

8,5
feito e cinco

TRABALHO DE FORMATURA

ANÁLISE DE SERVO-SISTEMA ELETRO-HIDRÁULICO

AUTOR: MARCELO RAMOS FERNANDES-Nº USP 6232533

PROFESSOR ORIENTADOR: FRANCISCO E. B. NIGRO -

SÃO PAULO, DEZEMBRO DE 1990

1ª PARTE: ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA	03
I. PROPOSTA	04
II. TEORIA	05
III. ESTABELECIMENTO DA NECESSIDADE.....	08
IV. FORMULAÇÃO DO PROJETO	10
ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA	10
CONCLUSÃO DA 1ª PARTE	14
2ª PARTE	15
I. SERVO-MECANISMOS ELETRO HIDRÁULICOS	16
II. SERVO-VÁLVULA ELETRO-HIDRÁULICA DE DOIS ES- TÁGIOS	19
III. SERVO-CONTROLES ELETRO-HIDRÁULICOS DE POSI- ÇÃO	30
IV. SERVOY-CONTROLES ELETRO-HIDRÁULICOS DE VE - LOCIDADE.....	39
V. ANÁLISE DO SISTEMA.....	43
VI. CONCLUSÃO	61
APÊNDICE I	62
CÁLCULO DOS ESFORÇOS NA LAMINAÇÃO DE TIRAS A FRIO.....	63
APÊNDICE II.....	66
COMPENSAÇÃO DE CARGAS	67
APÊNDICE III.....	72
INFLUÊNCIA DA DINÂMICA DA SERVO-VÁLVULA SOBRE O CIRCUITO DE REGULAÇÃO	73
APÊNDICE IV	77
CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE SERVO-VÁLVULAS	78
BIBLIOGRAFIA	82

A G R A D E C I M E N T O S

À
Francisco Nigro, Mauro Pozzan, Milton Hesse
e Haroldo Ferencz, que, com paciência fornece
ram importante apoio técnico para a elabora
ção deste trabalho.

ANÁLISE DE SERVO-SISTEMA ELETRO-HIDRÁULICO

1ª PARTE : ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA

I - PROPOSTA

Em se tratando de um estudo de sistema de controle eletro-hidráulico, deve-se primeiramente determinar precisamente os parâmetros externos que regem o sistema mecânico a ser controlado.

Também devem ser colocados os motivos que levaram o autor à realização deste projeto. Sendo a Engenharia de Controle de fundamental importância na modernização da indústria, pretende-se fornecer mais uma ferramenta que facilite sua compreensão e aplicação.

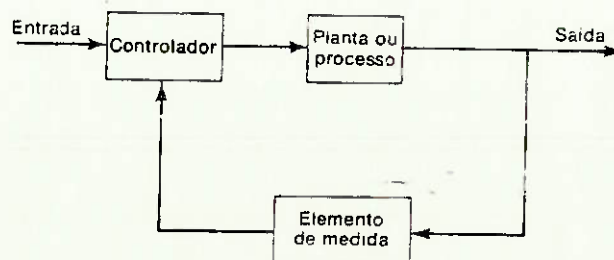
Através de observações e contatos com engenheiros das áreas que mais se utilizam de sistemas de controle, devido às precisões que os processos exigem, concluiu-se que o uso de um servo-sistema eletro-hidráulico para o acionamento e controle de bobinadeiras em um laminador de tiras a frio, o qual utiliza atualmente motores elétricos de corrente contínua, pode ser um campo bastante interessante de aplicação de servo-sistema eletro-hidráulico se verificada a sua viabilidade.

Assim, este estudo tem por objetivo não só cumprir um requisito acadêmico, mas também possibilitar a utilização de seus resultados na indústria de base atual.

II - TEORIA

Um servomecanismo é um sistema de controle realimentado, no qual a saída é alguma posição mecânica, velocidade ou aceleração. Portanto, os termos servomecanismos e sistemas de controle de posição (ou de velocidade, ou ainda, de aceleração) são sinônimos. Os servomecanismos são muito usados na indústria moderna, por exemplo na operação automática de máquinas operatrizes, que juntamente com instruções programadas, pode ser realizada com o uso de servomecanismos.

Um sistema de controle em malha-fechada, é aquele no qual o sinal de saída possui um efeito direto na ação de controle. O sinal erro atuante, que é a diferença entre o sinal de entrada e o sinal realimentado (que pode ser o sinal de saída ou uma função do sinal de saída e suas derivadas), é alimentado no controlador de modo a reduzir o erro e manter a saída do sistema em um valor desejado.



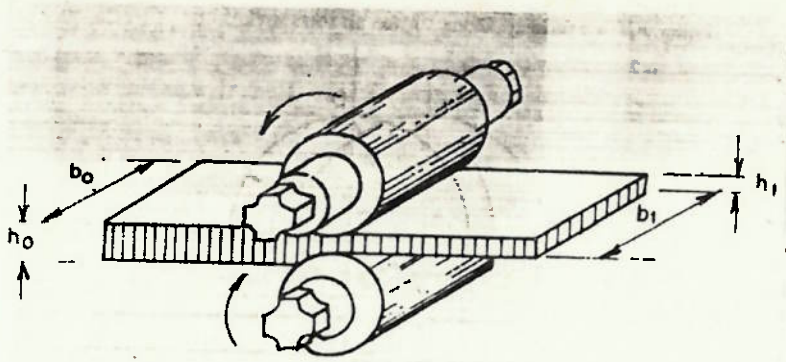
* Uma vantagem do sistema de controle em malha-fechada é que o uso de realimentação, torna a resposta do sistema relativamente insensível a distúrbios externos e variações internas em parâmetros do sistema.

* Deve-se notar que qualquer sistema de controle deve ser estável, sendo esta uma exigência fundamental. Além da estabilidade absoluta, um sistema de controle deve possuir uma estabilidade relativa razoável, isto é, a velocidade de resposta deve ser razoavelmente rápida e esta resposta deve possuir um amortecimento razoável. Um sistema de controle deve ser capaz de reduzir erros a zero ou a algum valor pequeno tolerável. A exigência de estabilidade relativa razoável e precisão em estado estacionário tendem a ser incompatíveis. Nos projetos de sistemas de controle deve-se, portanto, estabelecer o compromisso mais eficiente entre estes dois requisitos.

Na prática de projetos de sistemas de controle, quase sempre são encontradas situações onde é fornecida uma certa planta e o engenheiro de controle deve projetar o resto do sistema, de modo que, o conjunto apresente as especificações desejadas desempenhando uma dada tarefa. (As especificações devem ser interpretadas em termos matemáticos). É importante lembrar que algumas das especificações podem não ser realistas, e, neste caso, devem ser revistas nos estágios iniciais do projeto.

Dentro deste contexto, convem aqui fazer-se uma breve introdução do que se constitui a laminação, operação a qual se pretende controlar com um servomecanismo eletro-hidráulico para então fazer-se a especificação técnica do processo, necessária para o projeto do sistema de controle. (vide apêndice I)

Neste processo de conformação mecânica, o metal é forçado a passar entre dois cilindros, girando em sentidos opostos, com a mesma velocidade superficial, distanciados entre si a uma distância menor que o valor da espessura da peça a ser deformada.



Ao passar entre os cilindros, o metal sofre deformação plástica; a espessura é reduzida e o comprimento e a largura são aumentados.

Pela laminação, o perfil obtido pode ser o definitivo e a peça resultante pronta para ser usada; por exemplo, trilhos, vigas, etc; ou o perfil obtido corresponde ao de um produto intermediário a ser empregado em outros processos de conformação mecânica. A classificação de laminador de tiras a frio significa que a temperatura de trabalho do metal é inferior à temperatura de recristalização do metal.

III - ESTABELECIMENTO DA NECESSIDADE

Entenda-se como necessidade a ser satisfeita, a utilização de servo-sistemas de controle eletro-hidráulico no acionamento e controle das bobinadeiras de um laminador de tiras a frio.

Atualmente, o mercado vem sendo suprido por motores de corrente contínua com realimentação. Entretanto, se verificada a viabilidade de utilização de sistemas hidráulicos, poder-se-á abrir uma nova perspectiva para indústrias do ramo, como RexRoth, Vickers, Racine, Moog, entre outras.

Desta forma, existe um interesse econômico muito grande no projeto, sem entretanto modificar especificações já conseguidas com o sistema de controle atual, podendo-se somente melhorá-las, se possível.

Em poucas palavras, a necessidade do usuário é o controle e acionamento de bobinadeiras, mantendo-se uma força constante na chapa, imposição a qual é decorrente do processo de laminação. Para tal, como o diâmetro das bobinadeiras (incluindo-se aqui a chapa em volta) varia (uma vez que toda a chapa envolta na desbobinadeira deverá passar para a bobinadeira) e sendo o torque função do diâmetro ($T = F \times \frac{d}{2}$), dever-se-á variar o torque na bobinadeira de tal forma que, com a variação do diâmetro, a força líquida de tração na chapa seja constante.

Sendo o acionamento das bobinadeiras feito por motores hidráulicos, o torque útil no eixo é função da pressão disponível no sistema.

Assim, o sistema de acionamento e controle deverá promover a monitoração do processo dentro de tolerâncias especificadas para que não resulte na variação da espessura nominal final da chapa, proveniente da variação do esforço resultante nas cadeias de

laminação, que são projetadas para determinado esforço e, com a variação do esforço líquido da chapa, sofrem o impacto ou até da nos maiores.

A utilização de uma força de tração na laminação é importante no sentido em que reduz os esforços a que serão submetidas as cadeias de laminação.

O mercado de produtos de laminação é bastante importante para o país, uma vez que representa um produto e um proceso muito utilizados na indústria de base. Por se tratar de um investimento elevado e estando o país numa instabilidade econômica preocupante, os resultados deste projeto não são de aplicação imediata.

Entretanto, havendo sinais de melhora na economia do país, será este setor que deverá promover o crescimento econômico. Logo, este estudo tem uma grande importância para um futuro próximo.

Este sistema que se propõe utilizar deverá ter vantagens consideráveis sobre o atualmente utilizado para que sua substituição seja justificada.

IV - FORMULAÇÃO DO PROJETO -

ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS

Antes de iniciar o estudo de soluções, é necessário que o problema de engenharia do projeto esteja totalmente identificado e formulado. Procura-se formular o problema em termos técnicos sem pensar fisicamente na solução final, como detalhes de construção, tipos de sensores, etc., o que será feito oportunamente. Só depois que o problema estiver formulado com precisão suficiente é que se passa a pensar em soluções.

a) FUNCIONAIS

1. Desempenho: o servo-sistema deverá manter a tensão líquida na chapa durante a laminação dentro 5% de variação da mesma, no máximo. A resposta em frequência deverá ser de tal forma que não comprometa o processo de laminação. Também a amplificação do circuito K_v , que é o produto dos fatores de amplificação dos componentes transmissores no circuito de regulação, deve ser o maior possível. Isto porque, quanto maior o k_v escolhido, tanto menor será o erro de ajuste, e tanto mais rígido será o sistema em relação às forças perturbadoras. Entretanto, existe um limite K_{VRT} , acima do qual, o sistema torna-se instável. A composição dos elementos do sistema deve ser tal que seja garantida, portanto, a rigidez do sistema.

Em termos gerais, as especificações de desempenho devem ser fornecidas em termos de valores numéricos precisos. Em outros casos, podem ser dadas parcialmente em termos de valores numéricos precisos e, parcialmente, em termos de hipóteses qualitativas. Neste último caso, as especificações podem ser modificadas durante o desenvolvimento do projeto, já que as especificações solicitadas podem ou não ser possíveis de satisfazer (devido a requisi

tos conflitantes) ou resultar em um sistema muito caro.

Desta forma, tem-se por objetivo obter um índice de desempenho no mínimo igual ao produzido pelo sistema atualmente utilizado pelo processo de laminação, o qual fornece uma variação máxima de 5% na tensão aplicada à chapa, e ao longo do projeto determinar-se o ajuste do ganho, a amplificação, a repetibilidade, enfim, os parâmetros do sistema de controle.

2. Conforto: o nível de ruído do equipamento em operação não deve ultrapassar 70 dBA, medidos à 1 metro de distância conforme DIN 45.635.
3. Segurança: o sistema de controle deve permitir o monitoramento sem falhas do processo de laminação e em caso de avarias, deve ser suficientemente capaz de garantir ao operador sua integridade física, através da parada instantânea do processo e também sinalização de alerta conforme norma.
Isso pode ser feito automaticamente.
4. Precisão de Medição: é caracterizado pelo fator de transmissão, isto é, a relação entre a tensão de saída, ou corrente, para a grandeza de medição. Sua precisão deve ser no mínimo, 5 vezes a precisão desejada de regulação, devendo seguir imediatamente a qualquer alteração da grandeza de medição.
O fator de transmissão e o ponto zero precisam ser constantes em todas as condições de trabalho. O sinal elétrico precisa estar de tal maneira preparado (filtrado), de modo que o mesmo fique livre de interferências de elementos de alta corrente vizinhos; o acoplamento do sistema de medição com o acionamento deve ser extremamente rígido e sem folgas.
O sistema de medição deve ser montado de tal maneira, que a grandeza de regulação seja captada diretamente, a fim de que a mesma não seja falsificada por efeitos colaterais.

b) OPERACIONAIS

1. Durabilidade : A vida útil dos principais componentes do sistema não deve ser inferior à 8.000 horas de trabalho.
2. Confiabilidade: Pela própria condição de durabilidade verificada, deve fornecer condições para que nenhuma falha interrompa o processo de laminação durante a vida útil dos principais equipamentos, no mínimo.
3. Operacionalidade: Deve ser previsto um pequeno porte para o sistema de controle e acionamento para que, além de vantagens funcionais, a vantagem do espaço ocupado reduzido seja verificada.

c) CONSTRUTIVAS E INERENTES AO PROCESSO DE LAMINAÇÃO

Pretende-se, neste item, fornecer as características construtivas do processo de laminação, bem como da máquina em si e do material a ser laminado. Segue anexo um folheto ilustrativo da necessidade real existente, ou seja, um laminador de tiras a frio real, para ilustração.

A necessidade a que se deseja satisfazer com este projeto tem as seguintes características:

1) medidas básicas de gaiola:

- comprimento "ativo" das gaiolas : 5720 mm
- comprimento "ativo" dos travessões : 2200 mm
- dimensão média das colunas : 660 x 780 mm
travessão inferior : 660 x 1180 mm

2) medidas básicas das bobinadeiras:

- diâmetro básico: 610 mm
- diâmetro máximo do rolo bobinado : 1700 mm

3) material: aço carbono SAE 1010

σ (kgf/mm ²)	28	42	48	53	57	61	63,5	65	66,5	68	70
ϵ	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0

$$\epsilon = \ln (h_e/h_i)$$

4) espessura de entrada : 1,24 mm

espessura de saída : 1,00 mm

largura : 1010 mm

5) condições operacionais:

tensão avante - 15,6 kgf/mm²

tensão à ré - 14,6 kgf/mm²

coeficiente de atrito - 0,07 (acabamento fosco
e óleo solúvel)

6) velocidade periférica: 3,0 m/s (máx.)

CONCLUSÃO DA 1ª PARTE

Durante o 1º semestre de 1990 foi feito um estudo das possíveis aplicações reais para servo-sistemas eletro-hidráulicos, com o intuito de se projetar um sistema que tenha características próximas às de uma máquina real.

Assim, com a introdução teórica e as especificações técnicas constantes nesta 1ª PARTE, pretende-se realizar o projeto de um sistema de acionamento e controle eletro-hidráulico que satisfaça tais imposições.

Se, eventualmente, for verificada a necessidade de mais dados para a caracterização física do processo, será feita a inclusão, oportunamente, na elaboração do projeto, sem que seja alterada a validade e a importância desta 1ª PARTE.

I - SERVO-MECANISMOS ELETRO-HIDRÁULICOS

2ª PARTE

I - SERVO-MECANISMOS ELETRO-HIDRÁULICOS

Têm a melhor performance entre todos os tipos de servo. Grandes inércias e cargas podem ser manipuladas com acuidade elevada e com respostas muito rápidas. Estes sistemas tem na eletrônica a sua flexibilidade e na hidráulica a sua potência. A grande variedade de transdutores elétricos permitem o controle de diversas grandezas. A versatilidade dos amplificadores eletrônicos permitem mudanças e compensações de ganhos no loop.

