

**ANÁLISE DO SISTEMA DE POSICIONAMENTO
HIDRÁULICO DE ROLOS DE UMA CADEIRA DE
LAMINADOR À FRIO**

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DO SISTEMA DE POSICIONAMENTO HIDRÁULICO DE ROLOS

DE UMA CADEIRA DE LAMINADOR À FRIO.

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA

OLAVO JOSÉ FERREIRA CURÁTOLA

FLORIANÓPOLIS, MARÇO - 1990

**ANÁLISE DO SISTEMA DE POSICIONAMENTO HIDRÁULICO DE ROLOS DE UMA CADEIRA
DE LAMINADOR À FRIO**

OLAVO JOSÉ FERREIRA CURÁTOLA

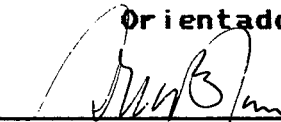
**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
MESTRE EM ENGENHARIA**

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA E APROVADA EM SUA FORMA FINAL
PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO**

BANCA EXAMINADORA:



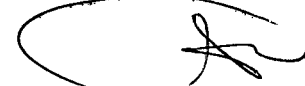
**Prof. Arno Bollmann, - Dr. - Ing.
Orientador**



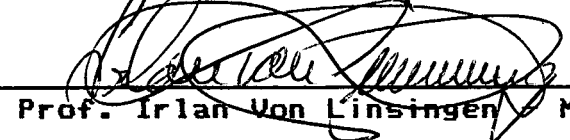
**Prof. Arno Blass, - Ph.D.
Coordenador**



**Prof. Arno Bollmann - Dr. Ing.
Presidente**



Prof. Carlos A. Martin - Dr. Ing.



Prof. Irlan Von Linsingen - M.Sc.

À minha esposa Regina e meus
filhos Alexandre, Dante e
Luciana.

AGRADECIMENTOS

Ao Professor ARNO BOLLMANN pela orientação e apoio no desenvolvimento deste trabalho.

Ao Professor Carlos A. Martin pela colaboração e sugestões com relação a modelagem.

Ao companheiro Vitor Juliano de Negri pela atenção e disposição em discutir aspectos deste trabalho.

A Companhia Siderúrgica Nacional pelo patrocínio.

Aos profissionais da Superintendência Geral de Laminação à Frio, em particular ao Engenheiro Raimundo e ao Técnico Ivan que tornaram possível a realização dos testes.

E a todos os que direta ou indiretamente colaboraram para execução desta dissertação.

SUMÁRIO

CAPÍTULO I

1. INTRODUÇÃO

CAPÍTULO II

2. DESCRIÇÃO DO EQUIPAMENTO

2.1. DESCRIÇÃO DO LAMINADOR

2.2. DESCRIÇÃO DA CADEIRA

2.3. DESCRIÇÃO DO SISTEMA HIDRÁULICO

2.3.1. UNIDADE DE CONDICIONAMENTO

2.3.2. UNIDADE DE GERAÇÃO

2.3.3. BANCO DE VÁLVULAS

2.3.4. ATUADORES

2.4. DESCRIÇÃO DO SISTEMA ELETRÔNICO

2.5. DESCRIÇÃO DO FUNCIONAMENTO

2.6. IMPORTÂNCIA DO SISTEMA DE POSICIONAMENTO HIDRÁULICO NO PROCESSO DE LAMINAÇÃO À FRIO

CAPÍTULO III

3. MODELAGEM MATEMÁTICA

3.1. MODELAGEM DA CADEIRA

3.2. MODELAGEM DA SERVOVÁLVULA, ACUMULADOR E CILINDRO DE POSICIONAMENTO

3.3. MODELAGEM DO SISTEMA ELETRÔNICO

CAPÍTULO IV

- 4. DESCRIÇÃO MATEMÁTICA**
- 4.1. DESCRIÇÃO MATEMÁTICA DA CADEIRA, CILINDRO HIDRÁULICO DE POSICIONAMENTO E SERVOVÁLVULA.**
- 4.2. DESCRIÇÃO MATEMÁTICA DO SISTEMA ELETRÔNICO**
- 4.3. DESCRIÇÃO DO SISTEMA COMPLETO**

CAPÍTULO V

- 5. RESPOSTA EM FREQUÊNCIA**
- 5.1. RESPOSTA EM FREQUÊNCIA TEÓRICA DA CADEIRA, CILINDRO HIDRÁULICO , ACUMULADOR E SERVOVÁLVULA**
- 5.2. RESPOSTA EM FREQUÊNCIA TEÓRICA DO MOTOR FORÇA E CARRETEL DA SERVOVÁLVULA**
- 5.3. RESPOSTA EM FREQUÊNCIA TEÓRICA DO SISTEMA ELETRÔNICO**
- 5.4. RESPOSTA EM FREQUÊNCIA TEÓRICA DO SISTEMA COMPLETO**
- 5.5. RESPOSTA EM FREQUÊNCIA EXPERIMENTAL**
- 5.6. RESULTADOS**

CAPÍTULO VI

- 6. EQUAÇÕES DINÂMICAS**
- 6.1. REPRESENTAÇÃO POR EQUAÇÕES DINÂMICAS**
- 6.2. SIMULAÇÃO EM COMPUTADOR DIGITAL**
- 6.3. RESULTADOS**

CAPÍTULO VII

- 7. CONCLUSÕES**

SIMBOLOGIA

β	- Modulo de elasticidade do óleo.	-	N/m^2
β_g	- Modulo de elasticidade do ar presente no óleo.	-	N/m^2
Δp	- Diferencial de pressão.	-	N/m^2
Δp_c	- Variação da pressão de controle.	-	N/m^2
β_c	- Modulo de elasticidade do cilindro hidráulico de posicionamento.	-	N/m^2
ρ	- Massa específica.	-	Kg/m^3
β	- Modulo de elasticidade efetivo.	-	N/m^2
θ	- Angulo do jato no orificio da valvula.	-	Grau
ΔQ_h	- Variação da vazão do acumulador.	-	m^3/s^2
Δp_{ac}	- Variação da pressão no interior do acumulador.	-	N/m^2s
ξ	- Fator de amortecimento.	-	Rad^{-1}
μ	- Viscosidade absoluta do óleo.	-	Ns/m^2
A	- Area da secção transversal da haste.	-	m^2
A_0	- Area do orificio da servoválvula em torno do nulo.	-	m^2
A_1, A_1'	- Area dos embólos dos cilindros hidráulicos de balanceamento.	-	m^2
A_2, A_2'	- Area dos embólos dos cilindros hidráulicos de dobramento.	-	m^2

$AG_1(j\omega)$	- Angulo de fase da resposta em frequência da cadeira, cilindro hidráulico, acumulador e servoválvula.	-	Grau
$AG_2(j\omega)$	- Angulo de fase da resposta em frequência da cadeira, cilindro hidráulico, e servoválvula sem acumulador.	-	Grau
$AG_3(j\omega)$	- Angulo de fase da resposta em frequência do motor força e carretel da servoválvula.	-	Grau
$AG_4(j\omega)$	- Angulo de fase da resposta em frequência do circuito eletrônico.	-	Grau
$AG_5(j\omega)$	- Angulo de fase da resposta em frequência do sistema completo em malha aberta.	-	Grau
$AG_6(j\omega)$	- Angulo de fase da resposta em frequência do sistema completo em malha fechada.	-	Grau
A_n	- Area das coroas dos cilindros hidráulicos de balanceamento e de dobramento.	-	m ²
A_n'	- Area dos embôlos dos cilindros hidráulicos de balanceamento e de dobramento.	-	m ²
A_p	- Area do pistão do cilindro hidráulico de posicionamento.	-	m ²
A_r	- Presença de ar no óleo.	-	%
B_L	- Coeficiente de amortecimento viscoso equivalente da lateral da cadeira do laminador.	-	Ns/m
B_C	- Densidade de fluxo magnético radial.	-	Wb/m ²

C	- Capacitância do condensador do circuito de compensação de fase.	-	F
$C_0 \dots C_4$	- Coeficientes da equação.	-	s^{-n}
$CF_0 \dots CF_4$	- Coeficientes da equação.	-	s^{-n}
CI	- Curso inicial do pistão do cilindro hidráulico de posicionamento.	-	m
$COF_0 \dots$	- Coeficientes da equação.	-	s^{-n}
C_c	- Coeficiente de contração do jato na vena contracta.	-	Adm
C_d	- Coeficiente de descarga do orifício da servoválvula.	-	Adm
C_f	- Coeficiente vazão-pressão efetivo da controladora de fluxo.	-	m^5/Ns
C_v	- Coeficiente de velocidade.	-	Adm
D	- Operador diferencial em relação ao tempo.	-	s^{-1}
D^2y	- Aceleração da velocidade do cilindro hidráulico de posicionamento.	-	m/s^2
DE	- Diâmetro externo do cilindro hidráulico de posicionamento.	-	m
DI	- Diâmetro interno do cilindro hidráulico de posicionamento.	-	m
D_m	- Diâmetro da escala magnética.	-	m
D_p	- Diâmetro do embolo do cilindro hidráulico de posicionamento.	-	m

D_y	- Velocidade de deslocamento do cilindro hidráulico de posicionamento.	-	m/s
E	- Modulo de elasticidade do material.	-	N/m^2
EM	- Fator de escala da escala magnética.	-	Pulso/m
E_{cm}	- Energia cinética da mola.	-	Nm
E_{cx}	- Energia cinética no ponto de cota x.	-	Nm/m
$F(D)$	- Função de transferência do sistema completo em malha fechada.	-	Adm
F_1	- Força de regime permanente devido ao escoamento na servoválvula.	-	N
F_1, F_1'	- Força devido ao amortecimento viscoso nos cilindros hidráulicos de balanceamento.	-	N
F_2, F_2'	- Força devido ao amortecimento viscoso nos cilindros hidráulicos de dobramento.	-	N
F_3	- Força de regime transiente devido ao escoamento na servoválvula.	-	N
FA_1	- Força de amortecimento devido aos cilindros hidráulicos de balanceamento numa lateral da cadeira.	-	N
FA_2	- Força de amortecimento devido aos cilindros hidráulicos de dobramento numa lateral da cadeira.	-	N
FB	- Força de dobramento.	-	N
FE	- Força de balanceamento.	-	N

F_H	- Força de atuação do cilindro hidráulico de posicionamento.	-	N
F_R	- Força de reação da estrutura.	-	N
F_T	- Força de tração aplicada à coluna da estrutura lateral da cadeira.	-	N
F_i	- Força entregue ao carretel da servoválvula pelo motor-força.	-	N
F_n	- Força devido ao amortecimento viscoso nos cilindros hidráulicos de balanceamento e de dobramento.	-	N
F_p	- Força devido a pressão atuante no pistão do cilindro hidráulico de posicionamento.	-	N
F_r	- Força de reação devido ao escoamento.	-	N
$G(D)$	- Função de transferência do sistema completo em malha aberta.	-	Adm
$G_1(j\omega)$	- Função de transferência da cadeira, cilindro hidráulico, acumulador e servoválvula no domínio da frequência.	-	Adm
$G_2(j\omega)$	- Função de transferência da cadeira, cilindro hidráulico e servoválvula sem acumulador no domínio da frequência.	-	Adm
$G_3(j\omega)$	- Função de transferência do motor-força e carretel da servoválvula no domínio da frequência.	-	Adm

$G_4(j\omega)$	- Função de transferência do circuito eletrônico.	-	Adm
$G_5(j\omega)$	- Função de transferência do sistema completo em malha aberta no domínio da frequência.	-	Adm
$G_6(j\omega)$	- Função de transferência do sistema completo em malha fechada no domínio da frequência.	-	Adm
GE	- Ganho de regime permanente do circuito eletrônico.	-	Adm
GFS	- Ganho de regime permanente do sistema completo em malha fechada.	-	Adm
GH	- Ganho de regime permanente da relação entrada-saída, carretel da servoválvula - cilindro hidráulico de posicionamento.	-	Adm
GS	- Ganho de regime permanente do sistema completo.	-	Adm
GC	- Ganho de regime permanente do conjunto motor-força e carretel da servoválvula.	-	m/A
G_m	- Módulo de Poisson do material do cilindro hidráulico de posicionamento.	-	Adm
I_c	- Corrente elétrica entregue à bobina do motor-força pelo servoamplificador.	-	A
KCP	- Fator de escala do circuito de compensação de pressão.	-	Adm

KDA	- Constante de conversão digital-analógico.	-	V/Pulso
KL	- Coeficiente de rigidez de uma lateral da cadeira.	-	N/m
KSA	- Fator de escala do servoamplificador.	-	A/V
K _C	- Coeficiente vazão-pressão da servoválvula.	-	m ⁵ /Ns
K _{C0}	- Coeficiente vazão-pressão da servoválvula no nulo.	-	m ⁵ /Ns
K _{ef}	- Constante de rigidez efetiva da coluna da estrutura lateral da cadeira.	-	N/m
K _f	- Constante de acoplamento eletromecânico entre motor-força e carretel da servoválvula.	-	N/A
K _m	- Constante de rigidez do elastômero atuando como mola no carretel da servoválvula.	-	N/m
K _q	- Ganho de vazão da servoválvula.	-	m ² /s
K _{q0}	- Ganho de vazão da servoválvula no nulo.	-	m ² /s
K _s	- Constante de rigidez da haste.	-	N/m
L	- Comprimento do orifício da válvula controladora de fluxo do acumulador.	-	m
L	- Comprimento da haste.	-	m
L ₁ , L ₁ '	- Comprimento dos tubos de alimentação dos cilindros hidráulicos de balanceamento.	-	m
L ₂ , L ₂ '	- Comprimento dos tubos de alimentação dos cilindros hidráulicos de dobramento.	-	m

LC	- Comprimento da coluna da estrutura lateral da cadeira.	-	m
LI	- Comprimento da parte inferior da estrutura lateral da cadeira.	-	m
Lm	- Comprimento da mola.	-	m
LS	- Comprimento da parte superior da estrutura lateral da cadeira.	-	m
L_n, L_n'	- Comprimento dos tubos de alimentação dos cilindros hidráulicos de balanceamento e de dobramento.	-	m
MB	- Massa do rolo de encôsto.	-	Kg
$MD_1(j\omega)$	- Amplitude de resposta da cadeira, cilindro hidráulico, acumulador e servoválvula.	-	dB
$MD_2(j\omega)$	- Amplitude de resposta da cadeira, cilindro hidráulico e servoválvula sem acumulador.	-	dB
$MD_3(j\omega)$	- Amplitude de resposta do motor-força e carretel da servoválvula.	-	dB
$MD_4(j\omega)$	- Amplitude de resposta do circuito eletrônico.	-	dB
$MD_5(j\omega)$	- Amplitude de resposta do sistema completo em malha aberta.	-	dB
$MD_6(j\omega)$	- Amplitude de resposta do sistema completo em malha fechada.	-	dB

ML	- Massa em movimento de uma lateral da cadeira.	- Kg
MS	- Massa da parte superior da estrutura lateral da cadeira.	- Kg
MT	- Massa do rolo de trabalho.	- Kg
M _C	- Massa do carretel.	- Kg
M _{ef}	- Massa efetiva da parte em movimento da coluna da estrutura lateral da cadeira.	- Kg
N ₀	- Coeficiente de equação.	- s ⁻ⁿ
N _C	- Numero de espiras da bobina do motor-força.	- Adm
PB	- Pêso do rolo de encôsto.	- N
PC	- Pêso da coluna da estrutura lateral da cadeira.	- N
PI	- Pêso da parte inferior da estrutura lateral da cadeira.	- N
PL	- Pêso de uma lateral da cadeira.	- N
PS	- Pêso da parte superior da estrutura lateral da cadeira.	- N
PT	- Pêso do rolo de trabalho.	- N
P _T	- Pressão da linha tanque.	- N/m ²
P _{ac}	- Pressão no interior do acumulador.	- N/m ²
P _C	- Pressão de contrôle.	- N/m ²
P _{C0}	- Pressão de contrôle inicial no ponto de operação.	- N/m ²

P_{ef}	- Pêso efetivo da parte que movimenta a coluna da estrutura lateral da cadeira.	- N
P_{ef1}	- Pêso efetivo da parte que não movimenta a coluna da estrutura lateral da cadeira.	- N
P_m	- Variação de pressão em torno do ponto de operação.	- N/m^2
P_p	- Pêso do pistão do cilindro hidráulico de posicionamento.	- N
P_s	- Pressão da linha de suprimento.	- N/m^2
Q, Q_n	- Vazão devido ao deslocamento do cilindro hidráulico de posicionamento.	- m^3/s
Q_1	- Vazão através do orifício 1 da servoválvula.	- m^3/s
Q_1	- Vazão devido ao deslocamento dos cilindros hidráulicos de balanceamento.	- m^3/s
Q_2	- Vazão através do orifício 2 da servoválvula.	- m^3/s
Q_2	- Vazão devido ao deslocamento dos cilindros hidráulicos de dobramento.	- m^3/s
Q_3	- Vazão através da folga radial da câmara de suprimento para câmara de controle.	- m^3/s
Q_c	- Vazão de controle.	- m^3/s
Q_h	- Vazão do acumulador.	- m^3/s

Q_p	- Vazão do cilindro hidráulico de posicionamento.	-	m^3/s
R	- Força de reação do solo na estrutura lateral da cadeira.	-	N
$R_1..R_4$	- Resistências elétricas do circuito de compensação de fase.	-	Ω
Re	- Numero de Reynolds.	-	Adm
Re_1	- Numero de Reynolds do escoamento devido ao deslocamento dos cilindros hidráulicos de balanceamento.	-	Adm
Re_2	- Numero de Reynolds do escoamento devido ao deslocamento dos cilindros hidráulicos de dobramento.	-	Adm
Ref	- Sinal digital de referência de posição.	-	$Pulso$
Ref^*	- Sinal analógico de referência de posição.	-	m
V	- Volume da tubulação de alimentação e do cilindro hidráulico de posicionamento.	-	m^3
V_{ac}	- Volume do acumulador.	-	m^3
V_g	- Volume de ar no óleo.	-	m^3
V_x	- Velocidade do ponto de cota x .	-	m/s
ω_H	- Frequência hidráulica.	-	Rad/s
ω_{adm}	- Frequência admissível.	-	Rad/s
ω_n	- Frequência natural.	-	Rad/s
X	- Cota de um ponto qualquer da mola.	-	m

$X_1 \dots X_8$	- Variáveis de estado.	-	
X_v	- Deslocamento do carretel da servoválvula.	-	m
Y	- Deslocamento do pistão do cilindro hidráulico de posicionamento apartir do ponto de operação.	-	m
d	- Diâmetro interno do tubo.	-	m
d_i	- Diâmetro interno da camisa da servoválvula.	-	m
d_B	- Diâmetro do rolo de encôsto.	-	m
d_T	- Diâmetro do rolo de trabalho.	-	m
d_c	- Diâmetro da bobina do motor-força.	-	m
e_θ	- Tensão de saída no circuito de compensação de fase.	-	V
e_i	- Sinal de êrro, diferença entre o sinal de referência e o sinal de realimentação.	-	Pulso
e_j	- Tensão de entrada no circuito de compensação de fase.	-	V
f_{Badm}	- Frequência admissível para o rolo de encôsto.	-	Hz
f_{Cadm}	- Frequência admissível para a coluna da estrutura lateral da cadeira.	-	Hz
f_{Iadm}	- Frequência admissível para a parte inferior da estrutura lateral da cadeira.	-	Hz
f_{Sadm}	- Frequência admissível para a parte superior da estrutura lateral da cadeira.	-	Hz

f_{Tadm}	- Frequência admissível para o rolo de trabalho.	-	Hz
f_n	- Frequência natural.	-	Hz
$i_1 \dots i_f$	- Correntes elétricas do circuito de compensação de fase.	-	A
m_M	- Massa de uma mola genérica.	-	Kg
m_{ef}	- Massa efetiva em movimento da mola.	-	Kg
m_p	- Massa do pistão do cilindro hidráulico de posicionamento.	-	Kg
r_1, r_1'	- Raio interno dos tubos de alimentação dos cilindros hidráulicos de balanceamento.	-	m
r_2, r_2'	- Raio interno dos tubos de alimentação dos cilindros hidráulicos de dobramento.	-	m
r_c	- Folga radial entre carretel e camisa da servoválvula.	-	m
r_n, r_n'	- Raio interno dos tubos de alimentação dos cilindros hidráulicos de balanceamento e de dobramento.	-	m
t	- Tempo de deslocamento do pistão do cilindro hidráulico de posicionamento.	-	s
t_s	- Tempo de regularização da resposta.	-	s
w	- Gradiente de área da válvula controladora de fluxo do acumulador.	-	m ² /m
w	- Gradiente de área da servoválvula.	-	m ² /m

- x_0 - Cota inicial da massa da haste. - m
- x_i - Cota final da massa da haste. - m
- y - Deslocamento absoluto do pistão do cilindro hidráulico de posicionamento. - m
- y_0 - Deslocamento inicial do pistão do cilindro hidráulico de posicionamento caracterizando o ponto de operação. - m

RESUMO

O presente trabalho descreve sucintamente e modela física e sistematicamente um sistema de controle de posição eletrohidráulico, analógico-digital, no processo de laminação à frio. Partindo do equipamento estabelecemos os modelos físicos e em função destes, realizamos o equacionamento matemático obtendo um modelo linear. Analisamos o sistema no domínio da frequência e montamos as equações dinâmicas para simulação em computador. O levantamento dos valores dos parâmetros físicos necessários ao desenvolvimento da análise e simulação exigiram medições e testes de laboratório que foram levados a efeito durante a execução dos trabalhos.

ABSTRACT

The present study describes on analog and digital eletrohydraulic roll positioning control system for cold rolling mill carrying-out a physical and mathematical system components modelling. Starting from the equipment were established physical models and based on this a mathematical description resulting in a linear model. The system was analysed in frequency domain and digital simulated through dynamic equations representation. Parameters valves were obtained by laboratories measurements and tests during the study development.

CAPÍTULO I

1 . INTRODUÇÃO:

O processo de laminação à-frio consiste em promover a redução da espessura da tira através da deformação plástica do material quando este passa entre os rolos de uma cadeia de laminador.

Ao longo dos anos o processo de produção de chapas laminadas passou a exigir cada vez mais um controle preciso de espessura, de modo a permitir uma laminação uniforme dentro de tolerâncias muito apertadas.

Os sistemas convencionais de posicionamento dos rolos em cadeiras de laminadores, através de parafusos ajustadores eletromecânicos, foram usados durante muito tempo com desempenho satisfatório. Entretanto a sofisticação dos métodos de controle aumentou, a medida que se tornaram necessários aumentos de potência dos motores elétricos de acionamento dos parafusos.

O uso de motores de centenas de HP contrariava a necessidade de melhoria do desempenho dos controles automáticos de espessura, devido a sua grande inércia e a baixa eficiência nas reduções de grande relação, comuns nos sistemas de parafuso.

A utilização de controle hidráulico foi sendo introduzida por permitir grandes forças com pequena inércia, e por ter seu desempenho determinado mais pelas características da servoválvula do que pela inércia das partes móveis.

Foi então desenvolvido o Laminador Hidráulico de Posicionamento Controlado, no qual a abertura dos rolos de trabalho é controlada por um sistema eletrohidráulico de posicionamento no início da década de sessenta.

Este sistema dispõe de uma servoválvula eletrohidráulica e sensores de posição do cilindro hidráulico de modo que possa ser obtida e mantida qualquer posição de abertura, com alta precisão, entre os rolos de trabalho sob carga ou mesmo com carga variável.

Existem três requisitos básicos a serem exigidos de dispositivos eletrohidráulicos de posicionamento de rolo para aplicação em laminadores:

- a) Precisão no posicionamento do rolo e na manutenção da posição;
- b) precisão no paralelismo durante o posicionamento do rolo entre os lados de acionamento e operação da cadeira e posicionamento independente em ambos os lados;
- c) abertura rápida dos rolos de trabalho para se evitar o impacto e dano dos mesmos na saída da chapa.

No Laminador de Tiras a Frio nº 3 da Companhia Siderúrgica Nacional são utilizados dispositivos hidráulicos de posicionamento de rolos que o transformam em um dos mais modernos laminadores do país, apresentando um desempenho muito acima do obtido nos laminadores convencionais.

O sistema de posicionamento do rolo desse laminador
constitui-se num dos mais modernos sistemas de controle
eletrohidráulicos usados em siderurgia, daí ter sido escolhido para
desenvolvimento desta dissertação de mestrado.

CAPÍTULO II

2.1. DESCRIÇÃO DO LAMINADOR

O Laminador de Tiras a Frio nº 3 da Companhia Siderúrgica Nacional é um laminador do tipo quadro contínuo com 5 cadeiras.

A figura 1 mostra uma vista lateral do laminador, onde se pode ver:

- 1 . Esteira de entrada.
- 2 . Desenroladeira.
- 3 . Elevador de entrada.
- 4 . Cadeiras.
- 5 . Elevador de saída.
- 6 . Enroladeira.

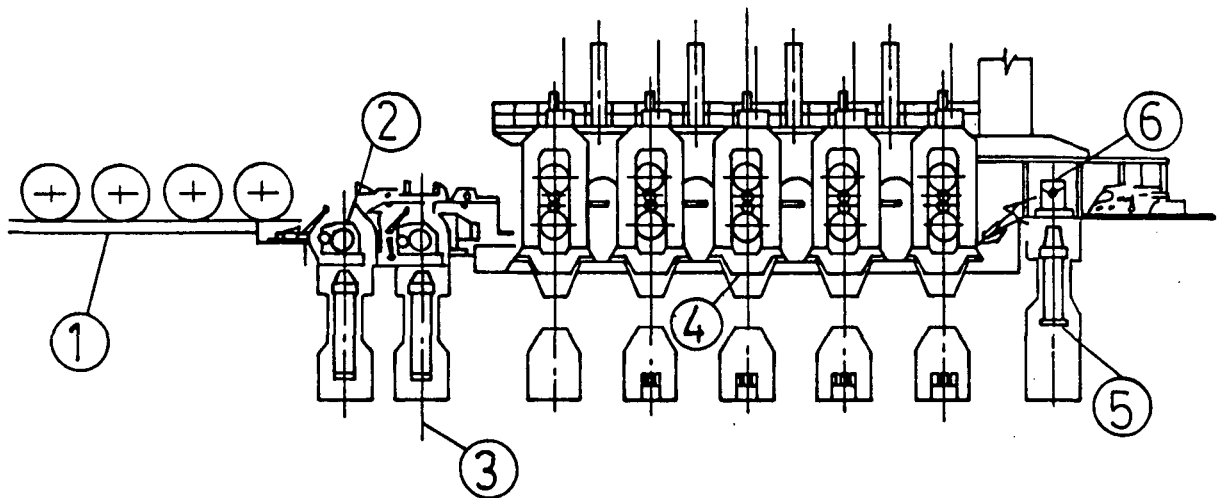


FIGURA 1 - Vista lateral do laminador.

Todas as cinco cadeiras utilizam dispositivos hidráulicos de posicionamento dos rolos fornecidos pela firma japonesa HITACHI sob a marca comercial HYROP (Hydraulic Roll Positioning). A primeira cadeira utiliza uma servoválvula de um estágio, comandada por um motor-força, com realimentação elétrica de posição realizada por intermédio de uma escala magnética de alta resolução. As demais cadeiras tem um sistema de controle de posição com servoválvula de um estágio e realimentação mecânica por alavanca. Somente o sistema da 1ª cadeira sera abordado por constituir-se no mais complexo e moderno.

O Laminador de Tiras a Frio nº 3 possui as seguintes características:

- Diâmetros dos Rolos de Trabalho - max./min. - 584/508 mm.
- Comprimento dos Rolos de Trabalho - 1.727 mm.
- Diâmetros dos Rolos de Encosto - max./min. - 1524/1372 mm.
- Velocidade Máxima de Saída da Tira - 1890 m/min.
- Largura da Tira - max./min. - 1575/610 mm.
- Espessura de Saída da Tira - max./min. - 2,67/0,25 mm.
- Diâmetro Interno da Bobina - max./min. - 610/420 mm.
- Diâmetro Externo da Bobina - max./min. - 2489/914 mm.
- Peso Máximo da Bobina - 40 t.

2.2. DESCRIÇÃO DA CADEIRA

A 1ª cadeira do LTF # 3, figura 2 é composta de:

- 1 . Parafuso ajustador.
- 2 . Estrutura da cadeira.
- 3 . Rolo de encosto superior.
- 4 . Rolo de trabalho superior.
- 5 . Rolo de trabalho inferior.
- 6 . Linha de passe.
- 7 . Rolo de encosto inferior.
- 8 . Cilindro hidráulico de posicionamento.

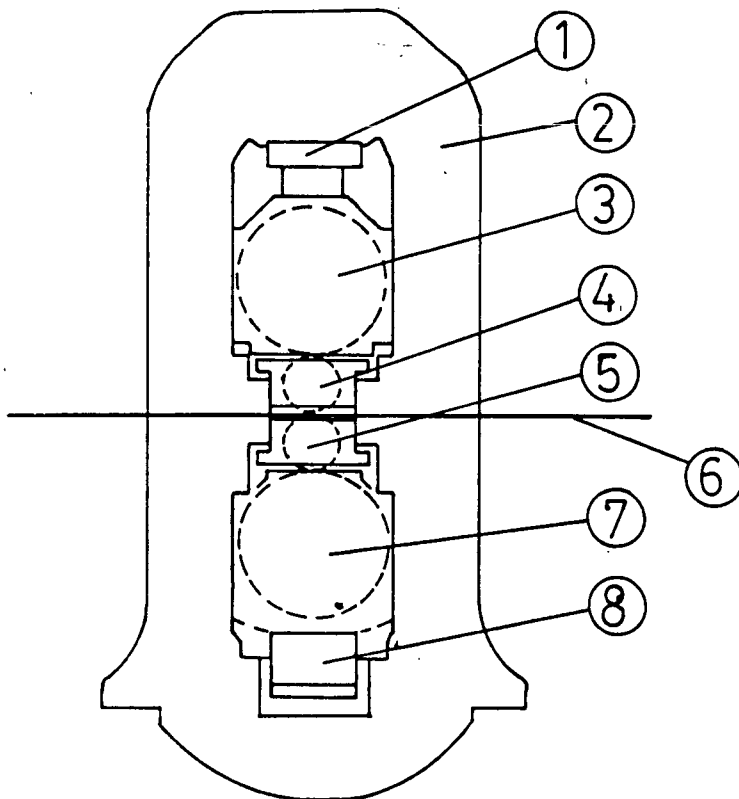


FIGURA 2 - Vista lateral da 1ª cadeira.

A figura 2 mostra uma lateral da cadeira, sendo que a cadeira é composta de duas estruturas laterais, interligadas por uma viga, que caracterizam os lados de acionamento e de operação. No primeiro tem-se os eixos de acionamento da rotação dos rolos de trabalho e no outro o acesso dos operadores. Cada lado com seu cilindro hidráulico de posicionamento irá movimentar a respectiva parte da estrutura e rolos. O sistema de parafuso ajustador eletromecânico antigamente utilizado no posicionamento dos rolos de laminação, tem hoje a única finalidade de ajustar a linha de passe e só pode ser acionado sem carga, não influenciando o posicionamento hidráulico.

