c, \quad (3.9)$$

sendo:

Kq_0 = ganho de vazão da servoválvula,

Kc_0 = coeficiente de vazão-pressão da servoválvula.

A Equação (3.9) corresponde à equação da vazão de controle linearizada em torno do ponto central de operação.

A partir das Equações (3.1) e (3.9) podem-se observar alguns aspectos comportamentais do sistema:

- a vazão de controle q_{vc} varia diretamente com I_c , ou seja, se for aumentada a corrente haverá um deslocamento maior do carretel e, conseqüentemente, a válvula fornecerá uma vazão maior e,

- a vazão q_{vc} diminui com o aumento da pressão de carga p_c , ou seja, quanto maior a carga acoplada ao cilindro hidráulico, menor será a vazão q_{vc} fornecida pela válvula.

Os coeficientes Kq_0 e Kc_0 podem ser obtidos de diferentes formas:

- das curvas de vazão-pressão,
- derivando a equação (3.2) com relação a x_s e p_c , com correções para incluir o efeito de folga radial,
- realizando ensaios com a válvula segundo a norma ISO 6404 (ISO, 1985),
- extraindo de curvas de catálogos técnicos.

Os ganhos normalmente fornecidos em catálogo são Kp_0 (ganho de pressão) e Kq_0 . Segundo De Negri (2001), o parâmetro Kc_0 poderá ser calculado através da Equação (3.10), abaixo, que relaciona o ganho de pressão Kp_0 com Kc_0 .

$$Kp_0 = \frac{Kq_0}{Kc_0} = \text{Ganho de pressão.} \quad (3.10)$$

3.2.2 Cilindros hidráulicos e cargas

A Figura 3.4 apresenta os principais parâmetros e variáveis necessários para a

modelagem comportamental dos cilindros hidráulicos e da carga, que em nosso caso é composta da estrutura da desenroladeira do lado motor e do lado operador com seus respectivos cilindros hidráulicos e pela bobina presa ao mandril.

A modelagem será fundamentada em duas equações, a de continuidade e a da Segunda Lei de Newton (equação do movimento).

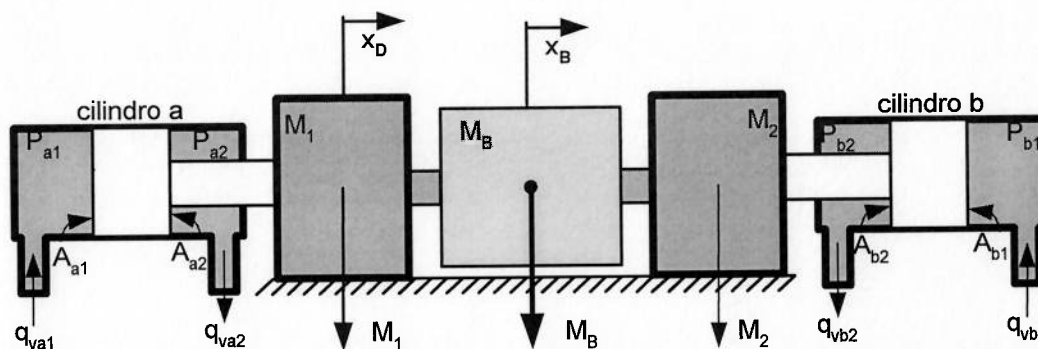


Figura 3.4 - Cilindro hidráulico de dupla ação com carga acoplada.

3.2.2.1 Equação da continuidade

O entendimento dos fenômenos físicos que ocorrem em um atuador parte da aplicação da equação da conservação da massa (equação da continuidade) para um volume de controle (VC) definido no interior de cada câmara, conforme ilustrado na Figura 3.5.

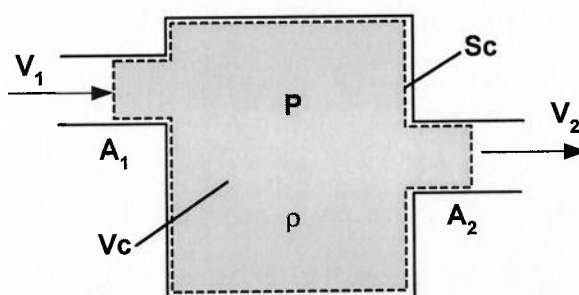


Figura 3.5 – Volume de controle genérico.

A conservação da massa em um VC estabelece que o fluxo líquido de massa através da superfície de controle é igual à variação de massa no interior do volume de controle (De Negri, 2001):

Observando-se o volume de controle genérico da Figura 3.5 e assumindo-se:

- escoamento unidimensional,

- velocidade média em cada seção,
- massa específica e pressão uniformemente distribuídas no VC e,
- vazão em cada seção como: $q_v = Av$,

pode-se determinar que a diferença entre a vazão que entra e a vazão que sai em um VC é igual à taxa de variação do volume com o tempo que ocorre no VC, adicionada da parcela correspondente à expansão ou compressão do fluido neste VC (De Negri, 2001), ou seja:

$$q_{v1} - q_{v2} = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta} \frac{dp}{dt}, \quad (3.11)$$

sendo:

q_{v1} = vazão na entrada do volume de controle,

q_{v2} = vazão na saída do volume de controle,

V = volume,

β = coeficiente de compressibilidade,

p = pressão.

O coeficiente de compressibilidade (β) explicita o efeito da variação da massa específica do fluido com a pressão (De Negri, 2001).

Aplicando-se a equação (3.11) às câmaras a_1 e b_1 dos cilindros a e b da Figura 3.4 tem-se:

$$q_{va1} = \frac{\partial V_{a1}}{\partial t} + \frac{V_{a1}}{\beta} \frac{dp_{a1}}{dt}, \quad (3.12)$$

$$q_{vb1} = \frac{\partial V_{b1}}{\partial t} + \frac{V_{b1}}{\beta} \frac{dp_{b1}}{dt}, \quad (3.13)$$

sendo:

q_{va1} = vazão na câmara a_1 ,

q_{vb1} = vazão na câmara b_1 ,

V_{a1} = volume da câmara a_1 ,

V_{b1} = volume da câmara b_1 ,

p_{a1} = pressão na câmara a_1 ,

p_{b1} = pressão na câmara b_1 .

Os cilindros que são utilizados pelo controle do centralizador são os mesmos que abrem e fecham as estruturas da desenroladeira para prender a bobina no mandril. Quando passam a exercer a função de centralizadores, têm as câmaras que contêm as hastes interligadas. A alimentação pela servoválvula passa a ser feita apenas nas câmaras que contêm os êmbolos. Desta forma, já existe em seu interior uma boa quantidade de óleo. O volume em cada câmara é então:

$$V_{a1} = V_{a1o} + A_{a1}x_D, \quad (3.14)$$

$$V_{b1} = V_{b1o} - A_{b1}x_D, \quad (3.15)$$

onde:

V_{a1o} = volume inicial da câmara a_1 ,

A_{a1} = área útil do êmbolo na câmara a_1 ,

V_{b1o} = volume inicial da câmara b_1 ,

A_{b1} = área útil do êmbolo na câmara b_1 ,

x_D = deslocamento do êmbolo do cilindro em relação à posição de referência (equivalente ao deslocamento do centralizador em relação a um ponto de referência).

Segundo De Negri (2001), pode-se definir a vazão de controle como a vazão média nas câmaras a_1 e b_1 , isto é:

$$q_{vc} = \frac{q_{va1} + q_{vb1}}{2}. \quad (3.16)$$

Desprezando-se os vazamentos internos do cilindro, o que é bastante razoável considerando-se a existência de vedações junto ao êmbolo, e definindo-se:

$$A_e = A_{a1} = A_{b1}, \quad (3.17)$$

$$p_c = p_{a1} - p_{b1}, \quad (3.18)$$

$$V_t = V_{a1} + V_{b1}, \quad (3.19)$$

a equação da continuidade para os cilindros hidráulicos pode ser escrita como:

$$q_{vc} = A_e \frac{dx_D}{dt} + \frac{V_t}{4\beta} \frac{dp_c}{dt}. \quad (3.20)$$

3.2.2.2 Equação do Movimento

A força necessária para movimentar o êmbolo do cilindro é obtida aplicando-se a Segunda Lei de Newton ao sistema, podendo ser expressa genericamente como:

$$F = Ap_c = M \frac{d^2x}{dt^2} + B \frac{dx}{dt} + Kx, \quad (3.21)$$

sendo:

F = força,

A = área do êmbolo do cilindro,

p_c = pressão de controle,

M = massa,

x = distância percorrida em relação a um ponto inicial,

B = coeficiente de atrito viscoso,

K = constante da mola.

Guo & Loen (1999) incluem em seu modelo os efeitos “mola” que podem existir entre os cilindros hidráulicos e as estruturas da desenroladeira e entre as estruturas e a bobina. Porém, neste trabalho estes efeitos serão desconsiderados

devido à observação de que, durante a laminação, todo o conjunto se comporta de maneira solidária. Então no modelo está-se considerando uma massa única que é a resultante de todos os elementos do sistema e, conseqüentemente, desconsiderando-se a existência de movimentos individuais.

Outro fator que justifica esta escolha reside no fato de que seria muito difícil determinarem-se os valores corretos das constantes das molas. Estes parâmetros farão parte da incerteza do modelo.

O atrito que ocorre no sistema de centralização normalmente é composto (Figura 3.6). Guo & Loen (1999) incluem o atrito cinético ao modelo desenvolvido por eles. Porém, para o projeto do controlador, retiram estes efeitos com a intenção de linearizar o modelo.

Da mesma forma, como o objetivo deste trabalho é desenvolver o projeto do controlador utilizando técnicas lineares, pode-se incluir apenas o atrito viscoso, através de seu coeficiente B, no modelo da planta.

É importante ressaltar que, no modelo utilizado para realizar as simulações do projeto, são incluídas algumas não-linearidades conhecidas.

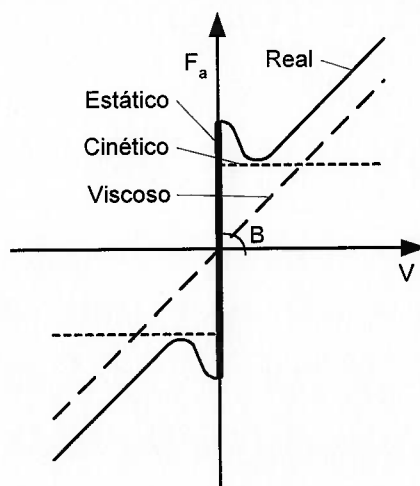


Figura 3.6 – Forças de atrito em componentes hidráulicos.

Portanto, definindo-se:

$$M = M_{D1} + M_{D2} + M_B, \quad (3.22)$$

na qual:

M_{D1} = massa da estrutura da desenroladeira do lado motor,

M_{D2} = massa da estrutura da desenroladeira do lado operação,

M_B = massa da bobina.

E tomando a Equação (3.21), temos:

$$A_e p_c = M \frac{d^2 x_D}{dt^2} + B \frac{dx_D}{dt}, \quad (3.23)$$

sendo:

x_D = deslocamento do centralizador em relação a um ponto de referência (equivalente ao deslocamento do êmbolo do cilindro em relação à posição de referência).

A descrição completa do comportamento do cilindro se dá através das Equações (3.20) e (3.23) podendo-se, para fins de descrição qualitativa, dividir o fenômeno de movimento da carga em duas partes:

a) Inicialmente, a vazão de fluido hidráulico (proveniente da válvula) em direção a um dos lados do cilindro faz com que o fluido seja comprimido na câmara e, conseqüentemente, aumente a diferença de pressão entre as duas câmaras do cilindro ($p_c = p_{a1} - p_{b1}$).

b) Depois de alcançada uma diferença de pressão suficiente para vencer o atrito estático e, então movimentar o pistão (com carga acoplada), a vazão proveniente da válvula promove o preenchimento da câmara, já que esta está aumentando de volume, reduzindo a taxa de aumento da pressão de carga. O fluido introduzido é necessário para manter o cilindro em movimento (caso a vazão seja reduzida neste momento, haverá descompressão da câmara pelo movimento já existente do pistão e, como conseqüência, o movimento tende a parar pela diminuição da pressão de carga ' p_c ').

3.2.3 Movimento da tira

De acordo com Campbell (1958) e Shelton & Reid (1971) quando uma tira é movimentada através das linhas de processo, ela pode tender a se mover lateralmente. O movimento lateral pode ser fixo para um lado dos rolos por onde ela está passando, como também, a tira pode “passear” de um lado para outro. Ambos estes movimentos podem ser severos o bastante para fazer com que a tira saia dos rolos e, mesmo que ela não saia, podem ser suficientes para torcer, dobrar ou esticar a tira além de seus limites.

As forças que causam o movimento lateral da tira surgem a partir de propriedades heterogêneas do que deveria ser supostamente uma tira uniforme e homogênea, de imperfeições do projeto mecânico e da montagem irregular de rolos e estruturas. Também surgem devido aos próprios processos aos quais a tira é submetida – tais como decapagem, laminação, etc. – os quais atingem a tira não-uniformemente à medida que esta passa pelas linhas de produção. Também bobinas enroladas de maneira irregular quando tiverem que ser novamente desenroladas, farão com que a tira se movimente lateralmente.

Desenvolver equações para predizer o movimento lateral de tiras é uma tarefa praticamente impossível devido à influência de muitos fatores no comportamento da tira. As propriedades físicas da tira, a natureza da superfície da tira, as condições das superfícies dos rolos, atritos, a rigidez mecânica e a liberdade para vibrar das estruturas das máquinas são alguns dos fatores que influenciam a maneira pela qual a tira se move.

Quando uma tira se move sobre um rolo perfeito, mas o abraçamento da tira no rolo está deslocado, de tal forma que a linha de contato entre a tira e a superfície do rolo não está paralela com o eixo de rotação do rolo, surgirá o movimento lateral em uma direção que tende a reduzir para zero o desbalanceamento de forças que agem sobre a tira. A tira tende a “escapar”, tentando retornar ao equilíbrio. A taxa de movimento lateral será proporcional ao ângulo de deslocamento e à velocidade da tira.

Campbell (1958) mostra que, em uma desenroladeira carregada com uma bobina e com a possibilidade de mover-se lateralmente, existe apenas uma linha de

contato que pode variar. Esta linha é entre a tira e o rolo defletor, imediatamente à frente da desenroladeira. Um esquema disto é apresentado na Figura 3.7.

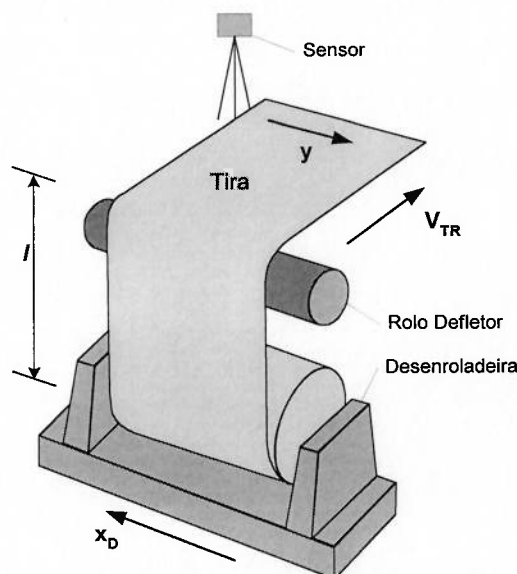


Figura 3.7 – Movimentos transversais em uma desenroladeira.

O movimento lateral da tira y , sob o efeito do movimento x_D da desenroladeira - resultado da atuação do sistema de controle - pode, segundo Campbell (1958), ser descrito pela seguinte equação:

$$\frac{dy}{dt} = V_{TR} \left(\frac{x_D - y}{l} \right), \quad (3.24)$$

sendo:

y = posição lateral da tira após o rolo defletor,

V_{TR} = velocidade linear da tira,

l = distância entre o ponto da tira tangente a bobina ao rolo defletor.

- **Relação entre os deslocamentos da desenroladeira e da tira**

Segundo Guo (1999), após a tira entrar no laminador, em virtude das altas tensões existentes entre cada cadeia de cilindros, pode-se considerar que a tira permanecerá na mesma posição até a enroladeira. Desta forma pode-se considerar

que, sempre que a desenroladeira movimentar-se, forma-se um "triângulo" entre a primeira cadeira do laminador e o rolo defletor.

Desta forma, verifica-se que é necessário incluir na dinâmica do movimento da tira, existente entre o rolo defletor e sensor, um "ganho" resultante da diferente quantidade de deslocamento que a desenroladeira necessita realizar para eliminar um desvio na posição da tira em relação à referência, detectado pelo sensor.

A Figura 3.8 (desenho sem escala) ilustra este fato. Nota-se, claramente, que X_{DN} é maior que Y_N .

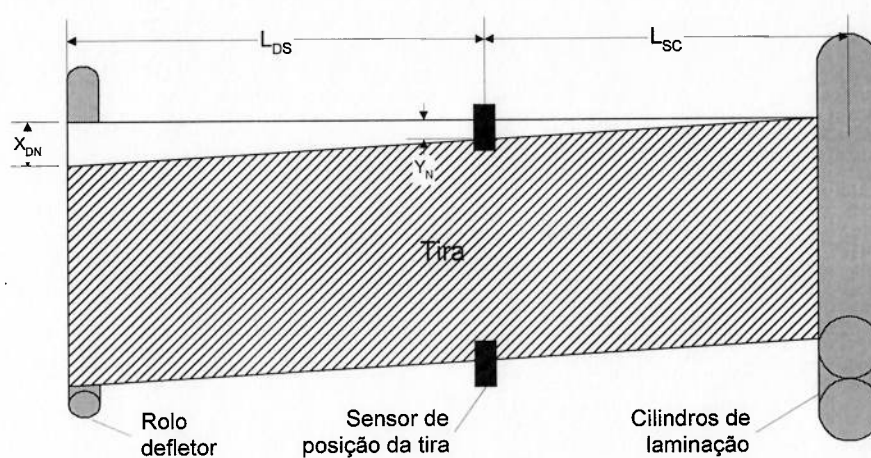


Figura 3.8 - Relação entre o deslocamento da desenroladeira e da tira.

Para se determinar a quantidade X_{DN} , utiliza-se a semelhança de triângulos apoiando-se na Figura 3.8. Então:

$$\frac{X_{DN}}{L_{DS} + L_{SC}} = \frac{Y_N}{L_{SC}}, \quad (3.25)$$

sendo:

X_{DN} = deslocamento nominal da desenroladeira,

Y_N = deslocamento nominal da tira,

L_{DS} = distância do rolo defletor até o sensor,

L_{SC} = distância do sensor até o ponto onde a tira é "mordida" pelo cilindro.

Então X_{DN} pode ser determinado,

$$X_{DN} = \frac{Y_N}{L_{SC}} (L_{SC} + L_{DS}). \quad (3.26)$$

Definidos estes novos parâmetros, pode-se inserir a relação entre X_{DN} e Y_N , na Equação (3.24):

$$\frac{dy}{dt} = \frac{V_{TR}}{l} \left(x_D \frac{Y_N}{X_{DN}} - y \right) \quad (3.27)$$

A partir da Equação (3.27) é possível constatar que a velocidade da tira V_{TR} e a distância l , da tira até o rolo defletor, influenciam diretamente no desempenho do sistema de centralização.

3.2.4 Perturbação

O efeito indesejável que se quer eliminar neste sistema é o deslocamento lateral da tira, em relação ao centro do laminador. Esta perturbação, trazida pela tira quando enrolada em processo anterior ao LTF, será definida pela variável x_B .

3.2.5 Sensor de posição da tira

Este sensor de posição é o elemento do sistema que fornece o sinal elétrico de corrente, proporcional ao erro na posição da tira de aço, pouco antes de ela entrar na primeira cadeira de laminação.

A dinâmica do sensor será desprezada, uma vez que a sua constante de tempo é muito pequena, quando comparada à da planta. Desta forma o seu funcionamento pode ser equacionado na forma:

$$I_S = K_S E_p, \quad (3.28)$$

onde:

I_S = sinal de corrente do sensor,

K_S = ganho do sensor de posição,

$E_P = y + x_B$ = posição atual da tira sob o sensor.

A Figura 3.9 abaixo, apresenta uma vista do sensor que é utilizado na detecção da tira no LTF da COSIPA.

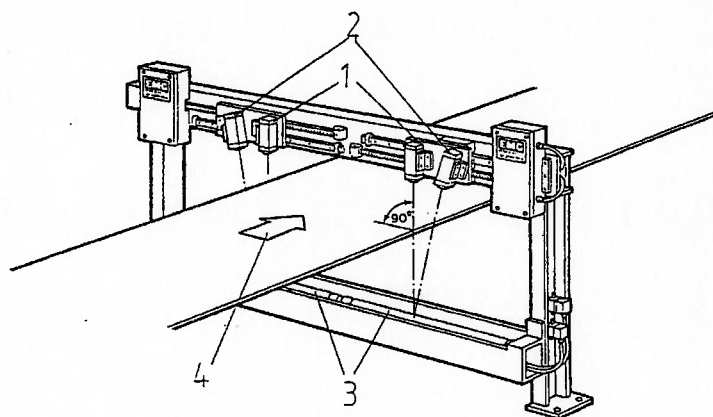


Figura 3.9 – Sensor de posição da tira.

Onde:

1 – receptor.

2 – receptor de referência

3 – transmissores de luz

4 – sentido de movimento da tira

3.3 Descrição dinâmica do sistema no domínio da frequência

Até agora foram definidas as equações que modelam individualmente cada componente do sistema de centralização. O relacionamento destas equações define o modelo matemático completo.

Para a construção do diagrama de blocos de todo o sistema são necessárias as funções de transferência dos componentes, o que é feito aplicando-se a Transformada de Laplace nas equações obtidas. Abaixo isto é desenvolvido.

- **Servoválvula**

A partir da equação (3.1), tem-se:

$$X_S(s) = \left(\frac{K_V \omega_s^2}{s^2 + 2\xi_s \omega_s + \omega_s^2} \right) I_c(s), \quad (3.29)$$

e a equação (3.9), fica:

$$Q_{vc}(s) = Kq_0 X_S(s) - Kc_0 P_c(s). \quad (3.30)$$

- **Cilindro hidráulico e carga**

O cilindro hidráulico e a carga envolvida têm o seu comportamento descrito pelas equações (3.20) e (3.23), que transformadas são, respectivamente:

$$Q_{vc}(s) = A_e s X_D(s) + \frac{V_t}{4\beta} s P_c(s), \quad (3.31)$$

e

$$X_D(s) = \frac{A_e}{Ms^2 + Bs} P_c(s). \quad (3.32)$$

- **Movimento da tira**

Para obter-se a função de transferência que relaciona $Y(s)$, $X_B(s)$ e $X_D(s)$, aplica-se a Transformada de Laplace à equação (3.27),

$$Y(s) = \left(\frac{1}{\tau s + 1} \right) \frac{Y_N}{X_{DN}} X_D(s), \quad (3.33)$$

onde:

$$\tau = \frac{l}{V_{TR}}. \quad (3.34)$$

- **Sensor de posição da tira**

Transformando-se a equação (3.28) tem-se:

$$I_S(s) = K_S E_P(s). \quad (3.35)$$

3.3.1 Diagrama de blocos

As expressões (3.29) a (3.35) podem ser empregadas na construção de um diagrama de blocos detalhado como mostrado na Figura 3.10.

O bloco “Controle” representa o controlador que está sendo utilizado atualmente no LTF.

3.4 Adimensionalização das equações da planta

Com o intuito de facilitar a interpretação dos resultados e melhor mensurar o comportamento das variáveis de entrada e saída durante as simulações do modelo matemático da planta, construído no item 3.3, faz-se a adimensionalização da planta.

3.4.1 Valores nominais

As seguintes variáveis são definidas como nominais:

$$I_{CN} = \text{corrente nominal da servoválvula}, \quad (3.36)$$

$$Q_{VCN} = \text{vazão nominal da servoválvula}, \quad (3.37)$$

$$X_{SN} = \text{deslocamento nominal do êmbolo da servoválvula}, \quad (3.38)$$

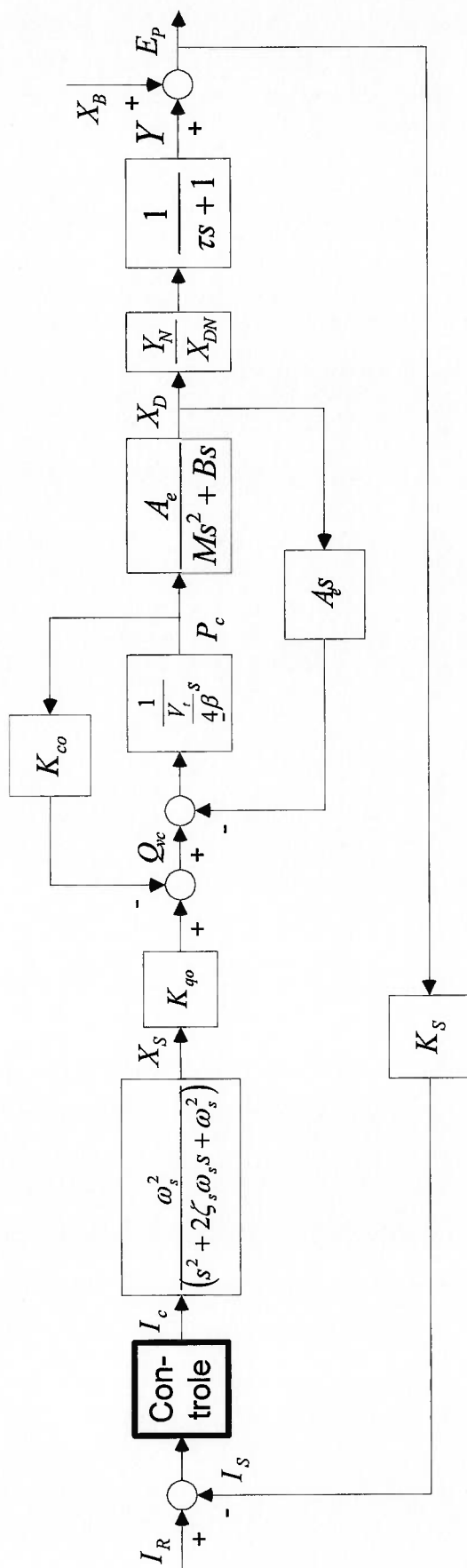


Figura 3.10 - Diagrama de blocos do sistema de centralização do LTF.

$$P_{CN} = \text{pressão nominal do sistema,} \quad (3.39)$$

$$X_{DN} = \text{deslocamento nominal da estrutura da desenroladeira,} \quad (3.40)$$

$$X_{BN} = \text{perturbação máxima admitida,} \quad (3.41)$$

$$Y_N = \text{deslocamento nominal da tira.} \quad (3.42)$$

3.4.2 Equações adimensionalizadas no domínio do tempo

Utilizando-se as variáveis (3.36) a (3.42), acima definidas, nas Equações (3.29) a (3.35), obtêm-se as seguintes equações adimensionais:

$$\ddot{\bar{x}}_s + 2\zeta\omega_s\dot{\bar{x}}_s + \omega_s^2\bar{x}_s = \frac{K_V\omega_s^2 I_{CN}}{X_{SN}} \bar{I}_c, \quad (3.43)$$

$$\bar{q}_{vc} = \frac{Kq_0 X_{SN}}{Q_{VCN}} \bar{x}_s - \frac{Kc_0 P_{CN}}{Q_{VCN}} \bar{p}_c, \quad (3.44)$$

$$\bar{q}_{vc} = \frac{A_e X_{DN}}{Q_{VCN}} \dot{\bar{x}}_D + \frac{V_t P_{CN}}{4\beta Q_{VCN}} \dot{\bar{p}}_c, \quad (3.45)$$

$$\bar{p}_c = \left(\frac{X_{DN}}{AeP_{CN}} \right) M\ddot{\bar{x}}_D + B\dot{\bar{x}}_D, \quad (3.46)$$

$$\dot{\bar{y}} = \frac{V_{TR}}{l} (\bar{x}_D - \bar{y}). \quad (3.47)$$

3.4.3 O modelo adimensional da planta no domínio da frequência

Transformando por Laplace as Equações (3.43) a (3.47) obtêm-se o conjunto de funções de transferência adimensionalizadas abaixo:

$$\frac{\bar{X}_S(s)}{\bar{I}_C(s)} = \frac{K_v \omega_s^2}{s^2 + 2\zeta \omega_s + \omega_s^2} \cdot \frac{I_{CN}}{X_{SN}}, \quad (3.48)$$

$$\bar{Q}_{VC}(s) = \frac{Kq_0 X_{SN}}{Q_{VCN}} \bar{X}_S(s) - \frac{Kc_0 P_{CN}}{Q_{VCN}} \bar{P}_C(s), \quad (3.49)$$

$$\bar{Q}_{VC}(s) = \frac{A_e X_{DN}}{Q_{VCN}} s \bar{X}_D(s) + \frac{V_t P_{CN}}{4\beta Q_{VCN}} s \bar{P}_C(s), \quad (3.50)$$

$$\frac{\bar{X}_D(s)}{\bar{P}_C(s)} = \left(\frac{Ae P_{CN}}{X_{DN}} \right) \frac{1}{Ms^2 + Bs}, \quad (3.51)$$

$$\frac{\bar{Y}(s)}{\bar{X}_D(s)} = \frac{1}{\tau s + 1}. \quad (3.52)$$

Definem-se as seguintes quantidades para facilitar o algebrismo.

$$h_0 = \frac{K_v \omega_s^2 I_{CN}}{X_{SN}}, \quad (3.53)$$

$$h_1 = 2\zeta \omega_s, \quad (3.54)$$

$$h_2 = \omega_s^2, \quad (3.55)$$

$$c_0 = \frac{Kq_0 X_{SN}}{Q_{VCN}}, \quad (3.56)$$

$$c_1 = \frac{Kc_0 P_{CN}}{Q_{VCN}}, \quad (3.57)$$

$$c_2 = \frac{A_e X_{DN}}{Q_{VCN}}, \quad (3.58)$$

$$c_3 = \frac{V_i P_{CN}}{4\beta Q_{VCN}}, \quad (3.59)$$

$$c_4 = \frac{AeP_{CN}}{X_{DN}}, \quad (3.60)$$

$$\tau = \frac{l}{V_{TR}}. \quad (3.61)$$

Utilizando a álgebra de diagramas de blocos, é possível construir um novo modelo, agora adimensionalizado para a realização de simulações da planta. A Figura 3.11 apresenta o diagrama de blocos adimensionalizado da planta.

