

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO  
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

MODELAGEM, SIMULAÇÃO E ANÁLISE DE  
SERVOMECANISMO ELETRO-HIDRÁULICO

Alexandre Simião Caporali

Orientador: Prof. Dr. Eduardo Morgado Belo



Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica

São Carlos  
1999

Class.	TESE
Curr.	1132
Tombo	0035/99

811 00006839

S/S 1032.108

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento  
da Informação do Serviço de Biblioteca – EESC/USP

M246m Caporali, Alexandre Simião  
Modelagem, simulação e análise de servomecanismo  
eletro-hidráulico / Alexandre Simião Caporali. -- São  
Carlos, 1999.

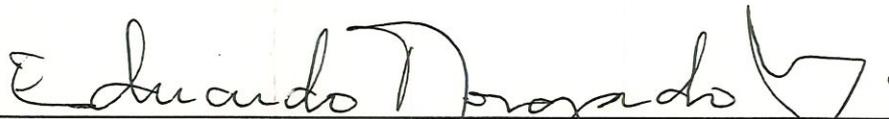
Dissertação (Mestrado) -- Escola de Engenharia de  
São Carlos-Universidade de São Paulo, 1999.  
Área: Engenharia Mecânica.  
Orientador: Prof. Dr. Eduardo Morgado Belo.

1. Hidráulica. 2. Servomecanismo. 3. Eletro-  
hidráulica. 4. Servoválvula. I. Título.

**FOLHA DE APROVAÇÃO**

Candidato: Tecnólogo **ALEXANDRE SIMIÃO CAPORALI**

Dissertação defendida e aprovada em 08-02-1999  
pela Comissão Julgadora:



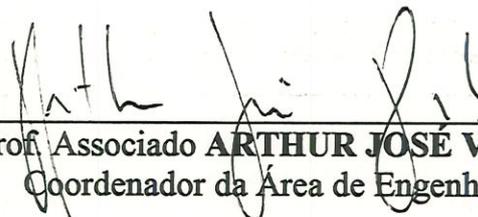
Prof. Doutor **EDUARDO MORGADO BELO (Orientador)**  
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



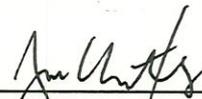
Prof. Doutor **MARIO FRANCISCO MUCHERONI**  
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



Prof. Livre-Docente **JOSÉ MANOEL BALTHAZAR**  
(UNESP - Campus de Rio Claro)



Prof. Associado **ARTHUR JOSÉ VIEIRA PORTO**  
Coordenador da Área de Engenharia Mecânica



**JOSÉ CARLOS A. CINTRA**  
Presidente da Comissão de Pós-Graduação da EESC

## Agradecimentos

Meu agradecimento especial ao Prof. Dr. Eduardo Morgado Belo pela orientação, discussão e apoio fornecido durante a elaboração deste trabalho.

À Coordenadoria de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – CAPES, pela bolsa de estudo concedida.

Ao Prof. Dr. Benedito Di Giacomo e Prof. Dr. Mario Francisco Mucheroni pelos comentários e discussões no desenvolvimento do trabalho.

Aos colegas de pós-graduação Alessandro, Vagner, Fabrício, Rosenda, Helder, Denise, Aguinaldo, Antonio Almeida, Pasquine, Maria Amélia, Roberto, Luiza, Marcello, Claudio e às secretárias de pós-graduação Ana Paula e Bete.

Ao Fernando Santoro pela amizade, sugestões e discussões que me ajudaram na elaboração do trabalho.

Agradeço as pessoas que sempre acreditaram e incentivaram a minha pessoa e que de uma forma direta ou indireta contribuíram para que este trabalho se concretizasse.

## Resumo

CAPORALI, A. S. ( 1999 ). *Modelagem, simulação e análise de servomecanismo eletro-hidráulico*. São Carlos, 1999. 89p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

A tecnologia de sistemas hidráulicos vem desempenhando um papel fundamental nos processos produtivos, devido ao seu bom desempenho, flexibilidade e confiabilidade. Com a crescente utilização de microprocessadores e sistemas de controle modernos e não convencionais, os sistemas eletro-hidráulicos vêm ganhando grande espaço na indústria e centros de pesquisa. Servomecanismos eletro-hidráulicos de resposta rápida e alto desempenho são usados como ferramenta de pesquisa em dinâmica experimental e estudo de controle. Os componentes dentro desses sistemas podem operar nos seus limites de capacidade e alcançar relações satisfatórias de resposta. Atividades na área de sistemas de alto desempenho, como na indústria aeronáutica, aeroespacial, máquinas ferramentas e naval, envolvem desenvolvimento de servomecanismos que buscam respostas rápidas, realização de grandes esforços e versatilidade na transmissão de sinais de controle e realimentação. Desta forma, apresenta-se neste trabalho a modelagem, simulação e análise de um servomecanismo eletro-hidráulico de controle de posição constituído de uma servoválvula eletro-hidráulica de dois estágios tipo bocal-palheta e cilindro hidráulico. Desenvolvem-se também modelos matemáticos que descrevem o funcionamento dos elementos que compõem o sistema eletro-hidráulico. Estes modelos são então aplicados na simulação numérica e análise do desempenho do sistema proposto.

**Palavras-chave:** hidráulica, servomecanismo, servoválvula, eletro-hidráulica.

## Abstract

CAPORALI, A. S. ( 1999 ). *Modeling, simulation and analyze of electrohydraulic servomechanism*. São Carlos, 1999. 89p., Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

The technology of hydraulic systems is playing a fundamental part in the productive processes, due to its good performance, flexibility and reliability. With the growing use of microprocessors and unconventional and modern control systems, the electrohydraulic systems had gained greater space in the industry and research centre. Eletrohydraulic servomechanism with good performance are used as research tools at experimental dynamic and control studied. The components within these systems may operate at its capabilities limits and reach satisfactory response relations. Activities in the area of high performance systems, as at aeronautical industries, aerospace, machine tools and navy, include the development of servomechanism that reach for fast responses, realisation of high efforts and versatility at signal transmission for control systems and feedback. So, it is presented in this work the modelling, simulation and analysis of a position control electrohydraulic servomechanism based on a flapper-nozzle electrohydraulic servovalve and hydraulic cylinder. It also mathematical models have been developed to describes the operation of the elements that composes the electrohydraulic. These models are than applied in the numerical simulation and analysis of performance of proposed system.

**keywords:** hydraulic, servomechanism, servovalve, electrohydraulic.

# MODELAGEM, SIMULAÇÃO E ANÁLISE DE SERVOMECANISMO ELETRO-HIDRÁULICO

## SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	i
RESUMO	ii
ABSTRACT	iii
SUMÁRIO	iv
LISTA DE FIGURAS	vi
LISTA DE TABELAS	ix
SIMBOLOGIA	x
1 – INTRODUÇÃO	1
2 – OS MECANISMOS HIDRÁULICOS ATRAVÉS DOS TEMPOS	5
2.1 – Os Primeiros Sistemas Hidráulicos	5
2.2 – O Pós Guerra	9
2.3 – A Era Aeroespacial	12
2.4 – Na Indústria	13
2.5 – Atualmente	16
2.5.1 – Pesquisas mais Recentes	19
3 – MODELAGEM DE COMPONENTES DE SISTEMAS HIDRÁULICOS	21
3.1 – Válvulas Hidráulicas de Controle	21
3.1.1 – Modelo Matemático Linear para Válvula Hidráulica	27
3.1.2 – Válvula com Centro Crítico	29
3.2 – Atuadores Hidráulicos	31
3.2.1 – Cilindros Hidráulicos	31

3.2.2 – Motores Hidráulicos	35
3.3 – Servoválvulas Eletro-Hidráulicas	39
3.3.1 – Tipos de Servoválvulas Eletro-Hidráulicas	39
3.3.2 – Motor de Torque	41
4 – SERVOMECANISMO ELETRO-HIDRÁULICO DE CONTROLE DE POSIÇÃO	45
4.1 – Servoválvula de Dois Estágios Tipo Bocal-Palheta	47
4.1.1 – Análise da Dinâmica da Servoválvula de Dois Estágios	49
4.2 – Modelo Dinâmico do Servoamplificador	53
4.3 – Descrição Analítica dos Componentes	57
4.3.1 – Cilindro Hidráulico	57
4.3.2 – Modelo Dinâmico Da Servoválvula de Dois Estágios Tipo Bocal-Palheta	58
4.3.3 – Servoamplificador e Corrente no Motor de Torque	60
4.4 – Diagrama de Blocos	60
5 – SIMULAÇÃO NUMÉRICA E ANÁLISE DE RESULTADOS	63
5.1 – Simulação Numérica	65
6 – CONCLUSÕES E PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS	84
BIBLIOGRAFIA	87
GLOSSÁRIO	

## LISTA DE FIGURAS

### CAPÍTULO 2: OS MECANISMOS HIDRÁULICOS ATRAVÉS DOS TEMPOS

2.1 – Válvula de tubo de jato	7
2.2 – Válvula bocal-palheta	8
2.3 – Válvula com realimentação por sinal elétrico	8
2.4 – Servoválvula com estágio piloto	10
2.5 – Servoválvula de dois estágios	11
2.6 – Servoválvula de tubo de jato	11
2.7 – Faixa dos servomecanismos eletro-hidráulicos de controle	16
2.8 – Espectro das aplicações industriais	18
2.9 – Espectro das aplicações aeroespaciais	18

### CAPÍTULO 3: MODELAGEM DE COMPONENTES DE SISTEMAS HIDRÁULICOS

3.1 – Esquema construtivo do centro de uma válvula com carretel	22
3.2 – Curvas de vazão-pressão para os diversos tipos de centro	22
3.3 – Carretel de uma válvula de quatro vias com sobreposição crítica	23
3.4 – Curvas de pressão-vazão de uma válvula de sobreposição crítica, quatro vias, orifícios iguais e simétricos	25
3.5 – Cilindro hidráulico	32
3.6 – Motor hidráulico	35
3.7 – Volume de fluido na câmara do motor hidráulico versus o ângulo de rotação do eixo	36
3.8 – Servoválvula de um estágio	40
3.9 – Servoválvula de dois estágios	40
3.10 – Motor de torque e Motor de força	41
3.11 – Motor de torque	42

## CAPÍTULO 4: SERVOMECANISMO ELETRO-HIDRÁULICO DE CONTROLE DE POSIÇÃO

4.1 – Configuração básica de um servomecanismo eletro-hidráulico	46
4.2 – Servoválvula de dois estágios tipo bocal palheta	49
4.3 – Diagrama de blocos simplificado da servoválvula palheta bocal	50
4.4 – Esquema simplificado do circuito do servoamplificador	53
4.5 – Representação do desempenho do transistor	55
4.6 – Diagrama de blocos do enrolamento do motor de torque e circuito de acionamento	56
4.7 – Representação simplificada do enrolamento do motor de torque e circuito de acionamento	57
4.8 – Modelo de um cilindro hidráulico acoplado a uma carga	58
4.9 – Diagrama de blocos do servomecanismo eletro-hidráulico	61

## CAPÍTULO 5: SIMULAÇÃO NUMÉRICA E ANÁLISE DE RESULTADOS

5.1 – Cilindro e Carga	64
5.2 – Servoválvula eletro-hidráulica	65
5.3 – Servoamplificador e enrolamento do motor de torque	65
5.4 – Resposta a uma entrada degrau	67
5.5 – Comportamento da Pressão de Carga $P_L$	68
5.6 – Comportamento da Pressão de Carga $P_L$	68
5.7 – Resposta a uma entrada degrau	69
5.8 – Comportamento da Pressão de Carga $P_L$	70
5.9 – Comportamento da Pressão de Carga $P_L$	70
5.10 – Resposta a uma entrada degrau	71
5.11 – Comportamento da Pressão de Carga $P_L$	72
5.12 – Comportamento da Pressão de Carga $P_L$	72
5.13 – Resposta a uma entrada degrau	73
5.14 – Comportamento da Pressão de Carga $P_L$	74
5.15 – Comportamento da Pressão de Carga $P_L$	74

5.16 – Resposta a uma entrada degrau	75
5.17 – Comportamento da Pressão de Carga $P_L$	76
5.18 – Comportamento da Pressão de Carga $P_L$	76
5.19 – Resposta a uma entrada degrau	77
5.20 – Comportamento da Pressão de Carga $P_L$	78
5.21 – Resposta a uma entrada degrau	79
5.22 – Comportamento da Pressão de Carga $P_L$	79
5.23 – Resposta a uma entrada rampa	80
5.24 – Resposta a uma entrada rampa	81
5.25 – Resposta a uma entrada rampa	81
5.26 – Comportamento da Pressão de Carga $P_L$	82
5.27 – Comportamento da Pressão de Carga $P_L$	83
5.28 – Força $F$ arbitrária de distúrbio	83

## **LISTA DE TABELAS**

### **CAPÍTULO 1: A HIDRÁULICA ATRAVÉS DOS TEMPOS**

1.1 – Características de servomecanismos eletro-hidráulicos	2
---	---

### **CAPÍTULO 5: SIMULAÇÃO E ANÁLISE DE RESULTADOS**

5.1 – Parâmetros adotados na simulação	66
--	----

## Simbologia

$\rho$  = densidade do fluido [ kg/m<sup>3</sup> ];

$\theta$  = deslocamento angular da armadura [ rad ]

$\beta_e$  = *bulk modulus* efetivo [ Pa ];

$\Delta i$  = corrente de entrada [ A ]

$\theta_m$  = deslocamento angular do eixo do motor [ rad ];

$\xi_n$  = fator de amortecimento da armadura/flapper [ adim ];

$\omega_n$  = frequência natural da armadura/flapper [ rad/s ]

$\xi_v$  = fator de amortecimento da servoválvula [ adim ];

$\omega_v$  = frequência natural da servoválvula [ rad/s ];

$A_p$  = área do pistão [ m<sup>2</sup> ];

$A_s$  = área final do carretel [ m<sup>2</sup> ];

$B$  = coeficiente de amortecimento viscoso [ N s/m ];

$B_a$  = coeficiente de atrito viscoso da armadura [ N s/m ]

$B_f$  = coeficiente de atrito do carretel [ N s/m ];

$B_m$  = coeficiente de amortecimento viscoso da carga do motor [N s/m]

$C_d$  = coeficiente de descarga [ adim ];

$C_{em}$  = coeficiente de vazamento externo do motor [( m<sup>3</sup>/s)Pa ];

$C_{ep}$  = coeficiente de vazamento externo do cilindro [( m<sup>3</sup>/s) Pa ];

$C_{im}$  = Coeficiente de vazamento interno do motor [( m<sup>3</sup>/s)Pa ];

$C_{ip}$  = coeficiente de vazamento interno do cilindro [ (m<sup>3</sup>/s) Pa ];

$C_p$  = coeficiente de pressão [ (m<sup>3</sup>/s) Pa ];

$C_s$  = coeficiente de vazão linear do carretel [m<sup>2</sup>√m/kg ou (m<sup>3</sup>/s)/√N];

$C_x$  = coeficiente de vazão [ (m<sup>3</sup>/s) m ];

$D_m$  = deslocamento volumétrico do motor [ m<sup>3</sup>/rad ];

$F$  = força arbitrária sobre o cilindro [ N ];

$f_v(\theta_m)$  = variação do dente de serra no volume da câmara;

$G$  = constante de mola torsional da carga do motor [ N/rad ]

- $i$  = corrente de entrada na servoválvula [ A ];  
 $J_a$  = momento de inércia da armadura [ kg m<sup>2</sup> ];  
 $J_t$  = Inércia total do motor e carga [ kg m<sup>2</sup> ]  
 $K_a$  = coeficiente de rigidez torsional da armadura [ N/m ]  
 $k_a$  = ganho da malha de prealimentação do servoamplificador [ V/V ];  
 $K_{cf}$  = ganho da corrente de realimentação [ V/A ];  
 $K_{fb}$  = fator de escala do transdutor [ V/m ];  
 $k_{fn}$  = coeficiente de vazão da palheta [ (m<sup>3</sup>/s)/m ];  
 $k_{fs}$  = coeficiente de força da armadura do motor de torque [ ( Nm ) /m ];  
 $k_i$  = ganho do motor de torque [ Nm/A ];  
 $K_m$  = constante da mola magnética do motor de torque [ N m ]  
 $k_m$  = coeficiente de rigidez associada a carga [ N m ];  
 $K_p$  = sensibilidade de pressão [ m/Pa ];  
 $K_{pa}$  = ganho do preamplificador do servoamplificador [ V/V ];  
 $K_t$  = ganho do motor de torque [ Nm/A ];  
 $k_v$  = ganho da servoválvula [ (m<sup>3</sup>/s)/m ];  
 $k_w$  = ganho de realimentação da palheta [ Nm/m ];  
 $L$  = coeficiente de vazão total do cilindro [ (m<sup>3</sup>/s) Pa ];  
 $L_c$  = indutância do enrolamento do motor de torque [ H ];  
 $M_t$  = massa total [ kg ];  
 $M_v$  = massa do carretel [ kg ]  
 $P_1$  = pressões de entrada [ Pa];  
 $P_2$  = Pressões de retorno [ Pa];  
 $P_L$  = pressão de carga [ Pa ];  
 $P_s$  = pressão de alimentação [ Pa ];  
 $P_T$  = pressão de retorno [ Pa ];  
 $Q_1, Q_2$  = vazões de entrada e retorno [ m<sup>3</sup>/s ];  
 $Q_L$  = vazão de carga [ m<sup>3</sup>/s ];  
 $Q_s$  = vazão de alimentação [ m<sup>3</sup>/s ];  
 $r$  = distância entre o ponto pivô da armadura do motor de torque e o carretel [ m ]  
 $R_c$  = resistência equivalente do servoamplificador e motor de torque [Ω]

$t$  = tempo [ s ];

$T$  = torque arbitrário aplicado no motor hidráulico [ Nm ];

$T_d$  = torque total desenvolvido pela armadura do motor de torque[Nm];

$T_L$  = torque arbitrário sobre a armadura [ Nm ];

$T_m$  = torque desenvolvido pelo motor [ Nm ];

$V_0$  = volume médio contido em cada câmara do motor [ m<sup>3</sup> ];

$V_1$  = volume de fluido na câmara anterior do motor [ m<sup>3</sup> ];

$V_2$  = volume de fluido na câmara posterior do motor [ m<sup>3</sup> ];

$V_t$  = volume total sobre pressão [ m<sup>3</sup> ];

$w$  = gradiente de área do orifício da válvula [ m<sup>2</sup>/m ];

$x_f$  = deslocamento do palheta [ m ];

$x_v$  = deslocamento do carretel da servoválvula [ m ];

$y$  = deslocamento da haste do cilindro [ m ];

$s$  = operador de Laplace [ rad/s ];

---

## CAPÍTULO 1

### INTRODUÇÃO

---

Os primeiros dispositivos hidráulicos foram os relógios d' água construídos pelos gregos, conhecidos por Clepsidras ( Mayr, 1978 ). Depois ocorreram poucos avanços ( não se encontrou na literatura detalhes quanto ao desenvolvimento de sistemas hidráulicos das primeiras aplicações ate a revolução industrial ), sendo que a primeira máquina operatriz, usando energia hidráulica foi construída por Joseph Bramah em 1795. A partir do início deste século ocorreu uma grande preocupação em controlar os meios fluídicos para acionamento e controle de máquinas, pois estes sistemas apresentam desempenho superior a outros tipos de acionamento, como por exemplo os acionamentos elétricos constituídos por motores.

Com a segunda guerra e o crescimento da indústria aeronáutica, foram desenvolvidas as interfaces eletro-hidráulicas, sendo as servoválvulas as primeiras a serem projetadas e construídas. Com o conhecimento do comportamento destes sistemas e o domínio das técnicas de arranjo visando a automação, no início da década de 80 houve a preocupação de pesquisar e aplicar sistemas de controle que melhor se adaptassem a estes sistemas.

Com a crescente automação e automatização de processos industriais, a demanda por sistemas de integração de tecnologias vem sendo um parâmetro de desafio para, cada vez mais, melhorar processos e diminuir os tempos de produção e armazenamento de produtos. Devido a estas razões, os servomecanismos vêm

desempenhando um papel fundamental na indústria moderna pois possibilitam uma automação flexível, mostrando-se viável tanto do ponto de vista econômico quanto da otimização dos processos.

A utilização de sistemas hidráulicos vem crescendo muito nos últimos vinte anos, principalmente na implementação de sistemas que necessitam desenvolvimento de altas quantidades de energia com um peso relativamente pequeno, ou seja, uma eficiente relação massa-potência.

Entretanto este crescimento deve-se às grandes vantagens dos sistemas hidráulicos, principalmente dos servomecanismos eletro-hidráulicos. Algumas características preponderantes destes sistemas são: a possibilidade de movimentar grandes massas ou realizar grandes esforços sem a necessidade de grandes atuadores, as respostas rápidas e a simplicidade na transmissão e processamento de sinais.

Algumas áreas de utilização de sistemas hidráulicos são: simuladores para desenvolvimento de tecnologias para veículos em geral, simuladores de vôo, indústria aeroespacial, máquinas de testes dinâmicos e estáticos, tecnologia marítima, indústria de entretenimento. etc.

Servomecanismos eletro-hidráulicos, principalmente os usados para controle de posição, vêm preencher uma lacuna com relação ao desempenho de outros tipos de servomecanismos, como os mecânicos e eletromecânicos que não apresentam mesma relação massa-potência. A Tabela 1.1 ( Frankenfield, 1993 ) apresenta algumas características importantes de servomecanismos eletro-hidráulicos, principalmente no que se refere às forças e torques desenvolvidos.

Tabela 1.1 - Características de servomecanismos eletro-hidráulicos

Tipo De Movimento	Tolerância Total de posição	Velocidade	Aceleração/ Desaceleração	Força	Torque
Linear	<0.025mm	18 m/s	>1g	10 <sup>9</sup> N	–
Rotativo	0.5 <sup>0</sup>	1500 rpm	75 rad/s <sup>2</sup>	–	900 Nm
Angular	0.5 <sup>0</sup>	10 rad/s	60 rad/s <sup>2</sup>	–	67000 Nm

Os tipos mais comuns de servomecanismos eletro-hidráulicos são aqueles usados para controle de posição. Uma análise de tal servomecanismo é importante, pois um minucioso entendimento dos seus parâmetros básicos, do funcionamento e dos problemas associados com este tipo de sistema é fundamental para o projeto de servomecanismos eletro-hidráulicos de controle de posição, bem como para o entendimento do esquema de realimentação e compensação dos erros de posicionamento.

Assim o objetivo principal deste trabalho é apresentar o modelo matemático e descritivo de um servomecanismo eletro-hidráulico de controle de posição.

Com esse intuito o presente trabalho está dividido em seis capítulos que estão sumarizados da seguinte forma:

Este primeiro capítulo apresenta a introdução do trabalho.

No segundo capítulo é feita uma revisão da literatura existente, abrangendo o desenvolvimento dos sistemas hidráulicos, mostrando os primeiros dispositivos acionados hidráulicamente, a utilização na indústria militar, aeronáutica e a passagem desta tecnologia para a indústria civil, terminando com uma relação das pesquisas mais recentes na implementação de servomecanismos eletro-hidráulicos.

No terceiro capítulo é apresentada a descrição dos aspectos teóricos relativos a sistemas hidráulicos, a sua modelagem matemática e o seu funcionamento, juntamente com o de seus elementos constituintes.

O quarto capítulo descreve a modelagem de um servomecanismo eletro-hidráulico de controle de posição de alto desempenho e resposta rápida, constituído de uma servoválvula eletro-hidráulica de dois estágios tipo bocal-palhetas e de um cilindro hidráulico. Apresenta-se também o diagrama de blocos do servomecanismo.

No quinto capítulo apresentam-se os resultados obtidos da simulação numérica e as discussões. O planejamento da simulação é iniciado definindo-se as variáveis que serão necessárias e os valores que estas devem assumir. No intuito de investigar o comportamento do servomecanismo eletro-hidráulico de controle de posição através da simulação, foram adotadas certas condições de funcionamento que estimassem as condições reais de funcionamento.

Assim, a simulação foi planejada para estudar o comportamento dinâmico das variáveis de operação dos servomecanismos eletro-hidráulicos de controle de posicionamento e determinar o relacionamento da resposta obtida com as variações dos seus parâmetros. A simulação foi realizada em ambiente Matlab<sup>®</sup> e Simulink<sup>®</sup> onde foram desenvolvidos os modelos dinâmicos e, por conseguinte obtidas, analisadas e discutidas as respostas relativas às diversas variáveis adotadas.

O sexto capítulo aborda as principais conclusões sobre o estudo realizado e algumas propostas para trabalhos futuros.

---

## CAPÍTULO 2

### OS MECANISMOS HIDRÁULICOS ATRAVÉS DOS TEMPOS

---

#### 2.1 Os Primeiros Sistemas Hidráulicos

A hidráulica tem sua origem muito antes do nascimento de Cristo. Os primeiros povos a contribuírem com esta área da ciência foram os romanos com a construção de aquedutos para transmissão de água. A primeira e significativa contribuição para a hidráulica foi dada por Ktesbios ( Mayr, 1978 ), um morador da cidade de Alexandria do período de 285 a 247 AC, bem conhecido por seus alcances científicos excepcionais.