2.3. DESCRIÇÃO DO SISTEMA HIDRÁULICO

O sistema hidráulico responsável pelo posicionamento dos rolos de laminação das 5 cadeiras do laminador, figura 3, é composto de:

- 1 . Unidade de condicionamento.
- 2 . Unidade de geração.
- 3 . Banco de válvulas.
- 4 . Atuadores.

2.3.1 - Unidade de Condicionamento

A finalidade da unidade de condicionamento é manter a temperatura e o nível de contaminação do fluido hidráulico dentro de faixas adequadas ao funcionamento dos componentes do sistema hidráulico. Esta unidade possui bomba, filtro e trocador de calor conforme pode-se observar na figura 4.

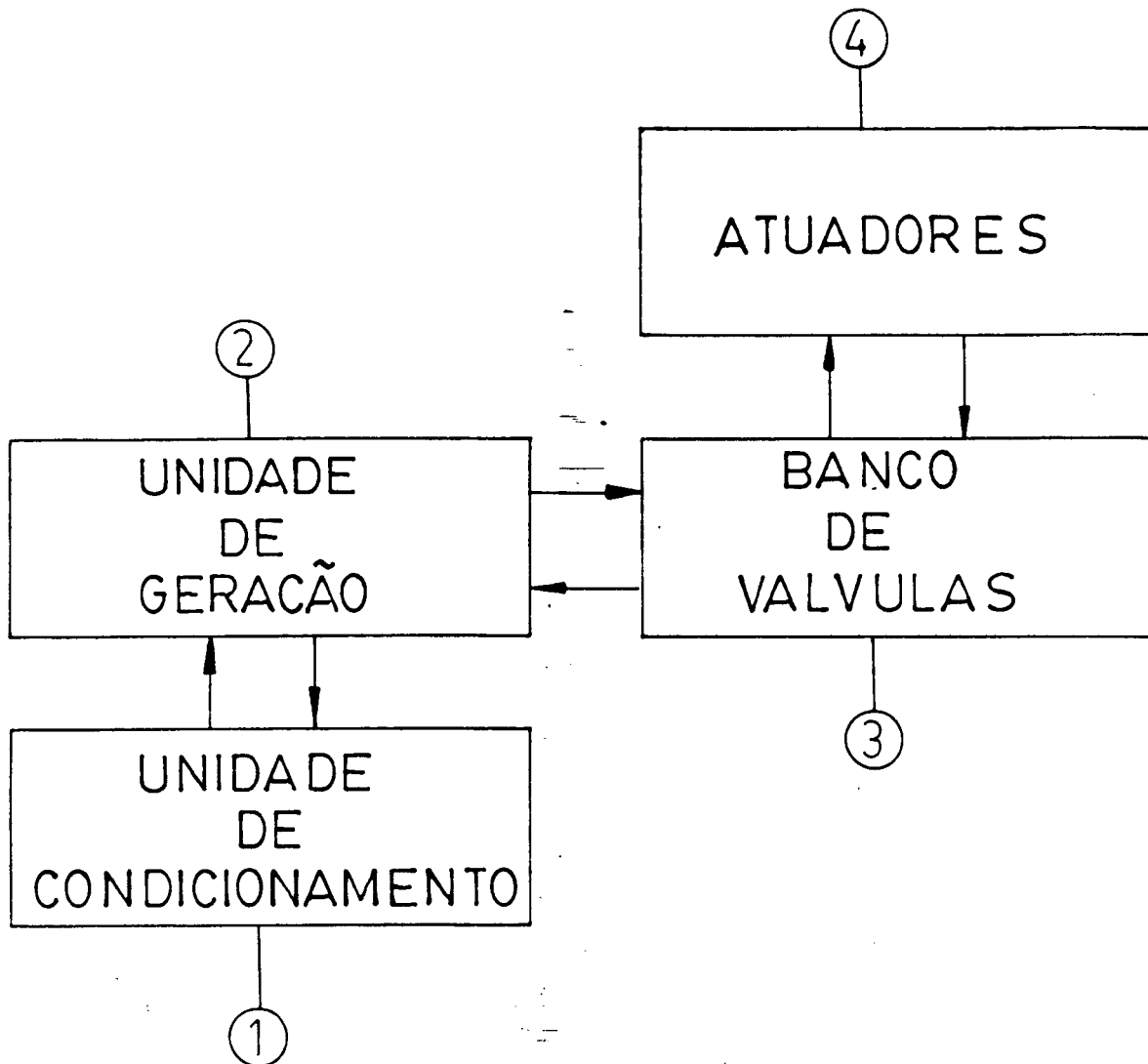


FIGURA 3 - Sistema Hidráulico.

2.3.2 - Unidade de Geração

Esta unidade atua como uma fonte de pressão constante, alimentando os dispositivos de posicionamento hidráulico das cinco cadeiras, e compõe-se de um reservatório de 4 m^3 , duas bombas de pistões axiais de deslocamento variável, de $1,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ cada, com compensador de pressão sendo que uma é auxiliar. E de uma bomba de palhetas de deslocamento fixo de $3,3 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, que fornece vazão quando da ocorrência da abertura rápida dos rolos de laminação, atuando como bomba auxiliar. E ainda um banco com quatro acumuladores do tipo pistão de $50 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ cada, como mostra a figura 4.

P/ BANCO DE VÁLVULAS

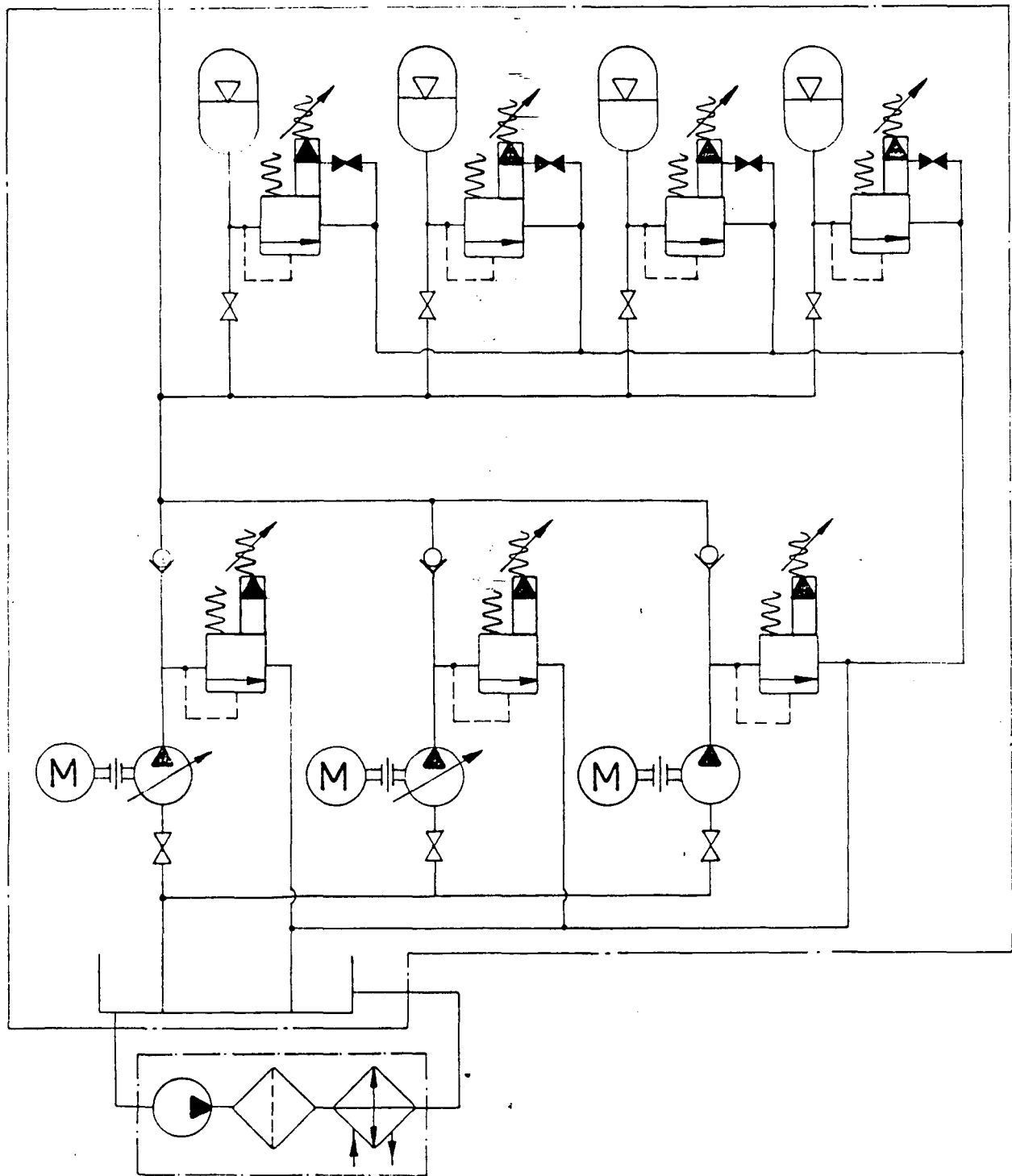


FIGURA 4 - Diagrama das Unidades de Condicionamento e Geração

2.3.3 - Banco de Válvulas

O banco de válvulas possui três válvulas direcionais que selecionam a abertura rápida ou o controle de posição através das servoválvulas. Um conjunto de válvulas de retenção e controladoras de fluxo que realizam a abertura rápida ou bloqueiam o escoamento quando as duas servoválvulas realizam o controle da posição dos rolos de laminação.

Duas carcaças de acumulador do tipo bexiga, cada uma instalada entre a servoválvula e o cilindro hidráulico, antecedida de uma válvula redutora de fluxo cujo ajuste desviará uma maior ou menor vazão para seu interior, conforme figura 5.

2.3.4 - Atuadores

Dois cilindros hidráulicos, tipo "plunger", montados na própria cadeira de laminação, sendo um para cada lado, que executam a função de posicionar os rolos de laminação e determinam a tensão de tração na cadeira e a abertura entre os rolos de trabalho.

2.4. DESCRIÇÃO DO SISTEMA ELETRÔNICO

O sistema de controle de posicionamento possui um circuito eletrônico analógico-digital, figura 6, com as seguintes funções:

- 1 - COMPARADOR: Comparar o sinal digital de realimentação com o sinal digital de referência, entregando um sinal digital de erro.

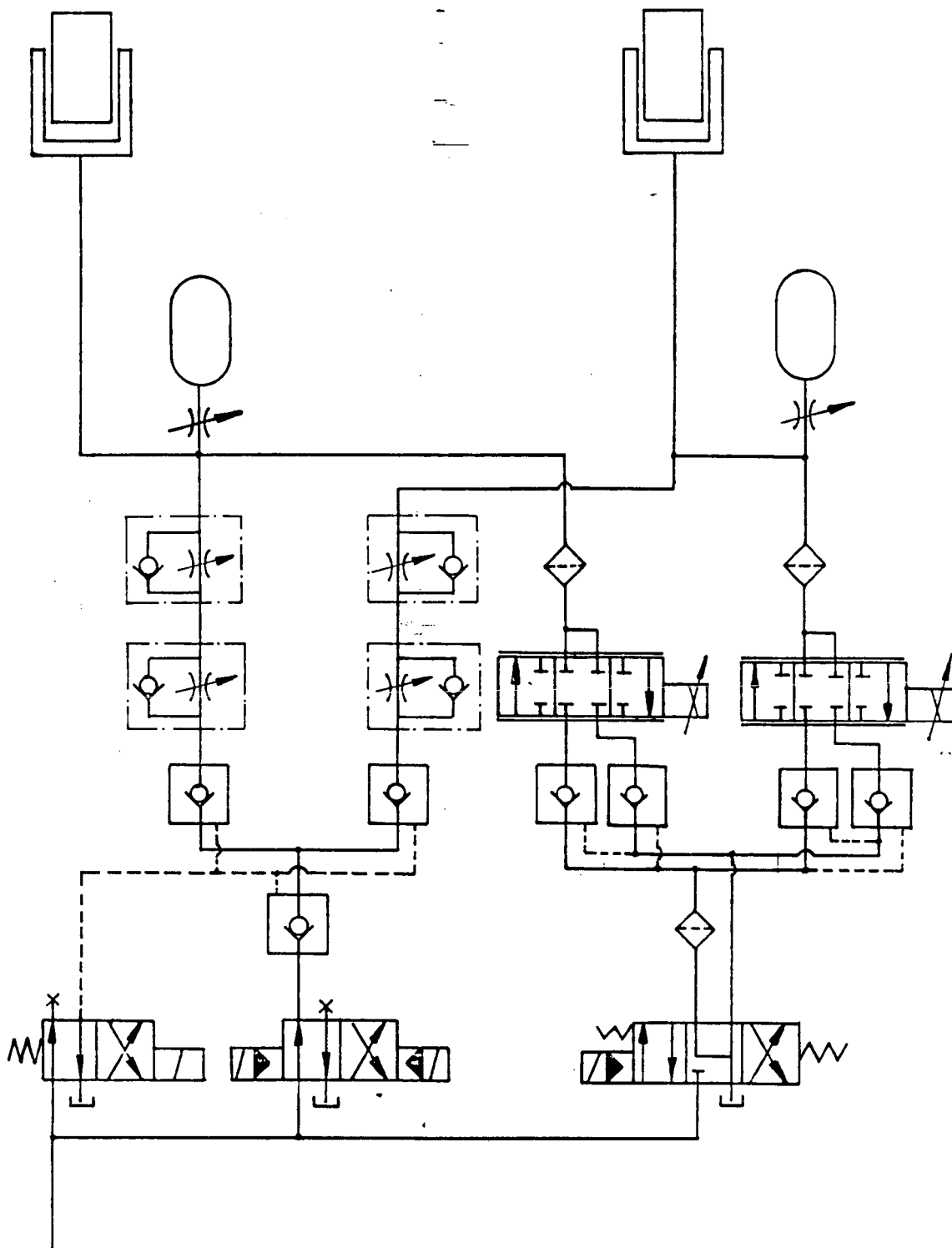


FIGURA 5 - Diagrama do Banco de Válvulas e Atuadores.

- 2 - **CONVERSOR:** Converter o sinal de erro de digital para analógico.
- 3 - **COMPENSADOR DE VAZAMENTO:** Realizar na ausência de sinal de referência uma compensação de vazamento interno da servoválvula através de um integrador.
- 4 - **COMPENSADOR DE PRESSÃO:** Realizar um controle de ganho em função da força de tração na cadeira de modo a manter ganho constante.
- 5 - **COMPENSADOR DE FASE:** Realizar uma compensação de fase no sinal de erro e permitir um ajuste de ganho do sistema de controle.
- 6 - **DITHER:** Entregar a servoválvula um sinal de alta frequência para diminuir os efeitos de inércia sobre o carretel.
- 7 - **SERVOAMPLIFICADOR:** Alimentar a bobina da servoválvula com uma corrente contínua de -6 a +6 A através de um amplificador de potência.
- 8 - **ESCALA MAGNÉTICA:** Verificar a posição dos cilindros de laminação através da escala magnética montada no próprio cilindro hidráulico.
- 9 - **CELULA DE CARGA:** Medir a força de tração nas laterais da cadeira e conseqüentemente a força de laminação que será resultante da soma da força de cada lateral.

2.5. DESCRIÇÃO DO FUNCIONAMENTO

Em função do processo de laminação à frio e das características do material, são estabelecidas as reduções de espessura em cada cadeira e portanto as aberturas entre os rolos de trabalho.

Inicialmente os rolos de trabalho são fechados até que se encostem (KISS MODE), em seguida é aplicada uma força de tração na cadeira de 600 t_f para eliminação de folgas, e zeram-se os registradores de posição dos cilindros hidráulicos.

Em função da abertura necessária para se obter a redução de espessura desejada um sistema automático de posicionamento estabelece a posição inicial. A tira é então introduzida e inicia-se o processo de laminação à frio com uma força de tração na 1ª cadeira em torno de 1000 a 1400 t_f e o valor de referência da abertura sendo corrigido e alterado em função do controle automático de bitola .

O controle automático de bitola da chapa que está sendo laminada é realizado por um computador em função do acompanhamento de diversas variáveis de processo nas cadeiras do laminador, da medição de espessura da chapa na saída da 5ª cadeira e do banco de dados com o histórico de laminações anteriores. Entretanto neste trabalho iremos considerar apenas o sistema de controle de posição para um ponto de operação específico.

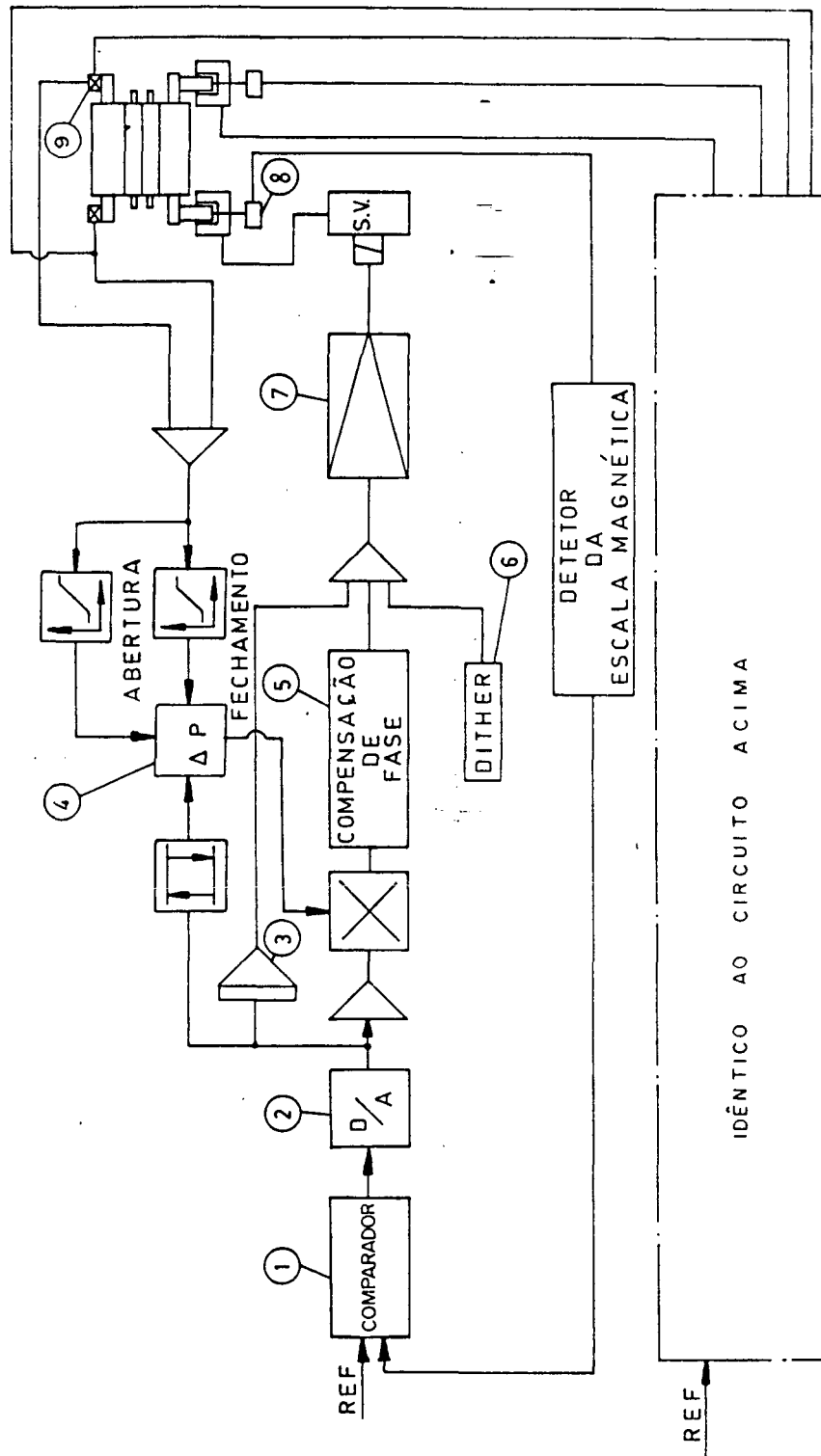


FIGURA 6 - Diagrama do Sistema Eletrônico.

2.6. IMPORTÂNCIA DO SISTEMA DE POSICIONAMENTO HIDRÁULICO NO PROCESSO DE LAMINAÇÃO À FRIO

O sistema de posicionamento hidráulico possibilitou alta velocidade de resposta na correção de abertura, e através do controle automático obteve - se grande precisão de bitola, o que resultou em alta qualidade. E com o dispositivo de abertura rápida, se obtem a prevenção de marcas nos cilindros e de arranhões nas tiras. Possibilita uma linha de passe constante e uma efetiva proteção de sobrecarga com redução do custo de manutenção. Graças a utilização da escala magnética montada diretamente no cilindro hidráulico, figura 7, obtemos uma alta precisão e uma resolução de $1 \mu\text{m}$ por pulso é garantida na detecção da posição do rolo. Além disso as velocidades de posicionamento são balanceadas entre os dois lados de modo a tornar a operação de laminação suave.

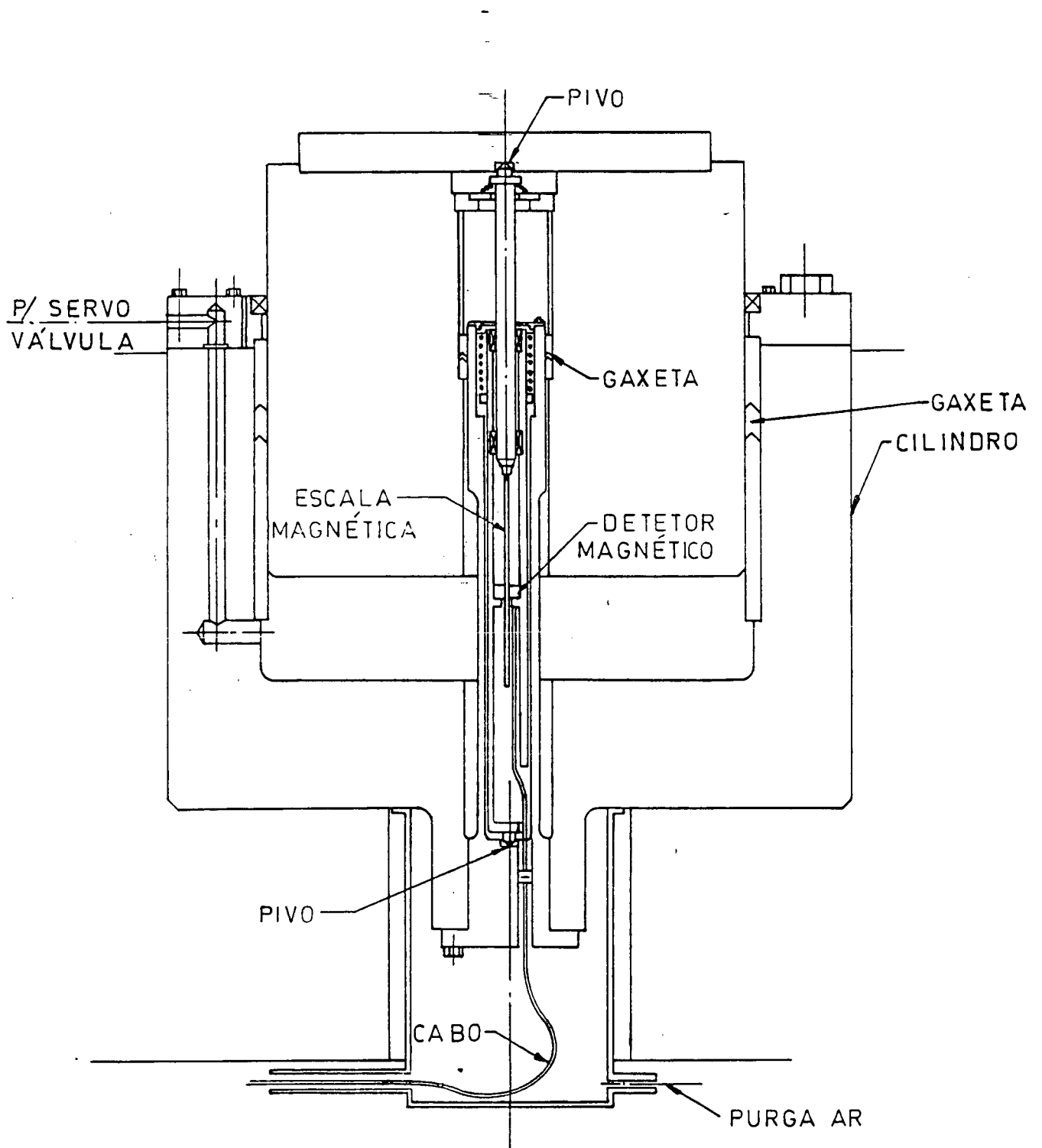


FIGURA 7 - Cilindro Hidráulico e Escala Magnética.

C A P Í T U L O I I I

3.1. MODELAGEM DA CADEIRA

A modelagem da cadeira será desenvolvida considerando os rolos de laminação encostados (KISS MODE) e transmitindo uma força de tração para a estrutura da cadeira. Desse modo obter - se a uma resposta em frequência teórica para análise e comparação com a resposta em frequência experimental.

A figura 8 mostra uma vista em corte da 1ª cadeira do Laminador onde destaca - se :

1. Os rolos em contato com o cilindro hidráulico; e
2. os rolos em contato com a estrutura da cadeira.

A figura 9 mostra a lateral da cadeira em meio corte e destaca:

1. A posição dos cilindros hidráulicos de balanceamento; e
2. a posição dos cilindros hidráulicos de dobramento.

A prática operacional no Laminador de Tiras a Frio é a de laminar com a força de balanceamento atuando no sentido de manter o rolo de encosto superior contra o parafuso ajustador, e o rolo de encosto inferior contra o cilindro hidráulico de posicionamento. Além disso é comum se utilizar os cilindros hidráulicos de dobramento atuando no sentido de realizar um coroamento dos rolos de trabalho, por flexão, ao forçá-los pelas extremidades contra os rolos de encosto.

O rolo de encosto superior e balanceado por quatro cilindros hidráulicos de balanceamento, sendo cada um montado em uma coluna das duas estruturas laterais que compõem a cadeira do laminador. O rolo de encosto inferior e mantido, por quatro cilindros hidráulicos de balanceamento, encostado contra o cilindro hidráulico de posicionamento, estes cilindros estão montados em cada uma das colunas que compõem a cadeira. Consequentemente totaliza - se oito cilindros hidráulicos de balanceamento, quatro por lateral.

O rolo de trabalho superior e flexionado no sentido de obter - se o coroamento, por oito cilindros hidráulicos de dobramento montados dois a dois em cada uma das colunas das estruturas laterais da cadeira. O coroamento do rolo de trabalho inferior e realizado por outros oito cilindros hidráulicos de dobramento que também são montados dois a dois em cada uma das colunas da cadeira, num total de dezesseis cilindros hidráulicos de dobramento, oito por lateral.

Os cilindros hidráulicos atuam com forças constantes, sendo que os de dobramento podem sofrer ajustes no valor da força para diferentes condições operacionais. Entretanto, no que diz respeito aos deslocamentos dos rolos de encosto e trabalho devido ao sistema de posicionamento hidráulico, os cilindros hidráulicos de balanceamento e dobramento se deslocam expulsando o óleo de uma câmara e admitindo - o na outra, através das tubulações de alimentação que interligam os mesmos, conforme mostrado esquematicamente na figura 10.

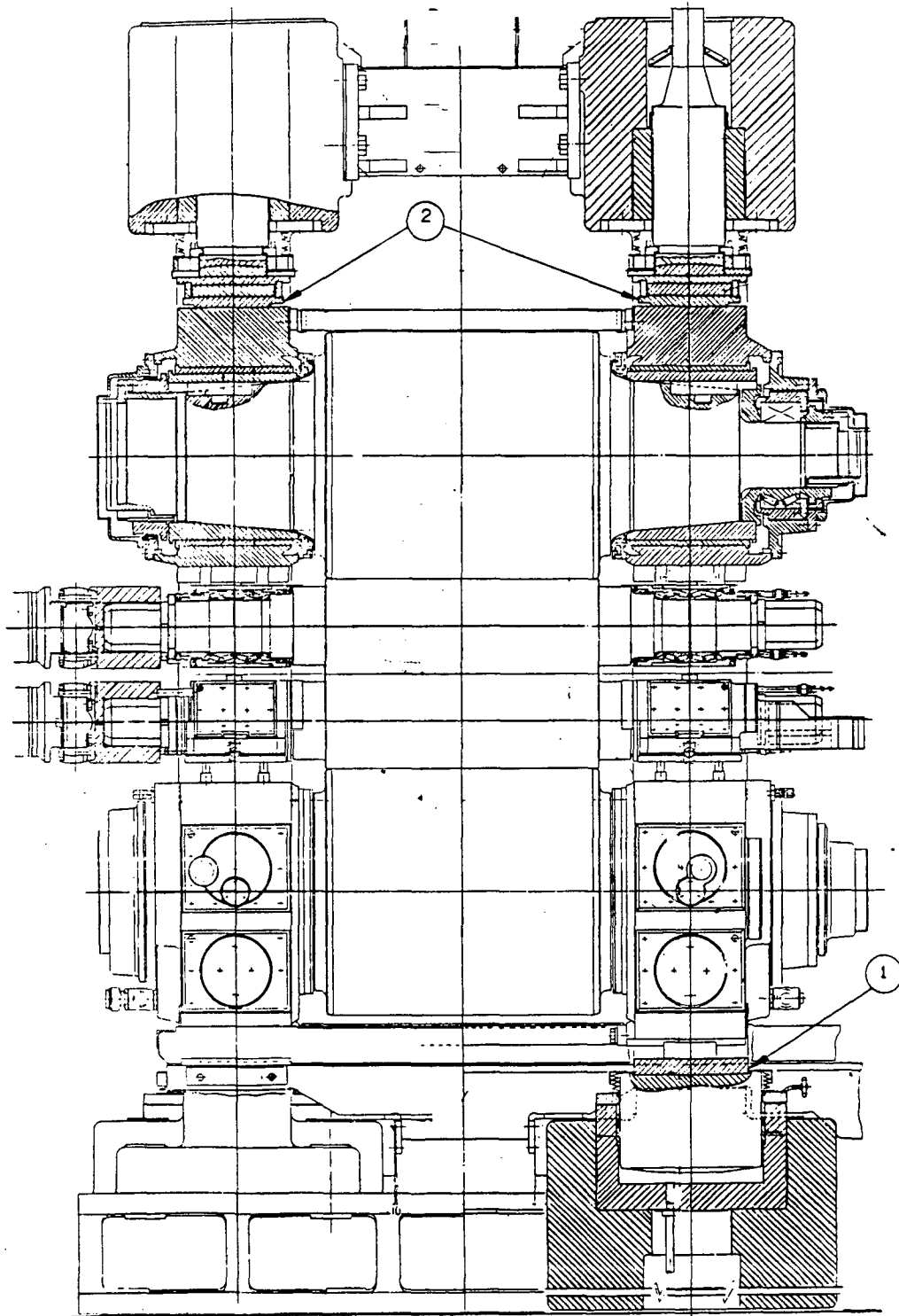


FIGURA 8 - Vista em corte da 1ª cadeira do laminador.