3.5 Modelo não-linear do sistema

Para o projeto do novo controlador será utilizado o modelo linear. No entanto, a validação do projeto - através da simulação do comportamento da planta - será realizada utilizando-se os modelos linear e não-linear.

Os valores numéricos de alguns parâmetros da planta serão definidos através de simulações no SIMULINK usando o modelo não-linear.

As não-linearidades que serão incluídas são:

- saturações no sinal de controle, na vazão e na pressão,
- forças de atrito cinético e atrito viscosos com valores diferentes para cada sentido de movimento do conjunto da desenroladeira,
- coeficientes de descarga com valores diferentes na servoválvula,
- zonas mortas na servoválvula,
- limitações no deslocamento da desenroladeira.

Nos próximos itens apresenta-se o modelo com as não-linearidades.

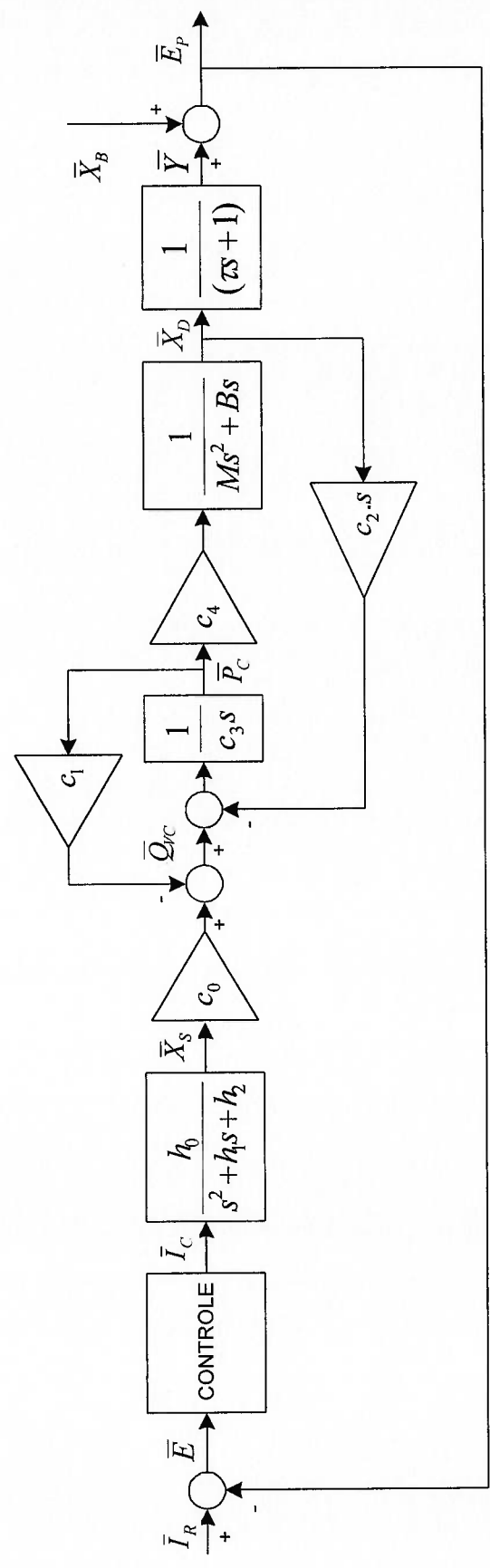


Figura 3.11 – Diagrama de blocos adimensionalizado.

3.6 Avaliação e sintonia dos modelos

Neste item procura-se validar o modelo matemático obtido, comparando-o com resultados obtidos em testes práticos realizados com a planta real.

Estes testes consistiram na aplicação de degraus de corrente na servoválvula em malha aberta e em ambos os sentidos, observando-se o movimento do conjunto desenroladeira/bobina.

De posse destes resultados e utilizando-se as equações adimensionais lineares, foram construídas no MATLAB duas rotinas para a comparação dos comportamentos reais com os comportamentos calculados pelo modelo do sistema, quando excitado, exatamente, com o mesmo sinal usado para a realização dos testes com a planta real.

O modelo não-linear construído no SIMULINK, utilizando subsistemas, é mostrado na Figura 3.12. Note que este modelo ainda não inclui a dinâmica do movimento da tira.

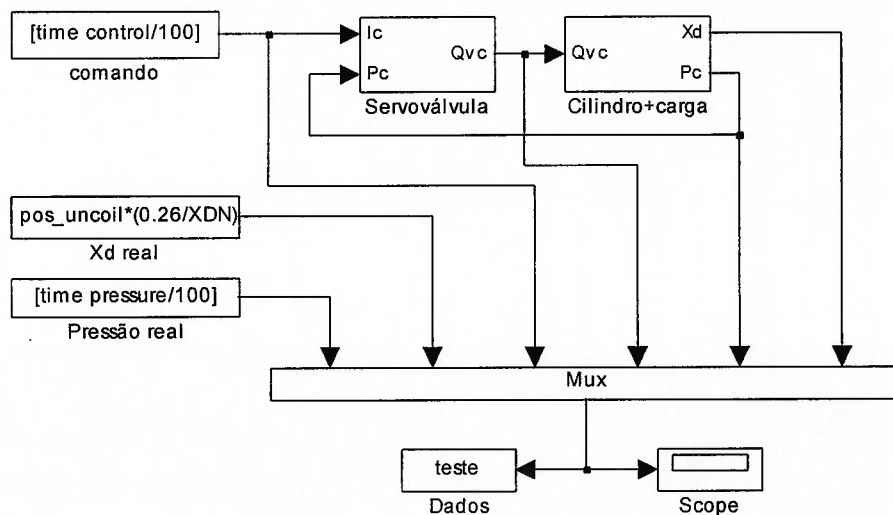


Figura 3.12 - Modelo não linear do sistema de centralização do LTF.

No item 3.6.4, a dinâmica da tira será incluída no modelo. Nesta ocasião, será analisado o resultado dos testes realizados com o LTF em produção, onde registrou-se a reação do sistema existente na presença de uma grande perturbação.

O bloco denominado “Servoválvula” foi construído conforme apresentado na Figura 3.13. e o bloco “Cilindro+carga” está na Figura 3.14.

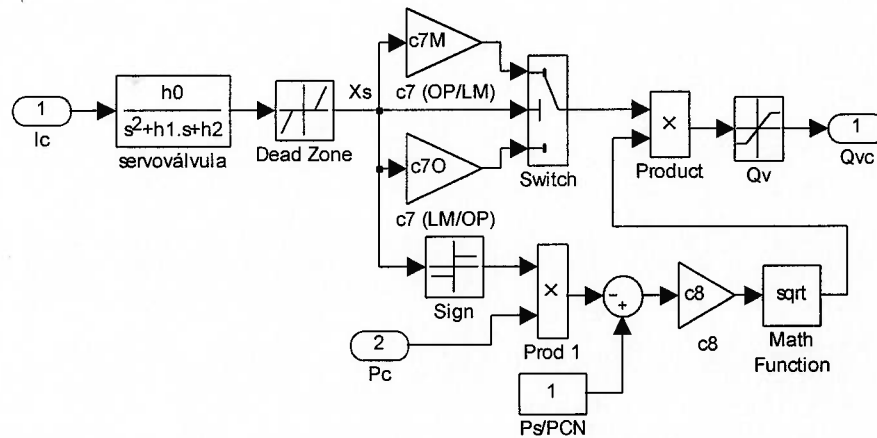


Figura 3.13 - Subsistema “Servoválvula” do modelo não-linear.

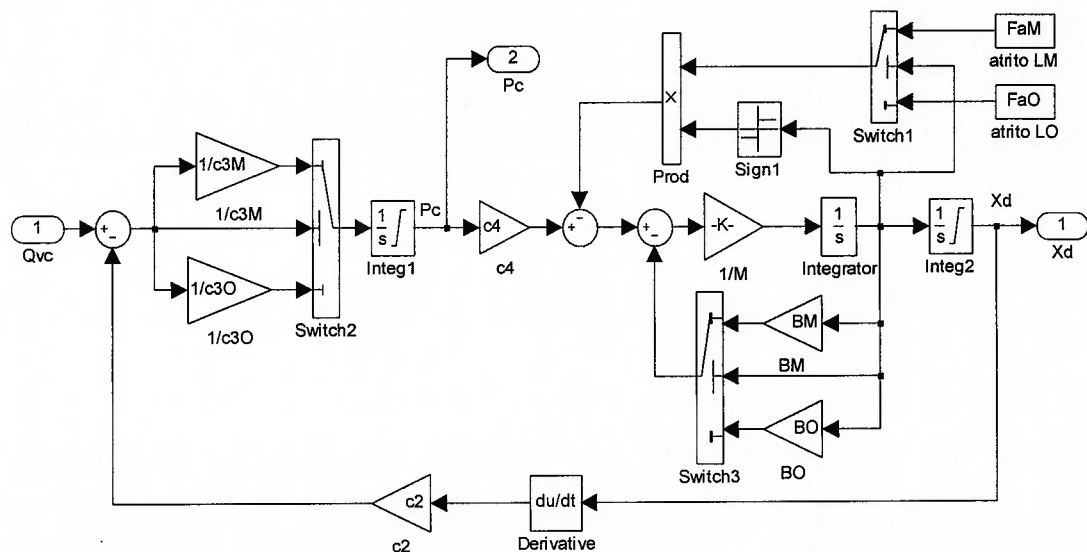


Figura 3.14 - Subsistema “Cilindro+carga” do modelo não-linear.

O principal objetivo do ajuste dos modelos linear e não-linear, foi determinar o valor dos seguintes parâmetros:

- coeficiente de atrito viscoso,
- ganhos e coeficientes de descarga da servoválvula,
- módulo de compressibilidade β ,

- pressões e vazões de trabalho,
- deslocamentos nominais da desenroladeira e tira,
- velocidade de deslocamento lateral da desenroladeira.

O modelo linear fornecerá as funções de transferência que serão usadas para a análise matemática de alguns resultados. O modelo não-linear será usado para confirmar o acerto na escolha do valor dos parâmetros.

3.6.1 Análise da pressão de controle do sistema

Inicialmente imaginou-se que o sistema utilizasse toda a pressão disponível, fornecida pela bomba hidráulica, para a realização de qualquer movimento em qualquer sentido de deslocamento. No entanto esta hipótese estava conduzindo o ajuste dos parâmetros do modelo para valores que contradiziam a experiência prática.

Foram então providenciadas medidas da pressão de controle disponível para a realização do trabalho de deslocamento do conjunto da desenroladeira. Os resultados dos testes revelaram que a consideração de que o sistema utilizava toda a pressão disponível estava incorreta. Na verdade, o sistema utiliza algo em torno de 26% da pressão nominal para o deslocamento positivo e 25% para o deslocamento negativo.

Utilizando-se o modelo não-linear, visto na Figura 3.12, ajustaram-se os valores dos parâmetros e variáveis do modelo para que apresentassem a mesma ordem de grandeza quanto à solicitação de pressão em regime permanente.

A Figura 3.15 apresenta o resultado do teste para a corrente positiva. A pressão da planta real é o registro em linha tracejada e a resposta do modelo matemático é a linha contínua.

Na Figura 3.16, tem-se o resultado, também utilizando o modelo não-linear, agora para corrente negativa. Na figura, a linha tracejada é o comportamento da pressão na planta real e a linha contínua é a resposta do modelo.

Apesar da concordância conseguida para a pressão em regime permanente, não foi possível para o modelo reproduzir fielmente o comportamento transitório.

Realizou-se um estudo, partindo-se da função de transferência do sistema, com a intenção de identificar quais parâmetros poderiam influenciar nesta diferença de comportamento.

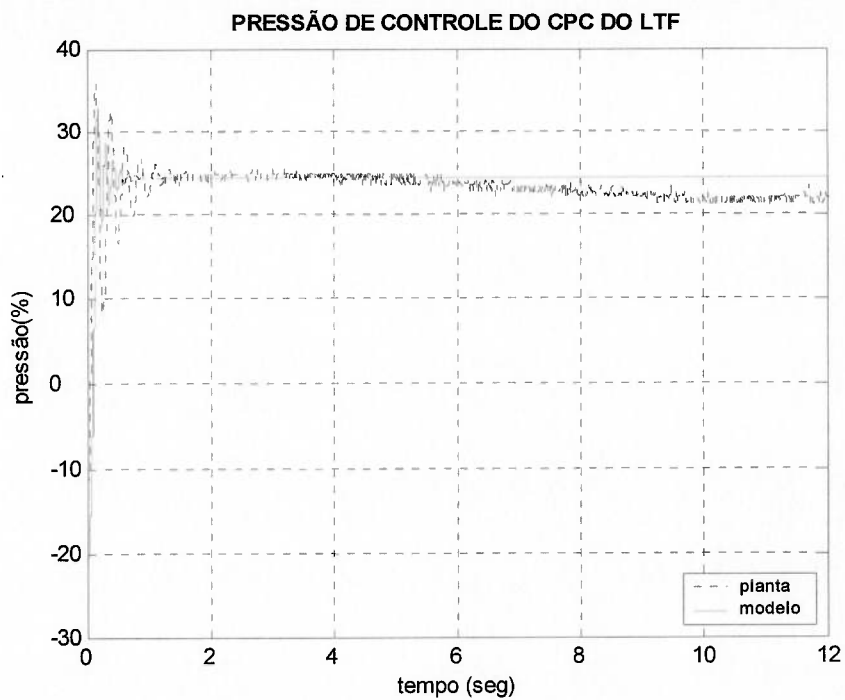


Figura 3.15 - Pressão real x pressão do modelo para degrau de corrente positiva.

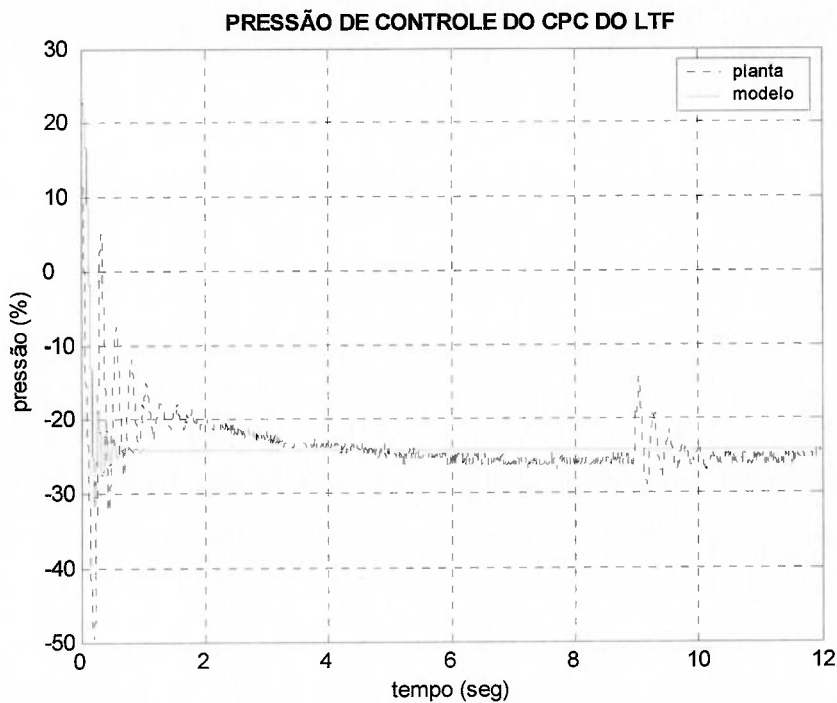


Figura 3.16 - Pressão real x pressão do modelo para degrau de corrente negativa.

A função de transferência entre o deslocamento da desenroladeira (X_D) e a corrente da servoválvula (I_C) utilizada nos ensaios lineares foi:

$$\frac{X_D(s)}{I_C(s)} = \frac{22616026,2284}{s \cdot (s^2 + 7,324s + 2614) \cdot (s^2 + 434s + 130800)}, \quad (3.62)$$

cujos pólos são:

$$\begin{aligned} p1 &= 0; \\ p2 &= -217 + i 289,33; \\ p3 &= -217 - i 289,33; \\ p4 &= -3,6224 + i 51; \\ p5 &= -3,6224 - i 51. \end{aligned} \quad (3.63)$$

Os pólos $p2$ e $p3$ (pertencentes à servoválvula) são muito rápidos quando comparados aos demais, ou seja, sua contribuição no comportamento transitório da pressão é desprezível.

Baseando-se no fato acima verificou-se a necessidade de determinar a função de transferência entre a saída da servoválvula, que é na verdade a posição do seu êmbolo (X_S), e a pressão de controle (P_C) do sistema. Utilizando a álgebra de diagrama de blocos no diagrama apresentado na Figura 3.11, chegou-se à seguinte função de transferência:

$$\frac{\bar{P}_c(s)}{\bar{X}_s(s)} = \frac{c_0(Ms + B)}{Mc_3s^2 + (Bc_3 + Mc_1)s + (Bc_1 + c_2c_4)}. \quad (3.64)$$

Introduzindo-se valores numéricos utilizados nas simulações, obtém-se a seguinte equação:

$$\frac{\bar{P}_c(s)}{\bar{X}_s(s)} = \frac{7,3661 \cdot (s + 6,829)}{s^2 + 7,324s + 2614}, \quad (3.65)$$

cujos zero e pólos são:

$$z1 = -6,8289; \quad (3.66)$$

$$\begin{aligned} p1 &= -3,6224 + i 51; \\ p2 &= -3,6224 - i 51. \end{aligned} \quad (3.67)$$

O surgimento de um zero real na função de transferência tende a alterar o comportamento transitório do sistema. Segundo D'Azzo e Houpis (1995) e Ogata (1982) a adição de um zero na função de transferência de malha aberta tem o efeito de puxar o lugar das raízes para a esquerda, tendendo a fazer o sistema mais estável e diminuindo o tempo de acomodação da resposta.

A posição deste zero e a sua influência no sistema estão diretamente ligadas aos valores de dois parâmetros, que são o coeficiente de atrito viscoso (B) e a massa do sistema (M).

Destes dois parâmetros, o único que apresenta incerteza significativa é o coeficiente de atrito viscoso. No entanto, durante as simulações com o modelo matemático, verificou-se haver pouca liberdade para a sua variação, uma vez que as simulações do modelo deveriam estar comprometidas em atingir os seguintes valores, conhecidos através da realização de ensaios com a planta real:

- velocidade de deslocamento da desenroladeira,
- pressão de controle do sistema,
- vazão da servoválvula,
- tempo de resposta do conjunto da desenroladeira.

Então a localização do zero não deveria estar incorreta e não poderia ser este o principal causador da diferença encontrada no transitório.

Reconhecidamente, é a localização dos pólos da Função de Transferência (3.64), que altera de maneira significativa o comportamento transitório

Comparando-se os resultados das simulações com os obtidos nos testes com a planta real, verifica-se claramente que, durante o transitório, a pressão na planta apresentou um período de oscilação menor do que o modelo pôde representar.

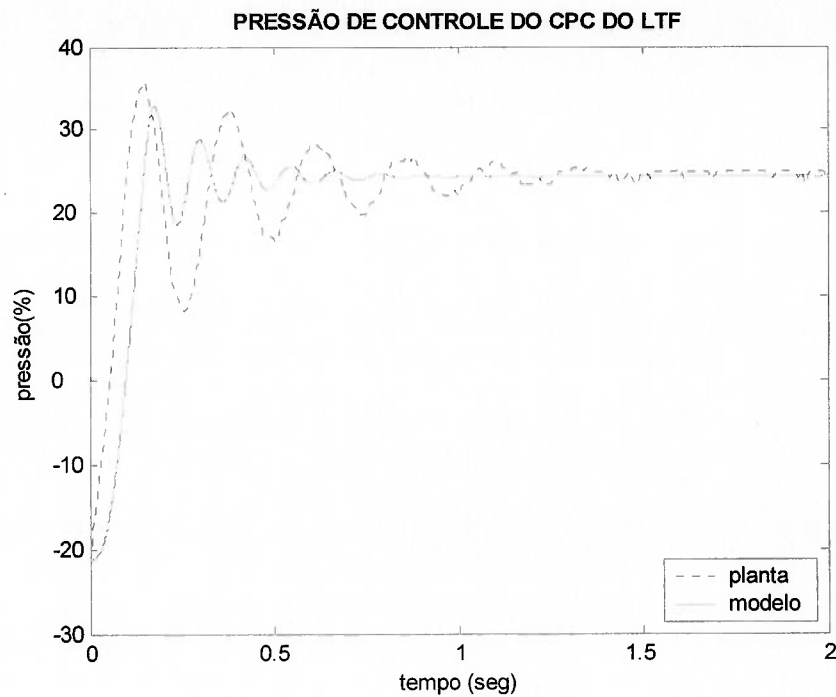


Figura 3.17 - Detalhe do transitório de pressão quando aplicada corrente positiva.

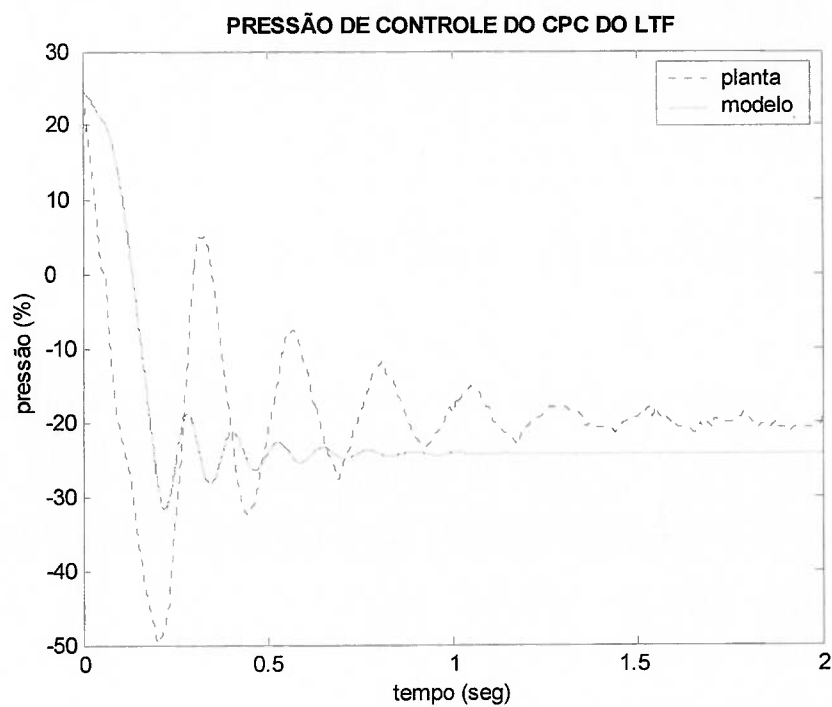


Figura 3.18 - Detalhe do transitório de pressão quando aplicada corrente negativa.

A Figura 3.17 ilustra uma ampliação do transitório de pressão quando

aplicada corrente positiva - comparação entre o modelo não-linear e a planta. A Figura 3.18 apresenta o resultado para corrente negativa.

A diferença no período de oscilação tem relação direta com a frequência natural amortecida ω_d , que é a parte imaginária dos pólos da função de transferência.

No resultado da simulação do modelo não-linear, a pressão oscila em torno de 8 vezes em 1 segundo. Desta forma, infere-se que a frequência é em torno de 8Hz (50,27rad/s), que é aproximadamente o valor da parte imaginária dos Pólos (3.67) da Função de Transferência (3.65).

Em resumo, a frequência natural amortecida ω_d , determinada pelo modelo linear, está em acordo com a oscilação verificada no transitório da pressão da simulação com o modelo não-linear, mas não com aquela observada na planta real.

Para adequar os modelos fica claro que é necessário reduzir a frequência natural amortecida ω_d . Os parâmetros que podem alterar a localização da parte imaginária dos pólos da Função de Transferência (3.65) são:

- coeficiente de compressibilidade β ,
- atrito viscoso B ,
- a massa M .

Tornou-se então necessária uma investigação sobre a exatidão dos valores atribuídos aos parâmetros mencionados durante as simulações. A idéia foi variar cada parâmetro dentro de uma faixa escolhida e verificar-se o valor que era obtido para a parte imaginária dos pólos da Função de Transferência (3.65), ou seja ω_d , e também a consequência na parte real.

Na Tabela 3.1 têm-se os valores máximos e mínimos adotados no estudo para a variação dos parâmetros.

A análise da variação da frequência amortecida em relação à variação destes parâmetros demonstrou que o coeficiente de compressibilidade (β) é o que tem maior influência (ver Figura 3.19).

Segundo De Negri (2001) este coeficiente explicita o efeito da variação da massa específica do fluido com a pressão e em diversas situações reais, inclui-se o efeito da deformação de tubulações, mangueiras, paredes de cilindros e a presença de ar no fluido hidráulico, através da redução em até 60% de seus valores tabelados.

Parâmetro:	Valor mínimo	Valor máximo
Coefficiente de compressibilidade (β)	7×10^7 Pa	14×10^8 Pa
Atrito viscoso (B)	4×10^4 Ns/m	4×10^6 Ns/m
Massa (M)	40200 kg	69200 kg

Tabela 3.1- Parâmetros que influenciam os pólos da Equação (3.65).

Apesar de o coeficiente de compressibilidade afetar a frequência natural amortecida do sistema, deve-se notar que o valor deste coeficiente (7×10^7 Pa), que faz com que a parte imaginária do pólo se aproxime da frequência de oscilação da planta real, está bem abaixo do valor mínimo recomendado pela literatura, que é de 7×10^8 Pa (De Negri, 2001).

Nas figuras que se seguem, r_i é a parte imaginária e r_r a parte real dos pólos da Função de Transferência (3.65)

A Figura 3.19 indica influência do módulo de compressibilidade na localização da parte imaginária dos pólos.

A Figura 3.20 mostra o efeito da alteração do valor do módulo de compressibilidade na localização da parte real dos pólos.

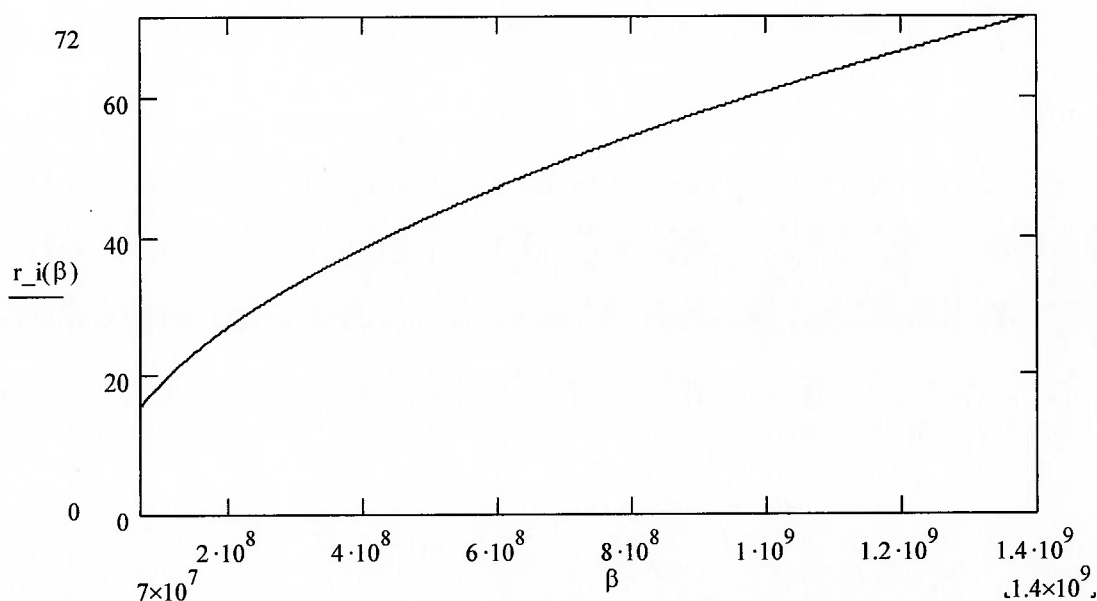


Figura 3.19 - Parte imaginária dos pólos em função de β .

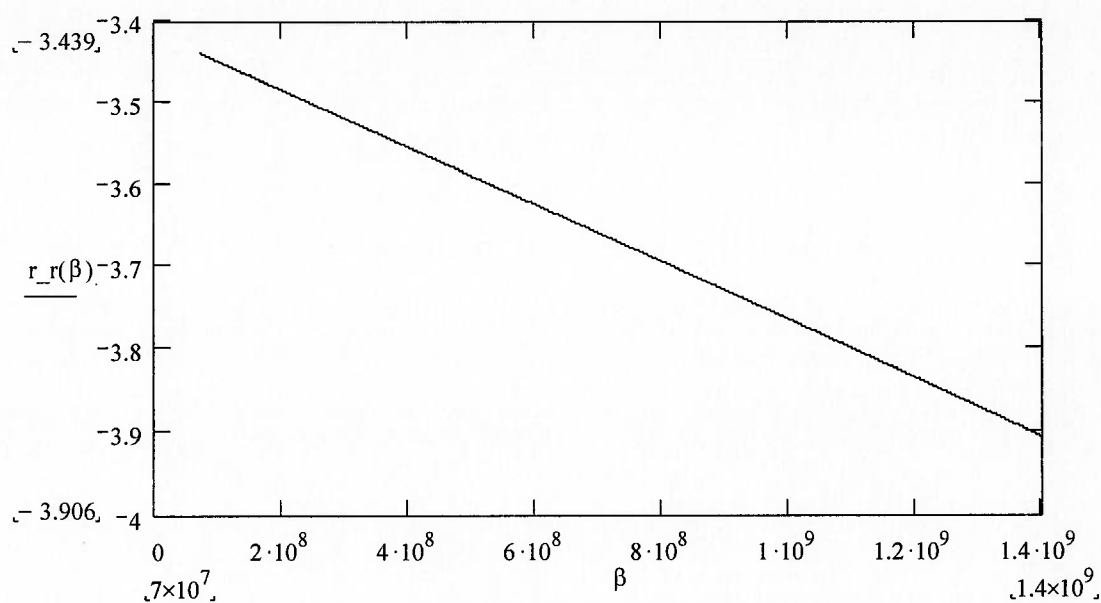


Figura 3.20 - Parte real dos pólos em função de β .