É importante determinar as condições de máxima transferência de potência para a carga com um atuador controlado por serwo-válvula. Admitindo-se um centro crítico temos:

$$Q_L = C_d \cdot \bar{w} \cdot x_v \cdot \left[\frac{1}{\rho} \cdot (P_S - P_L) \right]^{1/2}$$

$$hp/carga = P_L \cdot Q_L = C_d \cdot \bar{w} \cdot x_v \cdot \left(\frac{P_S}{\rho} \right)^{1/2} P_S \left(\frac{P_L}{P_S} \right) \left(1 - \frac{P_L}{P_S} \right)^{1/2}$$

$$\text{Fazendo: } \frac{dhp/carga}{dP_L} = 0 \quad \text{tem-se } P_L = \frac{2}{3} P_S$$

Esta é a condição na qual existe a máxima transferência de potência para a carga.

Quanto à seleção do atuador hidráulico, duas considerações básicas são de grande importância:

- a) o tamanho nominal deve ser suficiente para operar as cargas previstas durante o ciclo de trabalho. Este é normalmente a função principal de um atuador e requer uma análise dos ciclos típicos de trabalho para obtenção de parâmetros como potência, torque, etc.;
- b) a resposta de um servo-sistema com loop fechado é limitada pela menor ressonância em loop aberto. Por ser

esta normalmente a frequência natural da carga, ela deve ser tal que possibilite uma resposta aceitável. Assim, o tamanho do atuador deve ser tal que a frequência natural hidráulica associada é adequada.

II - -SERVO-VÁLVULA ELETRO-HIDRÁULICA DE DOIS ESTÁGIOS

II - SERVO-VÁLVULA ELETRO HIDRÁULICA DE DOIS ESTÁGIOS

As servo-válvulas de dois estágios com feedback de posição são as mais comuns e suas curvas pressão-vazão estão na figura 1.

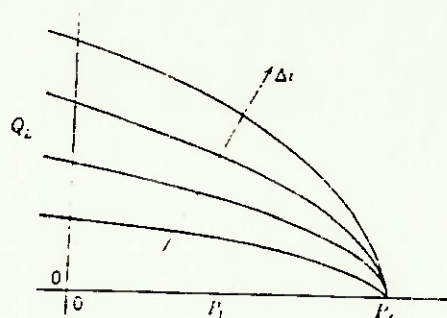


Figura 1 - Curva pressão x vazão.

Este feedback de posição pode ser obtido de três formas: feedback direto, como mostra a figura 2; com uma mola que converte o posicionamento em força e realimenta o motor de torque (fig. 3); e finalmente, através do diferencial de pressão causado pela válvula piloto.

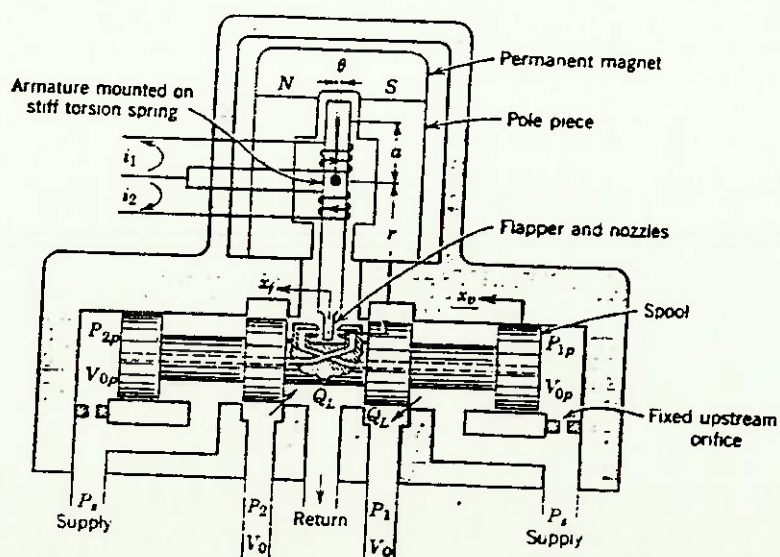


Figura 2 - Servo-válvula com feedback direto.

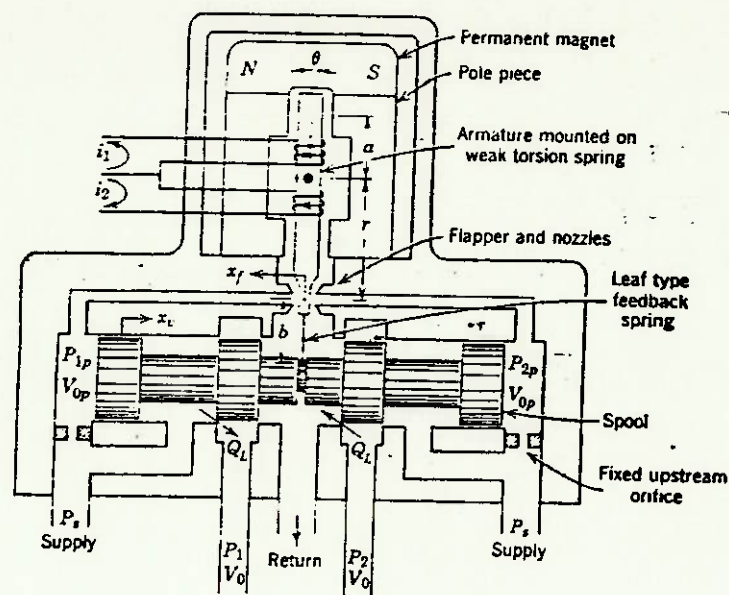


Figura 3 - Servo-válvula com feedback de força.

Propõe-se aqui o estudo das características dinâmicas e estáticas das servo-válvulas com feedback direto e com feedback de força, os mais usados.

II.1. - Servo-válvula com Feedback Direto

Assumindo-se uma válvula de centro crítico e de quatro vias com gradiente linear de área, tem-se:

$$Q_L = C_d \bar{\omega} X_V \cdot \left\{ \frac{1}{\rho} \left(P_s - \frac{X_V}{|X_V|} P_L \right) \right\}^{1/2}$$

Considerando-se ainda que não existam compensações das forças de fluxo nem forças de reação no movimento de êmbolo, relacionadas com as forças do fluxo no "nozzle", obtém-se:

$$P_L \cdot A_v = M \cdot \frac{d^2 X_V}{dt^2} + 0,43 \bar{\omega} \cdot (P_s - P_L) \cdot X_V$$

Onde: $P_{Lp} = P_{1p} - P_{2p}$ = pressão de pilotagem na válvula, Psi

P_{1p}, P_{2p} = pressões nas linhas de pilotagem da válvula, Psi

A_v = área do êmbolo, in²

M_v = massa do êmbolo, lb - sec²/in.

Linearizando-se para $P_{L0} = 0$ e tomando-se a transformada de Laplace, tem-se:

$$A_v \Delta P_{Lp} = M_v \cdot s^2 X_v + 0,43 \cdot W \cdot P_s \cdot X_v - 0,43 \cdot W \cdot X_{v0} \Delta P_L$$

As forças de fluxo no êmbolo são do tipo força de mola, adicionada a inércia do êmbolo. A função de transferência para tal combinação será:

$$\frac{X_v}{X_E} = \frac{\frac{K_{qp}}{W_f A_v}}{\left(\frac{s}{W_f} + 1 \right) \left(\frac{s^2}{W_{hp}^2} + \frac{2 \delta_{hp} s}{W_{hp}} + 1 \right)}$$

Onde: $X_E = X_f - X_v$ = variação na abertura do "flapper", in

$$W_{hp} = \left(\frac{2 \beta_e A_v^2}{\sqrt{V_{op}} M_v} \right)^{1/2} = \text{frequência natural hidráulica do estágio piloto, rad/sec}$$

$$\delta_{hp} = \frac{W_{hp} \cdot K_{ep} \cdot M_v}{2 A_v^2} = \text{razão de amortecimento do estágio piloto adimensional.}$$

$$W_f = \frac{0,43 \cdot W \cdot P_s \cdot K_{cp}}{A_v^2} = \text{frequência amortecida devido às forças de fluxo no êmbolo, rad/sec.}$$

$$\sqrt{V_{op}} = \text{volume nas câmaras de pilotagem atrás do êmbolo, in}^3$$

$$K_{qp} = \text{ganho de fluxo de piloto (flapper), in}^3/\text{sec/in}$$

K_{cp} = coeficiente fluxo-pressão do piloto, $\text{in}^3/\text{sec}/\text{psi}$

O motor de torque tem sua equação básica (considerando-se as forças de reação no flapper e a carga na armadura do motor de torque), descrita abaixo:

$$\theta = \frac{K_{oeg} \cdot \frac{1}{K_{ae} \cdot \left(1 - \frac{K_m}{K_{ae}}\right)} \left(1 + \frac{s}{\omega_a}\right) T_L}{\left(\frac{s}{\omega_r} + 1\right) \left(\frac{s^2}{\omega_o^2} + \frac{2\delta_o}{\omega_o} \cdot s + 1\right)}$$

Onde: $T_L = r \cdot A_n \cdot P_{lp} + r \cdot (8 \cdot \pi \cdot C_{df}^2 \cdot P_s \cdot X_{fo}) \cdot X_v =$

carga na armadura do motor de torque em \times lb;

$K_{ae} = K_a - r^2 \cdot (8 \cdot \pi \cdot C_{df}^2 \cdot P_s \cdot X_{fo}) =$ taxa efetiva da mola da armadura.

$A_n = \frac{\pi \cdot D_N^2}{4} =$ área "nozzle", in^2

$X_{fo} =$ abertura entre flapper e nozzle no ponto nulo, in

$\omega_m = \left(\frac{K_{ae}}{J_t}\right)^{1/2} =$ frequência natural da armadura, rad / sec.

$r =$ raio de trabalho do motor de torque, in

$K_o = \frac{2 \cdot k_t \mu}{(K_c + r_p) \cdot K_{ae} \cdot (1 - k_m/k_{ae})} =$
constante de ganho, rad/volt.

$K_t =$ constante de torque do motor de torque em $\text{in-Pb}/\text{amp}$.

$\mu =$ ganho amplificador para cada lado, adimensional.

$R_c =$ resistência da cada bobina, Ohms.

$r_p =$ resistência interna do amplificador no circuito de cada bobina, ohms.

$K_a =$ constante mecânica de torsão de mola do pi-

$$G_1(S) = \frac{\frac{K_{qp}}{A_v}}{S \left(\frac{S^2}{\omega_{hp}^2} + \frac{2 \delta_{hp}}{\omega_{hp}} S + 1 \right)} \quad (\text{a partir de } \frac{X_v}{X_E})$$

Através do critério de estabilidade de Routh, encontra-se que será estável se: $\frac{K_{vp}}{\omega_{hp}} < 2 \delta_{hp}$, onde: $K_{vp} = \frac{K_{qp}}{A_v}$

O diagrama de Bode de $G_1(S)$ está na figura 4, onde ω_c , K_{vp} e ω_c deve ser consideravelmente menor que ω_{hp} quando δ_{hp} é pequeno, a fim de se prevenir contra um pico de ressonância atingindo um nível unitário de ganho e conseqüentemente ocorrerá a instabilidade, assim, a estabilidade exige que:

$$\frac{\omega_c}{\omega_{hp}} < 2 \delta_{hp}$$

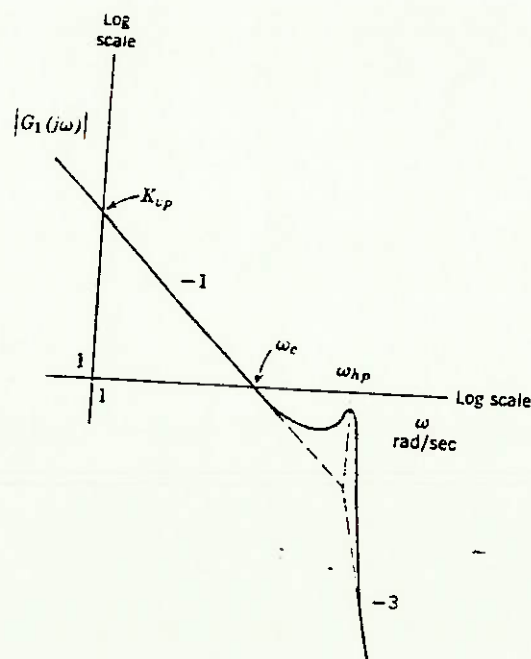


Figura 5 - Diagrama de Bode de $G_1(S)$

Existe, entretanto, um loop resultante da pressão hi -

dráulica atuando sobre o flapper do motor de torque. Este loop é indesejável pois:

- o ganho depende de forças induzidas de fluxo as quais não são facilmente previsíveis e controlados no projeto, podendo aparecer instabilidades em certas aplicações;
- não se deve confundir este loop com aquele formado quando a diferença de pressão é utilizada como um feedback intencional. Este loop, ao contrário, não traz nenhum benefício comprovado quanto ao problema de estabilidade.

A resposta do loop fechado é:

$$\frac{\Delta_{Xv}}{\Delta_{Xf}} = \frac{G1(S)}{1+G1(S)} \approx \frac{1}{\left(\frac{S}{Kvp} + 1\right) \left(\frac{S^2}{\omega_{hp}^2} + \left(2\delta_{hp} - \frac{Kvp}{\omega_{hp}}\right) S + 1\right)}$$

Assumindo-se que $(0,43 \cdot \omega_{Ps}/Mv)^{1/2} \gg \omega_p$, Mv pode ser desprezado e sendo $Kq/Kc = 2Ps/Xvo$ e $2\delta_h/\omega_h = KcJt/Dm^2$, tem-se:

$$\frac{\Delta_{PLp}}{\Delta_{Xv}} = \frac{\frac{0,43 \omega_{Ps}}{Av} \left(\frac{S^2}{\omega_h^2} - \frac{2\delta_h}{\omega_h} S + 1\right)}{\left(\frac{S^2}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_h}{\omega_h} S + 1\right)}$$

Entretanto, pode-se estabelecer um critério que se satisfeito no projeto, pode-se desprezar o caminho de feedback de pressão na figura 4. Este critério é:

$$|G_2 H_2|_{\max} = \frac{KR1 + (AN/Av) KR}{1 - KR1} < 1$$

$$\text{onde: } KR1 = \frac{r^2 \cdot (8 \cdot \pi \cdot Cdf^2 \cdot Ps \cdot Xfo)}{Ka - Km}$$

$$KR = \frac{0,43r^2 \cdot \omega_{Ps}}{Ka - Km}$$

$$Ka - Km$$

Este critério assegura que a performance da servo-válvula é independente da carga e das forças de fluxo do êmbolo.

Assumindo que o critério acima será satisfeito, a resposta dinâmica da servo-válvula torna-se:

$$\frac{\Delta_{QL}}{\Delta_{eg}} = \frac{r K_o K_q \cdot (S/K_{vp} + 1)^{-1}}{\left(\frac{S}{\omega_r} + 1\right) \left(\frac{S^2}{\omega_o^2} + \frac{2\sigma_o}{\omega_o} \cdot S + 1\right) \left(\frac{S^2}{\omega_{hp}^2} + \frac{2\sigma_{hp} - K_{vp}}{\omega_{hp}} \cdot S + 1\right)}$$

Onde: $\Delta_{QL} = K_q \cdot \Delta X_v =$ fluxo para $PL = 0$

Esta equação pode ser simplificada com boa precisão, através de relações entre os parâmetros, para:

$$\frac{\Delta_{QL}}{\Delta_{eg}} \approx \frac{r K_o K_q}{\left(\frac{S}{K_{vp}} + 1\right) \left(\frac{S^2}{\omega_o^2} + \frac{2\sigma_o}{\omega_o} \cdot S + 1\right)}$$

Esta aproximação só é válida em aplicações onde a servo-válvula é muito mais rápida que os outros elementos.

O projeto da servo-válvula deve começar com o estabelecimento de dados como capacidade de vazão e faixa de pressão. Então, ao se dimensionar a servo-válvula é melhor começar com o êmbolo e depois com o motor de torque. Este procedimento é repetido interativamente até que parâmetros compatíveis sejam obtidos.

II.2. Servo-válvula com Feedback de Força

Conforme mostra a figura 3, o feedback de força é obtido através do equilíbrio de torque no flapper.

Pretende-se aqui equacionar este tipo de servo-válvula, para estudo de sua resposta dinâmica e estática.