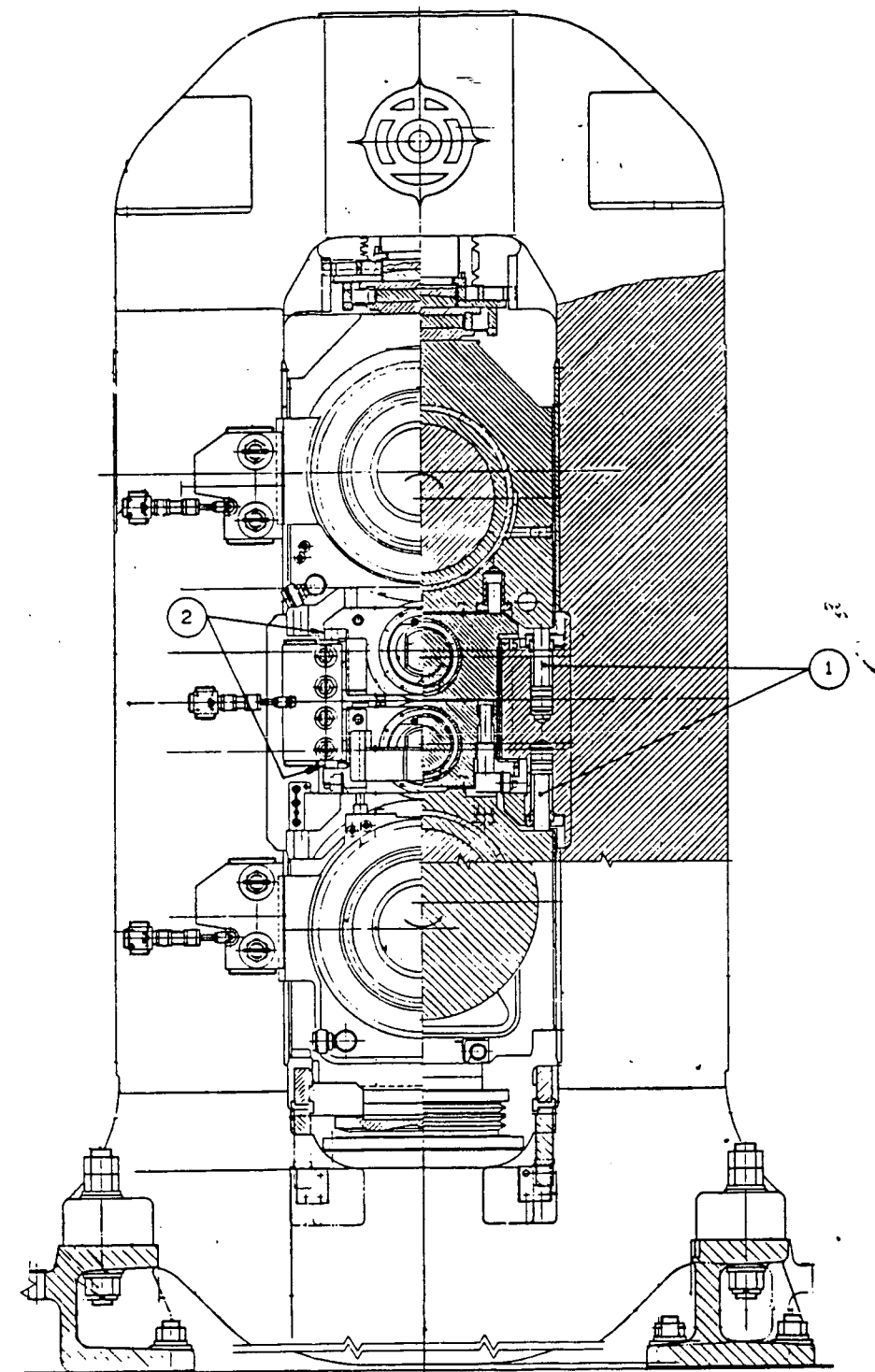


FIGURA 9 - Vista da lateral da 1ª cadeira.

A primeira consideração a ser feita para a modelagem da cadeia é quanto ao amortecimento devido ao deslocamento dos cilindros hidráulicos de balanceamento e dobramento. Neste caso deve-se avaliar o escoamento do óleo durante a ação do sistema de posicionamento dos rolos.

Segundo dados do próprio fabricante do equipamento, o sistema de posicionamento hidráulico dos rolos é capaz de realizar deslocamentos de 50 μm em 0,03 s o que será tomado como referência para avaliação do escoamento.

Avaliação do Escoamento:

Utilizando o operador $D = d/dt$

$$Q_n = A_n \cdot D y \quad (1)$$

Sendo: $Q_n \rightarrow$ vazão devido ao deslocamento - m^3/s

$A_n \rightarrow$ soma das áreas dos êmbolos dos cilindros hidráulicos de balanceamento ou de coroamento - m^2

$D y \rightarrow$ velocidade de deslocamento - m/s

$$D y = \frac{d y}{d t} \quad (2)$$

$$D y = \frac{50 \cdot 10^{-6}}{0,03} \quad D y = 1,67 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}$$

Sendo: $y \rightarrow$ deslocamento devido ao sistema de posicionamento - m

$t \rightarrow$ tempo gasto no deslocamento - s

Para os dois cilindros hidráulicos de balanceamento, superior e inferior, montados em uma das colunas da lateral da cadeira:

$$Q_1 = A_1 \cdot Dy \quad (3)$$

$$A_1 = 122,656 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$Q_1 = 122,656 \cdot 10^{-4} \cdot 1,67 \cdot 10^{-3} \quad Q_1 = 2,048 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

Para os quatro cilindros de dobramento, superiores e inferiores, montados em uma das colunas da lateral da cadeira:

$$Q_2 = A_2 \cdot Dy$$

$$A_2 = 157 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$Q_2 = 157 \cdot 10^{-4} \cdot 1,67 \cdot 10^{-3} \quad Q_2 = 2,622 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Re = \frac{4 \cdot \rho \cdot Q}{\pi \cdot \mu \cdot d} \quad (4)$$

Sendo: $\rho \rightarrow$ massa específica do óleo - Kg/m^3

$Q \rightarrow$ vazão devido ao deslocamento - m^3/s

$d \rightarrow$ diâmetro interno do tubo - m

$\mu \rightarrow$ viscosidade absoluta - $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$

$$Re_1 = \frac{4 \cdot 850 \cdot 2,048 \cdot 10^{-5}}{\pi \cdot 4,08 \cdot 10^{-2} \cdot 10^{-2}} \quad Re_1 = 54,32$$

$$Re_2 = \frac{4 \cdot 850 \cdot 2,622 \cdot 10^{-5}}{\pi \cdot 4,08 \cdot 10^{-2} \cdot 10^{-2}} \quad Re_2 = 69,55$$

Para números de Reynolds tão baixos não resta dúvida de que os escoamentos, devido ao deslocamento dos cilindros hidráulicos de balanceamento e dobramento, serão em regime laminar.

Força de Amortecimento Viscoso:

A força de amortecimento devido ao deslocamento dos cilindros hidráulicos será a soma da força de reação do lado do êmbolo e da força de reação do lado da haste como se pode visualizar na representação esquemática mostrada na figura 10.

$$F_n = \Delta P \cdot A_n \quad (5)$$

$$Q_n = \frac{\pi \cdot r_n^4}{8 \cdot \mu \cdot L_n} \cdot \Delta P \quad (6)$$

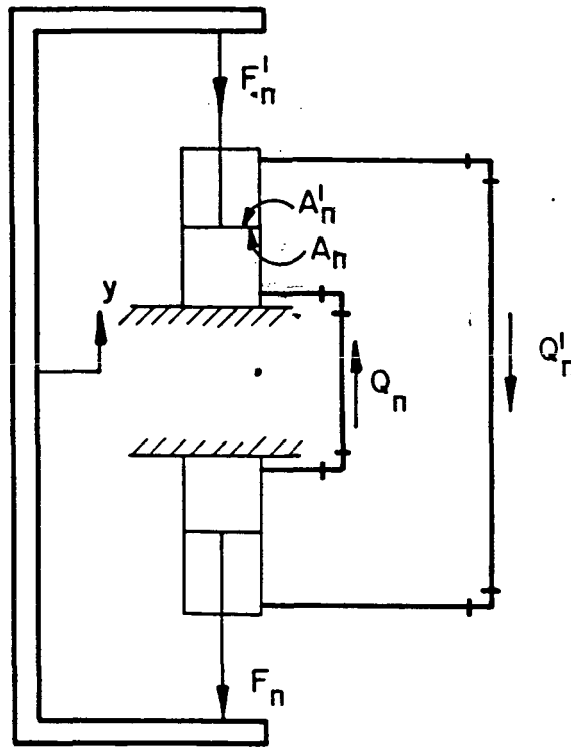


FIGURA 10 - Representação das Forças de Reação, devido ao Deslocamento, nos Cilindros Hidráulicos de Dobramento e Balanceamento

Igualando as equações (1) e (6):

$$A_n \cdot Dy = \frac{\pi \cdot r_n^4}{8 \cdot \mu \cdot L_n} \cdot \Delta P$$

Multiplicando por A_n :

$$A_n^2 \cdot Dy = \frac{\pi \cdot r_n^4 \cdot \Delta P \cdot A_n}{8 \cdot \mu \cdot L_n} \quad \dots \quad \Delta P \cdot A_n = \frac{8 \cdot \mu \cdot L_n \cdot A_n^2 \cdot Dy}{\pi \cdot r_n^4}$$

Substituindo na equação (5) ter - se á :

$$F_n = \frac{8 \cdot \mu \cdot L_n \cdot A_n^2 \cdot Dy}{\pi \cdot r_n^4} \quad (7)$$

Consequentemente para o lado da haste obtem - se :

$$F_n' = \frac{8 \cdot \mu \cdot L_n' \cdot A_n'^2 \cdot Dy}{\pi \cdot r_n'^4} \quad (8)$$

Sendo: $L_n, L_n' \rightarrow$ comprimento do tubo de interligação - m

$r_n, r_n' \rightarrow$ raio interno do tubo - m

$A_n, A_n' \rightarrow$ soma das áreas dos êmbolos e das coroas - m²

Para os dois cilindros hidráulicos de balanceamento, superior e inferior, montados em uma das colunas da lateral da cadeira:

$$F_1 = \frac{8 \cdot \mu \cdot L_1 \cdot A_1^2 \cdot Dy}{\pi \cdot r_1^4} \quad (9)$$

$$F_1' = \frac{8 \cdot \mu \cdot L_1' \cdot A_1'^2 \cdot Dy}{\pi \cdot r_1'^4} \quad (10)$$

Para os quatro cilindros hidráulicos de dobramento, superiores e inferiores, montados em uma das colunas da lateral da cadeira:

$$F_2 = \frac{8 \cdot \mu \cdot L_2 \cdot A_2^2 \cdot Dy}{\pi \cdot r_2^4} \quad (11)$$

$$F_2' = \frac{8 \cdot \mu \cdot L_2' \cdot A_2'^2 \cdot Dy}{\pi \cdot r_2'^4} \quad (12)$$

Considerando as duas colunas de uma lateral da cadeira:

$$FA_1 = 2 \cdot (F_1 + F_1') \quad (13)$$

$$FA_2 = 2 \cdot (F_2 + F_2') \quad (14)$$

Substituindo as equações (9) e (10) na equação (13):

$$FA_1 = 2 \cdot \left[\frac{8 \cdot \mu \cdot L_1 \cdot A_1^2 \cdot Dy}{\pi \cdot r_1^4} + \frac{8 \cdot \mu \cdot L_1' \cdot A_1'^2 \cdot Dy}{\pi \cdot r_1'^4} \right]$$

$$FA_1 = \frac{16 \cdot \mu}{\pi} \cdot \left[\frac{L_1 \cdot A_1^2}{r_1^4} + \frac{L_1' \cdot A_1'^2}{r_1'^4} \right] \cdot Dy$$

Para $r_1' = r_1$ obtem - se :

$$FA_1 = \frac{16 \cdot \mu}{\pi} \cdot \left[\frac{L_1 \cdot A_1^2 + L_1' \cdot A_1'^2}{r_1^4} \right] \cdot Dy \quad (15)$$

Substituindo as equações (11) e (12) na equação (14):

$$FA_2 = 2 \cdot \left[\frac{8 \cdot \mu \cdot L_2 \cdot A_2^2 \cdot Dy}{\pi \cdot r_2^4} + \frac{8 \cdot \mu \cdot L_2' \cdot A_2'^2 \cdot Dy}{\pi \cdot r_2'^4} \right]$$

$$FA_2 = \frac{16 \cdot \mu}{\pi} \cdot \left[\frac{L_2 \cdot A_2^2}{r_2^4} + \frac{L_2' \cdot A_2'^2}{r_2'^4} \right] \cdot Dy$$

Para $r_2' = r_2$ obtem - se :

$$FA_2 = \frac{16 \cdot \mu}{\pi} \cdot \left[\frac{L_2 \cdot A_2^2 + L_2' \cdot A_2'^2}{r_2^4} \right] \cdot Dy \quad (16)$$

Sendo: $FA_1 \rightarrow$ força de reação, devido ao deslocamento, nos cilindros hidráulicos de balanceamento de uma lateral da cadeira - N

$FA_2 \rightarrow$ força de reação, devido ao deslocamento, nos cilindros hidráulicos de dobramento de uma lateral da cadeira - N

A segunda consideração, para efeito de modelagem, e quanto a rigidez dos rolos de encosto e trabalho. Segundo Doebelin [6] modelando uma haste prismática como um modelo de parâmetros globalizados, ter - se á a essência do seu comportamento.

A haste é então modelada como uma massa simples igual a sua massa total e localizada no seu centro de massa. Essa massa é conectada, nas extremidades esquerda e direita, com molas sem massa e de constantes de rigidez iguais a das metades da haste original, conforme figura 11.

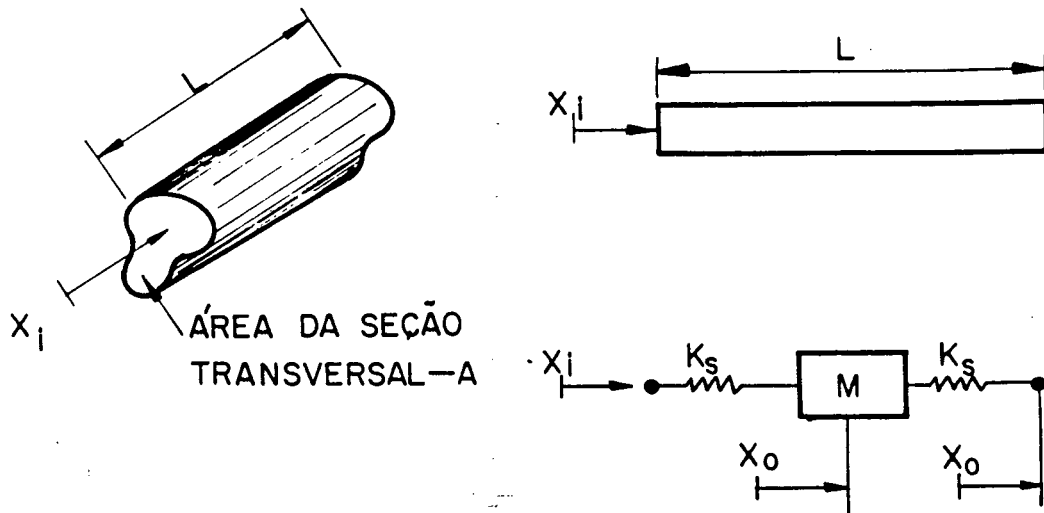


FIGURA 11 - Modelagem de Haste Primária.

Pela Lei de Newton :

$$(x_i - x_0) \cdot K_s = \rho \cdot A \cdot L \cdot D^2 x_0 \quad (17)$$

$$K_s = \frac{A \cdot E}{L/2} \quad \therefore \quad K_s = \frac{2 \cdot A \cdot E}{L} \quad (18)$$

Sendo: E → módulo de elasticidade do material da haste - N/m²

L → comprimento da haste - m

A → área da seção transversal da haste - m²

ρ → massa específica do material da haste - Kg/m³

Logo:

$$(x_i - x_o) \cdot \frac{2 \cdot A \cdot E}{L} = \rho \cdot A \cdot L \cdot D^2 x_o$$

$$\frac{\rho \cdot L^2}{2 \cdot E} \cdot D^2 x_o + x_o = x_i$$

Como $\omega_n = \sqrt{2 \cdot E / \rho \cdot L^2}$ obtem - se :

$$\left[\frac{D^2}{\omega_n^2} + 1 \right] \cdot x_o = x_i \quad \therefore \quad \frac{x_o}{x_i} (D) = \frac{1}{\frac{D^2}{\omega_n^2} + 1} \quad (19)$$

A função de transferência senoidal será:

$$\frac{x_o}{x_i} (j\omega) = \frac{1}{\frac{(j\omega)^2 + 1}{\omega_n^2}} = \frac{1}{1 - \left[\frac{\omega}{\omega_n} \right]^2} \quad (20)$$

Para um corpo perfeitamente rígido $x_o = x_i$, e portanto $(x_o/x_i)(j\omega)$ será identicamente igual a 1.0 para toda e qualquer frequência ω . Observa - se na equação (20) que um corpo real se aproxima de um corpo perfeitamente rígido quando $(\omega/\omega_n) \rightarrow 0$, isto é, se a frequência ω é pequena comparando - se com ω_n . Arbitrando - se que 1% de desvio da perfeição é tolerável, pode - se escrever:

$$\frac{x_o}{x_i} (j\omega) = 1,01 \quad \therefore \quad 1,01 = \frac{1}{1 - \left[\frac{\omega_{adm}}{\omega_n} \right]^2} \quad (21)$$

$$1,00 - \left[\frac{\omega_{adm}}{\omega_n} \right]^2 = \frac{1}{1,01}$$

$$\omega_{adm} = \sqrt{1 - (1/1,01)} \cdot \omega_n$$

$$\omega_{adm} = 0,0995 \cdot \omega_n \quad \therefore \quad \omega_{adm} = 0,0995 \sqrt{2 \cdot E / \rho \cdot L^2} \quad (22)$$

Para aço carbono:

$$E = 19 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$$

$$\rho = 7850 \text{ Kg/m}^3$$

$$\omega_{adm} = \frac{692,28}{L} \text{ rad/s}$$

$$f_{adm} = \frac{W_{adm}}{2\pi}$$

(23)

$$f_{adm} = \frac{110,18}{L} \text{ Hz}$$

Nestas condições ter - se á :

para o rolo de encosto:

$$L = d_B = 1,524 \text{ m}$$

$$f_{B adm} = \frac{110,18}{1,524}$$

$$f_{B adm} = 72,3 \text{ Hz}$$

para o rolo de trabalho:

$$L = d_T = 0,584 \text{ m}$$

$$f_{T adm} = \frac{110,18}{0,584}$$

$$f_{T adm} = 188,7 \text{ Hz}$$

Tendo em vista que o sistema de posicionamento hidráulico foi desenvolvido para uma boa resposta em frequência até 30 Hz, segundo informações do fabricante, pode - se considerar os rolos como corpos rígidos.

No diagrama de corpo livre dos rolos de laminação, figura 12 pode - se verificar que o rolo de encosto superior é mantido pela força de balanceamento F_E contra a força de reação da estrutura da cadeira F_R .

O rolo de encosto inferior é mantido pela mesma força de balanceamento F_E contra a força de atuação F_H do cilindro hidráulico de posicionamento. Além disso, os rolos de trabalho sofrem ação da força de dobramento F_B no sentido de promover um coroamento.

Representa - se a força de reação devido ao deslocamento, nos cilindros de balanceamento, FA_1 , atuando contra o rolo de encosto inferior e a força de reação devido ao deslocamento, nos cilindros de dobramento, FA_2 , atuando contra o rolo de trabalho inferior.

O somatório das forças no eixo vertical:

$$2.F_H + 2.F_B + 2.F_E - 2.F_E - 2.FA_1 - 2.F_B - 2.FA_2 - 2.P_B - 2.P_T - 2.F_R = 2.(M_T + M_B).D^2y$$

$$F_H = (M_T + M_B).D^2y + FA_1 + FA_2 + P_B + P_T + F_R \quad (24)$$

Uma vez que as forças FA_1 e FA_2 são devidas ao amortecimento viscoso pode - se considerar:

$$F_A = FA_1 + FA_2 \quad (25)$$

$$F_A = B_L.Dy \quad (26)$$

Igualando as equações (25) e (26):

$$FA_1 + FA_2 = B_L.Dy \quad (27)$$

Substituindo as equações (15) e (16) na equação (27):

$$\frac{16.\mu}{\pi} \cdot \left[\frac{L_1.A_1^2 + L_1'.A_1'^2}{r_1^4} \right] \cdot Dy + \frac{16.\mu}{\pi} \cdot \left[\frac{L_2.A_2^2 + L_2'.A_2'^2}{r_2^4} \right] \cdot Dy =$$

$$B_L \cdot Dy$$

$$B_L = \frac{16.\mu}{\pi} \left[\frac{L_1.A_1^2 + L_1'.A_1'^2}{r_1^4} + \frac{L_2.A_2^2 + L_2'.A_2'^2}{r_2^4} \right]$$

Para $r = r_1 = r_2$ otem - se :

$$B_L = \frac{16.\mu}{\pi.r^4} \cdot [L_1.A_1^2 + L_1'.A_1'^2 + L_2.A_2^2 + L_2'.A_2'^2] \quad (28)$$

Comportamento da Estrutura:

Em seguida será analisado o comportamento da estrutura da cadeira submetida ao esforço de tração, para que se possa realizar a sua modelagem. Considerando uma lateral da cadeira, conforme figura 13, cabe agora analisar o comportamento da parte superior, colunas e parte inferior quanto a serem consideradas como corpos rígidos ou não rígidos.

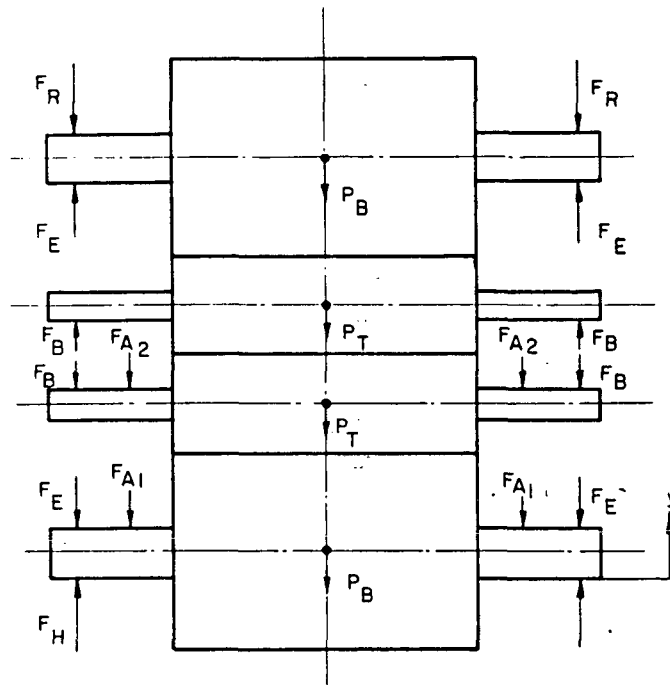


FIGURA 12 - Diagrama de Corpo Livre dos Rolos.

Usando a equação (23):

$$f_{adm} = \frac{110,18}{L}$$

Para a parte superior:

$$f_{sadm} = \frac{110,18}{L_s}$$

$$L_s = 1,3 \text{ m} \quad f_{sadm} = \frac{110,18}{1,3} \quad (29)$$

$$f_{sadm} = 84,75 \text{ Hz}$$

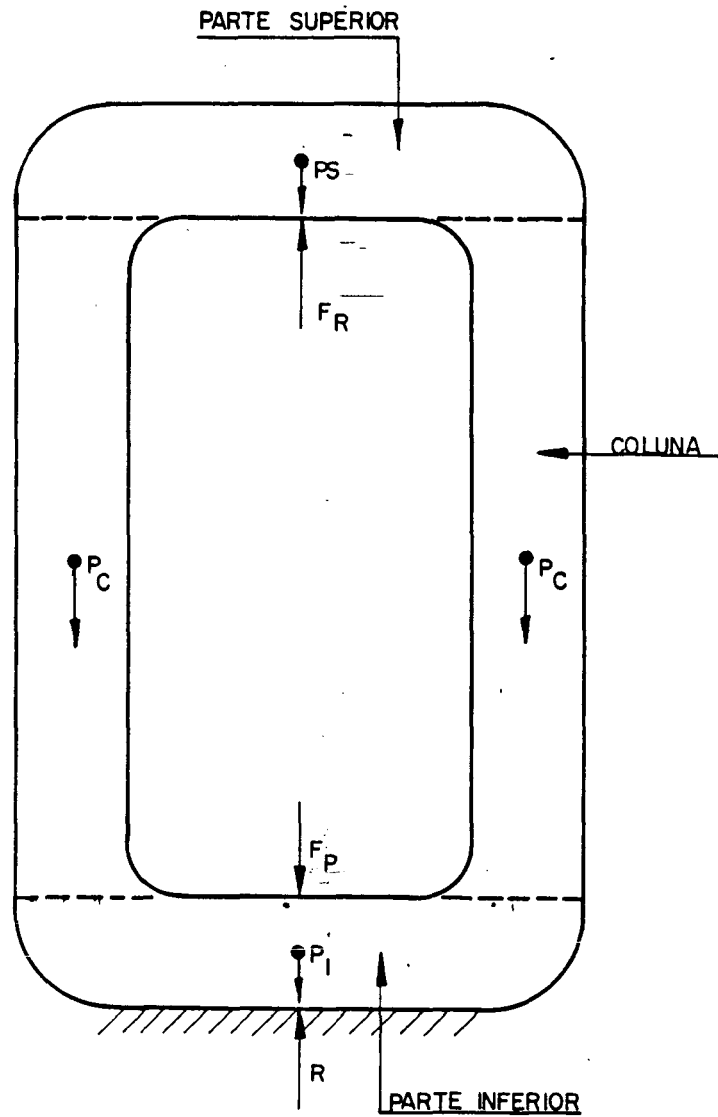


FIGURA 13 - Diagrama de Corpo Livre da Estrutura Lateral da Cadeira.

Para a coluna:

$$f_{\text{cadm}} = \frac{110,18}{L_C} \quad (30)$$

$$L_C = 5,28 \text{ m}$$

$$f_{\text{cadm}} = \frac{110,18}{5,28} \quad \therefore \quad f_{\text{cadm}} = 20,9 \text{ Hz}$$

Para a parte inferior:

$$f_{Iadm} = \frac{110,18}{L_I} \quad (31)$$

$$L_I = 1,46 \text{ m}$$

$$f_{Iadm} = \frac{110,18}{1,46}$$

$$f_{Iadm} = 75,46 \text{ Hz}$$

Em função do sistema de posicionamento hidráulico dos rolos trabalhar na faixa de frequência de até 30 Hz conforme informações do próprio fabricante, pode - se considerar a estrutura lateral com 3 regiões distintas.

A parte superior, mostrada na figura 14, por ser rígida, se deslocará em função da força de tração F_T apresentando o mesmo deslocamento do cilindro hidráulico de posicionamento. As colunas irão trabalhar como molas, e serão consideradas num modelo massa-mola, conforme figura 15. A parte inferior, também rígida, será considerada parada com deslocamento nulo.

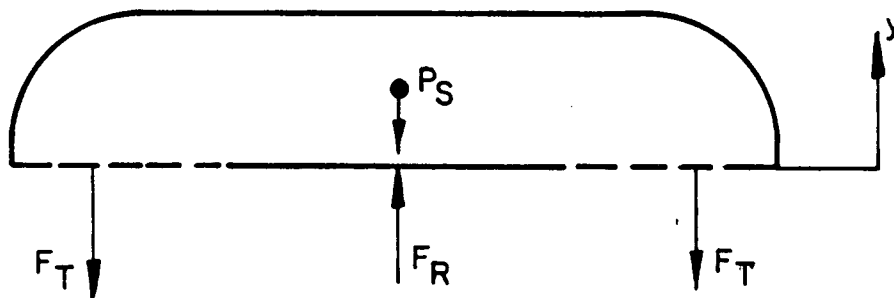


FIGURA 14 - Diagrama de Corpo Livre da Parte Superior da Estrutura Lateral da Cadeira.

Somatório das Forças na Parte Superior:

$$F_R - P_S - 2.F_T = M_S.D^2y \quad F_R = M_S.D^2y + P_S + 2.F_T \quad (32)$$

Conseqüentemente considerando o modelo da figura 15 tem se :

$$F_T - P_{ef} = M_{ef}.D^2y + K_{ef}.y \quad (33)$$

Resta agora determinar qual a parcela da massa da coluna que pode ser considerada como se estivesse parada e, conseqüentemente, qual a parcela que se movimenta com o deslocamento do cilindro hidráulico de posicionamento. Utilizaremos a dedução considerada por Thomson, W.T. [7] para molas com massas significativas em relação a determinação da frequência natural.

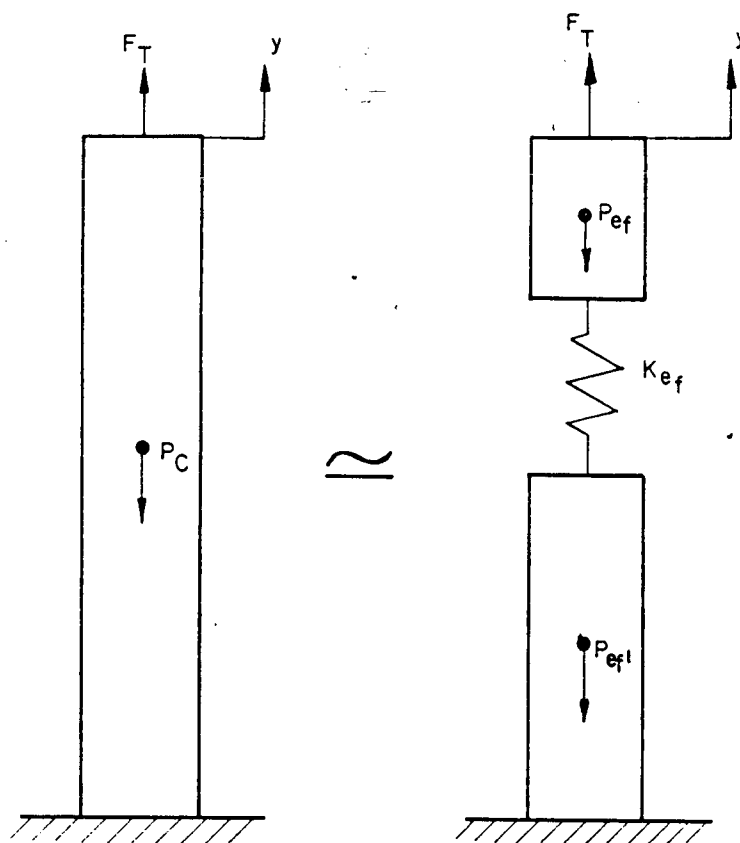


FIGURA 15 - Modelo da Coluna da Estrutura Lateral da Cadeira.