A localização da parte imaginária dos pólos quando varia-se o valor do coeficiente de atrito viscoso é visto na Figura 3.21. A Figura 3.22 mostra um resultado importante, que é o efeito do atrito viscoso na localização da parte real dos pólos da função de transferência, que afetam diretamente a quantidade de sobressinal existente na resposta transitória da pressão.

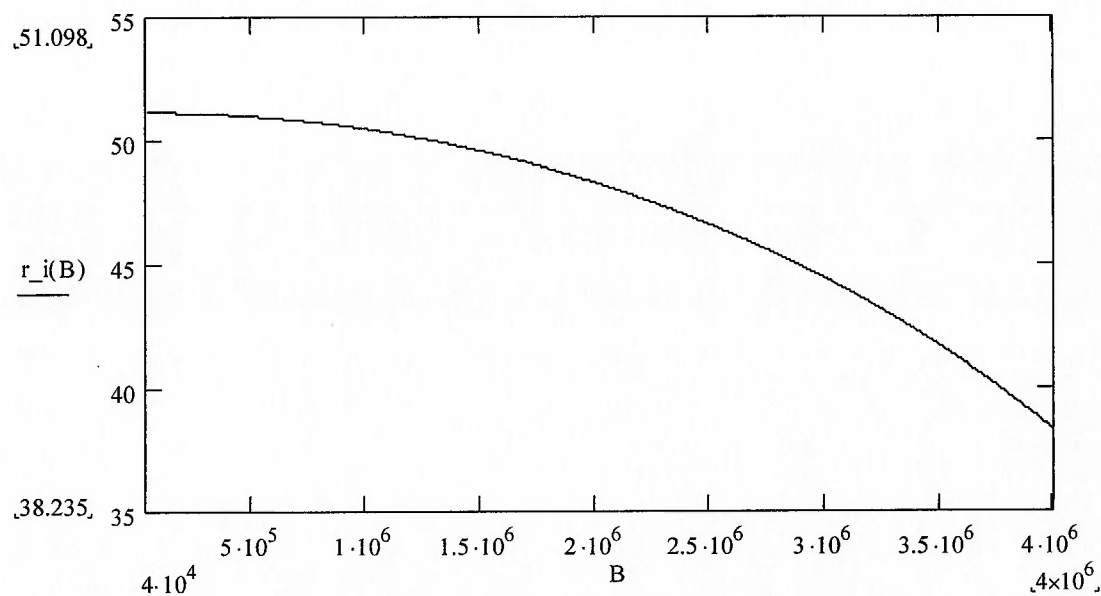


Figura 3.21 - Parte imaginária dos pólos em função de B .

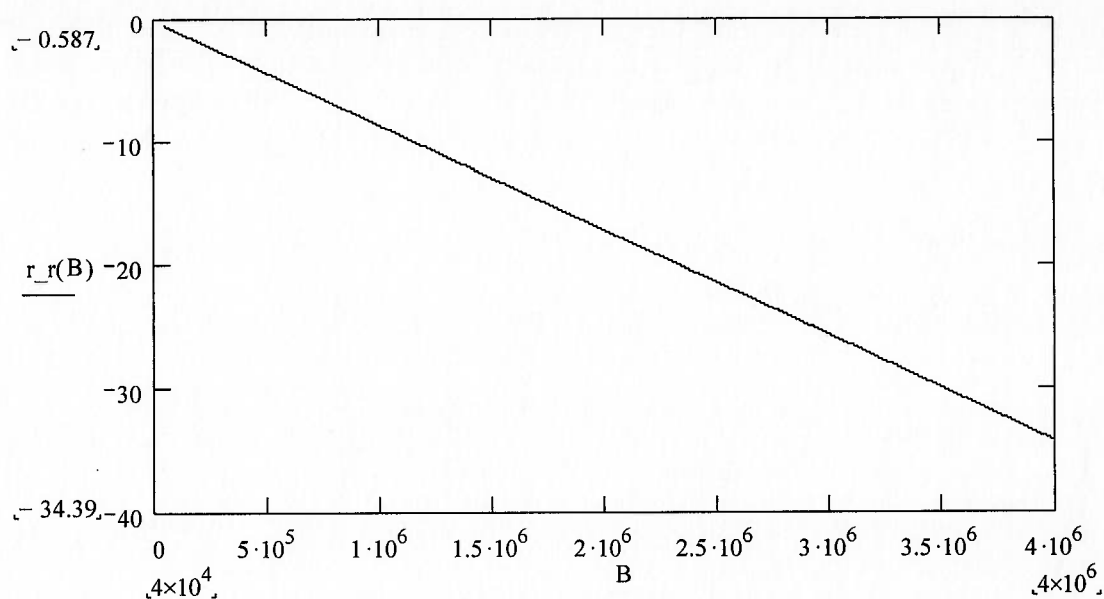


Figura 3.22 - Parte real dos pólos em função de B.

A Figura 3.23 e a Figura 3.24 trazem os resultados obtidos com a variação da massa na localização dos pólos. Apesar de apresentar uma influência importante, a massa não é a causadora da divergência observada entre a simulação e os testes com a planta real, uma vez que seu valor, no instante do ensaio, era conhecido com bastante precisão.

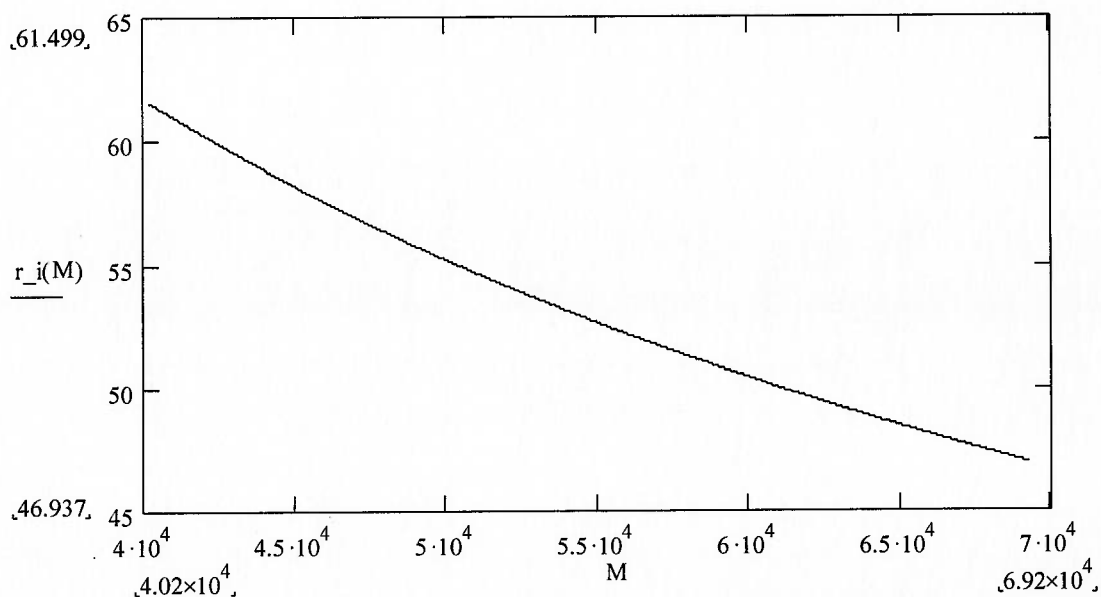


Figura 3.23 - Parte imaginária dos pólos em função de M.

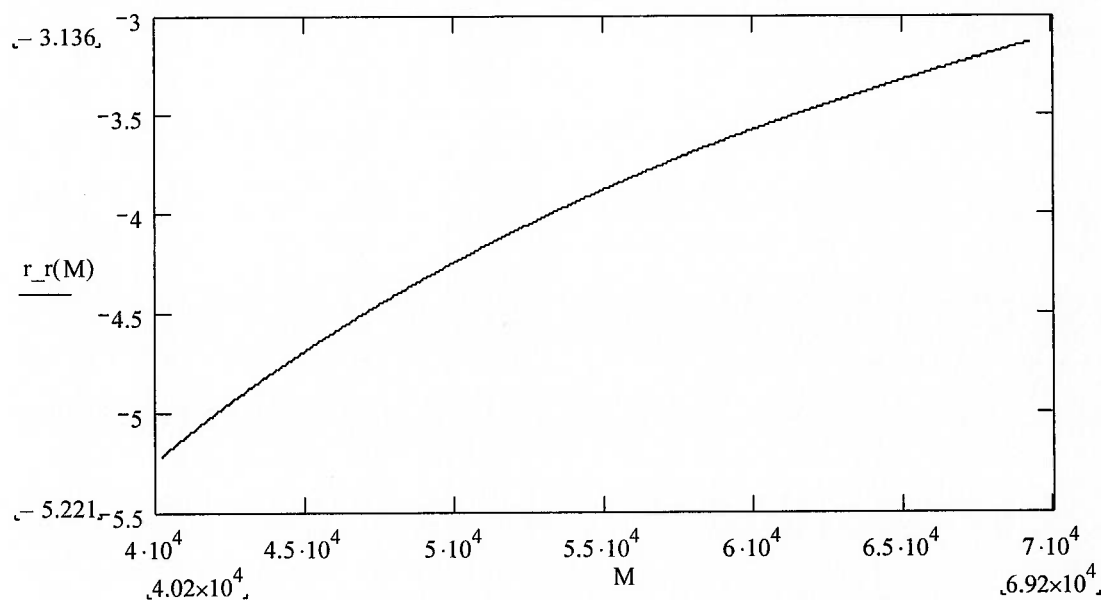


Figura 3.24 - Parte real dos pólos em função de M.

Baseando-se no valor adotado para o coeficiente de compressibilidade ($7 \times 10^8 \text{Pa}$) é possível concluir que existem outras dinâmicas que influenciam no transitório da pressão que não foram modeladas mas, como será visto mais adiante no ensaio incluindo a dinâmica da tira, sua ausência não influirá significativamente no desempenho do modelo matemático no que se refere ao comportamento entrada-saída..

Introduzidas no modelo matemático todas as conclusões obtidas neste item e finalizando a análise da capacidade do modelo em reproduzir o comportamento da pressão de controle, compararam-se os comportamentos do modelo com a planta, quando excitados com uma seqüência de comandos positivos e negativos (em malha aberta). O resultado pode ser visto na Figura 3.25, na qual a linha pontilhada ilustra a pressão na planta real e a linha cheia, o obtido na simulação com o modelo matemático.

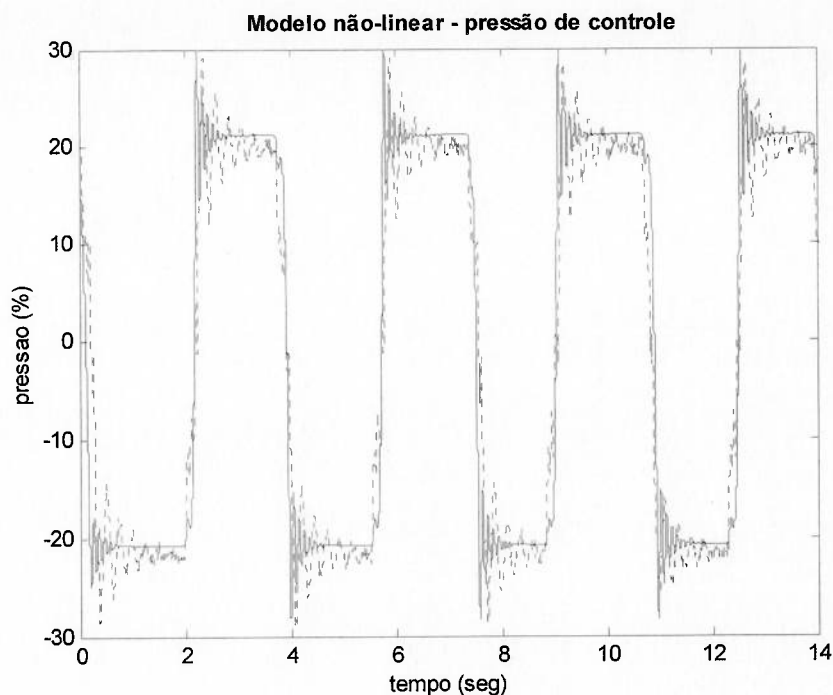


Figura 3.25 - Pressão de controle - comparação entre a planta e o modelo.

3.6.2 Análise do deslocamento do conjunto da desenroladeira

Pelos resultados obtidos nos testes de deslocamento da desenroladeira, pôde-se observar que a planta comporta-se de maneira diferente quando excitada em sentidos opostos. Quando excitada com a corrente negativa a planta tem uma velocidade menor do que quando excitada com a corrente positiva.

No modelo não-linear o parâmetro escolhido, para refletir a diferença na velocidade, foi o coeficiente de descarga C_d .

Após a definição do valor do coeficiente de compressibilidade (β), fixado pelo teste da pressão, foram ajustados os coeficientes de descarga (C_d) e o coeficiente de atrito viscoso (B) no modelo não-linear.

No modelo linear, o parâmetro K_{q0} (ganho de vazão da servoválvula) é o que mais influencia na velocidade de deslocamento da desenroladeira. Com a finalidade de obter-se um resultado conservador na elaboração do projeto, decidiu-se que o valor de K_{q0} a ser utilizado nas simulações será o obtido nos ensaios com a corrente negativa, que é menor.

A Figura 3.26 apresenta a resposta do modelo linear para a corrente positiva.

Note-se que com o valor de K_{qo} menor o modelo não consegue seguir a planta real. A Figura 3.27 ilustra a simulação para a corrente negativa no modelo linear, indicando que o modelo foi capaz de reproduzir o comportamento do sistema real.

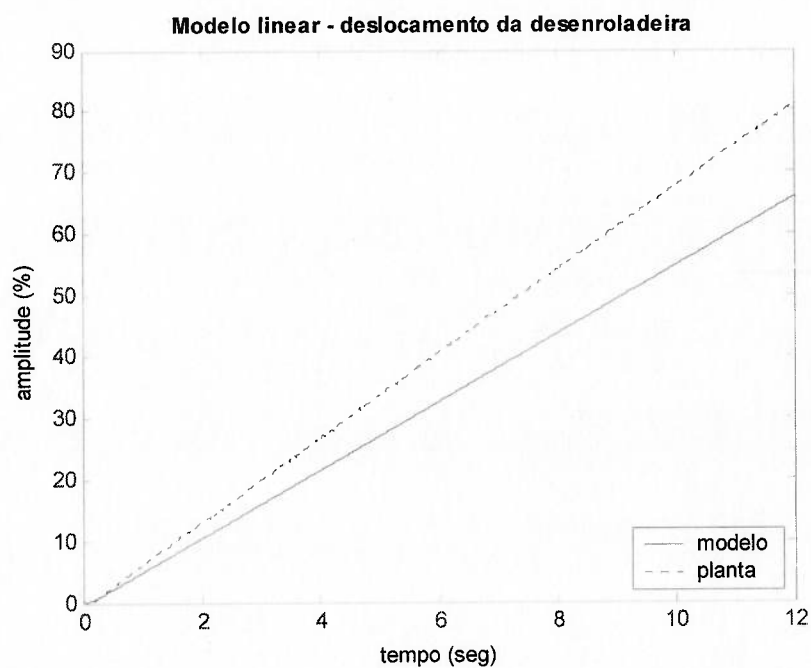


Figura 3.26 - Deslocamento da desenroladeira - corrente positiva (modelo linear).

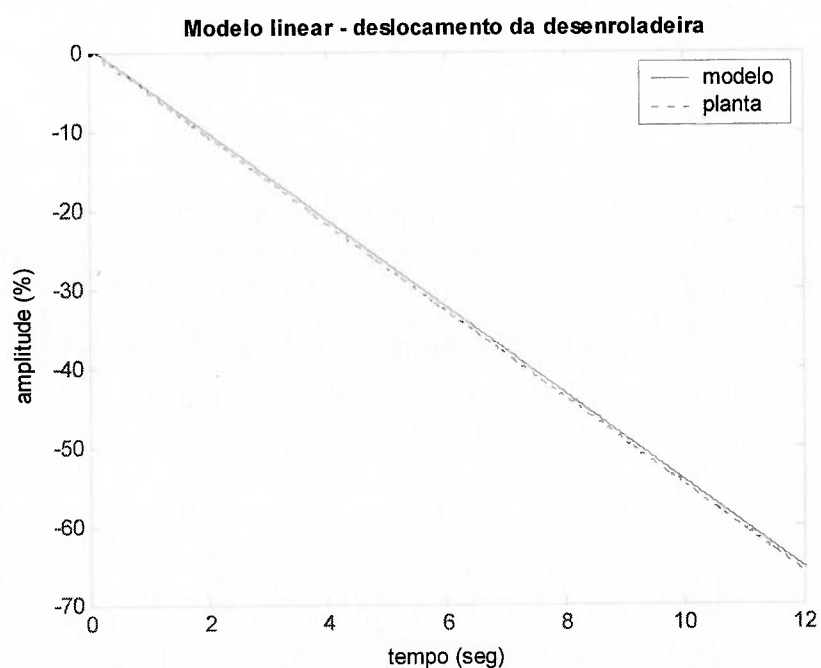


Figura 3.27 - Deslocamento da desenroladeira - corrente negativa (modelo linear).

Reunindo no modelo não-linear, todos os pontos levantados a respeito do comportamento da pressão, da diferença nos valores da vazão, do atrito viscoso e do atrito cinético, foram realizadas simulações aplicando-se o mesmo degrau de corrente aplicado na planta real.

Na Figura 3.28 é apresentado o resultado das simulações para a corrente positiva. Na Figura 3.29 vê-se o resultado para corrente negativa.

Os resultados das simulações com o modelo não-linear foram, evidentemente, melhores, devido ao fato de este incorporar as diferenças já citadas. Notar que, contrariamente ao modelo linear, a simulação acompanha adequadamente a resposta da planta real para qualquer corrente aplicada.

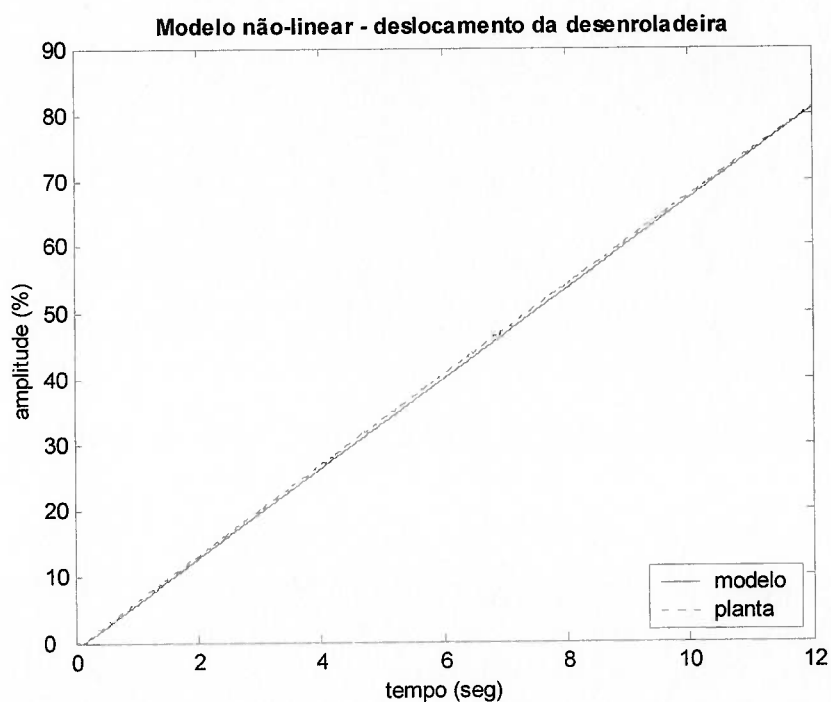


Figura 3.28 - Resposta do modelo não-linear a um degrau de corrente positiva.

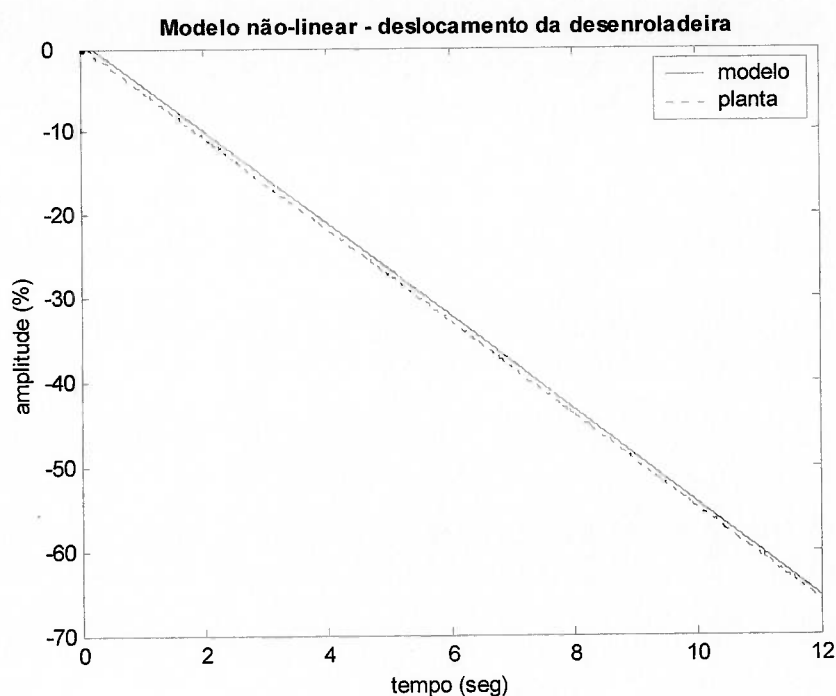


Figura 3.29 - Resposta do modelo não-linear a um degrau de corrente negativa.

Os valores finais escolhidos para os parâmetros dos modelos, após a análise dos resultados das simulações estão reunidos na Tabela 3.2.

Coeficiente de compressibilidade β	7×10^8 Pa
Atrito viscoso B	4×10^5 Ns/m
Coeficiente de atrito cinético μ	0,14
Coeficiente de descarga da servoválvula C_d	0,02684 m/s
Vazão nominal disponível para o sistema Q_{VC}	0,0010789 m ³ /s

Tabela 3.2 - Parâmetros do sistema de centralização do LTF.

3.6.3 Análise do modelo do controlador existente

Um modelo que represente o controlador atualmente em operação no sistema de centralização do LTF, é importante para que se possam confirmar os resultados

das simulações que irão verificar a influência da dinâmica da tira nos modelos do sistema. A Figura 3.30 ilustra o seu esquema.

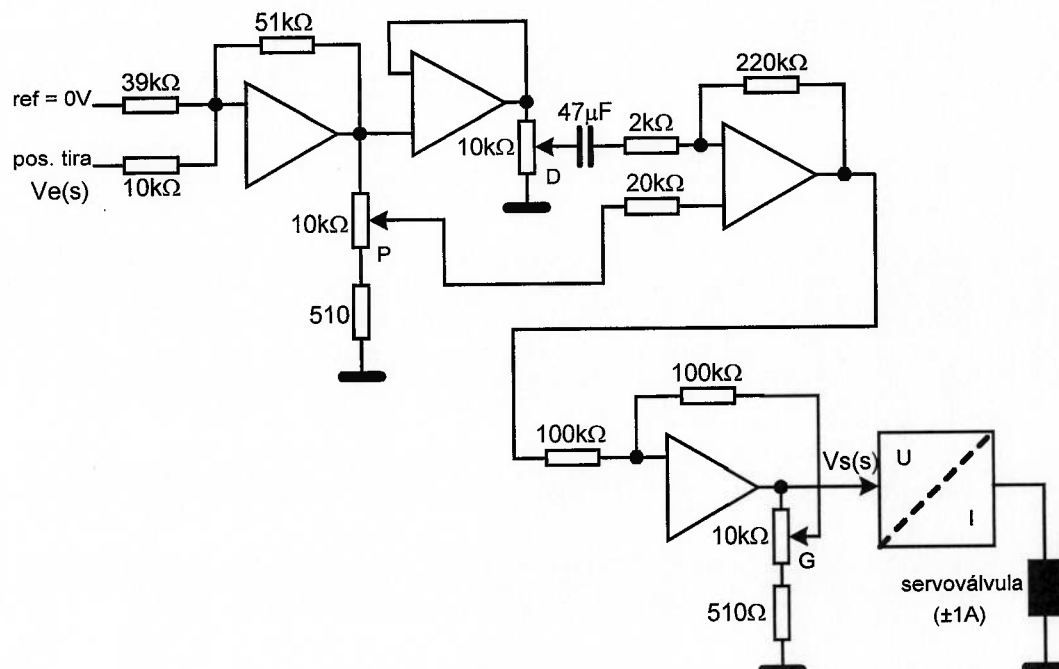


Figura 3.30 – Controlador existente no sistema de centralização do LTF.

Pelo estudo da documentação de projeto do controlador, determinou-se a sua função de transferência, descrita pela Equação (3.68),

$$\frac{Vs(s)}{Ve(s)} = 5,1 \left[110D \frac{s}{s + 10,64} + (10,47P + 0,5335) \right] \frac{1,051}{1,051 - G}. \quad (3.68)$$

Os parâmetros P , G e D representam a posição em que se encontram os potenciômetros de ajuste dos ganhos, e podem variar de 0 a 1.

Baseando-se nesta equação construiu-se então o modelo do controlador no SIMULINK, que pode ser visto na Figura 3.31. Note-se que os valores dos ganhos fixos diferem dos descritos pela Equação (3.68), o motivo disto foi a necessidade de adequação ao modelo adimensional que está sendo utilizado para representar a planta. Isto é explicado mais à frente.

Na Figura 3.30, o potenciômetro indicado pela letra “ D ” fica sempre na posição “zero”, no sistema real. Por esta razão não foi possível obter-se uma amostra

do comportamento real do controlador, para que se testasse este ramo no modelo. Apesar de não usado no sistema real, ele será incluído na análise analítica do controlador, pois nas simulações com a planta será utilizado este ramo.

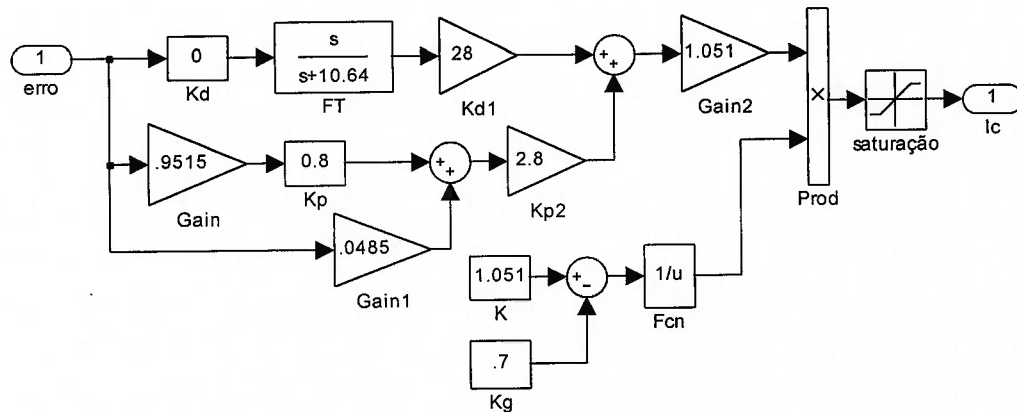


Figura 3.31 – Modelo do controlador existente no sistema de centralização.

Na Figura 3.30 nota-se que o ganho para o ramo P é determinado por:

$$KP = \frac{51}{10} \cdot (0,9515P + 0,0485) \cdot \frac{220}{22}. \quad (3.69)$$

O ramo D tem o ganho definido por:

$$KD = \frac{51}{10} \cdot D \cdot \frac{220}{2}. \quad (3.70)$$

Sendo ambos multiplicados pelo ganho KG , definido na Equação (3.71),

$$KG = \frac{1,051}{1,051 - G}. \quad (3.71)$$

Atribuindo o valor 1 para os parâmetros P , G e D , determina-se que o ganho máximo possível para cada ramo é:

$$KP = 1156,1 \quad \text{e} \quad KD = 11561. \quad (3.72)$$

Para verificar o desempenho do modelo do controlador, foram realizadas duas simulações, inserindo-se um sinal de erro coletado na planta real, com intensidades iniciais de 100% e 68%. O resultado foi comparado com os comportamentos do controlador real.

As simulações foram realizadas ajustando-se os ganhos P , D e G nos mesmos valores que estavam ajustados os potenciômetros do controlador real durante os ensaios, ou seja, 0,8; 0,0 e 0,7 respectivamente.

A magnitude dos ganhos fixos no modelo do controlador foi alterada para adequá-lo ao modelo adimensional da planta. No controlador existente, a intensidade do sinal de erro é pequena e necessita de ganhos elevados, para que se torne significativa perante o último estágio do controlador, que é o conversor de Volts/Ampères, o qual tem a relação de 10Volts para 1Ampère (corrente nominal da servoválvula). Os ganhos fixos foram reduzidos por um fator de 20, aproximadamente.

Mantendo-se a relação $KD/KP = 10$ os novos valores para os ganhos máximos no modelo são:

$$KP = 57,7 \quad \text{e} \quad KD = 577,0. \quad (3.73)$$

A Figura 3.32 ilustra o resultado da primeira simulação (erro inicial de 100%) e a Figura 3.33 mostra o resultado da outra simulação realizada (erro inicial de 68%). Em ambas as figuras a linha contínua representa a resposta do modelo, a linha pontilhada a resposta da planta real e a linha traço-ponto o sinal de erro inserido no modelo.