A perda de tensão através dos circuitos da bobina pode ser descrita:

$$\mu e_g = \frac{1}{\omega_a} (R_c + r_p) \left(1 + \frac{s}{\omega_a}\right) \Delta i + K_b s \theta$$

onde: $\omega_a = \frac{(R_c + r_p)}{2L_c}$ = frequência crítica do circuito da armadura.

A equação de torque da armadura é:

$$K_t \Delta i = J_a s^2 \theta + K_{an} \theta + r \cdot P_{lp} \cdot A_N + (r+b) K_f [(r+b)\theta + X_v]$$

onde: $K_{an} = K_a - K_m - r^2 (8 \pi C d_f^2 P_s X_{fo})$, in lb/rad

$$X_f = r\theta, \text{ in}$$

$$K_f = \frac{3 \cdot E \cdot I}{l^3}, \text{ lb/in}$$

A função de transferência da válvula-flapper controlando o êmbolo, considerando $\omega_f \rightarrow 0$, tem-se

$$\frac{\Delta X_v}{\Delta X_f} = \frac{\frac{K_{qp}}{A_v}}{s \left(\frac{s^2}{\omega_{hp}^2} + \frac{2\delta_{hp}}{\omega_{hp}} s + 1 \right)}$$

Com estas equações e os desenvolvimentos feitos anteriormente, pode-se construir o diagrama da figura 6.

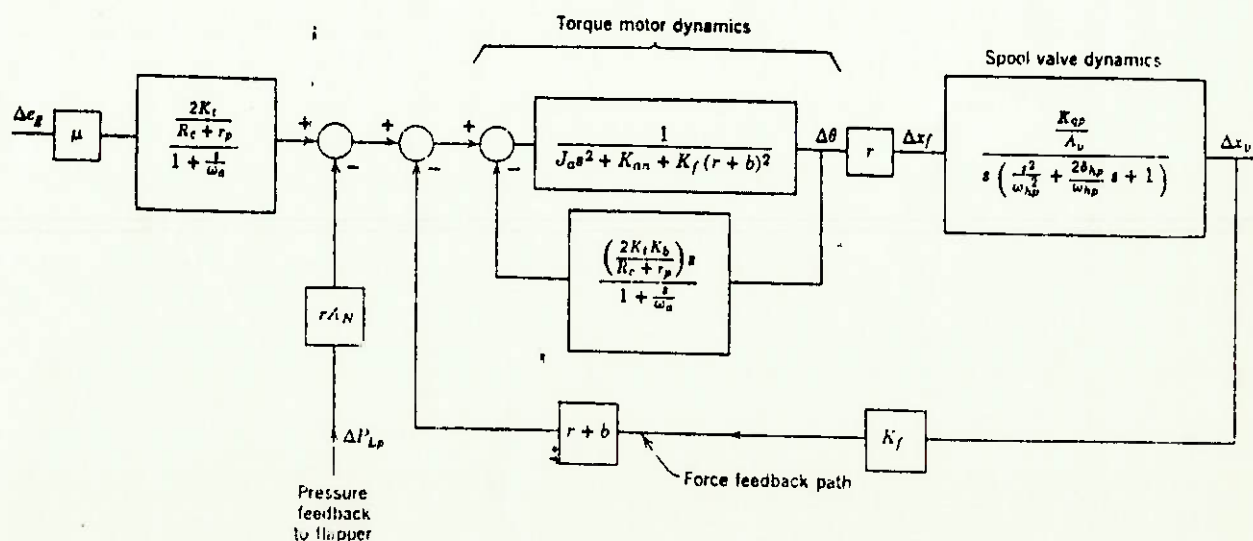


Fig. 6-Diagrama de bloco da servo-válvula com feedback de força

A constante de velocidade do loop de posicionamento do êmbolo é:

$$K_{vf} = \frac{r (r+b) K_f K_{qp}}{A_v [K_{an} + K_f (r+b)^2]} \text{ rad/sec}$$

Onde K_{an} é geralmente nulo para se maximizar o ganho, isto é:

$$K_a = K_m + r^2 (8 \sqrt{C_d f^2} \cdot P_s \cdot X_{fo})$$

O máximo valor de K_{vf} é limitado por considerações de estabilidade à menos de 20% da menor frequência natural do loop, normalmente ω_{mf} (em alguns casos pode ser ω_{hp})

$$\omega_{mf} = \left(\frac{K_{an} + k_f (r+b)^2}{J_a} \right)^{1/2}$$

Aqui também o loop do feedback de pressão pode causar problemas de estabilidade. A condição ideal para se evitar tais problemas é:

$$\left(\frac{r}{r+b} \right) \cdot \left(\frac{AN}{A_v} \right) \frac{0,43 \cdot \omega \cdot P_s}{K_f} < 1$$

podendo-se desprezar o loop do feedback de pressão e obtendo-se a resposta dinâmica da servo-válvula com feedback de força:

$$\frac{\Delta_{Xv}}{\Delta_{eg}} = \frac{2\mu K_t}{(rc + rp) (r+b) k_f} \frac{1}{\left(1 + \frac{S}{K_{vf}}\right) \left(1 + \frac{S}{\omega_a}\right) \left(\frac{S^2}{\omega_{mf}^2} + \frac{2 d_{mf} S}{\omega_{mf}} + 1\right)}$$

III - SERVO-CONTROLES ELETRO-HIDRÁULICOS DE POSIÇÃO

III - SERVO-CONTROLES ELETRO-HIDRÁULICOS DE POSIÇÃO

É o tipo mais comum de servo-sistema de controle. Como o nosso sistema prevê uma tensão constante durante a laminação; ou seja, não existem folgas na tira enrolada sobre a bobinadeira. Desta forma, pode-se determinar o raio externo do conjunto bobinadeira-tiras através de número de voltas do motor que aciona a bobinadeira e da espessura da tira, que é constante após a laminação.

Desta forma tem-se:

$$R_e = (r + e) + ne$$

Onde: R_e = raio externo (bobina + tira enrolada);

r = raio da bobinadeira;

e = espessura da tira após a laminação;

n = número inteiro de voltas da bobinadeira,

θ = ângulo descrito pela bobinadeira, graus

A condição essencial do processo é que a velocidade da tira seja constante, ou seja:

$$V_t = cte = \omega R_e$$

Onde: V_t = velocidade da tira;

ω = velocidade angular da bobina

R_e = raio externo (bobina + tira enrolada).

Um servo-sistema eletro-hidráulico de controle simples e sem compensação é mostrado na figura 7.

Nele, existe um sistema de comparação entre a referência (θ_r) e a saída (θ_c), onde o erro é determinado. Então, este erro é amplificado:

$$e_s = K_e \cdot \text{sen} (\theta_r - \theta_c)$$

Onde K_e é a constante de amplificação que depende da voltagem de referência e as taxas de transformações entre rotores e estatores das unidades de sincronismo.

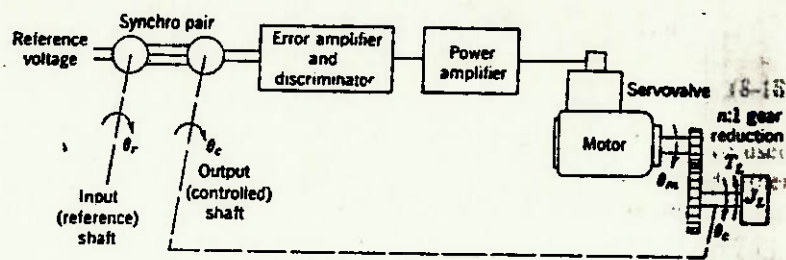


Figura 7 - Servo-sistema eletro-hidráulico de controle de posição.

Para se melhorar a precisão do sistema, utiliza-se um sistema de transmissão entre o motor e o sistema a ser acionado, de modo que, várias revoluções do motor correspondam à poucas revoluções do sistema (bobinadeira). O sinal de erro e_s é amplificado e alimenta um discriminador que remove a parte do sinal DC da onda modulada. Este sinal e_g é então amplificado num amplificador de potência que fornece um diferencial de corrente Δi para controlar a posição do êmbolo da servo-válvula.

Devido ao fato de os componentes eletrônicos terem uma dinâmica desprezível em relação aos componentes hidro-mecânicos, eles podem ser descritos por suas constantes de ganho do estado estático.

$$e_g = K_d \text{ volts/volt}$$

e_d

(ganho de erro do amplificador e discriminador).

A função de transferência da tensão de entrada do amplificador de potência para a posição do êmbolo da servo-válvula é:

$$\frac{X_v}{e_g} = \frac{K_s}{\left(\frac{S}{W_1} + 1\right) \left(\frac{S}{W_2} + 1\right) \left(\frac{S^2}{W_0^2} + \left(\frac{2\zeta_0}{W_0}\right) S + 1\right)}$$

Onde: K_s = constante de ganho do amplificador e da ser

vo-válvula;

ω_1 e ω_2 = frequências devidas à constante de tempo indutiva da armadura do motor de torque e crossover do loop de posição do êmbolo, respectivamente - rad/sec.

ω_0 = frequência natural devido à ressonância massa-mola do motor de torque.

A função de transferência do arranjo válvula-motor pode então ser descrito:

$$\Theta_m = \frac{\frac{K_q}{D_m} X_v - \frac{K_{ce}}{D_m^2} \left(1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s\right) \frac{TL}{n}}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\sigma_h s}{\omega_h} + 1 \right)}$$

Onde TL é o torque disponível no eixo do motor.

Estas equações são utilizadas na elaboração da figura 8.

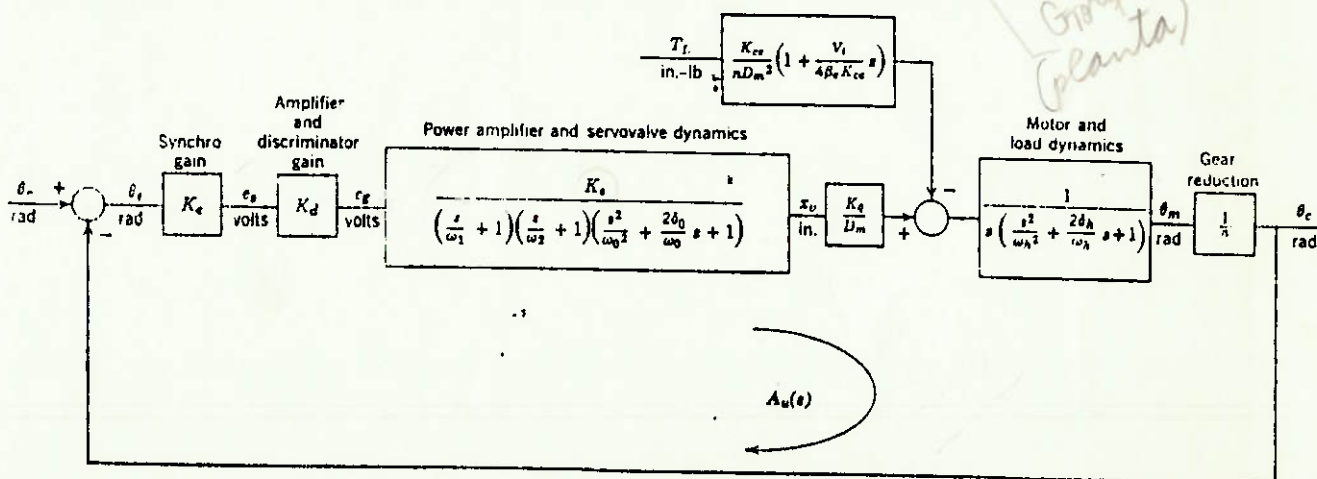


Figura 8 - Diagrama de bloco de um servo-sistema eletro-hidráulico de controle de posição.

A estabilidade é com certeza a principal característica que se deve ter em mente e freqüentemente prejudica a velocidade de resposta. Para sua análise, utiliza-se o diagrama de Bode da função (de acordo com a figura 8).

$$A_u(S) = \frac{K_v}{S \left(\frac{S}{W_1} + 1 \right) \left(\frac{S}{W_2} + 1 \right) \left(\frac{S^2}{W_0^2} + \frac{2\delta_0}{W_0} S + 1 \right) \left(\frac{S^2}{W_h^2} + \frac{2\delta_h}{W_h} S + 1 \right)}$$

Onde: $K_v = k_e \cdot k_d \cdot k_s (K_q/D_m)(1/n) =$ constante de velocidade.

O erro do estado estático para input de velocidade constante é simplesmente esta velocidade dividida por K_v .

A função acima pode ser simplificada com relativa precisão para:

$$A_u(S) = \frac{K_v}{S \left(\frac{S^2}{W_h^2} + \frac{2\delta_h}{W_h} S + 1 \right)}$$

pois W_h é geralmente a frequência crítica e domina a performance dinâmica. Para esta função, a figura 9, mostra o respectivo diagrama.

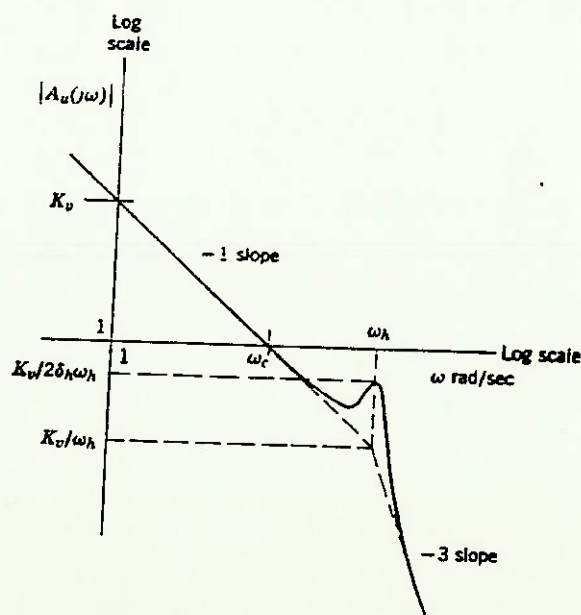


Figura 9 - Diagrama de Bode.

O ganho do diagrama assintótico na frequência ω_h , é K_v/ω_h . Este é amplificado pelo fator $1/2\delta_h$, que é o fator de amplificação da quadrática na ressonância. Sendo o nível de ganho no pico de ressonância $K_v/2\delta_h\omega_h$ e devendo este ser menor do que 1, devido aos critérios de estabilidade, tem-se:

$$\frac{K_v}{\omega_h} < 2\delta_h \quad (\text{devido ao critério de Routh}).$$

Admitindo-se a simplificação feita na figura 10, tem-se:

$$\frac{\Delta_{\theta_c}}{\Delta_{\theta_r}} = \frac{1}{\frac{\omega_h}{K_v} \left(\frac{s}{\omega_h}\right)^3 + 2\delta_h \left(\frac{\omega_h}{K_v}\right) \left(\frac{s}{\omega_h}\right)^2 + \frac{\omega_h}{K_v} \left(\frac{s}{\omega_h}\right) + 1}$$

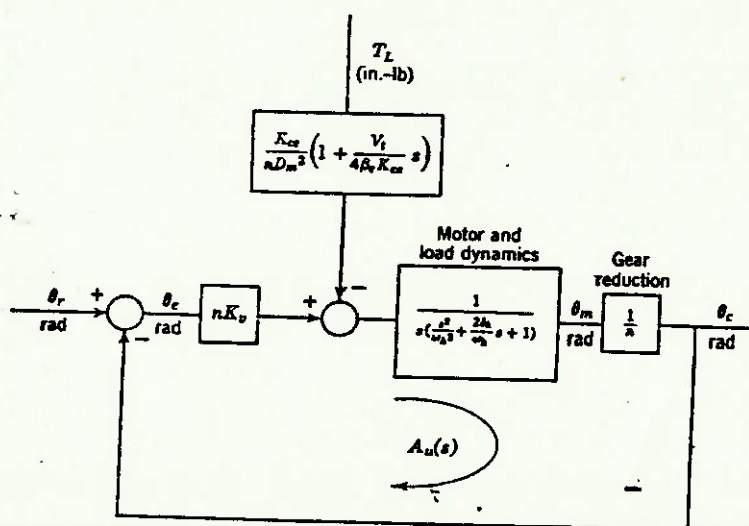


Figura 10- Diagrama de blocos simplificados.

O denominador desta equação é a equação característica do sistema, que é uma cúbica. Devido ao fato de que esta poder ser

representada por um produto linear e quadrático, tem-se:

$$\frac{\Delta_{\theta c}}{\Delta_{\theta r}} = \frac{1}{\left(\frac{S}{W_b} + 1\right) \left(\frac{S^2}{W_h c^2} + \frac{2\sigma_{nc}}{W_{nc}} \cdot S + 1\right)}$$

As figuras 11, 12 e 13 são utilizadas para se relacionar os coeficientes W_b , W_{nc} e σ_{nc} , com os parâmetros K_v , W_h e σ_h .