Ktesbios foi o inventor do que pode ter sido o primeiro servomecanismo hidráulico. Entre muitas invenções o relógio d'água, que foi usado para medir o tempo durante um longo período, vários meses. O tempo foi gravado medindo-se o nível de água em um vaso mantendo-se sua vazão constante. Ktesbios resolveu este problema de vazão constante controlando o nível de água em um vaso a um nível acima. No período compreendido das primeiras aplicações e o início da revolução industrial não se encontrou na literatura informações sobre aplicações de sistemas hidráulicos.

Bóias foram usadas na Inglaterra ao redor de 1750 para controlar o nível de líquido em caixas de armazenamento de água e em caldeiras de vapor. Durante o

século 18 os projetos para caldeiras de vapor multiplicaram-se na Inglaterra, Rússia e provavelmente no resto da Europa. Neste período, a revolução industrial foi o marco mais importante para o desenvolvimento de servomecanismos hidráulicos, com a expansão do uso das caldeiras, e correspondentes esquemas de controle. Muitas variedades de válvulas de vazão foram patenteadas, bem como novos dispositivos para controle de pressão de vapor. Estes dispositivos foram chamados de reguladores, um termo que ficou comum para dispositivos realimentados.

A Revolução Industrial despertou e criou uma grande quantidade de aparelhos e invenções que hoje são essenciais para todos sistemas eletro-hidráulicos. A prensa hidráulica de Bramah em 1796 ( Mayr, 1978 ), como exemplo, necessitou da invenção de um copo vedado por Henry Maudslay para realização do trabalho. Este foi o precursor da tecnologia de vedação. A prensa consiste de uma bomba manual e um cilindro e foi popular nas indústrias fabricantes de prensas inglesas. Ela conduziu também ao uso de bombas acionadas a vapor e à transmissão de potência através de linhas hidráulicas. Através deste esquema ficou mais evidente o uso da potência elétrica e a condução à invenção da bomba de deslocamento variável e do acumulador.

Durante o século 19 inúmeros dispositivos realimentados foram inventados, mas somente aqueles que tinham aplicabilidade para promover mudanças reais (Maskrey, 1978), tais como sistemas hidráulicos, foram aceitos. A tecnologia dos servomecanismos foi limitada a dispositivos mecânicos e hidromecânicos até o começo do século 20. Então veio a aplicação de soluções elétricas para problemas de controle e com um tratamento mais teórico, utilizou-se técnicas de controle no domínio do tempo aplicados aos servomecanismos nas décadas de 20, 30 e 40 com o envolvimento de pesquisadores como Kupfmuller, Nyquist, Oldenburger, Black e Bode.

No início do século 20 vários desenvolvimentos foram realizados, incluindo o uso de óleo como meio fluídico, o uso de atuação elétrica em controle de válvulas direcionais e o desenvolvimento de elementos de bombeamento. Servomecanismos mecânicos apareceram como unidades de movimento da direção de veículos no final da década de 20, mas não foram usados popularmente até o final dos anos 40.

No período anterior à segunda guerra mundial vários eventos importantes ocorreram no campo de controle de processos ( Maskrey, 1978 ), entre eles a aplicação da pneumática que começou a ser usada para a computação, controle e transmissão de sinais. Esta tarefa necessitou de transdutores mecânico-pneumáticos. A Askania Regulator Company e a Askania-Werke, companhias da Alemanha, desenvolveram e patentearam uma válvula usando o princípio do tubo de jato, que converte pressão fluídica em momento ( Maskrey, 1978 ). O jato é direcionado entre dois bocais ( orifícios  $c_1$  e  $c_2$  na Figura 2.1 ) onde o deslocamento do bocal móvel determina a quantidade e direção da vazão. Similarmente Foxboro desenvolveu a válvula de bocal-palheta que usa um orifício cilíndrico curto formado por um prato chato que se move em um bocal de borda fina. Estes dois dispositivos estão mostrados nas Figuras 2.1 e 2.2, e desempenharam função importante no futuro desenvolvimento das servoválvulas.

A Siemens da Alemanha desenvolveu uma válvula de dupla entrada que admite entradas mecânicas através de uma mola e entradas elétricas através do movimento da bobina de um eletroimã ( Maskrey, 1978 ). Embora relativamente primitiva para os padrões atuais, esta válvula foi usada em uma realimentação de posição, e tornou-se um precursor das válvulas usadas em controle automático de vôo.

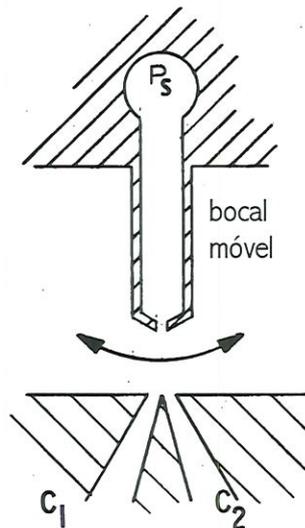


Figura 2.1 - Válvula de tubo de jato

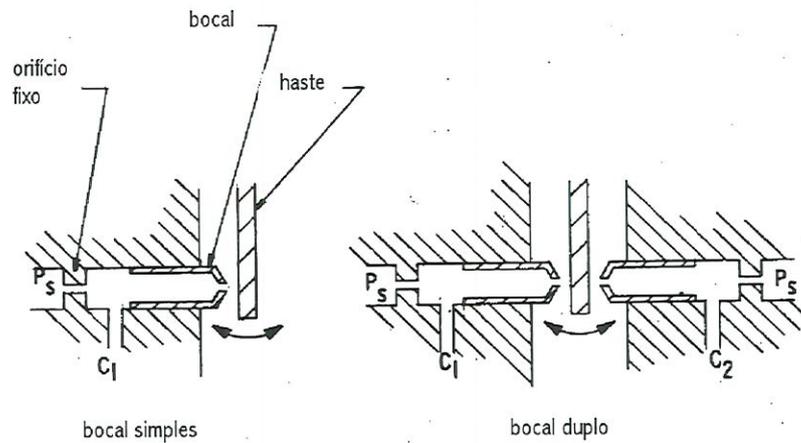


Figura 2.2 - Válvula bocal-palhaeta

Várias tentativas para controle eletro-hidráulico em malha fechada foram feitas, umas delas patenteada por Tibel (Maskrey, 1978) como é mostrado na Figura 2.3. O sinal do movimento mecânico e a relação de giro são assumidas como movimentos gerados por um motor CC, que quando gira soma o sinal elétrico de giro com a realimentação da posição do cilindro. O sinal do erro resultante move uma válvula de quatro vias de carretel deslizante provendo a correção de vazão para o cilindro

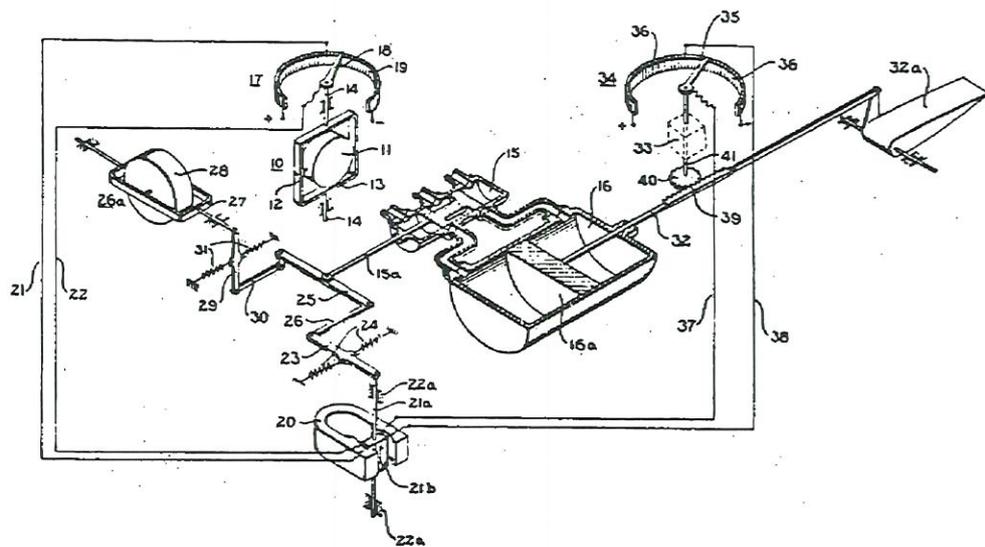


Figura 2.3 - Válvula com realimentação por sinal elétrico

## 2.2 O Pós Guerra

Os servomecanismos eletro-hidráulicos tiveram um grande avanço durante e após a Segunda Guerra Mundial, por várias razões ( Serikawa, 1992 ):

- a) o ritmo do desenvolvimento de máquinas (materiais, fluidos, eletrônica, etc.) foi acelerado por grandes esforços;
- b) a teoria de controle automático foi desenvolvida, provada e documentada, tornando-se universalmente aceita;
- c) toda a classe científica preocupada com o controle automático durante a guerra, retorna no pós guerra a se preocupar comercialmente, principalmente na indústria de aeronaves.

Os desenvolvimentos do pós guerra em componentes eletro-hidráulicos foram enormes, mas a maior parte esbarrou em limitações existentes na época. O melhor caminho para entender estes desenvolvimentos é observar os fatos seguindo uma cronologia. A história dos dispositivos eletro-hidráulicos durante este período está ligada à história da servoválvula, sua evolução e desenvolvimento. No fim da guerra, uma servoválvula era fundamentalmente um carretel deslizante movendo-se dentro de um cilindro que serve para medir a vazão hidráulica. O carretel é movido por um motor de atuação direta, usualmente um solenóide de CC. O controle proporcional foi alcançado por meio de um solenóide que atua em oposição a uma mola e varia a corrente do motor devido à mudança de posição, obtendo-se assim o controle de vazão.

Em 1946, na Inglaterra, patenteou-se a primeira válvula de dois estágios, usando um solenóide de atuação direta para acionar um carretel no primeiro estágio, que então aciona o carretel do segundo estágio com diferencial de pressão (Maskrey, 1978 ). Isto foi a primeira tentativa para superar os baixos níveis de força nas válvulas de estágio simples e proporcionar melhor correção de histerese com menor sensibilidade ao meio ambiente. Depois foi aperfeiçoada pelas empresas Raytheon e Bell Aircraft, que desenvolveram válvulas de dois estágios e implementaram a realimentação (sinal mecânico) do segundo estágio.

Depois de algum tempo, em 1947, o Laboratório de Análise Dinâmica e Controle do MIT ( Blackburn, 1974 ) somou duas melhorias à válvula de dois

estágios. A primeira foi o uso de um motor de torque verdadeiro, em vez do solenóide, que resultou em uma significativa economia de potência e uma melhoria na linearidade ( diminuição da histerese ). A Segunda melhoria foi o uso de um transdutor elétrico para realimentar a posição do carretel do segundo estágio. O uso de realimentação elétrica em uma malha de alto ganho ajudou a reduzir o efeito de altos níveis de atrito no carretel do primeiro estágio, e assim melhorou as características estáticas e dinâmicas da válvula.

Em 1950 W. C. Moog desenvolveu a primeira servoválvula usando um estágio piloto de menor atrito ( Maskrey, 1978 ), como mostrado na Figura 2.4. Uma palheta e um bocal de orifício variável foi usado em conjunto com um orifício fixo para acionar o carretel do segundo estágio em um modo de três vias. A válvula de bocal-palheta foi acionada por um motor de torque e a posição do carretel foi alcançada por uma mola de atuação direta sobre o carretel. Esta construção resultou em uma notável redução no sobre sinal da válvula e uma melhor resposta dinâmica devido à menor massa das partes do primeiro estágio.

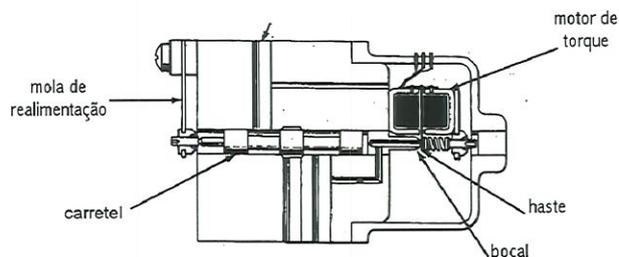


Figura 2.4 - Servoválvula com estágio piloto

T. H. Carson, em 1953 ( Maskrey, 1978 ), foi o pioneiro no uso de realimentação de força mecânica em válvulas de dois estágios ( Figura 2.5 ). Uma mola foi usada para equilibrar as forças ( torques ) geradas pelo motor de torque. Essas forças ( torques ) são proporcionais à posição do carretel. Desta maneira deriva-se uma realimentação de posição do carretel. Assim combinando-se o baixo atrito do primeiro estágio com a realimentação mecânica do segundo estágio ele melhorou o sobre sinal e a resposta dinâmica devido aos pequenos deslocamentos do primeiro estágio. Em 1957, R. Atchley inventou uma servoválvula de dois estágios

com o primeiro estágio baseado sobre a válvula de tubo de jato de Askania. Esta válvula ( Figura 2.6 ), proporcionou uma simples entrada de óleo em vez de um dupla entrada nas válvulas de bocal-palheta

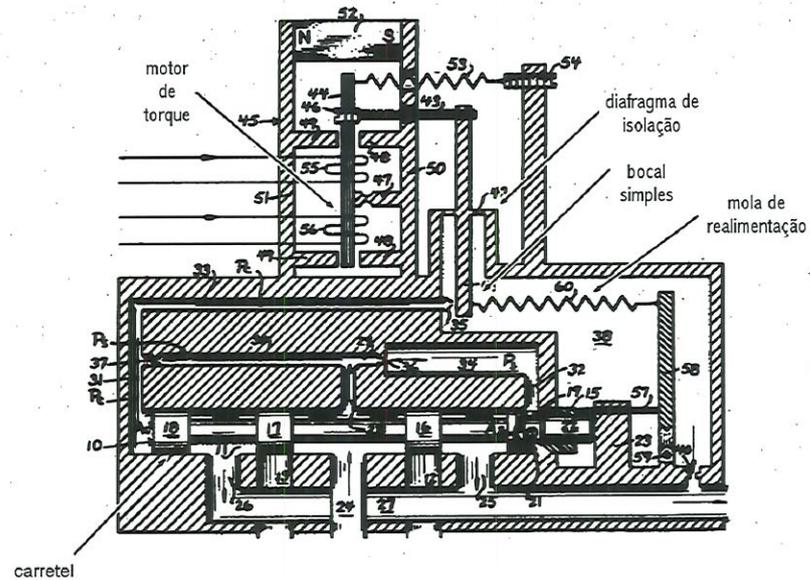


Figura 2.5 - Servoválvula de dois estágios

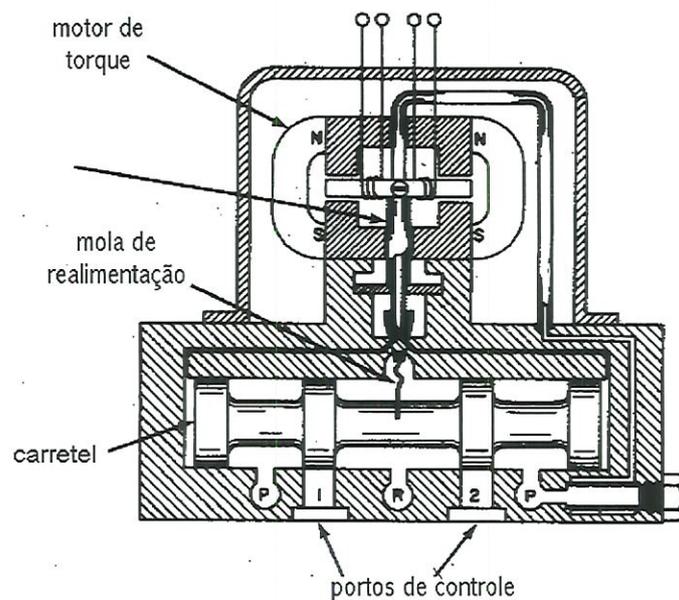


Figura 2.6 - Servoválvula de tubo de jato

Durante todo este período um número de dispositivos especiais foram desenvolvidos para cada necessidade. Alguns destes incluem: servoválvulas com afinamento dinâmico na pressão de realimentação para estabilização de cargas ressonantes, servoválvulas que detetam suas falhas e isolam-se automaticamente, servoválvulas com realimentação de pressão positiva para compensar estaticamente a compressibilidade do fluido, servoatuadores com múltiplas entradas para redundância, e servoválvulas de três estágios para altas capacidades de vazão.

### 2.3 A Era Aeroespacial

Devido à evolução, a aplicação de servosistemas eletro-hidráulicos cresceu e se aperfeiçoou. O primeiro mercado consumidor foi o militar, onde a eletro-hidráulica foi originalmente usada para acionamento de radares, acionamento e orientação de plataformas e controle para lançadores de mísseis. Os servomecanismos eletro-hidráulicos foram de uso exclusivo dos militares por várias razões ( Serikawa, 1992):

- a) custos elevados em investimento inicial e segurança;
- b) o melhor desempenho foi um objetivo frequente e dominante dos equipamentos militares;
- c) a equipe requerida para fazer a análise e projeto nesta tecnologia foi contratada em prioridade antes que as indústrias;
- d) a utilização da energia hidráulica foi comum em muitos veículos militares.

Devido ao sucesso das primeiras aplicações e aos resultados obtidos através de melhores componentes, o uso cresceu, incluindo controles de mísseis e posicionadores de antenas de radar. Na aviação a eletro-hidráulica foi usada para aumentar a estabilidade em sistemas de controle de vôo. Os helicópteros foram os primeiros a usar servosistemas eletro-hidráulicos devido à sua necessidade crítica para aumentar a estabilidade.

Com o advento da era espacial, especialmente com relação ao aumento da atividade na industria aeroespacial nas décadas de 50 e 60, mais a necessidade de posicionar grandes massas a grandes velocidades com segurança, apareceu um novo campo de aplicações com condições similares àquelas já citadas. O primeiro uso da

eletro-hidráulica ( Maskrey, 1978 ) foi em controle de vôo, sendo o controle alcançado por meio do direcionamento do empuxo do veículo. Isto foi feito movendo-se o bocal do motor do foguete, ou o motor inteiro ou por direcionamento do fluxo de exaustão ambos com injeção de líquido secundário ortogonal ao fluxo ou por posicionamento das palhetas de fluxo. Servo atuadores eletro-hidráulicos são usados para guiar e controlar quase todos os lançadores de veículos espaciais.

O programa espacial somando-se à ampliação de mercado, produziu uma demanda de equipamentos mais seguros em todas as áreas: elétrica, mecânica e hidráulica. Isto encabeçou o desenvolvimento de componentes mais seguros assim como novas tecnologias para alcançar esta performance e novos métodos para inspeção e controle de qualidade de fabricação. Alguns dos exemplos mais complexos são os controles de vôo redundantes, evidenciados na órbita do ônibus espacial e lançadores de veículos, onde quatro canais de informação e controle são somados hidraulicamente com apropriada sensibilidade e lógica e que acionam atuadores em cada superfície de vôo ( Maskrey, 1978 ).

Uma geração inteira de aeronaves de alto desempenho foi envolvida por novos problemas de controle. Com o aumento de tamanho, velocidade e custo de aeronaves de transporte comercial, veio a necessidade de vôo sobre várias condições, portanto a necessidade de mais segurança em sistemas de controle de vôo. O transporte supersônico adicionou uma nova dimensão ao problema, devido às mudanças de estabilidade aerodinâmica, à velocidade e à carga, exigindo uma sistema automático de vôo que estivesse operante o tempo todo em todas as condições de vôo ( Maskrey, 1978 ).

#### **2.4 Na Indústria**

No final dos anos 50, no mercado industrial, foi criada uma demanda para servomecanismos eletro-hidráulicos ( Maskrey, 1978 ). Um dos maiores usos foi na indústria de máquinas ferramentas. O controle numérico e o controle por computador de tornos de usinagem foi o início para movimentar e posicionar mesas de máquinas. Nesses dispositivos foram usados servomotores para movimentar fusos diretamente,

sem operação humana. Os controles ampliaram-se para máquinas de rebitar, prensas, guilhotinas, dobradeiras, etc.

O mercado de máquinas ferramentas, embora não tenha a mesma relação de problemas ou aplicações militares e espaciais, conduziu a novas e diferentes necessidades para indústria de equipamentos hidráulicos. A pressão de custos e segurança conduziram a novas técnicas de produção e padronização. A hidráulica foi vista como suja e muito sensível a sujeira do meio ambiente. Este conceito causou problemas na educação de massa dos usuários de equipamentos hidráulicos. Isto inibiu a extensão e aceitação da eletro-hidráulica na indústria.

Aplicações industriais mais sofisticadas foram o resultado direto da influência militar, principalmente no campo de teste. A primeira combinação de ambos foi o uso de servomecanismos eletro-hidráulicos em simuladores de vôo. A eletro-hidráulica é usada para controle do movimento de simuladores de aeronaves com seis graus de liberdade e para analisar as forças de reação sobre o piloto. A necessidade de grandes forças dinâmicas na superfície de testes de aeronaves em vôo, componentes de mísseis e testes de meio ambiente de equipamentos supersônicos encabeçaram o desenvolvimento de respostas rápidas e dispositivos de grande desempenho. Equipamentos de teste dinâmico tiveram um crescimento na indústria, sobretudo na automobilística, como por exemplo, caixa de engrenagens sendo testadas com vibradores eletro-hidráulicos, etc.

Como já foi mencionado, as aplicações não militares se estenderam em uma grande variedade de áreas nas quatro décadas passadas, algumas destas sendo resultado da contribuição da tecnologia de controle. O número e tipos destes controles são quase que ilimitados, mas uns poucos são particularmente usados. Os mais difundidos são os controles para robôs industriais que conduziram a uma nova dimensão da automação em muitas indústrias (Maskrey, 1978). Os primeiros robôs necessitavam muito pouco de sistemas eletro-hidráulicos, até então caros. Recentes desenvolvimentos, especialmente na área de posicionamento de robôs de linha produção com capacidade de seguir contornos e a necessidade de movimentar grandes cargas pressionaram pelo uso de servomecanismos eletro-hidráulicos.

Uma segunda área está no processamento do plástico, com tendências para movimentos mais rápidos com respeito a novas técnicas de processo. Devido à

necessidade de altas forças , a hidráulica foi o caminho natural para as primeiras máquinas de injeção e sopro ( Maskrey, 1978 ). O vasto uso de plásticos em engenharia e o alto custo de matéria-prima encabeçou a demanda por servocontroles em ambas as áreas, injeção e sopro, em parte para aperfeiçoar a qualidade com um uso mínimo de material. Um campo relacionado, a fundição sobre pressão, tem exigido precisão de controle sobre o que foi anteriormente um processo de força bruta e portanto convertendo-se ao uso da eletro-hidráulica. Máquinas de injeção e fundição sobre pressão aceleraram o desenvolvimento de servoválvulas de alta vazão.

Uma consequência natural da aplicação de servosistemas hidráulicos foi a automação de equipamento móvel. A hidráulica é comum na agricultura e na construção civil. Um dos primeiros usos de servocontrole eletro-hidráulico na engenharia civil foi na pavimentação e manutenção de estradas de ferro, onde os sensores de nível e transdutores fazem parte do servosistema de controle.

Mais recentemente o uso de transmissões servocontroladas abriram possibilidade para controle automático, embora o uso de transmissões hidrostáticas não seja novo. O desenvolvimento de bombas e motores de baixo custo para uso de transmissões e servosistemas compatíveis foi, exatamente, para controlar a posição do prato inclinado ( Maskrey, 1978 ). Com a combinação de uma bomba de deslocamento variável e de um motor obteve-se um sistema altamente eficiente em comparação à servoválvula. Deste modo o servocontrole de um conjunto motor-bomba proporciona controle para níveis de potência bem acima dos alcançados por servoválvulas. Entretanto, para algumas tarefas que exigem alto desempenho, especialmente em termos de resposta dinâmica, dada a compressibilidade do fluido contido entre a bomba e o motor e o alto atrito de seco do motor, a exatidão de posicionamento é pequena.

Servosistemas hidrostáticos têm sido usados em construção de equipamentos pesados e veículos agropecuários. Aplicando uma realimentação da transmissão, vários parâmetros tais como velocidade, potência ou torque podem ser controlados. Isto permite o uso de servosistemas em acionamentos de máquinas ferramentas, guindastes e guinchos e sistemas de direção de veículos.

## 2.5 Atualmente

Para resumir as tecnologias que existem hoje tipicamente há dois parâmetros de desempenho dominantes que podem ser usados para classificar os servomecanismos eletro-hidráulicos: um deles é o tamanho, que está relacionado à potência ou à relação de vazão e o segundo à resposta. A Figura 2.7 mostra um gráfico onde a ordenada é o nível de vazão em polegadas cúbicas por segundo ( cis ) e a abscissa é a frequência de trabalho em Hz. A fim de avaliar o tamanho, a ordenada refere-se à vazão de carga disponível a 7 MPa ( note-se que estes eixos são logarítmicos).