Ambos os resultados confirmam o acerto na escolha dos parâmetros do modelo e a sua capacidade de representar o controlador existente. A Equação (3.74) indica a forma final adotada nas simulações do controlador.

$$\frac{Vs(s)}{Ve(s)} = \left[28D \frac{s}{s+10.64} + (2,6642P + 0,1358) \right] \frac{1,051}{1,051 - G}. \quad (3.74)$$

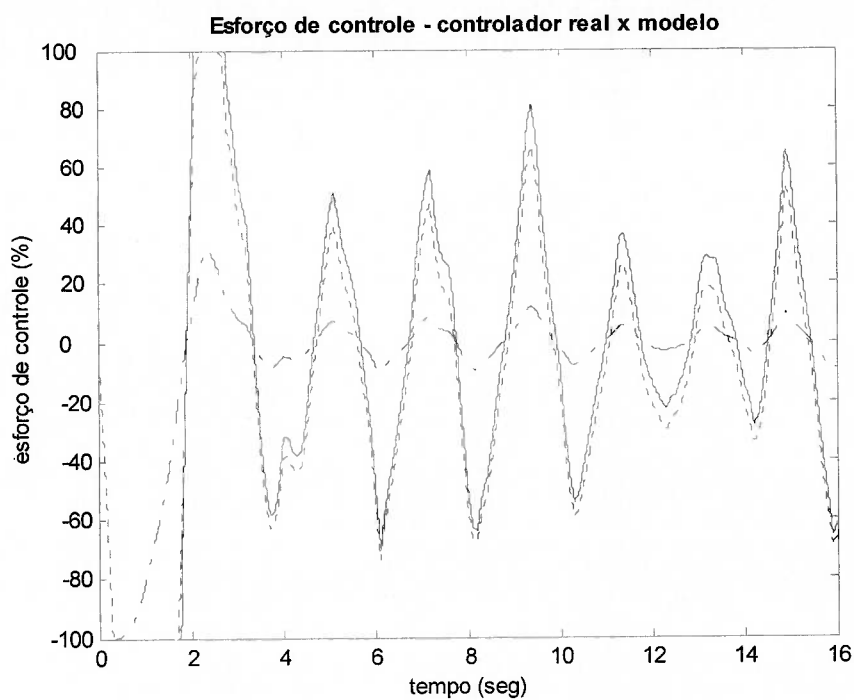


Figura 3.32 – Comparação: modelo do controlador x controlador real (100%).

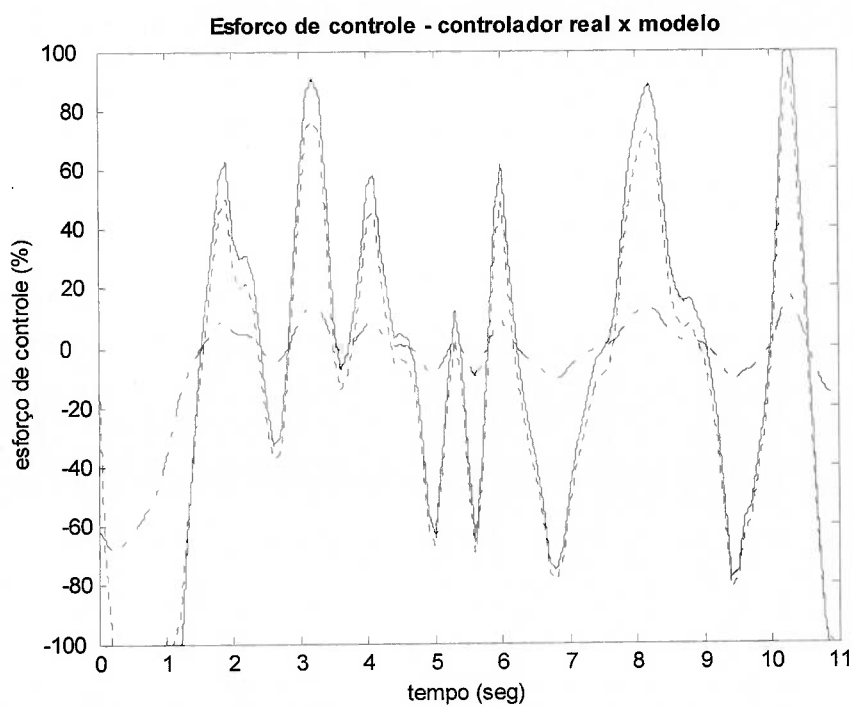


Figura 3.33 - Comparação: modelo do controlador x controlador real (68%).

3.6.4 Análise da dinâmica da tira

Para a validação da função de transferência da planta utilizaram-se os dados obtidos em duas investigações realizadas no LTF que tinham como objetivos:

- verificar o comportamento da tira durante a laminação, com controlador do sistema de centralização desligado,
- registrar a magnitude e a frequência da perturbação trazida pela tira.

Durante ambos os testes a tira deslocou-se significativamente para o lado operacional (lado do laminador onde ficam instalados os painéis de operação), sendo necessário o religamento do controlador do sistema de centralização (fechar a malha), para que este restabelecesse a posição da tira no centro.

No primeiro ensaio o desvio (erro) em relação ao centro do laminador, detectado pelo sensor de posição da tira, atingiu 100% do fundo de escala (equivalente a 0,010m). No segundo ensaio o deslocamento da tira chegou a 68% do fundo de escala do sensor (equivalente a 0,0068m).

Percebeu-se então que em cada ensaio, no instante em que religava-se o controlador, estava-se inserindo uma perturbação no valor inicial da posição da tira equivalentes a 100% e 68%, respectivamente, e que estes dados poderiam então ser utilizados para validar o modelo da dinâmica da tira.

Para a realização das simulações com o modelo não-linear da planta, adotou-se o procedimento de aplicar-se um degrau como perturbação inicial com intensidade igual à que existia na planta real, ou seja, 100% e 68% respectivamente.

A Figura 3.34 mostra o modelo elaborado no SIMULINK para representar a dinâmica da tira e a entrada da perturbação na saída da planta. Este modelo foi adicionado ao modelo da Figura 3.12

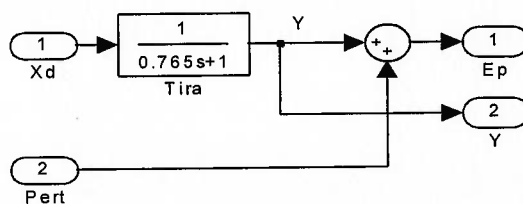


Figura 3.34 – Modelo da Tira e Perturbação.

As simulações foram realizadas em malha fechada utilizando o modelo do controlador existente no sistema de centralização, visto na Figura 3.31

Um ponto importante a se verificar é o valor do parâmetro τ , definido na Equação (3.34). A Tabela 3.3 apresenta os valores para a velocidade da tira e para o comprimento l , entre a bobina e o rolo defletor durante os dois ensaios realizados.

Ensaio	Velocidade da tira	Comprimento l	τ
01	1,85m/s	1,416m	0,765s
02	1,76m/s	1,483m	0,843s

Tabela 3.3 – Velocidade da tira, comprimento l e τ obtidos durante os ensaios.

Os resultados obtidos são vistos nas figuras a seguir. A Figura 3.35 apresenta a comparação entre a posição real da tira durante o primeiro ensaio e a simulação do modelo utilizando o parâmetro τ , calculada na Tabela 3.3. A Figura 3.36 mostra os resultados obtidos para a simulação utilizando os dados do ensaio 02 e o novo valor para τ .

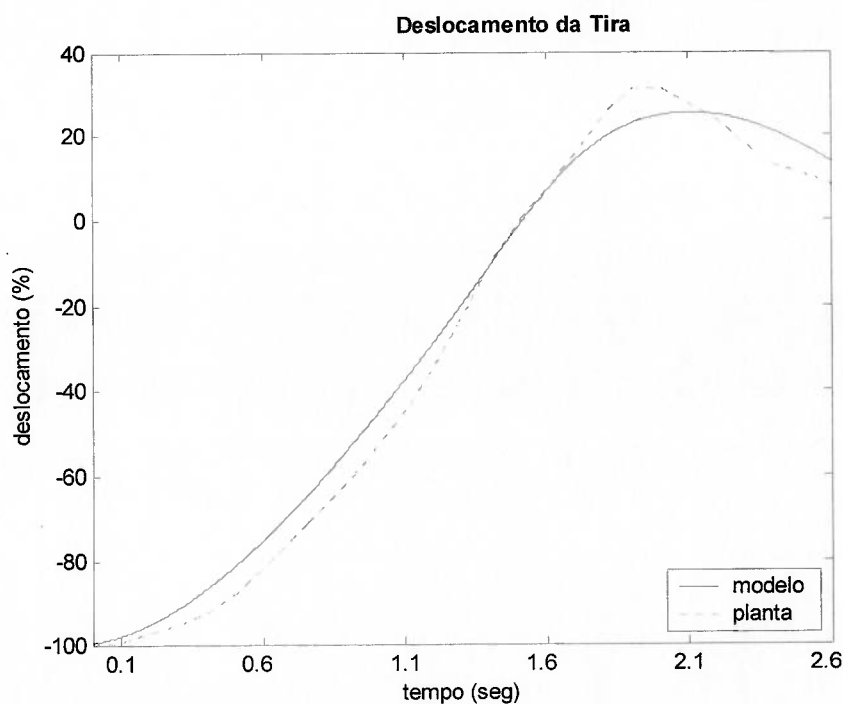


Figura 3.35 – Resposta real e do modelo da dinâmica da tira. Ensaio 01.

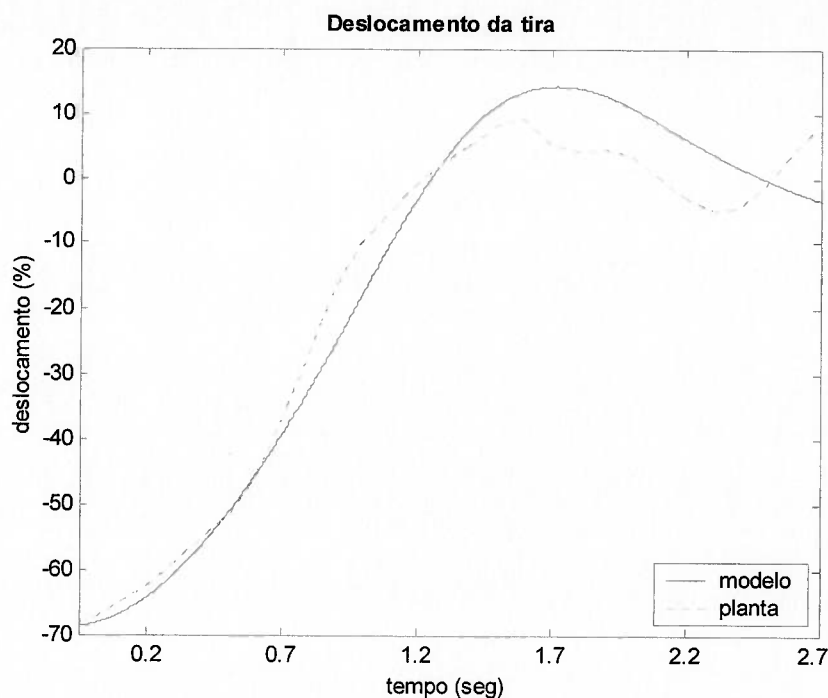


Figura 3.36 – Resposta real e do modelo da dinâmica da tira. Ensaio 02.

Só é possível comparar o comportamento, da planta com a resposta do modelo não-linear, durante os primeiros instantes, porque a perturbação inserida no modelo durante a simulação é fixa, o que naturalmente, durante o processo real, não acontece. Por esta razão, tanto a primeira quanto a segunda simulação, foram interrompidas após alguns segundos.

Uma característica importante a ser observada é o tempo que o sistema demorou para restabelecer a posição central da tira, após o religamento do controlador do sistema de centralização. Este dado ajudou a validar tanto a relação entre os deslocamentos da desenroladeira e da tira, conforme exposto no item 3.2.3. bem como a Função de Transferência (3.33).

No APÊNDICE A, calcula-se um fator de 2,36 entre X_{DN} e Y_N , porém nas simulações verificou-se que o melhor valor era na verdade 2,00. Não foi possível determinar o motivo da diferença encontrada, mas como estávamos comparando o comportamento do modelo com dados confiáveis, colhidos da planta real, decidiu-se utilizar o novo valor para a realização das simulações com o projeto dos novos controladores.

Então τ , de acordo com a Equação (3.34), pode variar de:

$$\tau = 0,23226s, \quad (3.75)$$

a

$$\tau = 0,97756s. \quad (3.76)$$

Estes resultados refletem a localização do pólo adicionado pela dinâmica da tira que, como será visto no próximo item, interfere diretamente no desempenho do sistema de centralização.

3.7.2 Variação da massa M na desenroladeira

É um dos objetivos deste trabalho verificar se a variação da massa é um parâmetro importante, a ponto de afetar o desempenho do sistema de centralização. A bobina de aço ao ser desenrolada, durante o ciclo de funcionamento do sistema, apresenta uma grande variação na sua massa, podendo ir de um valor máximo de 69200 kg no início para um valor mínimo de pouco mais de 40000 kg, que corresponde ao peso dos componentes do sistema de centralização adicionado do menor peso que uma bobina atinge enquanto o centralizador está atuando.

Durante o desenvolvimento do item 3.6.1, que analisou o comportamento da pressão de controle durante o transitório e em regime permanente, foi verificada a influência da variação da massa nos resultados obtidos, principalmente quanto à localização das partes real e imaginária da Função de Transferência (3.64). Naquela ocasião, por não haver incerteza no valor da massa utilizado nas simulações, concluiu-se que este não era fator preponderante para a divergência observada entre o modelo e a planta real durante o transitório da pressão.

Agora, utilizando-se os resultados obtidos na análise anterior, pode-se dizer que a variação da massa, poderá afetar o desempenho do sistema como um todo. Esta conclusão é suportada pelos dados apresentados na Figura 3.23, que indica as alterações na localização da parte imaginária dos pólos da Função de Transferência (3.64), e na Figura 3.24 que mostra as mudanças na posição da parte real dos pólos, à medida que a bobina vai reduzindo sua massa, ou seja, vai sendo desenrolada.

A influência da variação da massa pode tornar-se mais significativa na medida em que alteram-se os valores tanto da velocidade da tira, como a distância da bobina até o rolo defletor conforme a bobina vai sendo desenrolada durante a laminação. Estas alterações modificam o valor do parâmetro τ , cuja variação foi abordada no item 3.7.1 e que é a responsável pela localização do pólo adicionado pela dinâmica da tira.

Uma análise preliminar, utilizando-se os valores possíveis para a localização dos pólos relativos ao sistema cilindro+carga e do pólo adicionado pela dinâmica da tira, indica uma concorrência quanto à dominância e conseqüentemente quanto à influência no desempenho do sistema de centralização.

Utilizando-se os valores máximos e mínimos da massa, da velocidade da tira e da distância da bobina até o rolo defletor, construiu-se a Tabela 3.4, que mostra a faixa de valores dos pólos da Função de Transferência (3.64) e para a Equação (3.52), que retrata a dinâmica da tira.

	Pólos			
	Parte real		Parte imaginária	
Sistema	<i>mínima</i>	<i>máxima</i>	<i>mínima</i>	<i>máxima</i>
Cilindro+carga	-3,136	-5,221	46,937	61,499
Tira	-1,023	-4,35	não há	não há

Tabela 3.4 – Localização dos pólos em função da variação da massa.

3.8 Definição dos requisitos de desempenho

Procura-se neste item definir-se claramente os objetivos para este projeto no tocante ao que o controlador+planta deverá executar. Foram levantados dados da planta real afim de estabelecer, por exemplo, a magnitude das perturbações que podem ocorrer. Procurou-se não se perder de vista as limitações físicas que o atual sistema impõe.

3.8.1 Caracterização das perturbações existentes no sistema

Através de ensaios feitos na planta real foram obtidos alguns resultados que ajudam a caracterizar o tipo de perturbação que será necessário atenuar. Estes ensaios foram realizados desligando-se o controlador existente e registrando-se os valores do deslocamento da tira no sensor S_r .

Um total de duas bobinas foram observadas e uma amostra de um intervalo de trinta segundos do que foi obtido durante os testes é visto na Figura 3.38.

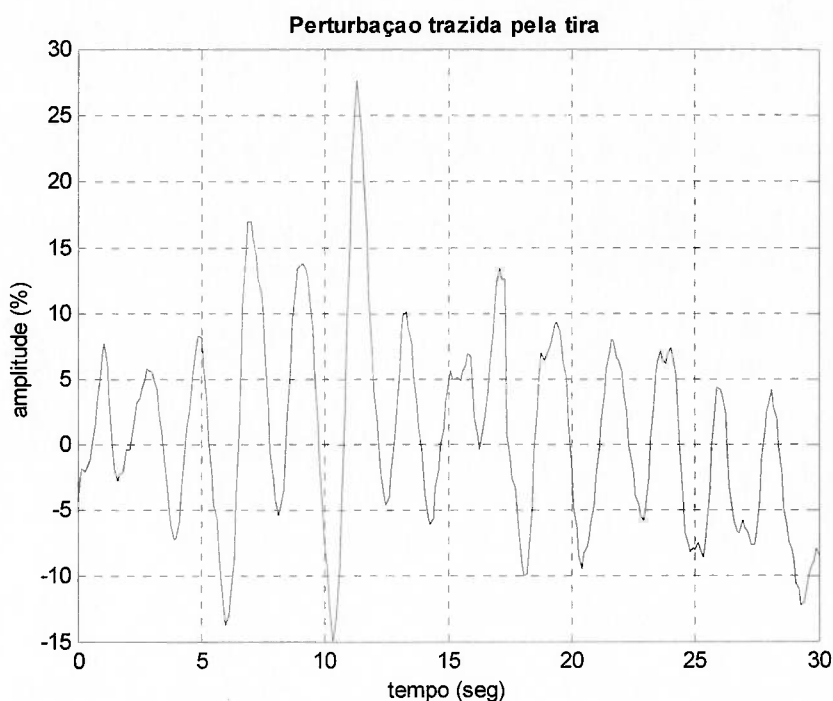


Figura 3.38 – Perturbação encontrada no centralizador do LTF.

Nesta amostra as amplitudes máximas ficaram em torno de + 28% e - 15% de Y_N e a frequência em torno de 0,5Hz (3,14rad/s).

No desenvolvimento do projeto, procurar-se-á obter ganhos que conduzam o sistema a rejeitar perturbações com a frequência de 0,5Hz, quando a tira esteja na mesma velocidade registrada durante o ensaio. Mais à frente, no item que trata da definição do desempenho esperado do sistema, retorna-se a esta discussão.

Como o principal propósito deste sistema é manter a tira sempre no centro, a referência permanecerá inalterada durante todo um ciclo de funcionamento. O sinal

de referência é definido como sendo zero.

O valor da referência sendo fixo implica que a finalidade principal do controlador será rejeitar perturbações, ou seja, corrigir o desalinhamento da bobina (perturbação), que pode já existir na bobina que está sendo desenrolada, bem como pode estar sendo gerado durante o processo de laminação pelo contato da tira com os rolos existentes e com o próprio cilindro de laminação da primeira cadeira.

Estas perturbações, neste projeto, são definidas e reunidas na variável $X_B(s)$.

3.8.2 Limitações físicas do sistema

O deslocamento máximo do atuador é de $\pm 0,13\text{m}$ (imposto pelo deslocamento máximo do cilindro hidráulico que é de $0,26\text{m}$). Este curso é considerado mais que suficiente, uma vez que considera-se que o máximo desvio possível que pode ser trazido pela bobina do processo anterior ao LTF é de $0,01\text{m}$.

No entanto uma limitação importante é a velocidade de deslocamento do conjunto desenroladeira/bobina, que demonstrou estar em torno de $0,021\text{m/s}$ durante os testes realizados..

3.8.3 Desempenho esperado

Considerando-se os dados disponíveis, pode-se fazer uma previsão do que é possível corrigir com o sistema existente.

Supondo que se deseja eliminar uma perturbação trazida pela tira equivalente a 50% do fundo de escala do sensor de posição, ou seja de $0,005\text{m}$. Usando o fator calculado pela Equação (A.3) e corrigido pelos ensaios realizados no item 3.6.4, verifica-se que a desenroladeira deve mover-se $0,01\text{m}$ para corrigir a posição da tira (ver Figura 3.8). Caso fosse considerada apenas a velocidade de deslocamento do sistema de centralização ($0,021\text{m/s}$), o tempo necessário para a correção deveria ficar em torno de $0,5\text{s}$. No entanto, considerando-se os resultados obtidos nas simulações e testes realizados - incluindo a dinâmica da tira - o sistema poderá gastar até $0,8\text{s}$, aproximadamente, para eliminar o desvio de $0,005\text{m}$ na posição da tira.

Olhando para a Figura 3.37 verifica-se que a distância entre o sensor e o

cilindro de laminação é de 2,25m. Sabe-se que as velocidades mínima e máxima da tira são 1,56m/s e 5,92m/s, respectivamente.

É importante notar que o lugar - no laminador - que deverá efetivamente conter a tira centralizada é o ponto imediatamente anterior ao cilindro de laminação.

Utilizando-se os dados do laminador, pode-se definir que o intervalo de tempo disponível para o sistema de centralização atuar estará entre 0,38s e 1,44s e que o ponto que contém a correção inserida pelo sistema, após 0,8s, estará à frente do sensor entre 1,248m e 4,736m, dependendo da velocidade em que a tira está sendo desenrolada.

Novamente, lembrando que a distância entre o sensor e o cilindro de laminação é de 2,25m, e que o sistema pode gastar até 0,8s para reposicionar uma tira com um desvio de 0,005m, pode-se sugerir que a velocidade máxima de desbobinamento poderá ser de 2,81m/s.

Note-se que existe uma certa "contradição" entre o modelamento da dinâmica da tira sugerido por Campbell (1958) e o funcionamento do sistema de centralização como um todo.

Campbell (1958) afirma que aumentando-se a velocidade linear da tira (velocidade de laminação), também aumenta a velocidade com que uma tira se movimenta lateralmente sobre um rolo girando (no nosso caso, o rolo defletor), ou seja, é necessário um tempo menor para reposicionar uma tira desalinhada porque a influência da dinâmica da tira é minimizada de acordo com a Equação (3.27).

Por outro lado, de acordo com o raciocínio desenvolvido até aqui, o controlador e os atuadores do sistema de centralização são penalizados com o aumento da velocidade de laminação, pois disporão de menos tempo para reposicionar a tira.

Apesar de Guo e Loen (1999) em seu trabalho ignorarem a influência da tira, decidiu-se que neste projeto a sua dinâmica deverá ser considerada. O modelo matemático construído incluindo-se a função de transferência - modelada conforme proposto por Campbell (1958) - relacionando os movimentos da desenroladeira e da tira, foi capaz de reproduzir com boa aproximação os comportamentos observados na planta nos testes realizados.

Na COSIPA a velocidade média da tira durante o processo de laminação é em

torno de 4,5m/s, ou seja, é esta a velocidade com que um ponto contendo uma correção realizada pelo sistema de centralização "viaja". Lembrando que para eliminar 0,005m foram necessários 0,8s, pode-se sugerir que em 0,5s (tempo de viagem do ponto) será possível eliminar um desvio da ordem de 0,0036m, equivalente a 36% de Y_N .

Um ponto importante na definição do desempenho do equipamento é a frequência em que os eventos de reposicionamento da tira podem ocorrer. No item 3.8.1 verificou-se através das amostras retiradas dos ensaios realizados com o sistema de centralização desligado - ver Figura 3.38 - que a frequência das perturbações trazidas pela tira está em torno de 0,5Hz.

Este valor para a frequência parece ser razoável pois Guo & Loen (1999), para testar seu projeto, inserem uma onda triangular na frequência de 0,5 Hz como perturbação em seu modelo.

Baseando-se nos dados acima e no fato de que são plenamente aceitáveis desvios de $\pm 0,001\text{m}$ (10,0% de Y_N), definem-se como requisitos mínimos do sistema de controle, a possibilidade de reduzir-se perturbações com amplitudes de até $\pm 0,004\text{m}$ (40,0% de Y_N). para $\pm 0,001\text{m}$ (10,0% de Y_N) com frequência de até 0,5 Hz, com a tira movimentando-se em uma velocidade entre 1,76m/s e 1,85m/s - velocidades registradas durante os ensaios para avaliar o tipo de perturbação existente.

Capítulo 4 - PROJETO DO CONTROLADOR

4.1 Introdução

Neste capítulo, é desenvolvido o projeto do controlador de avanço, que, como já mencionado anteriormente, é de fácil implementação no ambiente industrial. Uma descrição da técnica que será utilizada é apresentada.

Atualmente o centralizador do LTF utiliza um controlador com um desempenho não satisfatório, como já foi explicado anteriormente.

4.2 Estratégia de controle - compensação de avanço de fase

A função principal do compensador de avanço de fase é modificar a curva de resposta em frequência visando incluir, no sistema existente, um ângulo de avanço de fase, suficiente para ajustar o atraso de fase excessivo associado com os componentes da planta (Ogata (1982)). Em (4.1) tem-se a função de transferência de uma rede de avanço.

$$K_{LEAD}(s) = A_g \alpha \frac{1 + Ts}{1 + \alpha Ts}, \quad 0,1 \leq \alpha < 1, \quad (4.1)$$

sendo:

A_g = ganho adicional a ser inserido no compensador.

A Função de Transferência (4.1) também pode ser escrita como em (4.2), indicando que o controlador possui um zero em $z_c = -1/T$ e um pólo em $p_c = -1/(\alpha T)$.

$$K_{LEAD}(s) = \frac{s + 1/T}{s + 1/\alpha T} = A_g \frac{s + z_c}{s + p_c}, \quad 0,1 \leq \alpha < 1. \quad (4.2)$$

Como foi definido que $0,1 \leq \alpha < 1$, isto força a situação de ter-se sempre o zero localizado à direita do pólo no plano complexo.

Uma conseqüência da escolha de α “pequeno” é a necessidade de se inserir um ganho “grande” no sistema compensado.

Na Figura 4.1 mostra-se o comportamento da magnitude e do ângulo de fase do controlador de avanço de fase quando varia-se α . Pelo formato das curvas nota-se que uma atenuação igual a $20\log\alpha$ é introduzida nas freqüências abaixo de $\omega T = 1$. Portanto a rede de avanço é basicamente um filtro passa-alta: deixa passar as altas freqüências e as baixas freqüências são atenuadas (D’Azzo e Houpis (1995)). Ainda na Figura 4.1 nota-se que um ângulo de avanço é introduzido na faixa de freqüências localizadas entre $\omega = 1/T$ e $\omega = 1/\alpha T$. A margem de fase de um sistema pode ser melhorada escolhendo-se adequadamente os valores de α e T .

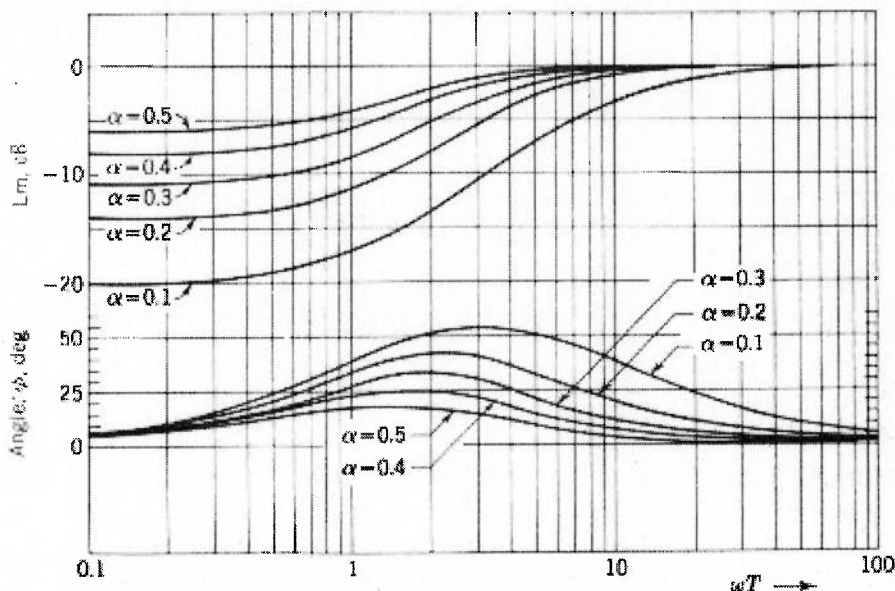


Figura 4.1 - Diagrama de Bode - compensador de avanço p/ vários valores de α .

(Fonte: D’Azzo e Houpis, 1995 – pág. 379).

A Figura 4.2 exemplifica a conseqüência na resposta em freqüência de uma planta após a inclusão do compensador de avanço de fase. Na figura $G_x(j\omega)$ é a planta, $G'_c(j\omega)$ é o compensador e $G'_c(j\omega)G_x(j\omega)$ o resultado da inclusão da compensação, indicando claramente a redução do ganho em baixas freqüências.

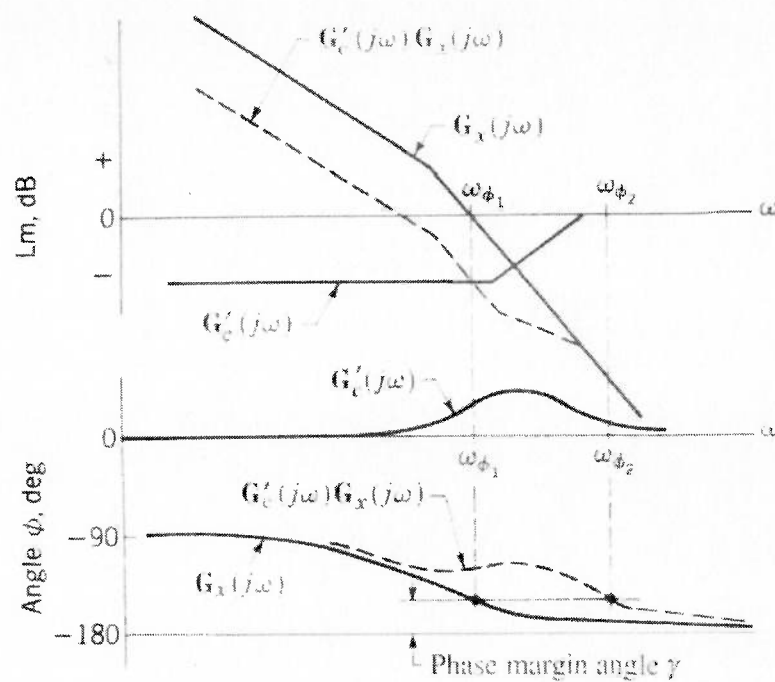


Figura 4.2 - Diagramas de Bode - compensação de avanço de fase.
(Fonte: D'Azzo e Houpis, 1995 – pág. 380).

A localização da curva de fase do compensador deve produzir a margem de fase especificada na mais alta frequência possível, para que o ganho do sistema compensado possa ser aumentado. Pela adequada seleção de T , a frequência da margem de fase pode ser aumentada de $\omega\phi_1$ para $\omega\phi_2$, resultando na possibilidade do uso de ganhos mais elevados.