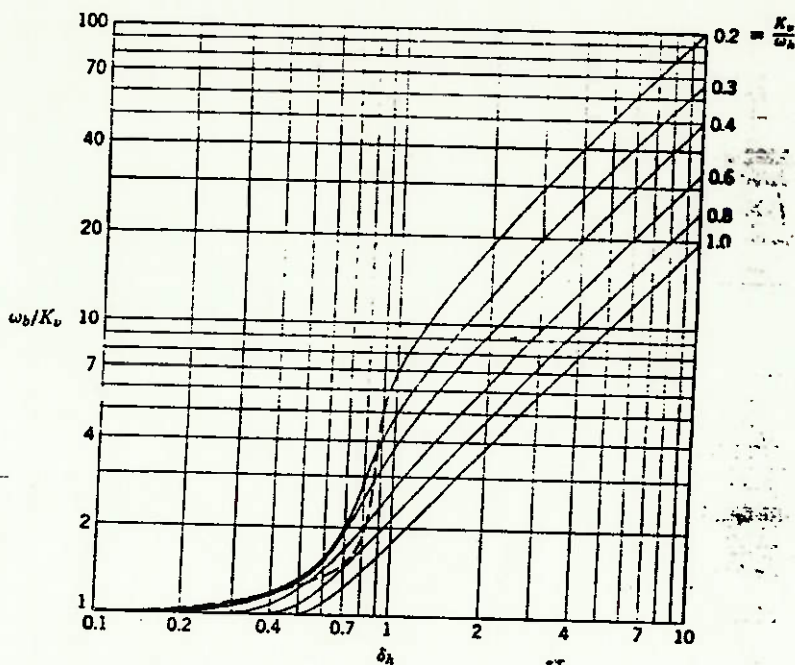


Figura 11 -

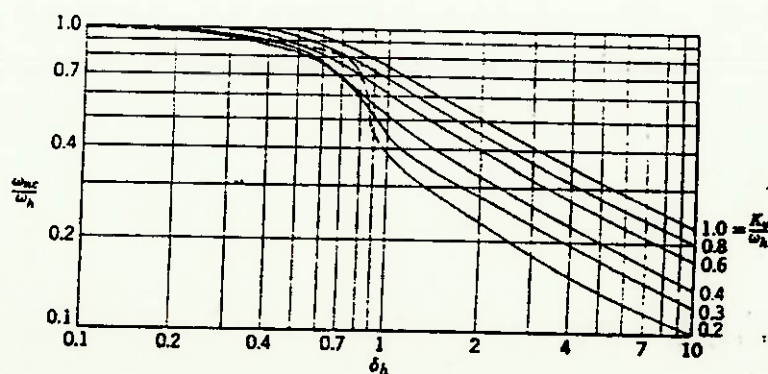


Figura 12 -

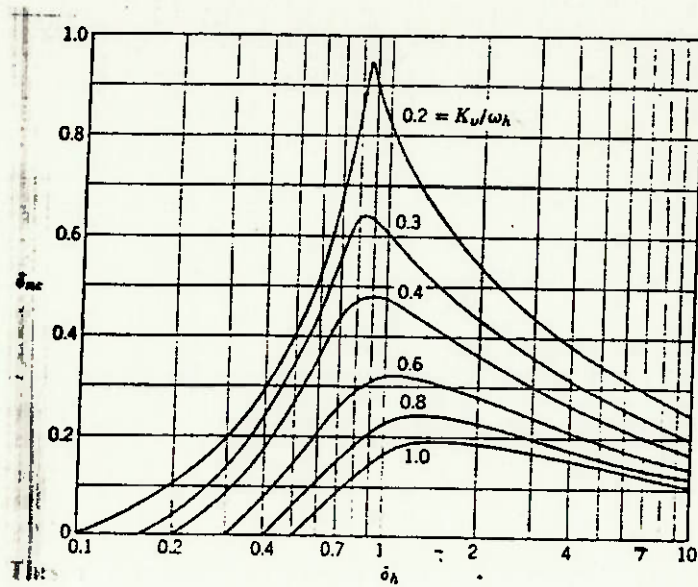


Figura 13 -

A seguir tem-se a análise da equação acima, a partir da figura 14 que mostra a curva plotada. Esta curva é a medida da capacidade de resposta da servo.

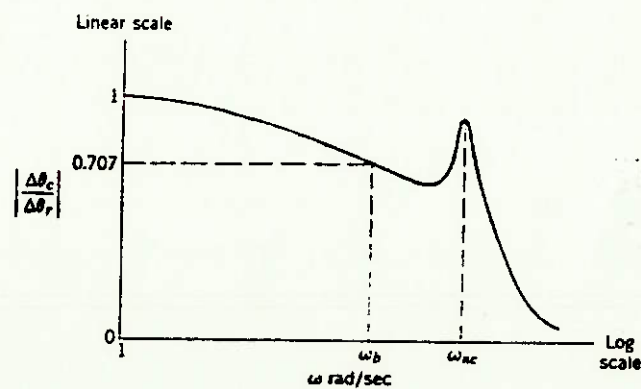


Figura 14 -

Existe um conceito geral de análise desta curva que consiste em se reduzir todas as informações importantes da curva num único valor numérico. Para isso, tem-se várias técnicas:

- a) utilizar a frequência na qual a razão de amplitude se reduza à 0,707 (-3dB) do valor de menor frequência. Da figura 14, tem-se que este valor é aproximadamente ω_b . Normalmente é maior que ω_c .
- b) utiliza-se a frequência na qual o atraso de fase é de 90° . Também normalmente maior que ω_c .

IV - SERVO-CONTROLES ELETRO-HIDRÁULICOS DE VELOCIDADE

IV - SERVO-CONTROLES ELETRO-HIDRÁULICOS DE VELOCIDADE

Por duas razões básicas, é freqüentemente desejável controlar-se a velocidade de um atuador hidráulico através da realimentação desta grandeza (v) para fechar o loop de controle.

- a velocidade pode ser a saída principal do sistema;
- a velocidade pode ser utilizada como parâmetro de realimentação num loop intermediário como uma forma de se compensar o loop de controle principal.

Tomando-se como base o diagrama da figura 15, pode-se determinar a função de transferência:

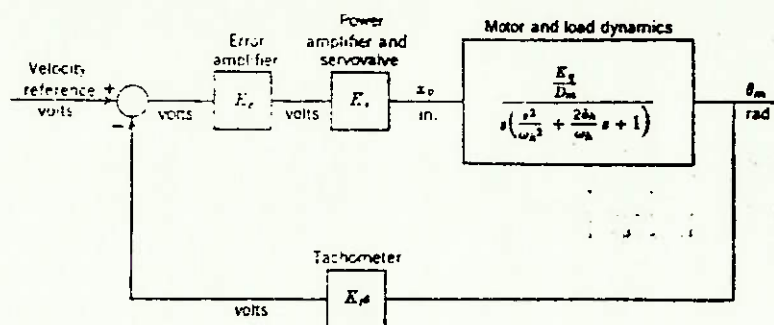


Figura 15 -

$$A_{vu}(S) = \frac{k_o}{\left(\frac{S^2}{Wh^2} + \frac{2\delta h}{Wh} \cdot S + 1 \right)}$$

O diagrama de Bode desta função é apresentado na figura 16.

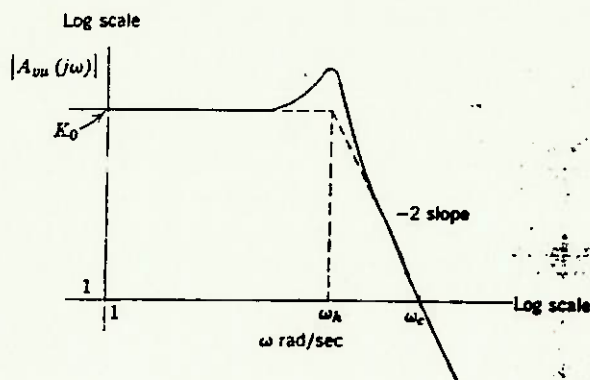
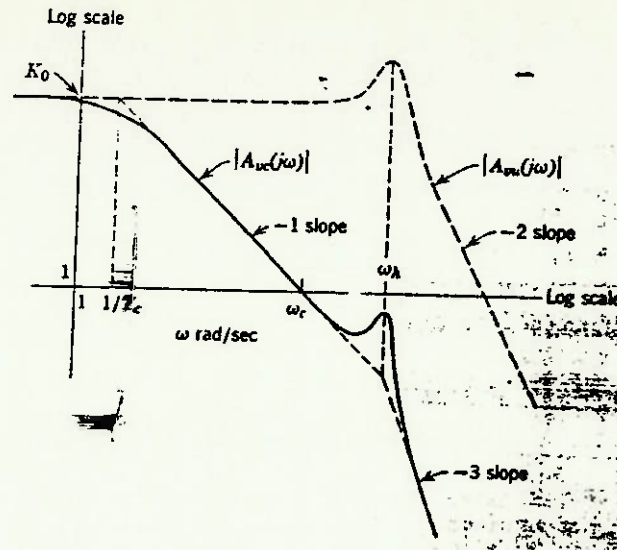


Figura 16 -

O loop é estável somente porque a dinâmica do loop está representada de forma simplificada. Entretanto, se outros logs, como aqueles associados à servo-válvula ocorrerem no range de frequência entre ω_h e ω_c , o loop se tornará instável. Na prática, isso ocorre geralmente e até mesmo em loops com constantes de ganho $K_0 \approx 1$ que serão instáveis. Devido ao fato de o feedback de controle ser efetivo somente para valores de ganho maiores do que 1, a utilidade de baixos ganhos é questionável.

Como os valores de ganho razoáveis são da ordem de $K_0 > 5$, então loops de controle de velocidade eletro-hidráulicos devem sempre ser compensados para atingir a estabilidade. (vide apêndice II)

Um simples método de compensação é a utilização de um circuito RC na parte eletrônica do circuito acima da servo-válvula. A função de ganho corrigida do loop é então estável. As frequências críticas dos elementos hidráulicos ocorrem bem abaixo da frequência de crossover e conseqüentemente, não influenciam a estabilidade.



O loop é dimensionado ao se selecionar um elemento de potência e escolher um valor de K_0 o qual esteja de acordo com as especificações. ω_c é então limitado para um valor de 0,2 a 0,4 de ω_h para manter o pico de ressonância abaixo da unidade.

$$TC = \frac{K_0}{\omega_c}$$

TC = constante de tempo.

Como ω_c deve ser fixado para manter a estabilidade, grandes TC são necessariamente para grandes K_0 .

V - ANÁLISE DO SISTEMA

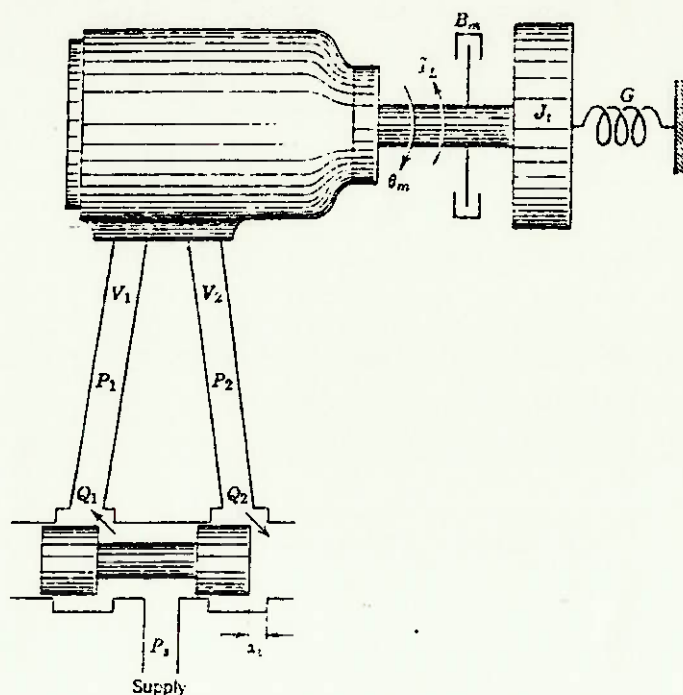
V - ANÁLISE DO SISTEMA

O sistema consiste numa servo-válvula que controla o atuador hidráulico, neste caso, um motor hidráulico. Normalmente, a fonte de potência hidráulica é do tipo pressão constante, podendo utilizar tanto uma bomba de vazão fixa como uma bomba de vazão variável. (vide apêndices III e IV).

Algumas características notáveis do sistema são listadas a seguir: respostas rápidas às variações, devido as pequenas dimensões envolvidas e ao fato da fonte de pressão ser constante, tendo menor eficiência pois o suprimento de pressão é constante independentemente da carga e os vazamentos são maiores, aumentando com isso a temperatura do sistema; vários sistemas controlados por válvulas podem ser alimentadas por uma única fonte de potência.

A utilização de uma servo-válvula com motor hidráulico é a combinação mais utilizada devido aos seus bons resultados de performance dinâmicas. Este motivo foi fundamental para a escolha desta combinação, em análise neste trabalho. As outras combinações têm um problema sério; a diminuição do tempo de resposta em função de uma maior inércia em movimento.

Considerando-se o conjunto servo-válvula mais motor, figura 18, pode-se determinar as equações do sistema. Assumindo que a servo-válvula tem simetria e os orifícios com bom acabamento, as pressões nas linhas variarão de modo a manter as perdas através dos dois orifícios idênticos. Assim, os coeficientes para fluxos de avanço e retorno são os mesmos. As equações resultantes da linearização do sistema são:



$$Q_1 = K_q X_v - 2 K_c P_1$$

$$Q_2 = K_q X_v + 2 K_c P_2, \text{ onde:}$$

Q_1, Q_2 = fluxo de entrada e saída;

P_1, P_2 = pressões de entrada e saída;

X_v = deslocamento do êmbolo em relação a posição neutra;

K_q = ganho de fluxo de válvula;

K_c = coeficiente pressão-vazão da válvula.

$$\text{Mas: } Q_L = K_q X_v - K_c \cdot P_L$$

$$P_L = P_1 - P_2$$

$$Q_L = \frac{Q_1 + Q_2}{2}$$

2

Que é a forma usual de se apresentar estes resultados. Q_L não pode ser interpretado como sendo Q_1 ou Q_2 , à menos que, vazamentos sejam nulos, o que não é verdade.

Da análise do motor, tem-se:

G = gradiente de mola torsional da carga, in lb/rad;
 torsional.
 T_L = torque arbitrário no motor, in lb.

Combinando-se as equações anteriores e simplificando-as de modo a se obter uma função global de transferência que descreva o conjunto servo-válvula-motor, tem-se:

$$\Theta_m = \frac{\frac{K_q \cdot X_v - K_{ce}}{D_m} \left(1 + \frac{v_t}{4\beta_e K_{ce}} S \right) T_L}{\frac{V_t J_t S^3}{4\beta_e D_m^2} + \left(\frac{K_{ce} J_t}{D_m^2} + \frac{B_m \cdot V_t}{4\beta_e D_m^2} \right) S^2 + \left(1 + \frac{B_m K_{ce}}{D_m^2} + \frac{G V_t}{4\beta_e D_m^2} \right) S + \frac{K_{ce} G}{D_m^2}}$$

Onde: $K_{ce} = K_c + C_{tm} = K_c + C_{im} + C_{em}/2$

A partir desta equação temos a resposta do motor para ambos os input: posição da válvula e carga. Entretanto, esta equação ainda pode ser simplificada se considerarmos que $B_m K_{ce} / D_m^2$ é desprezível em relação à unidade e que $G \approx 0$, o que leva a:

$$\Theta_m = \frac{\frac{K_q}{D_m} \cdot X_v - \frac{K_{ce}}{D_m^2} \left(1 + \frac{V_t}{4 \cdot \beta_e \cdot K_e} S \right) T_L}{S \left(\frac{S^2}{W_h^2} + \frac{2 \delta_h}{W_h} S + 1 \right)}$$

Onde: $W_h = \sqrt{\frac{2\beta_e D_m^2}{V_o \cdot J_t}} = \sqrt{\frac{4\beta_e D_m^2}{V_t J_t}} =$
 frequência natural hidráulica não amortecida.

$$\delta_h = \frac{K_{ce}}{D_m} \sqrt{\frac{\beta_e J_t}{V_t}} + \frac{B_m}{4D_m} \sqrt{\frac{V_t}{\beta_e J_t}} =$$

taxa de amortecimento hidráulico.