Seja a figura 16, uma mola de massa distribuída m_H , submetida a um deslocamento y numa extremidade, com a outra extremidade fixa:

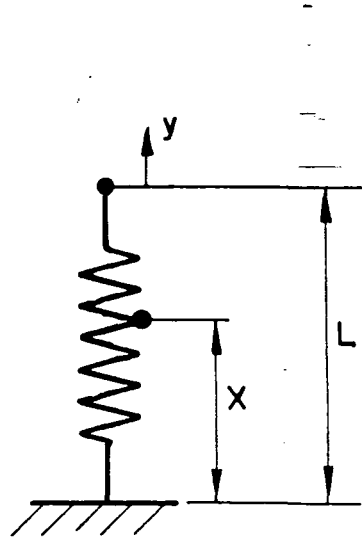


FIGURA 16 - Mola com Massa Distribuída.

A velocidade num ponto qualquer x será:

$$v_x = Dy \cdot \frac{x}{L} \quad (34)$$

A energia cinética no ponto será:

$$E_{cx} = \frac{1}{2} \cdot \frac{m_H}{L} \cdot v_x^2 \quad (35)$$

Substituindo a equação (34) na equação (35):

$$E_{cx} = \frac{1}{2} \cdot \frac{m_H}{L} \cdot (Dy)^2 \cdot \frac{x^2}{L^2}$$

$$E_{cx} = \frac{1}{2} \cdot \frac{m_H}{L^3} \cdot (Dy)^2 \cdot x^2 \quad (36)$$

A energia cinética da mola, devido as diferentes velocidades em cada ponto, será:

$$E_{cm} = \int_0^L E_{cx} \cdot dx \quad (37)$$

Substituindo a equação (36) na equação (37):

$$E_{cm} = \int_0^L \frac{1}{2} \cdot \frac{m_M}{L^3} \cdot (Dy)^2 \cdot x^2 \cdot dx$$

$$E_{cm} = \frac{1}{2} \cdot \frac{m_M}{L^3} \cdot (Dy)^2 \cdot \frac{x^3}{3} \Big|_0^L$$

$$E_{cm} = \frac{1}{2} \cdot \frac{m_M}{L^3} \cdot (Dy)^2 \cdot \frac{L^3}{3}$$

$$E_{cm} = \frac{1}{2} \cdot \frac{m_M}{3} \cdot (Dy)^2 \quad (38)$$

Em termos efetivos será :

$$E_{cm} = \frac{1}{2} \cdot m_{ef} \cdot (Dy)^2 \quad (39)$$

Comparando a equação (38) com a equação (39):

$$m_{ef} = m_M / 3 \quad (40)$$

Face a esta dedução pode - se escrever:

$$M_{ef} = M_c / 3 \quad (41)$$

$$P_{ef} = P_c / 3 \quad (42)$$

$$P_{ef1} = 2 \cdot P_c / 3 \quad (43)$$

Substituindo as equações (41) e (42) na equação (33):

$$F_T = \frac{P_c}{3} + \frac{M_c}{3} \cdot D^2y + K_{ef} \cdot y \quad (44)$$

Substituindo a equação (44) na equação (32):

$$F_R = M_S \cdot D^2y + P_S + 2 \cdot \left[\frac{P_C}{3} + \frac{M_C}{3} \cdot D^2y + K_{ef} \cdot y \right]$$

$$F_R = \left[M_S + \frac{2 \cdot M_C}{3} \right] \cdot D^2y + 2 \cdot K_{ef} \cdot y + P_S + \frac{2 \cdot P_C}{3} \quad (45)$$

Substituindo a equação (45) e a equação (27) na equação (24):

$$F_H = (M_T + M_B) \cdot D^2y + B_L \cdot Dy + P_B + P_T + \left[M_S + \frac{2 \cdot M_C}{3} \right] \cdot D^2y + 2 \cdot K_{ef} \cdot y +$$

$$P_S + \frac{2 \cdot P_C}{3}$$

$$F_H = \left[M_T + M_B + M_S + \frac{2 \cdot M_C}{3} \right] \cdot D^2y + B_L \cdot Dy + 2 \cdot K_{ef} \cdot y + \left[P_B + P_T + P_S + \frac{2 \cdot P_C}{3} \right]$$

$$F_H = \left[M_T + M_B + M_S + \frac{2 \cdot M_C}{3} \right] \cdot D^2y + B_L \cdot Dy + 2 \cdot K_{ef} \cdot y + \left[P_B + P_T + P_S + \frac{2 \cdot P_C}{3} \right] \quad (46)$$

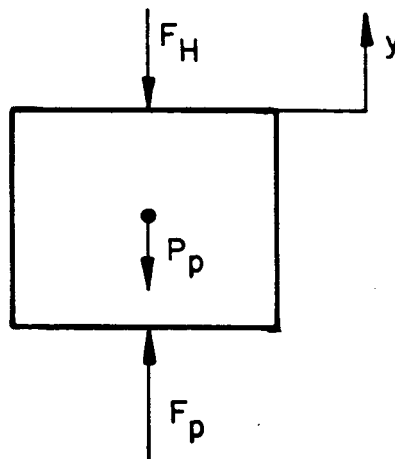


FIGURA 17 - Diagrama de Corpo Livre do Êmbolo do Cilindro Hidráulico de Posicionamento.

Somatório das Forças no Cilindro Hidráulico de Posicionamento

$$F_p - P_p - F_H = m_p \cdot D^2y$$

$$F_H = F_p - P_p - m_p \cdot D^2y \quad (47)$$

Igualando as equações (47) e (46):

$$F_p - P_p - m_p \cdot D^2y = \left[M_T + M_B + M_S + \frac{2 \cdot M_C}{3} \right] \cdot D^2y + B_L \cdot Dy + 2 \cdot K_{ef} \cdot y + \left[P_B + P_T + P_S + \frac{2 \cdot P_C}{3} \right]$$

$$F_p = \left[M_T + M_B + M_S + \frac{2 \cdot M_C}{3} + m_p \right] \cdot D^2y + B_L \cdot Dy + 2 \cdot K_{ef} \cdot y + \left[P_B + P_T + P_S + \frac{2 \cdot P_C}{3} + P_p \right] \quad (48)$$

Fazendo:

$$M_L = M_T + M_B + M_S + \frac{2 \cdot M_C}{3} + m_p \quad (49)$$

$$K_L = 2 \cdot K_{ef} \quad (50)$$

$$P_L = M_L \cdot g = P_T + P_B + P_S + \frac{2 \cdot P_C}{3} + P_p \quad (51)$$

Substituindo as equações (49), (50) e (51) na equação (48):

$$F_p = M_L \cdot D^2y + B_L \cdot Dy + K_L \cdot y + P_L \quad (52)$$

Sendo:

F_p → força no cilindro hidráulico de posicionamento - N

M_L → massa em movimento de uma lateral da cadeira - Kg

B_L → coeficiente de amortecimento de uma lateral - N.s/m

K_L → coeficiente de rigidez de uma lateral da cadeira - N/m

P_L → peso de uma lateral - N

y → deslocamento devido ao cilindro hidráulico de posicionamento - m

Dy → velocidade de deslocamento - m/s

D^2y → aceleração da velocidade - m/s²

3.2 - MODELAGEM DA SERVOVÁLVULA ACUMULADOR E CILINDRO DE POSICIONAMENTO

O sistema de posicionamento hidráulico dos rolos de laminação utiliza uma servoválvula eletrohidráulica de um estágio, funcionando como válvula de tres vias. Esta proporciona o avanço do êmbolo do cilindro hidráulico de posicionamento, quando o carretel se desloca para a direita e permite o recuo por despressurização quando o carretel se desloca para a esquerda, conforme figura 18.

Modelagem da Servoválvula:

O modelo matemático será construído considerando a servoválvula como sendo de geometria ideal e centro crítico segundo Merrit [1], isto é, as extremidades dos orifícios estão perfeitamente perpendiculares entre si, sem nenhum arredondamento nos cantos vivos. Entre o carretel e a camisa admite-se a não existência de folga radial, e na posição central os ressaltos coincidem exatamente com os rebaixos dos pórticos. Desta forma :

$$Q_1 = C_d \cdot \pi \cdot d_1 \cdot X_v \cdot (P_s - P_c)^{1/2} \cdot (2/p)^{1/2} \quad p/X_v > 0 \quad (53)$$

$$Q_2 = C_d \cdot \pi \cdot d_1 \cdot X_v \cdot (P_c - P_T)^{1/2} \cdot (2/p)^{1/2} \quad p/X_v < 0 \quad (54)$$

Segundo Merrit [1], a válvula de tres vias deve ser utilizada para controlar cilindros hidráulicos em que a relação de áreas do lado da haste e do lado do êmbolo seja tal que a pressão de controle de regime permanente de cerca de $P_s/2$ atue no lado do êmbolo. Isto possibilita uma igual capacidade de aceleração e de desaceleração.

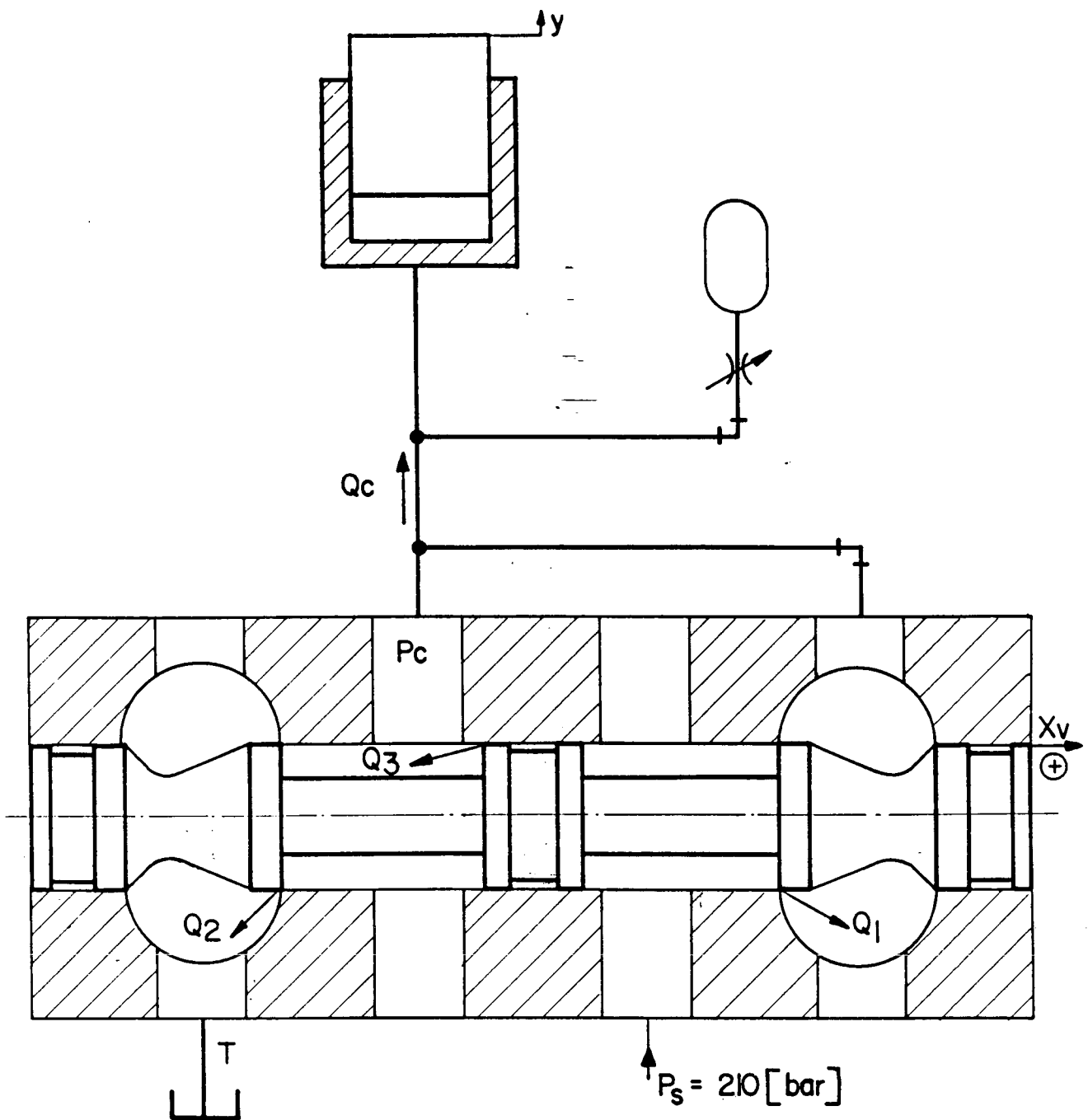


FIGURA 18 - Servoválvula, Acumulador e Cilindro Hidráulico de Posicionamento.

Ainda conforme Merrit [1] constitui uma regra a ser seguida, o dimensionamento do cilindro hidráulico e das áreas de modo a satisfazer a equação (55) mesmo se existir componentes unidirecionais de forças de carregamento. Em função disto o modelo será desenvolvido em torno do ponto de operação que satisfaz a equação (55).

$$P_{c0} = \frac{P_s}{2} \quad (55)$$

Fazendo segundo Stringer [2]:

$$P_m' = P_c - \frac{P_s}{2} \quad \therefore \quad P_c = P_m' + \frac{P_s}{2} \quad (56)$$

Substituindo a equação (56) nas equações (53) e (54), para $P_T = 0$

ter-se á :

$$\theta_1 = C_d \cdot \pi \cdot d_1 \cdot X_v \cdot \left[P_s - \frac{P_s}{2} - P_m' \right]^{1/2} \cdot (2/\rho)^{1/2} \quad P/X_v > 0$$

$$\theta_2 = C_d \cdot \pi \cdot d_1 \cdot X_v \cdot \left[P_m' + \frac{P_s}{2} \right]^{1/2} \cdot (2/\rho)^{1/2} \quad P/X_v < 0$$

$$\theta_1 = C_d \cdot \pi \cdot d_1 \cdot X_v \cdot \left[\frac{P_s}{2} - P_m' \right]^{1/2} \cdot (2/\rho)^{1/2} \quad P/X_v > 0 \quad (57)$$

$$\theta_2 = C_d \cdot \pi \cdot d_1 \cdot X_v \cdot \left[\frac{P_s}{2} + P_m' \right]^{1/2} \cdot (2/\rho)^{1/2} \quad P/X_v < 0 \quad (58)$$

Na prática a diferença de pressão através da carga P_c raramente excede $2P_s/3$, o que permite a simplificação adicional de usar a aproximação binomial:

$$\left[\frac{P_s}{2} \pm P_m' \right]^{1/2} = (P_s/2)^{1/2} \cdot \left[1 \pm \frac{2 \cdot P_m'}{P_s} \right]^{1/2} \approx (P_s/2)^{1/2} \cdot \left[1 \pm \frac{P_m'}{2} \right] \quad (59)$$

Segundo Stringer [2], o uso da equação (59) envolve um erro inferior a 10%.

Substituindo a equação (59) nas equações (57) e (58):

$$\theta_1 = C_d \cdot \pi \cdot d_1 \cdot X_v \cdot (P_s/2)^{1/2} \cdot \left[1 - \frac{P_m'}{P_s} \right] \cdot (2/\rho)^{1/2} \quad P/X_v > 0$$

$$Q_2 = C_d \cdot \pi \cdot d_1 \cdot X_v \cdot (P_s/2)^{1/2} \cdot \left[1 + \frac{P_m}{P_s} \right] \cdot (2/p)^{1/2} \quad p/X_v < 0 \quad (60)$$

$$Q_1 = C_d \cdot \pi \cdot d_1 \cdot (P_s/p)^{1/2} \cdot X_v - C_d \cdot \pi \cdot d_1 \cdot (P_s/p)^{1/2} \cdot \frac{X_v \cdot P_m}{P_s} \quad p/X_v > 0$$

$$Q_2 = C_d \cdot \pi \cdot d_1 \cdot (P_s/p)^{1/2} \cdot X_v + C_d \cdot \pi \cdot d_1 \cdot (P_s/p)^{1/2} \cdot \frac{X_v \cdot P_m}{P_s} \quad p/X_v < 0 \quad (61)$$

Pode - se escrever:

$$Q_c = C_d \cdot \pi \cdot d_1 \cdot (P_s/p)^{1/2} \cdot X_v - C_d \cdot \pi \cdot d_1 \cdot (P_s/p)^{1/2} \cdot \frac{|X_v| \cdot P_m}{P_s} \quad (62)$$

Usando a expressão geral:

$$Q_c = K_q \cdot X_v - K_c \cdot P_m \quad (63)$$

Obtem - se por conseguinte:

$$K_q = C_d \cdot \pi \cdot d_1 \cdot (P_s/p)^{1/2} \quad (64)$$

$$K_c = C_d \cdot \pi \cdot d_1 \cdot (P_s/p)^{1/2} \cdot \frac{|X_v|}{P_s} \quad (65)$$

Em torno do ponto $X_v = 0$, tem - se :

$$K_{q0} = C_d \cdot \pi \cdot d_1 \cdot (P_s/p)^{1/2} \quad (66)$$

$$K_{c0} = 0 \quad (67)$$

O ganho de vazão no nulo tem sido amplamente verificado por testes práticos de válvulas de centro crítico e o valor calculado através da equação (66) pode ser usado com confiança.

O valor do coeficiente de vazão-pressão no nulo, dado pela equação (67), se distancia dos valores obtidos nos testes práticos de válvulas de centro crítico, sendo que pode - se calcular valores mais realísticos para este coeficiente considerando - se as características de vazamento interno para tais válvulas.

Uma vez que uma válvula nova apresenta escoamento laminar para a vazão através dos orifícios de cantos vivos, devido a folga radial, quando o carretel esta centrado, então segundo Merrit [1] pode - se usar a equação:

$$Q = \frac{\pi \cdot b^2 \cdot w}{32 \cdot \mu} \cdot (P_1 - P_2) \quad (68)$$

Sendo: $b \rightarrow$ altura do orifício - m

$w \rightarrow$ largura do orifício - m

A perda de pressão e a vazão associadas com o orifício são $P_s/2$ e Q_c respectivamente, e para uma folga radial r_c pode - se escrever a equação (68) do seguinte modo:

$$Q_c = \frac{\pi \cdot w \cdot r_c^2 \cdot P_s}{64 \cdot \mu} \quad (69)$$

Como:

$$K_c = \frac{dQ_c}{dP_s} \quad (70)$$

Substituindo a equação (69) na (70), para $X_v = 0$, obtem - se :

$$K_{c0} = \frac{\pi \cdot w \cdot r_c^2}{64 \cdot \mu} \quad (71)$$

Forças de Escoamento no Carretel:

As forças de escoamento atuantes no carretel da servoválvula podem ser decompostas em laterais e axiais. As forças laterais são compensadas na prática pela localização dos pórticos da válvula simetricamente em torno do carretel.

As forças axiais afetam diretamente o funcionamento da servoválvula e segundo De Negri [3] podemos equacioná-las como uma força de regime permanente e uma força de regime transiente.

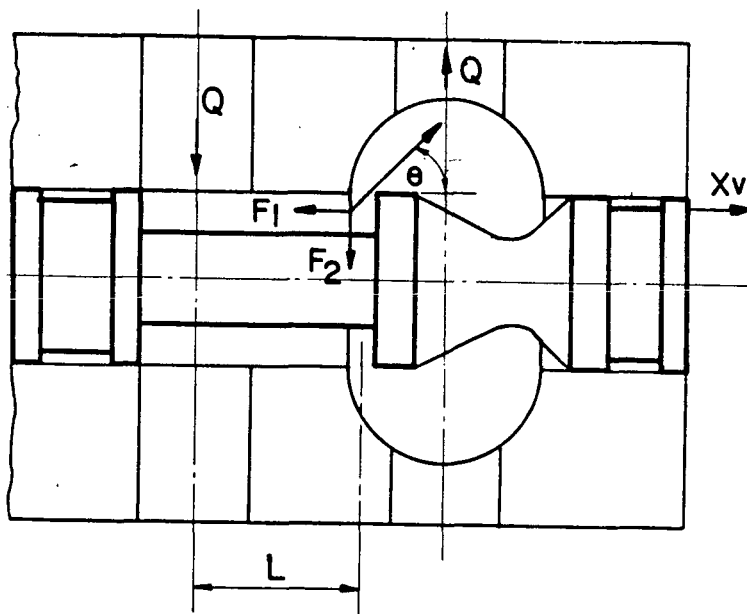


FIGURA 19 - Forças de Escoamento no Carretel.

A força de regime permanente pode ser calculada para qualquer sentido de deslocamento do carretel por:

$$F_1 = - \frac{\rho \cdot Q^2}{C_c \cdot A_0} \cdot \cos \theta \quad (72)$$

Onde:

X_v → deslocamento do carretel - m

ρ → massa específica do óleo - Kg/m³

Q → vazão através da câmara da servoválvula - m³/s

C_c → coeficiente de contração do jato na vena contracta - Adm

A_θ → área do orifício - m²

θ → ângulo do jato - grau

Entretanto a vazão através do carretel, e pelo orifício devido ao deslocamento, pode ser calculada por:

$$Q = C_d \cdot A_\theta \cdot (P_s / \rho)^{1/2} \quad (73)$$

Substituindo a equação (73) na equação (72):

$$F_1 = - \frac{\rho \cdot C_d^2 \cdot A_\theta^2}{C_c \cdot A_\theta} \cdot \frac{P_s}{\rho} \cdot \cos \theta$$

$$F_1 = - C_d \cdot C_v \cdot A_\theta \cdot P_s \cdot \cos \theta \quad (74)$$

Para:

$$A_\theta = \pi \cdot d_1 \cdot X_v \quad (75)$$

Substituindo a equação (75) na equação (74) pode - se escrever:

$$F_1 = - C_d \cdot C_v \cdot \pi \cdot d_1 \cdot X_v \cdot P_s \cdot \cos \theta \quad (76)$$

Onde:

C_d → coeficiente de descarga - Adm

C_v → coeficiente de velocidade - Adm

d_1 → diâmetro interno da camisa da servoválvula - m

P_s → pressão de suprimento - N/m²

A força em regime transiente devido a aceleração do óleo na câmara anular da válvula segundo De Negri [3], pode ser calculada por:

$$F_3 = - \rho \cdot L \cdot \frac{Q}{|Q|} \cdot D \dot{Q} \quad (77)$$

Substituindo a equação (75) na equação (73):

$$Q = C_d \cdot \pi \cdot d_1 \cdot X_v \cdot (P_s / \rho)^{1/2} \quad (78)$$

Substituindo a equação (78) na equação (77):

$$F_3 = - \rho \cdot L \cdot \frac{C_d \cdot \pi \cdot d_1 \cdot X_v \cdot (P_s / \rho)^{1/2}}{C_d \cdot \pi \cdot d_1 \cdot X_v \cdot (P_s / \rho)^{1/2}} \cdot D \left[C_d \cdot \pi \cdot d_1 \cdot X_v \cdot (P_s / \rho)^{1/2} \right]$$

$$F_3 = - \rho \cdot L \cdot C_d \cdot \pi \cdot d_1 \cdot (P_s / \rho)^{1/2} \cdot D X_v \quad (79)$$

Portanto a força de reação devido ao escoamento é no sentido de fechar a válvula e pode ser escrita:

$$F_r = F_1 + F_3 \quad (80)$$

Substituindo as equações (76) e (79) na equação (80):

$$F_r = - C_d \cdot C_v \cdot \pi \cdot d_1 \cdot X_v \cdot P_s \cdot \cos \theta - \rho \cdot L \cdot C_d \cdot \pi \cdot d_1 \cdot (P_s / \rho)^{1/2} \cdot D X_v \quad (81)$$

A expressão é válida para os dois sentidos de deslocamento do carretel.

Compensação das Forças de Escoamento:

A utilização de regiões de recirculação no carretel tem como objetivo compensar as forças de escoamento de regime permanente, de modo a reduzir a força necessária para manter o carretel aberto.

Segundo R.N. Clark [4] a utilização das regiões de recirculação com ângulo de saída do escoamento turbilhonar entre 30° e 50°, promoverá uma compensação efetiva tornando a força líquida sobre o carretel praticamente igual a zero. O experimento por ele realizado demonstrou que a força no sentido de fechar a válvula se tornou inferior a 10 [N], para uma vazão de 12 [lpm] e tendendo a inverter o sentido da resultante para vazões maiores.

Face ao exposto consideraremos apenas a força de escoamento de regime transiente, que apresenta-se como um amortecimento positivo do movimento do carretel, conseqüentemente atuando no sentido contrário ao do escoamento.

Então:

$$F_r = \rho \cdot L \cdot C_d \cdot \pi \cdot d_1 \cdot (P_5 / \rho)^{1/2} \cdot D x_v \quad (82)$$

Balanco das Forças no Carretel:

O balanço das forças sobre o carretel, é realizado considerando a força entregue pelo motor-força, a reação do efeito mola do elastômero usado na fixação do carretel e o amortecimento devido a força de escoamento, conforme figura 20.

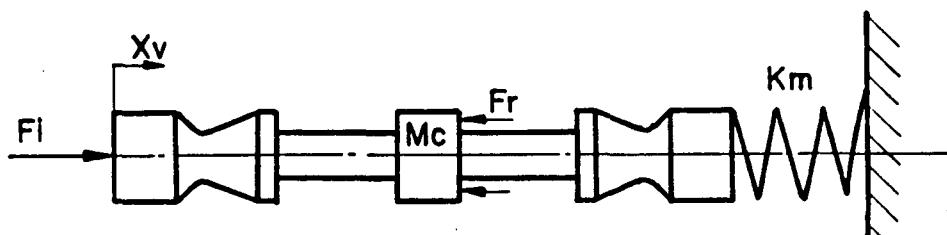


FIGURA 20 - Balanço de Forças no Carretel.

Portanto:

$$F_i = M_C \cdot D^2 X_V + F_r + K_m \cdot X_V \quad (83)$$

Substituindo a equação (82) na equação (83):

$$F_i = M_C \cdot D^2 X_V + \rho \cdot L \cdot C_d \cdot \pi \cdot d_i \cdot (P_S / \rho)^{1/2} \cdot D X_V + K_m \cdot X_V \quad (84)$$

Onde:

F_i → força entregue ao carretel pelo motor-força-N

M_C → massa do carretel - Kg

K_m → constante de rigidez do elastômero - N/m

Cálculo da Força do Motor-Força:

O motor força, figura 21, é composto de um ímã permanente e uma bobina, enrolada numa armadura móvel, que quando submetida a uma corrente elétrica desloca-se para a direita ou para esquerda conforme o sentido da corrente, e levando consigo o carretel da servoválvula. O deslocamento do carretel se deve ao fato de estar rigidamente fixado na armadura móvel.

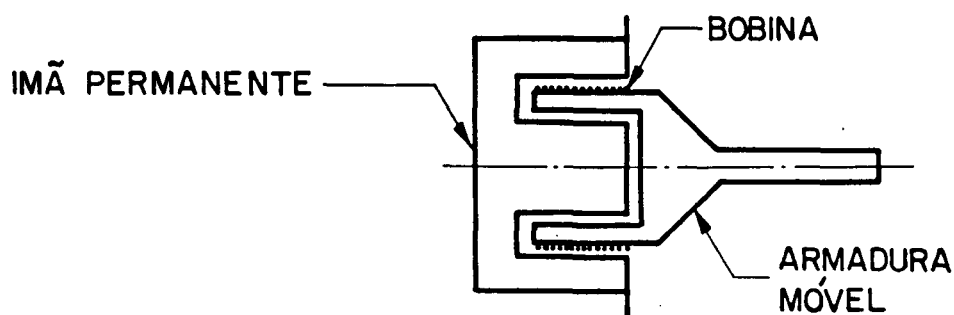


FIGURA 21 - Motor Força.