Substituindo s por $j\omega$ na Equação (4.1), resulta na Equação (4.3).

$$K_{LEAD}(j\omega) = A_g \alpha \frac{j\omega T + 1}{j\omega \alpha T + 1}, \quad 0,1 \leq \alpha < 1. \quad (4.3)$$

A Figura 4.3 indica o gráfico polar da Equação (4.3). Segundo Ogata (1982), para um dado valor de α , o ângulo entre o eixo real positivo e a reta tangente ao semicírculo desenhada a partir da origem, fornece o ângulo de avanço de fase máximo Φ_m .

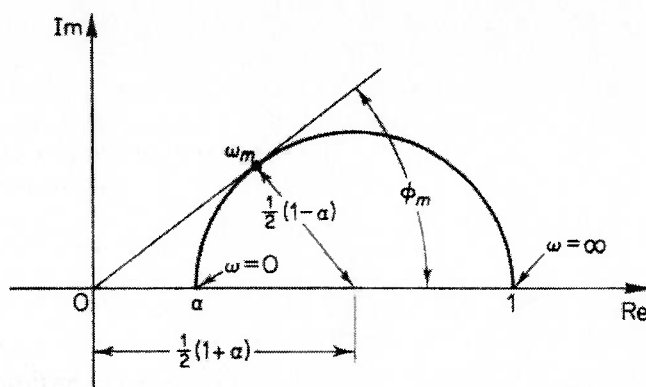


Figura 4.3 - Diagrama polar de um compensador de avanço de fase.

A frequência no ponto tangente é denominada ω_m . Então o seno do ângulo de fase Φ_m em $\omega = \omega_m$ pode ser determinado por

$$\sin \Phi_m = \frac{\frac{1-\alpha}{2}}{1+\alpha} = \frac{1-\alpha}{1+\alpha}. \quad (4.4)$$

Note-se que a Equação (4.4) relaciona o ângulo de avanço de fase máximo com o valor de α . Também pode-se concluir que o maior avanço de fase possível de se obter com um compensador de avanço - quando $\alpha = 0,1$ - é $54,9^\circ$.

A frequência em que se obterá o maior avanço de fase com o compensador pode ser determinada através da Equação (4.5), a qual é determinada com o auxílio da Figura 4.4, onde se verifica que ω_m é a média geométrica das frequências de canto $\omega = 1/T$ e $\omega = 1/(\alpha T)$ (Ogata (1958)), ou seja,

$$\omega_m = \frac{1}{\sqrt{\alpha T}}. \quad (4.5)$$

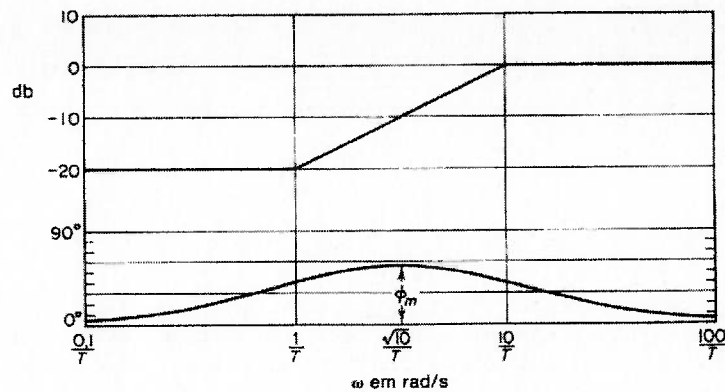


Figura 4.4 - Diagrama de Bode de uma rede de avanço com $\alpha = 0,1$.

(Fonte: Ogata (1982) – pág. 551).

• Procedimentos para o projeto do compensador

Ogata (1982) e D'Azzo & Houpis (1995) sugerem procedimentos para o projeto de um compensador de avanço.

Primeiramente descreve-se o procedimento sugerido por Ogata (1982).

1 - Determinar o ganho de malha aberta a fim de satisfazer as exigências de projeto, por exemplo, rejeição de perturbações.

2 - Inserindo o ganho determinado anteriormente, verifique a margem de fase do sistema.

3 - Determinar o ângulo de avanço de fase Φ_m necessário, a ser adicionado ao sistema.

4 - Determinar o valor de α utilizando a Equação (4.4).

5 - Determinar a frequência onde o módulo do sistema não compensado é $-20 \log(1/\sqrt{\alpha})$. Selecione esta frequência como a nova frequência de cruzamento do ganho. Esta frequência corresponde a ω_m e o deslocamento de fase máximo Φ_m ocorre nesta frequência.

6 - Determinar as frequências de canto do compensador de avanço de fase a partir de $T = 1/(\omega_m \sqrt{\alpha})$ e $\omega_1 = 1/T$ e $\omega_2 = 1/(\alpha T)$.

Por fim introduzir uma compensação de $1/\alpha$ no ganho determinado no item 1.

Outro procedimento, sugerido por D'Azzo e Houpis (1995), é baseado nas seguintes regras,

- para sistemas tipo 1 o pólo real mais lento deve ser cancelado pelo zero do compensador e o valor normalmente utilizado para α é 0,1.
- Também é sugerido que se teste o lugar do zero um pouco maior do que o pólo real dominante, e um pouco menor. A escolha do melhor compensador é feita por comparação das simulações.

4.3 Projeto dos controladores

Primeiramente serão avaliadas as funções de transferência obtidas com o modelo e a localização de seus pólos. Em seguida verifica-se a capacidade da planta em rejeitar as perturbações (conforme definido no item 3.8.3), qual a compensação necessária e suas margens de ganho e fase.

4.3.1 Funções de transferência da planta

Utilizando-se o software MATLAB criou-se um programa que, a partir dos dados dos equipamentos existentes e dos parâmetros definidos na sintonia do modelo matemático, formula as funções de transferência do sistema para quatro situações diferentes.

Estas condições são estabelecidas pelos parâmetros variáveis, que são: a massa na desenroladeira e o fator τ , relativo à dinâmica da tira.

As quatro condições estabelecidas então são as seguintes:

- massa mínima na desenroladeira e τ mínimo,
- massa mínima na desenroladeira e τ máximo,
- massa máxima na desenroladeira e τ mínimo,
- massa máxima na desenroladeira e τ máximo.

Inicialmente obtêm-se as funções de transferência em malha aberta, relacionando a corrente de alimentação da servoválvula e a posição final da tira sem nenhuma compensação. Vale lembrar que os sinais de entrada e saída estão adimensionalizados, ou seja, o projeto será desenvolvido utilizando-se o diagrama de blocos apresentado na Figura 3.11.

Para a massa mínima e τ mínimo a função de transferência é a seguinte:

$$\frac{\bar{I}_{CN}}{\bar{X}_{DN}} = \frac{1,905e12}{1033s^6 + 4,636e5s^5 + 1,457e8s^4 + 3,738e9s^3 + 5,282e11s^2 + 2,216e12s}, \quad (4.6)$$

ou

$$\frac{\bar{I}_{CN}}{\bar{X}_{DN}} = \frac{1844441580,2442}{s(s^2 + 434s + 130800)(s^2 + 10,45s + 3809)(s + 4,305)}. \quad (4.7)$$

Para a massa mínima e τ máximo a função de transferência é a seguinte:

$$\frac{\bar{I}_{CN}}{\bar{X}_{DN}} = \frac{1,905e12}{4348s^6 + 1,937e6s^5 + 6,07e8s^4 + 1,375e10s^3 + 2,18e12s^2 + 2,216e12s}, \quad (4.8)$$

ou

$$\frac{\bar{I}_{CN}}{\bar{X}_{DN}} = \frac{438228532,3021}{s(s^2 + 434s + 130800)(s^2 + 10,45s + 3809)(s + 1,023)}. \quad (4.9)$$

Para a massa máxima e τ mínimo a função de transferência é a seguinte:

$$\frac{\bar{I}_{CN}}{\bar{X}_{DN}} = \frac{1,905e12}{1778s^6 + 7,906e5s^5 + 2,447e8s^4 + 4,207e9s^3 + 5,284e11s^2 + 2,216e12s}, \quad (4.10)$$

ou

$$\frac{\bar{I}_{CN}}{\bar{X}_{DN}} = \frac{1071481958,4655}{s(s^2 + 434s + 130800)(s^2 + 6,276s + 2213)(s + 4,305)}. \quad (4.11)$$

Para a massa máxima e τ máximo a função de transferência é a seguinte:

$$\frac{\bar{I}_{CN}}{\bar{X}_{DN}} = \frac{1,905e12}{7845s^6 + 3,303e6s^5 + 1,019e9s^4 + 1,437e10s^3 + 2,18e12s^2 + 2,216e12s}, \quad (4.12)$$

ou

$$\frac{\bar{I}_{CN}}{\bar{X}_{DN}} = \frac{254577846,7998}{s(s^2 + 434s + 130800)(s^2 + 6,276s + 2213)(s + 1,023)}. \quad (4.13)$$

Os pólos de malha aberta das funções de transferência acima, estão relacionados na Tabela 4.1, e pela análise da sua localização é possível observar que:

1 - Baseando-se na localização dos pólos das Funções de Transferência (4.6) e (4.10), que incluem a variação da massa do seu valor mínimo ao máximo, é possível dizer que esta variação poderá causar alguma alteração no comportamento do sistema,

2 - As alterações introduzidas no sistema devidas à variação da velocidade de laminação e da variação do diâmetro da bobina, ou seja, da constante τ , introduzida pela dinâmica da tira, podem alterar sensivelmente a dominância dos pólos no sistema.

PÓLOS	FUNÇÕES DE TRANSFERÊNCIA			
	(4.6)	(4.8)	(4.10)	(4.12)
1	0	0	0	0
2	-217+289,33i	-217+289,33i	-217+289,33i	-217+289,33i
3	-217-289,33i	-217-289,33i	-217-289,33i	-217-289,33i
4	-5,223+61,5i	-5,223+61,5i	-3,138+i46,94	-3,138+i46,94
5	-5,223-61,5i	-5,223-61,5i	-3,138-i46,94	-3,138-i46,94
6	4,305	1,023	4,305	1,023

Tabela 4.1 – Pólos das funções de transferências do sistema de centralização.

Apesar da localização dos pólos indicarem a possibilidade da massa influenciar no desempenho do sistema, verifica-se pelos Diagramas de Bode das funções de transferência, que, na faixa de frequências onde o sistema irá trabalhar, o parâmetro τ é o que realmente alterará a resposta, ou seja, a variação nos valores da massa do seu mínimo até o máximo, não alteram significativamente a resposta em frequência da planta.

A comparação dos Diagramas de Bode das funções de transferência do sistema, em malha aberta e sem compensação, indica a pouca influência da massa. Na Figura 4.5 têm-se os Diagramas de Bode considerando-se a massa em seu valor mínimo, com τ mínimo e máximo. Na Figura 4.6 tem-se a mesma informação porém para a massa em seu valor máximo.

Ainda nas figuras, a linha cheia vertical indica a frequência de 3,14rad/s – frequência assumida como máxima para as perturbações (ver item 3.8.3). É possível inferir que a planta necessita de compensação para atender ao especificado quanto à rejeição de perturbações.

Na Tabela 4.2 é indicada a situação de cada função de transferência da planta, quanto ao ganho e fase, na frequência de 3,14 rad/s. Note-se que, novamente, é comprovada a pouca influência da massa.

Na tabela um parâmetro importante a ser destacado é a fase do sistema. O parâmetro τ influencia diretamente no comportamento da fase da planta. Note-se que caso a compensação a ser inserida na planta, faça com que o 0dB aconteça em 3,14rad/s, teremos uma margem de fase de apenas 17°.

Massa	τ	Amplitude (dB)	Fase (graus)
mínima	mínimo	-17,4	-127
mínima	máximo	-25,7	-163
máxima	mínimo	-17,5	-127
máxima	máximo	-25,7	-163

Tabela 4.2 - Amplitude e fase do sistema na frequência de 3,14rad/s.

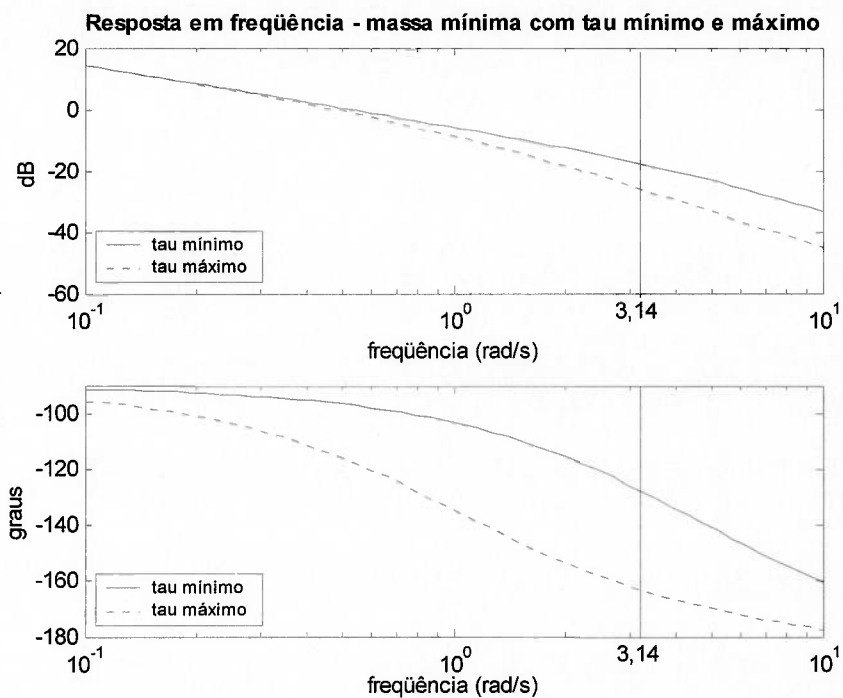


Figura 4.5 - Resposta em frequência - massa mínima e τ mínimo ao máximo.

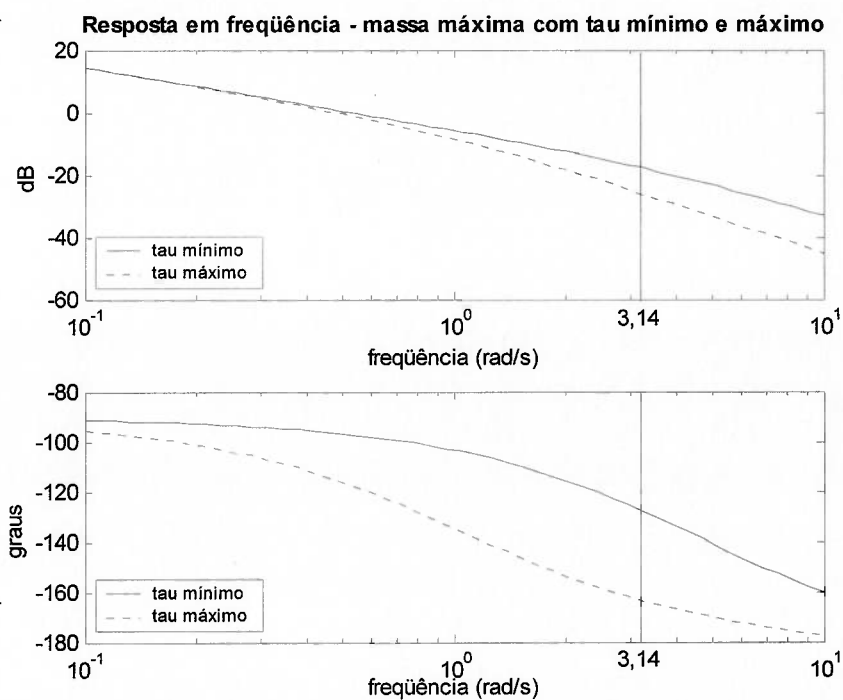


Figura 4.6 - Resposta em frequência - massa máxima e τ mínimo ao máximo.

Baseando-se nos dados investigados até aqui, definiu-se então que será usada a Função de Transferência (4.12) para a elaboração do projeto, por representar o pior caso.

4.3.2 Rejeição de perturbação

Cruz (1996) desenvolve uma maneira de determinar o ponto acima do qual a resposta em frequência do sistema deverá estar para garantir a rejeição das perturbações. Para isto, inicialmente definem-se, no diagrama de blocos da Figura 3.11, $G_p(s)$ como a função de transferência entre $\bar{I}_C(s)$ e $\bar{Y}(s)$, ou seja, a planta, e $K(s)$ como o controlador. Então, considerando apenas a contribuição de $\bar{X}_B(s)$ para $\bar{E}_p(s)$ e substituindo-se s por $j\omega$, é possível escrever:

$$\frac{\bar{E}_p(j\omega)}{\bar{X}_B(j\omega)} = \frac{1}{1 + G_p(j\omega)K(j\omega)}. \quad (4.14)$$

A especificação referente à rejeição de perturbações é dada através de uma função $\alpha_d(\omega)$, de maneira que (Cruz, 1996):

$$\left| \frac{\bar{E}_p(j\omega)}{\bar{X}_B(j\omega)} \right| \leq \alpha_d(\omega). \quad (4.15)$$

Para satisfazer a Equação (4.15), basta que:

$$\left| 1 + G_p(j\omega)K(j\omega) \right| \geq \frac{1}{\alpha_d(\omega)}. \quad (4.16)$$

Tipicamente $\alpha_d(\omega)$ é constante e tal que:

$$\alpha_d(\omega) \ll 1. \quad (4.17)$$

na região de frequências em que a perturbação deve ser eliminada.

Dáí, a Equação (4.16) pode ser reescrita, aproximadamente, como:

$$|G_p(j\omega)K(j\omega)| \geq \frac{1}{\alpha_d(\omega)} \gg 1. \quad (4.18)$$

A Equação (4.18) implica dizer que o ganho de malha deve ser "grande" na região em que as perturbações têm a maior parte de sua energia (Cruz, 1996).

Foi definido no item 3.8.3 que as perturbações que devem ser rejeitadas têm amplitudes de $\pm 0,004m$ (40,0% de Y_N) para $\pm 0,001m$ (10,0% de Y_N) e frequência de 0,5 Hz (3,14rad/s), ou seja, deseja-se reduzir a perturbação por um fator de 4 (quatro).

Então pode-se definir $\alpha_d(\omega)$ como sendo igual a 0,25. Note-se que não é possível considerar $\alpha_d(\omega)$ muito menor que um. Desta forma utiliza-se a Equação (4.16) para definir a amplitude necessária para o ganho do sistema:

$$|1 + G_p(j\omega)K(j\omega)| \geq \left(\frac{1}{0,25}\right) = 4. \quad (4.19)$$

Em termos de Diagrama de Bode significa dizer que, na frequência de 3,14rad/s, o ganho da Equação (4.19) deverá ser:

$$A_p = 20 \log|1 + G_p(j\omega)K(j\omega)| \geq 20 \log(4) = 12,0412dB. \quad (4.20)$$

No próximo item é usado este valor para calcular a compensação necessária para a planta.

4.3.3 Definição da magnitude do ganho

Tomando como objetivo a ser atingido o valor obtido em (4.20), e os dados

da planta na frequência de 3,14 rad/s - ver Tabela 4.2 - os piores casos são os que apresentam o parâmetro τ no seu valor máximo (conforme definido no item 4.3.1).

Escolhido o pior caso, calcula-se a função de transferência diferença de retorno $1 + G_p(s)K(s)$, para $K(s) = 1$, do sistema em malha fechada:

$$1 + G_p(s)K(s) = \frac{7485s^6 + 3,303e6s^5 + 1,02e9s^4 + 1,44e10s^3 + 2,18e12s^2 + 2,216e12s + 1,9e12}{7485s^6 + 3,303e6s^5 + 1,02e9s^4 + 1,44e10s^3 + 2,18e12s^2 + 2,216e12s} \quad (4.21)$$

A Figura 4.7 mostra o Diagrama de Bode para $1 + G_p(s)K(s)$, com $K(s) = 1$

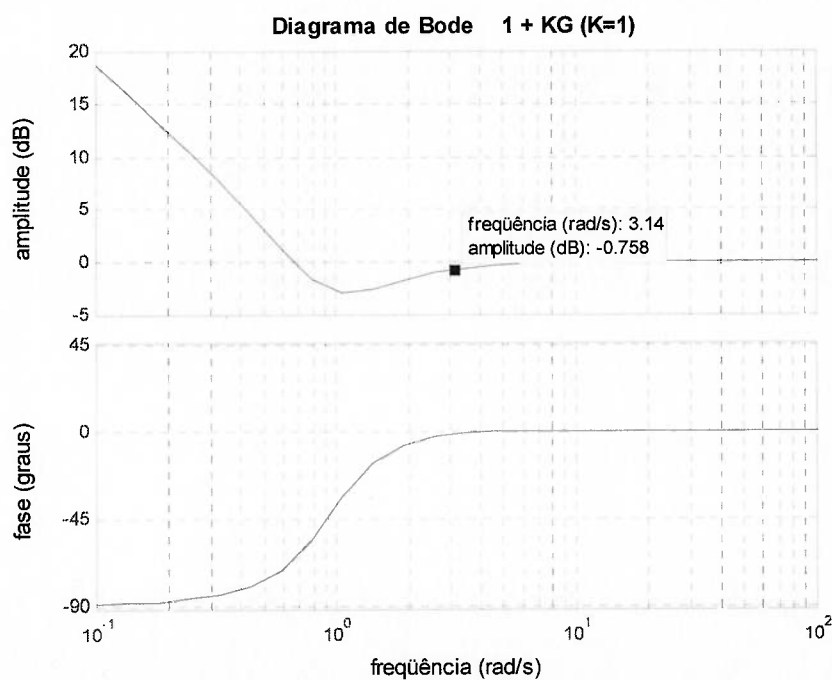


Figura 4.7 – Diagrama de Bode para a função $1 + GK$ sem compensação.

Avaliando-se a Figura 4.7 verifica-se a necessidade de compensação para que a curva de ganho esteja acima de 12dB em 3,14rad/s.

Buscou-se o valor de $K(s)$ que reposicionasse a curva de ganho acima da especificação. O valor encontrado foi $K(s) = 60$. A Figura 4.8 mostra os Diagramas de Bode com $K(s) = 60$. Destaca-se que na frequência de 3,14rad/s o ganho passou a ser de 12,2dB.

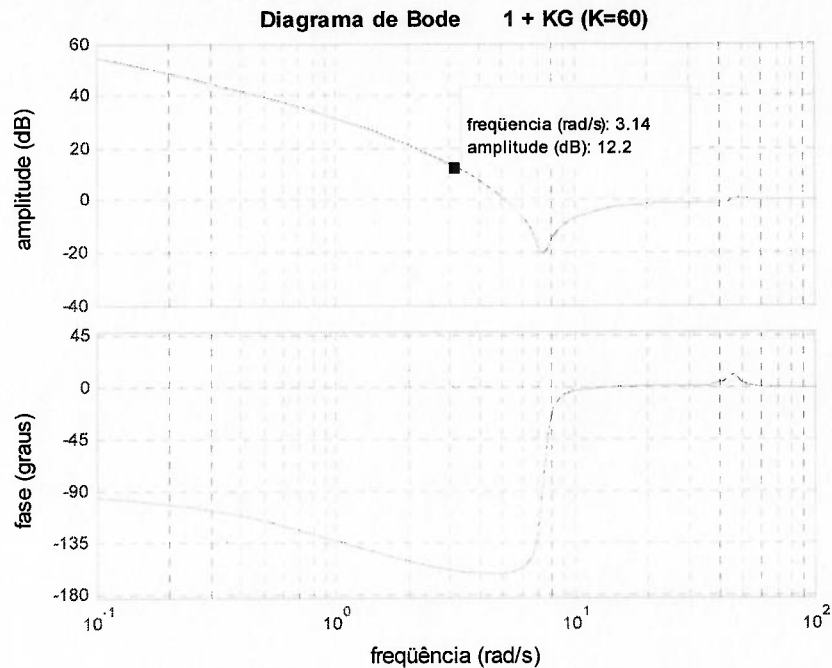


Figura 4.8 – Diagramas de Bode para a função $1+KG$ compensada.

No próximo item são investigadas as margens de ganho e de fase da planta compensada com um ganho $K = 60$.

4.3.4 Verificação das margens de ganho e fase

Segundo Ogata (1982) as margens de ganho e fase podem ser utilizadas como critérios de projeto. Deve-se observar que apenas a margem de ganho ou apenas a margem de fase não fornece uma indicação suficiente da estabilidade relativa.

Para um sistema de fase mínima ser estável, tanto a margem de fase como a margem de ganho devem ser positivas. Ainda segundo Ogata (1982), margens de ganho e fase apropriadas previnem contra variações dos componentes no sistema e são especificadas para valores definidos de frequência.

Para um desempenho satisfatório, segundo Ogata (1982), a margem de ganho deve ser maior do que 6dB e a margem de fase deve estar entre 30° e 60° . Com estes valores, um sistema de fase mínima tem estabilidade garantida, mesmo se o ganho de malha aberta e as constantes de tempo dos componentes variarem em uma grande extensão.

Na Tabela 4.3 estão os valores das margens de ganho e de fase obtidos para as quatro condições extremas de operação da planta, sem compensação.

Massa	τ	Margem de ganho (dB)	Frequência (rad/s)	Margem de Fase (graus)	Frequência (rad/s)
mínima	mínimo	43,34	25,38	78,62	0,84
mínima	máximo	45,11	12,85	55,1	0,707
máxima	mínimo	41,54	24,34	78,61	0,84
máxima	máximo	44,58	12,65	55,1	0,707

Tabela 4.3 - Margens de ganho e fase do sistema de centralização.

Apesar das margens de fase das quatro situações da planta sem compensação serem altas, as frequências onde elas acontecem (0,707rad/s e 0,84rad/s) estão muito distantes dos 3,14rad/s (frequência das perturbações). A Figura 4.9 mostra os Diagramas de Bode, para o pior caso sem compensação, destacando as margens de ganho e fase.

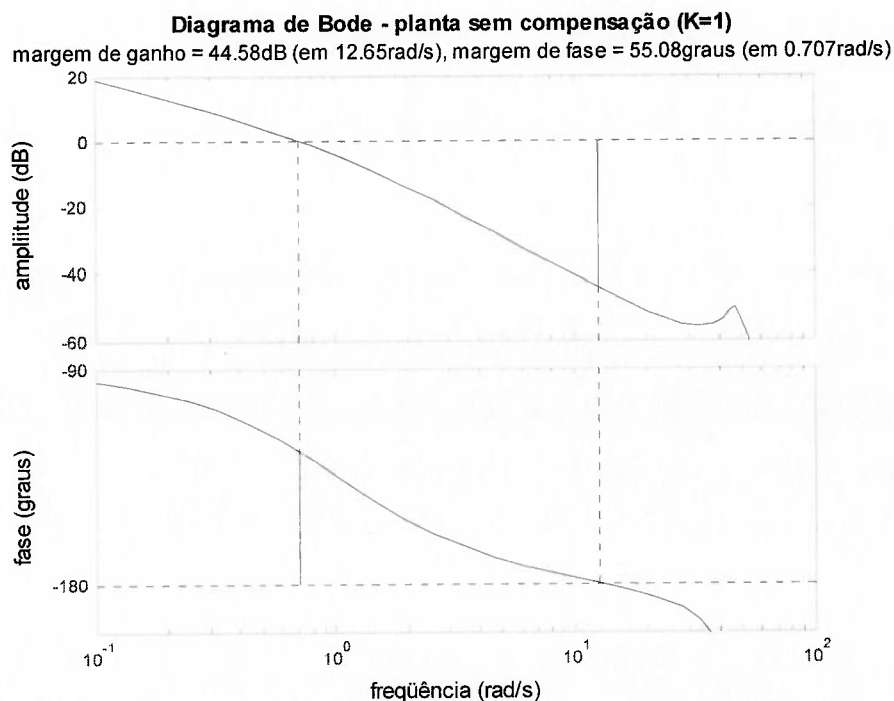


Figura 4.9 - Margens de ganho e fase – planta sem compensação.

Compensando-se a planta, na pior situação, com o ganho $K = 60$, o sistema passa a apresentar 9,01dB de margem de ganho e $5,35^\circ$ de margem de fase, ou seja, pelo critério definido em Ogata (1982) para a margem de fase, que é entre 30° e 40° , fica evidente que apenas uma compensação proporcional não é capaz de atender a esta especificação. A margem de fase deverá ser corrigida por outra forma de compensação. A Figura 4.10 mostra os Diagramas de Bode para o sistema compensado, destacando as margens de ganho e fase.

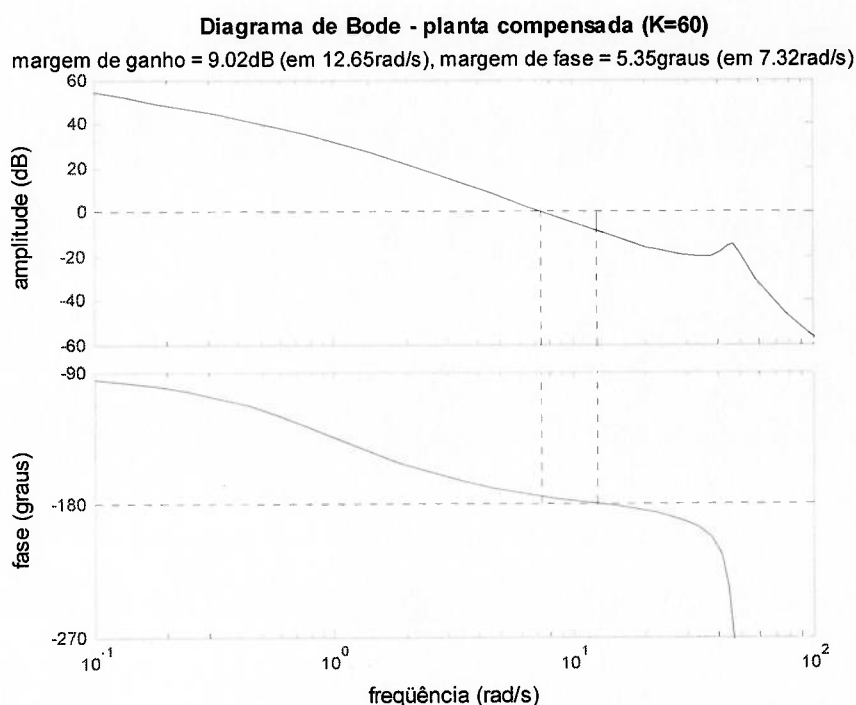


Figura 4.10 - Margens de ganho e fase após a compensação da planta

Com o objetivo de confirmar que apenas o ganho $K = 60$ não é suficiente para realizar a compensação da planta, verificou-se o comportamento dos modelos linear e não-linear quando perturbados na saída por um degrau de amplitude -40% .