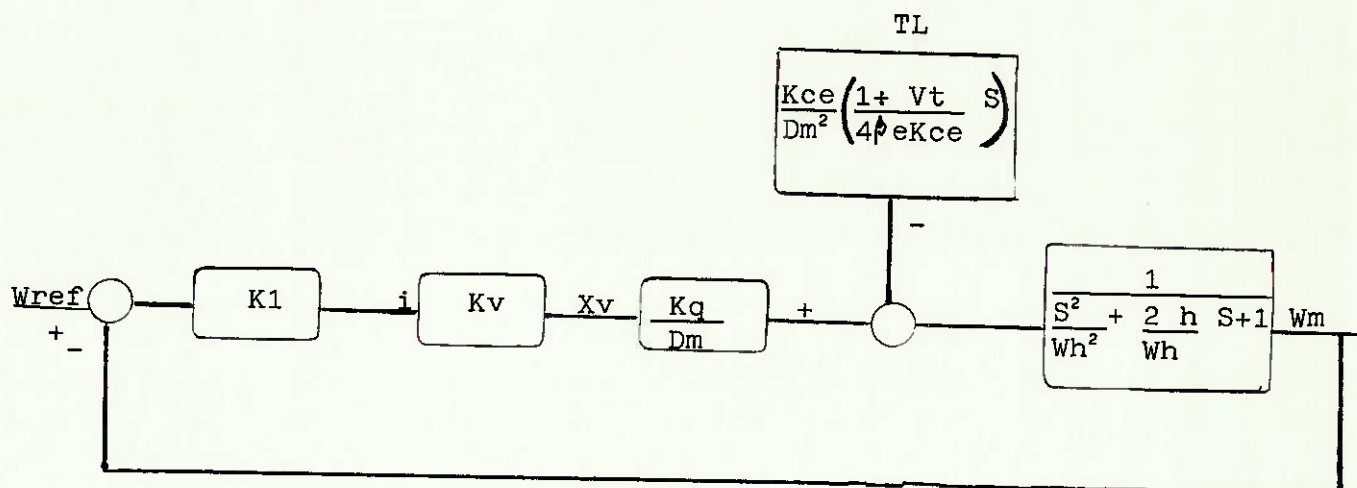
Pode-se ainda, separar as duas funções de transferência relacionadas com X_v e T_L :

$$\frac{\Delta \Theta_m}{\Delta X_v} = \frac{\frac{K_q}{D_m}}{S \left(\frac{S^2}{W_h^2} + \frac{2 \delta_h}{W_h} S + 1 \right)}$$

$$\frac{\Delta \Theta_m}{\Delta T_L} = \frac{-\frac{K_{ce}}{D_m^2} \left(1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} S \right)}{S \left(\frac{S^2}{W_h^2} + \frac{2 \delta_h}{W_h} S + 1 \right)}$$

As simplificações aqui feitas são decorrentes da prática, isto é, através de experiências já realizadas por diversos autores e consideradas aproximações bastante válidas e úteis.

A partir das equações acima deduzidas, pode-se desenvolver um diagrama de blocos que melhor se aplica ao sistema, considerando-se um servo-sistema com controle de torque. Para o autor deste trabalho, o sistema de controle de torque se mostra mais preciso que outros sistemas de controle, uma vez que, a espessura da chapa laminada não é perfeita e também podem ocorrer variações de força decorrentes de variações de velocidade (cuja integral levará a uma deformação linear).



Analisa-se então:

$$W_m = \frac{\frac{K_q X_v}{D_m} - \frac{K_{ce}}{D_m^2} \times \left(1 + \frac{V_t}{4 \cdot \beta \cdot e \cdot K_{ce}}\right) \cdot S \times T_L}{\left(\frac{S^2}{W_h^2} + \frac{2 \cdot h}{W_h} \cdot S + 1\right)}$$

ESCOLHA DOS EQUIPAMENTOS:

$$F = T_{lig} \times A = F = 1,0 \times 1,0 \times 1010 \quad \underline{F = 1010 \text{ kgf.}}$$

$$V = 2,0 \text{ m/s} = 200 \text{ cm/s (regime)} \quad \bullet \quad N_{c \max} = 62,62$$

$$\bullet \quad N_{c \min} = 22,47 \text{ rpm}$$

$$\bullet \quad \frac{N_{c \max}}{N_{c \min}} = \frac{1}{i}$$

$$Q_1 - C_{im} (P_1 - P_2) - C_{em} P_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dP_1}{dt}$$

$$C_{im} (P_1 - P_2) - C_{em} P_2 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dP_2}{dt}$$

Onde: C_{im} = vazamento entre as duas conexões do motor, $\text{in}^3/\text{sec}/\text{psi}$;

C_{em} = vazamento externo, $\text{in}^3/\text{sec}/\text{psi}$;

β_e = coeficiente efetivo de dilatação volumétrica do sistema, psi ;

V_1 = volume da câmara de entrada (incluindo tubulações, servo-válvula, etc.), in^3 ;

V_2 = volume da câmara de saída (incluindo tubulações, servo-válvula, etc.), in^3 ;

t = tempo, sec .

Desenvolvendo-se as duas equações acima e linearizando-as, somando-as e aplicando a transformada de Laplace, tem-se:

$$Q_1 = D_m \cdot S \theta_m + C_{tm} \cdot P_1 + \frac{V_t}{4\beta_e} \cdot S \cdot P_1$$

$$\text{Onde: } C_{tm} = C_{im} + \frac{C_{em}}{2}, \text{ in}^3/\text{sec}/\text{psi}$$

S = operador de Laplace, sec^{-1}

$V_t = V_1 + V_2$, in^3

θ_m = posição angular do eixo do motor, rad ;

D_M = deslocamento geométrico do motor, in^3/rad .

Também tem-se a equação de balanço do torque para o motor, que aplicando-se Laplace fica:

$$T_g = (P_1 - P_2) D_m = J_t \cdot S^2 \cdot \theta_m + B_m S \theta_m + G \theta_m + T_L$$

Onde: T_g = torque gerado ou desenvolvido pelo motor, in-lb ;

J_t = inércia total do motor e carga (referido ao eixo do motor), in-lb-sec^2 ;

B_m = coeficiente de amortecimento viscoso da carga, in-lb-sec ;

$$D1 = 610 \text{ mm} = 61 \text{ cm}$$

$$D2 = 1700 \text{ mm} = 170 \text{ cm}$$

$$\text{Torque max} = 1010 \times 170 = 171.700 \text{ Kgfxcm}$$

$$\text{Torque min} = 1010 \times 61 = 61.610 \text{ Kgfxcm}$$

$$\frac{62,62}{800} = \frac{1}{i} \quad i = \frac{M_c \text{ max}}{M_m \text{ max}}$$

$$i = 12,775$$

$$M_m = \frac{1,62 \times V_g \times \Delta p \times \eta}{1000} \quad (\text{Kpm})$$

$$\Delta p \text{ max} = \frac{1717/12,775 \times 1000}{1,62 \times 500 \times 0,9} = 184,37 \text{ bar}$$

$$\Delta p \text{ min} = \frac{616,1/12,775 \times 1000}{1,62 \times 500 \times 0,9} = 66,16 \text{ bar}$$

MOTOR ESCOLHIDO: A2F 500 R5P1

$$W_h = \sqrt{\frac{2 C_1}{J}} \quad C_1 = \frac{[V_g/(2\pi)]^2 \times E_{\text{oleo}}}{V_{L1} \times 10^4}$$

Onde: V_g = volume de absorção do motor hidráulico ($\frac{\text{cm}^3}{\text{rot}}$)

$$E_{\text{oleo}} = 1,4 \times 10^7 \text{ Kg/cm.S}^2$$

V_{L1} = volume de tensão cm^3

J = momento de inércia de massa; Kgm^2 $J = 0,27 \times 2$

$$C_1 = \frac{[\frac{500}{2\pi}]^2 \times 1,4 \times 10^7}{(259 + 250) \times 10^4} = 17.731,21$$

$$W_h = \sqrt{\frac{2 \times 17.731,21}{0,27 \times 2}} = 256,26 \text{ rad/s} \sim 260 \text{ rad/s}$$

$$f_h = 41,4 \text{ Hz}$$

Entretanto, existe um problema prático que impossibilita tal sistema, além de outros a serem colocados mais adiante;

$$\text{Se } V_g = 500 \text{ cm}^3/\text{rot} \quad \text{e} \quad N_m = 800 \text{ rpm (para vazão máxima);}$$

$$Q \approx \frac{500 \times 800}{1000} = 400 \text{ l/min.}$$

Não existe servo-válvula com esta capacidade nominal no mercado. Além disso, considerando-se que $PL/PS = 2/3$ (condição máxima de potência), tem-se $p_v \approx 1/3 P_s = 90 \text{ bar}$

$$Pot_{diss} = \frac{Q \times \Delta p_v}{450 \times \eta_t} = \frac{400 \times 90}{450 \times 0,8} = 100 \text{ cv}$$

Como pode-se notar, a potência que seria dissipada na servo-válvula é absurda e torna o sistema proposto inviável. Desta forma, deve ser o sistema refeito e para potências grandes, tem-se o sistema' denominado transmissão hidrostática (figura 19).

Este sistema tem menor tempo de resposta e custo mais elevado, entretanto, diante do argumento forte de economia de energia, torna-se a melhor solução do ponto de vista geral.

Uma bomba de deslocamento variável é ligada a um motor hidráulico de deslocamento constante, de forma que a variação da rotação do motor é obtida através da variação da vazão da bomba.

Uma bomba de preenchimento é necessária para a reposição das perdas nas linhas. Este suprimento evita a cavitação e facilita a dissipação de calor, pois troca o óleo quente da carcaça da bomba principal por óleo mais frio.

O circuito fechado permite a reversão do sentido de rotação do motor, bem como a necessidade de um reservatório de menores dimensões pois somente deverá abastecer a bomba de preenchimento que é de pequena capacidade, enquanto que a bomba principal pode ter grandes dimensões.

O servo-controle de vazão consiste de servo-válvulas e pistões amplificadores com realimentação e pode ser abastecido pela bomba de preenchimento.

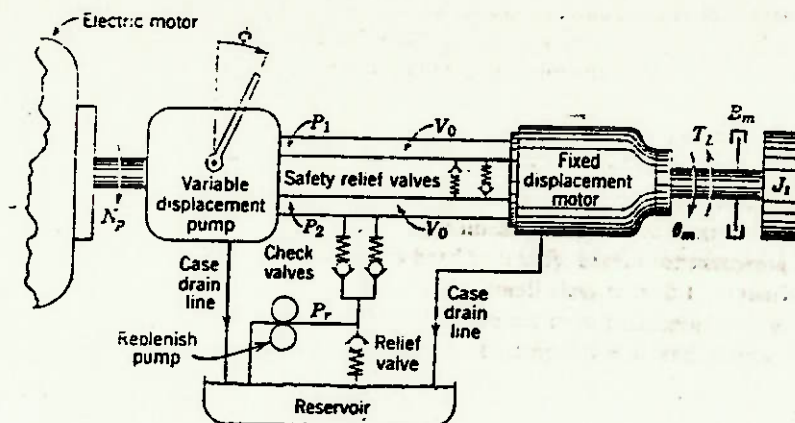


Figura 19 -

Para este sistema, deduz-se as equações abaixo com algumas restrições, a saber:

- pressões uniformes, sem perdas nas linhas, sem saturação de pressão, densidade e temperatura constantes do fluido; volumes constantes nas câmaras da bomba e motor; pressão de preenchimento constante; rotação constante da bomba e fluxos de vazamentos do tipo laminar. Com as inúmeras restrições, estas não saem muito da realidade a descrevem com boa precisão.

$$D_p N_p - C_{ip} (P_1 - P_r) - C_{ep} P_1 - C_{im} (P_1 - P_r) - C_{em} P_1 - D_m \frac{d\theta_m}{dt} =$$

$$= \frac{V_0}{\beta} \frac{dP_1}{dt}, \text{ onde:}$$

- D_p = deslocamento geométrico da bomba, in^3/rad ;
- D_m = deslocamento geométrico do motor, in^3/rad ;
- N_p = rotação da bomba, rad/sec ;
- θ_m = posição angular do eixo do motor;
- V_0 = volume nominal da câmara frontal (inclui 1 lado da bomba e motor, linhas de conexão, etc.) in^3 ;
- P_1 = pressão na câmara frontal, psi ;
- P_2 = pressão na câmara de retorno, psi ;

- P_r = pressão de preenchimento, psi;
 β_e = módulo de dilatação volumétrica efetivo do sistema, psi;
 C_{ip} = coeficiente de vazamento interno da bomba, in³/sec/psi;
 C_{im} = coeficiente de vazamento interno do motor, in³/sec/psi;
 C_{ep} = coeficiente de vazamento externo da bomba, in³/sec/psi;
 C_{em} = coeficiente de vazamento externo do motor, in³/sec/psi;
 $D_p = k_p \cdot \phi$ onde: k_p = constante da bomba, in³/rad/deg
 ϕ = basculamento da bomba, deg.

Estas equações combinadas e aplicando-se Laplace, tem-se:

$$k_p \cdot N_p \phi + C_{it} P_r = D_m \cdot S \theta_m + C_t \cdot P_1 + \frac{V_o}{\beta_e} \cdot S P_1$$

- Onde: $C_{it} = C_{ip} + C_{im}$
 $C_{et} = C_{ep} + C_{em}$
 $C_t = C_{it} + C_{et}$
 S = Operador de Laplace.

$$T_g = (P_1 - P_r) D_m = J_t \frac{d^2 \theta_m}{dt^2} + B_m \frac{d \theta_m}{dt} + \frac{\dot{\theta}_m}{|\dot{\theta}_m|} (P_1 + P_r) C_f \cdot D_m + T_1$$

- Onde: T_g = torque gerado ou desenvolvido pelo motor, in-lb
 J_t = inércia total do motor e carga (referida ao eixo do motor), in-lb-sec².
 B_m = coeficiente total de amortecimento viscoso, in-lb-sec.
 C_f = coeficiente de fricção interna do motor, adimensional;
 T_1 = torque arbitrário no motor, in-lb.

Usualmente $C_f = 0$ (é uma simplificação de ordem prática) e com a transformada de Laplace, tem-se:

$$P1.Dm = J_t.S^2.\Theta_m + Bm.S\Theta_m + Pr.Dm + T1$$

Estas equações levam a função de transferência:

$$\Theta_m = \frac{\frac{k_p.N_p}{Dm} . \Delta\phi - \frac{Ct}{Dm^2} \left(1 + \frac{Vo}{\beta_e Ct} S\right) \frac{\Delta T1}{l}}{\frac{Vo J_t}{\beta_e Dm^2} S^3 + \left(\frac{Ct J_t}{Dm^2} + \frac{Bm Vo}{\beta_e Dm^2}\right) S^2 \left(1 + \frac{Bm Ct}{Dm^2}\right) S}$$

Mas como $Bm Ct / Dm^2 \ll 1$, pode-se simplificá-la para:

$$W_m = \frac{\frac{k_p.N_p}{Dm} . \Delta\phi - \frac{Ct}{Dm^2} \left(1 + \frac{Vo}{\beta_e Ct} S\right) \frac{\Delta T1}{l}}{\left(\frac{S^2}{Wh^2} + \frac{2\delta h}{Wh} s + 1\right)}$$

$$Wh = \sqrt{\frac{.703066770 \times \left(\frac{500 \times 10^{-6}}{2\pi}\right)^2}{300 \times 10^{-6} \times 0,54}} = 165,8 \text{ rad/s.}$$

$$Fh = 26,4 \text{ Hz}$$

$$\beta_e = 703.066.770 \text{ N/m}^2$$

$$Dm = \frac{500}{2\pi} (10^{-2})^3 \text{ m}^3/\text{rad.}$$

$$Vo = 300 \text{ cm}^3 = 300 \times (10^{-2})^3 \text{ m}^3$$

$$J_t = 0,54 \text{ N.ms}^2$$

Esta redução na frequência natural é previsível pois somente uma linha é controlada, a constante de mola do óleo é reduzida à metade, o que reduz a frequência em aproximadamente $1/\sqrt{2}$.