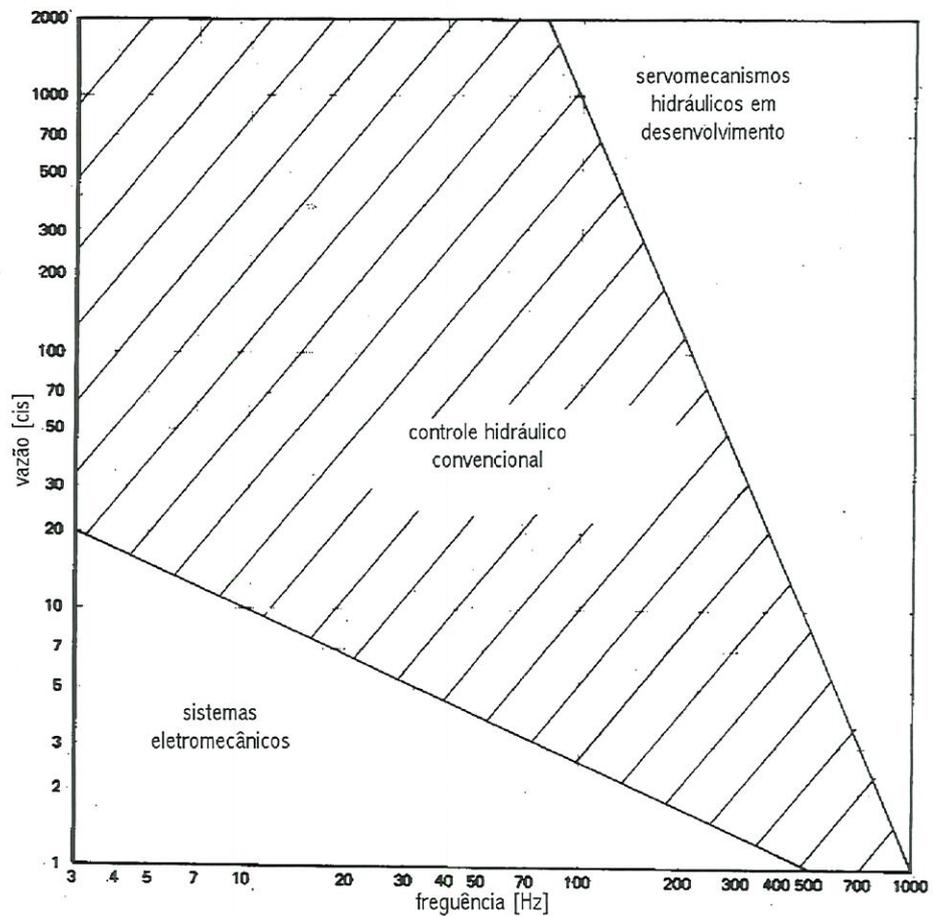


Figura:2.7 - Faixa de frequência de trabalho versus vazão de utilização industrial dos servomecanismos eletro-hidráulicos de controle ( Frankenfield, 1993 )

Das três regiões no gráfico, a maior região representa a faixa de altas potências onde a eletro-hidráulica é geralmente usada ( Maskrey, 1978 ). Para baixos níveis de potência ( correspondentes a baixas vazões ) e frequência, outros meios são

usualmente mais satisfatórios, tais como controle eletro-mecânico, ou eletro-pneumático. A região de alta potência ( altas vazões ) e alta frequência apresenta requisitos superiores aos presentes níveis de tecnologia. Na maior região, a do controle eletro-hidráulico convencional, várias zonas podem indicar onde várias formas de controle são dominantes.

Baixas potências e altas frequências exigidas são tipicamente satisfeitas por servoválvulas de um estágio e representam instrumentos do tipo servomecanismos. Altas potências e baixas frequências exigidas são frequentemente características de acionamentos hidrostáticos empregados principalmente em equipamentos comandados à distância. Tipicamente as exigências acima de 2 litros por minuto são satisfeitas com servoválvulas de dois estágios e acima de 200 litros por minuto com servoválvulas de três estágios. As válvulas de um estágio são para respostas rápidas, e válvulas de três estágios são para resposta lenta e hidrostática.

É interessante mostrar as aplicações comercialmente disponíveis neste gráfico. Como resultado há vários tamanhos e configurações de servoválvulas disponíveis que são usadas. O mais interessante entretanto, é a designação da área de aplicações típicas, o que é mostrado na Figura 2.8, para algumas aplicações comerciais e na Figura 2.9 para aplicações aeroespaciais. As aplicações marcadas não são exclusivas da área aeroespacial, mas para mostrar as características da áreas indicadas para aplicações industriais e aeroespaciais, por exemplo, há máquinas ferramentas para relojoaria que usam servoválvulas de baixa vazão com frequência natural de 500 Hz e grandes acionamentos rotativos, na faixa dos 50 H.P, com acionamentos hidrostáticos. Porém, a maior parte das servoválvulas de máquinas ferramentas trabalham ao redor de 100 Hz e de 10 a 50 litros por minuto ( Maskrey, 1978 ).

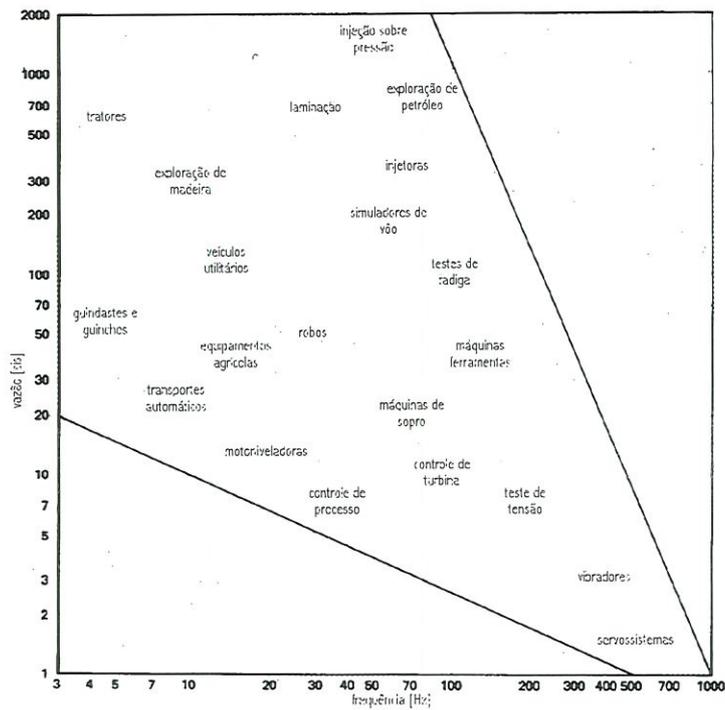


Figura 2.8 - Aplicações industriais de sistemas hidráulicos em função das frequências de trabalho versus vazão ( Frankenfield, 1993 )

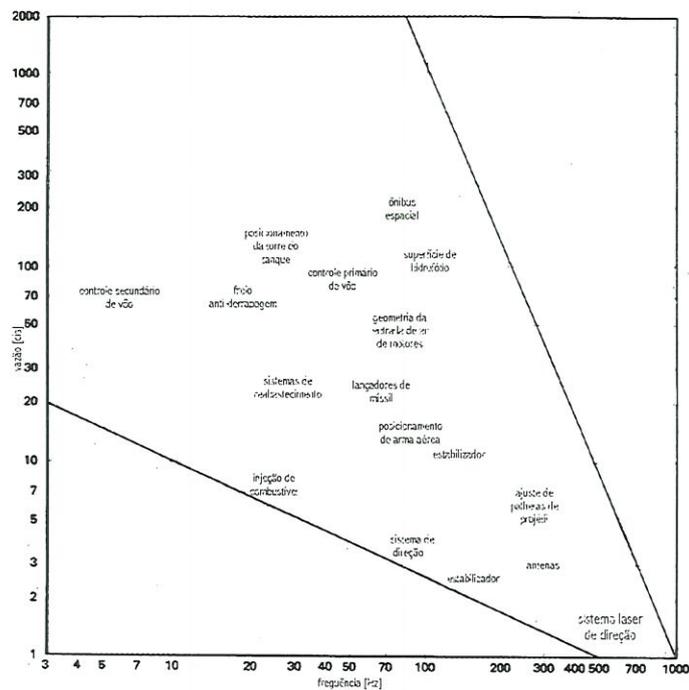


Figura 2.9 - Aplicações aeroespaciais de sistemas hidráulicos em função das frequências de trabalho versus vazão ( Frankenfield, 1993 )

### 2.5.1 Pesquisas mais Recentes

No campo da pesquisa e desenvolvimento de tecnologia de controle, o estado da arte encontra-se na implementação e aplicação de diversas técnicas de controle clássicas e modernas a servosistemas eletro-hidráulicos, procurando-se a melhoria da resposta dinâmica e do desempenho. Nos últimos dez anos uma grande variedade de esquemas têm sido pesquisados e investigados, tendo muitos desses a necessidade de implementações de controladores por microprocessadores devido a sua flexibilidade e custo baixo para algumas aplicações. As implementações mais comuns são: PID, realimentação de estado, controle adaptativo, controle robusto, algoritmos genéticos de ajuste, lógica difusa e redes neurais ( Edge, 1997 ).

Esquemas de controle PID podem ser implementados usando eletrônica analógica ou digital e em conjunto por meio de *software*. A implementação por *software* proporciona maior flexibilidade e reestruturação simples do controlador. As pesquisas mais recentes sobre controladores PID estão mostrando desenvolvimento desta técnica na aplicação de controle de bombas de deslocamento de pistões axiais para controle de vazão e pressão, máquinas de teste para controle de posição do corpo de prova, máquinas destinadas à exploração de florestas, etc ( Edge, 1997 ).

O projeto e ajuste de controladores por realimentação de estado tem sido examinado por inúmeros pesquisadores da área de sistemas fluídicos, dentre estes Kobayashi e Sato ( 1993 ), abordando uma vasta faixa de aplicações e metodologias. Uma implementação interessante é aplicada no controle de posição de máquinas multieixos, usando sistemas eletro-hidráulicos de posicionamento discreto no tempo pesquisados por Maré e Laffitte *apud* Edge ( 1997 ).

Uma alternativa para uma correção não linear da servoválvula é o ajuste automático dos parâmetros pelo controlador, de acordo com os pontos de operação estabelecidos. Isto pode ser feito usando os conhecimentos dos fatores que afetam o desempenho do sistema, pelo ganho programado ou por emprego de um esquema de controle adaptativo ( Edge, 1997 ).

O ganho programado mostrou-se eficiente no controle de transmissões hidrostáticas como mostrado no trabalho de Lennevi e Palmberg ( 1995 ), principalmente no controle de posição de cilindros. A técnica de controle adaptativo

é um esquema recente na aplicação de servosistemas eletro-hidráulicos mostrando para algumas aplicações bom desempenho ( Edge, 1997 ). Pesquisas estão sendo realizadas para o controle de posicionamento ( Edge e Fiqueredo, 1987 e Nikofoforuk *et al*, 1993 ) e velocidade de motores hidráulicos ( Daley, 1987 ), controle de velocidade de bombas hidráulicas em equipamentos de teste experimental ( Wu e Lee, 1995 ), atuadores lineares para guindastes utilizados na exploração de florestas (Thollot *apud* Edge, 1997) e robôs atuados hidraulicamente em dois eixos ( Edge e Almeida, 1995 ).

O esquema de controle robusto está sendo aplicado em servosistemas eletro-hidráulicos de posicionamento de cilindros ( Piché *et al*, 1991 ) e bombas de pistões de capacidade variável ( You *et al*, 1993 ) mostrando bom desempenho para certos pontos de operação e para chaveamento de válvulas ( Becker *apud* Edge, 1997 ).

Algoritmos genéticos são técnicas de otimização ( Done *et al*, 1995 ), empregadas para seleção de componentes hidráulicos e para encontrar a melhor especificação do usuário. A escolha de um controlador usando-se este tipo de técnica está-se tornando natural em algumas aplicações ( Halme *apud* Edge, 1997 e Done *et al*, 1995 ).

Controle por lógica difusa é um esquema de controle que utiliza termos linguísticos baseando-se em regras base ( Edge, 1997 ). Este esquema está sendo utilizado em guindaste com dois braços articulados que são movidos simultaneamente compensando uma não habilidade do operador para mover a carga ao longo do caminho desejado ( Niemelä e Virvalo, 1993 ).

Investigações recentes na área de controle por redes neurais estão sendo feitas no controle de velocidade de sistemas hidráulicos ( Sanada *et al apud* Edge, 1997 e Newton *apud* Edge, 1997 ) e servosistemas eletro-hidráulicos de posicionamento (Newton, 1994 e Shi e Lee *apud* Edge, 1997).



---

## CAPÍTULO 3

### MODELAGEM DE COMPONENTES DE SISTEMAS HIDRÁULICOS

---

Este Capítulo trata da modelagem matemática de sistemas hidráulicos e seus componentes constituintes, tais como: válvulas de controle, atuadores hidráulicos (cilindros e motores) e dos aspectos teóricos envolvidos na modelagem.

#### **3.1 Válvulas Hidráulicas de Controle**

Válvulas hidráulicas de controle são dispositivos que usam o movimento mecânico para controlar a vazão de um fluido hidráulico proveniente de uma fonte de alimentação. Há vários tipos de válvulas de controle hidráulico que desempenham várias funções. Neste capítulo explicar-se-á as características dos principais tipos de válvulas.

As válvulas podem ter vários tipos de construção interna e as mais utilizadas são as que empregam um carretel ou um bocal-palheta mais o carretel. Estes dispositivos têm a função de definir o sentido e a vazão do fluxo do fluido. As válvulas mais utilizadas podem ter quatro ou três vias, que são os canais por onde passa o fluido. Certas características podem ser relacionadas diretamente ao tipo de centro da válvula. São elas os comprimentos do ressalto do carretel e do porto, que

definem a vazão. Essa relação pode ser vista nas Figuras 3.1 e 3.2 ( Merritt, 1967 ). A centro de uma válvula real e o centro com sobre posição, mas para simplificar o modelo utiliza-se o centro crítico.

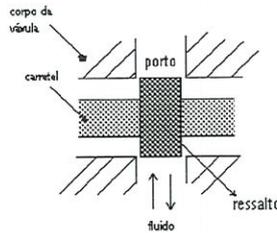
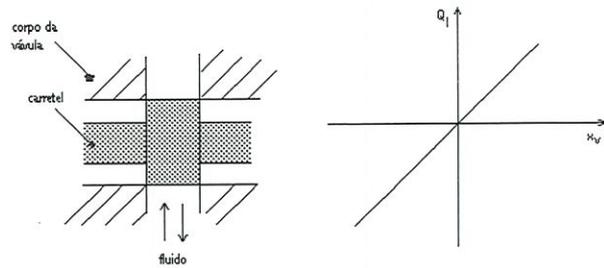
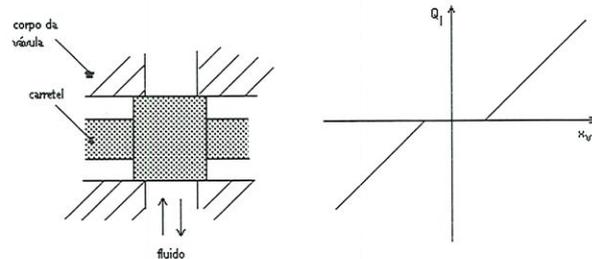


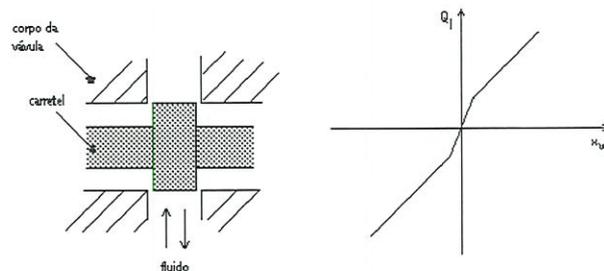
Figura 3.1 - Esquema construtivo do centro de uma válvula com carretel



Centro crítico



Centro com sobre posição positiva



Centro com sobre posição negativa

Figura 3.2 - Curvas de vazão-deslocamento para os diversos tipos de centros.

Para definir as características gerais das servoválvulas e seus desempenhos dinâmico e estático usa-se um modelo matemático, que pode ser estendido a todos os tipos de servoválvulas.

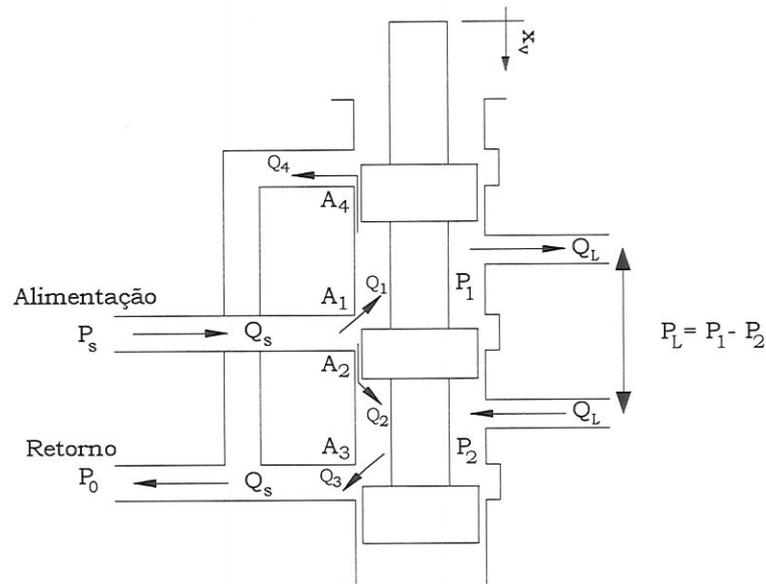


Figura 3.3 - Carretel de uma válvula de quatro vias com sobreposição crítica

Primeiramente para visualizar a operação da válvula, considere-se que ela seja de quatro vias, sobreposição crítica, esteja na posição  $x_v = 0$  ( posição central ou posição neutra com relação à Figura 3.3) e as áreas dos portos sejam iguais e simétricas. Considerando a compressibilidade do fluido igual a zero pode-se aplicar a equação da continuidade para as câmaras da válvula (Merritt, 1967). De acordo com a Figura 3.3, tem-se:

$$Q_L = Q_1 - Q_4 \quad (3.1)$$

$$Q_L = Q_3 - Q_2 \quad (3.2)$$

$$P_L = P_1 - P_2 \quad (3.3)$$

$Q_L$  é a vazão de carga e  $P_L$  é a pressão de carga, ambas dadas nos orifícios. Aplicando a equação de fluxo através de um orifício, tem-se:

$$Q_1 = C_d \cdot A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_1)} \quad (3.4)$$

$$Q_2 = C_d \cdot A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_2)} \quad (3.5)$$

$$Q_3 = C_d \cdot A_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_2} \quad (3.6)$$

$$Q_4 = C_d \cdot A_4 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_1} \quad (3.7)$$

Onde:

$P_s$  = Pressão de entrada;

$P_0$  = Pressão de retorno;

$P_L$  = Pressão na carga;

$P_1$  = Pressão na câmara 1;

$P_2$  = Pressão na câmara 2;

$Q_s$  = Vazão de entrada;

$Q_L$  = Diferença de vazão nas câmaras;

$Q_1$  = Vazão na câmara 1;

$Q_2$  = Vazão na câmara 2;

$Q_3$  = Vazão na câmara 3;

$Q_4$  = Vazão na câmara 4;

$x_v$  = Deslocamento do carretel;

$\rho$  = Densidade do fluido;

$A_1, A_2, A_3$  e  $A_4$  = Áreas dos orifícios 1,2,3 e 4 respectivamente.

Pode-se considerar a pressão de retorno  $P_0$  igual a zero considerando pressões relativas. As áreas  $A_1, A_2, A_3$  e  $A_4$  dos orifícios ( Figura 3.3 ) dependem da geometria

e deslocamento do carretel, podendo-se fazer uma relação de área em função do deslocamento, ou seja:

$$A_1 = A_1(x_v); \quad A_2 = A_2(-x_v); \quad A_3(x_v); \quad A_4(-x_v) \quad (3.8)$$

Pode-se notar que são necessárias 11 equações para definir o comportamento global de uma válvula de quatro vias. Resolvendo estas equações tem-se a relação geral de pressão versus vazão em função do deslocamento do carretel, representada por:

$$Q_L = Q_L(x_v, P_L) \quad (3.9)$$

A Figura 3.4 mostra a relação acima. As curvas mostradas são chamadas de curvas de pressão-vazão da válvula e são a descrição de desempenho em regime da válvula ( Merritt, 1967 ). Todos os parâmetros de desempenho tais como os coeficientes das válvulas podem ser obtidos dessas curvas de pressão-vazão.

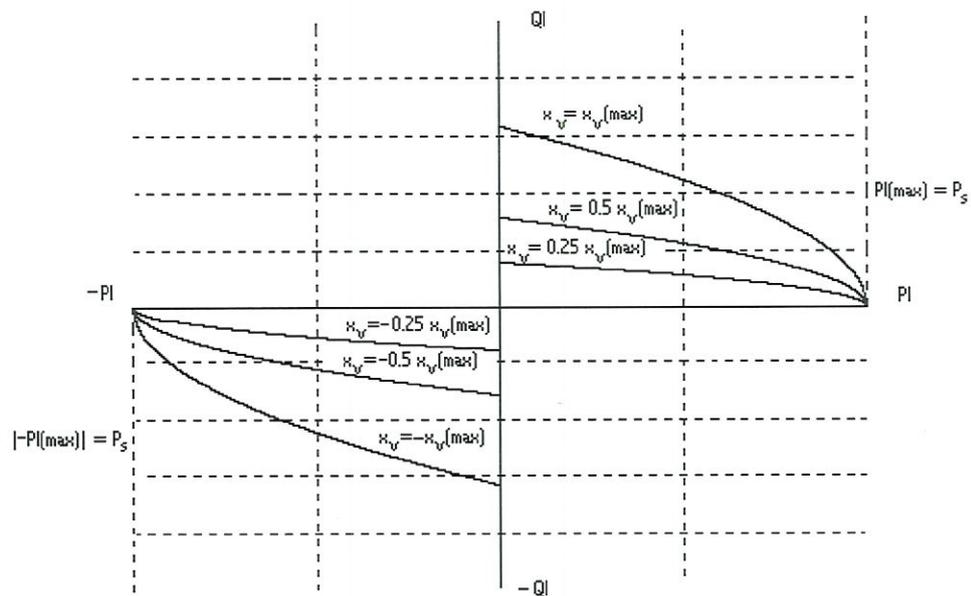


Figura 3.4 - Curvas de pressão-vazão de um válvula de sobreposição crítica, quatro vias, orifícios iguais e simétricos

Na grande maioria das válvulas os orifícios são iguais e simétricos. Fazendo esta consideração, para orifícios iguais, ter-se-á:

$$A_1 = A_3 \quad (3.10)$$

$$A_2 = A_4 \quad (3.11)$$

Para orifícios simétricos, obter-se-á então:

$$A_1(x_v) = A_2(-x_v) \quad (3.12)$$

$$A_3(x_v) = A_4(-x_v) \quad (3.13)$$

Portanto na posição neutra do carretel todos os orifícios têm área igual. Assim sendo:

$$A_1(0) = A_2(0) = A_0 \quad (3.14)$$

A variação na área do orifício com o deslocamento do carretel é chamado de "gradiente" de área da válvula ( Merritt, 1967 ). Se a válvula é linear, então o "gradiente" de área de cada orifício é dado em  $m^2/m$ .

Se os orifícios têm áreas iguais e são simétricos a vazão nas câmaras é dada como:

$$Q_1 = Q_3 \quad (3.15)$$

$$Q_2 = Q_4 \quad (3.16)$$

Substituindo as equações (3.4), (3.6) e (3.10) em (3.15), tem-se:

$$P_s = P_1 + P_2 \quad (3.17)$$

Pode-se fazer o mesmo tratamento para a equação (3.16), obtendo:

$$P_1 = (P_s + P_L)/2 \quad (3.18)$$

$$P_2 = (P_s - P_L)/2 \quad (3.19)$$

Pode-se notar que para uma válvula simétrica e áreas dos orifícios igual, quando a pressão  $P_L = 0$  a pressão em cada linha é  $\frac{1}{2} P_s$ . Quando a carga é aplicada, a pressão em uma das linhas aumenta, enquanto que na outra diminui na mesma proporção. A queda de pressão nas linhas dos orifícios 1 e 3 são idênticas.

A vazão de alimentação total pode ser escrita como:

$$Q_s = Q_1 + Q_2 \quad (3.20)$$

$$Q_s = Q_3 + Q_4 \quad (3.21)$$

Para orifícios iguais e posições simétricas as equações (3.15), (3.16), (3.18) e (3.19) são aplicadas nas equações (3.1) e (3.2). Assim sendo ter-se-á:

$$Q_L = C_d \cdot A_1 \sqrt{\frac{1}{\rho}(P_s - P_L)} - C_d \cdot A_2 \sqrt{\frac{1}{\rho}(P_s + P_L)} \quad (3.22)$$

Substituindo agora nas equações (3.20) e (3.21), tem-se:

$$Q_s = C_d \cdot A_1 \sqrt{\frac{1}{\rho}(P_s - P_L)} + C_d \cdot A_2 \sqrt{\frac{1}{\rho}(P_s + P_L)} \quad (3.23)$$

### 3.1.1 Modelo Matemático Linear para Válvula Hidráulica

Para realizar uma análise dinâmica simplificada é conveniente que as equações que descrevem as curvas de pressão-vazão da válvula sejam linearizadas.