D'Azzo e Houpis(1995) mostram que a margem de fase, em sistemas de segunda ordem, tem relação direta com o fator de amortecimento ζ e consequentemente com a quantidade de sobressinal durante o transitório. Apesar de a planta em estudo ser de maior ordem, existem dois pólos complexos conjugados que dominam a resposta transitória a uma perturbação em degrau na saída da planta em

malha fechada - ver Tabela 4.4 - daí poder-se utilizar este conceito.

Pólos da planta em malha fechada	
	$-217 + i 289,33$
	$-217 - i 289,33$
	$-3,2986 + i 46,371$
	$-3,2986 - i 46,371$
Pólo dominante =>	$-0,3516 + i 7,3426$
Pólo dominante =>	$-0,3516 - i 7,2426$

Tabela 4.4 - Pólos da planta em malha fechada.

A Figura 4.11 mostra a resposta transitória da simulação com o modelo linear sendo perturbado por um degrau de -40% na saída. É claro o comportamento insatisfatório apresentado, com longo tempo de acomodação e grande amplitude na resposta.

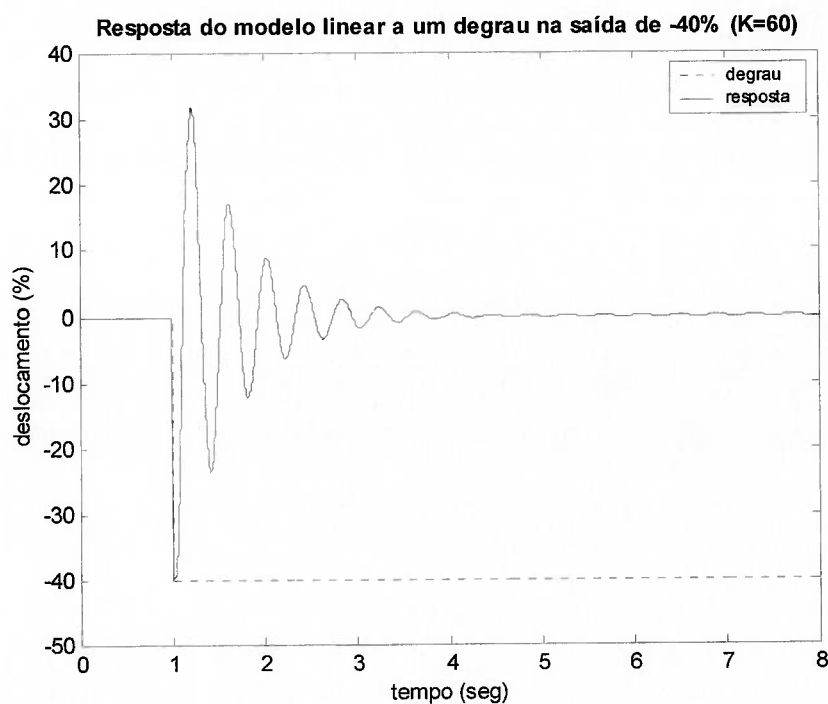


Figura 4.11 – Resposta do modelo linear a uma perturbação na saída.

A Figura 4.12 mostra a mesma simulação feita com o modelo não-linear. A resposta transitória apresenta o mesmo padrão, além de não eliminar as oscilações causadas pelas não-linearidades.

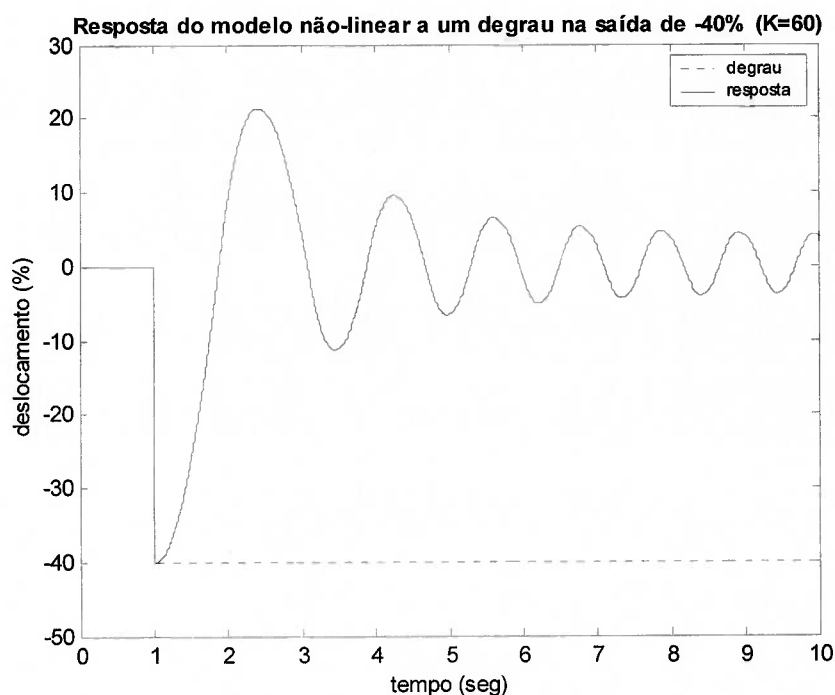


Figura 4.12 – Resposta do modelo não-linear a uma perturbação na saída.

A análise das margens de ganho e fase levou a concluir que é necessária uma correção na fase do sistema, avançando-a. No próximo item será desenvolvido o compensador de avanço de fase que deverá ser adicionado à planta.

4.3.5 Projeto do compensador de avanço

A decisão pela adição de uma rede de avanço, além de baseada no comportamento do modelo linear, é reforçada pelo resultado da simulação obtido para o sistema não-linear, visto na Figura 4.12. Shinnars (1992) mostra que uma das maneiras de eliminar-se as oscilações do modelo e estabilizar um sistema não-linear é adicionando-se um compensador de avanço de fase à planta.

Como visto no item 4.2, um controlador de avanço de fase apresenta a Função de Transferência (4.1), reproduzida abaixo:

$$K_{LEAD}(s) = A_g \alpha \frac{1 + Ts}{1 + \alpha Ts}, \quad 0 \leq \alpha < 1. \quad (4.22)$$

Primeiramente, seguindo o procedimento estabelecido por Ogata (1982) e detalhado no item 4.2, estabelecem-se os dados para o projeto do compensador.

Os passos 1 e 2 já foram realizados nos itens 4.3.3 e 4.3.4 e indicaram os seguintes resultados para o ganho de malha aberta e margem de fase, respectivamente:

$$\text{Ganho de malha aberta } (K) = 60 \quad (4.23)$$

e

$$\text{Margem de fase} = 5,35^\circ. \quad (4.24)$$

A escolha da correção de fase necessária - passo 3 do procedimento - está baseada na sugestão de Ogata(1982) para valores de margem de fase, ou seja entre 30° e 60° . Escolheu-se então, que a nova margem de fase deveria ser igual a 60° . Implicando na necessidade de o compensador de avanço contribuir com um ângulo de avanço:

$$\Phi_m = 54,65^\circ. \quad (4.25)$$

O valor do parâmetro α - passo 4 do procedimento - pode ser determinado fazendo-se uso da Equação (4.4). Isto nos leva ao seguinte resultado:

$$\alpha \approx 0,1. \quad (4.26)$$

O passo 5 trata da determinação da frequência ω_m (frequência de cruzamento do ganho). Primeiro calcula-se o módulo do sistema não compensado utilizando-se a Equação (4.27):

$$A_{\omega_m} = -20 \log(1/\sqrt{\alpha}). \quad (4.27)$$

Utilizando o valor de α determinado em (4.26) nos dá um valor para A_{ω_m} igual a:

$$A_{\omega_m} = -10,0dB. \quad (4.28)$$

Inspecionando-se a resposta em frequência na Figura 4.9 verifica-se em qual frequência ocorre a amplitude determinada em (4.28). Esta passará a ser a nova frequência de cruzamento do ganho ω_m , e o deslocamento de fase máximo Φ_m ocorre nesta frequência. O valor obtido para ω_m é:

$$\omega_m = 1,5rad/s. \quad (4.29)$$

O valor de T pode então ser definido através da Equação (4.5):

$$T = 2,09. \quad (4.30)$$

Definidos os valores de α e T , pode-se escrever a função de transferência do compensador de avanço de fase conforme proposto em Ogata (1982):

$$K_{LEAD}(s) = 0,1 \frac{1 + 2,09s}{1 + 0,209s} = \frac{s + 0,478}{s + 4,78}. \quad (4.31)$$

O procedimento sugerido em D'Azzo e Houpis (1995), também mencionado no item 4.2, conduz a outros valores para o pólo e o zero do compensador.

De acordo com a Tabela 4.1 o valor do pólo real dominante para a situação escolhida é 1,023. Então os três valores para o zero do compensador a serem testados são:

$$\begin{aligned}z_1 &= 75\% \text{ de } 1,023 = 0,77; \\z_2 &= 1,023 \text{ e} \\z_3 &= 150\% \text{ de } 1,023 = 1,53.\end{aligned}\tag{4.32}$$

O valor de $\alpha = 0,1$ será utilizado conforme sugerido no procedimento.

Então os três controladores obtidos são:

$$K_{LEAD-1}(s) = \frac{s + 0,77}{s + 7,7},\tag{4.33}$$

$$K_{LEAD-2}(s) = \frac{s + 1,023}{s + 10,23},\tag{4.34}$$

$$K_{LEAD-3}(s) = \frac{s + 1,53}{s + 15,3}.\tag{4.35}$$

A simulação da planta sendo compensada pelos controladores definidos neste item, e a análise dos resultados obtidos serão feitas no Capítulo 5.

Capítulo 5 - ANÁLISE DE RESULTADOS

5.1 Introdução

O Capítulo 5 trata das simulações, demonstrando os resultados obtidos com a inclusão na planta dos controladores definidos no Capítulo 4, e com uma nova sintonia do controlador existente..

Realiza-se a comparação dos desempenhos dos sistemas compensados em malha fechada, quando perturbados na saída por uma senóide com amplitude de $\pm 40\%$, na frequência de 3,14rad/s. Escolheu-se a senóide por melhor representar o padrão das perturbações que são encontradas na planta real (ver Figura 3.38).

As características da perturbação, quanto à amplitude e frequência, foram selecionadas baseando-se no estabelecido no item 3.8.3, que tratou do desempenho esperado para o sistema.

Serão sempre apresentadas a simulações com os modelos linear e não-linear, utilizando-se o SIMULINK.

A Figura 5.1 ilustra o modelo linear. O subsistema "cilindro+carga" está na Figura 5.2 e o bloco "tira+perturbação" é o mesmo utilizado no modelo não-linear e pode ser visto na Figura 3.34.

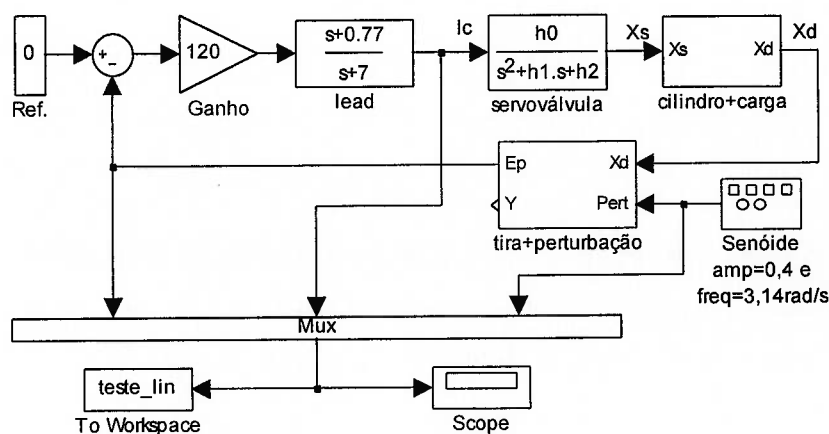


Figura 5.1 - Modelo linear para simulações em malha fechada.

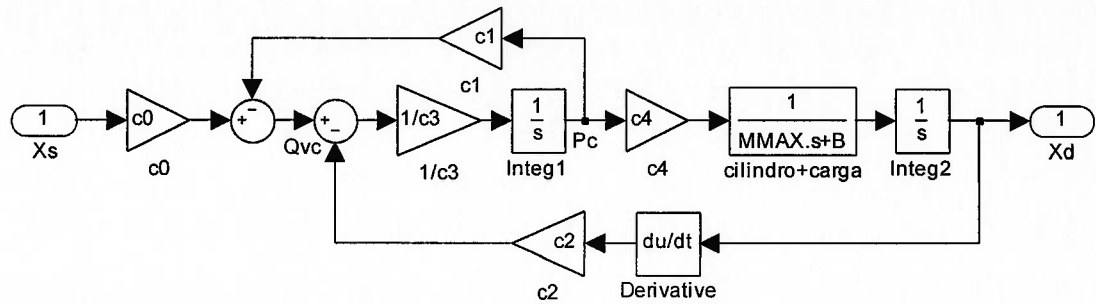


Figura 5.2 – Subsistema “cilindro+carga” do modelo linear.

Na Figura 5.3 está o modelo não-linear. O subsistema da "servoválvula" é o mesmo visto na Figura 3.13, o subsistema "cilindro+carga" está na Figura 3.14 e o bloco "tira+perturbação" na Figura 3.34.

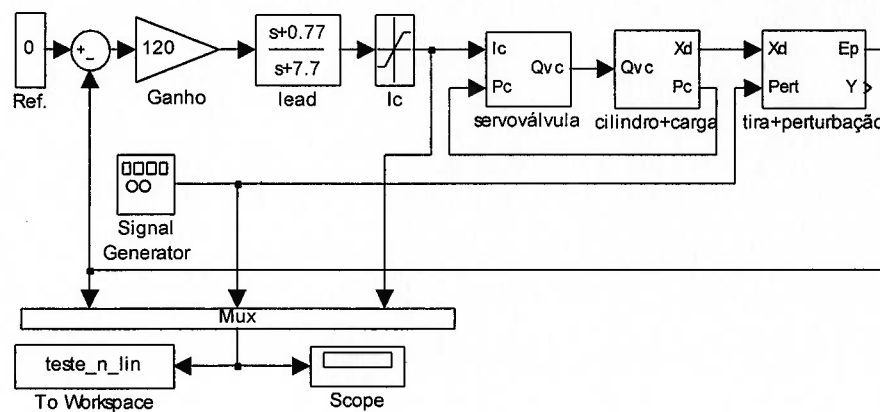


Figura 5.3 - Modelo não-linear para simulações em malha fechada.

5.2 Simulações da planta com o controlador existente

Este item tem a finalidade de investigar a capacidade do controlador existente em atingir o desempenho desejado. O resultado da inclusão do ganho D é analisado através de simulações. Será utilizada a Função de Transferência (3.74), que descreve o controlador existente.

Tratando-se algebricamente a expressão (3.74) chega-se à seguinte forma:

$$K_{EXISTENTE}(s) = KT \frac{s + Z}{s + 10,64}, \quad (5.1)$$

sendo:

$$KT = \frac{29,428D + 2,8P + 0,1427}{1,051 - G}, \quad (5.2)$$

e

$$Z = \frac{10,124P + 0,516}{10D + 0,9515P + 0,0485}. \quad (5.3)$$

Percebe-se então, que o controlador existente também comporta-se como uma rede de avanço. Nota-se o surgimento de um pólo fixo em 10,64.

Definindo-se a relação entre o pólo e o zero do controlador de 10:1, e usando a Equação (5.3), buscou-se os valores dos ganhos P e D que resultariam em um valor igual a 1,064 para Z .

Através das simulações com o modelo linear, escolheu-se um ganho $KT = 165$. Fazendo uso da Equação (5.2), definiu-se o valor de G . Abaixo têm-se os valores escolhidos:

$$P = 0,9; \quad D = 0,81 \quad e \quad G = 0,89. \quad (5.4)$$

A Figura 5.4 mostra o desempenho satisfatório obtido na simulação com o modelo linear, já que a amplitude da resposta - $\pm 10\%$ de amplitude máxima - está de acordo com a especificação de rejeição de perturbação senoidal - $\pm 40\%$ de amplitude, na frequência de 3,14rad/s.

A Figura 5.5 mostra que o sistema linear, após a inserção do controlador, apresentou margem de ganho de 12,17dB na frequência de 33,6rad/s e margem de fase de $41,85^\circ$ em 10,3rad/s, novamente indicando o atendimento aos requisitos de desempenho.

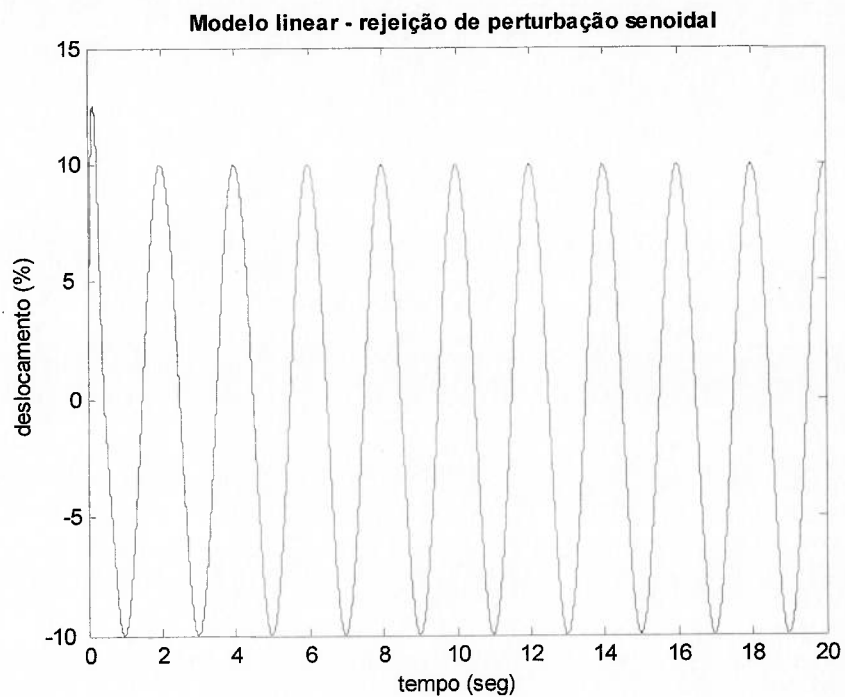


Figura 5.4 - Modelo linear - rejeição de perturbação - controlador existente.

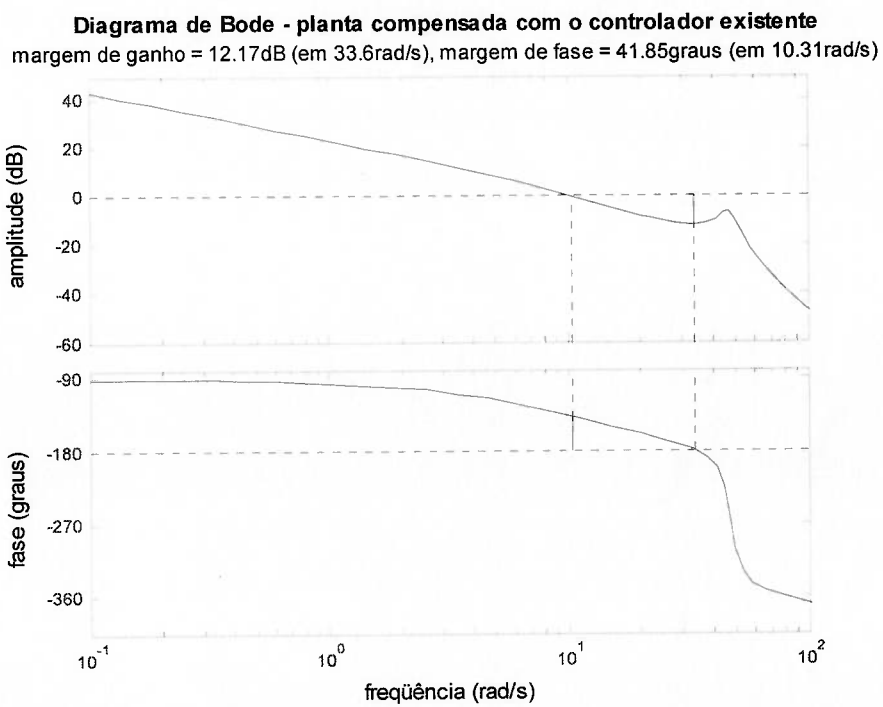


Figura 5.5 – Margens de ganho e de fase da planta com o controlador existente.

O projeto para o modelo linear atendeu completamente ao que está sendo solicitado. No entanto as simulações com o modelo não-linear, utilizando os ajustes efetuados através do modelo linear, indicaram que o controlador existente não é capaz de eliminar a perturbação nos limites estabelecidos pela especificação de desempenho.

A Figura 5.6 mostra que, durante a simulação com o modelo não-linear, o esforço de controle atinge a saturação indicando, em princípio, que o sistema atual necessita ser redimensionado.

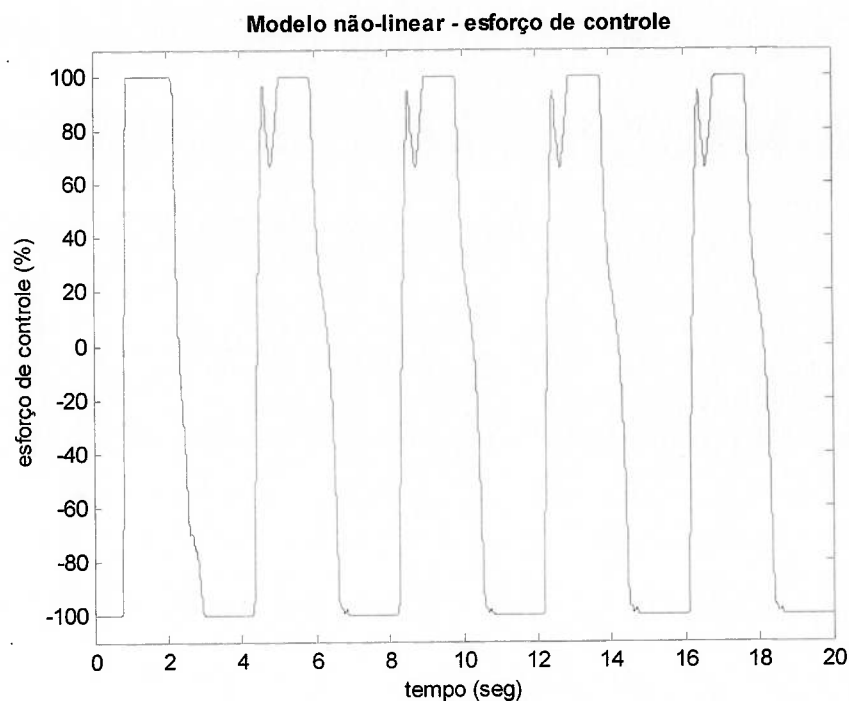


Figura 5.6 - Modelo não-linear - esforço de controle p/ rejeitar perturbação.

Foi investigada, através de simulações, qual seria a frequência de perturbação que o modelo não-linear seria capaz de rejeitar.

Verificou-se que o sistema é capaz de rejeitar perturbações com frequência até 1,6rad/s e amplitude de $\pm 40\%$.

Na Figura 5.7 apresenta-se o resultado. Note-se que, apesar do atendimento ao especificado, a saída do sistema fica deslocada do centro.

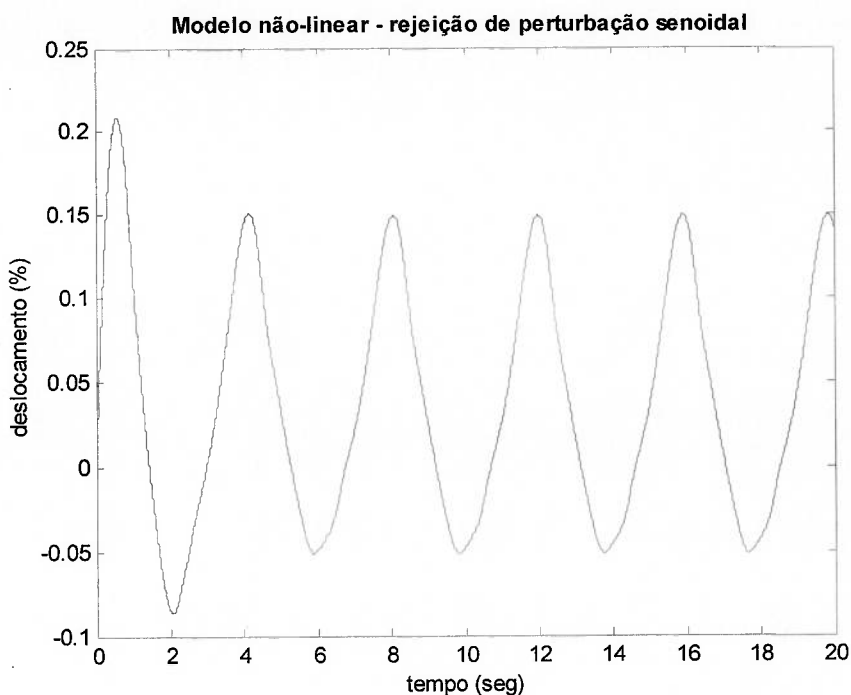


Figura 5.7 - Modelo não-linear - rejeição de perturbação - controlador existente.

5.3 Simulações da planta com o compensador de avanço

Neste item serão apresentados os resultados das simulações com os quatro controladores de avanço obtidos no item 4.3.5. Abaixo reproduz-se a função de transferência obtida para cada compensador.

$$K_{LEAD}(s) = \frac{s + 0,478}{s + 4,78}, \quad (5.5)$$

$$K_{LEAD-1}(s) = \frac{s + 0,77}{s + 7,7}, \quad (5.6)$$

$$K_{LEAD-2}(s) = \frac{s + 1,023}{s + 10,23}, \quad (5.7)$$

$$K_{LEAD-3}(s) = \frac{s + 1,53}{s + 15,3}. \quad (5.8)$$

Através das simulações, foi selecionado o ganho adicional A_g necessário para cada controlador. Nas figuras a seguir ilustram-se os resultados obtidos com a inserção dos compensadores na planta. Em todas as figuras adotou-se como convenção que a linha tracejada representa o compensador $91(s+0,478)/(s+4,78)$, a linha pontilhada o compensador $128(s+0,77)/(s+7,7)$, a linha traço-ponto o compensador $160(s+1,023)/(s+10,23)$ e a linha contínua o compensador $223(s+1,53)/(s+15,3)$.

A Figura 5.8 indica que todos os quatro compensadores, quando inseridos no modelo linear, são capazes de atender ao requisito de desempenho estabelecido para a rejeição de perturbações.

A Figura 5.9 amplia a região onde ocorre o transitório, esclarecendo que o compensador da Equação (5.8) adicionado de um ganho $K = 223$, resultou em menor pico para a oscilação.

Apesar do atendimento das especificações nota-se que o esforço de controle do modelo linear, que pode ser visto na Figura 5.10, indica que foram necessários valores de corrente da servoválvula, acima da capacidade instalada do sistema.

Na Figura 5.11 pode ser visto o transitório da variável de controle.

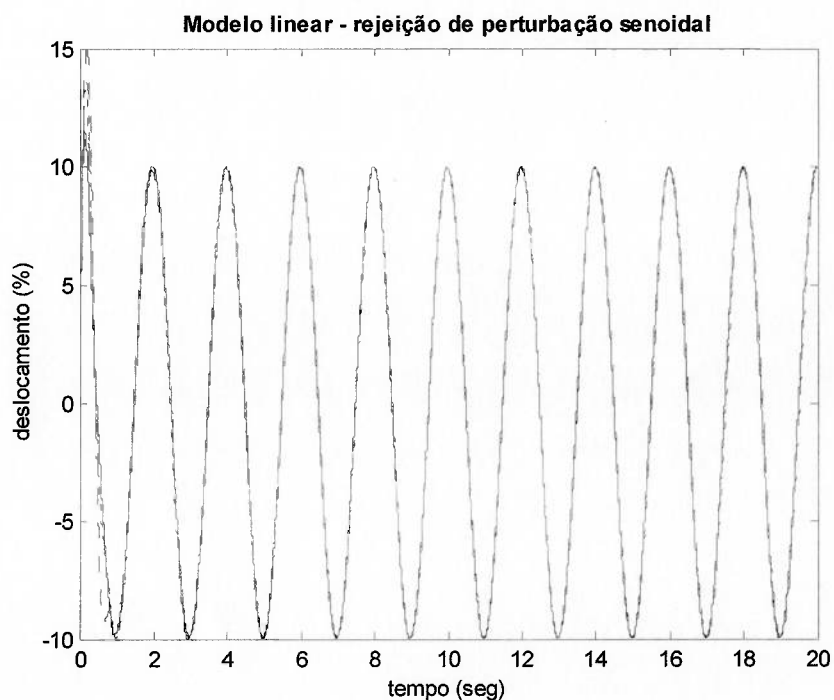


Figura 5.8 - Modelo linear - rejeição de perturbação senoidal.

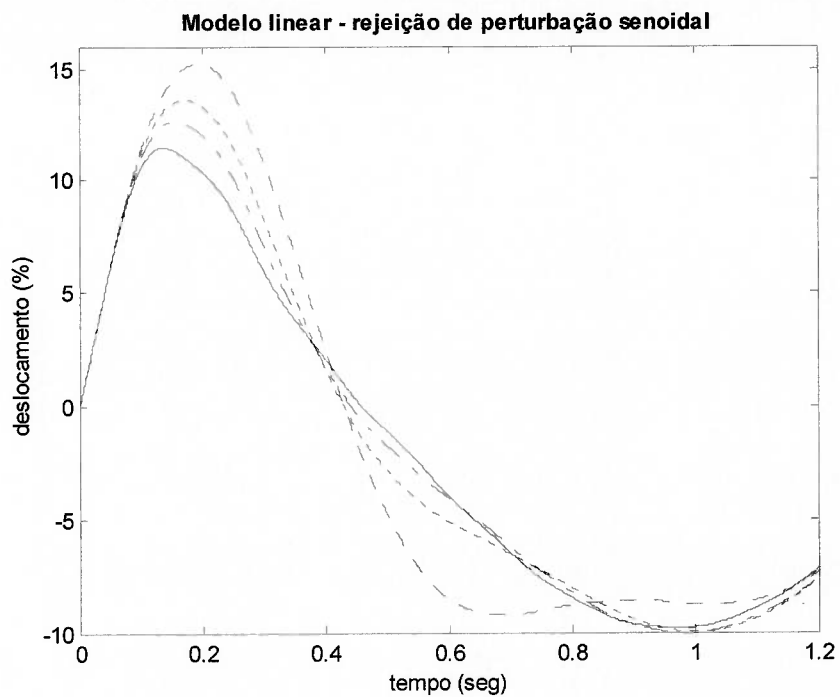


Figura 5.9 - Modelo linear - transitório da rejeição à perturbação senoidal.