Por se tratar de um processo que mantém a velocidade da chapa constante, devido às dimensões do laminador e devido à necessidade de se manter a força de tração na chapa constante, tem-se a potência constante. Desta forma, propõe-se o variador LEISTUNGREGLER que mantém o ponto de operação da bomba (PxQ), dentro de uma hipérbole. Com este sistema, tem-se uma perfeita economia de energia, reduzindo-se ao máximo as perdas.

Pode-se realimentar o sistema para que se altere a curva de potência quando ocorrem variações rápidas de força. Para se poder avaliar em tempo este sinal, deve-se utilizar um controle derivativo, o qual interferirá no ramo principal, uma vez que este ramo tem velocidade de resposta muito baixa. Logo, não há vantagens neste tipo de realimentação, sem falar que a histerese da curva de potência constante se confunde com a faixa de controle desejada. É lógico que existe uma realimentação na bomba que regula a vazão em função da pressão atuante, de forma a manter a potência constante.

Também, por ser um variador com prioridade de potência constante, a regulação da vazão via pst (que faria com que a curva de potência fosse mudada), não é de prioridade principal e assim, tal controle não tem utilidade prática.

$$\Delta p_{\max} = \frac{1717 \times 1000}{i \times 1,62 \times 500 \times 0,9} = 350$$

$$i = 6,73 \quad \Delta p_{\min} = \frac{616,1/6,73 \times 1000}{1,62 \times 500 \times 0,9} = 125$$

$$\frac{62,62}{Nm} = \frac{1}{6,73} \quad Nm = 421,4 \text{ rpm}$$

$$Q = \frac{V_g \times N}{1000 \times v} = \frac{500 \times 421,4}{1000 \times 0,92} = 229,02 \text{ l/min.}$$

$$230 = \frac{V_g \times N \times N_v}{1000} \quad \frac{230 \times 1000}{0,92 \times 1750} = V_g = 142,86 \text{ cm}^3/\text{rot}$$

BOMBA ESCOLHIDA : A4VSG 250.

A escolha da bomba levou em conta o limite de 350 bar de pressão nominal, o que fez com que a redução de i (para com isto reduzir V_g bomba) se tornasse impossível, bem como a necessidade de se manter uma certa flexibilidade na máquina, pois, se houver uma variação no diâmetro máximo da bobinadeira a máquina pode ser

reajustada para este novo ponto de operação.

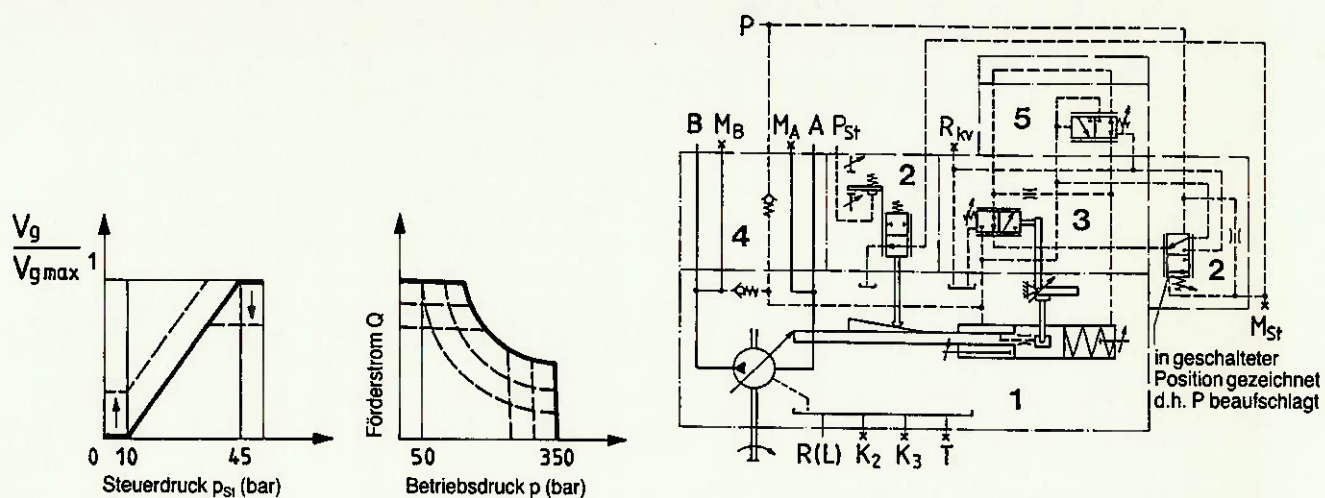


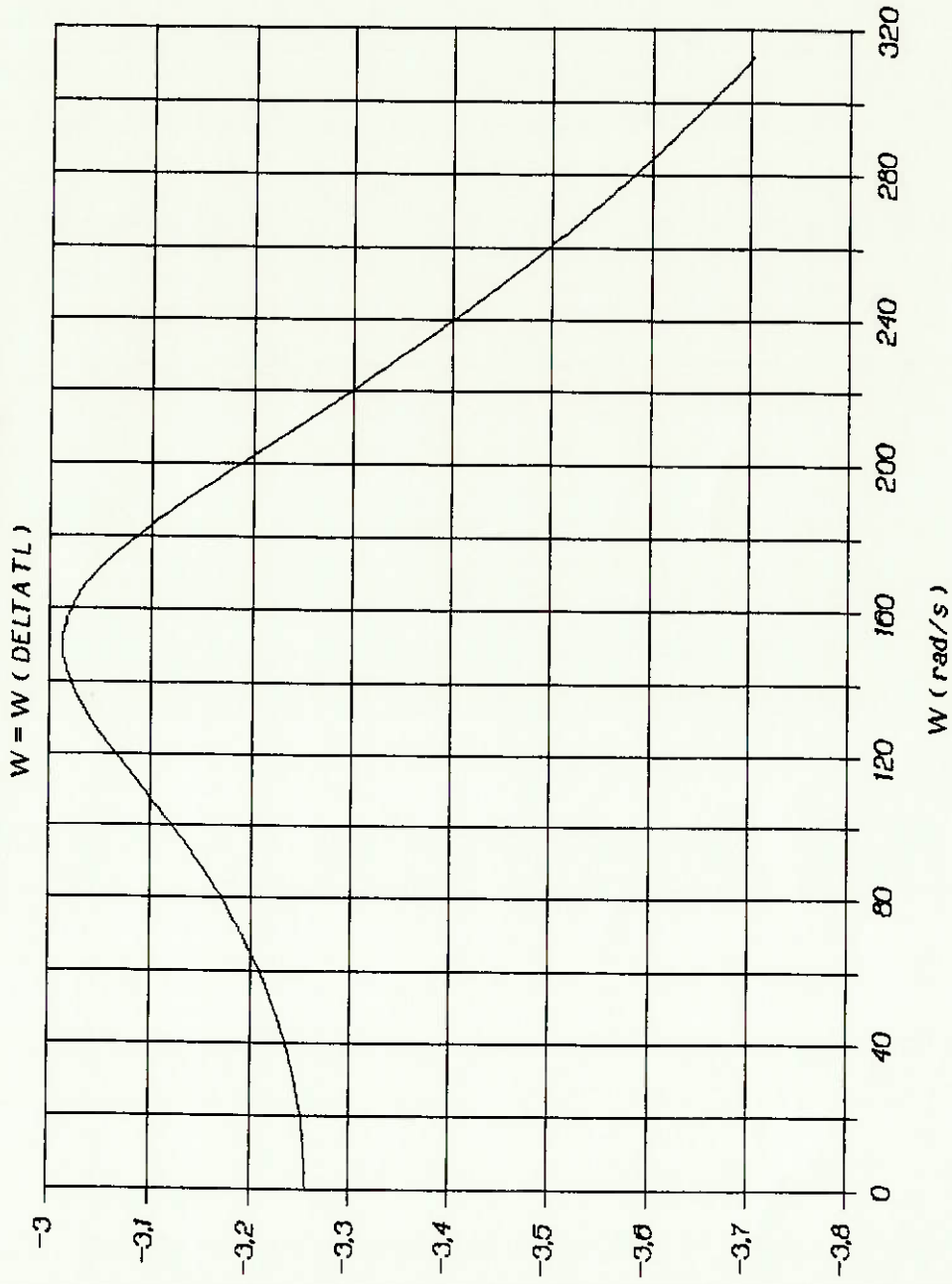
FIGURA 20 - Esquema da bomba e corte.

A seguir, tem-se os diagramas gerados a partir da função transferência. Nestes, pode-se observar nitidamente o pico de ressonância. Neste ponto houve um aumento da amplitude devido ao valor admitido para o amortecimento do sistema. Este valor é muito difícil de ser estimado, variando para cada sistema, e só terá seu valor real obtido na prática. Entretanto, este estudo tem grande validade no sentido de que forneceu um diagrama para a resposta em frequência do sistema "transmissão hidrostática", adotado neste trabalho, o qual poderá ser utilizado para estudos posteriores.

Destes gráficos, pode-se concluir que a perturbação é bem menor que a correção e desta forma não leva a instabilidades não previstas, bem como, pode-se concluir a faixa de frequência dentro da qual o sistema "transmissão hidrostática" responde com boa performance. Esta faixa é de zero à 20 rad/sec, aproximadamente, e frequências maiores de perturbação tornarão o sistema instável ou, como dito anteriormente, se o amortecimento for maior do que o adotado, ter-se-á uma redução na amplitude e um atraso de fase indesejáveis. Sendo assim, obtém-se aqui a faixa de trabalho do sistema. Parâmetros utilizados nos cálculos:

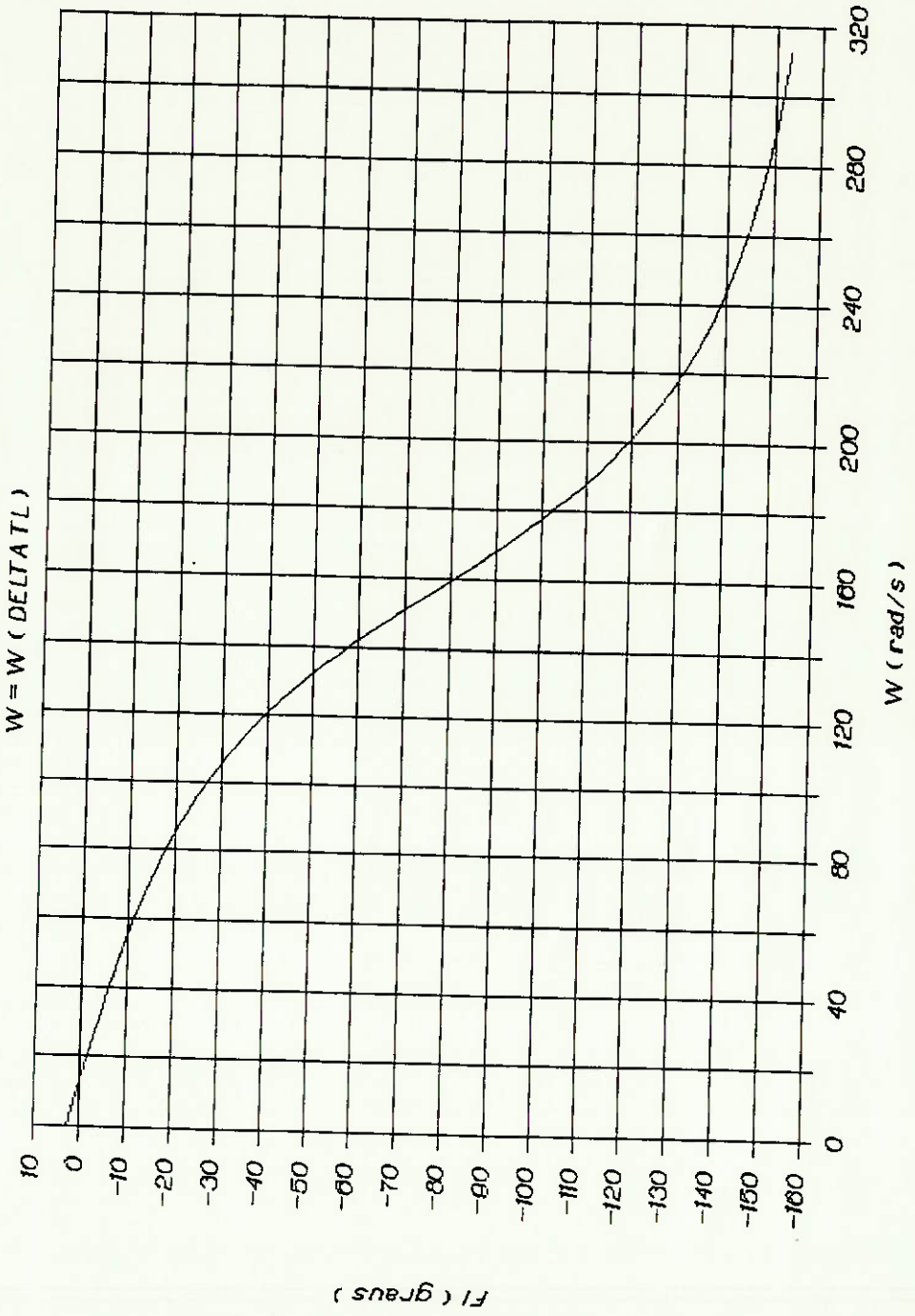
$$\begin{aligned}
 k_p &= 1,2835 \frac{\text{cm}^3}{\text{rad}} \\
 &\quad \text{deg} \\
 D_m &= 39,79 \text{ cm}^3/\text{rad} \\
 C_t &= 0,8762 \frac{\text{cm}^3/\text{sec}}{\text{bar}} \\
 N_p &= 183,26 \text{ rad/sec} \\
 \beta_e &= 703.066.770 \text{ N/m}^2 \\
 V_o &= 300 \text{ cm}^3 \\
 J_t &= 0,54 \text{ Nm sec}^2 \\
 W_h &= 165,8 \text{ rad/sec} \\
 f_h &= 26,4 \text{ Hz} \\
 Q &= 2301/\text{min}
 \end{aligned}$$

AMPLITUDE DA FUNÇÃO

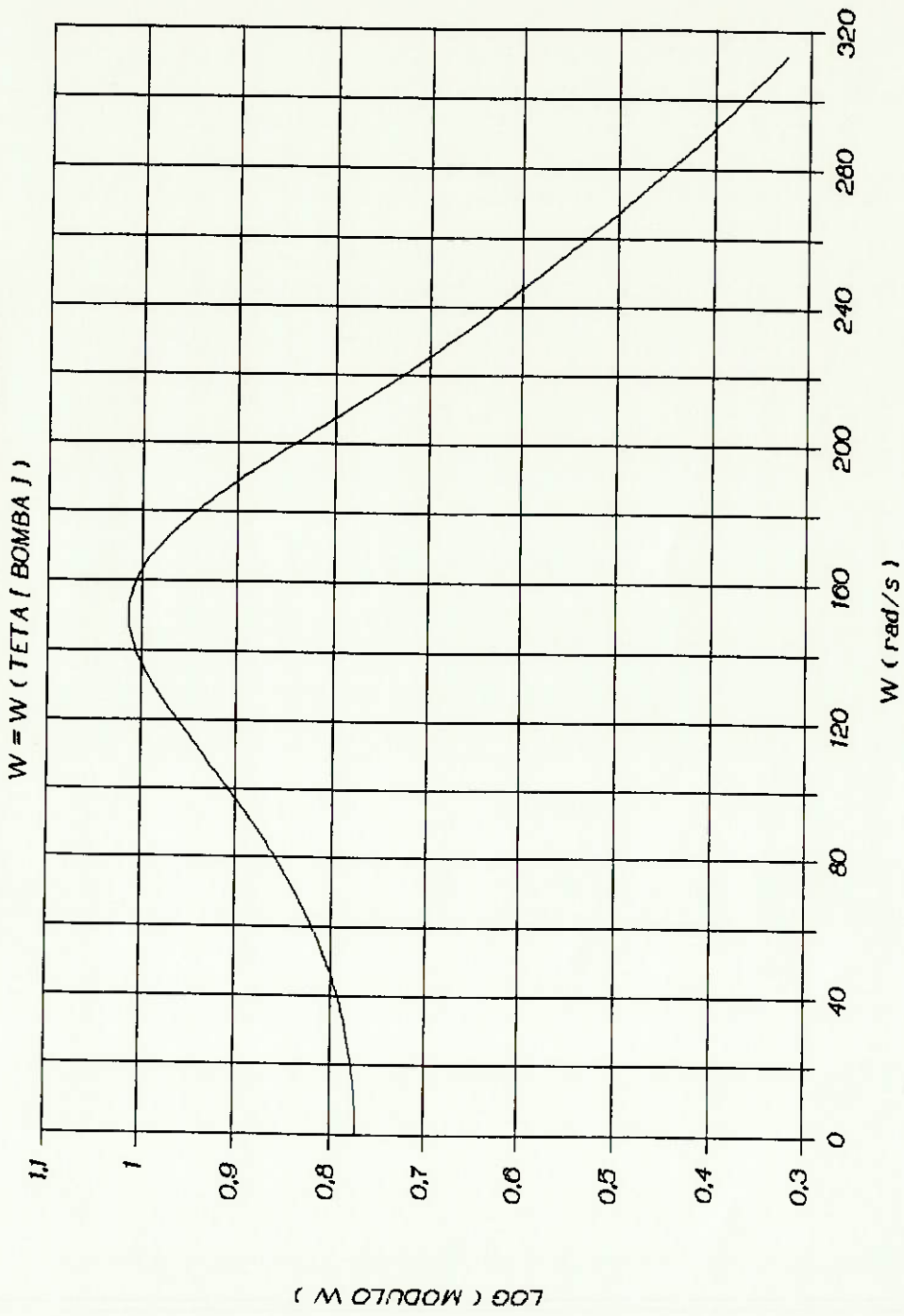


LOG (MODULO W)