Segundo Stringer [2] e Blackburn [5] a força entregue pelo motor-força pode ser calculada pelas seguintes equações :

$$F_j = K_f \cdot I_c \quad (85)$$

$$K_f = B_c \cdot \pi \cdot d_c \cdot N_c \quad (86)$$

Onde:

$B_c \rightarrow$ densidade de fluxo magnético radial - Wb/m^2

$d_c \rightarrow$ diâmetro da bobina - m

$N_c \rightarrow$ número de espiras da bobina - Adm

$K_f \rightarrow$ constante de acoplamento eletromecânico - N/A

$I_c \rightarrow$ corrente entregue a bobina - A

Substituindo a equação (85) na equação (84):

$$K_f \cdot I_c = M_c \cdot D^2 X_v + \rho \cdot L \cdot C_d \cdot \pi \cdot d_1 \cdot (P_s / \rho)^{1/2} \cdot D X_v + K_m \cdot X_v \quad (87)$$

Modelagem do Acumulador e Cilindro Hidráulico de Posicionamento:

A servoválvula alimenta o cilindro hidráulico de posicionamento e o acumulador conforme mostrado na figura 18, e em função disso será desenvolvida a modelagem dos mesmos.

$$Q_c = Q_h + Q_p \quad (88)$$

$$Q_p = A_p \cdot D y + \frac{V}{\beta} \cdot D P_c \quad (89)$$

Segundo Stringer [2] a vazão para escoamento laminar através de uma passagem anular, como a que é proporcionada pela válvula controladora de fluxo na alimentação do acumulador, pode ser calculada por:

$$Q_h = \frac{w \cdot b^3}{12 \cdot \mu \cdot L} \cdot (P_c - P_{ac}) \quad (90)$$

Fazendo:

$$C_f = \frac{w \cdot b^3}{12 \cdot \mu \cdot L} \quad (91)$$

Substituindo a equação (91) na equação (90):

$$\Theta_h = C_f \cdot (P_c - P_{ac}) \quad (92)$$

Para pequenas variações em torno da condição de regime permanente, quando $P_c = P_{ac} = P_s/2$, pode - se escrever:

$$\Delta\Theta_h = C_f \cdot (\Delta P_c - \Delta P_{ac})$$

$$\Delta P_{ac} = \Delta P_c - \frac{\Delta\Theta_h}{C_f} \quad (93)$$

Contudo:

$$\Theta_h = \frac{V_{ac} \cdot D P_{ac}}{\beta} \quad (94)$$

Logo:

$$\Delta\Theta_h = \frac{V_{ac} \cdot D (\Delta P_{ac})}{\beta} \quad (95)$$

Substituindo a equação (93) na equação (95):

$$\Delta\Theta_h = \frac{V_{ac} \cdot D}{\beta} \left[\Delta P_c - \frac{\Delta\Theta_h}{C_f} \right]$$

$$\Delta\Theta_h + \frac{V_{ac} \cdot D (\Delta\Theta_h)}{\beta \cdot C_f} = \frac{V_{ac} \cdot D (\Delta P_c)}{\beta}$$

$$\left[\frac{V_{ac} \cdot D}{\beta \cdot C_f} + 1 \right] \cdot \Delta\Theta_h = \frac{V_{ac} \cdot D (\Delta P_c)}{\beta}$$

$$\Delta\Theta_h = \frac{\frac{V_{ac} \cdot D (\Delta P_c)}{\beta}}{\left[\frac{V_{ac} \cdot D}{\beta \cdot C_f} + 1 \right]}$$

Então:

$$Q_h = \frac{\frac{V_{ac}}{\beta} D(P_c)}{\left[\frac{V_{ac} \cdot D + 1}{\beta \cdot C_f} \right]} \quad (96)$$

Substituindo as equações (89) e (96) na equação (88):

$$Q_c = A_p \cdot D_y + \frac{V_c}{\beta} D(P_c) + \frac{\frac{V_{ac}}{\beta} D(P_c)}{\left[\frac{V_{ac} \cdot D + 1}{\beta \cdot C_f} \right]} \quad (97)$$

Uma vez que a modelagem esta sendo desenvolvida em torno do ponto de operação $P_c = P_s/2$, derivando a equação (56) teremos:

$$D(P_c) = D(P_m) \quad (98)$$

Substituindo a equação (98) na equação (97):

$$Q_c = A_p \cdot D_y + \frac{V_c}{\beta} D(P_m) + \left[\frac{V_{ac}}{\beta} D(P_m) \right] \cdot \left[\frac{V_{ac} \cdot D + 1}{\beta \cdot C_f} \right] \quad (99)$$

A pressão de carga P_c é função da força de reação da cadeira de laminação que atua sobre o cilindro hidráulico de posicionamento, e pode ser escrita como:

$$P_c = \frac{F_p}{A_p} \quad (100)$$

Substituindo na equação (56) temos:

$$P_m = \frac{F_p}{A_p} - \frac{P_s}{2} \quad (101)$$

Derivando a equação (101):

$$D(P_m) = D(F_p)/A_p \quad (102)$$

Substituindo a equação (52) na equação (102):

$$D(P_m) = \left[\frac{M_L}{A_p} \cdot D^3 + \frac{B_L}{A_p} \cdot D^2 + \frac{K_L}{A_p} \cdot D \right] y \quad (103)$$

Substituindo a equação (101) na equação (63):

$$Q_C = K_q \cdot X_v - K_C \cdot \left[\frac{F_p}{A_p} - \frac{P_s}{2} \right] \quad (104)$$

Substituindo a equação (52) na equação (104):

$$Q_C = K_q \cdot X_v - K_C \cdot \left[\left[\frac{M_L}{A_p} \cdot D^2 + \frac{B_L}{A_p} \cdot D + \frac{K_L}{A_p} \right] \cdot y + \frac{P_L}{A_p} - \frac{P_s}{2} \right] \quad (105)$$

Substituindo a equação (103) na equação (99):

$$Q_C = A_p \cdot D y + \frac{V}{\beta} \left[\frac{M_L}{A_p} \cdot D^3 + \frac{B_L}{A_p} \cdot D^2 + \frac{K_L}{A_p} \cdot D \right] \cdot y +$$

$$\left[\frac{V_{ac}}{\beta} \cdot \left[\frac{M_L}{A_p} \cdot D^3 + \frac{B_L}{A_p} \cdot D^2 + \frac{K_L}{A_p} \cdot D \right] \cdot y \quad \left[\frac{V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \cdot D + 1 \right] \right]$$

$$Q_C = \left[A_p \cdot D \left[\frac{V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \cdot D + 1 \right] \cdot y + \frac{V}{\beta} \left[\frac{V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \cdot D + 1 \right] \cdot \left[\frac{M_L}{A_p} \cdot D^3 + \frac{B_L}{A_p} \cdot D^2 \right. \right.$$

$$\left. \left. + \frac{K_L}{A_p} \cdot D \right] \cdot y + \frac{V_{ac}}{\beta} \left[\frac{M_L}{A_p} \cdot D^3 + \frac{B_L}{A_p} \cdot D^2 + \frac{K_L}{A_p} \cdot D \right] \cdot y \right] \left[\frac{V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \cdot D + 1 \right]$$

$$Q_C = \left[A_p \cdot D \left[\frac{V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \cdot D + 1 \right] + \left[\frac{V}{\beta} \left[\frac{V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \cdot D + 1 \right] + \frac{V_{ac}}{\beta} \right] \cdot \left[\frac{M_L}{A_p} \cdot D^3 + \right. \right.$$

$$\left. \frac{B_L}{A_p} \cdot D^2 + \frac{K_L}{A_p} \cdot D \right] \cdot y \quad \left[\frac{V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \cdot D + 1 \right] \quad (106)$$

Igualando as equações (105) e (106):

$$K_q \cdot X_v - K_c \cdot \left[\frac{M_L}{A_p} \cdot D^2 + \frac{B_L}{A_p} \cdot D + \frac{K_L}{A_p} \right] \cdot y + \frac{K_c \cdot P_s}{2} - \frac{K_c \cdot P_L}{A_p} =$$

$$\left[A_p \cdot D \left[\frac{V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \cdot D + i \right] + \left[\frac{V}{\beta} \left[\frac{V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \cdot D + i \right] + \frac{V_{ac}}{\beta} \right] \cdot \left[\frac{M_L}{A_p} \cdot D^3 + \frac{B_L}{A_p} \cdot D^2 + \frac{K_L}{A_p} \cdot D \right] \right] \cdot y \quad \left[\frac{V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \cdot D + i \right]$$

$$K_q \cdot X_v = \left[\left[A_p \cdot D \left[\frac{V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \cdot D + i \right] + \left[\frac{V}{\beta} \left[\frac{V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \cdot D + i \right] \cdot D + \frac{V_{ac}}{\beta} \cdot D + \right. \right. \right.$$

$$\left. \left. \left[\frac{V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \cdot D + i \right] \right] \cdot \left[\frac{M_L}{A_p} \cdot D^2 + \frac{B_L}{A_p} \cdot D + \frac{K_L}{A_p} \right] \right] \cdot y + K_c \cdot \left[\frac{P_L}{A_p} - \frac{P_s}{2} \right] \cdot$$

$$\left[\frac{V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \cdot D + i \right] \quad \left[\frac{V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \cdot D + i \right] \quad (107)$$

3.3. MODELAGEM FÍSICA DO SISTEMA ELETRÔNICO

O sistema eletrônico recebe o sinal de referência digital, e compara com o sinal digital da Escala Magnética através de um Comparador, e em seguida converte este sinal digital em sinal analógico. Realiza então um controle de ganho com compensação de fase, e através de um servoamplificador fornece a corrente de entrada a bobina da servoválvula.

Escala Magnética:

A escala magnética é composta de uma escala, cabeças magnéticas e circuitos de detecção. Sobre a escala é gravado um fluxo magnético padrão em forma de onda senoidal com comprimento de onda de 200 micrometros.

As cabeças magnéticas do tipo modulação de fluxo com núcleo saturado são excitadas por uma frequência de 25 KHz. Este fluxo de excitação de alta frequência é modulado pelo fluxo magnético gerado pelo deslocamento da escala magnética.

O sinal de fluxo modulado é comparado com o sinal de excitação e então obtém-se um sinal proporcional a diferença de fase.

Usando-se um gerador de pulsos que gere um número fixo de pulsos para uma certa variação de fase, uma sequência de pulsos é obtida. Portanto para uma constante de conversão de $360^{\circ}/200$ pulsos ($1,8^{\circ}$ por pulso) a resolução da escala magnética é de 1 micrometro.

Conseqüentemente para um deslocamento de 1 μm teremos uma diferença de fase de $1,8^\circ$ e com a constante de conversão de $360^\circ/200$ pulsos teremos 1 pulso. Logo podemos escrever:

$$EM = 10^6 \text{ pulsos/m.} \quad (108)$$

Circuito de controle:

O circuito de controle através de um contador de desvios des compara o sinal recebido da escala magnética com o sinal de referência e o sinal digital resultante é convertido em sinal analógico com uma constante de conversão K_{DA} .

$$K_{DA} = 8.10^{-2} \text{ v/pulso} \quad (109)$$

O sinal analógico passa então por um ajuste de ganho que leva em consideração a variação do nível de tração ao qual a cadeira do laminador esta submetida. Este ajuste é denominado como "compensação de variação de pressão", objetiva manter o ganho da malha constante, compensando, a diferença na resposta devido ao diferencial de pressão entre o lado de suprimento e o lado da carga na servoválvula. Este diferencial é detectado indiretamente através da medição da tração na cadeira. A compensação pode ser ligada ou desligada pelo painel de controle, consideraremos para efeito de análise que o compensador esteja desligado e com isso a constante de ganho é:

$$K_{CP} = 5.10^{-1} \text{ Adm} \quad (110)$$

Em seguida o sinal analógico passa por um compensador de avanço de fase, mostrado na figura 22, no qual e realizado também o ajuste de ganho da malha de controle.

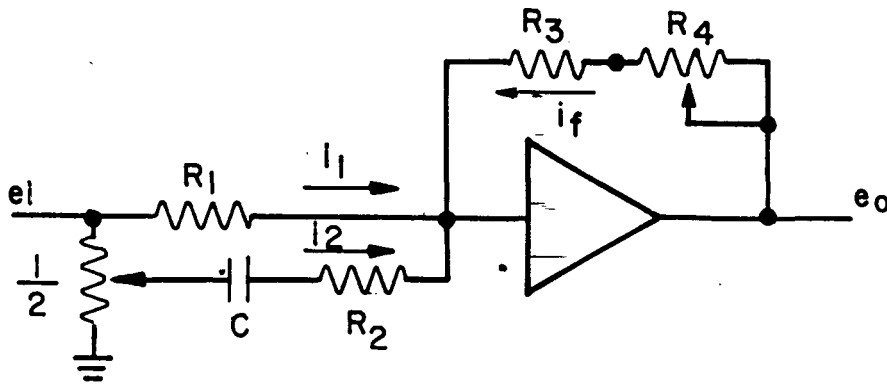


FIGURA 22 - Compensador de Avanço de Fase.

$$e_i = R_1 \cdot i_1 \quad \dots \quad i_1 = \frac{e_i}{R_1} \quad (111)$$

$$\frac{e_i}{2} = \frac{i_2}{C \cdot D} + R_2 \cdot i_2 \quad \dots \quad i_2 = \frac{e_i}{2} \cdot \frac{C \cdot D}{(R_2 \cdot C \cdot D + 1)} \quad (112)$$

$$i_f = - (i_1 + i_2) \quad (113)$$

$$i_1 + i_2 = \left[\frac{1}{R_1} + \frac{C \cdot D}{2 \cdot (R_2 \cdot C \cdot D + 1)} \right] \cdot e_i =$$

$$\left[\frac{2 \cdot (R_2 \cdot C \cdot D + 1) + R_1 \cdot C \cdot D}{2 \cdot R_1 \cdot (R_2 \cdot C \cdot D + 1)} \right] \cdot e_i \quad (114)$$

Substituindo a equação (114) na equação (113):

$$i_f = - \left[\frac{2 \cdot (R_2 \cdot C \cdot D + 1) + R_1 \cdot C \cdot D}{2 \cdot R_1 \cdot (R_2 \cdot C \cdot D + 1)} \right] \quad (115)$$

$$e_o = R_3 \cdot i_f + R_4 \cdot i_f \quad (116)$$

Substituindo a equação (115) na equação (116):

$$\frac{e_o}{e_i} = - (R_3 + R_4) \cdot \left[\frac{2 \cdot (R_2 \cdot C \cdot D + 1) + R_1 \cdot C \cdot D}{2 \cdot R_1 \cdot (R_2 \cdot C \cdot D + 1)} \right]$$

$$\frac{e_0}{e_i} = - (R_3 + R_4) \cdot \left[\frac{(R_1 + 2 \cdot R_2) \cdot C \cdot D + 2}{2 \cdot R_1 \cdot (R_2 \cdot C \cdot D + 1)} \right]$$

$$\frac{e_0}{e_i} = - \frac{(R_3 + R_4)}{R_1} \cdot \left[\frac{((R_1 + 2 \cdot R_2)/2) \cdot C \cdot D + 1}{R_2 \cdot C \cdot D + 1} \right] \quad (117)$$

Paralelamente ao avanço de fase temos uma compensação de vazamentos internos realizada pelo circuito de controle, contudo esta compensação só é realizada se o sinal de entrada é zero. Em função disso não a consideraremos na montagem do modelo matemático.

Em seguida o sinal entra em um servoamplificador que por sua vez alimenta a bobina do motor-força da servoválvula a qual comanda o cilindro hidráulico de posicionamento dos rolos de laminação. A constante de proporcionalidade no servoamplificador, entre o sinal de entrada e o sinal de saída pode ser escrita como:

$$K_{SA} = - 0,8 \text{ A/v} \quad (118)$$

CAPÍTULO IV

4.1 - DESCRIÇÃO MATEMÁTICA DA CADEIRA, CILINDRO HIDRÁULICO DE POSICIONAMENTO E SERVOVÁLVULA

As equações desenvolvidas no capítulo III para modelagem do sistema serão escritas de modo a que tenhamos a descrição matemática desta parte do sistema na forma de uma relação entre a variável de saída e a variável de entrada.

Considerando que desenvolvemos o modelo matemático em torno do ponto de operação $P_{C0} = P_S/2$ iremos redefinir a variável de saída do seguinte modo:

$$Y = y - y_0 \quad (119)$$

$$y_0 = \frac{\left[\frac{P_S}{2} - \frac{P_L}{A_p} \right] \cdot A_p}{K_L} \quad (120)$$

Logo teremos:

$$y = Y + y_0 \quad (121)$$

$$p/Y = 0 \rightarrow y = y_0$$

$$p/Y = -y_0 \rightarrow y = 0$$

Substituindo as equações (120) e (121) na equação (107):

$$K_q \cdot X_v \cdot \left[\frac{V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \cdot D + 1 \right] = \left[A_p \cdot D \left[\frac{V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \cdot D + 1 \right] + \left[\frac{V}{\beta} \left[\frac{V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \cdot D + 1 \right] \cdot D + \frac{V_{ac}}{\beta} \cdot D + K_c \cdot \left[\frac{V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \cdot D + 1 \right] \right] \cdot \left[\frac{M_L}{A_p} \cdot D^2 + \frac{B_L}{A_p} \cdot D + \frac{K_L}{A_p} \right] \cdot Y$$

$$\frac{Y}{X_v} = \frac{K_g}{A_p} \left[\frac{V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \cdot D + 1 \right] \left[\left[\frac{V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \cdot D + 1 \right] \cdot D + \left[\frac{V}{\beta} \left[\frac{V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \cdot D + 1 \right] \cdot D + \right.$$

$$\left. \frac{V_{ac}}{\beta} \cdot D + K_c \cdot \left[\frac{V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \cdot D + 1 \right] \right] \cdot \left[\frac{M_L}{A_p^2} \cdot D^2 + \frac{B_L \cdot D}{A_p^2} + \frac{K_L}{A_p^2} \right]$$

$$\frac{Y}{X_v} = \frac{K_g}{A_p} \cdot \frac{V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \left[D + \frac{\beta \cdot C_f}{V_{ac}} \right] \frac{V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \left[\left[D + \frac{\beta \cdot C_f}{V_{ac}} \right] \cdot D + \left[\frac{V}{\beta} \left[D + \frac{\beta \cdot C_f}{V_{ac}} \right] \cdot D + \right.$$

$$\left. + C_f \cdot D + K_c \cdot \left[D + \frac{\beta \cdot C_f}{V_{ac}} \right] \right] \cdot \left[\frac{M_L}{A_p^2} \cdot D^2 + \frac{B_L \cdot D}{A_p^2} + \frac{K_L}{A_p^2} \right]$$

$$\frac{Y}{X_v} = \frac{K_g}{A_p} \left[D + \frac{\beta \cdot C_f}{V_{ac}} \right] \left[D^2 + \frac{\beta \cdot C_f}{V_{ac}} \cdot D + \left[\frac{V}{\beta} D^2 + \frac{V \cdot C_f}{V_{ac}} \cdot D + C_f \cdot D + K_c \cdot D + \right.$$

$$\left. + \frac{\beta \cdot C_f \cdot K_c}{V_{ac}} \right] \cdot \left[\frac{M_L}{A_p^2} \cdot D^2 + \frac{B_L \cdot D}{A_p^2} + \frac{K_L}{A_p^2} \right]$$

$$\frac{Y}{X_v} = \frac{K_g}{A_p} \left[D + \frac{\beta \cdot C_f}{V_{ac}} \right] \left[\frac{M_L \cdot V}{\beta \cdot A_p^2} \cdot D^4 + \frac{B_L \cdot V}{\beta \cdot A_p^2} \cdot D^3 + \frac{M_L \cdot V \cdot C_f}{A_p^2 \cdot V_{ac}} \cdot D^3 + \right.$$

$$\frac{M_L \cdot C_f}{A_p^2} \cdot D^3 + \frac{M_L \cdot K_c}{A_p^2} \cdot D^3 + \frac{K_L \cdot V}{\beta \cdot A_p^2} \cdot D^2 + \frac{B_L \cdot V \cdot C_f}{A_p^2 \cdot V_{ac}} \cdot D^2 + \frac{B_L \cdot C_f}{A_p^2} \cdot D^2 + \left.$$

$$\frac{B_L \cdot K_c}{A_p^2 \cdot V_{ac}} \cdot D^2 + \frac{M_L \cdot \beta \cdot C_f \cdot K_c}{A_p^2 \cdot V_{ac}} \cdot D^2 + D^2 + \frac{K_L \cdot V \cdot C_f}{A_p^2 \cdot V_{ac}} \cdot D + \frac{K_L \cdot C_f}{A_p^2} \cdot D + \left.$$

$$\frac{K_L \cdot K_c}{A_p^2} \cdot D + \frac{B_L \cdot \beta \cdot C_f \cdot K_c}{A_p^2 \cdot V_{ac}} \cdot D + \frac{\beta \cdot C_f}{V_{ac}} \cdot D + \frac{K_L \cdot \beta \cdot C_f \cdot K_c}{A_p^2 \cdot V_{ac}} \right]$$

$$\frac{Y}{X_v} = \frac{K_g}{A_p} \left[D + \frac{\beta \cdot C_f}{V_{ac}} \right] \left[\frac{M_L \cdot V}{\beta \cdot A_p^2} \cdot D^4 + \left[\frac{B_L \cdot V}{\beta \cdot A_p^2} + \frac{M_L \cdot V \cdot C_f}{A_p^2 \cdot V_{ac}} + \frac{M_L \cdot C_f}{A_p^2} + \right.$$

$$\left. + M_L \cdot K_c \right] \cdot D^3 + \left[\frac{K_L \cdot V}{\beta \cdot A_p^2} + \frac{B_L \cdot V \cdot C_f}{A_p^2 \cdot V_{ac}} + \frac{B_L \cdot C_f}{A_p^2} + \frac{B_L \cdot K_c}{A_p^2} + \frac{M_L \cdot \beta \cdot C_f \cdot K_c}{A_p^2 \cdot V_{ac}} + 1 \right] \cdot D^2$$

$$+ \left[\frac{K_L \cdot V \cdot C_f}{A_p^2 \cdot V_{ac}} + \frac{K_L \cdot C_f}{A_p^2} + \frac{K_L \cdot K_C}{A_p^2} + \frac{B_L \cdot \beta \cdot C_f \cdot K_C}{A_p^2 \cdot V_{ac}} + \frac{\beta \cdot C_f}{V_{ac}} \right] \cdot D + \frac{K_L \cdot \beta \cdot C_f \cdot K_C}{A_p^2 \cdot V_{ac}} \quad (122)$$

A frequência hidráulica é calculada segundo Stringer [2], por definição, pela seguinte equação:

$$W_H = \sqrt{\beta \cdot A_p^2 / (M_L \cdot V)} \quad (123)$$

$$W_H^2 = \frac{\beta \cdot A_p^2}{M_L \cdot V} \quad \dots \quad \frac{1}{W_H^2} = \frac{M_L \cdot V}{\beta \cdot A_p^2} \quad (124)$$

Multiplicando o numerador e o denominador da equação (122) por W_H^2

temos:

$$\begin{aligned} \frac{Y}{X_v} = & \frac{K_q}{A_p} \cdot W_H^2 \cdot \left[D + \frac{\beta \cdot C_f}{V_{ac}} \right] \left[D^4 + \left[\frac{B_L}{M_L} + \frac{\beta}{V} \left[C_f + K_C + \frac{V \cdot C_f}{V_{ac}} \right] \right] \cdot D^3 \right. \\ & + \left[\frac{K_L}{M_L} + \frac{B_L \cdot \beta}{M_L \cdot V} \left[C_f + K_C + \frac{V \cdot C_f}{V_{ac}} \right] + \frac{\beta^2 \cdot C_f \cdot K_C}{V \cdot V_{ac}} + \frac{\beta \cdot A_p^2}{M_L \cdot V} \right] \cdot D^2 + \left[\frac{K_L \cdot \beta}{M_L \cdot V} \cdot \right. \\ & \left. \left[C_f + K_C + \frac{V \cdot C_f}{V_{ac}} \right] + \frac{B_L \cdot \beta^2 \cdot C_f \cdot K_C}{M_L \cdot V \cdot V_{ac}} + \frac{\beta^2 \cdot A_p^2 \cdot C_f}{M_L \cdot V \cdot V_{ac}} \right] \cdot D + \frac{K_L \cdot \beta^2 \cdot C_f \cdot K_C}{M_L \cdot V \cdot V_{ac}} \quad (125) \end{aligned}$$

O ganho de regime permanente pode ser calculado a partir da equação (125) fazendo-se os termos com o operador $D = d/dt$ nulos:

$$G_H = \frac{K_q}{A_p} \cdot W_H^2 \cdot \frac{\beta \cdot C_f}{V_{ac}} \cdot \frac{M_L \cdot V \cdot V_{ac}}{K_L \cdot \beta^2 \cdot C_f \cdot K_C}$$

$$G_H = \frac{K_q}{A_p} \cdot \frac{\beta \cdot A_p^2}{M_L \cdot V} \cdot \frac{M_L \cdot V}{\beta} \cdot \frac{1}{K_L \cdot K_C}$$

$$G_H = \frac{K_q \cdot A_p}{K_L \cdot K_C} \quad (126)$$

Para maior facilidade de manuseio da relação entrada-saída, faremos

na equação (125):

$$N_\theta = \frac{K_L}{M_L} \cdot \frac{\beta K_C}{V} \quad (127)$$

$$C_{\theta} = \frac{\beta \cdot C_f}{V_{ac}} \quad (128)$$

$$CF_3 = \frac{B_L}{M_L} + \frac{\beta}{V} \left[C_f + K_C \cdot \frac{V \cdot C_f}{V_{ac}} \right] \quad (129)$$

$$CF_2 = \frac{K_L}{M_L} + \frac{B_L}{M_L} \cdot \frac{\beta}{V} \left[C_f + K_C + \frac{V \cdot C_f}{V_{ac}} \right] + \frac{\beta^2 \cdot C_f \cdot K_C}{V \cdot V_{ac}} + \frac{\beta \cdot A_p^2}{M_L \cdot V} \quad (130)$$

$$CF_1 = \frac{K_L}{M_L} \cdot \frac{\beta}{V} \left[C_f + K_C + \frac{V \cdot C_f}{V_{ac}} \right] + \frac{B_L}{M_L} \cdot \frac{\beta^2 \cdot C_f \cdot K_C}{V \cdot V_{ac}} + \frac{\beta^2 \cdot A_p^2 \cdot C_f}{M_L \cdot V \cdot V_{ac}} \quad (131)$$

$$CF_0 = \frac{K_L}{M_L} \cdot \frac{\beta^2 \cdot C_f \cdot K_C}{V \cdot V_{ac}} \quad (132)$$

Substituindo na equação (125):

$$\frac{Y}{X_v} = \frac{G_H \cdot N_{\theta} \cdot (D + C_{\theta})}{D^4 + CF_3 \cdot D^3 + CF_2 \cdot D^2 + CF_1 \cdot D + CF_0} \quad (133)$$

O fator de amortecimento pode ser calculado por:

$$\xi = CF_3 / (2 \cdot W_H) \quad (134)$$

Se considerarmos que o sistema hidráulico inicialmente não tinha o acumulador entre a servoválvula e o cilindro hidráulico de posicionamento, da equação (125) para $C_f = 0$ teremos:

$$\frac{Y}{X_v} = \frac{K_g \cdot W_H^2}{A_p} \left[D^3 + \left[\frac{B_L}{M_L} + \frac{\beta \cdot K_C}{V} \right] \cdot D^2 + \left[\frac{K_L}{M_L} + \frac{B_L \cdot \beta \cdot K_C}{M_L \cdot V} + \frac{\beta \cdot A_p^2}{M_L \cdot V} \right] \cdot D + \frac{K_L \cdot \beta \cdot K_C}{M_L \cdot V} \right]$$

$$\frac{Y}{X_v} = \frac{\frac{K_g \cdot W_H^2}{A_p}}{D^3 + \left[\frac{B_L}{M_L} + \frac{\beta \cdot K_C}{V} \right] \cdot D^2 + \left[\frac{K_L}{M_L} + \frac{B_L \cdot \beta \cdot K_C}{M_L \cdot V} + \frac{\beta \cdot A_p^2}{M_L \cdot V} \right] \cdot D + \frac{K_L \cdot \beta \cdot K_C}{M_L \cdot V}} \quad (135)$$

O ganho de regime permanente pode ser calculado fazendo o operador D igual a zero na equação (135):

$$G_H = \frac{\frac{K_q \cdot \beta \cdot A_p^2}{A_p \cdot M_L \cdot V}}{\frac{K_L \cdot \beta \cdot K_C}{M_L \cdot V}} \quad \dots \quad G_H = \frac{K_q \cdot A_p}{K_L \cdot K_C}$$

Faremos na equação (135):

$$N_0 = \frac{K_L \cdot \beta \cdot K_C}{M_L \cdot V}$$

$$COF_2 = \frac{B_L}{M_L} + \frac{\beta \cdot K_C}{V} \quad (136)$$

$$COF_1 = \frac{K_L}{M_L} + \frac{B_L \cdot \beta \cdot K_C}{M_L \cdot V} + \frac{\beta \cdot A_p^2}{M_L \cdot V} \quad (137)$$

$$COF_0 = \frac{K_L \cdot \beta \cdot K_C}{M_L \cdot V} \quad (138)$$

Substituindo na equação (135):

$$\frac{Y}{X_v} = \frac{G_H \cdot N_0}{D^3 + COF_2 \cdot D^2 + COF_1 \cdot D + COF_0} \quad (139)$$

Objetivando o cálculo dos valores das diversas constantes das equações (126) a (132) necessitamos determinar os valores das variáveis relativas a cadeira do laminador, ao cilindro hidráulico de posicionamento, a servoválvula e ao fluido hidráulico.

O cilindro hidráulico de posicionamento apresenta as seguintes características:

Diâmetro Interno - DI = 0,914 m

Diâmetro Externo - DE = 1,179 m

Diâmetro da Escala - Dm = 0,115 m

Diâmetro do Êmbolo - Dp = 0,900 m

Módulo de Poisson - $G_m = 0,3 \text{ Adm}$

Módulo de Young - $E = 19.10^{10} \text{ N/m}^2$

Curso Inicial - $CI = 0,074 \text{ m}$

O fluido hidráulico utilizado neste sistema é o óleo mineral com as seguintes características:

Massa Específica - $\rho = 850 \text{ Kg/m}^3$

Módulo de Elasticidade - $\beta_0 = 17.10^8 \text{ N/m}^2$

Viscosidade Absoluta - $\mu = 4,08.10^{-2} \text{ N.s/m}^2$

Presença de Ar - $Ar = 1\%$

A área do êmbolo do cilindro hidráulico de posicionamento pode ser calculada pela equação:

$$A_p = \pi \cdot (D_p^2 - D_m^2) / 4 \quad (140)$$

$$A_p = \pi \cdot [(0,9)^2 - (0,115)^2] / 4 \quad \dots \quad A_p = 0,625786 \text{ m}^2$$

O volume de óleo presente no atuador pode ser calculado para um curso inicial pela equação:

$$V = A_p \cdot CI \quad (141)$$

$$V = 0,625786 \cdot 0,074$$

$$V = 46,3081 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

O coeficiente de amortecimento viscoso devido aos cilindros de ros balanceamento e de dobramento pode ser calculado pela equação (28) a partir dos seguintes dados:

$$L_1 = 1,15 \text{ m}$$

$$A_1 = 12,27 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$L_1' = 2,0 \text{ m}$$

$$A_1' = 5,98 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$L_2 = 0 \text{ m}$$

$$A_2 = 15,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$L_2' = 3,3 \text{ m}$$

$$A_2' = 8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Logo:

$$B_L = 16 \cdot 4,08 \cdot 10^{-2} \cdot \left[1,15 \cdot (12,27 \cdot 10^{-3})^2 + 2 \cdot (5,98 \cdot 10^{-3})^2 + 0 + 3,3 \cdot (8,0 \cdot 10^{-3})^2 \right] \left[\pi \cdot (5 \cdot 10^{-3})^4 \right]$$

$$B_L = 151558 \text{ N.s/m}$$

A cadeira do laminador possui as seguintes características:

Massa Efetiva da Lateral - $M_L = 112.110 \text{ Kg}$

Amortecimento Viscoso da Lateral - $B_L = 151558 \text{ N.s/m}$

Rigidez Efetiva da Lateral - $K_L = 3,3518147 \cdot 10^9 \text{ N/m}$

A servoválvula teve suas características determinadas através de medições realizadas em laboratórios, as quais apresentaram os seguintes resultados:

Diâmetro do Carretel - $d_i = 11,424 \cdot 10^{-3}$

Massa do Carretel - $M_c = 0,13 \text{ Kg}$

Constante de Mola - $K_m = 192105,3 \text{ N/m}$

Folga Radial - $r_c = 10,97 \cdot 10^{-6} \text{ m}$

Coefficiente de Descarga - $C_d = 0,61 \text{ Adm}$

Pressão de Suprimento - $P_s = 210 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$

Pressão de Controle Inicial - $P_{c0} = 105 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$

Densidade de Fluxo Magnético - $B_c = 0,32 \text{ Wb/m}^2$

Diâmetro da Bobina - $d_c = 63,66 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

Número de Espiras - $N_c = 92$

Comprimento de Amortecimento - $L = 14,9 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

O ganho de vazão da servoválvula pode ser calculado para o ponto de operação considerado pela equação (66).

$$K_{q0} = 0,61 \cdot \pi \cdot 11,424 \cdot 10^{-3} \cdot \left[210 \cdot 10^5 / 850 \right]^{1/2}$$

$$K_{q0} = 3,44111 \text{ m}^2/\text{s}$$

O coeficiente vazão-pressão na proximidade do nulo, para o ponto de operação considerado, pode ser calculado pela equação (71):

$$K_{c0} = \pi \cdot \pi \cdot 11,424 \cdot 10^{-3} \cdot (10,97 \cdot 10^{-3})^2 / (64 \cdot 4,08 \cdot 10^{-2})$$

$$K_{c0} = 5,19626 \cdot 10^{-12} \text{ m}^5/\text{Ns}$$

O coeficiente de amortecimento viscoso devido as forças de escoamento através do carretel pode ser calculado pela equação:

$$B_m = \rho \cdot L \cdot C_d \cdot \pi \cdot d_1 \cdot (P_s / \pi)^{1/2} \quad (142)$$

$$B_m = 850 \cdot 14,9 \cdot 10^{-3} \cdot 0,61 \cdot \pi \cdot 11,424 \cdot 10^{-3} \cdot (210 \cdot 10^5 / 850)^{1/2}$$

$$B_m = 43,5816 \text{ N.s/m}$$

A constante de acoplamento eletromecânico do motor-força da servoválvula pode ser calculada pela equação (86). Logo:

$$K_f = 0,32 \cdot \pi \cdot 63,66 \cdot 10^{-3} \cdot 92$$

$$K_f = 5,88782 \text{ N/A}$$

O acumulador existente na tubulação de alimentação do cilindro hidráulico de posicionamento apresenta a seguinte característica:

$$\text{Volume de Armazenagem} - V_{ac} = 10^{-2} \text{ m}^3$$

O coeficiente vazão-pressão efetivo da controladora de fluxo na entrada do acumulador pode ser calculado pela equação (91):

$$C_f = \pi \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot (0,5 \cdot 10^{-3})^3 / (12 \cdot 4,08 \cdot 10^{-2} \cdot 6 \cdot 10^{-3})$$

$$C_f = 2,67 \cdot 10^{-3} \text{ m}^5/\text{Ns}$$

Devido a presença de ar no óleo e a dilatação da camisa do cilindro hidráulico de posicionamento, o módulo de elasticidade terá o seu valor reduzido, e segundo Merrit [1] pode ser calculado pela equação:

$$\frac{1}{\beta} = \frac{1}{\beta_0} + \frac{1}{\beta_c} + \frac{1}{\beta_g} \quad (143)$$