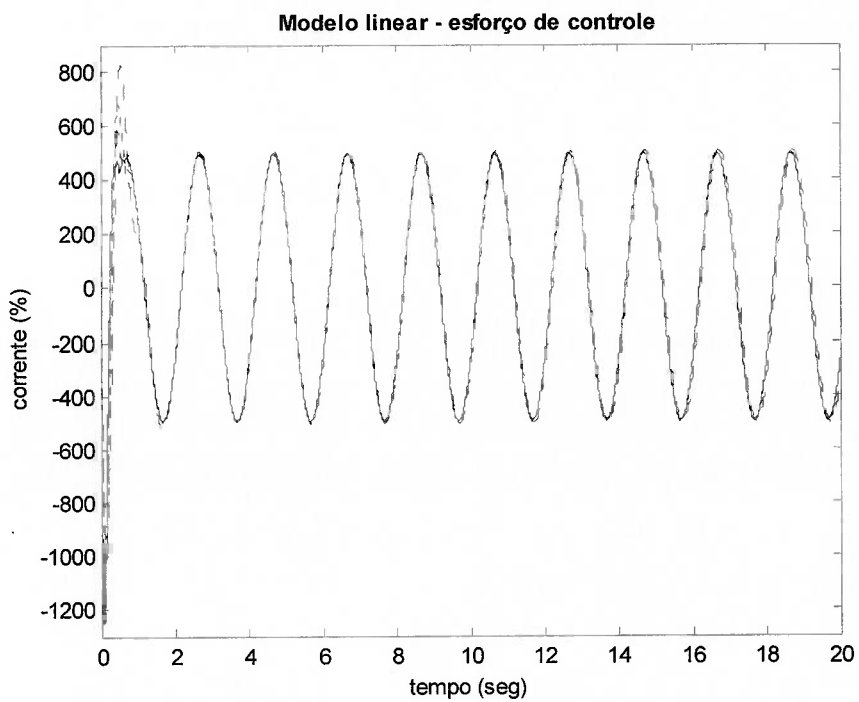


Figura 5.10 - Modelo linear - esforço de controle p/ rejeitar perturbação senoidal.

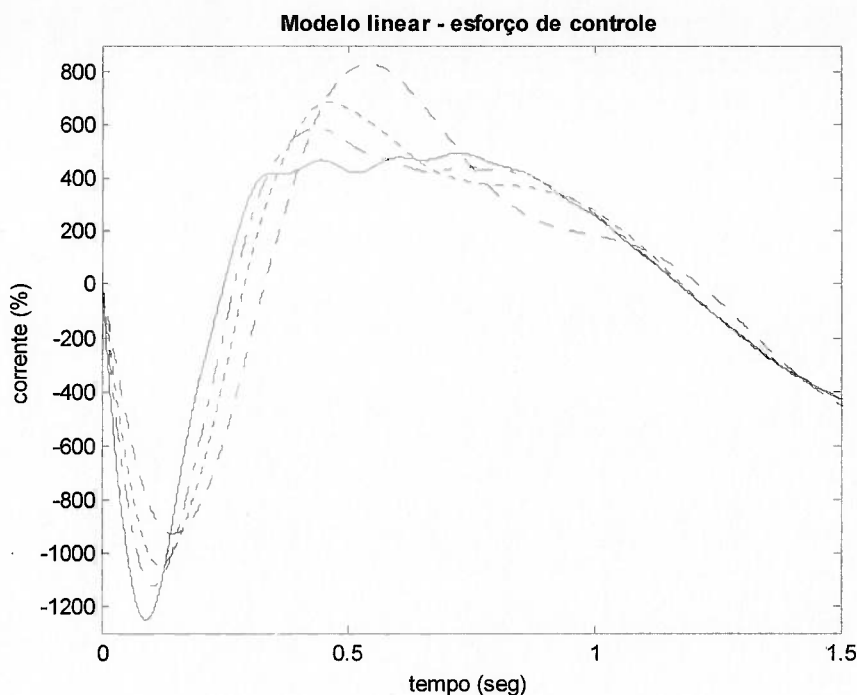


Figura 5.11 - Modelo linear - transitório do controle p/ rejeitar perturbação.

A Tabela 5.1 resume os dados dos controladores testados com o modelo linear. Em todos os casos os requisitos quanto à margem de ganho e de fase foram atendidos. A coluna “Esforço de controle”, mostra a amplitude da corrente da servoválvula necessária para rejeitar, em regime permanente, a perturbação senoidal inserida na saída do sistema. Note-se que em todos os casos houve uma solicitação maior do que realmente está disponível.

Compensador	Ganho adicional	Esforço de controle (%)	Margem de ganho (dB)	Margem de fase (graus)
$\frac{s + 0,478}{s + 4,78}$	91	496,5	16,0	30,1°
$\frac{s + 0,77}{s + 7,7}$	128	494,3	14,0	37,0°
$\frac{s + 1,023}{s + 10,23}$	160	492,5	12,4	41,4°
$\frac{s + 1,53}{s + 15,3}$	223	497,7	9,6	47,6°

Tabela 5.1 – Resultados dos compensadores de avanço no modelo linear.

Simulado o modelo não-linear, com todos os quatro compensadores, verificou-se que o sistema só foi capaz de rejeitar perturbações com frequência em torno de 1,6rad/s, ou seja 50% da especificação.

As figuras que ilustram as simulações com o modelo não-linear seguem a mesma convenção adotada para as figuras das simulações com o modelo linear.

Na Figura 5.12 é mostrado que quando se reduz a frequência, a magnitude do sinal de saída da planta (posição da tira) fica entre os $\pm 10\%$, apesar de estar ligeiramente descentralizada.

A Figura 5.13 amplia a região onde ocorre o transitório. Note-se que os quatro compensadores obtêm resultados muito próximos.

Pela Figura 5.14 verifica-se que o esforço de controle utilizado para rejeitar a perturbação atinge a saturação nas quatro situações, evidenciando que o sistema necessita de uma avaliação quanto ao seu dimensionamento físico.

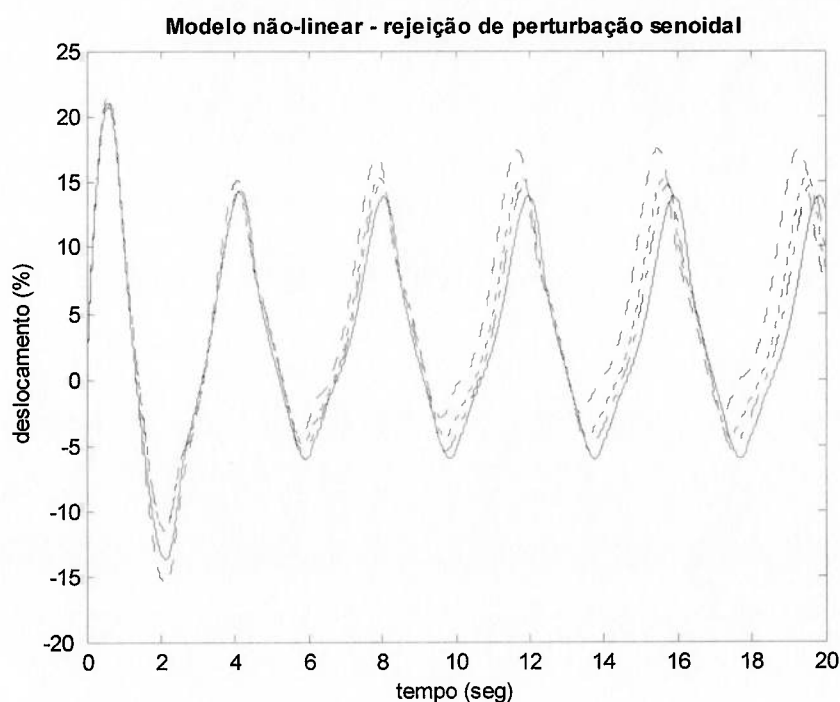


Figura 5.12 - Modelo não-linear - rejeição de perturbação senoidal.

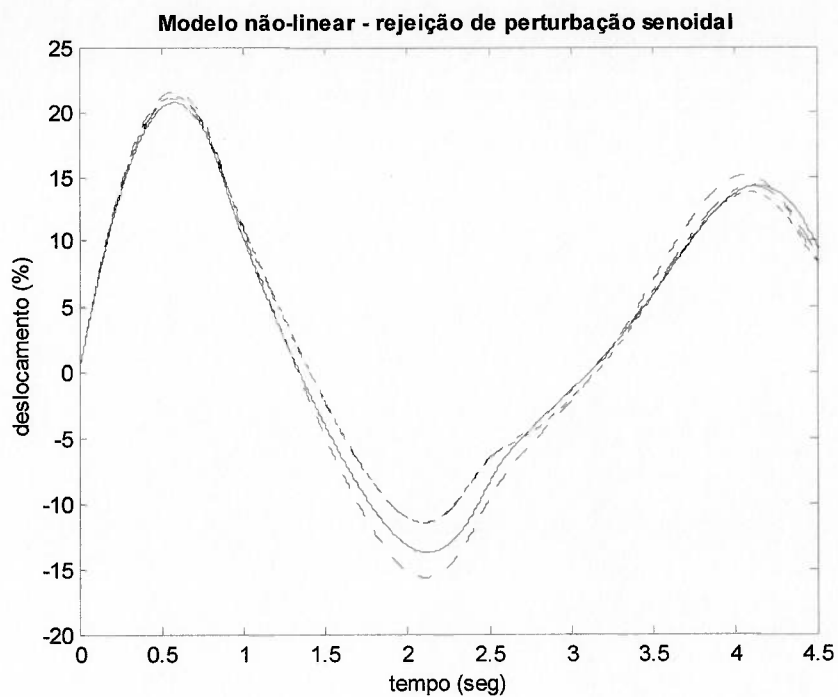


Figura 5.13 - Modelo não-linear - transitório da rejeição à perturbação senoidal.

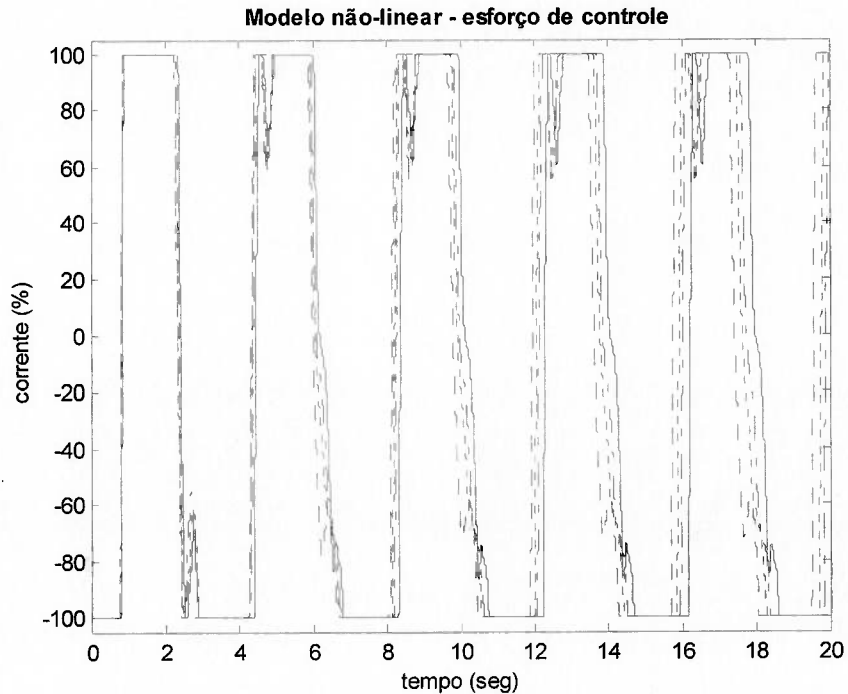


Figura 5.14 - Modelo não-linear - esforço de controle.

A Tabela 5.2 agrupa os dados dos controladores e os resultados obtidos com o

modelo não-linear. A coluna “Esforço de controle” mostra que em todos os casos houve saturação da corrente da servoválvula. A coluna “Frequência da perturbação” indica qual foi a frequência que cada controlador foi capaz de rejeitar – o especificado é 3,14rad/s -, e na última coluna vê-se a amplitude desta perturbação, indicando o atendimento à especificação.

Compensador	Ganho adicional	Esforço do controle (%)	Frequência da perturbação (rad/s)	Amplitude da perturbação (%)
$\frac{s + 0,478}{s + 4,78}$	91	100	1,65	±40
$\frac{s + 0,77}{s + 7,7}$	128	100	1,63	±40
$\frac{s + 1,023}{s + 10,23}$	160	100	1,62	±40
$\frac{s + 1,53}{s + 15,3}$	223	100	1,62	±40

Tabela 5.2 – Resultados dos compensadores de avanço no modelo não-linear.

Voltando a utilizar o modelo linear, com o objetivo de selecionar um, dentre os quatro controladores, aplicou-se, como perturbação na saída do sistema, um degrau com amplitude de -40%.

Continua-se a usar a mesma convenção adotada, anteriormente para todos os tipos de linhas quanto à representação dos resultados nas figuras.

A Figura 5.15 traz o resultado, indicando um desempenho ligeiramente superior do controlador descrito pela Função de Transferência (5.7).

O esforço de controle mostrado na Figura 5.16, reforça a conclusão sobre o controlador com melhor desempenho no modelo linear.

Analisando-se agora o resultado obtido com o modelo não-linear para a perturbação em degrau na Figura 5.17, é possível verificar que o compensador descrito pela Função de Transferência (5.8) teve melhor desempenho.

A Figura 5.18, que mostra o esforço de controle no modelo não-linear, indica novamente que o melhor controlador é o da Função de Transferência (5.8). Este é o eleito para realizar a análise após o redimensionamento da planta.

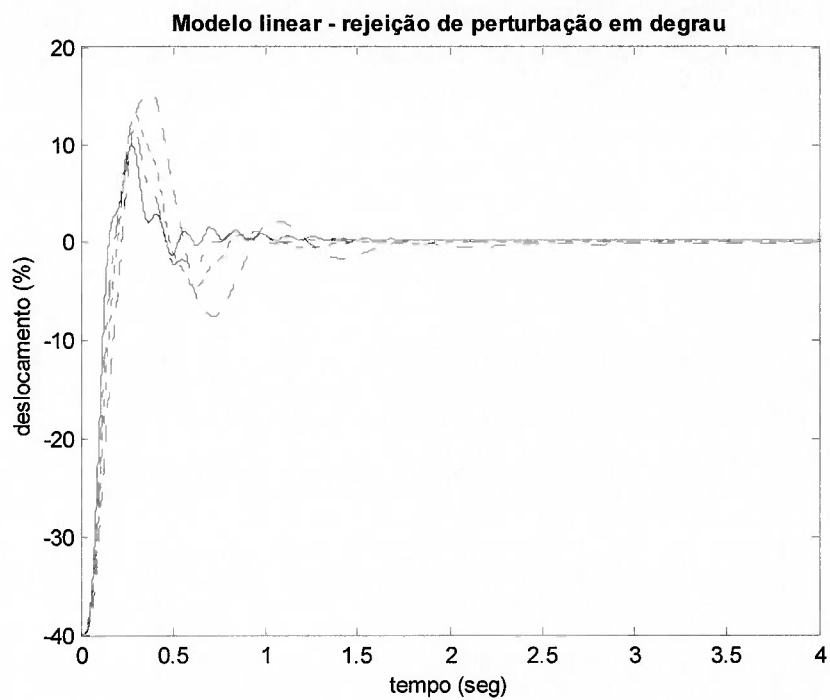


Figura 5.15 - Modelo linear - rejeição a perturbação em degrau.

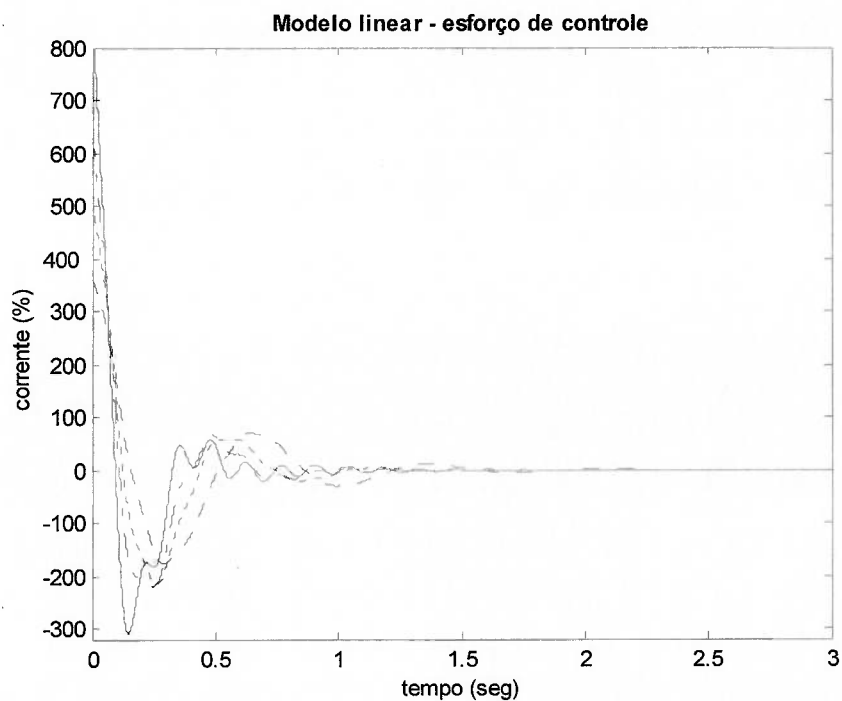


Figura 5.16 - Modelo linear - esforço de controle p/ rejeição de degrau.

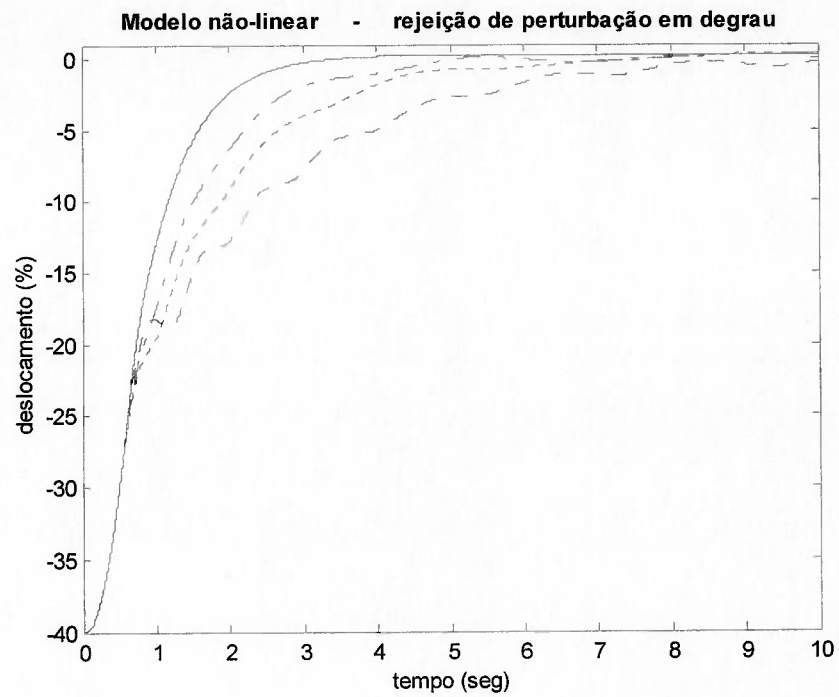


Figura 5.17 - Modelo não-linear - rejeição a perturbação em degrau.

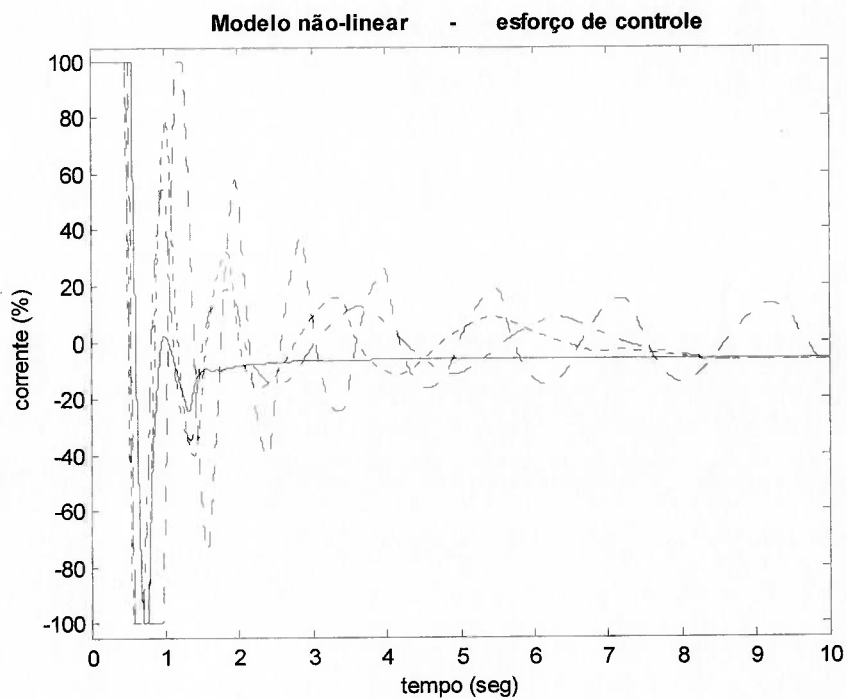


Figura 5.18 - Modelo não-linear - esforço de controle p/ rejeição de degrau.

5.4 Redimensionamento da planta

O controlador existente no sistema de centralização do LTF demonstrou que pode ser melhorado com o uso do ganho do ramo D , uma vez que atingiu desempenho semelhante ao novos compensadores propostos. Isto era esperado, pois após o estudo do seu projeto, verificou-se que ele possui função de transferência com a mesma estrutura dos novos controladores.

No entanto as simulações com os modelos linear e não-linear, demonstraram a incapacidade do sistema atual em atender ao requisito de desempenho desejado. No modelo linear pode-se concluir isto pela observação do esforço de controle necessário para atingir à especificação (ver Tabela 5.1). Já no modelo não-linear esta conclusão é baseada na maior frequência de perturbação que o sistema foi capaz de rejeitar (ver Tabela 5.2).

Utilizando-se o modelo não-linear e o controlador escolhido, definido pela Função de Transferência (5.8) adicionado do ganho $A = 223$, investigou-se qual deveria ser o parâmetro a receber alterações com o objetivo de melhorar o resultado. Concluiu-se que a vazão de óleo que a servoválvula necessita disponibilizar deve ser 3,2 vezes maior que a vazão atual. Isto indica uma válvula com uma capacidade de 224litros/m. Escolheu-se então o valor de 200litros/min (comercialmente disponível) para a realização de uma nova simulação com os modelos.

Nas figuras a seguir adotou-se a seguinte convenção quanto à representação dos resultados: a linha contínua é a saída do sistema, a linha tracejada é a perturbação senoidal e a linha pontilhada, o esforço de controle.

Na Figura 5.19 é apresentado o novo resultado para o modelo linear, rejeitando uma perturbação senoidal com amplitude de $\pm 40\%$ e frequência de 3,14 rad/s, indicando que o esforço de controle ficou dentro do limite de $\pm 100\%$ da capacidade, exceto no transitório. O controlador utilizado foi o mesmo escolhido no capítulo anterior, com exceção do ganho necessário, que foi reduzido de 223 para 50.

Na Figura 5.20 têm-se os mesmos dados para o modelo não-linear. Também foi reduzido o ganho de 223 para 50. Note-se que com a nova vazão o sistema foi capaz de atender à especificação para a rejeição de perturbações da mesma maneira que o sistema linear.

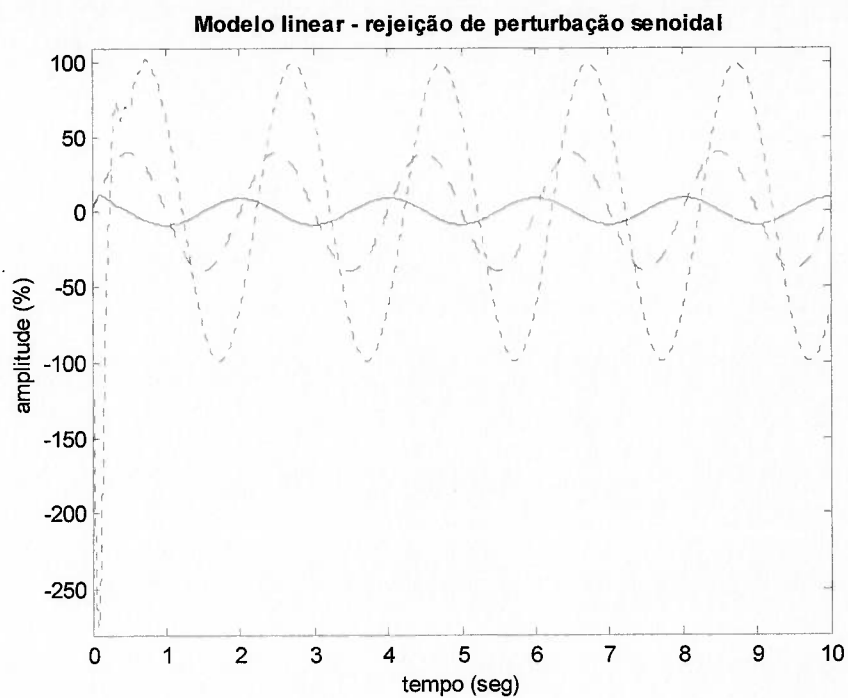


Figura 5.19- Modelo linear - rejeição de perturbação com vazão maior.

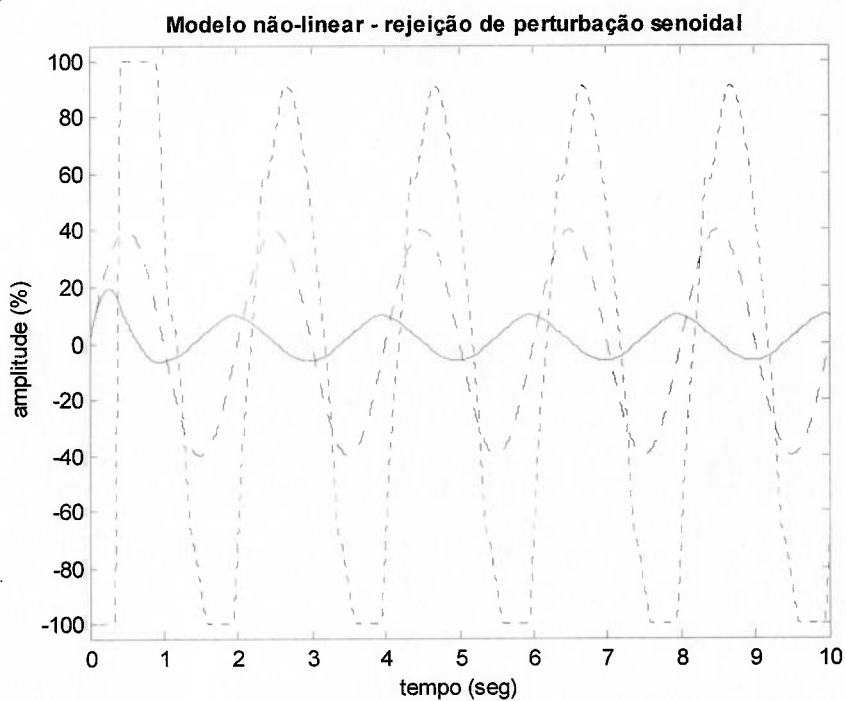


Figura 5.20- Modelo não-linear - rejeição de perturbação com vazão maior.

5.5 Variação do ganho do controlador

Verificou-se que, após o redimensionamento do sistema, o ganho escolhido para o controlador, quando o sistema opera na pior condição, é excessivo para o caso mais favorável de operação, que é quando o parâmetro τ encontra-se no seu valor mínimo. O sistema tornou-se oscilante, o que indicou a necessidade de variação do ganho. A escolha natural do parâmetro que deve ser relacionado com a magnitude do ganho recai sobre a velocidade da tira, visto a sua relação direta com o parâmetro τ .

A relação entre o valor máximo e mínimo de τ é 4,209. Por tentativa e erro observou-se que inserindo-se uma variação no ganho equivalente à metade deste valor, ou seja, reduzindo-se o ganho do controlador pela metade, o sistema comporta-se adequadamente. O resultado pode ser visto na Figura 5.21, onde: a linha cheia é a saída do sistema, a linha tracejada é a perturbação inserida na saída e a linha pontilhada é o esforço de controle.

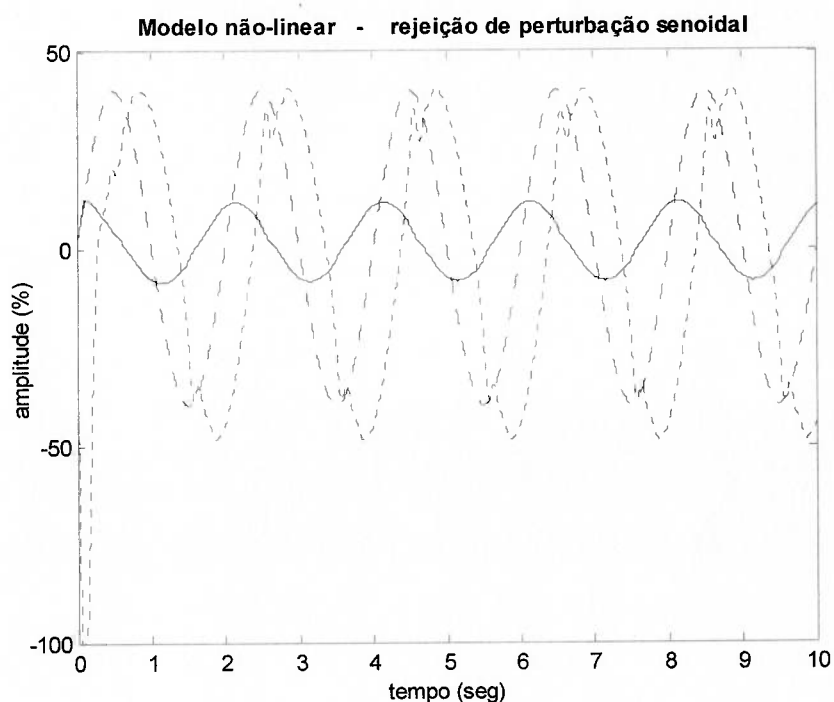


Figura 5.21- Modelo não-linear - sistema com ganho reduzido.