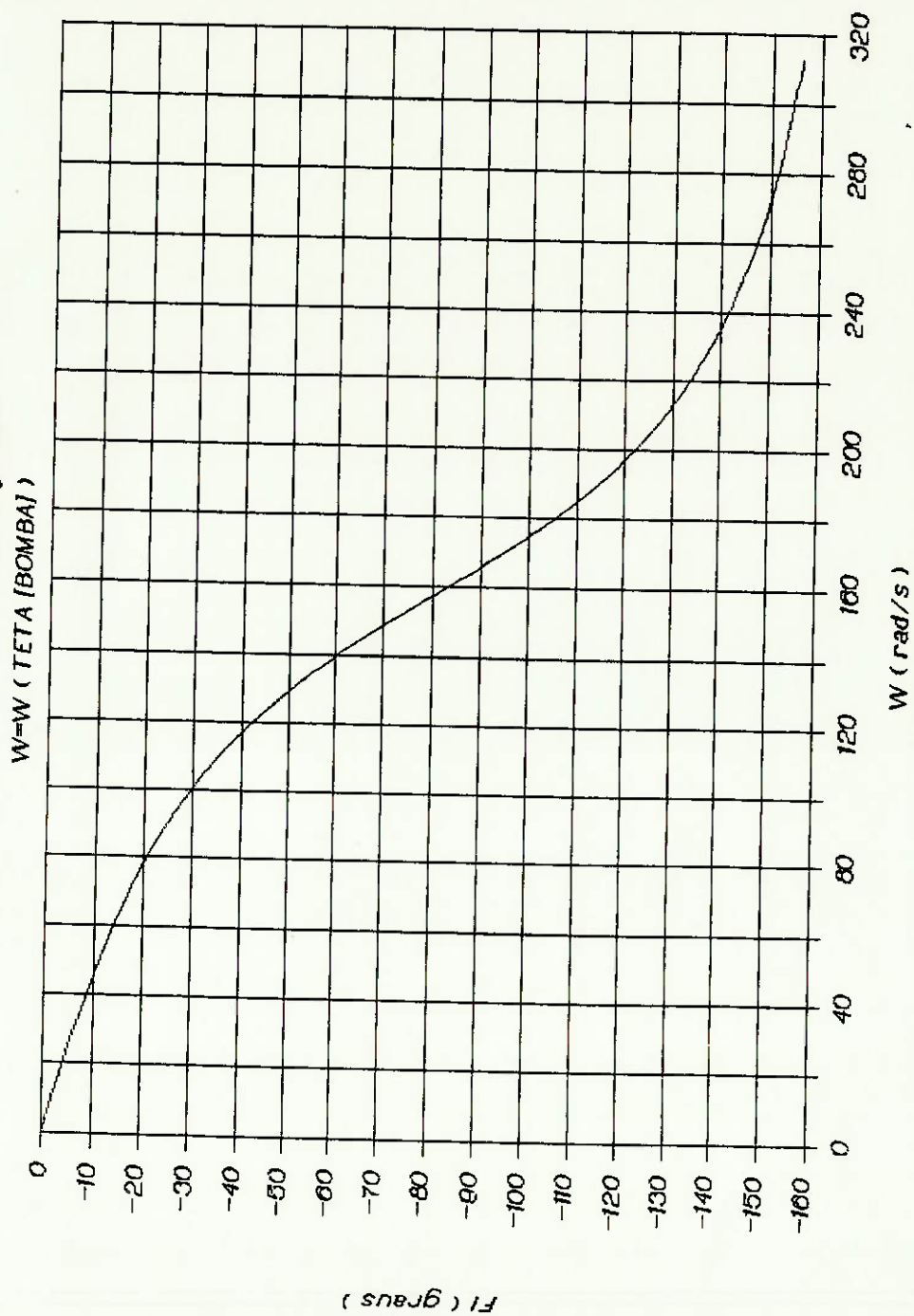
FASE DA FUNÇÃO



AMPLITUDE DA FUNÇÃO



FASE DA FUNÇÃO



VI - CONCLUSÃO

VI - CONCLUSÃO

Durante a realização deste trabalho, houve grandes modificações de projeto no sentido de se adaptar a melhor solução e existente ao processo em questão. É exatamente este ponto que reside o maior valor deste trabalho, que não se deteve simplesmente a dimensionar um servo-sistema eletro-hidráulico, bem como obter suas curvas de respostas dinâmicas para comparação da correção e interferência. Ao longo da sua elaboração, foram feitos desenvolvimentos teóricos que auxiliam na compreensão das vantagens de um sistema sobre outro. Assim, a transmissão hidrostática aqui dimensionada para fornecer potência constante é o melhor sistema que se adapta à necessidade do processo.

APÊNDICE I

CÁLCULO DOS ESFORÇOS NA LAMINAÇÃO DE TIRAS A FRIO

CÁLCULO DOS ESFORÇOS NA LAMINAÇÃO DE TIRAS A FRIO

Este apêndice visa ilustrar o processo a ser controlado, bem como fornecer base para determinação de importantes parâmetros da laminação.

A dificuldade de calcular esforços durante a laminação de tiras a frio está associada aos seguintes fatos:

- a) encruamento do material ao longo do arco de contato;
- b) este encruamento associado à alta tensão de deformação, ocasiona um achatamento no cilindro de laminação, ocasionando um aumento do arco de contato;
- c) diminuindo a espessura do material conduz a aproximação dos cones de deformação estrita, conduzindo ao aumento do achatamento dos cilindros, implicando na existência da espessura limite de laminação.

De acordo com Ford, tem-se:

$$R' = R \left(1 + \frac{2cP}{b_m \Delta h} \right) \quad (1) \text{ onde:}$$

R = raio do cilindro não deformado (mm)

R' = raio do cilindro deformado (mm)

b_m = largura média da chapa $\approx b_0$ (mm)

Δh = variação de espessura no passe (mm)

P = força de laminação (kgf)

C = coeficiente elástico do material do cilindro

$$C = \frac{8 (1 - \nu^2)}{\pi \cdot E} \quad (2) \text{ onde:}$$

ν = coeficiente de Poisson $\approx 0,35$ (aço ou $F_0 F_0$)

E = módulo de elasticidade

$E_{aço} = 21.000 \text{ kgf/mm}^2$

$$E_{FoFo} = 10.500 \text{ kgf/mm}^2$$

Resulta que:

$$C_{aço} = 1,06 \times 10^{-4} \text{ mm}^2/\text{kg}$$

$$C_{FoFo} = 2,06 \times 10^{-4} \text{ mm}^2/\text{kg}$$

MÉTODO DE EKELUND (determinação da força de laminação a frio).

$$P = b \times \sigma_{Bi} \times (R' \Delta h)^{1/2} \left(\frac{1 + 1,6\mu (R' \Delta h)^{1/2} - 1,2 \Delta h}{h_1 + h_2} \right) \quad (3)$$

Onde: b = largura da tira (mm);

σ_{bi} = tensão de deformação homogênea biaxial (kgf/mm²)

R' = raio do cilindro deformado (mm)

Δh = variação de espessura (mm)

μ = coeficiente de atrito

h_1, h_2 = espessuras de entrada e saída (mm)

P = força de laminação (sem atuação do sistema de tracionamento avante e a ré).

$$\sigma_{bi} = 1,155 \times \sigma_u \quad (4)$$

u = tensão de deformação uniaxial (kgf/mm²).

Lembrando que durante a laminação a frio o material sofre encruamento, procura-se determinar $\bar{\sigma}_u$ - valor médio da tensão de deformação uniaxial, partindo-se de:

- I) Valores $\sigma \times \epsilon$, para ϵ variando ao longo do arco de contato;
- II) Valor de $\bar{\epsilon}$ - valor médio da deformação verificada durante o passe.

Como pode-se observar das equações (1) e (3), o processo é interativo procedendo-se assim:

- a) para equação (3) toma-se $R' = R$, calcula-se P_1
- b) com P_1 na equação (1), estima-se R'_1
- c) reitera-se o método até que:

$$\frac{R'_n}{R'_n - 1} \approx 1,05$$

- d) satisfeita a condição acima, P'_n será o valor final, objetivando:

$$I = P \left(1 - \frac{1}{3 \times \sqrt[3]{Bi}} (2 t_{RE} + t_{AV}) \right) \quad (5)$$

Vide figura AI.1

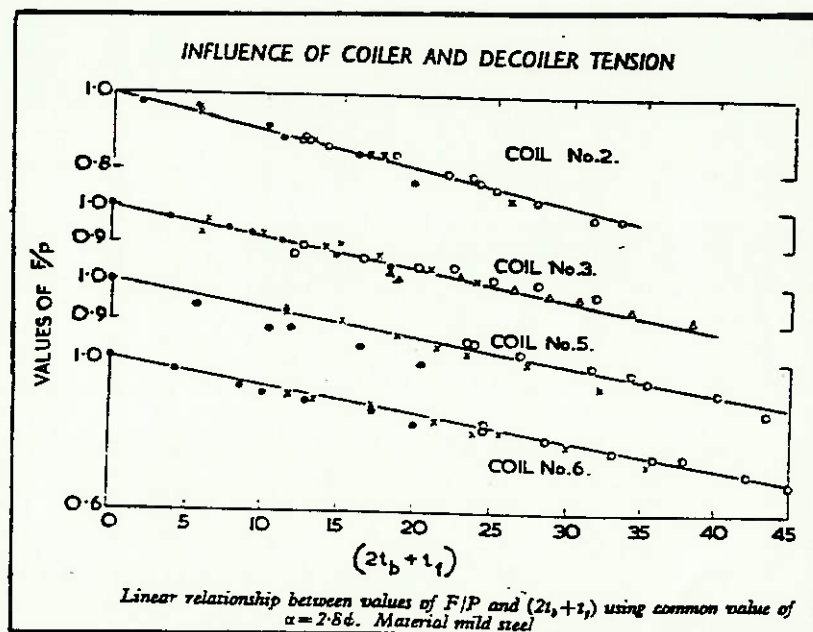


Figura AI.1

311

APÊNDICE II

COMPENSAÇÃO DE CARGA

COMPENSAÇÃO DE CARGAS

O sistema eletro-hidráulico proposto para controle do processo manterá a tensão constante na chapa a ser laminada. Isto significa dizer que, à todo instante, a tensão na chapa a ser bobinada e, portanto, a força tangencial na bobinadeira deve permanecer constante, dentro dos limites especificados na primeira parte deste trabalho. Como o diâmetro (bobina + tira enrolada), aumenta a pressão do motor hidráulico, que aciona o sistema, variará. Quando se eleva a pressão de carga no consumidor a vazão diminui; quando baixa a pressão de carga aumenta a vazão.

Como esta parte do sistema terá como função principal manter a velocidade da chapa constante, a variação da carga trará problemas quanto a sua função de controle.

Propõe-se então, a utilização de compensação de cargas através de balanças de pressão. Estas podem ser de duas a três vias.

Na utilização de balanças de pressão de duas vias, na entrada (conforme figura AII.1), a queda de pressão é mantida constante na aresta de estrangulamento de entrada.

Variações na pressão de carga e variações na pressão de bomba, são com isso compensadas.

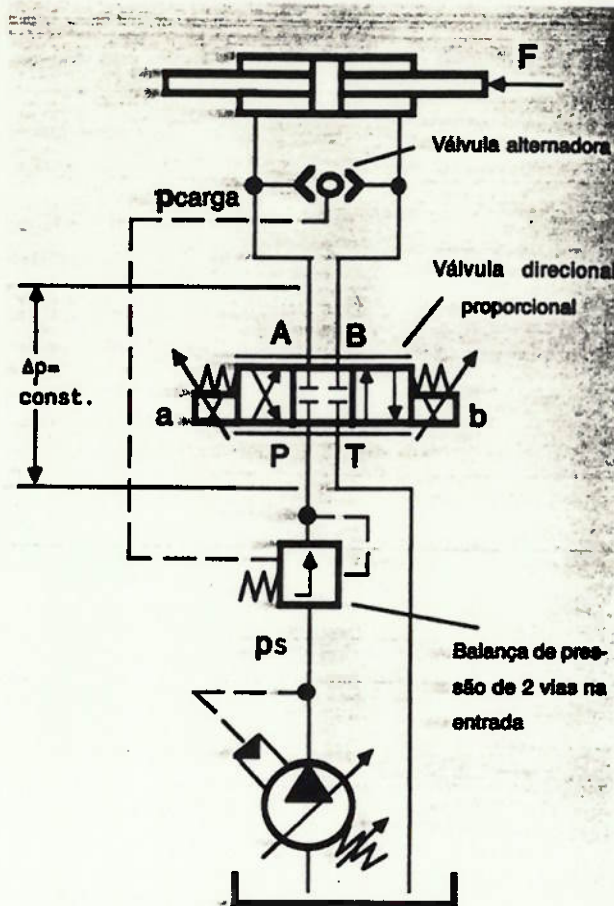


Figura AII.1.

Na balança de pressão de entrada de duas vias, o diafragma de regulagem A1 e o diafragma de medição A2, estão ligados em série. Para o equilíbrio do êmbolo, deve ser mostrado que a queda de pressão $\Delta p = p_1 - p_2$ no diafragma de medição, permanece constante a uma pressão do consumidor variável. Para a posição de equilíbrio sem considerar a força de vazão, tem-se:

$$p_1 \cdot A_k = p_2 \cdot A_k + F_m$$

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{F_m}{A_k} \approx cte$$

Como é montada uma mola suave e o curso de regulagem é curto, a alteração da força da mola é pequena e com isso, a queda de pressão é quase constante. O êmbolo de regulagem só pode alterar a secção do diafragma de regulagem A_1 quando for vencida a força da mola. A função de regulagem de vazão somente ocorre, quando a diferença externa de pressão $p_1 - p_2$ for maior que FM/A_k .

Se a vazão for aumentada, a resistência à vazão, então deverá subir a diferença externa de pressão, para que se consiga a função de regulagem da vazão.