Onde: $\beta \rightarrow$ módulo de elasticidade efetivo - N/m²

$\beta_0 \rightarrow$ módulo de elasticidade do óleo - N/m²

$\beta_c \rightarrow$ módulo de elasticidade do cilindro - N/m²

$\beta_g \rightarrow$ módulo de elasticidade do ar - N/m²

Ainda segundo Merrit [1]:

$$\frac{1}{\beta_c} = 2 \cdot \left[(1+G_m) \cdot D_E^2 + (1-G_m) \cdot D_I^2 \right] / \left[E \cdot (D_E - D_I) \cdot (D_E + D_I) \right] \quad (144)$$

$$\frac{1}{\beta_c} = 2 \cdot \left[(1 + 0,3) \cdot (1,179)^2 + (1 - 0,3) \cdot (0,914)^2 \right] / \left[19 \cdot 10^{10} \cdot \right.$$

$$\left. (1,179 - 0,914) \cdot (1,179 + 0,914) \right]$$

$$\frac{1}{\beta_c} = 4,53932 \cdot 10^{-11} \text{ m}^2/\text{N}$$

Segundo Stringer [2] o ar livre presente no óleo é da ordem de 0,01% a 1% e o módulo de elasticidade pode ser calculado pela equação:

$$\frac{1}{\beta_g} = \frac{V_g}{V} \cdot \frac{1}{P_{c0}} \quad (145)$$

Sendo: $\frac{V_g}{V} = Ar \quad (146)$

$$\frac{1}{\beta_g} = 0,01 \cdot \frac{1}{105 \cdot 10^5} \quad \therefore \frac{1}{\beta_g} = 9,52381 \cdot 10^{-10} \text{ m}^2/\text{N}$$

Conseqüentemente através da equação (143) podemos calcular:

$$\frac{1}{\beta} = \frac{1}{17 \cdot 10^8} + 4,53932 \cdot 10^{-11} + 9,52381 \cdot 10^{-10}$$

$$\frac{1}{\beta} = 1,58601 \cdot 10^{-9} \quad \therefore \quad \beta = 6,30513 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$$

Da equação (126):

$$G_H = 3,44111 \cdot 0,625786 / (3,3518147 \cdot 10^9 \cdot 5,19626 \cdot 10^{-12})$$

$$G_H = 123,638442$$

Da equação (127):

$$N_0 = 3,3518147 \cdot 10^9 \cdot 6,30513 \cdot 10^8 \cdot 5,19626 \cdot 10^{-12} / (112110 \cdot 46,3081 \cdot 10^{-3})$$

$$N_0 = 2115,25926 \text{ s}^{-3}$$

Da equação (128):

$$C_0 = 6,30513 \cdot 10^8 \cdot 2,67 \cdot 10^{-9} / 10^{-2}$$

$$C_0 = 168,347 \text{ s}^{-1}$$

Da equação (129):

$$CF_3 = (151558 / 112110) + 6,30513 \cdot 10^8 \cdot [2,67 \cdot 10^{-9} + 5,19626 \cdot 10^{-12} + (46,3081 \cdot 10^{-3} \cdot 2,67 \cdot 10^{-9} / 10^{-2})] / 46,3081 \cdot 10^{-3}$$

$$CF_3 = 206,123267 \text{ s}^{-1}$$

Da equação (130):

$$CF_2 = (3,3518147 \cdot 10^9 / 112110) + 151558 \cdot 6,30513 \cdot 10^8 \cdot [2,67 \cdot 10^{-9} + 5,19626 \cdot 10^{-12} + (46,3081 \cdot 10^{-3} \cdot 2,67 \cdot 10^{-9} / 10^{-2})] / (112110 \cdot 46,3081 \cdot 10^{-3}) + (6,30513 \cdot 10^8)^2 \cdot 2,67 \cdot 10^{-9} \cdot 5,19626 \cdot 10^{-12} / (46,3081 \cdot 10^{-3} \cdot 10^{-2}) + 6,30513 \cdot 10^8 \cdot (0,625786)^2 / (112110 \cdot 46,3081 \cdot 10^{-3})$$

$$CF_2 = 77768,98315 \text{ s}^{-2}$$

Da equação (131):

$$CF_1 = (3,3518147 \cdot 10^9) \cdot 6,30513 \cdot 10^8 \cdot [2,67 \cdot 10^{-9} + 5,19626 \cdot 10^{-12} + 46,308 \cdot 10^{-3} \cdot 2,67 \cdot 10^{-9} / 10^{-2}] / 46,308 \cdot 10^{-3} + 151557,88 \cdot (6,30513 \cdot 10^8)^2 \cdot 2,67 \cdot 10^{-9} \cdot 5,19626 \cdot 10^{-12} / (112110 \cdot 46,308 \cdot 10^{-3} \cdot 10^{-2}) + (6,30513 \cdot 10^8)^2 \cdot (0,625786)^2 \cdot 2,67 \cdot 10^{-9} / (112110 \cdot 46,308 \cdot 10^{-3} \cdot 10^{-2})$$

$$CF_1 = 14.128675,44 \text{ s}^{-3}$$

Da equação (132):

$$CF_0 = 3,3518147 \cdot 10^9 \cdot (6,30513 \cdot 10^8)^2 \cdot 2,67 \cdot 10^{-9} \cdot 5,19626 \cdot 10^{-12} / (112110 \cdot 46,308 \cdot 10^{-3} \cdot 10^{-2})$$

$$CF_0 = 356098,2583 \text{ s}^{-4} \quad (147)$$

Conseqüentemente da equação (133):

$$\frac{Y}{X_v} = 123,638442 \cdot 2115,25926 \cdot [D + 168,347] / [D^4 + 206,123267 \cdot D^3 + 77768,98315 \cdot D^2 + 14128675,44 \cdot D + 356098,2583]$$

Da equação (136):

$$COF_2 = (151558 / 112110) + (5,19626 \cdot 10^{-12} \cdot 6,30513 \cdot 10^8 / 46,3081 \cdot 10^{-3})$$

$$COF_2 = 1,4226189 \text{ s}^{-1}$$

Da equação (137):

$$COF_1 = (3,3518147 \cdot 10^9 / 112110) + 151558 \cdot 6,30513 \cdot 10^8 \cdot 5,19626 \cdot 10^{-12} / (112110 \cdot 46,3081 \cdot 10^{-3}) + 6,30513 \cdot 10^8 - (0,625786)^2 / (112110 \cdot 46,3081 \cdot 10^{-3})$$

$$COF_1 = 77457,93042$$

Da equação (138):

$$COF_0 = 3,3518147 \cdot 10^9 \cdot 6,30513 \cdot 10^8 \cdot 5,19626 \cdot 10^{-12} / (112110 \cdot 46,3081 \cdot 10^{-3})$$

$$COF_0 = 2115,25926 \text{ s}^{-3}$$

Substituindo na equação (139):

$$\frac{Y}{X_V} = \frac{123,638442 \cdot 2115,25926}{D^3 + 1,422619 \cdot D^2 + 77457,93042 \cdot D + 2115,25926} \quad (148)$$

Descrição Matemática da Servoválvula:

A equação (87) em função da equação (142) pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{X_V}{I_C} = \frac{K_f}{M_C \cdot D^2 + B_M \cdot D + K_M}$$

Dividindo e multiplicando por M_C , obtem - se :

$$\frac{X_V}{I_C} = \frac{K_f / M_C}{D^2 + (B_M / M_C) \cdot D + (K_M / M_C)} \quad (149)$$

$$\frac{X_V}{I_C} = (5,8878 / 0,13) / [D^2 + (43,5816 / 0,13) \cdot D + (192105,3 / 0,13)]$$

$$\frac{X_V}{I_C} = \frac{45,29}{D^2 + 335,243 \cdot D + 1477733,1} \quad (150)$$

O ganho de regime permanente do conjunto motor-força e carretel da servoválvula pode ser calculado na equação (150) fazendo-se o operador D igual a zero.

$$G_C = \frac{45,29}{1477733,1} \quad \therefore \quad G_C = 30,6482 \cdot 10^{-6} \text{ m/A}$$

4.2 - DESCRIÇÃO MATEMÁTICA DO SISTEMA ELETRÔNICO

A representação do sistema eletrônico, através de um diagrama de blocos, figura 23, permite um entendimento mais fácil da sua descrição entrada-saída.

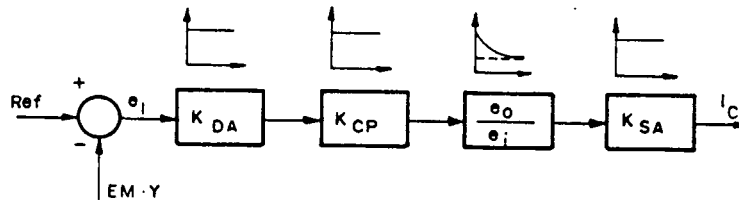


FIGURA 23 - Diagrama de Blocos do Sistema Eletrônico.

Consequentemente:

$$e_i = R_{ef} - EM \cdot Y \quad (151)$$

$$\frac{I_C}{e_i} = K_{DA} \cdot K_{CP} \cdot \frac{e_o}{e_i} \cdot K_{SA} \quad (152)$$

Substituindo as equações (109), (110), (117) e (118) na (152):

$$\frac{I_C}{e_i} = 8 \cdot 10^{-2} \cdot 5 \cdot 10^{-1} \cdot \left[\frac{-(R_3 + R_4)}{R_1} \cdot \left[\frac{((R_1 + 2 \cdot R_2) / 2) \cdot C \cdot D + 1}{R_2 \cdot C \cdot D + 1} \right] \right]$$

$$\cdot (-0,8)$$

A documentação do sistema eletrônico fornece os seguintes dados:

$$R_1 = 10^4 \Omega$$

$$R_2 = 2 \cdot 10^3 \Omega$$

$$R_3 = 2 \cdot 10^4 \Omega$$

$$R_4 = 4 \cdot 10^4 \Omega$$

$$C = 0,22 \cdot 10^{-6} F$$

Portanto:

$$\frac{1}{e_1} = -3,2 \cdot 10^{-2} \cdot \left[- \frac{(2 \cdot 10^4 + 4 \cdot 10^4)}{10^4} \cdot \right.$$

$$\left. \left[\frac{((10^4 + 2 \cdot 2 \cdot 10^3) / 2) \cdot 0,22 \cdot 10^{-6} \cdot D + 1}{2 \cdot 10^3 \cdot 0,22 \cdot 10^{-6} \cdot D + 1} \right] \right]$$

$$\frac{I_C}{e_1} = 0,192 \cdot \left[\frac{1,54 \cdot 10^{-3} \cdot D + 1}{0,44 \cdot 10^{-3} \cdot D + 1} \right]$$

$$\frac{I_C}{e_1} = 0,672 \cdot \left[\frac{D + 649,35}{D + 2272,727} \right] \quad (153)$$

O ganho de regime permanente pode ser calculado fazendo o operador D igual a zero na equação (153):

$$G_E = \frac{0,672 \cdot 649,35}{2272,727}$$

∴

$$G_E = 0,192 \text{ A/pulso}$$

4.3 - DESCRIÇÃO DO SISTEMA COMPLETO

A descrição entrada-saída do sistema completo pode ser visualizada através do diagrama de blocos da figura 24.

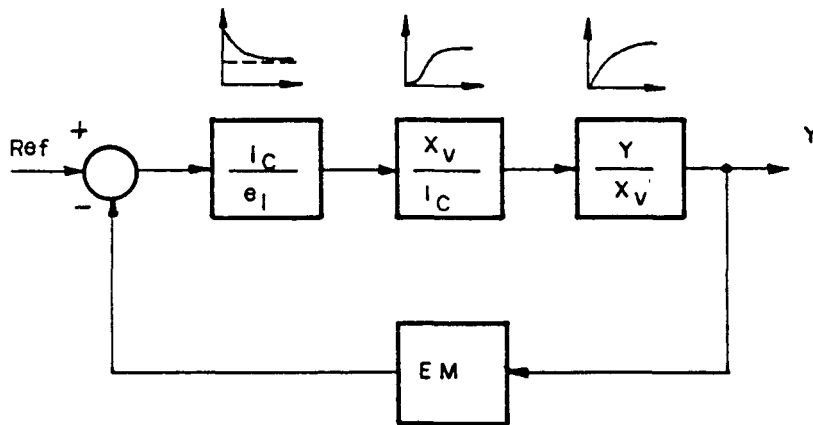


FIGURA 24 - Diagrama de Blocos do Sistema Completo.

Objetivando obter - se a função de transferência de malha aberta do sistema $G(D)$ podemos rearranjar o diagrama de blocos da figura 24 e apresentá-lo com realimentação unitária na figura 25.

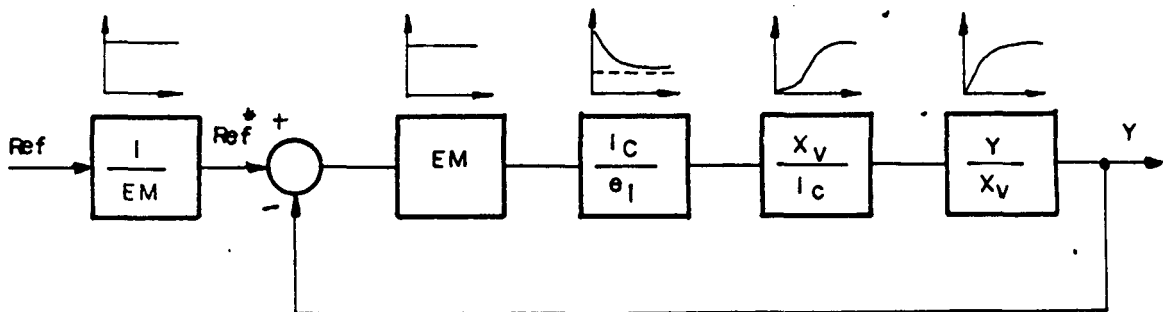


FIGURA 25 - Sistema Completo com Realimentação Unitária.

Conseqüentemente podemos escrever que:

$$G(D) = EM \cdot \frac{I_c}{e_1} \cdot \frac{X_v}{I_c} \cdot \frac{Y}{X_v} \quad (154)$$

Substituindo as equações (108), - (152), (149) e (147) na (154):

$$G(D) = 10^6 \cdot 0,672 \cdot \left[\frac{D + 649,35}{D + 2272,727} \right] \cdot \left[45,29 / (D^2 + 335,243 \cdot D + 1477733,1) \right] \cdot \left[123,638442 \cdot 2115,25926 \cdot (D + 168,347) / (D^4 + 206,123267 \cdot D^3 + 77768,98315 \cdot D^2 + 14128675,44 \cdot D + 356098,2583) \right]$$

$$G(D) = 7,959553798 \cdot 10^{12} \cdot (D + 649,35) \cdot (D + 168,347) / \left[(D + 2272,727) \cdot (D^2 + 335,243 \cdot D + 1477733,1) \cdot (D^4 + 206,123267 \cdot D^3 + 77768,98315 \cdot D^2 + 14128675,44 + 356098,2583) \right] \quad (155)$$

O ganho de regime permanente do sistema completo pode ser calculado da equação (155) fazendo o operador D igual a zero.

$$G_S = \frac{7,9569553798 \cdot 10^{12} \cdot 649,35 \cdot 168,347}{2272,727 \cdot 1477733,1 \cdot 356098,2583}$$

$$G_S = 727,5449435 \text{ Adm}$$

Da equação (155) tem - se a função de transferência de malha aberta, portanto para a malha fechada obtem - se:

$$F(D) = \frac{G(D)}{1 + G(D)}$$

$$F(D) = 7,959553798 \cdot 10^{12} \cdot (D + 649,35) \cdot (D + 168,347) / \left[(D + 2272,727) \cdot (D^2 + 335,243 \cdot D + 1477733,1) \cdot (D^4 + 206,123267 \cdot D^3 + 77768,98315 \cdot D^2 + 14128675,44 \cdot D + 356098,2583) \right] + 7,959553798 \cdot 10^{12} \cdot (D + 649,35) \cdot (D + 168,347) \quad (156)$$

O ganho de regime permanente da malha fechada do sistema com a apleto pode ser calculado apartir da equação (156) fazendo o operador D igual a zero.

$$G_{FS} = 7,959553798 \cdot 10^{12} \cdot 649,35 \cdot 168,347 / (2272,727 \cdot 1477733,1 \cdot 356098,2583 + 7,959553798 \cdot 10^{12} \cdot 649,35 \cdot 168,347)$$

$$G_{FS} = 0,9986274011 \text{ Adm}$$

CAPÍTULO V

5.1 RESPOSTA EM FREQUÊNCIA TEÓRICA DA CADEIRA, CILINDRO HIDRÁULICO ACUMULADOR E SERVOVÁLVULA

A obtenção da resposta em frequência teórica pode ser realizada fazendo na equação (147) a substituição do operador D por jW.

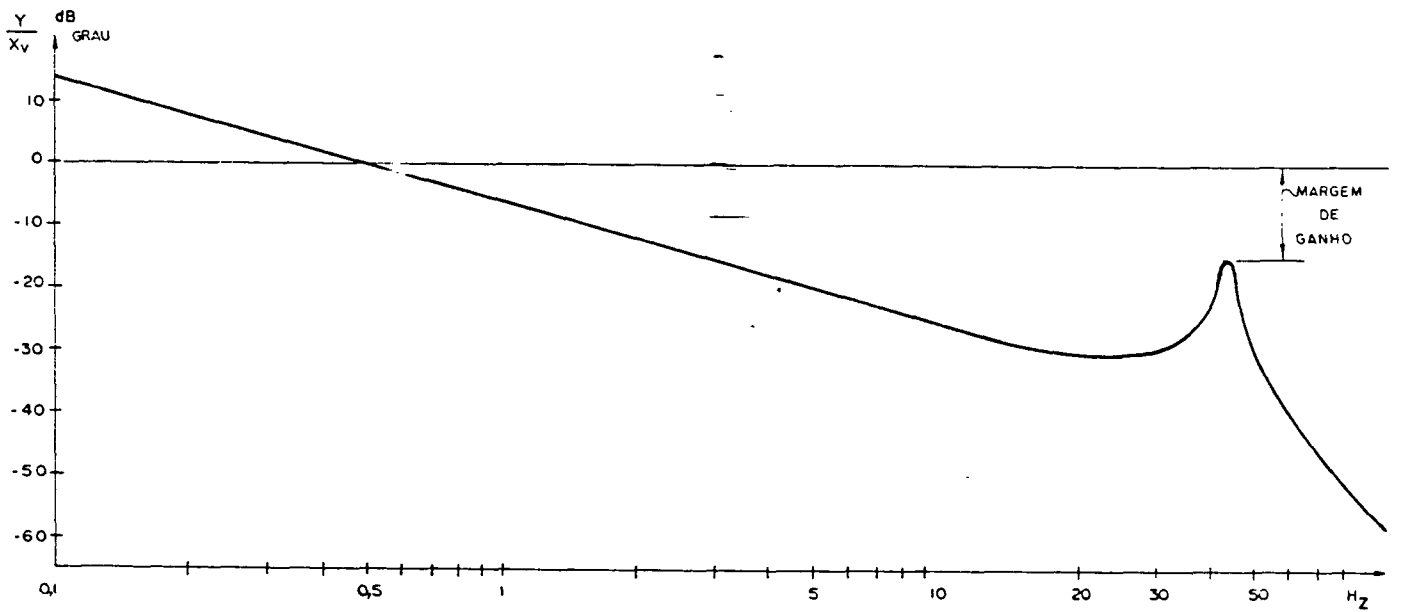
$$G_1(jW) = 123,638442 \cdot 2115,25926 \cdot (168,347 + Wj) / [W^4 - 206,123267 \cdot W^3j - 77768,98315 \cdot W^2 + 14128675,44 \cdot Wj + 356098,2583]$$

$$G_1(jW) = 261527,3593 \cdot (168,347 + Wj) / [(W^4 - 77768,98315 \cdot W^2 + 356098,2583) + j \cdot (14128675,44 \cdot W - 206,123267 \cdot W^3)] \quad (157)$$

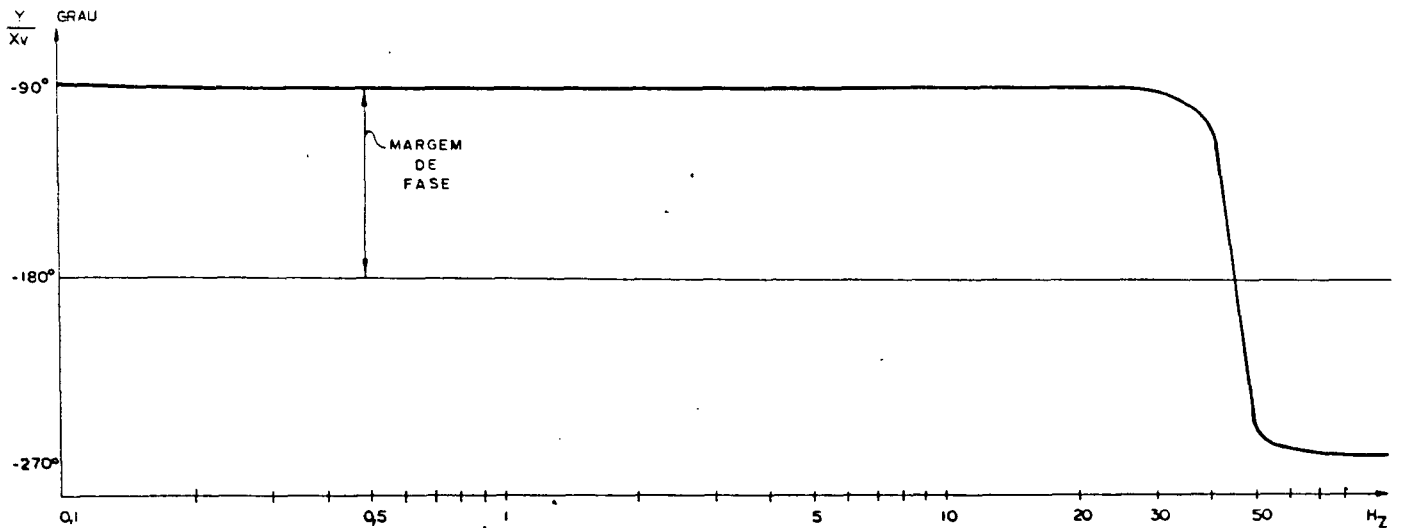
$$MD_1(jW) = 20 \cdot \log \left[\frac{261527,3593 \cdot [(168,347)^2 + W^2]^{1/2}}{[(W^4 - 77768,98315 \cdot W^2 + 356098,2583)^2 + (14128675,44 \cdot W - 206,123267 \cdot W^3)^2]^{1/2}} \right] \quad (158)$$

$$AG_1(jW) = \arctg (W / 168,347) - \arctg \left[\frac{(14128675,44 \cdot W - 206,123267 \cdot W^3)}{(W^4 - 77768,98315 \cdot W^2 + 356098,2583)} \right] \quad (159)$$

Calculamos os valores de módulo e fase através das equações (158) e (159) e traçamos os diagramas de Bode das figuras 26 e 27.



**FIGURA 26 - Cadeira, Cilindro, Acumulador e Servoválvula
Amplitude**



**FIGURA 27 - Cadeira, Cilindro, Acumulador e Servoválvula
Fase**

Cadeira e Cilindro sem Acumulador:

Considerando o sistema inicialmente sem o acumulador podemos apartir da equação (148) obter a resposta em frequência teórica fazendo a substituição do operador D por jw.

$$G_2(jW) = 123,638442 \cdot 2115,25926 / (-jW^3 - 1,422619 W^2 + 77457,93042 \cdot Wj + 2115,25926)$$

$$G_2(jW) = \frac{261527,3593}{[(2115,25926 - 1,422619 \cdot W^2) + j \cdot (77457,93042 \cdot W - W^3)]} \quad (160)$$

$$MD_2(jW) = 20 \cdot \log \left[\frac{261527,3593}{[(2115,25926 - 1,422619 \cdot W^2)^2 + (77457,93042 \cdot W - W^3)^2]^{1/2}} \right] \quad (161)$$

$$AG_2(jW) = - \arctg \left[\frac{(77457,93042 \cdot W - W^3)}{(2115,25926 - 1,422619 \cdot W^2)} \right] \quad (162)$$

Objetivando verificar a contribuição no coeficiente de amortecimento devido ao acumulador, montamos apartir das equações (161) e (162) os diagramas de Bode das figuras 28 e 29 respectivamente.

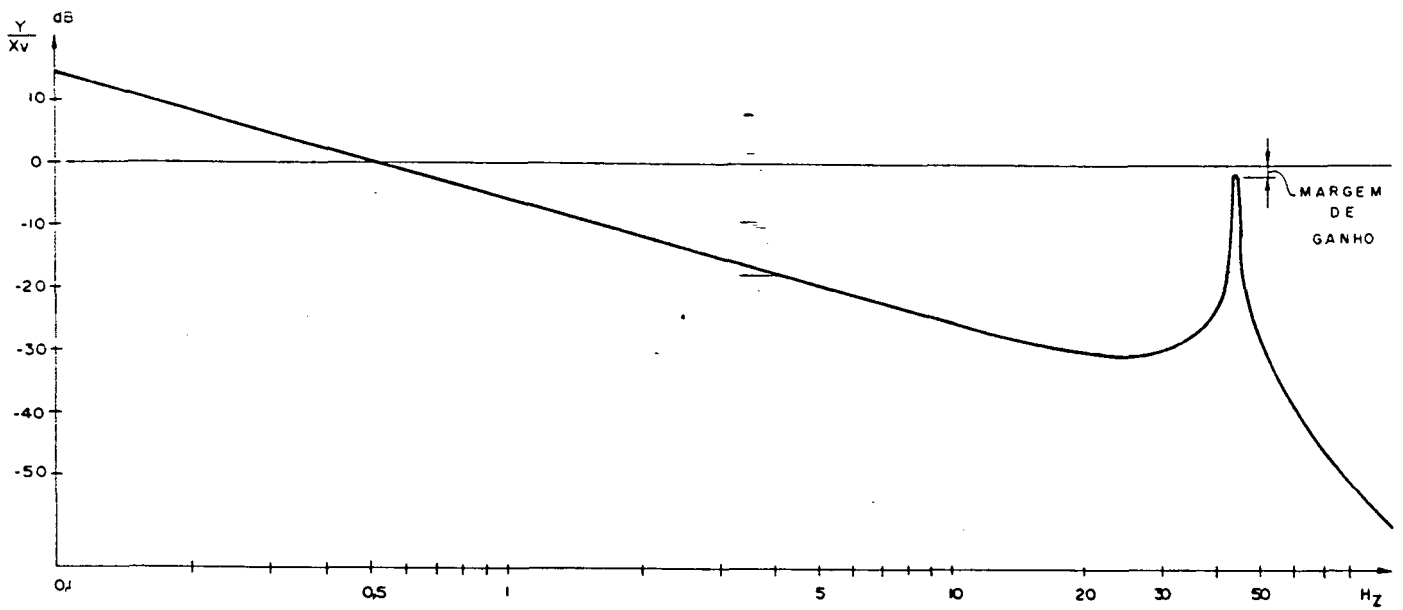


FIGURA 28 - Cadeira, Cilindro e Servoválvula sem Acumulador Amplitude.

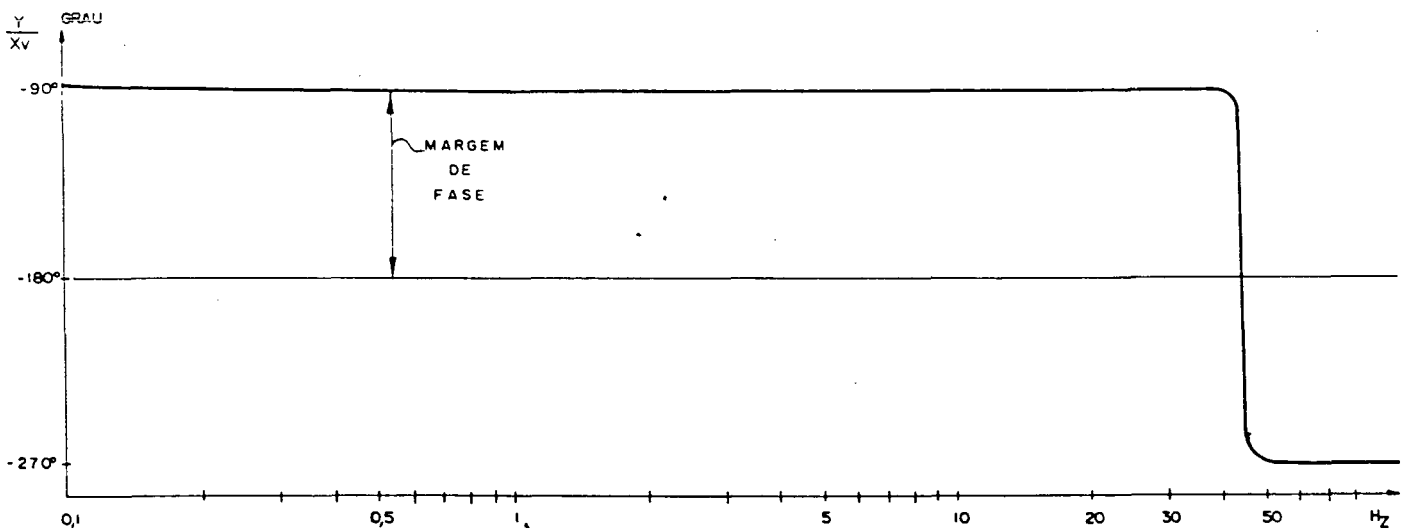


FIGURA 29 - Cadeira, Cilindro e Servoválvula sem Acumulador Fase.