A equação (3.9) é a expressão global para a vazão de carga e pode ser linearizada por uma expansão em série de Taylor num ponto particular de operação  $Q_L = Q_{L1}$ , portanto:

$$Q_L = Q_{L1} + \left. \frac{\partial Q_L}{\partial x_v} \right|_1 \Delta x_v + \left. \frac{\partial Q_L}{\partial P_L} \right|_1 \Delta P_L + \dots$$

Desprezando-se os termos infinitesimais de ordem superior, ter-se-á:

$$Q_L - Q_{L1} \equiv \left. \frac{\partial Q_L}{\partial x_v} \right|_1 \Delta x_v + \left. \frac{\partial Q_L}{\partial P_L} \right|_1 \Delta P_L \quad (3.24)$$

Das derivadas parciais são definidos os dois parâmetros mais importantes para a válvula, que são:

coeficiente de vazão:

$$C_x = \frac{\partial Q_L}{\partial x_v} \quad (3.25)$$

coeficiente de vazão-pressão:

$$C_p = - \frac{\partial Q_L}{\partial P_L} \quad (3.26)$$

Outro parâmetro que é obtido é a sensibilidade de pressão:

$$K_p = \frac{\partial P_L}{\partial x_v} \quad (3.27)$$

ou a relação:

$$K_p = \frac{C_x}{C_p} \quad (3.28)$$

Portanto, com relação a Figura 3.4, a equação linearizada para as curvas de pressão versus vazão na vizinhança de um ponto, é dado por:

$$\Delta Q_L = C_x \cdot \Delta x_v - C_P \Delta P_L \quad (3.29)$$

A equação (3.29) é aplicada a todas as válvulas com carretel, palheta ou bocal. Os coeficientes  $C_x$ ,  $C_P$ , e  $K_P$  são chamados de coeficientes centrais da válvula e são extremamente importantes para determinar a estabilidade, resposta em frequência e outras características dinâmicas. O coeficiente de vazão afeta diretamente o ganho em malha aberta em um sistema e portanto tem uma influência sobre a estabilidade do sistema quando em malha fechada. O coeficiente de vazão-pressão afeta diretamente o fator de amortecimento da combinação válvula mais motor hidráulico. A sensibilidade de pressão da válvula é bastante grande, o que explica a capacidade da combinação válvula mais motor hidráulico para desacelerar grandes cargas com pequeno erro.

Os coeficientes da válvula são obtidos numa região de operação próxima ao ponto nulo do gráfico de pressão-vazão ( $Q_L = 0$ ;  $P_L = 0$  e  $x_v = 0$ ), porque os sistemas hidráulicos trabalham próximo a essa região

### 3.1.2 Válvula com Centro Crítico

Definir-se-ão agora as curvas de pressão-vazão para uma válvula de centro crítico e de quatro vias, que são as mais utilizadas em sistemas hidráulicos. Substituindo as equações (3.18) e (3.4) em (3.1), obtêm-se assim para  $x_v > 0$ :

$$Q_L = C_d \cdot A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} \left( \frac{P_s - P_L}{2} \right)} \quad (3.30)$$

A equação (3.2) pode ter um tratamento similar, para um deslocamento negativo do carretel, ou seja  $Q_L = -Q_4$ , as equações (3.18) e (3.7) podem ser usadas, resultando então para  $x_v < 0$ :

$$Q_L = -C_d \cdot A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \left( \frac{P_s + P_L}{2} \right)} \quad (3.31)$$

Como visto, o resultado é o mesmo, porque a válvula é simétrica. A equação (3.12) é aplicável e as equações (3.30) e (3.31) podem ser combinadas resultando em:

$$Q_L = C_d \cdot |A_1| \frac{x_v}{|x_v|} \sqrt{\frac{1}{\rho} \left( P_s - \frac{x_v}{|x_v|} P_L \right)} \quad (3.32)$$

Essa é a equação geral para as curvas de pressão-vazão de um válvula de centro crítico, orifícios iguais e simétricos. Para aberturas dos orifícios cujas camisas são retangulares, pode-se usar o gradiente de área  $w$  para cada porto, Assim sendo, tem-se:

$$Q_L = C_d \cdot w \cdot x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} \left( P_s - \frac{x_v}{|x_v|} P_L \right)} \quad (3.33)$$

As curvas traçadas da equação (3.33), mostradas no Gráfico 3.1, são as curvas de pressão-vazão da válvula.

Os coeficientes da válvula de centros críticos, orifícios iguais e simétricos podem ser obtidos por diferenciação da equação (3.33). Para o coeficiente de vazão, tem-se então:

$$C_x = C_d \cdot w \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - P_T)} \quad (3.34)$$

Para o coeficiente de vazão-pressão, tem-se:

$$C_P = \frac{C_d \cdot w \cdot x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - P_T)}}{2(P_s - P_L)} \quad (3.35)$$

Para a sensibilidade de pressão:

$$K_P = \frac{2(P_s - P_L)}{x_v} \quad (3.36)$$

Como mostrado anteriormente o ponto de operação mais importante é o ponto nulo, onde  $P_L = 0$ ;  $Q_L = 0$  e  $x_v = 0$ . Calculando os coeficientes da válvula no ponto de operação da região nula obtêm-se:

$$C_{x0} = C_d \cdot w \sqrt{\frac{P_s}{\rho}} \quad (3.37)$$

$$C_{P0} = 0 \quad (3.38)$$

$$K_P = (\text{um valor muito grande}) \quad (3.39)$$

## 3.2 Atuadores Hidráulicos

São dispositivos que convertem a energia hidráulica em movimento mecânico de translação ou rotativo. Os dispositivos com movimento de translação são os cilindros hidráulicos, vastamente usados na indústria, e os dispositivos de atuação rotativa são os motores hidráulicos.

### 3.2.1 Cilindro Hidráulico

O equacionamento geral do cilindro hidráulico representando o seu funcionamento pode ser desenvolvido como se segue. Aplicando a equação da continuidade para cada câmara do cilindro ( Figura 3.5 ), tem-se:

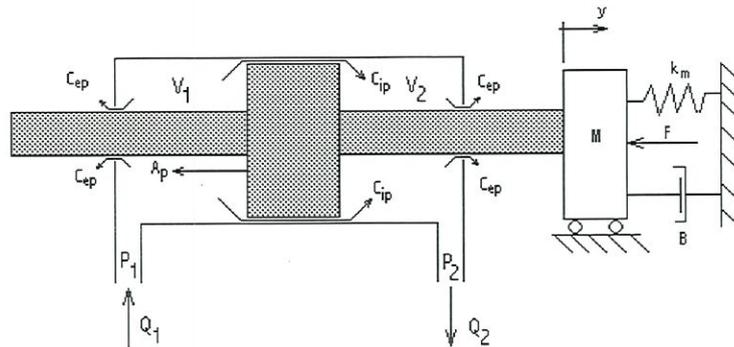


Figura 3.5 - Cilindro hidráulico

$$Q_1 - C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dP_1}{dt} \quad (3.40)$$

$$C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_2 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dP_2}{dt} \quad (3.41)$$

onde:

$V_1$  = volume na câmara anterior ( inclui válvula, linha de canalização e volume no cilindro );

$V_2$  = volume na câmara posterior ( inclui válvula, linha de canalização e volume no cilindro );

$C_{ip}$  = coeficiente de vazamento interno do cilindro;

$C_{ep}$  = coeficiente de vazamento externo do cilindro;

$\beta_e$  = modulo de elasticidade efetivo do fluido (*bulk modulus* efetivo do fluido).

Os volumes nas câmaras do cilindro podem ser escritos como:

$$V_1 = V_{01} + A_p y \quad (3.42)$$

$$V_2 = V_{02} - A_p y \quad (3.43)$$

onde:

$A_p$  = área da corôa do cilindro;

$y$  = deslocamento da haste do cilindro;

$V_{01}$  = volume inicial na câmara anterior;

$V_{02}$  = volume inicial na câmara posterior.

Assumindo que o cilindro esteja centrado, portanto os volumes nas câmaras são iguais, ter-se-á:

$$V_{01} = V_{02} = V_0 \quad (3.44)$$

Se esta hipótese não for adotada torna-se muito mais complicada a sua análise e a interpretação dos resultados será mais difícil. A experiência tem mostrado que o problema da estabilidade é mais rigoroso quando o cilindro está centrado uma vez que a hipótese do volume total nas câmaras se mantém o mesmo ( Merritt, 1967 ).

A soma dos dois volumes é constante e independe da posição do cilindro. Assim sendo, ter-se-á:

$$V_t = V_1 + V_2 = V_{01} + V_{02} = 2V_0 \quad (3.45)$$

onde  $V_t$  é o volume total sobre compressão em ambas as câmaras.

Combinando as equações de volume e de continuidade para o cilindro obter-se-á:

$$Q_L = A_p \frac{dy}{dt} + L P_L + \frac{V}{4\beta_e} \frac{dP_L}{dt} \quad (3.46)$$

onde  $L = C_{ip} + (C_{ep}/2)$  = coeficiente de vazamento total do cilindro.

Esta equação descreve o comportamento dinâmico do cilindro, onde:

$$A_p \frac{dy}{dt} = \text{componente incompressível};$$

$$L P_L = \text{componente de vazamento};$$

$$\frac{V}{4\beta_e} \frac{dP_L}{dt} = \text{componente compressível};$$

A componente incompressível é a que produz o movimento do cilindro. A componente compressível é derivada em termos do módulo de elasticidade do fluido, relacionando a mudança de volume a uma certa pressão para um determinado fluido. A componente de vazamento é o termo que define o vazamento global e é muito importante quando se faz a análise dinâmica de uma combinação de uma servoválvula e um cilindro hidráulico.

Aplicando a segunda lei de Newton ao cilindro, a equação final que representa a dinâmica linear do movimento do cilindro é dada por:

$$F_p = A_p P_L = M_t \frac{d^2 y}{dt^2} + B \frac{dy}{dt} + k_m y + F \quad (3.47)$$

onde:

$F_p$  = Força desenvolvida pelo cilindro;

$M_t$  = Massa total do cilindro e carga;

$B$  = Atrito viscoso do cilindro e carga;

$k_m$  = Constante de mola;

$F$  = Força arbitrária aplicada sobre o cilindro.

Finalizando, o funcionamento do cilindro hidráulico pode ser resumido pelas equações ( 3.46 ) e ( 3.47 ).

### 3.2.2 Motor Hidráulico

Apresentar-se-á agora a modelagem matemática que descreve o funcionamento de um motor hidráulico, como o da Figura 3.6. Essa modelagem pode ser estendida a todos os tipos de atuadores rotativos de movimento contínuo.

Similarmente, a modelagem matemática feita para o cilindro hidráulico se aplica ao motor hidráulico. Aplicando a equação da continuidade para cada câmara do motor, tem-se:

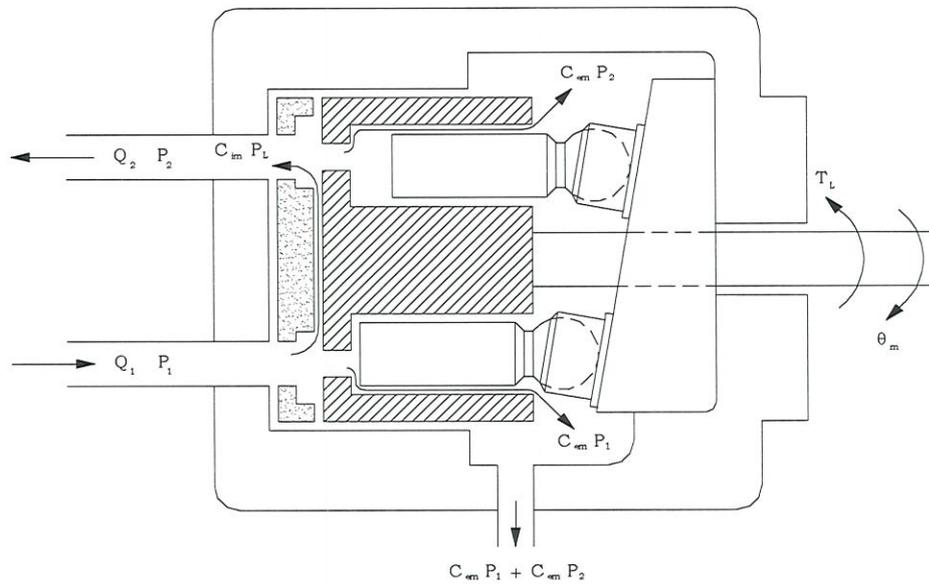


Figura 3.6 - Motor hidráulico

$$Q_1 - C_{im}(P_1 - P_2) - C_{em}P_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dP_1}{dt} \quad (3.48)$$

$$C_{im}(P_1 - P_2) - C_{em}P_2 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dP_2}{dt} \quad (3.49)$$

onde:

$C_{im}$  = Coeficiente de vazamento interno do motor;

$C_{em}$  = Coeficiente de vazamento externo do motor;

$\beta_e$  = módulo de elasticidade efetivo do fluido (*bulk modulus* efetivo do fluido);

$V_1$  = Volume de fluido na câmara anterior do motor;

$V_2$  = Volume de fluido na câmara posterior;

$Q_1, Q_2$  = Vazões de entrada e retorno;

$P_1, P_2$  = Pressões de entrada e retorno;

O volume em cada câmara não é constante mas varia de forma como se fosse um dente de serra descontínuo com a rotação do eixo do motor ( Figura 3.7 ). Essa característica é relativa a todos os tipos de motores ( Merritt, 1967 ).

A mudança no volume de uma câmara do motor é instantânea e está ligada à queda ou aumento de pressão. Processo igual mas oposto ocorre na outra câmara, ou seja enquanto um lado do pistão está recebendo fluido de uma linha o outro lado expulsa fluido.

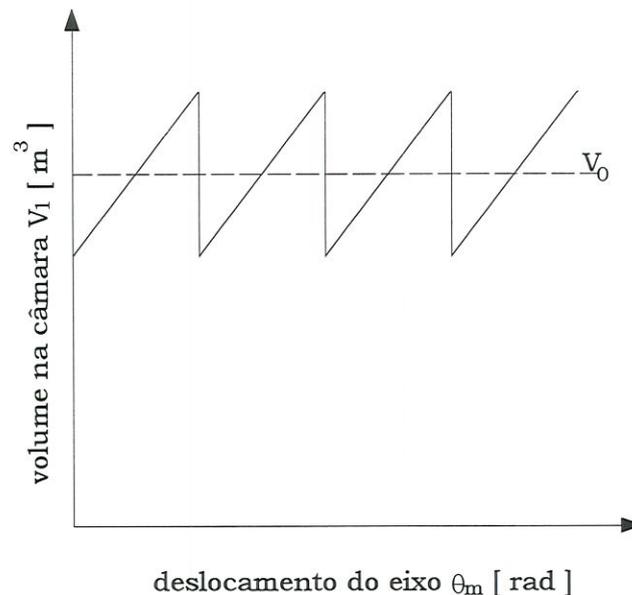


Figura 3.7 - Volume de fluido na camara do motor hidráulico versus o ângulo de rotação do eixo.

O volume de fluido nas duas câmaras pode ser expresso por:

$$V_1 = V_0 + f_v(\theta_m) \quad (3.50)$$

$$V_2 = V_0 - f_v(\theta_m) \quad (3.51)$$

onde:

$V_0$  = Volume médio contido em cada câmara do motor;

$f_v(\theta_m)$  = Variação na forma de dente de serra do volume da câmara;

$\theta_m$  = Deslocamento angular do eixo do motor;

$D_m$  = Deslocamento volumétrico do motor;

O volume total é aparente e depende da rotação do eixo porque não há conexão direta entre as linhas das câmaras, mas a sucessão de enchimento e esvaziamento em cada câmara provoca uma vazão total praticamente contínua com o movimento de rotação do eixo do motor. Como o volume em uma câmara diminui e na outra aumenta pode-se derivar as equação (3.50) e (3.51), para obter a vazão teórica do motor. Assim tem-se:

$$\frac{dV_1}{dt} = \frac{df_v(\theta_m)}{dt} = D_m \frac{d\theta_m}{dt} = -\frac{dV_2}{dt} \quad (3.52)$$

A equação (3.44) não considera a descontinuidade e assume o deslocamento contínuo do cilindro do motor. Somando as equações (3.50) e (3.51), ter-se-á:

$$V_t = V_1 + V_2 = 2V_0 \quad (3.53)$$

Este volume é a soma dos volumes contidos nas câmaras do motor, que provoca o movimento do eixo, mais o volume contido nas linhas de transmissão e as passagens de fluido e válvulas, onde  $V_t$  é o volume total de fluido sobre pressão.

Substituindo as equações (3.50), (3.51) e (3.52) em (3.48) e (3.49) e somando-as, ter-se-á:

$$Q_L = D_m \frac{d\theta_m}{dt} + \left( C_{im} + \frac{C_{em}}{2} \right) (P_1 - P_2) + \frac{V_0}{2\beta_e} \frac{d(P_1 - P_2)}{dt} + \frac{f_v(\theta_m)}{2\beta_e} \left( \frac{dP_1}{dt} + \frac{dP_2}{dt} \right) \quad (3.54)$$

Considerando a linearização da equação acima ( Merritt, 1967 ), ter-se-á: o termo  $|f_v(\theta_m)| \ll V_0$  que pode ser considerado desprezível e pode-se assumir  $dP_1/dt + dP_2/dt = 0$ . A equação (3.54) torna-se:

$$Q_L = D_m \frac{d\theta_m}{dt} + C_{tm} P_L + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dP_L}{dt} \quad (3.55)$$

onde  $C_{tm} = C_{im} + C_{em}/2 =$  coeficiente de vazamento total do motor.

A equação (3.55) é a descrição matemática da vazão de carga do motor hidráulico e mostra a relação de vazão com a rotação do eixo.

A relação final entre o torque desenvolvido pelo motor e o balanço de forças é expresso pela equação abaixo:

$$T_m = P_L D_m = J_t \frac{d^2\theta_m}{dt^2} + B_m \frac{d\theta_m}{dt} + G\theta_m + T \quad (3.56)$$

onde:

$T_m =$  Torque desenvolvido pelo motor;

$J_t =$  Inércia total do motor e carga;

$B_m =$  Coeficiente de amortecimento viscoso da carga;

$G =$  Constante de mola torsional da carga;

$T =$  Torque arbitrário aplicado ao eixo do motor.

Finalizando, o funcionamento do motor hidráulico pode ser resumido pelas equações ( 3.55 ) e ( 3.56 ).

### **3.3 Servoválvulas Eletro-Hidráulicas**

Servoválvulas eletro-hidráulicas são válvulas de controle direcional, onde o carretel pode apresentar infinitas posições, que controlam não somente a posição mas também a vazão do fluido através de um sinal elétrico aplicado a um motor de torque, componente este descrito mais adiante no item 3.3.2. Com a utilização de servoválvulas consegue-se o controle preciso de posicionamento, velocidade e aceleração de atuadores hidráulicos.

Há vários campos de aplicação de servoválvulas tais como máquinas copiadoras, simuladores de vôo, controle de turbinas, acionamento de válvulas em plantas no sistema petrolífero, robôs, máquinas ferramentas, posicionadores de radares, testes de materiais, etc..

Uma servoválvula converte sinais de baixa potência, pequenos sinais elétricos (corrente) de controle, em movimento de um carretel que controla a vazão e ou pressão em um atuador hidráulico que por sua vez desenvolve movimentos de alta potência. Os sistemas eletro-hidráulicos têm grande versatilidade por gerarem movimentos de grandes potências a partir de pequenos sinais de comando elétricos.

#### **3.3.1 Tipos de Servoválvulas Eletro-Hidráulicas**

As servoválvulas eletro-hidráulicas, em geral, podem ser classificadas como válvulas de um estágio e válvulas de dois estágios.

Servoválvulas de um estágio consistem de um motor de torque que é acoplado diretamente ao carretel da válvula ( Figura 3.8 ). Devido à capacidade limitada do motor de torque este tipo de servoválvula apenas é usada em aplicações de baixa vazão, por causa da pequena estabilidade dinâmica e baixa potência ( Merrit, 1967 ).

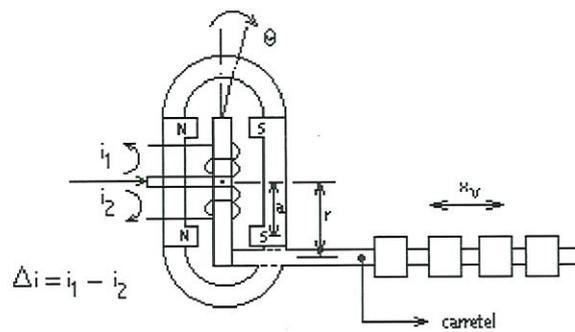


Figura 3.8 - Servoválvula de um estágio

Servoválvulas de dois estágios têm um preamplificador ( primeiro estágio ) que amplifica a força de saída do motor de torque a um nível suficiente para vencer as forças de vazão e atrito internas. Essas servoválvulas superam assim as desvantagens das servoválvulas de um estágio ( Figura 3.9 ).

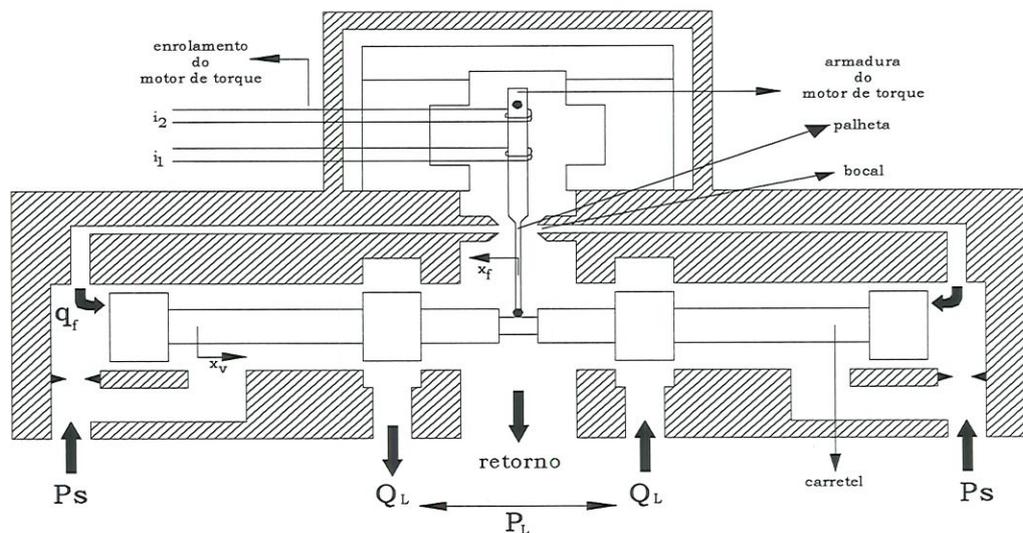


Figura 3.9 - Servoválvula de dois estágios

Servoválvulas de dois estágios podem ser classificadas pelo tipo de realimentação usada, que pode ser de posição, de pressão e de vazão. Cada tipo de realimentação resulta em uma curva distinta de vazão versus pressão. As servoválvulas de realimentação de posição são as mais comuns e há três tipos básicos



de construção que podem ser identificados, dependendo de como a posição do carretel é medida: de realimentação direta, de realimentação de força e de carretel centrado por molas. Com realimentação de posição direta o carretel principal segue o primeiro estágio em uma relação de um para um e este tipo de construção é chamado às vezes de seguidor hidráulico. Nas servoválvulas com realimentação de força a posição do carretel principal é convertida em força por uma mola e esta força é balanceada com um torque contrário exercido pelo motor de torque. O terceiro tipo básico usa molas nas extremidades do carretel, que fazem a centragem opondo-se a uma diferença de pressão no estágio piloto.

### 3.3.2 Motor de Torque

É um dispositivo elétrico que converte um sinal de comando (corrente elétrica) em movimento mecânico proporcional à corrente de entrada. Este movimento pode ser rotacional ( motor de torque ) ou um movimento translacional (motor de força), como mostrado na Figura 3.10:

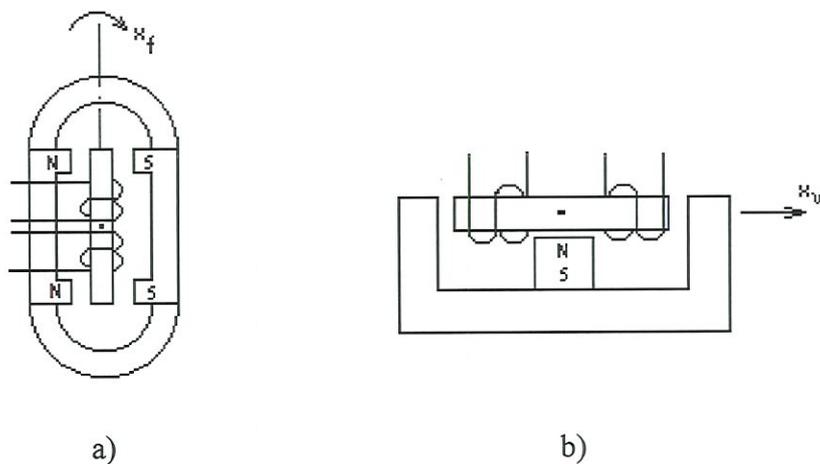


Figura 3.10 - a) motor de torque; b) motor de força.

O motor de torque consiste de uma armadura montada sobre um pino pivô de torção suspenso em uma fenda de um campo magnético. Dois polos magnéticos permanentes são montados na estrutura por onde passa o fluxo magnético ( Figura 3.11 ). Quando a corrente passa pela bobina do motor de torque a armadura fica

polarizada e cada extremidade é atraída por um dos pólos e repelida pelo outro. Um torque é então gerado sobre a armadura produzindo uma rotação. Como não há torque que movimente ao contrário a mola de torção, há então um movimento de rotação no pivô. Portanto a mola de torção provoca um movimento proporcional à corrente. A servoválvula é posicionada por um dispositivo acoplado diretamente ou indiretamente no carretel.