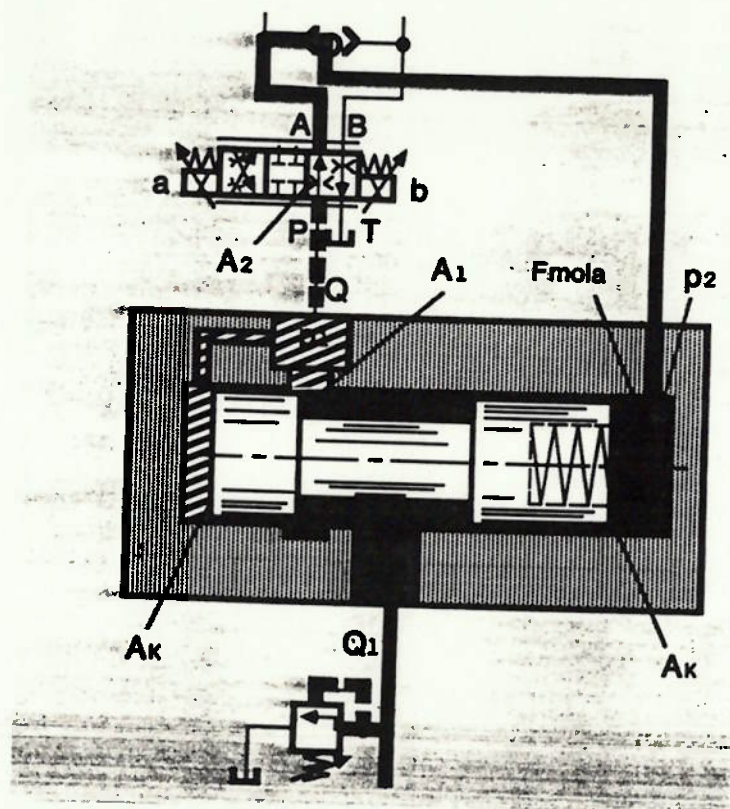


Figura AII.2

As balanças de pressão por três vias Fig. AII.3., são menos utilizadas, apesar da melhoria do grau de rendimento das mesmas. Elas podem, em alguns casos, de maneira simples, serem ob

tidas de balanças de pressão de entrada de duas vias, através da troca do êmbolo. A tomada de carga é correspondente à balança de pressão de entrada de duas vias. A capacidade de resolução e a dependência pressão-vazão são iguais à balança de pressão de entrada de duas vias. A utilização ocorre em conjunto com bombas de vazão fixa.

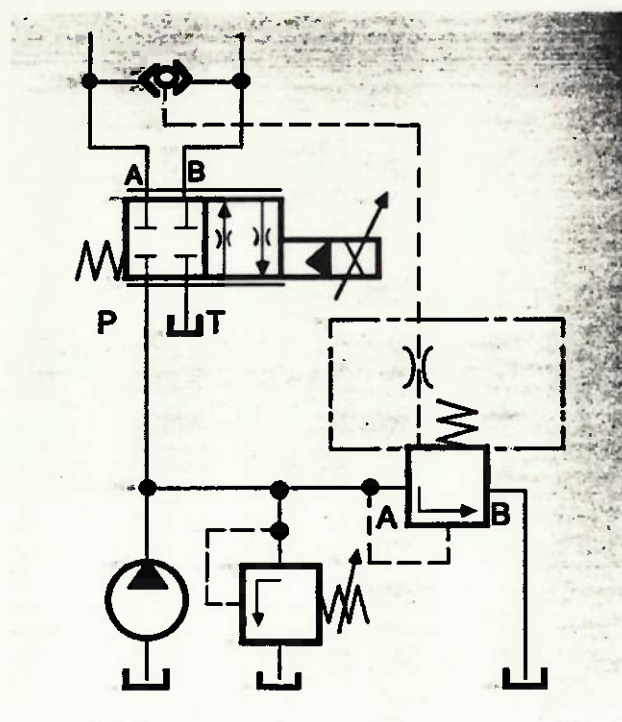


Figura AII.3.-

Na utilização da balança de pressão de entrada de três vias, o diafragma de medição A2, e o diafragma de secção A1 regulado pela balança de pressão, estão em paralelo.

O diafragma de regulagem A1 libera neste ponto uma determinada secção de vazão. Para a posição de equilíbrio do êmbolo de regulagem, sem considerar as forças de atrito e de vazão, vale:

$$p_1 \cdot A_k = p_2 \cdot A_k + F_m$$

$$\Delta p = p_1 - p_2 = F_m / A_k \approx cte$$

Neste caso, é também mantido constante, a queda de pressão do diafragma de medição e com isto uma vazão constante Q , independente de alterações de pressão.

Ao contrário do que ocorre com a balança de pressão de duas vias, na qual a bomba deve formar sempre a pressão máxima da limitadora de pressão, a pressão de trabalho, na utilização de balança de pressão de três vias, está maior somente ao correspondente Δp do diafragma de medição em relação ao consumidor. Com isto, a perda de potência é menor.

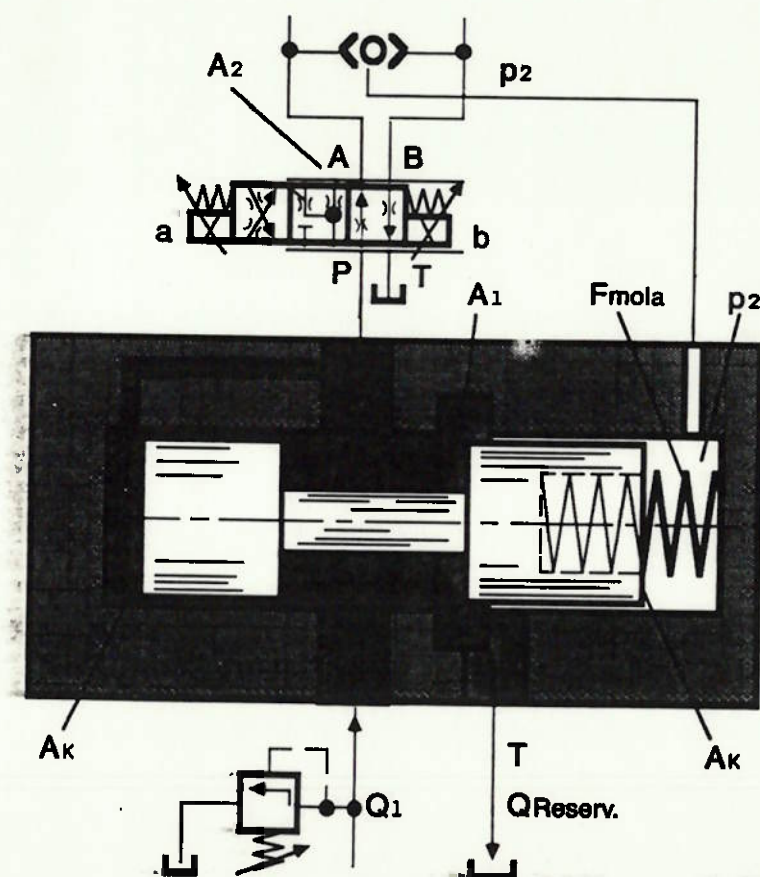


Figura AII.4.

APÊNDICE III

INFLUÊNCIA DA DINÂMICA DA SERVO-VÁLVULA
SOBRE O CIRCUITO DE REGULAÇÃO

INFLUÊNCIA DA DINÂMICA DA SERVO-VÁLVULA SOBRE O CIRCUITO DE REGULAÇÃO

Pretende-se, neste apêndice, fornecer alguns conceitos básicos necessários para a compreensão do tema desenvolvido.

A amplificação do circuito K_v , é igual ao produto dos fatores de amplificação dos componentes transmissores no circuito de regulação.

A constante de tempo é proporcional a $1/k_v$. Isto significa que, quanto maior a amplificação do circuito, tanto mais rápido será o sistema.

Geralmente, é necessário menos de 5% da vazão da válvula para que num circuito de regulação de posição, a velocidade seja e levada a zero, ou então compensar uma força de interferência. Para o erro de ajuste, tem-se:

$$\Delta x \leq 0,05 \cdot \frac{V_{\max}}{K_v}$$

Quanto maior for o K_v escolhido, tanto menor será o erro de ajuste e tanto mais rígido será o sistema em relação às forças de interferência.

V_{\max} é no caso a velocidade que iria ocorrer a 100% de abertura da servo-válvula.

Disto se conclui ainda que a vazão nominal da servo-válvula a ser escolhida, deverá ser a menor possível.

Por motivos de condições de estabilidade, a amplificação do circuito não poderá ser selecionada à vontade.

Se a amplificação do circuito K_V for maior que uma frequência crítica de circuito $K_{Vcrit.}$, então o sistema entra em oscilação quando houver interferências, isto é, o sistema se torna instável.

Para se determinar o valor máximo de K_V :

- a) a frequência da servo-válvula (ω_V), (em 90° de atraso de fase, por exemplo), é bem mais elevada que a frequência própria de carga (ω_L).

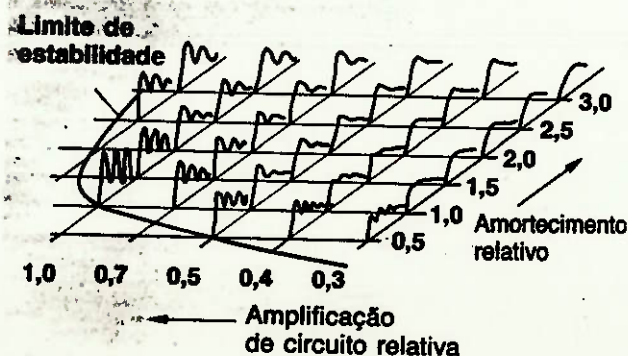
Neste caso pode-se desprezar a dinâmica do sistema parcial com a frequência mais elevada, com isto o sistema é reduzido a um de 3ª ordem:

$$K_V < K_{Vcrit.} = 2 D \omega_L^2$$

D = fator de amortecimento.

A figura AIII.1., mostra qualitativamente o comportamento em relação ao tempo de um circuito de regulação de 3ª ordem, onde o amortecimento relativo e a amplificação relativa servem como parâmetros. O valor otimizado de K_V é concluído deste comportamento, portanto da resposta instantânea. Se para um amortecimento dado, se manter o K_V pequeno, então isto resulta numa resposta instantânea com ascensão bem uniforme, se por outro lado, o K_V for extremamente grande se terá uma intensa oscilação sobreposta.

Figura AIII.1.-



Muitas vezes é usado o critério ITAE (Integral of Time multiplied with Absolute Error).

$$ITAE = \int_0^{\infty} t |X_E - X_A| \cdot dt$$

É considerada como otimizada aquela amplificação no circuito, na qual o valor ITAE chega a um mínimo.

Deste estudo tem-se a regra 1, ou seja:

$$K_{vopt.} \sim 1/3 \omega_L$$

Esta amplificação, também chamada amplificação de velocidade, é o produto da amplificação hidráulica e da amplificação elétrica.

b) são consideradas as duas frequência próprias.

Com isto surge um sistema de 5ª ordem.

Considerações de estabilidade fornecem para o caso, uma frequência crítica ω_{crit} , que depende das duas frequências próprias ω_V e ω_L .

A frequência própria ω_{crit} é sempre menor que a menor das frequências ω_L e ω_V .

Daí, tem-se a regra 2:

$$\omega_{crit.} = \frac{\omega_V \cdot \omega_L}{\omega_V + \omega_L}$$

A amplificação de circuito otimizada é neste caso:

$$K_{vopt.} = 1/3 \omega_{crit.}$$

Precisão de posição e rigidez em relação às forças de interferência, exigem uma alta amplificação elétrica K_p .

Utilizar válvulas com a menor vazão nominal possível.

Isto é a regra geral, e também é a válvula com dinâmica mais alta.

APÊNDICE IV

CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE SERVO-VÁLVULAS

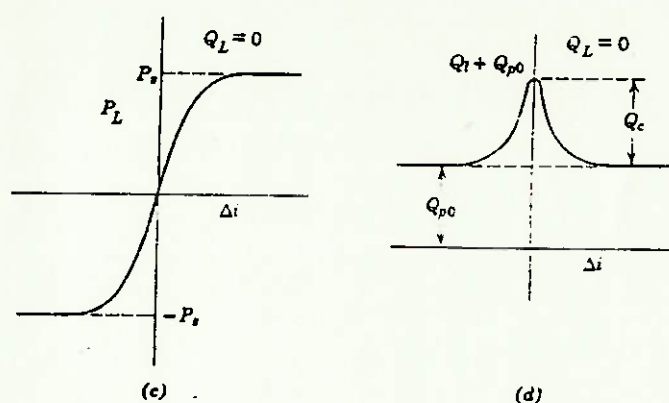
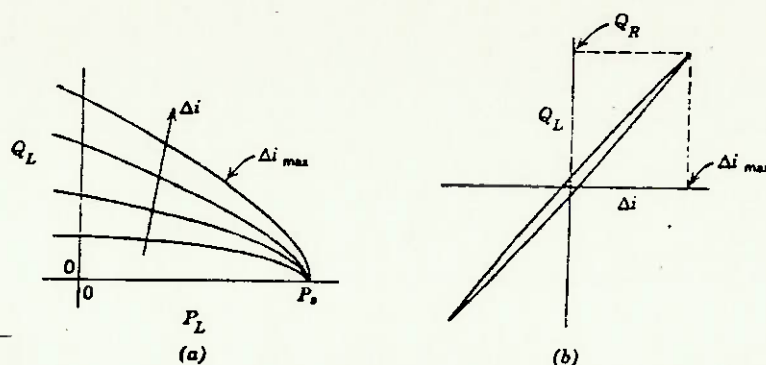
CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE SERVO-VÁLVULAS

Servo-válvulas são elementos que convertem sinais elétricos em saída hidráulica que controla aceleração, velocidade e posição de um atuador.

As servo-válvulas são dimensionadas pelo fluxo de carga (QL) obtido com a máxima corrente de entrada (neste caso denominada QR), e a um dado valor de queda de pressão $P_v = P_s - P_L$. Uma queda de pressão de 1000 psi é normalmente standard e se baseia no fato de que a máxima transferência de potência para a carga, se dá com esta perda na válvula. Apesar de as servo-válvulas serem especificadas com 1000 psi de perda de carga, o fluxo em outras perdas pode ser avaliado com $QR \times (P_v/1000)^{1/2}$.

As curvas pressão-vazão, figura AIV.1a., define completamente a performance estática da servo-válvula, mas, são difíceis de se medirem e próximos do nulo, daí a dificuldade de se obterem dados precisos e nestes pontos ocorrem a maioria das aplicações. O principal método de dimensionamento da servo-válvula consiste em selecionar a válvula cuja faixa de vazão é larga e o suficiente para que com Δ imax todos os pontos de vazão e pressão previstos para o sistema sejam obtidos, tomando-se o cuidado para $P_L < \frac{2}{3} P_s$.

Figura AIV.1.



A curva de ganho de vazão, figura AIV.1.b., é um gráfico de $Q_L \times \Delta i$ para um dado diferencial de pressão, normalmente 1000 psi.

Nesta curva, pode-se observar as características da válvula na posição neutra (cobertura da válvula).

A curva de sensibilidade à pressão, figura AIV.1.c., é obtida através do bloqueio das linhas do consumidor e medindo-se a pressão de carga ao longo de variação de corrente, para um dado diferencial de pressão. Uma larga sensibilidade à pressão é desejável, pois uma baixa sensibilidade indica fluxo grande na posição central e pode resultar em baixa performance.

A curva de vazamento, figura AIV.1.d., é plotada através do fluxo da servo-válvula com linhas de consumidor bloqueadas e corrente variada em toda a faixa.

As características dinâmicas das servo-válvulas são geralmente especificadas através da resposta em frequência da corrente de entrada para a vazão efetiva num atuador de teste. As dinâmicas do atuador, especificamente a frequência de ressonância ω_h e das linhas de conexão devem ser mais altas que a da válvula para o dado obtido ter validade. A frequência na qual o atraso de fase é -90° e geralmente chamada comprimento de banda, que é uma medida da velocidade de resposta da servo-válvula.

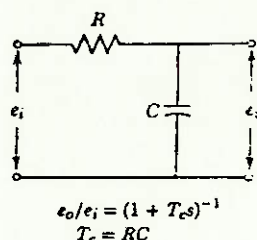


Figura AIV.2. -

É sabido que as servos são limitadas pela menor frequência natural que ocorre no loop. Normalmente a frequência natural do motor ω_h é a mais baixo e é o fator limitante na resposta servo. A servo-válvula é normalmente especificada de forma que o comprimento de banda maior do que todas as frequências naturais do loop. Entretanto, não deve ser muito rápida, pois pode transmitir sinais de alta frequência à carga.

Servo-válvulas têm histerese no ganho de vazão devido aos passos magnéticos no motor de torque. O comprimento de histerese varia diretamente com a amplitude do sinal de entrada, e é geralmente expressa com uma porcentagem da corrente máxima que também vale para menores valores de corrente.

BIBLIOGRAFIA

- ENGENHARIA DE CONTROLE MODERNO - Ogata
- TECNOLOGIA MECÂNICA, Chiaverini
- APOSTILAS DO CURSO DE PMC 475 - Prof. Omar
Madureira
- CATÁLOGOS DE FABRICANTES (Rexroth, Villares,
Moog, etc.).
- HYDRAULIC CONTROL SYSTEMS, Merritt, H.E.
- HYDRAULIC SERVO SYSTEM, Guillo M.