Esta idéia já está implantada no LTF, estando os ganhos atualmente sendo ajustados. Um diagrama ilustrando o novo controlador pode ser visto no APÊNDICE F.

Capítulo 6 - CONCLUSÕES

Este trabalho abordou um tema importante para indústrias que lidam com o transporte de tiras em seus processos. Procurou-se enfatizar que o controle da posição das tiras, principalmente as de aço, em linhas de processos siderúrgicos, é um tópico de constante preocupação para a garantia da qualidade e continuidade operacional, devido às conseqüências que advêm aos equipamentos e produtos em caso de falhas.

Através da pesquisa bibliográfica foi possível identificar que vários artigos técnicos tratam do assunto da centralização de tiras, a maioria deles com uma visão prática, sem aprofundar-se no estudo da dinâmica dos sistemas.

O modelamento matemático do comportamento de tiras, quando em movimento, também é abordado por vários autores. No entanto, não são discutidas alternativas para o problema do controle.

Localizou-se apenas o artigo de Guo e Loen (1999) que realmente tratou do problema do controle em sistemas de centralização, porém, nele não foi incluída a influência da dinâmica da tira no seu modelamento. No transcorrer do presente trabalho foi verificado, através das simulações realizadas, que a influência da tira no comportamento do sistema, não deve ser descartada.

Um resumo do que é oferecido comercialmente foi apresentado, indicando a atualidade do problema proposto.

A planta real foi modelada matematicamente. Como optou-se pelo uso de técnicas lineares para o projeto do controlador, necessariamente, um dos modelos foi linearizado. No entanto, para a validação dos resultados obtidos com as técnicas lineares, foi elaborado um modelo que incluiu algumas não-linearidades conhecidas.

Houve preocupação quanto à capacidade dos modelos construídos representarem a realidade, ou seja, reproduzir o mais próximo possível o comportamento da planta real. Por isto, foram realizados vários ensaios com a planta real e simulações com os modelos, objetivando o ajuste dos parâmetros das equações que descreviam o sistema.

Através dos ensaios foi possível fixar os parâmetros que definiram o objetivo do controle, ou seja, rejeitar desvios de rota trazidos pela tira que está em processo.

Após a sintonia dos modelos linear e não-linear, e definidos os indicadores de desempenho, foi realizado o projeto da compensação da planta. Os resultados das simulações com os modelos demonstraram que apenas um controlador proporcional não é capaz de fazer com que a planta atenda aos requisitos de desempenho estabelecidos, que, em nosso caso, eram rejeitar perturbações senoidais na saída, com amplitudes e frequências definidas.

As simulações também mostraram que, além da compensação no ganho, era necessária a correção da fase do sistema. A utilização de um compensador de avanço tornou-se uma escolha natural. Um ponto que reforçou a idéia do seu uso foi o fato de esta ser uma estratégia de controle com facilidade de implementação no meio industrial. E também porque, após a análise do controlador existente no LTF da COSIPA, verificou-se que também tratava-se de um compensador de avanço.

Foram propostas quatro alternativas para o compensador, as quais foram testadas e avaliadas quando inseridas na malha de controle. O controlador existente também foi testado após ser sintonizado de maneira diferente do usado na planta real.

Foi possível concluir que todos os controladores testados, quando operando sobre o modelo linear, são capazes de rejeitar as perturbações inseridas, de acordo com o especificado. No entanto, para isso foi necessário um esforço de controle muito acima do que está disponível atualmente no sistema real.

Os resultados das simulações com o modelo não-linear, deixaram claro que as não-linearidades impõem restrições severas, tornando impossível ao sistema não-linear atender aos requisitos de desempenho, independentemente do controlador utilizado.

Foi investigada e definida então, qual é a capacidade do sistema atual em rejeitar perturbações. Definiu-se que para a amplitude de $\pm 40\%$ a frequência máxima poderia ser de 1,6rad/s.

Foi identificada qual componente da planta real deveria ser redimensionada. Concluiu-se pelo aumento da vazão nominal da servoválvula. Foram realizadas novas simulações, as quais indicaram o acerto na escolha, pois o sistema não-linear passou a atender ao especificado inicialmente.

Após o redimensionamento, notou-se que o projeto do controlador escolhido tornava a planta oscilante. Foi constatado que a redução do ganho,

proporcionalmente ao aumento da velocidade de laminação, resolveu o problema.

O modelamento matemático desenvolvido permite que, alterando-se os valores dos parâmetros, seja utilizado em outros processos onde o manuseio de tiras esteja presente.

Uma outra questão a ser observada é quanto aos valores definidos para os objetivos do controle. Pode ser que tenha havido um rigor excessivo quanto ao valor da amplitude da perturbação senoidal. Uma possibilidade de continuação deste trabalho seria a realização de simulações mantendo-se o valor da frequência da perturbação, reduzindo-se sua amplitude. Ensaio com a planta real, para o registro das características das perturbações, devem ser realizados. As amplitudes e frequências das perturbações devem ser melhor analisadas e então definidas.

Outras estratégias de controle tais como: LQG/LTR, H_∞ ou QFT, devem ser testadas, sempre tendo em vista a possibilidade de implementá-las no ambiente industrial.

O controlador escolhido está sendo implantado no LTF da COSIPA e, mesmo não tendo sido finalizada a sua sintonia, já apresenta resultados satisfatórios.

REFERÊNCIAS:

1. **ANDERSON, W.R.** Controlling Electrohydraulic Systems. Nova York: Marcel Dekker, 1988.
2. **ASTRÖM, K.J. ; HÄGGLUND, T.** Automatic Tuning of PID Controllers. Instrument Society of America, 1988.
3. **BENSON, R.C.** Lateral Dynamics of a Moving Web With Geometrical Imperfection. ASME: Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, v. 124, p. 25-34, March 2002.
4. **BESTEMAN, M.P.G.J. et al.** Modeling and Identification of a Strip Guidance Process with Internal Feedback. IEEE: Transactions on Control Systems Technology, v. 6, n.1, p.88-102, January 1998.
5. **CAMPBELL, D.P.** Process Dynamics. New York: Wiley, p.152-156, 1958.
6. **CRUZ, J.J.** Controle Robusto Multivariável. São Paulo: Editora da Universidade de São Paulo, 1996.
7. **D'AZZO, J. J. ; HOUPIS, C. H.** Linear Control System Analysis and Design. 4.ed. McGraw-Hill, 1995.
8. **DEERING, J.M.** New Concepts for Automatic Strip Guiding for the Metals Industry. AISE: Iron and Steel Engineer, p.109-116, November 1965.
9. **DE NEGRI, V.J.** Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Automação e Controle. Parte III - Sistemas Hidráulicos para Controle. Florianópolis: UFSC, Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos, 2001.
10. **DORF, R.C.** Modern Control Systems. Addison-Wesley, 1992.
11. **FEIERTAG, B.A.** Intermediate Guiding on Steel Strip Processing Lines. AISE: Iron and Steel Engineer, p.147-155, September 1967.
12. **FEIERTAG, B.A.** Pneumohydraulic servo system controls web guide installation. Hydraulics and Pneumatics, p.65-67, November 1977.
13. **GUO, R. M.** Evaluation of Dynamic Characteristics of HAGC System. AISE: Iron and Steel Engineer, p.52-61, July 1991 .
14. **GUO, R. M. ; LOEN, M. V.** Design and Simulation of an Entry Edge Guide Control System for Tandem Cold Mills. ASME: Journal of Manufacturing Science and Engineering, v. 121, p.69-75, February 1999.

15. **MARKEY, F.J.** Edge Position Control for the Steel Strip Industry. AISE: Iron and Steel Engineer Year Book, p.159-171, 1957.
16. **MARTIN, D. J.; BURROWS, C. R.** The Dynamic Characteristics of an Electrohydraulic Servovalve. ASME: Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, p. 395-406, December 1976.
17. **MAXCESS INTERNATIONAL** Guiding Solutions. / Tidland, Oklahoma City, catálogo técnico, 2000
18. **MERRIT, H. E.** Hydraulic Control Systems. John Willey, USA 1967.
19. **MOOG Australia.** Practical Considerations When Laying Out Electro-Hydraulic Control Systems. Technical Report, Disponível em: www.moog.com .
20. **NEAL, T.P.** Performance Estimation for Electrohydraulic Control Systems. MOOG Inc., Technical Bulletin 126, Nova York, 10p., November 1974.
21. **O'BRIEN, J.J. ; MATTKE, G.H.** Strip Guiding - A Major Factor in Productivity. AISE: Iron and Steel Engineer, p.31-40, February 1974.
22. **OGATA, K.** Engenharia de Controle Moderno. Prentice Hall do Brasil, 1982.
23. **SCAN-ALINE.** NON-CONTACT SYSTEMS FOR MEASUREMENT AND CONTROL. Harris Instrument Corporation, catálogo técnico, Ohio, 1996
24. **SHAH, R.P. ; BOENING, E.F.** Static Edge Position Control. AISE: Iron and Steel Engineer, p.139-144, June 1965.
25. **SHELTON, J. J. ; REID, K. N.** Lateral Dynamics Of An Idealized Moving Web. ASME: Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, n. 3, p.180-186, September 1971a.
26. **SHELTON, J. J. ; REID, K. N.** Lateral Dynamics Of A Real Moving Web. ASME: Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, n. 3, p.187-192, September 1971b.
27. **SIEVERS, L. ; BALAS, M. J. ; FLOTOW, A.** Modeling of Web Conveyance Systems for Multivariable Control. IEEE: Transactions on Automatic Control, v. 33, n. 6, p. 524-531, June 1988.
28. **SOONG, T.C. ; LI, C.** An Elastic Analysis of Multiroll Endless Web Systems. ASME: Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, v. 101, p.308-313, December 1979.

29. **STEEPER, M.J.** Development of Steering Control System for Reversing Mills. AISE: Iron and Steel Engineer, p.21-24, November **1998**.
30. **SWANSON, R.P.** Mechanics of Non-Uniform Webs. In: INTERNATIONAL WEB HANDLING CONFERENCE, 5., Oklahoma State University, Proceedings. **1999**.
31. **THAYER, W. J.** Transfer Functions for MOOG Servovalves. MOOG Inc., Technical Bulletin 103, Nova York, 11p., January **1965**
32. **YOUNG, G.E.;SHELTON, J.J.; FANG, B.** Interaction of Web Spans: Part I – Statics. ASME: Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, v. 111, n. 3, p.490-496, September **1989a**.
33. **YOUNG, G.E.;SHELTON, J.J.; FANG, B.** Interaction of Web Spans: Part II – Dynamics. ASME: Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, v. 111, n. 3, p.497-504, September **1989b**.
34. **YOUNG, G. E., SHELTON, J. J., KARDAMILAS, C.** Modeling and Control of Multiple Web Spans Using State Estimation. ASME: Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, v. 111, n 3, p.505-510, September **1989**.
35. **YOUNG, G. E.; REID, K. N.** Lateral and Longitudinal Dynamic Behavior and Control of Moving Webs. ASME: Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, v. 115, p.309-317, June **1993**.

APÊNDICE A - Relação entre os movimentos da desenroladeira e da tira

Por definição do fabricante, o máximo deslocamento detectável pelo sensor é igual a Y_N , que é igual a 0,010m. Então, substituindo-se os valores nas variáveis da Equação (3.26), o valor de X_{DN} é:

$$X_{DN} = \frac{0,010}{2,25} (3,054 + 2,25), \quad (\text{A.1})$$

então o valor de X_{DN} é:

$$X_{DN} = 0,0236\text{m}. \quad (\text{A.2})$$

Agora é possível calcular a relação entre X_{DN} e Y_N :

$$\frac{X_{DN}}{Y_N} = 2,36. \quad (\text{A.3})$$

No entanto, após a realização de simulações com o modelo não-linear, verificou-se que a relação entre X_{DN} e Y_N não poderia ser a calculada acima. O valor encontrado, por tentativa e erro, para este parâmetro foi 2,00.

Não foi possível determinar o motivo da diferença encontrada, mas como estávamos comparando o resultado do modelo com dados confiáveis colhidos da planta real, passou-se a utilizar o novo valor para a realização das simulações.

APÊNDICE B - Dados da desenroladeira e da bobina

Velocidade linear mínima da tira (V_T)	1,56 m/s
Velocidade linear máxima da tira (V_T)	5,92 m/s
Distância mínima do rolo defletor até o ponto tangente à bobina (l)	1,375 m
Distância máxima do rolo defletor até o ponto tangente à bobina (l)	1,525 m
Distância do sensor de posição até o rolo defletor	3,054 m
Distância do sensor até os cilindros de laminação	2,25 m
Peso do conjunto da desenroladeira (sem bobina) (M)	39200 kg
Coefficiente de atrito viscoso (B) (estimado)	400000Ns/m
Coefficiente de atrito estático (estimado)	0,14

Tabela B.1 – Dados da desenroladeira

Peso máximo (M_B)	30000 kg
Diâmetro inicial máximo da bobina	1,905 m
Diâmetro inicial mínimo da bobina	0,81 m

Tabela B.2 – Dados da bobina

APÊNDICE C - Dados da servoválvula

Supõe-se que a servoválvula comporta-se como um sistema de segunda ordem (Thayer (1965), Guo (1991) e De Negri (2001,a)) e utiliza-se a resposta em frequência para inferir a sua frequência natural ω_s .

O valor de pressão utilizada no sistema de centralização é 70 bar, no entanto, o catálogo técnico do fabricante disponibiliza as curvas de resposta em frequência para as pressões de 20 bar (Figura C.1) e 200 bar (Figura C.2). Foi feita uma interpolação para inferir um provável valor para ω_s a 70 bar.

Está-se modelando a servoválvula como um sistema de segunda ordem. Sendo assim, a frequência, no gráfico da resposta em frequência, onde a fase é 90° é a que corresponde a ω_s . Então, nas figuras temos:

Frequência em 90° com a pressão a 20 bar e $I/I_N = 30\% \approx 52$ Hz.

Frequência em 90° com a pressão a 200 bar e $I/I_N = 30\% \approx 72$ Hz.

Inferre-se que ω_s será aproximadamente 57,6 Hz (361,9rad/s).

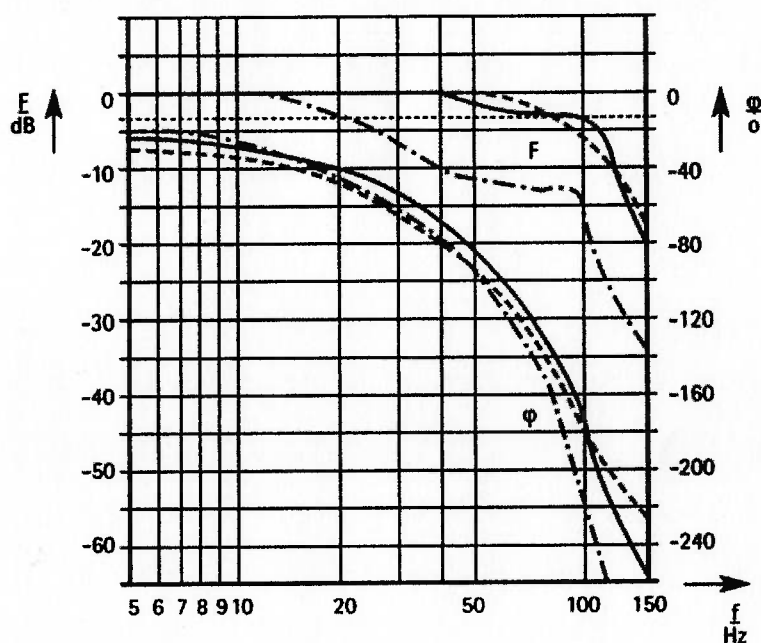


Figura C.1 – Resposta em frequência da servoválvula com a pressão a 20bar.

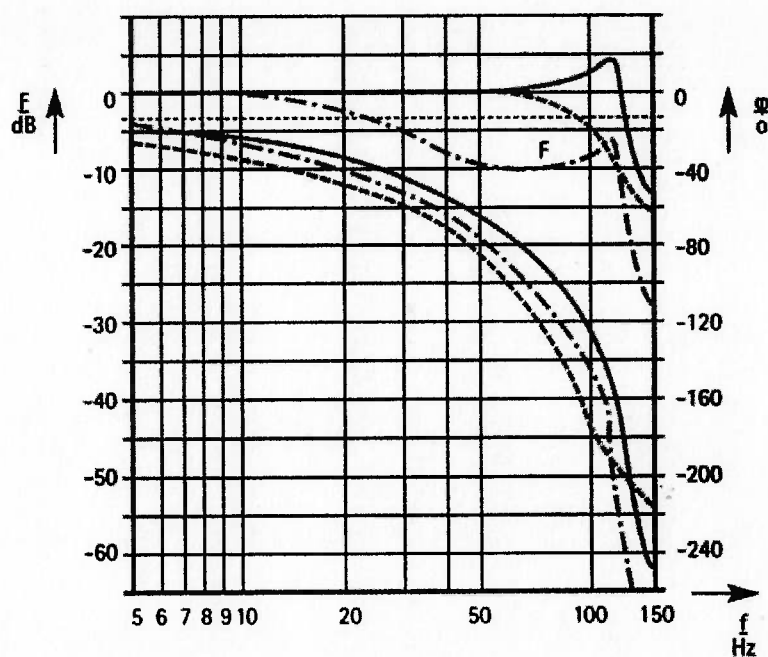


Figura C.2 - Resposta em frequência da servoválvula com a pressão a 200bar.

Tanto na Figura C.1, como na Figura C.2 as diferentes linhas significam:

$$\frac{I}{I_N} = 10\% \text{ --- } 30\% \text{ ——— } 100\% \text{ - · - · -}$$

Tanto na curva de resposta em frequência a 20 bar da Figura C.1, quanto na curva a 200 bar da Figura C.2, observa-se que o ganho até a frequência f_{70} é nulo.

Como nesta frequência - 57,6 Hz - em nenhuma das curvas observa-se ressonância, supõe-se um coeficiente de amortecimento ξ de 0,6. Este valor também é sugerido por Thayer (1965) para aplicações práticas envolvendo servoválvulas.

O ganho Kq_o pode ser retirado da curva de vazão apresentada na Figura C.3 e o ganho Kp_o na curva de pressão vista na Figura C.4.

$$Kq_o = 1,11172 \frac{Q_{VCN}}{I_N} \quad (C.1)$$

e

$$Kp_0 = 14,8663 \frac{P_{CN}}{I_N} \quad (C.2)$$

Tendo-se em mãos os valores de Kq_0 e Kp_0 e fazendo uso da Equação (3.10), o coeficiente Kc_0 pode ser definido:

$$Kc_0 = 0,06728 \frac{Q_{VCN}}{P_{CN}} \quad (C.3)$$

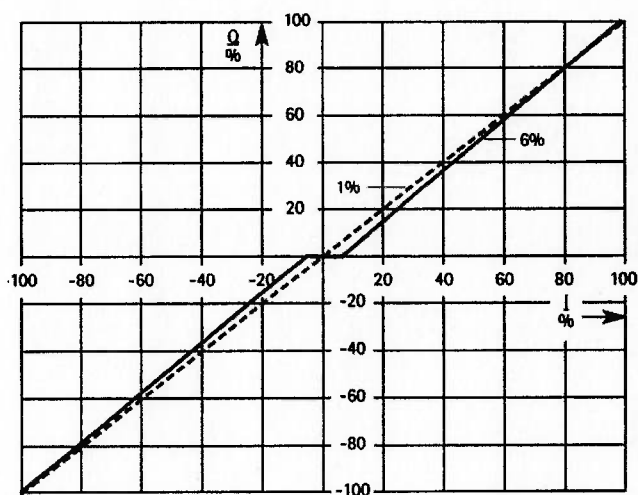


Figura C.3– Curva de vazão da servoválvula.

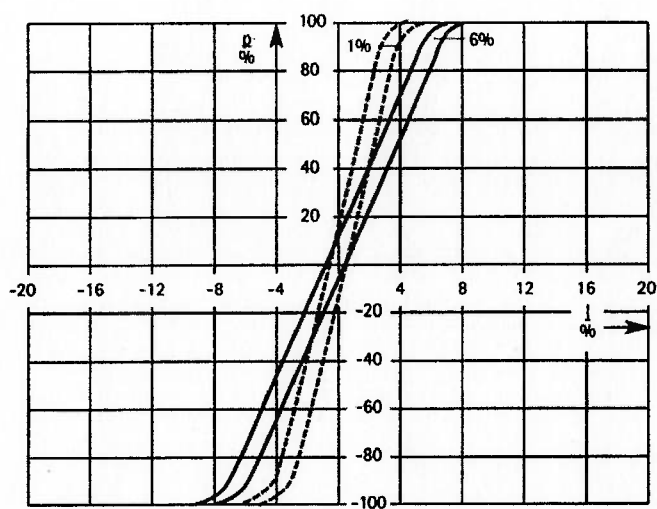


Figura C.4 – Curva de pressão da servoválvula.

A Tabela C.1 resume as informações da servoválvula, de acordo com o manual do fabricante.

Vazão nominal de trabalho	0,001078 m ³ /s
Corrente	1 A
Deslocamento máximo do êmbolo	5 graus (0,00525m)
Pressão máxima de trabalho	7000000 Pa
Frequência natural ($2\pi f_{70}$)	361,66 rad/s
Coefficiente de amortecimento	0,6
Ganho de vazão (Kq_0)	1,111720 m ² /s
Ganho de pressão (Kp_0)	14,8663 N/m ³
Coefficiente vazão-pressão (Kc_0)	0,06728 m ⁵ /N.s

Tabela C.1 – Dados da servoválvula

APÊNDICE D - Dados do cilindro hidráulico

Na Tabela D.1 temos as informações cilindro hidráulico.

Diâmetro interno	0,255 m
Diâmetro da haste	0,08 m
Curso total do cilindro	1,065 m
Curso do cilindro para a função de centralização	$\pm 0,13$ m
Força desenvolvida ao expandir o cilindro	$3,281 \times 10^5$ N
Força desenvolvida ao contrair o cilindro	$2,958 \times 10^5$ N
Área útil do êmbolo	$0,05107$ m ²
Área útil do êmbolo (descontando a haste)	$0,04604$ m ²
Massa total a ser movimentada (desenroladeira+bobina)	69200 kg
Volume de óleo necessário p/ posicionar o cilindro para iniciar a laminar	$0,04775$ m ³
Volume de óleo necessário p/ a função de centralização do cilindro	$0,00664$ m ³
Coeficiente de compressibilidade (β)	7×10^8 P

Tabela D.1 – Dados do cilindro hidráulico.

APÊNDICE E - Dados do sensor

O sensor é ajustável à largura da tira através de motorização. Suas características são apresentadas na Tabela E.1.

Fundo de escala	$\pm 0,01\text{m}$
Saída à 100%	$\pm 1\text{A}$

Tabela E.1 – Dados do sensor S_t .

APÊNDICE G - Listagem do programa do MATLAB

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% DADOS NOMINAIS DO CENTRALIZADOR %%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%SERVOVÁLVULA%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
ws=361.66;%[rad\seg] - FREQUÊNCIA NATURAL
zeta=0.6;%[adimensional] - COEFICIENTE DE AMORTECIMENTO
ICN=1.0;%[A] - CORRENTE NOMINAL
XSN=5;%[graus] - DESLOCAMENTO ANGULAR NOMINAL DO ÊMBOLO
DEMB=40.7e-3;%[m] - DIAMETRO DO EMBOLO
DXSN=(XSN*pi/360)*DEMB;%[m] - DESLOCAMENTO LINEAR NOMINAL DO ÊMBOLO
KV=DXSN/ICN;%[m/A] - GANHO DE CORRENTE
QVCN=0.001078929;%[m^3/seg] - VAZÃO NOMINAL (equivale a 64.74 l/min)
PCN=7000000;%[Pa] - PRESSÃO NOMINAL DO SISTEMA (equivale a 70bar)
Cd=0.02684;% COEFICIENTE DE DESCARGA DA SERVOVÁLVULA
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% CÁLCULO DOS GANHOS DA SERVOVÁLVULA%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
KQ0=0.815*(QVCN/DXSN);
KPO=14.8663*(PCN/DXSN);
KCO=KQ0/KPO;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%DESENROLADEIRA E BOBINA%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
MMIN=40200;%[kg] - MASSA NOMINAL MÍNIMA
MMAX=69200;%[kg] - MASSA NOMINAL MÁXIMA
XDN=0.02;%[m] - DESLOCAMENTO NOMINAL A PARTIR DO CENTRO
ELEMEN=1.375;%[m] - DISTÂNCIA NOMINAL MÍNIMA DA BOBINA ATÉ O ROLO GUIA
ELEMENMAX=1.525;%[m] - DISTÂNCIA NOMINAL MÁXIMA DA BOBINA ATÉ O ROLO GUIA
VTRMIN=1.560;%[m/seg] - VELOCIDADE LINEAR NOMINAL MÍNIMA DA TIRA
VTRMAX=5.920;%[m/seg] - VELOCIDADE LINEAR NOMINAL MÁXIMA DA TIRA
MI=0.14;%[adimensional] - COEFICIENTE DE ATRITO DINÂMICO
g=9.81;%[m/seg^2] - ACELERAÇÃO DA GRAVIDADE
FaO=M*g*MI/XDN;% FORÇA DE ATRITO PARA O LADO OPERAÇÃO
FaM=M*g*MI/XDN;% FORÇA DE ATRITO PARA O LADO MOTOR
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% DADOS DO CILINDRO HIDRÁULICO%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
AE=0.05107;%[m^2] - ÁREA DO ÊMBOLO
VOL=0.047750;%[m^3] - VOLUME TOTAL DE ÓLEO NOS DOIS CILINDROS
BULK=7.0e8;%[Pa] - COEF. DE COMPRESSIBILIDADE
BULK_O=7.0e8;%[Pa] - COEF. DE COMPRESSIBILIDADE PARA O LADO OPERAÇÃO
BULK_M=7.0e8;%[Pa] - COEF. DE COMPRESSIBILIDADE PARA O LADO MOTOR
RO=900*9.81;%[N/m^3] - DENSIDADE DO OLEO HIDRAULICO
B=4e5;%[N.seg/m] - COEFICIENTE DE ATRITO VISCOSO
BO=4e5;%[N.seg/m] - COEFICIENTE DE ATRITO VISCOSO PARA O LADO OPERAÇÃO
BM=4e5;%[N.seg/m] - COEFICIENTE DE ATRITO VISCOSO PARA O LADO MOTOR
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% DADOS DA TIRA%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
XBN=0.004;%[m] - PERTURBAÇÃO NOMINAL INTRODUZIDA PELA BOBINA
taumin=(ELEMEN/VTRMAX);
taumax=(ELEMENMAX/VTRMIN);
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% DADOS DOS SENSORES%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
ISN=1;%[A] - CORRENTE NOMINAL DO SENSOR DE POSIÇÃO DA TIRA
YN=0.01;%[m] - RANGE NOMINAL DO SENSOR DE POSIÇÃO
KS=1/YN;%[A/m] - GANHO DO SENSOR DE POSIÇÃO DA TIRA

```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%DEFINIÇÃO DE QUANTIDADES PARA FACILITAR O ALGEBRISMO %%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
h0=(KV*ICN*(ws^2))/DXSN;
h1=2*zeta*ws;
h2=ws^2;
c0=(KQ0*DXSN)/QVCN;
c1=(KC0*PCN)/QVCN;
c2=(AE*XDN)/QVCN;
c3=(VOL*PCN)/(4*BULK*QVCN);
c30=(VOL*PCN)/(4*BULK_O*QVCN);
c3M=(VOL*PCN)/(4*BULK_M*QVCN);
c4=(AE*PCN)/XDN;
c6=XBN/YN;
c7=(Cd*DXSN)/QVCN;
c7O=0.815*(Cd*DXSN)/QVCN;
c7M=(Cd*DXSN)/QVCN;
c8=PCN/(RO);
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%DEFINIÇÃO DAS FUNÇÕES DE TRANSFERÊNCIA %%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%SERVOVÁLVULA%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
disp('SERVOVALVULA')
disp('valvula = ')
numvalv=(h0);
denvalv=[1 h1 h2];
valvula=tf(numvalv,denvalv);
valvulazpk=zpk(valvula);
polos=pole(valvula);
zeros=zero(valvula);
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%CILINDRO HIDRÁULICO+CARGA MÍNIMA%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
disp('CILINDRO+CARGA MÍNIMA')
disp('cilcargamin = ')
numcilcargamin=[c4*c0];
dencilcargamin=[(MMIN*c3) ((MMIN*c1)+(B*c3)) ((B*c1)+(c2*c4)) 0];
cilcargamin=tf(numcilcargamin,dencilcargamin);
cilcargaminzpk=zpk(cilcargamin);
polos=pole(cilcargamin);
zeros=zero(cilcargamin);
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%CILINDRO HIDRÁULICO+CARGA MÁXIMA%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
disp('CILINDRO+CARGA MÁXIMA')
disp('cilcargamax = ')
numcilcargamax=[c0*c4];
dencilcargamax=[(MMAX*c3) ((MMAX*c1)+(B*c3)) ((B*c1)+(c2*c4)) 0];
cilcargamax=tf(numcilcargamax,dencilcargamax);
cilcargamaxzpk=zpk(cilcargamax);
polos=pole(cilcargamax);
zeros=zero(cilcargamax);
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%TIRA COM TAUMIN%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
disp('TIRA COM TAU MÍNIMO')
disp('tiramín = ')
numtiramín=[1];
dentiramín=[taumin 1];
tiramín=tf(numtiramín,dentiramín);
tiramínzpk=zpk(tiramín);
polos=pole(tiramín);
zeros=zero(tiramín);

```