5.2 - RESPOSTA EM FREQUÊNCIA TEÓRICA DO MOTOR FORÇA E CARRETEL DA SERVOVÁLVULA

A resposta em frequência teórica pode ser obtida da equação (150) substituindo o operador D por jW.

$$G_3(jW) = \frac{45,29}{-W^2 + 335,243.Wj + 1477733,1}$$

$$G_3(jW) = 45,29 / [(1477733,1 - W^2) + 335,243.Wj] \quad (162)$$

$$MD_3(jW) = 20 \cdot \log \left[45,29 / [(1477733,1 - W^2)^2 + (335,243 \cdot W)^2]^{1/2} \right] \quad (164)$$

$$AG_3(jW) = - \arctg \left[335,243 \cdot W / (1477733,1 - W^2) \right] \quad (165)$$

Os diagramas de Bode, de amplitude e fase, mostrados na figura 30, foram traçados em função dos valores calculados pelas equações (163) e (164).

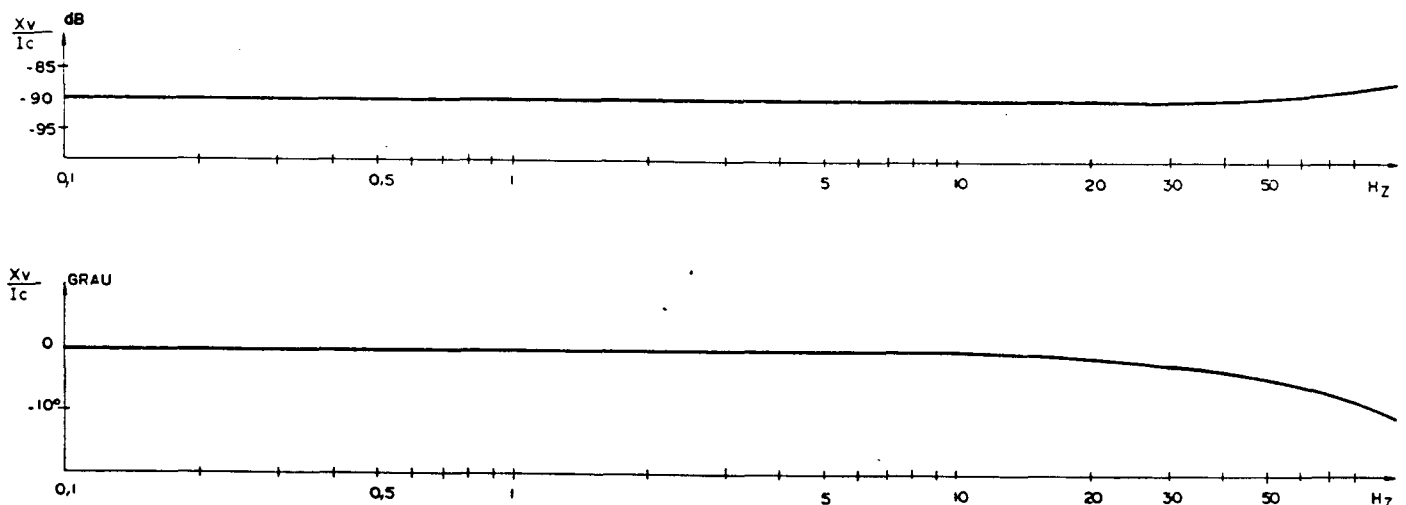


FIGURA 30 - Motor Força e Carretel da Servoválvula - Amplitude e Fase.

5.3 - RESPOSTA EM FREQUÊNCIA DO SISTEMA ELETRÔNICO.

A resposta em frequência do sistema eletrônico pode ser obtida da equação (153) substituindo o operador D por jW.

$$G_4(jW) = 0,672 \cdot \frac{jW + 649,35}{jW + 2272,727} \quad (166)$$

$$MD_4(jW) = 20 \cdot \log \left[0,672 \cdot \frac{[W^2 + (649,35)^2]^{1/2}}{[W^2 + (2272,727)^2]^{1/2}} \right] \quad (167)$$

$$AG_4(jW) = \arctg \left[W / 649,35 \right] - \arctg \left[W / 2272,727 \right] \quad (168)$$

Pelos valores calculados pelas equações (167) e (168) traçamos os diagramas de Bode, de amplitude e fase mostrados na figura 31.

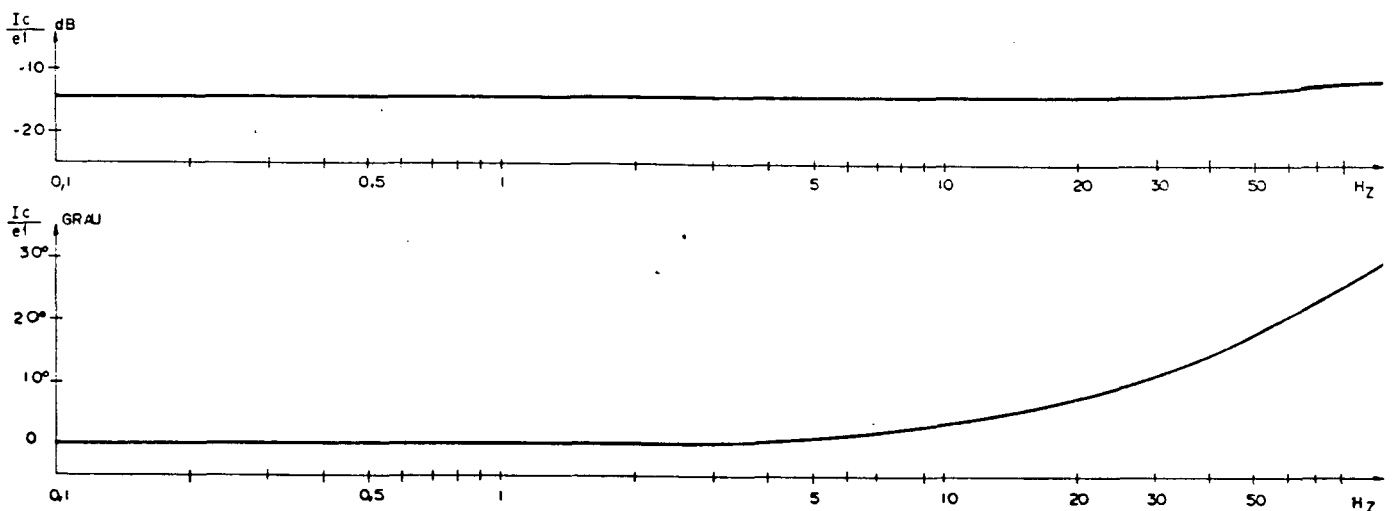


FIGURA 31 - Sistema Eletrônico - Amplitude e Fase.

5.4 - RESPOSTA EM FREQUÊNCIA TEÓRICA DO SISTEMA COMPLETO.

Podemos obter a resposta em frequência do sistema completo em malha aberta da equação (155) substituindo o operador D por jW.

$$G_5(jW) = 7,959553798 \cdot 10^{12} \cdot (jW + 649,35) \cdot (jW + 168,347) / [(jW + 2272,727) \cdot (-W^2 + 335,243 \cdot Wj + 1.477733,1) \cdot (W^4 - 206,123267 \cdot W^3j - 77768,98315 \cdot W^2 + 14128675,44 \cdot W + 356098,2583)] \quad (169)$$

$$MD_5(jW) = 20 \cdot \log [7.959553798 \cdot 10^{12} \cdot [W^2 + (649,35)^2]^{1/2} \cdot [W^2 + (168,347)^2]^{1/2} / [[W^2 + (2272,727)^2]^{1/2} \cdot [(1477733,1 - W^2)^2 + (335,243 \cdot W)^2]^{1/2} \cdot [(W^4 - 77768,98315 \cdot W^2 + 356098,2583)^2 + (14128675,44 \cdot W - 206,123267 \cdot W^3)^2]^{1/2}] \quad (170)$$

$$AG_5(jW) = \arctg [W / 649,35] + \arctg [W / 168,347] - \arctg [W / 2272,727] - \arctg [335,243 \cdot W / (1477733,1 - W^2)] - \arctg [14128675,44 \cdot W - 206,123267 \cdot W^3 / (W^4 - 77768,98315 \cdot W^2 + 356098,2583)] \quad (171)$$

Os diagramas de Bode montados a partir das equações (170) e (171) são mostrados nas figuras 32 e 33.

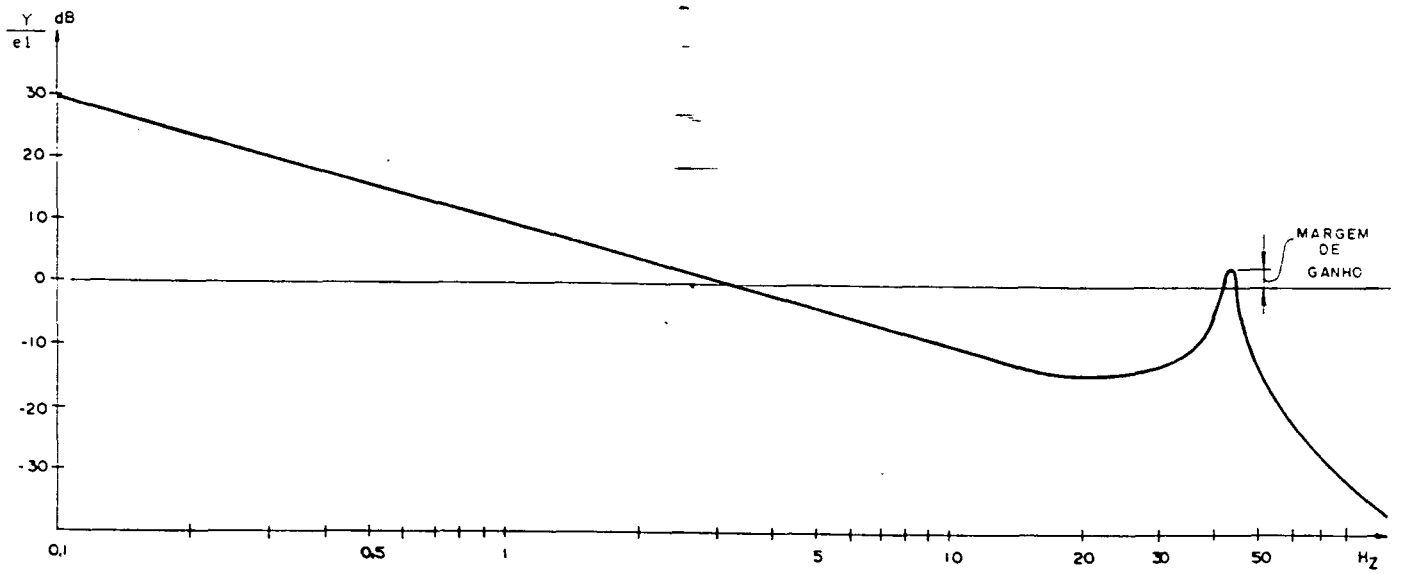


FIGURA 32 - Sistema Completo em Malha Aberta - Amplitude.

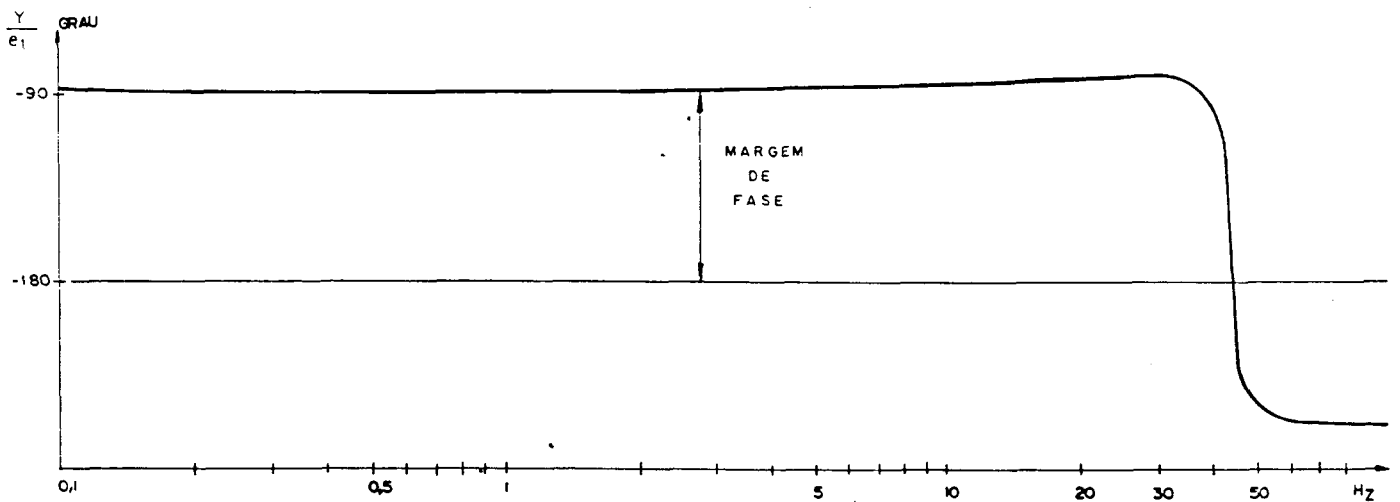


FIGURA 33 - Sistema Completo em Malha Aberta - Fase.

Malha Fechada:

A resposta em frequência teórica do sistema completo sem malha fechada pode ser obtida da equação (172) fazendo a substituição do operador D por jW.

$$G_6(D) = 7,959553798 \cdot 10^{12} \cdot (D + 649,35) \cdot (D + 168,347) / (D^7 + 2814,093267 \cdot D^6 + 2854981,198 \cdot D^5 + 4037075517 \cdot D^4 + 9,032844135 \cdot 10^{11} \cdot D^3 + 3,007896342 \cdot 10^{14} \cdot D^2 + 5,396023001 \cdot 10^{16} \cdot D + 8,713035242 \cdot 10^{17}) \quad (172)$$

$$G_6(jW) = 7,959553798 \cdot 10^{12} \cdot (jW + 649,35) \cdot (jW + 168,347) / (W^7 j 2814,093267 \cdot W^6 + 2854981,198 \cdot W^5 j + 4037075517 \cdot W^4 - 9,032844135 \cdot 10^{11} \cdot W^3 j - 3,007896342 \cdot 10^{14} \cdot W^2 + 5,396023001 \cdot 10^{16} \cdot W j + 8,713035242 \cdot 10^{17}) \quad (173)$$

$$MD_6(jW) = 20 \cdot \log \left[7,959553798 \cdot 10^{12} \cdot \left[W^2 + (649,35)^2 \right]^{1/2} \cdot \left[W^2 + (168,347)^2 \right]^{1/2} / \left[(8,713035242 \cdot 10^{17} - 3,007896342 \cdot 10^{14} \cdot W^2 + 4037075517 \cdot W^4 - 2814,093267 \cdot W^6)^2 + (5,396023001 \cdot 10^{16} \cdot W - 9,032844135 \cdot 10^{11} \cdot W^3 + 2854981,198 \cdot W^5 - W^7)^2 \right]^{1/2} \right] \quad (174)$$

$$AG_6(jW) = \arctg \left[W / 649,35 \right] + \arctg \left[W / 168,347 \right] - \arctg \left[5,396023001 \cdot 10^{16} \cdot W - 9,032844135 \cdot 10^{11} \cdot W^3 + 2854981,198 \cdot W^5 - W^7 \right] / \left[(8,713035242 \cdot 10^{17} - 3,007896342 \cdot 10^{14} \cdot W^2 + 4037075517 \cdot W^4 - 2814,093267 \cdot W^6) \right] \quad (175)$$

Nas figuras 34 e 35, mostramos os diagramas de Bode, de amplitude e fase respectivamente.

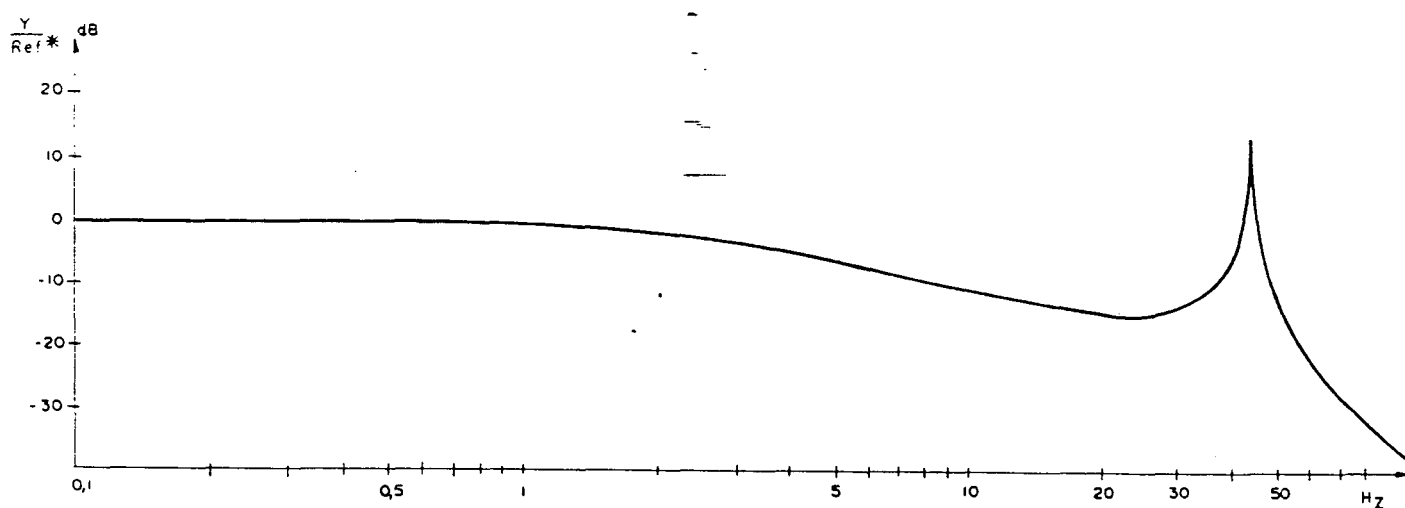


FIGURA 34 - Sistema Completo em Malha Fechada - Amplitude.

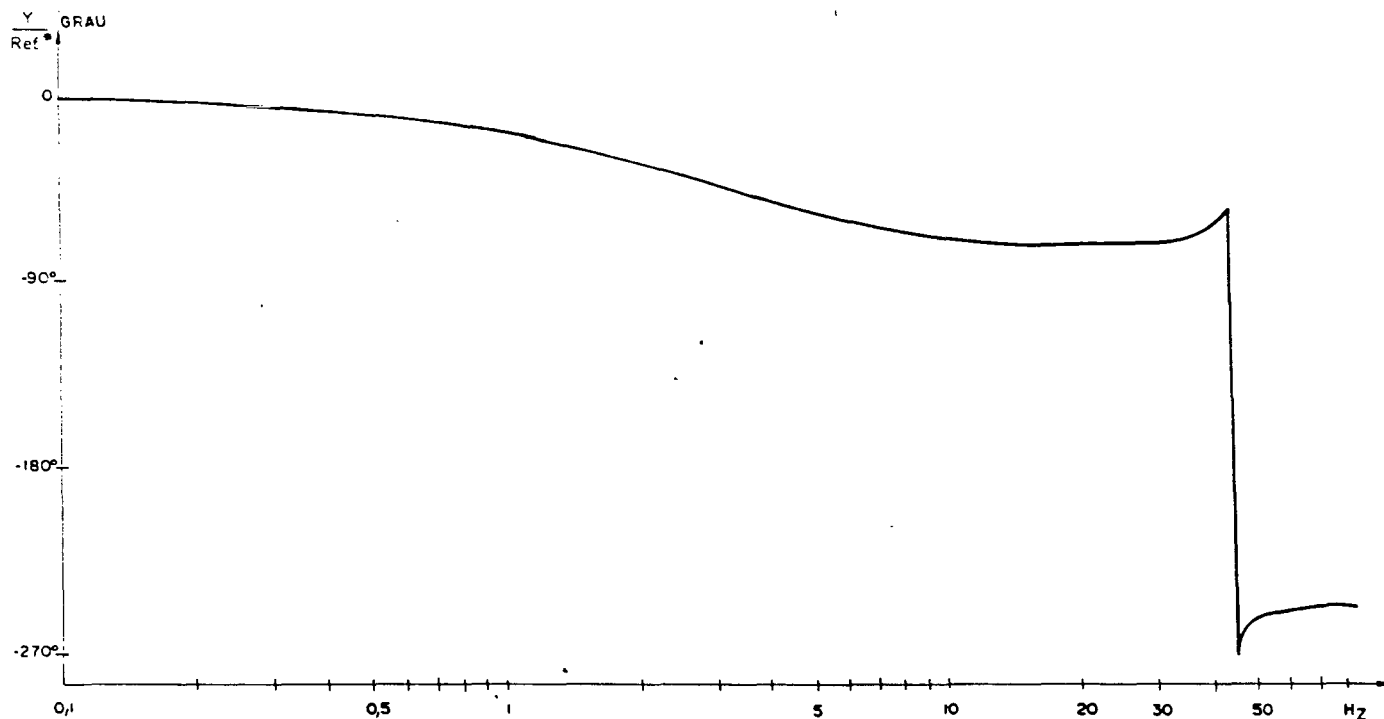


FIGURA 35 - Sistema Completo em Malha Fechada - Fase.

5.5 - RESPOSTA EM FREQUÊNCIA EXPERIMENTAL.

O ensaio de resposta em frequência da 1ª cadeira do Laminador mi de Tiras a Frio nº 3 foi realizado para o ponto de operação $P_C = P_S/2$ para que pudéssemos comparar as curvas de amplitude e de fase reais com as obtidas teoricamente através do modelo matemático.

As medições foram realizadas através de aparelhos previamente aferidos e os resultados registrados em cartas gráficas para posterior traçado dos diagramas de Bode, de amplitude e fase, que são mostrados nas figura 36 e 37.

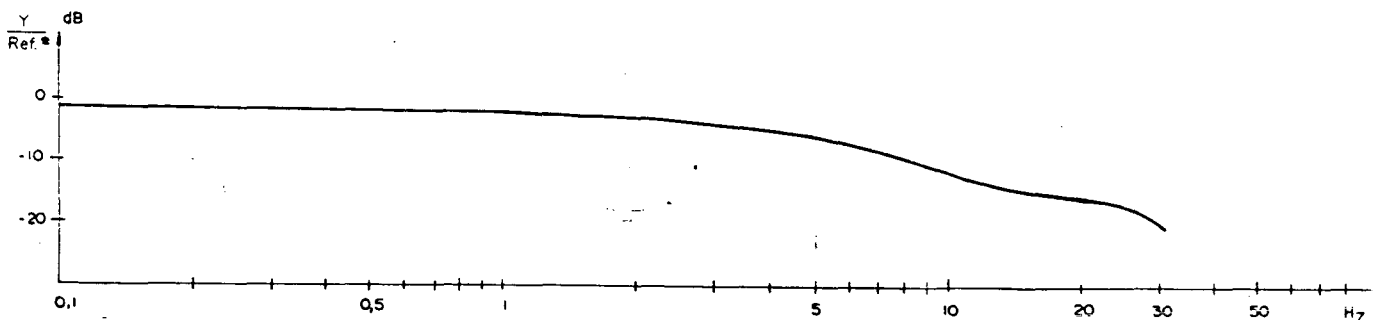


FIGURA 36 - Sistema Completo em Malha Fechada, Experimental - Amplitude.

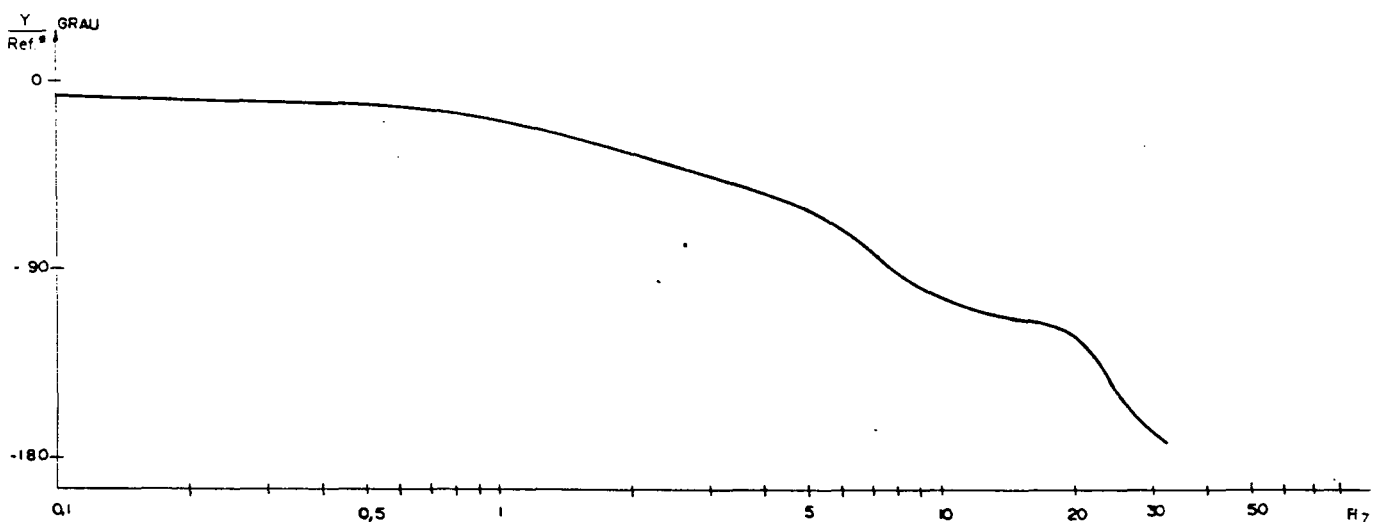


FIGURA 37 - Sistema Completo em Malha Fechada Experimental - Fase.

5.6 - RESULTADOS

Os resultados obtidos na resposta em frequência teórica permitem que façamos algumas considerações sobre o sistema de posicionamento hidráulico dos rolos da 1ª cadeira do Laminador de Tiras a Frio nº 3.

Comparando os diagramas de Bode de Amplitude e Fase da Cadeira, Cilindro e Servoválvula com e sem Acumulador verificamos que:

- 1 - A redução no pico de amplitude ocorre pelo aumento do coeficiente de amortecimento em função da instalação do acumulador sem bexiga em paralelo com o cilindro hidráulico de posicionamento.
- 2 - O diagrama de fase também é modificado, passando a ter uma maior inclinação decorrente do atraso de fase, propiciado pela instalação do acumulador, na faixa de frequência de 28 Hz a 44 Hz.
- 3 - O acumulador foi instalado com o objetivo de aumentar o coeficiente de amortecimento e garantir a estabilidade relativa do sistema, atenuando o pico de amplitude para mantê-lo abaixo do eixo de 0 dB a -180° de defasagem, estabelecendo uma maior margem de ganho.

Comparando os diagramas de Bode de Amplitude e Fase do Motor Força e Carretel com os do Sistema Eletrônico verificamos que:

- 1 - Ao longo da faixa de frequência de interesse a amplitude permanece constante.

2 - Ocorre na servoválvula acima de 10 Hz um atraso de fase que é corrigido pelo sistema eletrônico através de ajuste do compensador de fase.

3 - Podemos considerar para efeito de análise todo o Sistema Eletrônico com o Motor Força e Carretel da Servoválvula como se fosse apenas um fator de escala sem nenhuma interferência no ângulo de fase.

Os diagramas de Bode do sistema completo em malha aberta mostram um pico de amplitude levemente acima do eixo de 0 dB para um atraso de fase de -180° . Isto caracteriza que o sistema estaria instável para os valores de ganho utilizados.

Os diagramas de Bode do sistema completo em malha fechada confirmam que o sistema estaria instável para os valores utilizados de ganho e de fatores de escala.

Contudo a resposta em frequência do sistema completo em malha fechada medida experimentalmente, apesar da grande concordância em relação a teórica quanto a amplitude, apresenta acima de 5 Hz um acentuado atraso de fase afastando-se da resposta teórica, o que demonstra um amortecimento acentuado e possivelmente uma frequência natural inferior a teórica.

A resposta em frequência experimental do sistema completo em malha fechada da figura 36 nos mostra que o coeficiente de amortecimento esta entre 0,6 e 0,7 . Através dos programas de computador desenvolvidos para cálculo da resposta em frequência teórica variamos o amortecimento viscoso da cadeira até obtermos uma maior

concordância com a curva experimental o que ocorreu para um valor de cerca de 200 vezes maior que o valor original calculado teoricamente. Segundo Doebelin [6], este é um método usado para obtenção do coeficiente de amortecimento de sistemas de maior complexidade. O resultado pode ser observado nas figuras 38 e 39.

Quanto a frequência natural do sistema completo poderemos ir ajustando os parâmetros do modelo matemático através da realização de outros ensaios em torno de outros pontos de operação. Apenas para exemplificar variamos o ganho da servoválvula em 1,7 vezes e a porcentagem de presença de ar de 1% para 5% e o resultado é mostrado nas figuras 40 e 41 comparativamente com a resposta em frequência experimental.