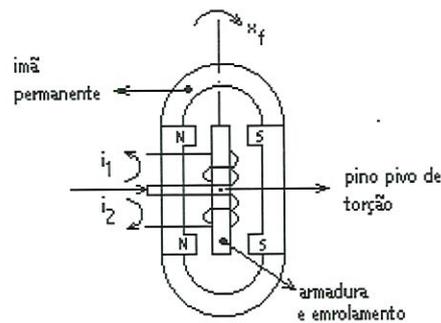


Figura 3.11 - motor de torque

Segundo Merritt ( 1967 ), o motor de torque pode ser modelado através das seguintes equações básicas descritas abaixo. O torque desenvolvido pela armadura devido a uma corrente elétrica, é dado por:

$$T_d = K_t \Delta i + K_m \theta \quad (3.57)$$

sendo:

$T_d$  = torque total desenvolvido pela armadura;

$K_t$  = ganho do motor de torque;

$K_m$  = constante da mola magnética do motor de torque;

$\Delta i$  = corrente de entrada;

$\theta$  = deslocamento angular da armadura.

Para uma servoválvula de um estágio pode-se modelar sua dinâmica como mostrado a seguir. Aplicando-se a segunda lei de Newton à armadura do motor de torque ( Figura 3.8 ) pode-se escrever:

$$T_d = J_a \frac{d^2\theta}{dt^2} + B_a \frac{d\theta}{dt} + K_a\theta + T_L \quad (3.58)$$

Considerando  $x_v \approx r\theta$  e aplicando na equação (3.58) obtém-se:

$$T_d = \frac{J_a}{r} \frac{d^2x_v}{dt^2} + \frac{B_a}{r} \frac{dx_v}{dt} + \frac{K_a}{r} x_v + T_L \quad (3.59)$$

onde:

$J_a$  = momento de inércia da armadura;

$B_a$  = coeficiente de atrito viscoso da armadura;

$K_a$  = constante mecânica da mola torsional da armadura;

$T_L$  = torque arbitrário sobre a armadura;

$r$  = distância entre o ponto pivô da armadura e o carretel.

Portanto, do equacionamento das forças que atuam no carretel da servoválvula pode-se ter:

$$\ddot{x}_v + \left[ \frac{B_a + r^2 B_f}{J_a + r^2 M_v} \right] \dot{x}_v + \left[ \frac{K_a - K_m + 0.43r^2 w P_s}{J_a + r^2 M_v} \right] x_v = \frac{rK_t}{J_a + r^2 M_v} \Delta i \quad (3.60)$$

A equação (3.60) pode ser simplificada por:

$$\ddot{x}_v + 2\xi_v \omega_v \dot{x}_v + \omega_v^2 x_v = k_v \omega_v^2 i \quad (3.61)$$

onde:

$$\omega_v^2 = \frac{K_a - K_m + 0.43r^2wP_s}{J_a + r^2M_v}$$

$$\xi_v = \frac{B_a + r^2B_f}{2\sqrt{(J_a + r^2M_v)(K_a - K_m + 0.43r^2wP_s)}}$$

$$k_v = \frac{rK_t}{K_a - K_m + 0.43r^2wP_s}$$

sendo:

$B_f$  = coeficiente de atrito do carretel;

$M_v$  = massa do carretel;

$\omega_v$  = frequência natural da servoválvula;

$\xi_v$  = fator de amortecimento da servoválvula.

---

## CAPÍTULO 4

### SERVOMECANISMO ELETRO-HIDRÁULICO DE CONTROLE DE POSIÇÃO

---

Aplicando-se os equacionamentos matemáticos dos modelos dos componentes eletro-hidráulicos apresentados no Capítulo 3, neste capítulo desenvolve-se o modelo analítico não linear de um servomecanismo eletro-hidráulico de controle de posição de alto desempenho e resposta rápida constituído de uma servoválvula eletro-hidráulica de dois estágios tipo bocal-palheta e cilindro hidráulico. A configuração básica em malha fechada é mostrada na Figura 4.1.

Servomecanismos eletro-hidráulicos são capazes de desempenho superior se comparados com outros tipos de servomecanismos ou esquemas de controle. Grandes inércias e torques podem ser manuseados com alta exatidão e respostas rápidas. A parte do sistema de potência destes servomecanismos consiste da servoválvula eletro-hidráulica, atuador hidráulico, servoamplificador, transdutor e fonte de alimentação. A parte do sistema de medição e manipulação do erro da malha fechada consiste de transdutores de realimentação que medem a quantidade a ser controlada e de amplificadores eletrônicos apropriados a fornecer um sinal à servoválvula e a fechar a malha. Os servomecanismos eletro-hidráulicos derivam sua flexibilidade da parte eletrônica.

A eletrônica da malha adiciona flexibilidade ao servomecanismo eletro-hidráulico em muitos aspectos. (O) vasta variedade de transdutores elétricos permitem

controlar várias quantidades físicas. A versatilidade dos amplificadores eletrônicos permitem mudanças nos ganhos para facilitar e permitir o uso de redes de compensação para corrigir o ganho da malha de realimentação.

O dispositivo de medição de realimentação tem uma saída elétrica que pode ser obtida de um transdutor através da quantidade física desejada, podendo ser posição, velocidade, aceleração, força ou pressão. Os servomecanismos eletro-hidráulicos podem ser projetados para controlar algumas destas quantidades. Posição é a mais controlada. Transdutores típicos de posição são potenciômetros, tacômetros, indutivos e magnetorestritivos.

Servomecanismos eletro-hidráulicos de resposta rápida e alto desempenho são usados como ferramenta de pesquisa em dinâmica experimental e estudo de controle. Os componentes dentro desses sistemas podem operar nos seus limites de capacidade e alcançar altas capacidades de resposta.

Atividades na área de sistemas de alto desempenho, como na indústria aeronáutica, aeroespacial, máquinas ferramentas e naval, relacionam-se à pesquisa e desenvolvimento de servomecanismos que buscam respostas rápidas, realização de grandes esforços e versatilidade na transmissão de sinais de controle e realimentação. O tipo de equipamento normalmente selecionado para estas aplicações é a combinação servoválvula eletro-hidráulica de dois estágios tipo bocal palheta e cilindro hidráulico.

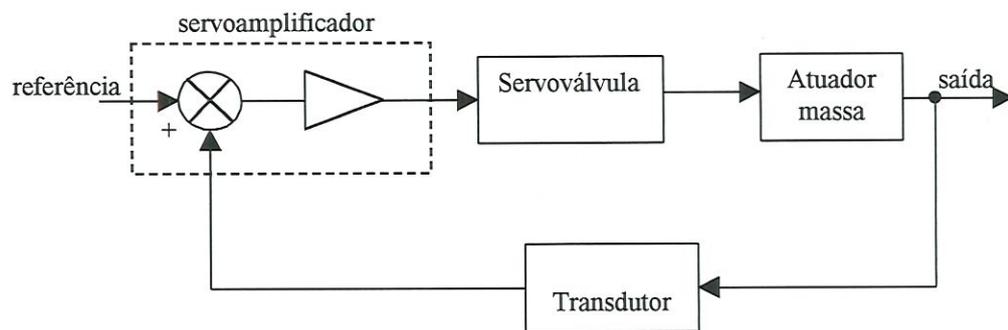


Figura 4.1 - Configuração básica de um servosistema eletro-hidráulico

#### 4.1. Servoválvula de dois Estágios Tipo Bocal-Palheta

Na análise ou no trabalho de síntese de servoválvulas é conveniente a utilização de uma função transferência simplificada que represente adequadamente sua dinâmica. Sendo uma representação linear, ela somente mostra uma aproximação do desempenho da servoválvula. Todavia, a utilidade da função transferência linear para aproximar a resposta da servoválvula num trabalho analítico é bem estabelecido.

A dificuldade em assumir uma função transferência para a servoválvula é que muitos fatores de projeto e muitas variáveis operacionais e de meio ambiente produzem diferenças significativas na resposta dinâmica real. Considerando as variáveis do projeto da válvula, é bem conhecido que os parâmetros internos da válvula ( bocal e tamanho dos orifícios, rigidez da mola, diâmetro do carretel, deslocamento do carretel, etc.) podem ser ajustados para proporcionar vasta variação na resposta dinâmica. Uma aproximação analítica que representa a resposta dinâmica para parâmetros internos da válvula é dada mais adiante ( Thayer, 1965 ).

Uma vez construída uma servoválvula, a resposta dinâmica real dependerá das condições de operação como a pressão de alimentação, nível do sinal de entrada, temperatura do fluido hidráulico, temperatura ambiente, carga da válvula, e assim por diante. Estes efeitos são insignificantes para pequenas variações nos valores do projeto. É importante considerar o controle desses valores e de outras variáveis operacionais quando das medições de desempenho da dinâmica da servoválvula.

Outra dificuldade numa designação simplificada em funções transferência lineares para representar a resposta da servoválvula é que estas válvulas são dispositivos altamente complexos que são representadas por equações diferenciais de altas ordens e respostas não lineares. Se uma função transferência de primeira ordem , segunda ordem ou uma função transferência de terceira ordem é selecionada para representar a dinâmica da servoválvula, esta é apenas uma aproximação para a resposta real.

Para as funções transferência lineares que representam as servoválvulas, são necessárias relações empíricas que aproximam a resposta da servoválvula real no ponto de operação sem saturação. A constante de tempo, a frequência natural e o coeficiente de amortecimento são características representativas. Contudo, estas

representações são muito vantajosas para estudos analíticos e podem dar um forma aceitável de base para um projeto de sistemas detalhado.

A resposta dinâmica de uma servoválvula pode ser aproximada, na faixa de frequência de 0 a 50 Hz, a uma expressão de primeira ordem, como:

$$\frac{Q}{i}(s) = K \left( \frac{1}{1 + \tau s} \right) \quad (4.1)$$

onde:

$Q$  = vazão da servoválvula [ m<sup>3</sup>/s ];

$i$  = corrente de entrada na servoválvula [ A ];

$K$  = ganho de vazão de regime permanente da servoválvula [ (m<sup>3</sup>/s)/A ];

$\tau$  = constante de tempo da servoválvula [ s ].

Se for necessário representar a dinâmica da servoválvula para uma vasta faixa de frequências ou para sistemas de alto desempenho, como a servoválvula de dois estágios tipo bocal palheta ( Figura 4.2), deve-se usar uma expressão de segunda ordem, como:

$$\frac{Q}{i}(s) = K \left[ \frac{1}{1 + \left( \frac{2\zeta_n}{\omega_n} \right) s + \left( \frac{s}{\omega_n} \right)^2} \right] \quad (4.2)$$

onde:

$\omega_n$  = frequência natural [ rad/s ];

$\zeta_n$  = fator de amortecimento.

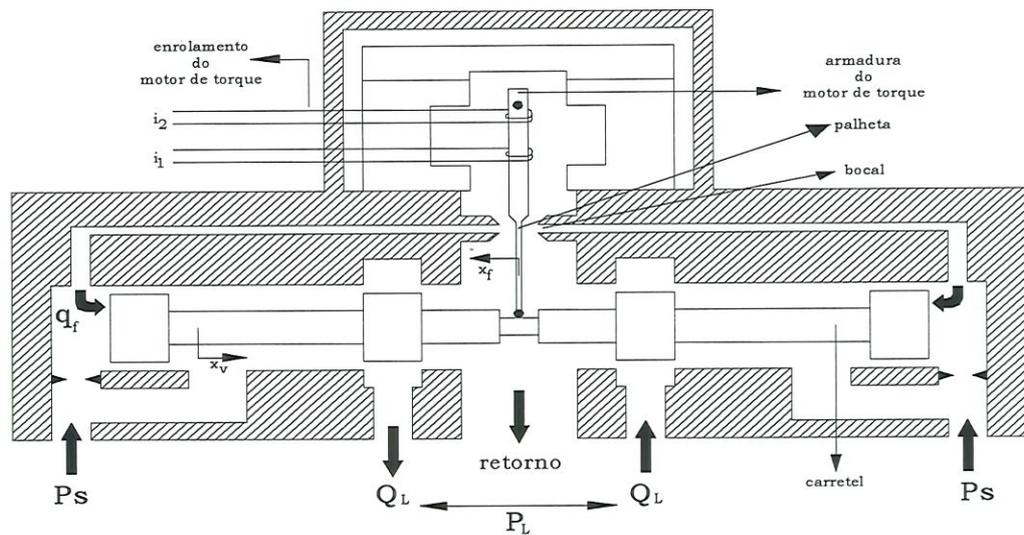


Figura 4.2 - Servoválvula de dois estágios tipo bocal-palhetas

#### 4.1.1 Análise da Dinâmica da Servoválvula de Dois Estágios

Servoválvulas são dispositivos complexos e têm muitas características não linearidades que são significantes em sua operação. Estas não linearidades incluem histerese elétrica do motor de torque, mudança na saída com o deslocamento, mudança no orifício com a vazão e com a característica do fluido, mudança no coeficiente de descarga do orifício com a relação de pressão, atrito do carretel, e outros.

Muitas partes da servoválvula são tão pequenas que se tornam de difícil análise. Por exemplo, os orifícios têm muitas vezes 0.006 a 0.008 polegadas de diâmetro (Thayer, 1965). Idealmente, o comprimento do orifício deverá ser pequeno com relação ao diâmetro para permitir ambos fluxo laminar e efeitos de orifícios de canto vivo. Isto torna-se fisicamente impraticável com pequenos orifícios dado a falta de resistência para a pressão de carga diferencial, e falta de material para vida adequada com a erosão do fluido. Portanto, o projeto prático do ponto de vista do desempenho não é necessariamente o projeto ideal do ponto de vista de análise teórica.

A experiência tem mostrado que estas não linearidades e características não ideais limitam a utilidade da análise teórica da dinâmica da servoválvula no projeto do sistema. Em vez disso, a abordagem torna-se mais significativa usando-se uma apropriada função transferência, como será mostrado ( Thayer, 1965 ).

A representação analítica da dinâmica é útil durante o projeto preliminar de uma nova configuração de válvula, ou quando tenta-se alterar a resposta de um projeto para a variação dos parâmetros. A análise também contribui para deixar claro o entendimento da operação da servoválvula.

Esta análise tem sido extremamente vantajosa quando dada de uma forma simples. Uma representação muito adequada da função transferência para uma servoválvula com realimentação mecânica é dada na Figura 4.3. Esta representação simplificada resulta de suposições que seguem ( Thayer, 1965 ):

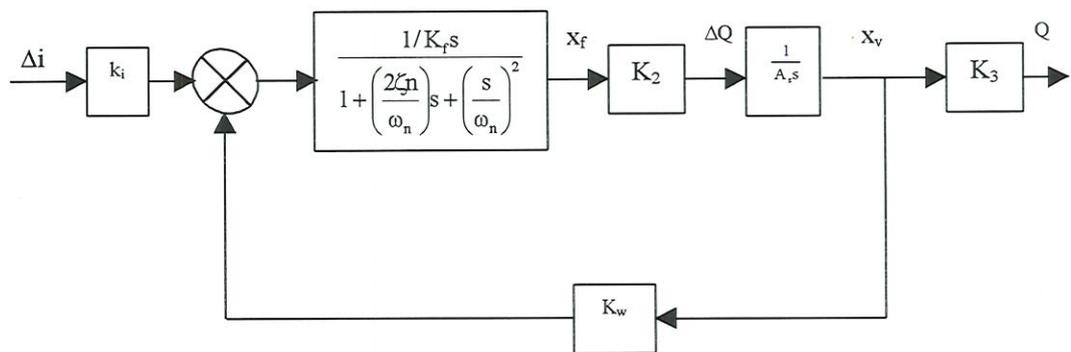


Figura 4.3 - Diagrama de blocos simplificado da servoválvula bocal-palheteta

- a) uma fonte de corrente ideal ( impedância infinita );
- b) os efeitos de vazamento são desprezíveis;
- c) a pressão de carga é insignificante;
- d) todas as não linearidades podem ser aproximadas por uma dinâmica linear ou serem desprezadas;
- e) a armadura pode ser representada como um sistema simples com parâmetros agrupados;
- f) os efeitos de compressibilidade e viscosidade são desprezados;
- g) os movimentos da palheta são pequenos em relação ao movimento do carretel;

- h) as forças necessárias para mover o carretel são pequenas com relação à força de acionamento.

A última consideração implica que a pressão diferencial do carretel é insignificante durante o acionamento, sendo então considerados a massa do carretel, atrito, forças de vazão, e outros efeitos de força do carretel insignificantes.

O diagrama de blocos simplificado refere-se a um sistema de terceira ordem consistindo da massa da armadura-palheta, amortecimento e rigidez, juntos com o efeito da integração da vazão do carretel.

A massa rotacional da armadura-palheta é bastante fácil de calcular. A rigidez efetiva da armadura-palheta é composta de vários efeitos sendo os mais importantes os efeitos de centragem do tubo flexível, e o efeito de descentragem do fluxo magnético do ímã permanente. O último é estabelecido pelo nível de mudança do motor de torque, e é individualmente ajustado em cada servoválvula para encontrar os limites de resposta dinâmica determinados. O amortecimento sobre a armadura-palheta é igualmente um efeito composto. É conhecido da experiência como sendo equivalente a 0,4 ( Thayer, 1965 ).

O orifício do amplificador hidráulico se reduz a um modelo de ganho simples (hipótese considerada anteriormente). O ganho é diferença de vazão entre os ramos opostos do orifício, por incremento do movimento da palheta.

O ganho de malha aberta da servoválvula é determinado pelos parâmetros:

$$K_v = \frac{K_2 K_w}{K_{fs} A_s} \quad (4.3)$$

onde:

$K_v$  = ganho de malha aberta da servoválvula [ m/s ];

$K_2$  = ganho de vazão do bocal [ m<sup>3</sup>/s ];

$K_w$  = rigidez do fio de realimentação [ Nm/m ];

$K_{fs}$  = rigidez da armadura do motor de torque e palheta [ Nm/m ];

$A_s$  = área final do carretel [ m<sup>2</sup> ].

O ganho de vazão do amplificador hidráulico,  $K_2$ , está relacionado com os parâmetros do bocal como segue:

$$K_2 = c_o \pi d_n \sqrt{\Delta P_n} \quad (4.4)$$

onde:

$c_o$  = coeficiente de descarga do orifício do bocal;

$d_n$  = diâmetro do bocal [ m ];

$\Delta P_n$  = queda de pressão no bocal [ Pa ].

A frequência natural e o fator de amortecimento da armadura e palheta para a servoválvula de dois estágios bocal-palheta estudada ( Type 30 Nozzle-Flapper Flow Control Servovalves, sd ), são dados por:

$$\omega_f = \sqrt{\frac{K_{fs}}{I_f}} = 5112 \text{ rad/s} \quad (4.5)$$

$$\zeta_f = \frac{1}{2} \frac{b_f}{K_{fs}} \omega_n = 0.4 \quad (4.6)$$

onde:

$\omega_f$  = frequência natural da armadura e palheta [ rad/s ];

$\zeta_f$  = fator de amortecimento da armadura e palheta;

$I_f$  = massa rotacional da armadura e palheta [ (N m)/m/s<sup>2</sup> ];

$b_f$  = amortecimento da armadura do motor de torque e palheta [ (N m)/m/s ].

$K_{fs}$  = rigidez da armadura do motor de torque e palheta

### 4.2 Modelo Dinâmico do Servoamplificador

A função do servoamplificador é a de suprir o motor de torque com uma corrente de operação necessária a mover a palheta ( Merritt, 1967 ). Analiticamente o acionamento pode ser representado pelos elementos da Figura 4.4. Conforme Zeller (1968), de forma simplificada, assume-se que as saídas combinadas dos transistores  $Q_1$  e  $Q_2$  têm as características idealizadas mostradas na Figura 4.4b. Usando a notação da Figura 4.4a, as equações que descrevem o funcionamento são:

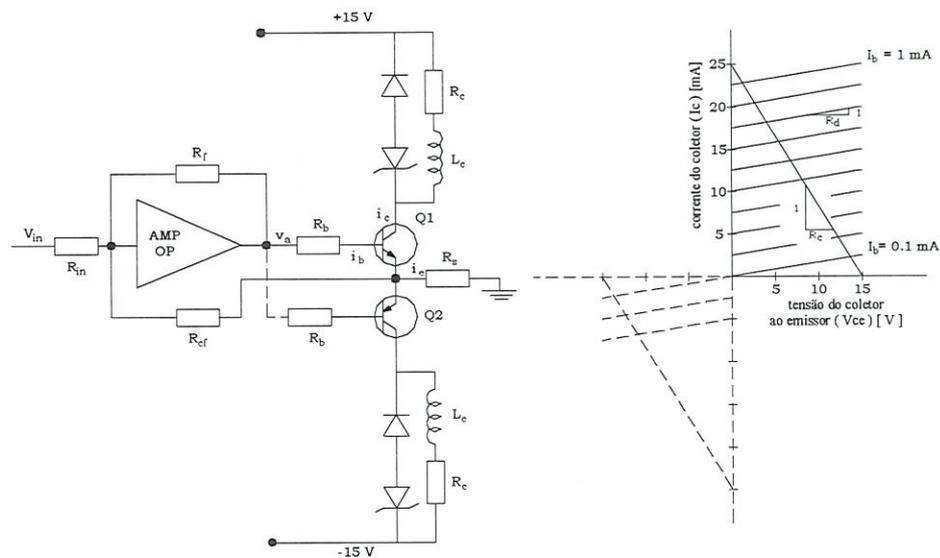


Figura 4.4 - a) Esquema simplificado do circuito do servoamplificador; b) características do transistor

$$v_a = -v_{in} \left( \frac{R_f}{R_{in}} \right) - v_f \left( \frac{R_f}{R_{cf}} \right) \quad (4.7)$$

$$v_f = R_s (i_e) \cong R_s (i_c) \quad (4.8)$$

$$v_f - v_{in} \left( \frac{R_f}{R_{in}} \right) - \left( \frac{R_f}{R_{cf}} \right) R_s (i_c) = v_a \quad (4.9)$$

$$v_a \left( \frac{1}{R_b} \right) = i_b \quad (4.10)$$

onde:

$i_b$  = corrente de base do transistor;

$i_e$  = corrente do emissor do transistor;

$i_c$  = corrente do coletor do transistor;

$v_a$  = tensão de saída do amplificador operacional;

$v_{in}$  = tensão de entrada do amplificador operacional;

$v_f$  = tensão de realimentação sobre o resistor  $R_{cf}$ ;

$R_{cf}$  = resistência de realimentação;

$R_{in}$  = resistência de entrada;

$R_b$  = resistência da base do transistor;

$R_f$  = resistência de realimentação de amplificação do amplificador operacional;

$R_s$  = resistência de terra do servoamplificador;

$R_d$  = resistência dinâmica;

$R_c$  = resistência do enrolamento do motor de torque;

$L_c$  = indutância do enrolamento do motor de torque.

A função de saída dos transistores  $Q_1$  e  $Q_2$  como amplificadores de corrente é dado pelo ganho de corrente ( $h_{fe}$ ), mostrado como:

$$h_{fe} = \frac{i_c}{i_b} \quad (4.11)$$

Na Figura 4.5 considere-se uma mudança como sendo um degrau na corrente de base de  $I_b(1)$  a  $I_b(2)$ . A intersecção do estado estacionário com as linhas de corrente de base constante  $I_b(1)$  e  $I_b(2)$  define, respectivamente, valores finais e iniciais (estado estacionário) do coletor e ou corrente do enrolamento  $I_c(1)$  e  $I_c(2)$ . Estas intersecções são definidas pelos pontos A e B na Figura 4.5.

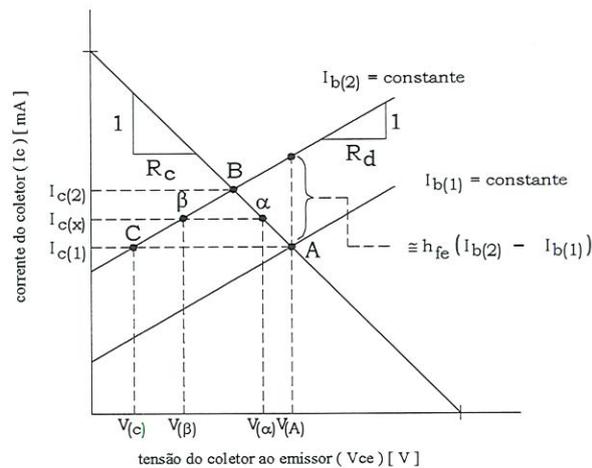


Figura 4.5 - Representação do desempenho do transistor

Devido à corrente  $i_c$  a carga indutiva não muda instantaneamente e uma pequena mudança na corrente de base resultará em um caminho inicial ( $t = 0$ ) ao longo de uma linha constante  $I_c(1)$  do ponto A ao ponto C. Deste modo o enrolamento indutivo gera uma tensão induzida inicial  $V(0)$  igual a  $V(A) - V(C)$ . Esta é a tensão de acionamento do enrolamento para  $t = 0$ . Dada uma resistência do coletor do transistor  $R_d$ , a tensão induzida inicial é:

$$V(0) = V(A) - V(C) \cong (h_{fe}) (R_d) (I_b(2) - I_b(1)) \tag{4.12}$$

assumindo que  $R_d \gg R_c$

Com o passar do tempo, o ponto de operação permanece sobre a curva ( $I_b(2) = \text{constante}$ ) e move-se do ponto C ao ponto B. Quando isto ocorre, a tensão de acionamento do enrolamento é reduzida pelo aumento na corrente  $i_c$  dada pelo movimento (1) sobre a linha do estado estacionário ( $R_c = \text{constante}$ ), e (2) sobre a característica  $I_b(2)$  constante.

As equações para o ponto de operação transitório intermediário ( $0 < t < \infty$ ) entre os pontos C e B são:

$$V(A) - V(\alpha) = R_c(I_c(x) - I_c(1)) = R_c(i_c - i_c(0)) \tag{4.13}$$

$$V(\beta) - V(C) = R_d(I_c(x) - I_c(1)) = R_d(i_c - i_c(0)) \quad (4.14)$$

$$V(\alpha) - V(\beta) = (L_c) \frac{d}{dt}(i_c) \quad (4.15)$$

Somando as equações (4.13) e (4.14) ter-se-á:

$$V(A) - V(C) - (V(\alpha) - V(\beta)) = R_c(i_c - i_c(0)) + R_d(i_c - i_c(0)) \quad (4.16)$$

Substituindo as equações (4.15) e (4.16) na equação (4.12) e reagrupando os termos, obtém-se:

$$(I_b(2) - I_b(1)u(t)(h_{fc})(R_d) - (R_d)(i_c - i_c(0))) = (L_c) \frac{d}{dt}(i_c) + R_c(i_c - i_c(0)) \quad (4.17)$$

As equações lineares (4.7), (4.10) e (4.17), descrevem analiticamente a operação do circuito de saída e enrolamento do motor de torque para pequenas mudanças a uma entrada degrau na corrente de base.

Aplicando a notação de uma função transferência nas equações e incluindo a saturação de tensão, pode-se obter uma representação por diagramas de blocos, como mostrado na Figura 4.6. O diagrama de blocos serve como uma boa representação do estágio de potência de saída e combinação com o enrolamento do motor de torque (Zeller, 1968).

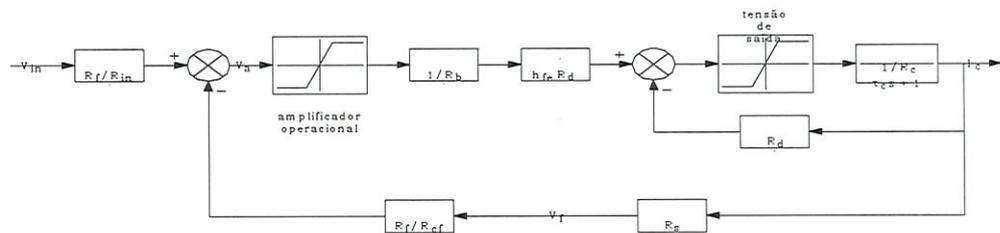


Figura 4.6 - Diagrama de blocos do enrolamento do motor de torque e circuito de acionamento

Para este circuito, pode-se ainda usar uma representação mais simplificada e adequada ( Figura 4.7 ), que proporciona um modelo razoável para investigação analítica do sistema empregado com um módulo de potência de saída combinando com o motor de torque ( Zeller, 1968 ).

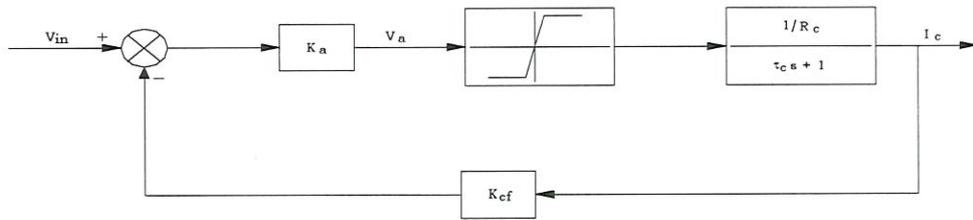


Figura 4.7 - Representação simplificada do enrolamento do motor de torque e circuito de acionamento

### 4.3 Composição do Modelo Final do Servomecanismo

#### 4.3.1 Cilindro Hidráulico

Conforme já foi introduzido no item 3.2.1, aplicando-se a equação da continuidade para o cilindro e como mostrado na Figura 4.8, tem-se:

$$Q_L = A_P \frac{dy}{dt} + LP_L + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dP_L}{dt} \tag{4.18}$$

Por sua vez o movimento descrito pelo cilindro é dado pela equação:

$$M_t \frac{d^2y}{dt} = A_P P_L - B \frac{dy}{dt} - k_m y - F \tag{4.19}$$

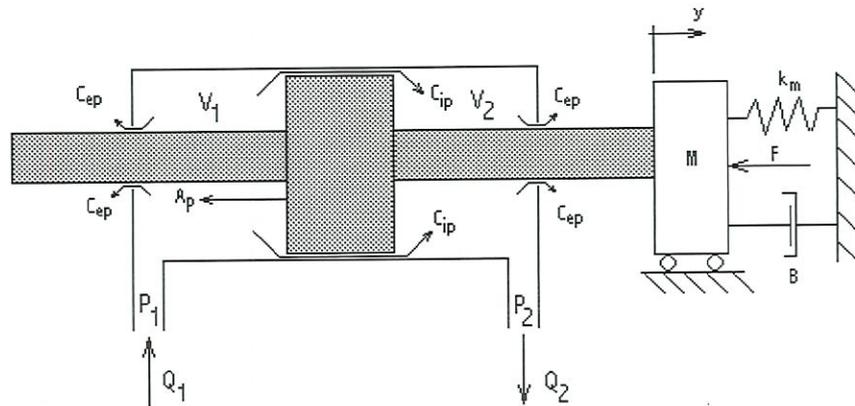


Figura 4.8 - Cilindro Hidráulico

#### 4.3.2 Modelo Dinâmico da Servoválvula de Dois Estágios Tipo Bocal-Palheta

Conforme já foi mencionado atrás a servoválvula de dois estágios tipo bocal-palheta é usada em sistemas hidráulicos de alto desempenho e é mostrada na Figura 4.2. Continuando a partir do item 4.1 a análise da servoválvula, o deslocamento do carretel é determinado por uma ação do estágio de preamplificação da palheta. As forças necessárias a acelerar o carretel são desprezíveis e serão desconsideradas. O movimento do carretel será dependente apenas da vazão na seção final do carretel em função do deslocamento da palheta. Assim a posição do carretel pode ser definida como:

$$x_v = \frac{1}{A_s} \int q_f dt \quad (4.20)$$

onde:

$A_s$  = Área final do carretel;

$q_f$  = vazão instantânea.

A vazão para o carretel ocasionada pela palheta pode ser adequadamente aproximada por uma equação linear, como:

$$q_f = K_{fn} x_f \quad (4.21)$$

onde:  $K_{fn}$  = coeficiente de vazão da palheta

O movimento da palheta, que é acoplado à armadura, é proporcional à corrente aplicada à armadura do motor de torque. O torque pode ser definido como:

$$T = k_i \Delta i - k_w x_v \quad (4.22)$$

onde:

$k_i$  = ganho do motor de torque;

$k_w$  = ganho de realimentação da palheta.

A armadura consiste de elementos que podem ser modelados na forma de um mola, massa e amortecedor, como mostrado anteriormente. Esse modelo é representado por uma equação diferencial de segunda ordem, dada a seguir, como:

$$T = \ddot{x}_f \frac{K_{fs}}{\omega_{nf}^2} + \dot{x}_f \frac{2\xi_n K_{fs}}{\omega_{nf}} + x_f K_{fs} \quad (4.23)$$

A vazão de saída da servoválvula em função do deslocamento do carretel e pressão de alimentação, como mencionado anteriormente, é dada por:

$$Q_L = C_s x_v \sqrt{P_s - P_L} \quad (4.24)$$

onde:

$$C_s = C_d w \sqrt{\frac{1}{\rho}} \quad (4.25)$$

### 4.3.3 Servoamplificador e Corrente no Motor de Torque

A equação básica para a saída da fonte de tensão convencional que aciona o motor de torque é dada por (Zeller, 1969):

$$v_a = L_c \dot{i}_c + R_c i_c \quad (4.26)$$

A representação analítica do transdutor que indica a posição de saída do atuador e carga para a realimentação é dada por:

$$K_{fb} y = v_{fb} \quad (4.27)$$

A comparação da posição desejada com a posição alcançada é somada na entrada do servoamplificador, e é definida por:

$$K_{fb} x = v_{cd} \quad (4.28)$$

$$v_{cd} - v_{fb} = v_e \quad (4.29)$$

O resultado do sinal de comparação é então amplificado pelo servoamplificador, como se segue

$$K_{pa} v_e = v_{pa} \quad (4.30)$$

## 4.4 Diagrama de Blocos do Servomecanismo

As equações demonstradas anteriormente podem ser colocadas em um diagrama de blocos, como mostrado na Figura 4.9, e então efetuadas a simulação e a investigação de desempenho do servomecanismo eletro-hidráulico de posição.



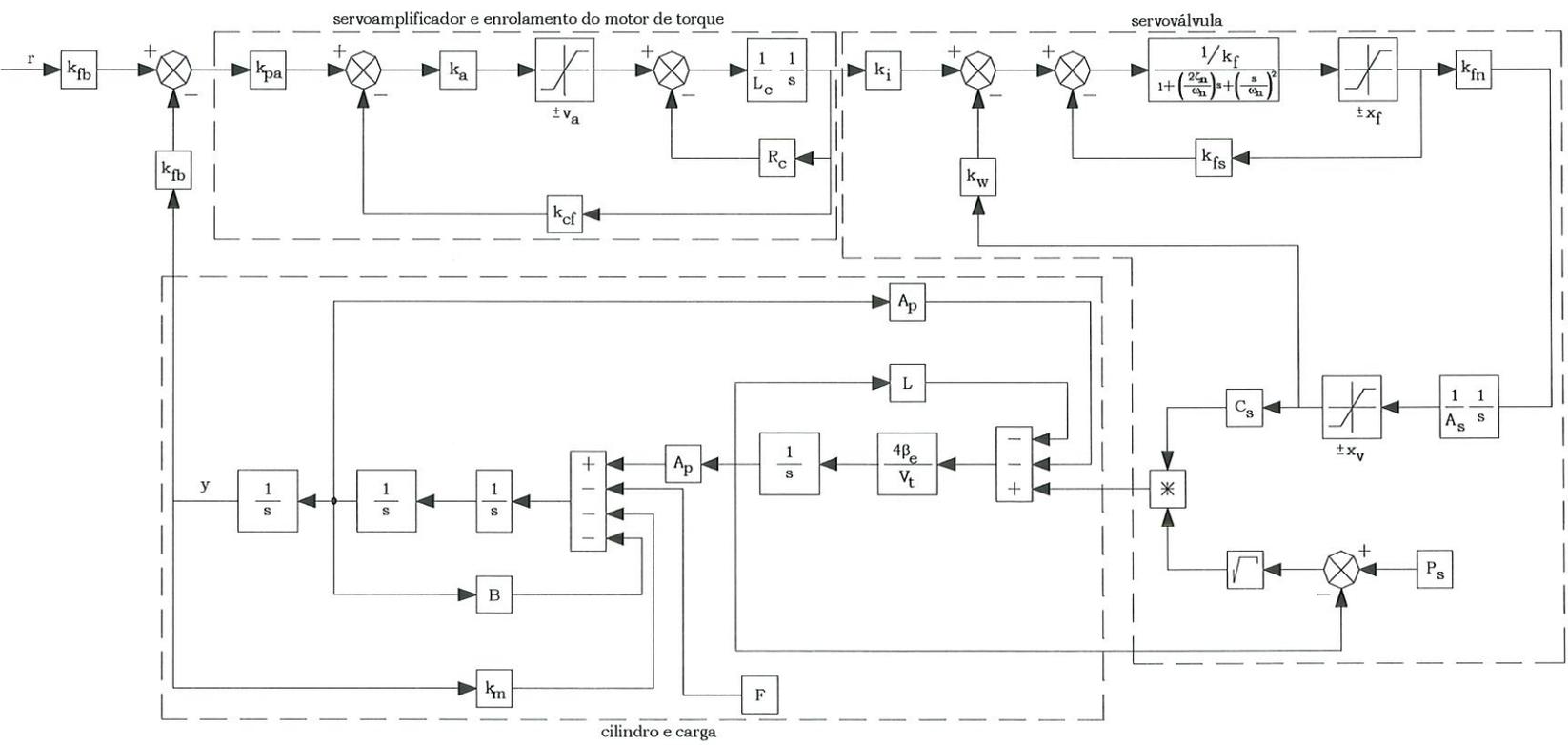


Figura - 4.9 Diagrama de blocos do servomecanismo eletro-hidráulico

No diagrama de blocos do servomecanismo eletro-hidráulico da Figura 4.9 pode-se identificar 3 subsistemas formados por: servoamplificador e enrolamento do motor de torque , servoválvula eletro-hidráulica e cilindro e carga. Cada um deles conectados em cascata. No bloco que representa o cilindro e carga o sinal de posição  $y$  é realimentado pelo transdutor  $k_{fb}$  e comparado com o sinal de referência  $r$ .

---

## CAPÍTULO 5

### SIMULAÇÃO NUMÉRICA E ANÁLISE DE RESULTADOS

---

O modelo matemático de um sistema físico é uma equação ou um conjunto de equações diferenciais que quantificam as interações entre as variáveis do sistema. Estas equações podem ser integradas com relação ao tempo e o resultado dessa integração é uma representação teórica das respostas no tempo do sistema.

A este processo se chama de simulação e geralmente é realizado numericamente em sistemas computacionais. No processo de simulação numérica são necessárias suposições para limitar o tempo de computação envolvido de modo que ele seja implementado e possa-se chegar a resultados satisfatórios. A definição de um bom modelo deverá deter todas as características do objeto estudado e excluir os detalhes que não contribuam para o resultado final.

A simulação computacional de sistemas eletro-hidráulicos de posicionamento é utilizada como ferramenta de projeto e desenvolvimento, mostrando grande importância, devido à complexidade crescente e à necessidade de otimização do sistema de controle e dos parâmetros. O modelo matemático que represente satisfatoriamente as características dinâmicas desses sistemas é de extrema importância, pois serve de apoio à visualização do comportamento dinâmico e à decisão pela mudança dos parâmetros ou utilização de outras técnicas de controle que atendam as necessidades do projeto.

Assim dando sequência aos capítulos anteriores, neste capítulo ir-se-á simular o servomecanismo eletro-hidráulico de controle de posição apresentado no Capítulo 4. As equações 4.18 a 4.30 são utilizadas na implementação computacional.

Para avaliar o desempenho dinâmico do sistema eletro-hidráulico de posicionamento foram feitos vários testes de simulação usando parâmetros obtidos de catálogos ( Type 30 Nozzle-Flapper Flow Control Servovalves e Cylinders and servocylinders, s.d. ) e de valores usualmente encontrados na literatura técnica e científica ( Merritt, 1967 e De Negri, 1988 ). Com os testes simulados buscou-se estimar as condições reais a que um sistema eletro-hidráulico de posicionamento de alto desempenho estaria submetido. A simulação do servomecanismo eletro-hidráulico em questão foi implementado no Simulink®, utilizando a subrotina de integração Runge-Kutta 5, passo máximo de integração de  $10^{-8}$  e passo mínimo de integração de  $10^{-8}$ . O diagrama de blocos do Cilindro e Carga é apresentado na Figura 5.1, a Figura 5.2 apresenta o diagrama de blocos da Servoválvula e a Figura 5.3 apresenta o diagrama de blocos do Servoamplificador e enrolamento do Motor de Torque

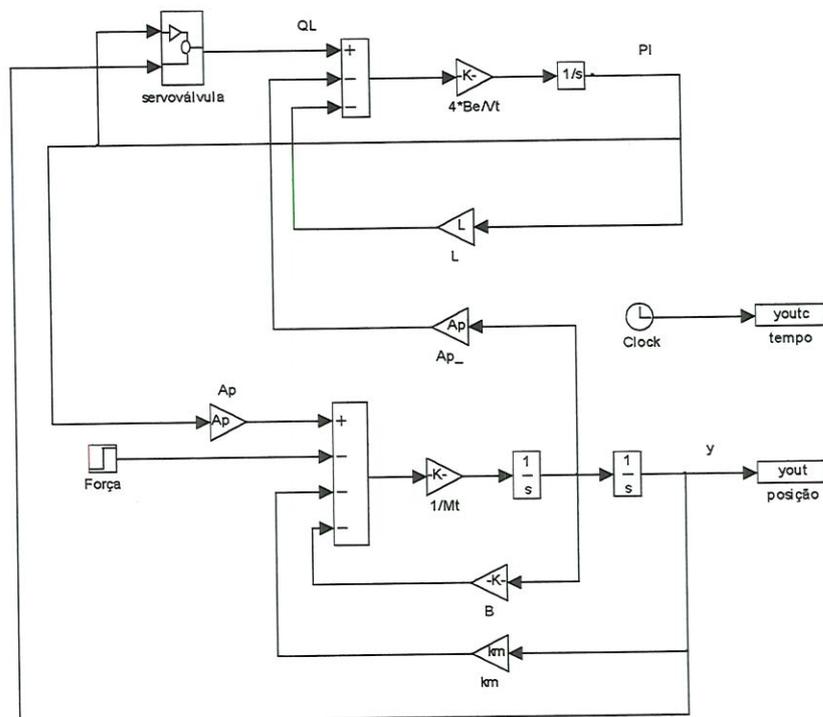


Figura 5.1 - Cilindro e Carga

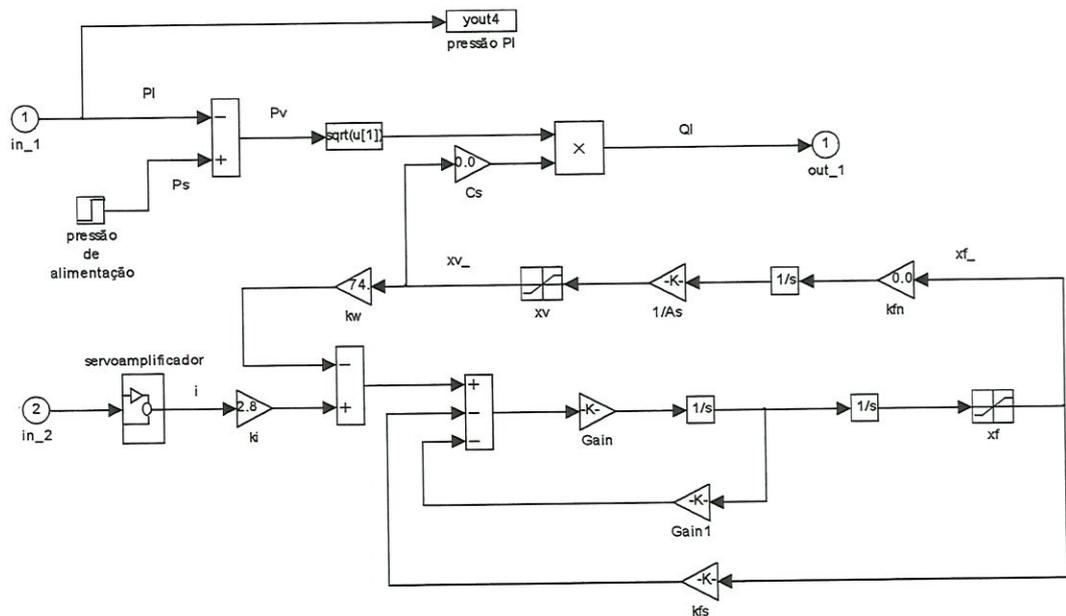


Figura - 5.2 - Servoválvula eletro-hidráulica

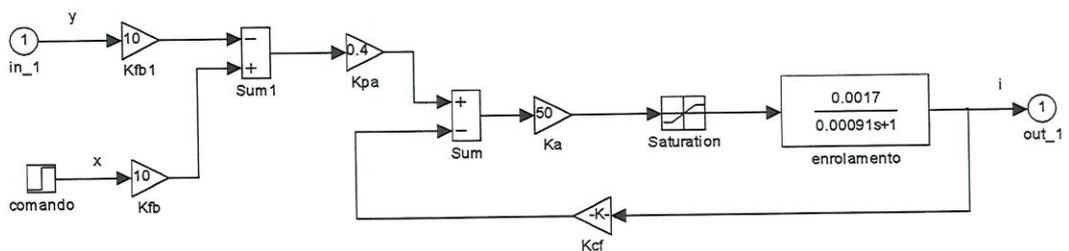


Figura - 5.3 - Servoamplificador e enrolamento do motor de torque

### 5.1 Simulação Numérica

Os valores adotados dos parâmetros são mostrados na Tabela 5.1. Estes parâmetros são relativos a um servomecanismo eletro-hidráulico cujo cilindro desenvolve uma força máxima de 15.000 N. Para determinadas condições de trabalho alguns parâmetros são alterados para analisar o comportamento em condições extremas de funcionamento.

Tabela 5.1 – Parâmetros adotados na simulação

<u>PARÂMETROS DO SISTEMA</u>	<u>DIMENSÃO</u>
$\rho$	881,1 [ kg/m <sup>3</sup> ]
$\beta_e$	7x10 <sup>8</sup> [ Pa ]
$\omega_{nf}$	5112 [ rad/s ]
$\zeta_{nf}$	0,4 [ adim ]
$A_p$	7,6576x10 <sup>-4</sup> [ m <sup>2</sup> ]
$A_s$	1,6774x10 <sup>-5</sup> [ m <sup>2</sup> ]
$B$	7000 [ Ns/m ]
$C_d$	0,61 [ adim ]
$C_s$	5,2198x10 <sup>-4</sup> [ (m <sup>3</sup> /s)/√N ]
$F$	Variável [ N ]
$K_a$	50 [ V/V ]
$K_{cf}$	118 [ V/A ]
$K_{fb}$	10 [ V/m ]
$K_{fn}$	0,0965 [ (m <sup>3</sup> /s)/m ]
$K_{fs}$	512 [ Nm/m ]
$K_i$	2,825 [ Nm ]
$K_m$	1000 [ N/m ]
$K_{pa}$	0,46 [ V/V ]
$K_w$	74,293 [ Nm/m ]
$L$	6,56x10 <sup>-13</sup> [ (m <sup>3</sup> /s)/Pa ]
$L_c$	0,57 [ H ]
$M_t$	100 [ kg ]
$P_s$	20,68x10 <sup>6</sup> [ Pa ]
$R_c$	600 [ Ω ]
$V_t$	7,6576x10 <sup>-5</sup> [ m <sup>3</sup> ]
$W$	2,54x10 <sup>-2</sup> [ m <sup>2</sup> /m ]
$x_f \text{ max}$	3,048x10 <sup>-5</sup> [ m ]
$x_v \text{ max}$	3,81x10 <sup>-4</sup> [ m ]

Os principais dados de simulação a serem obtidos e analisados são a pressão  $P_L$  e a posição alcançada pela carga  $y$ , porque são eles os principais fatores que definem o comportamento e o desempenho de um sistema de posicionamento eletro-hidráulico.

De acordo com o diagrama de simulação implementado no Simulink®, nas Figuras a seguir são apresentadas diversas respostas devidas às diversas entradas e

condições de operação também. Na Figura 5.4 é apresentada a resposta no tempo do deslocamento da massa devido a uma entrada degrau de 0,15 m para três valores distintos de carga  $F$  aplicadas. Pode-se notar que a resposta altera-se pouco com a mudança da força  $F$ . Nas Figuras 5.5 e 5.6 são apresentados os respectivos comportamentos da pressão de carga  $P_L$ , para as mesmas condições da Figura 5.4, verificando-se os picos de pressão no início da operação. A Figura 5.5 refere-se a um tempo de 2 s de simulação e a Figura 5.6 a um tempo de 0,05 s. Esta última permite observar em detalhe os transientes de pressão.