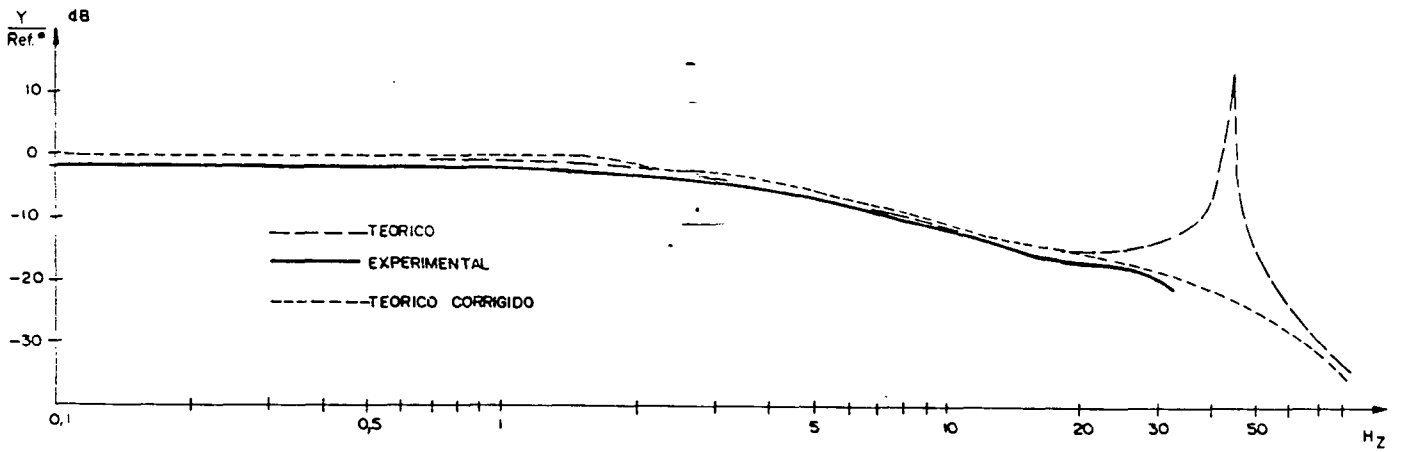


FIGURA 38 - Comparativo Teórico - Experimental - Teórico Corrigido. - Amplitude

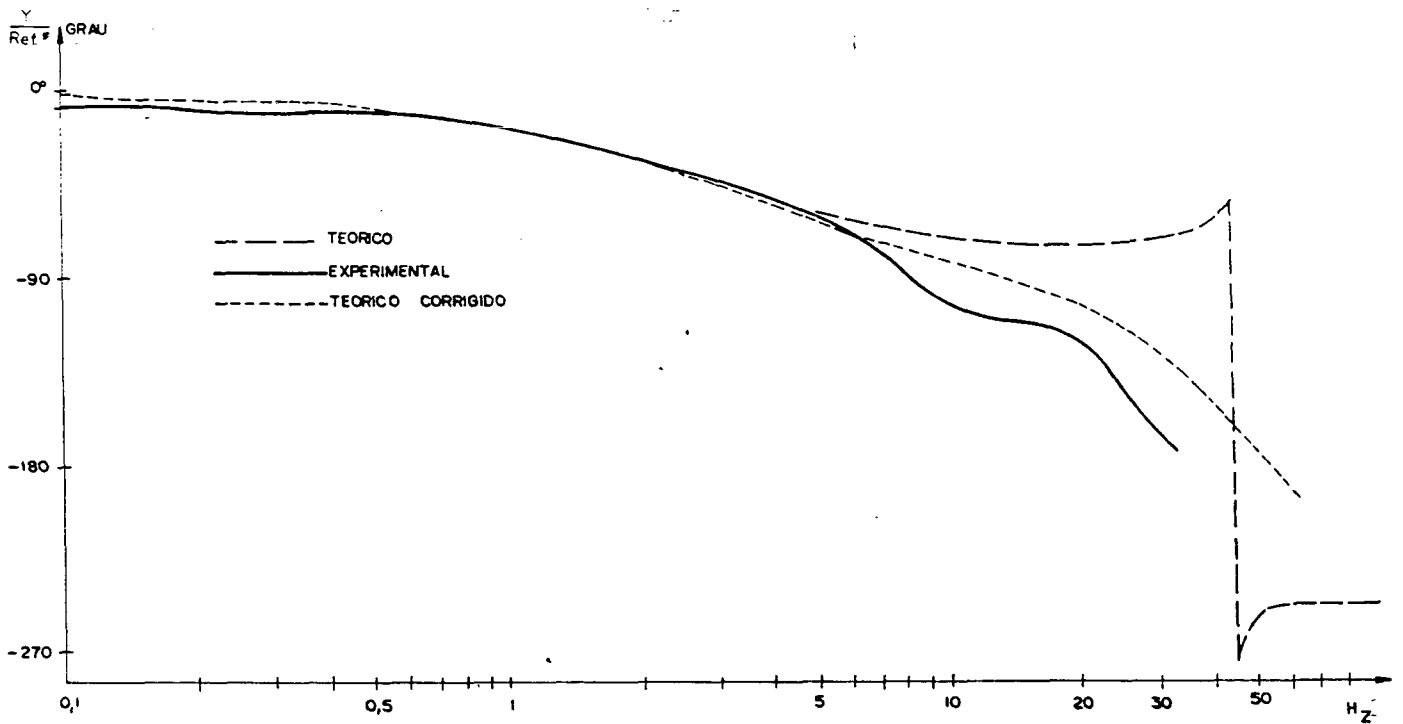
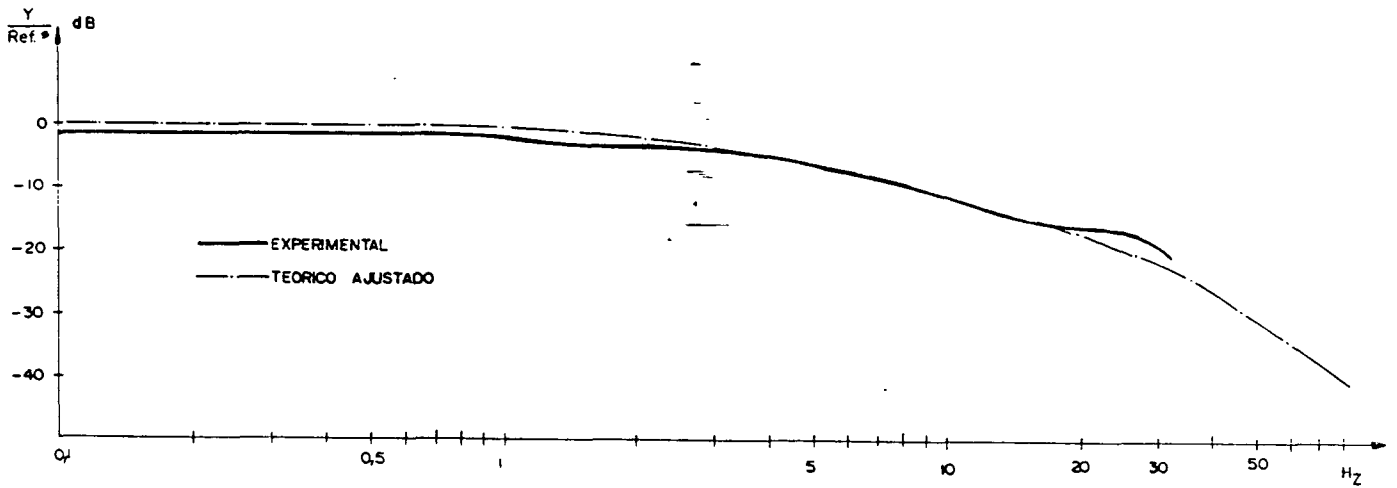
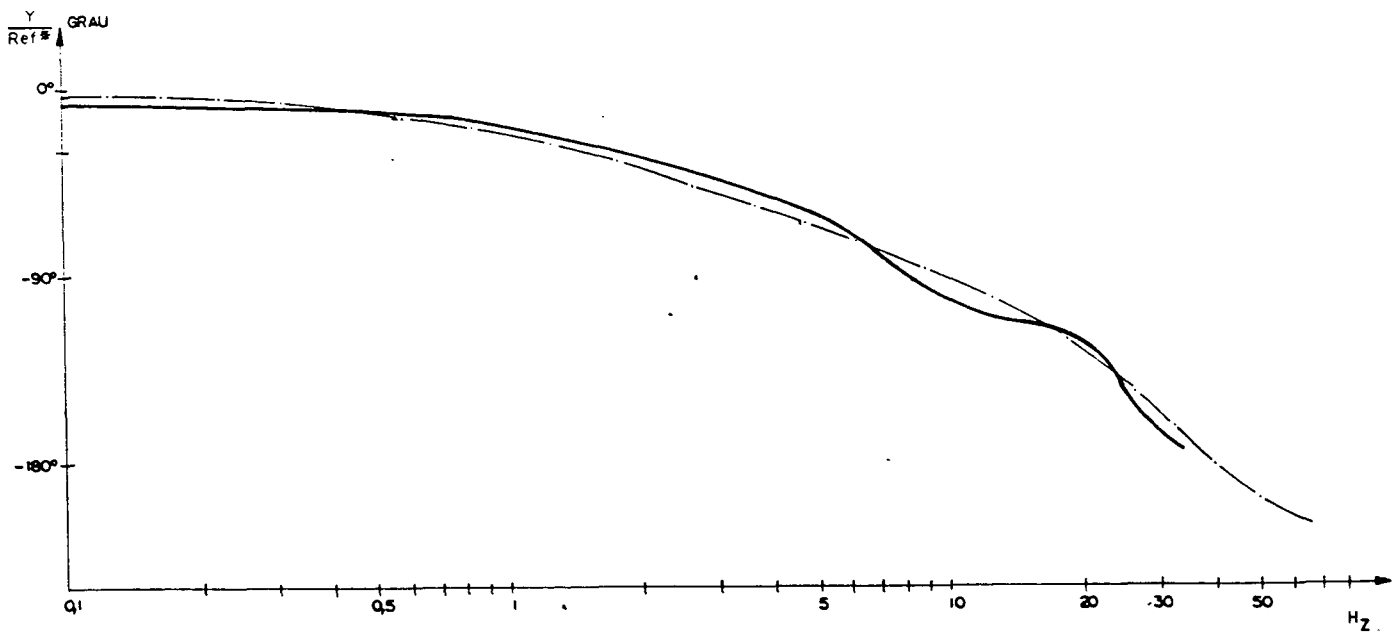


FIGURA 39 - Comparativo Teórico - Experimental - Teórico Corrigido. - Fase



**Figura - 40 - Comparativo Experimental - Teórico Ajustado
Amplitude - (5% de Ar - Ganho 1,7X)**



**FIGURA 41 - Comparativo Experimental - Teórico Ajustado
Fase - (5% de Ar - Ganho 1,7x)**

CAPÍTULO VI

6.1 - REPRESENTAÇÃO POR EQUAÇÕES DINÂMICAS

Objetivando a realização de simulação em computador digital do sistema completo escreveremos as equações desenvolvidas no capítulo III e IV de forma a representar o sistema através de equações dinâmicas.

As equações (52) , (100) e (101) possibilitam escrever a seguinte equação:

$$P\dot{m} \cdot A_p + \frac{P_s}{2} \cdot A_p = M_L \cdot D^2y + B_L \cdot Dy + K_L \cdot y + P_L \quad (176)$$

Substituindo a equação (121) na equação (176):

$$P\dot{m} \cdot A_p + \frac{P_s}{2} \cdot A_p = M_L \cdot D^2Y + B_L \cdot DY + K_L \cdot Y + K_L \cdot y_0 + P_L$$

Da equação (120) temos:

$$y_0 = \frac{A_p}{K_L} \cdot \left[\frac{P_s}{2} - \frac{P_L}{A_p} \right]$$

Portanto:

$$P\dot{m} \cdot A_p + \frac{P_s}{2} \cdot A_p = M_L \cdot D^2Y + B_L \cdot DY + K_L \cdot Y + \frac{P_s}{2} \cdot A_p - P_L + P_L$$

$$P\dot{m} \cdot A_p = M_L \cdot D^2Y + B_L \cdot DY + K_L \cdot Y$$

Derivando e rearranjando temos:

$$D^3Y = - \frac{K_L}{M_L} \cdot DY - \frac{B_L}{M_L} \cdot D^2Y + \frac{A_p}{M_L} \cdot DP\dot{m} \quad (177)$$

Igualando as equações (63) e (99) temos:

$$K_q \cdot X_v - K_c \cdot P\dot{m} = A_p \cdot Dy + \frac{V}{\beta} \cdot DP\dot{m} + \left[\frac{V_{ac}}{\beta} \cdot DP\dot{m} \left[\frac{V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \cdot D + 1 \right] \right]$$

Então:

$$\frac{K_q \cdot V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \cdot DX_v + K_q \cdot X_v - \frac{K_c \cdot V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \cdot DP_m' - K_c \cdot P_m' = \frac{A_p \cdot V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \cdot D^2y + A_p \cdot Dy$$

$$+ \frac{V \cdot V_{ac}}{\beta^2 \cdot C_f} \cdot D^2P_m' + \frac{V}{\beta} \cdot DP_m' + \frac{V_{ac}}{\beta} \cdot DP_m'$$

Substituindo $y = Y + y_0$ e rearranjando:

$$\frac{V \cdot V_{ac}}{\beta^2 \cdot C_f} \cdot D^2P_m' = -A_p \cdot DY - \frac{A_p \cdot V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \cdot D^2Y - K_c \cdot P_m' -$$

$$\left[\frac{K_c \cdot V_{ac}}{\beta \cdot C_f} + \frac{V}{\beta} + \frac{V_{ac}}{\beta} \right] \cdot DP_m' + K_q \cdot X_v + \frac{K_q \cdot V_{ac}}{\beta \cdot C_f} \cdot DX_v$$

$$D^2P_m' = - \frac{\beta^2 \cdot A_p \cdot C_f}{V \cdot V_{ac}} \cdot DY - \frac{\beta \cdot A_p}{V} \cdot D^2Y - \frac{\beta^2 \cdot K_c \cdot C_f}{V \cdot V_{ac}} \cdot P_m' - \frac{\beta^2 \cdot K_c \cdot C_f \cdot P_m'}{V \cdot V_{ac}} -$$

$$\frac{\beta}{V} \cdot \left[K_c + (V \cdot C_f / V_{ac}) + C_f \right] \cdot DP_m' + \frac{\beta^2 \cdot K_q \cdot C_f}{V \cdot V_{ac}} \cdot X_v + \frac{\beta \cdot K_q}{V} \cdot DX_v \quad (178)$$

Da equação (149) temos:

$$K_f \cdot I_c = M_c \cdot D^2X_v + B_m \cdot DX_v + K_m \cdot X_v$$

$$D^2X_v = - \frac{K_m}{M_c} \cdot X_v - \frac{B_m}{M_c} \cdot DX_v + \frac{K_f}{M_c} \cdot I_c \quad (179)$$

Para o sistema em malha fechada com realimentação unitária pode - se escrever em função das equações (151), (152) e (117) a seguinte equação:

$$I_c = (Ref^* - Y) \cdot EM \cdot KDA \cdot KCP \cdot KSA \cdot \left[\frac{(R_3 + R_4)}{R_1} \cdot \frac{(R_1 + 2 \cdot R_2)}{2 \cdot R_2} \cdot \right.$$

$$\left. \frac{D + (2 / (R_1 + 2 \cdot R_2) \cdot C)}{D + (1 / R_2 \cdot C)} \right]$$

$$DI_c + \frac{I_c}{R_2 \cdot C} = - \frac{EM \cdot KDA \cdot KCP \cdot KSA \cdot (R_3 + R_4) \cdot (R_1 + 2 \cdot R_2) \cdot 2 \cdot Ref^*}{2 \cdot R_1 \cdot R_2 \cdot (R_1 + 2 \cdot R_2) \cdot C} +$$

$$\frac{EM \cdot KDA \cdot KCP \cdot KSA \cdot (R_3 + R_4) \cdot (R_1 + 2 \cdot R_2) \cdot DY}{2 \cdot R_1 \cdot R_2}$$

$$\frac{EM \cdot KDA \cdot KCP \cdot KSA \cdot (R_3 + R_4) \cdot Y}{R_1 \cdot R_2 \cdot C}$$

$$DI_C = \frac{EM \cdot KDA \cdot KCP \cdot KSA \cdot (R_3 + R_4) \cdot Y +}{R_1 \cdot R_2 \cdot C}$$

$$\frac{EM \cdot KDA \cdot KCP \cdot KSA \cdot (R_3 + R_4) \cdot (R_1 + 2 \cdot R_2) \cdot DY -}{2 \cdot R_1 \cdot R_2}$$

$$\frac{EM \cdot KDA \cdot KCP \cdot KSA \cdot (R_3 + R_4) \cdot Ref^* - \frac{I_C}{R_2 \cdot C}}{R_1 \cdot R_2 \cdot C} \quad (180)$$

Representando o sistema por equações dinâmicas fazemos:

$$X_1 = Y \quad - \text{Deslocamento do Rolo} - m$$

$$X_2 = DY \quad - \text{Velocidade do Rolo} - m/s$$

$$X_3 = D^2Y \quad - \text{Aceleração do Rolo} - m/s^2$$

$$X_4 = P_m \quad - \text{Diferença de Pressão} - N/m^2$$

$$X_5 = DP_m \quad - \text{Derivada da Diferença de Pressão} - N/m^2s$$

$$X_6 = X_v \quad - \text{Deslocamento do Carretel} - m$$

$$X_7 = DX_v \quad - \text{Velocidade do Carretel} - m/s$$

$$X_8 = I_C \quad - \text{Corrente de Alimentação} - A$$

$$R = Ref^* \quad - \text{Referência de Posição} - m$$

Conseqüentemente teremos das equações (177), (178), (179) e (180) o seguinte:

$$DX_1 = X_2 \quad (181)$$

$$DX_2 = X_3 \quad (182)$$

$$DX_3 = - \frac{K_L}{M_L} \cdot X_2 - \frac{B_L}{M_L} \cdot X_3 + \frac{A_p}{M_L} \cdot X_5 \quad (183)$$

$$DX_4 = X_5 \quad (184)$$

$$DX_5 = - \frac{\beta^2 \cdot A_p \cdot C_f}{V \cdot V_{ac}} \cdot X_2 - \frac{\beta \cdot A_p}{V} \cdot X_3 - \frac{\beta^2 \cdot K_c \cdot C_f}{V \cdot V_{ac}} \cdot X_4 -$$

$$\frac{\beta}{V} \cdot [K_c + (V \cdot C_f / V_{ac}) + C_f] \cdot X_5 + \frac{\beta^2 \cdot K_g \cdot C_f}{V \cdot V_{ac}} \cdot X_6 + \frac{\beta \cdot K_g}{V} \cdot X_7 \quad (185)$$

$$DX_6 = X_7 \quad (186)$$

$$DX_7 = - \frac{K_m}{M_c} \cdot X_6 - \frac{B_m}{M_c} \cdot X_7 + \frac{K_f}{M_c} \cdot X_8 \quad (187)$$

$$DX_8 = \frac{EM \cdot KDA \cdot KCP \cdot KSA \cdot (R_3 + R_4)}{R_1 \cdot R_2 \cdot C} \cdot X_1 +$$

$$\left[EM \cdot KDA \cdot KCP \cdot KSA \cdot (R_3 + R_4) \cdot (R_1 + 2 \cdot R_2) \right] / (2 \cdot R_1 \cdot R_2) \cdot X_2 -$$

$$\left[EM \cdot KDA \cdot KCP \cdot KSA \cdot (R_3 + R_4) / (R_1 \cdot R_2 \cdot C) \right] \cdot R -$$

$$\left[1 / R_2 \cdot C \right] \cdot X_8 \quad (188)$$

6.2 - SIMULAÇÃO EM COMPUTADOR DIGITAL

Utilizando os programas desenvolvidos para cálculo das equações apresentadas nos capítulos anteriores montamos a matriz do sistema e a matriz de referência para a simulação em computador. Utilizamos o programa PROSED, para simulação, cedido por De Negri [3].

O resultado obtido simulando a resposta ao degrau é mostrado na figura 42 e 43 para o valor de amortecimento viscoso estabelecido no capítulo anterior em função da resposta em frequência experimental e considerando 1% de presença de ar no óleo e 5% com ganho da servoválvula 1,7 vezes maior respectivamente e resposta em degrau experimental é mostrada na figura 44.

Matriz B - Referência

0
0
0
0
0
0
0
0

$$- \frac{EM \ KDA \ KCP \ KSA \ (R_3 + R_4)}{R_1 R_2 C}$$

6.3 - RESULTADOS

A simulação do modelo matemático em computador para um amortecimento corrigido em função da resposta em frequência experimental apresentou como resultado um sistema superamortecido. O tempo gasto para que a saída atinja o valor de 95% da referência de entrada é de 0,16s conforme assinalado na figura 42.

Face a verificação no capítulo anterior da necessidade de realizarmos um ajuste de parâmetros do modelo matemático simulamos a resposta em degrau para um ganho da servoválvula 1,7 vezes maior que o teórico e uma presença de ar de 5%. O resultado obtido apesar de ser superamortecido apresentou um tempo para o atingimento de 95% da referência de entrada de 0,192s.

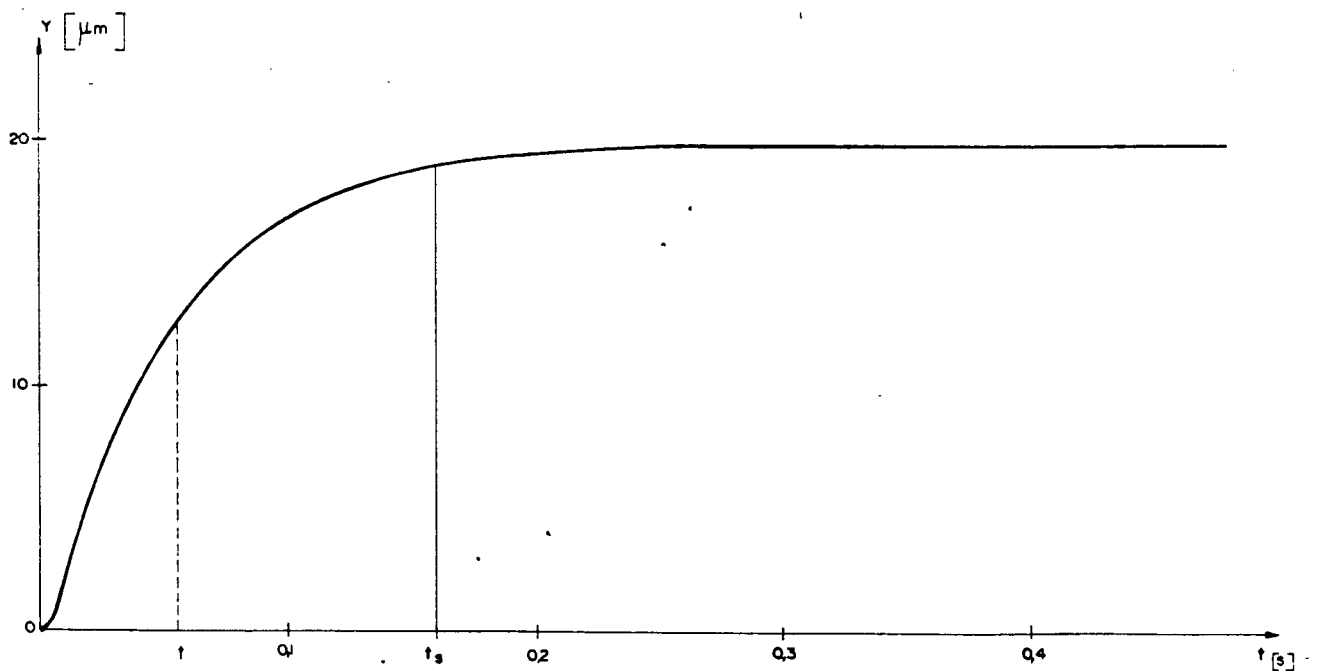


FIGURA 42 - Resposta ao Degrau Teórica Corrigida
($200 \times B_L$)

A resposta em degrau medida experimentalmente apresenta-se também superamortecida e a saída se aproxima de 95% do valor da referência de entrada com maior rapidez, o tempo assinalado na figura 44 é de 0,098s.

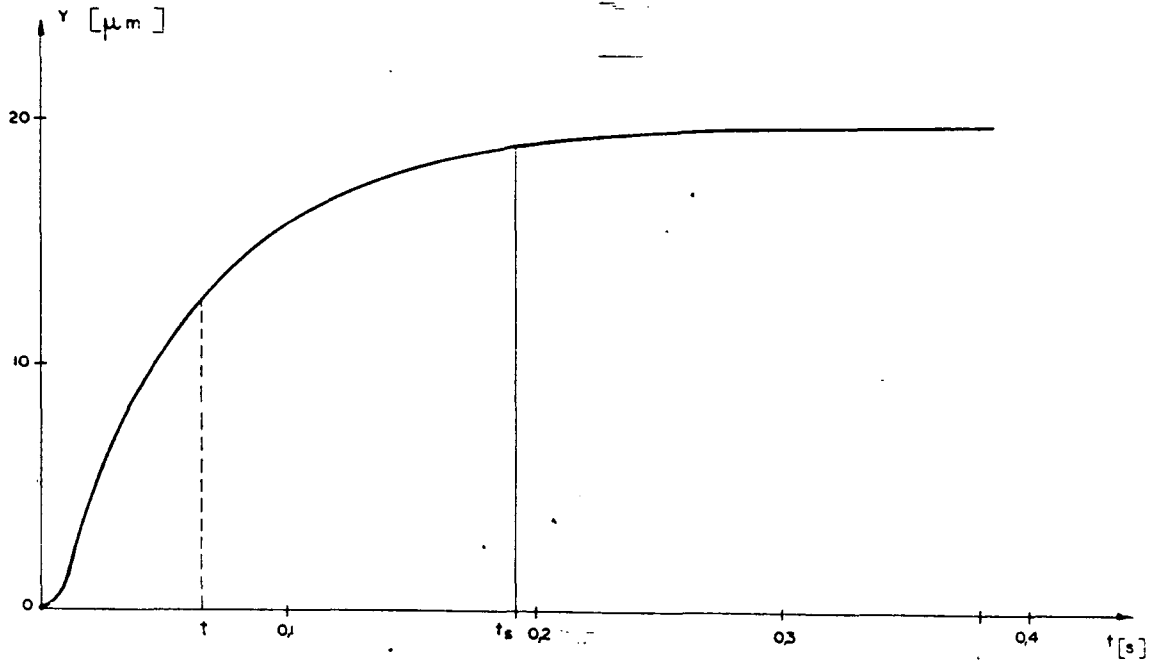


FIGURA 43 - Resposta ao Degrau Teórica Ajustada
(5% de Ar - Ganho 1,7x)

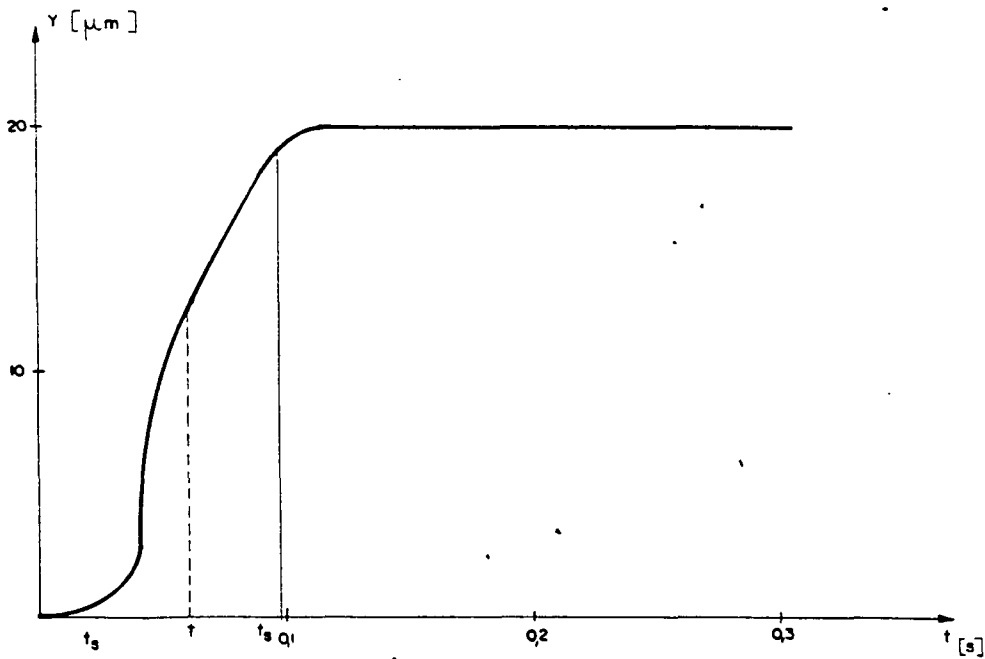


FIGURA 44 - Resposta ao Degrau Experimental

CAPÍTULO VII

7. - CONCLUSÕES

A escolha do sistema de posicionamento hidráulico dos rolos de laminação da 1ª cadeira do Laminador de Tiras a Frio nº 3 sem dúvida acrescentou maiores dificuldade a consecução desta dissertação de mestrado o que enriqueceu sobremaneira a experiência adquirida na utilização das ferramentas de análise de sistemas hidráulicos.

A necessidade de realizarmos testes experimentais e medições em laboratórios possibilitou o aprendizado de detalhes a respeito da tecnologia empregada em servoválvulas que dificilmente teríamos acesso apenas através de literatura técnica, e reforçou a fixação do que foi estudado nas disciplinas do programa de Pós-Graduação.

O modelo matemático desenvolvido para o sistema em questão demonstrou representar bem o sistema físico necessitando ainda do ajuste de alguns parâmetros através da realização de testes experimentais em torno de outros pontos de operação.

Segundo Doebelin [6], a determinação teórica do coeficiente de amortecimento de um sistema mecânico complexo constitui-se numa dificuldade quase intransponível, e a utilização da resposta em frequência para corrigir o valor estabelecido teoricamente constitui-se prática bastante difundida, daí termos procedido desta maneira.

A resposta em frequência constitui-se numa ferramenta poderosa em conjunto com a simulação em computador digital para análise do

comportamento de sistema de controle, ajudando inclusive no ajuste de parâmetros do modelo matemático quando comparadas a testes experimentais.

O teste de resposta em frequência realizado no sistema de posicionamento hidráulico possibilitou a correção do amortecimento viscoso teoricamente determinado para a cadeira do laminador.

A resposta ao degrau obtida experimentalmente mostra que o sistema é cerca de 1,6 vezes mais rápido quando comparada com a resposta ao degrau simulada em computador. Isto nos leva a crer que o ganho da servoválvula seja maior que o determinado teoricamente em função de folgas e arredondamento das quinas dos pórticos e dos saltos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] - MERRITT, H. E.. Hydraulic Control Systems. New York, John Wiley E Sons Inc., 1967
- [2] - STRINGER, J. D.. Hydraulic Systems Analysis, an Introduction. London, The Macmillan Press Ltd, 1976
- [3] - DE NEGRI, V.J.. Modelagem de Servomecanismos Hidráulicos e Simulação de um Servomecanismo Mecânico-Hidráulico. Florianópolis, Universidade Federal de Santa Catarina, 1987
- [4] - CLARK, R.N.. Compensation of Steady State Flow Forces in Spool- Type Hydraulic Valves. Seattle, Transactions A.S.M.E., Vol.79: p. 1784-1788, 1957
- [5] - BLACKBURN, J.F.; REETHOF, G; SHEARER, J.L.. Fluid Power Control. Massachusetts, the Massachusetts Institute of Tecnology Press, 1960
- [6] - DOEBELIN, E.O.. System Dynamics: Modeling and Response. Columbus, Ohio, Charles E. Merrill Publishing Company, 1972
- [7] - THOMSON, W. T. Teoria da Vibração com Aplicações. Rio de Janeiro, Editora Interciência Ltda.,1978
- [8] - RAVEN, F.H.. Automatic Control Engineering, 3 ed., Tokyo, Mc Graw Hill Kogakusha, Ltd., 1978
- [9] - DORF, R.C.. Modern Control Systems, 2.ed., California, Addeison-Wesley Publishing Company, 1974
- [10] - VIERSMA, T.J.. Analysis, Synthesis and Design of Hydraulic Servosystems and Pipelines. Amsterdam, Elsevier Scientific Publishing Company, 1980
- [11] - MC CLOY, D.; MARTIN, H.R.. Control of Fluid Power: Analysis and Desing, 2.ed.. Chichestes, Ellis Horwood Limited, 1980

- [12] - CHEN, C.T.. Introduction to Linear System Theory
New York, CBS College Publishing, 1984
- [13] - TANB, H.;
SCHILLING, D.. Eletrônica Digital. São Paulo, Editora.
Mc Graw Hill do Brasil, 1982
- [14] - D'AZZO, J.J. E
HOUPIS, C.H.. Análise e Projeto de Sistemas de Contro-
le Lineares, 2.ed. Rio de Janeiro, gua -
nabara Dois, 1981
- [15] - LEE, S.Y E
BLACKBURN, J.F.. Steady State Axial Forces ou Control -
Valves Pistons. Cambridge, Transactions
A.S.M.E, Vol.74: p. 1005-1011, 1952
- [16] - FUKUI, K;
ICHIRYU, K.;
SAKURAI, T. E
CHINBE, H.. Development of Hydraulic Roll
Positioning Device With Electrohydraulic
Servo-valve. Japan, Hitachi Revien,
Vol. 24, p. 441-447, 1975
- [17] - YOUNG, J. A. O Laminador Hidráulico. Rio de Janeiro,
Simposio da Tecnologia Britânica, 1970