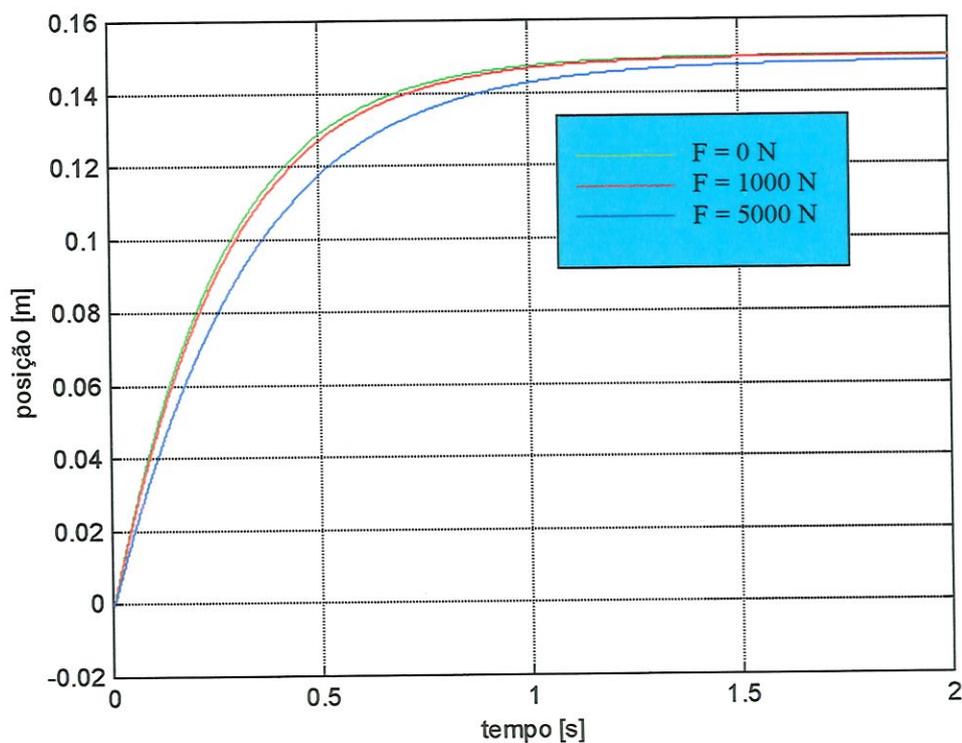


Figura 5.4 - Resposta a uma entrada degrau

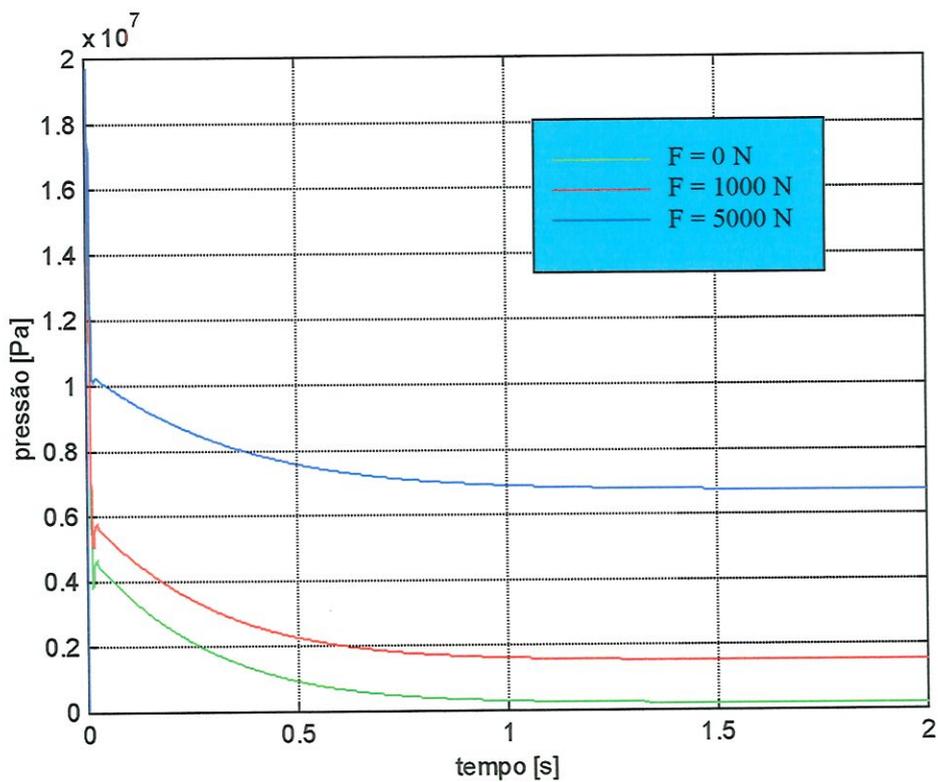


Figura 5.5 – Comportamento da Pressão de Carga  $P_L$

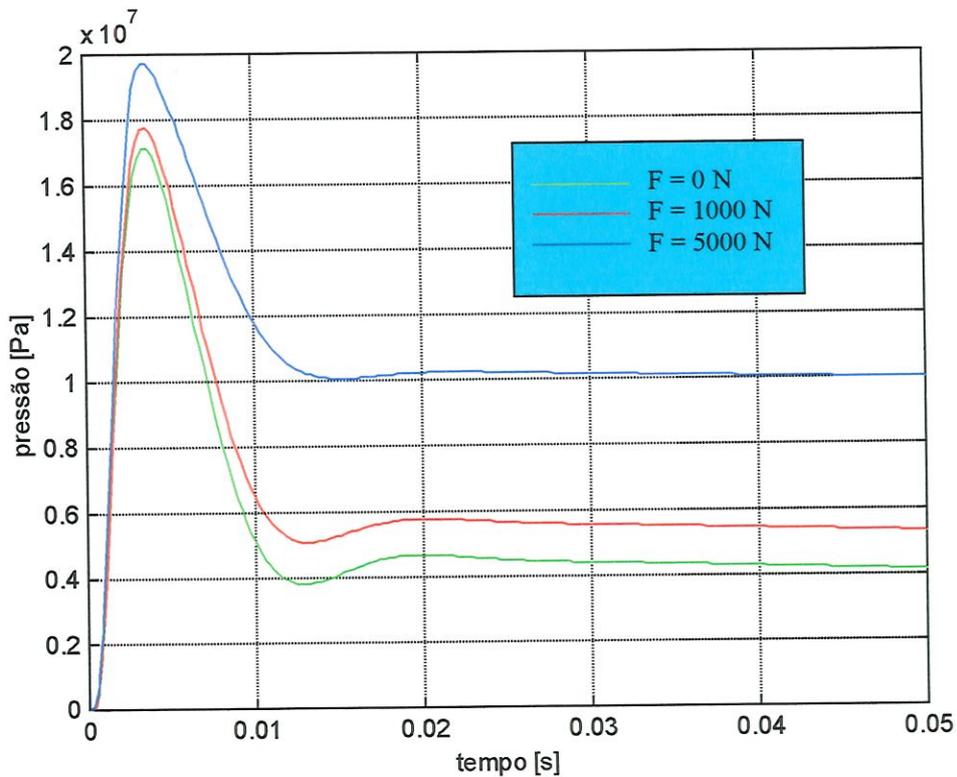


Figura 5.6 - Comportamento da Pressão de Carga  $P_L$

A Figura 5.7 apresenta a resposta no tempo do deslocamento da massa devido a uma entrada degrau de 0,15 m para três valores distintos de carga  $F$  aplicados, considerando-se o vazamento  $L$  igual zero. As Figuras 5.8 e 5.9 mostram os respectivos comportamentos da pressão de carga  $P_L$ , para as mesmas condições da Figura 5.7. Pelas respostas apresentadas nota-se que as curvas que mostram os comportamentos do deslocamento pouco mudam e as curvas de pressão tem grandes alterações. Comparando as curvas de deslocamento com e sem vazamento, conclui-se que o vazamento não influi no comportamento do deslocamento e pressão. A Figura 5.8 refere-se a um tempo de 0,05 s de simulação, permitindo uma melhor observação dos transientes de pressão. A Figura 5.9 refere-se a um tempo de 2 s de simulação.

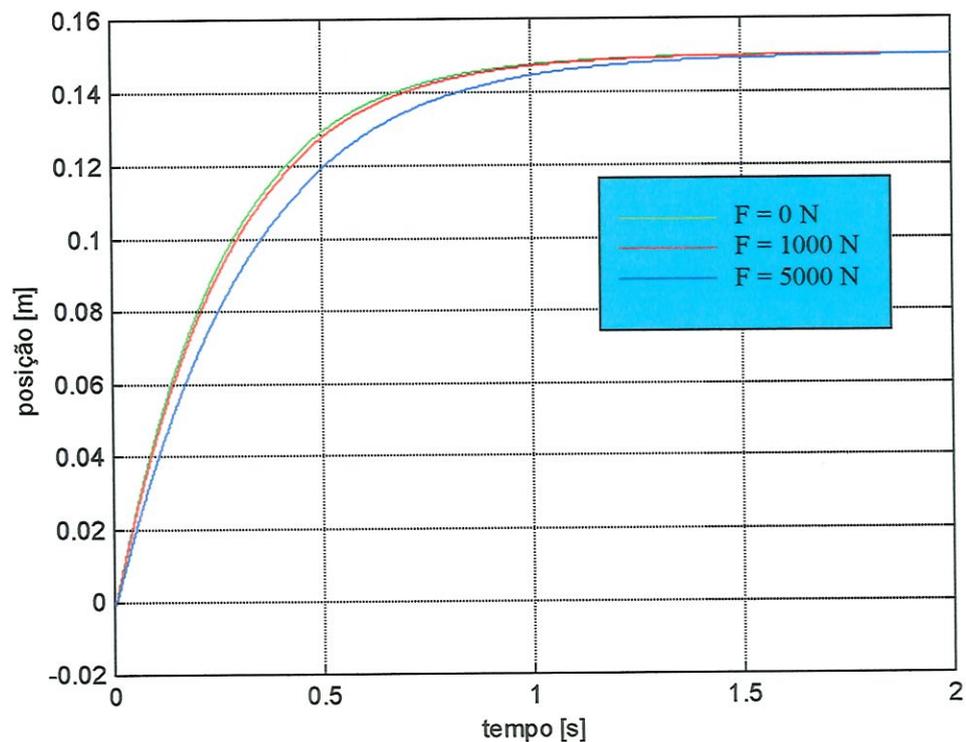


Figura 5.7 - Resposta a uma entrada degrau

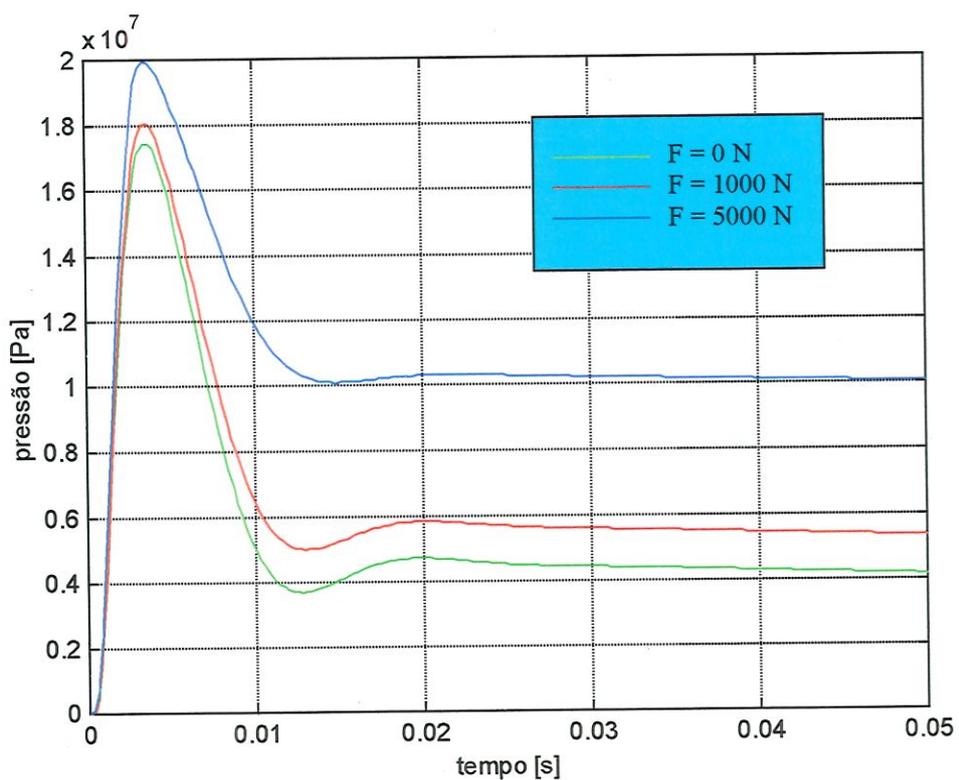


Figura 5.8 - Comportamento da Pressão de Carga  $P_L$

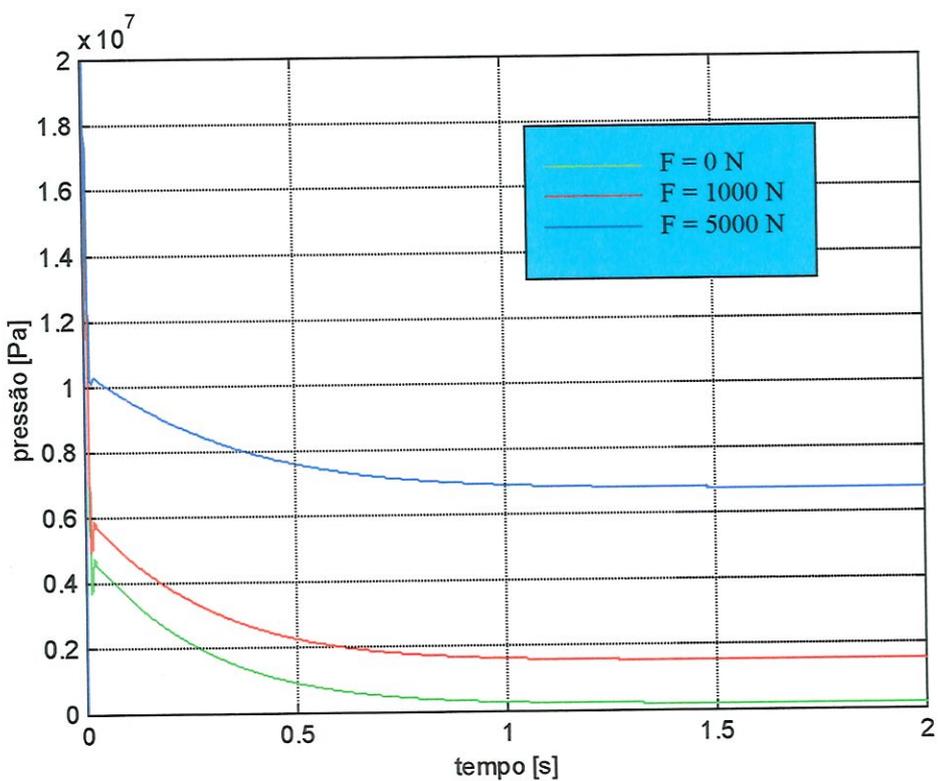


Figura 5.9 - Comportamento da Pressão de Carga  $P_L$

A Figura 5.10 mostra o comportamento do deslocamento da massa devido a uma entrada degrau de 0,15 m para três massas distintas  $M_t$ . As Figuras 5.11 e 5.12 apresentam os respectivos comportamentos da pressão de carga  $P_L$ , para as mesmas condições da Figura 5.10. Nota-se que o deslocamento da massa pouco muda, mas a pressão sofre grandes variações. A Figura 5.12 refere-se a um tempo de 2 s de simulação. A Figura 5.11 refere-se a um tempo de 0,5 s de simulação. Esta última permite observar em detalhe os transientes de pressão.

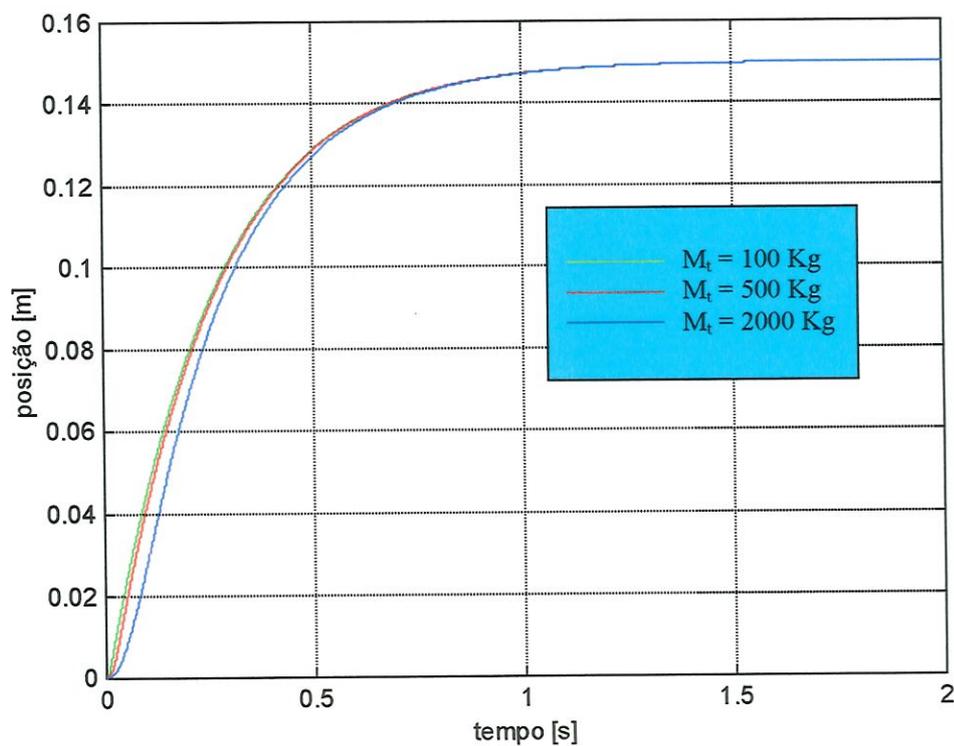


Figura 5.10 - Resposta a uma entrada degrau

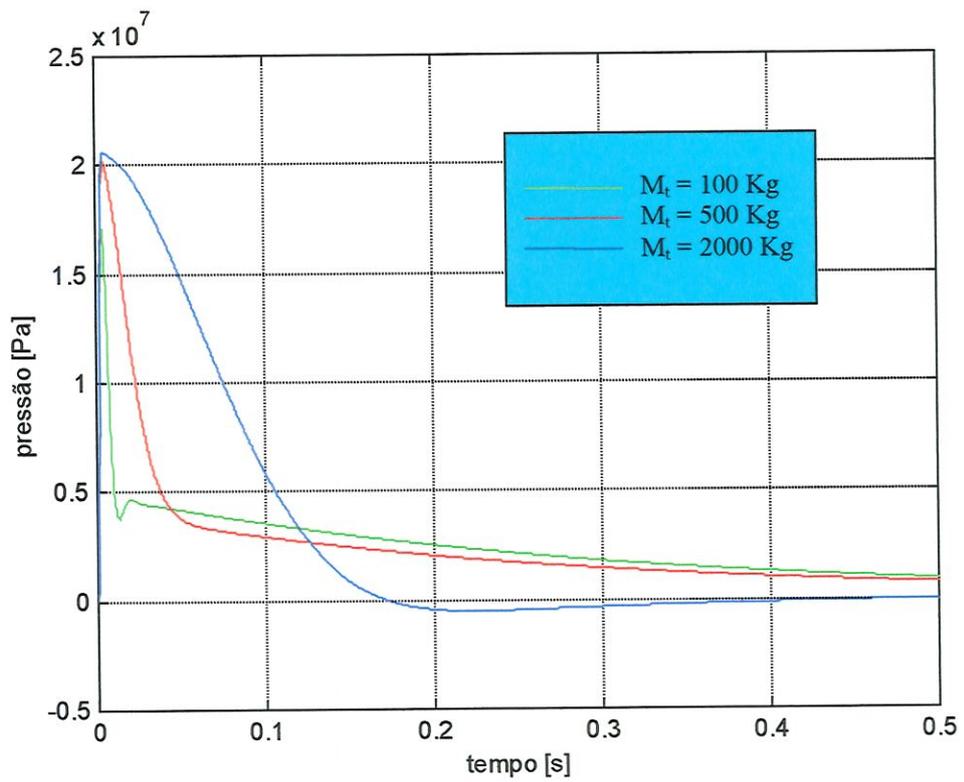


Figura 5.11 - Comportamento da Pressão de Carga  $P_L$

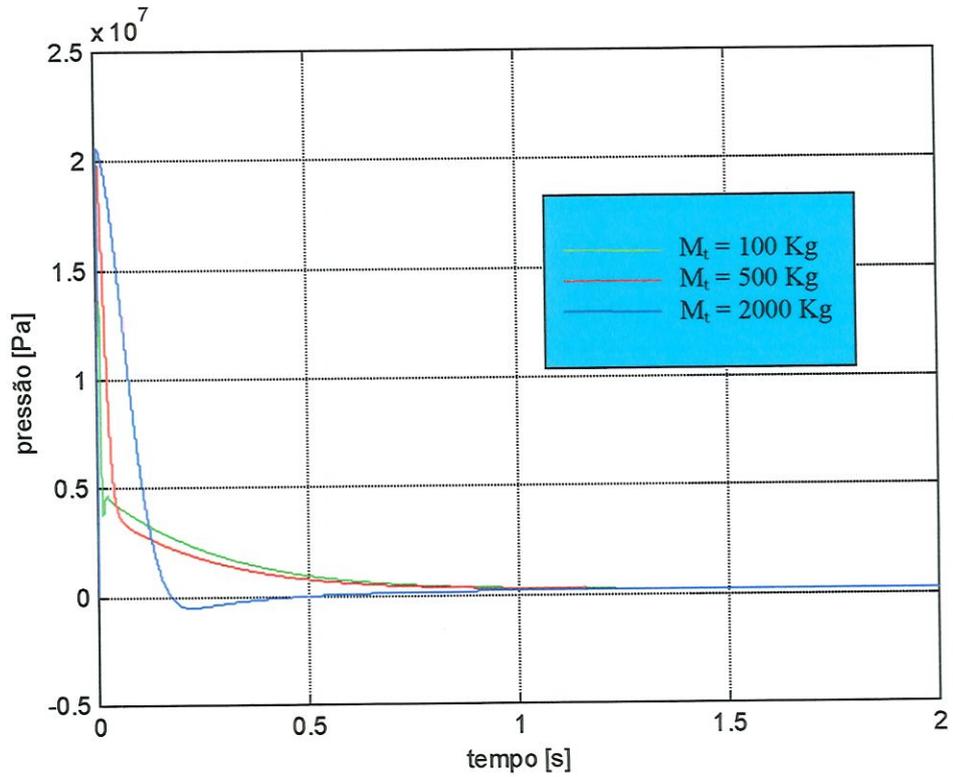


Figura 5.12 - Comportamento da Pressão de Carga  $P_L$

A Figura 5.13 apresenta a resposta no tempo do deslocamento da massa devido a uma entrada degrau de 0,15 m para valores diferentes coeficientes de atrito viscoso  $B$  e da constante de mola  $k_m$ . Nota-se que a velocidade de resposta altera-se pouco. As Figura 5.14 e 5.15 mostram o comportamento da pressão de carga para as mesmas condições da Figura 5.13. Pode-se notar que a pressão se estabiliza mais rapidamente para os valores nulos de força de mola e atrito viscoso. Para os valores não nulos o comportamento da pressão de carga mantém-se em um valor constante não nulo. A Figura 5.14 refere-se a um tempo de 2 s de simulação. A Figura 5.15 refere-se a um tempo de 0,2 s de simulação. Esta última permite observar em detalhe os transientes de pressão.

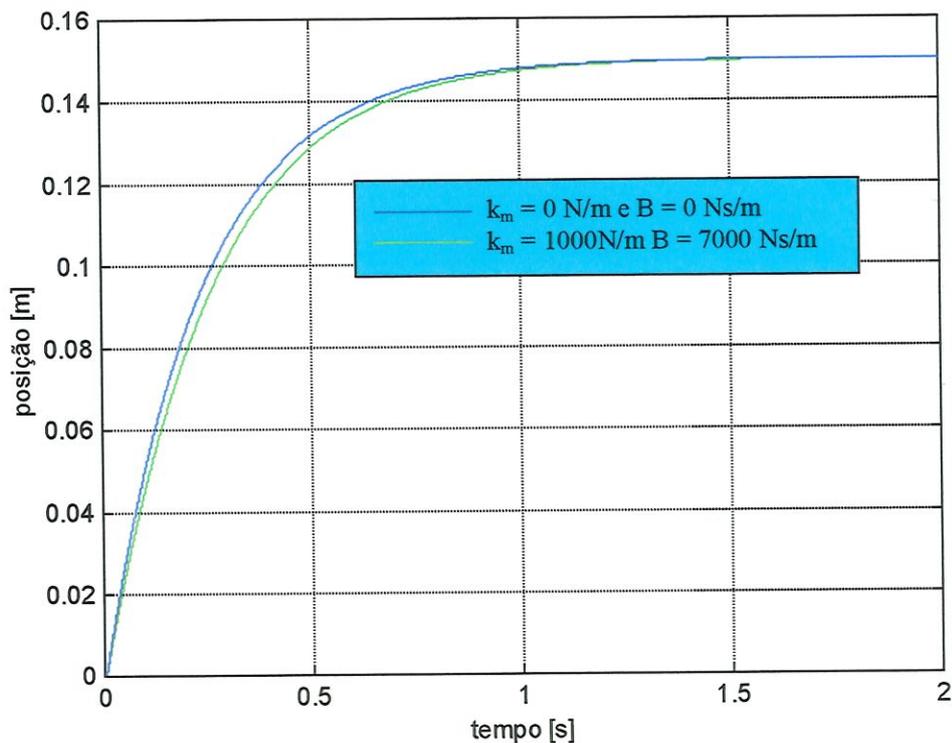


Figura 5.13 - Resposta a uma entrada degrau

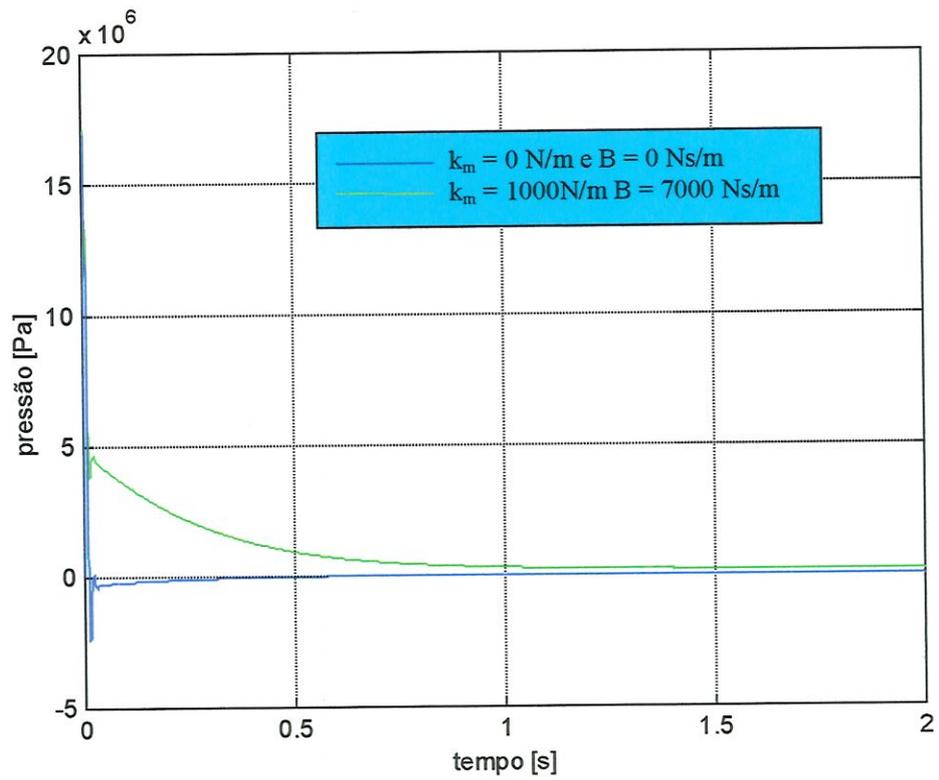


Figura 5.14 - Comportamento da Pressão de Carga  $P_L$

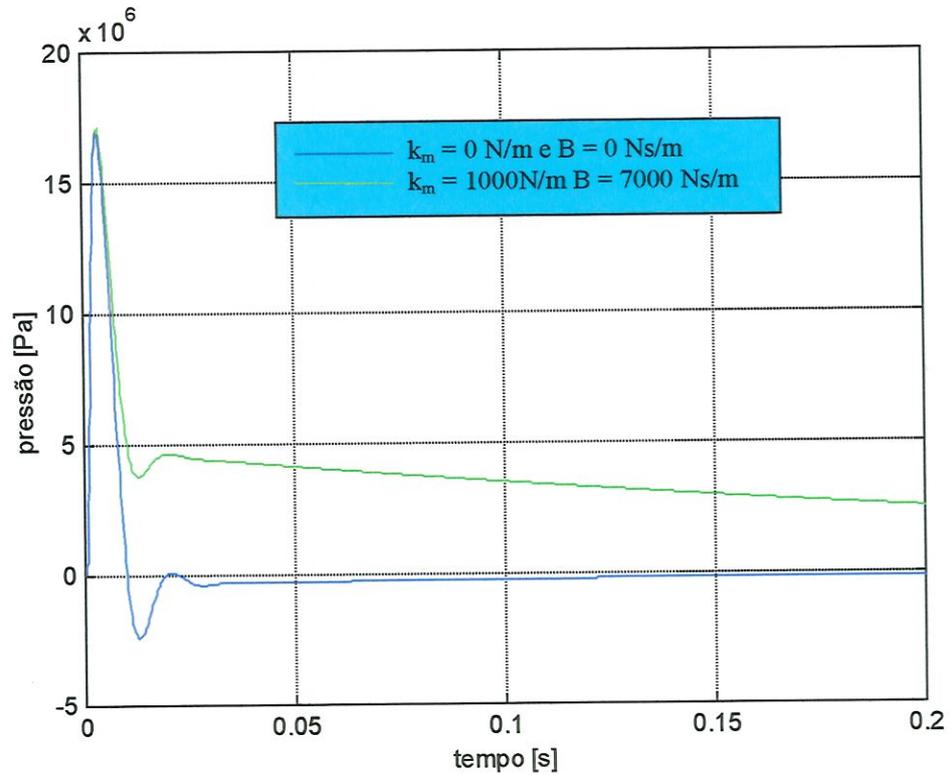


Figura 5.15 - Comportamento da Pressão de Carga  $P_L$

Na Figura 5.16 é apresentada a resposta no tempo do deslocamento da massa devido a uma entrada degrau de 0,15 m para diferentes valores de pressão de alimentação  $P_s$ . A velocidade altera-se de uma forma considerável. Nas Figuras 5.17 e 5.18 são apresentados os comportamentos da pressão de carga  $P_L$  para as mesmas condições da Figura 5.15, verificando-se que para uma pressão de alimentação  $P_s$  de 10 MPa o pico de pressão é menor. A Figura 5.17 refere-se a um tempo de 2 s de simulação. A Figura 5.18 refere-se a um tempo de 0,2 s de simulação. Esta última permite observar em detalhe os transientes de pressão.

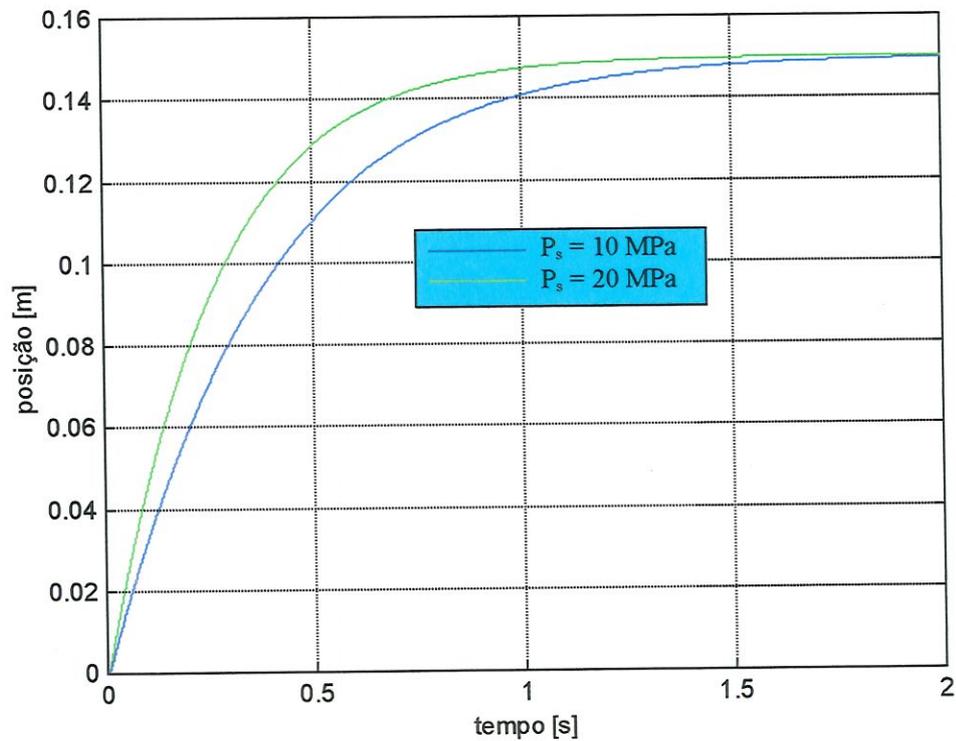


Figura 5.16 - Resposta a uma entrada degrau

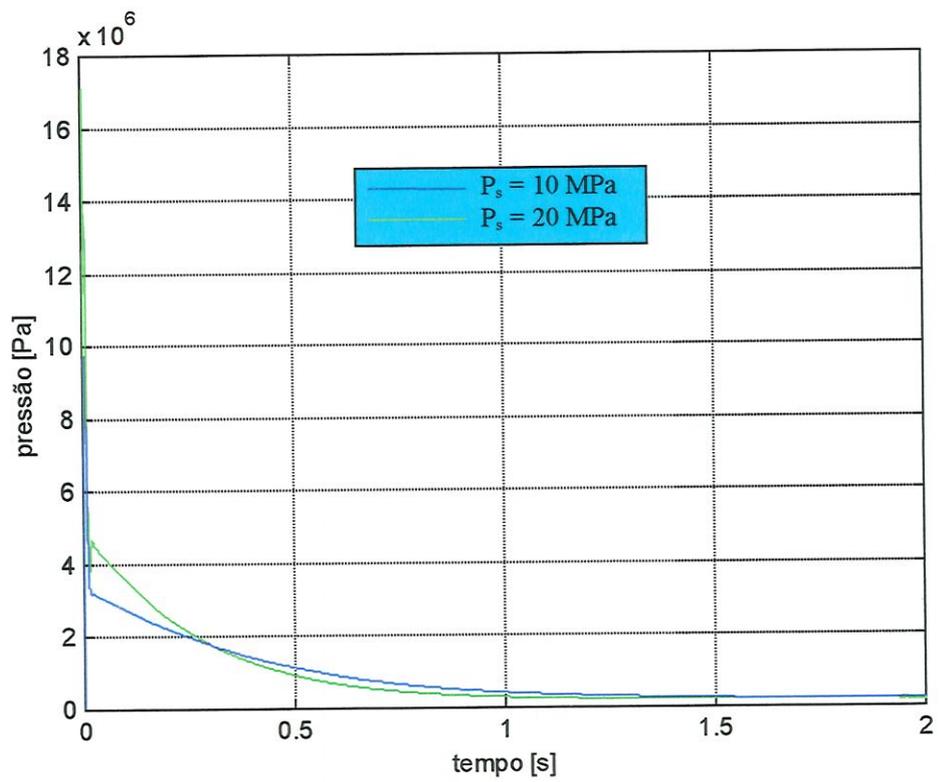


Figura 5.17 - Comportamento da Pressão de Carga  $P_L$

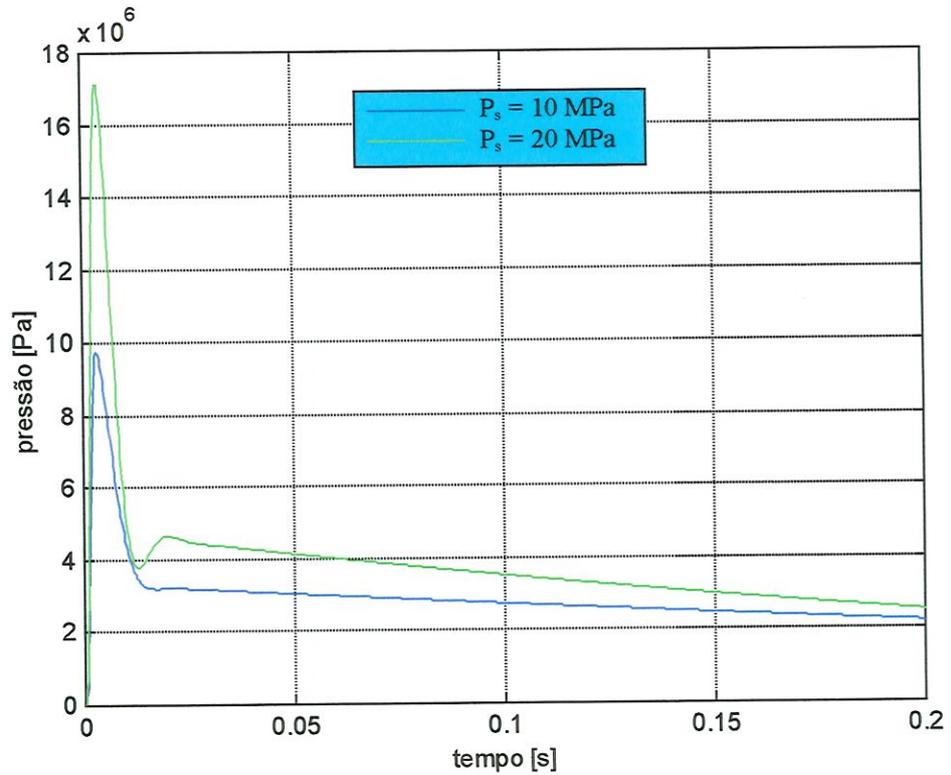


Figura 5.18 - Comportamento da Pressão de Carga  $P_L$

Na Figura 5.19 é apresentada a resposta no tempo do deslocamento da massa devido a uma entrada degrau de 0,15 m para vários ganhos aplicados do servoamplificador  $k_{pa}$ . Pode-se notar que para o valor de  $k_{pa} = 2$  o sistema torna-se instável. A Figura 5.20 mostra o comportamento da Pressão de Carga  $P_L$ , para as mesmas condições da Figura 5.19, verificando-se que para o maior valor de  $k_{pa}$  o pico de pressão é maior.

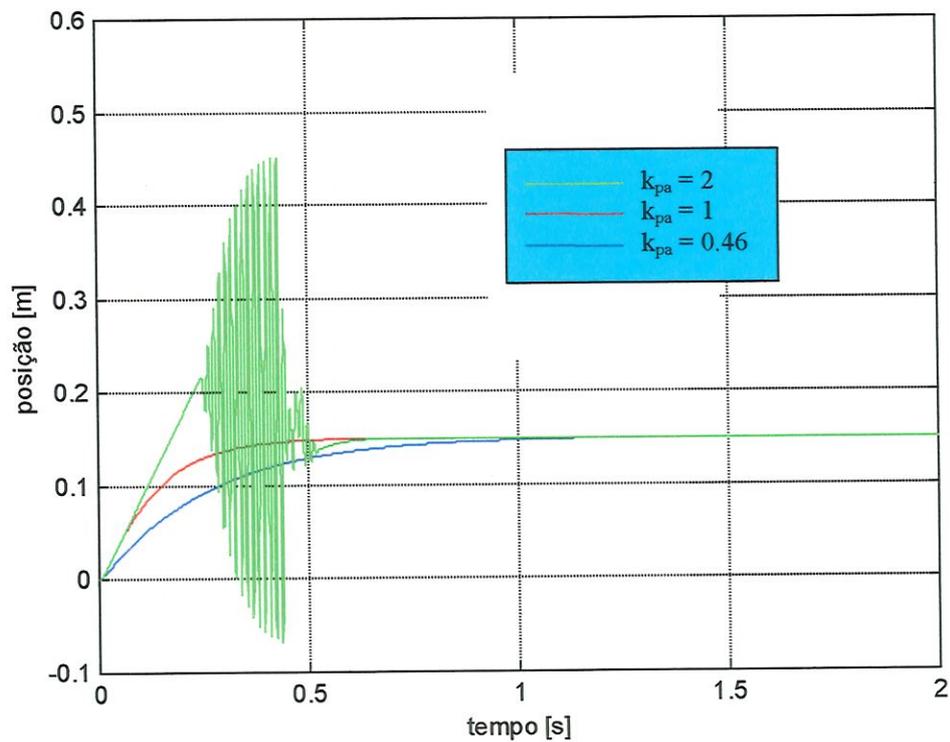
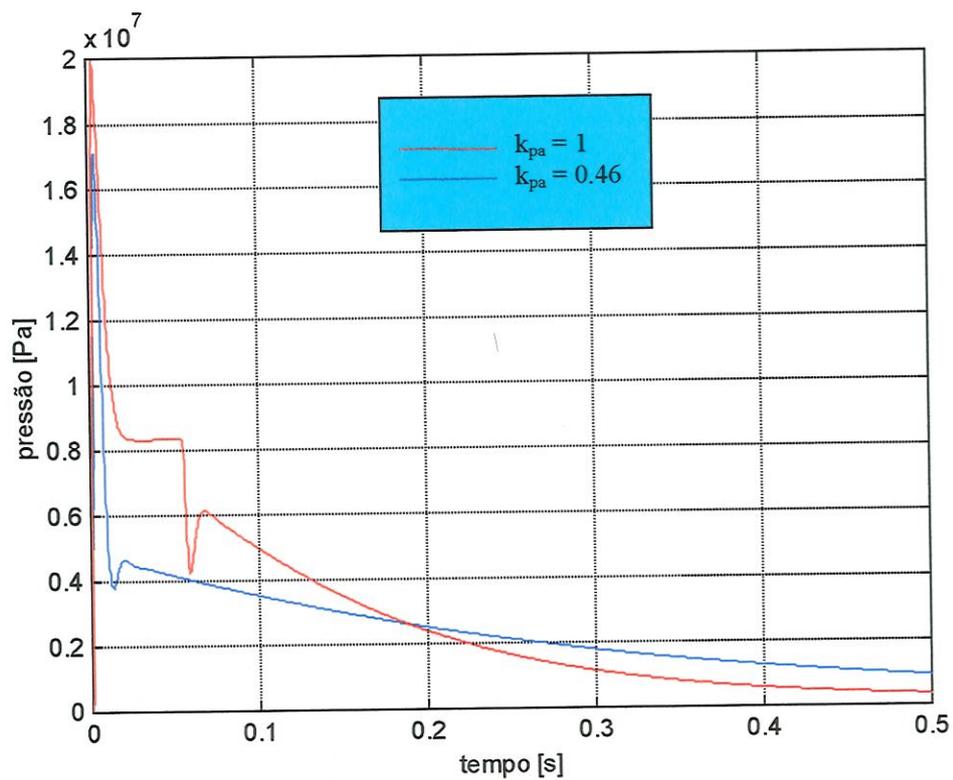


Figura 5.19 - Resposta a uma entrada degrau

Figura 5.20 - Comportamento da Pressão de Carga  $P_L$ 

Na Figura 5.21 é mostrada a resposta no tempo do deslocamento da massa devido a uma entrada degrau de 0,15 m para duas áreas do pistão  $A_p$ . Nota-se que para uma área maior o perfil do deslocamento é ligeiramente diferente, chegando à referência desejada praticamente no mesmo tempo. A Figura 5.22 mostra os respectivos comportamentos da pressão de carga  $P_L$ , para as mesmas condições da Figura 5.21, verificando-se que para uma área maior o pico de pressão é menor.

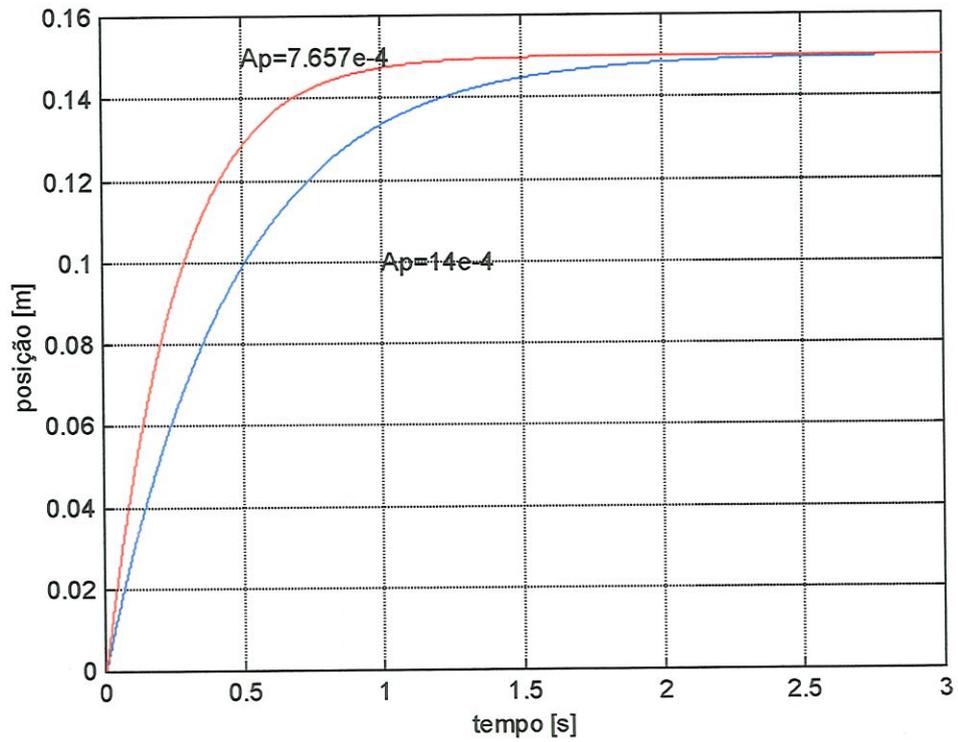


Figura 5.21 - Resposta a uma entrada degrau

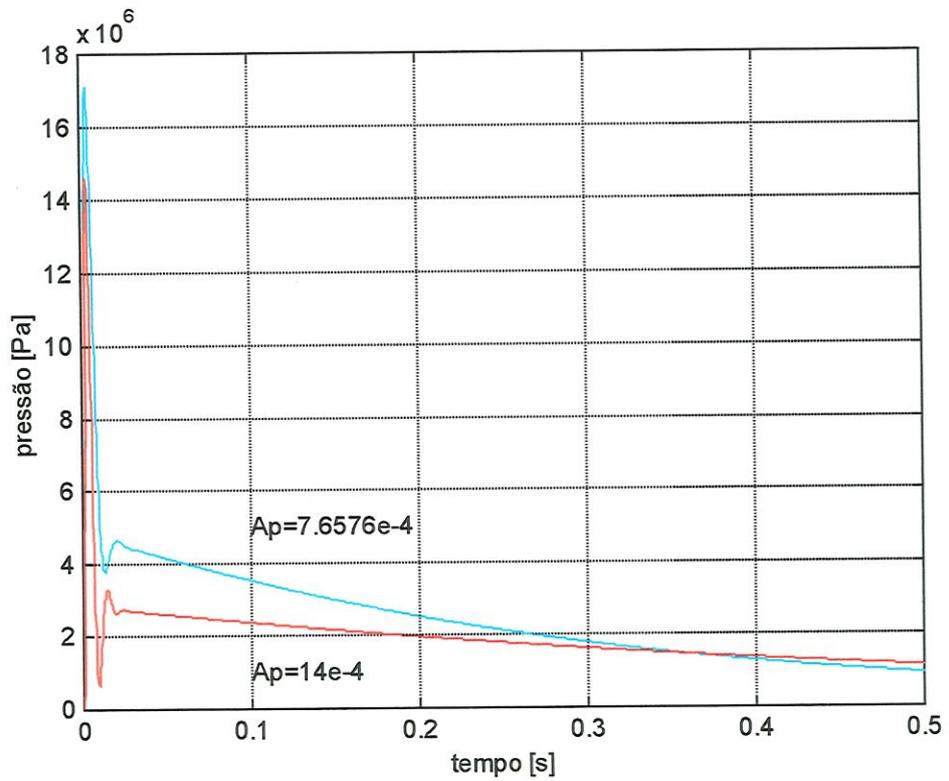


Figura 5.22 - Comportamento da Pressão de Carga  $P_L$

As Figuras 5.23, 5.24 e 5.25 apresentam as respostas no tempo dos deslocamentos da massa devido a três entradas rampa, para velocidades de 0,3m/s, 0,15m/s, e 0,07m/s, respectivamente, mostrando que para uma velocidade menor o erro é menor. A Figura 5.26 mostra os respectivos comportamentos da pressão de carga  $P_L$ , para as mesmas condições das Figuras 5.23, 5.24 e 5.25. Mostra-se que para uma velocidade menor o pico de pressão é menor.

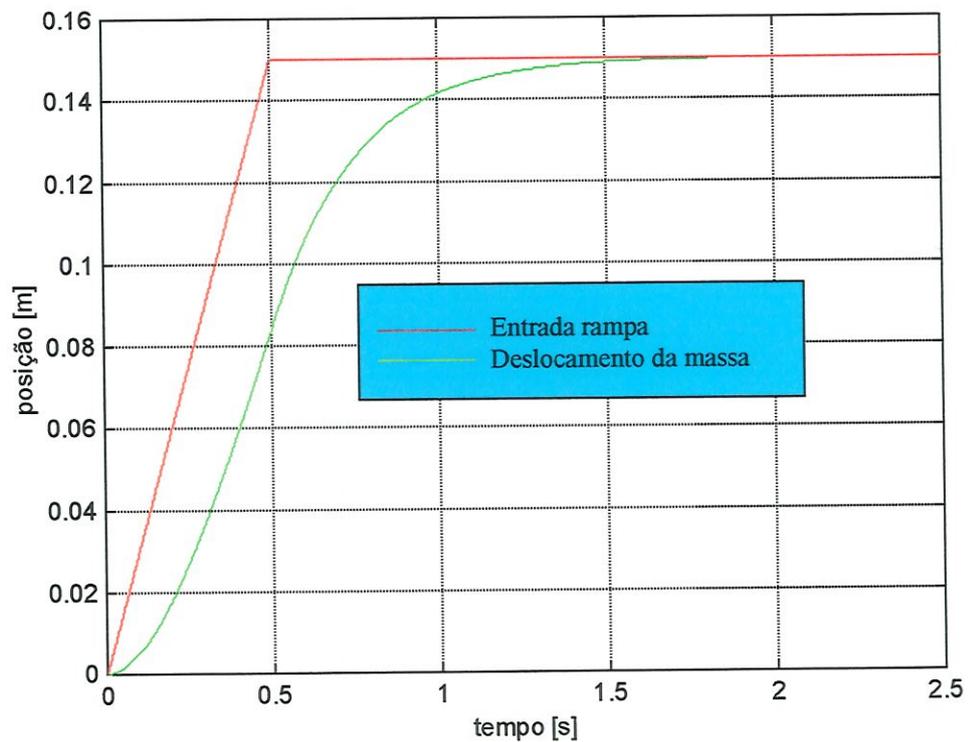


Figura 5.23 - Resposta a entrada de rampa



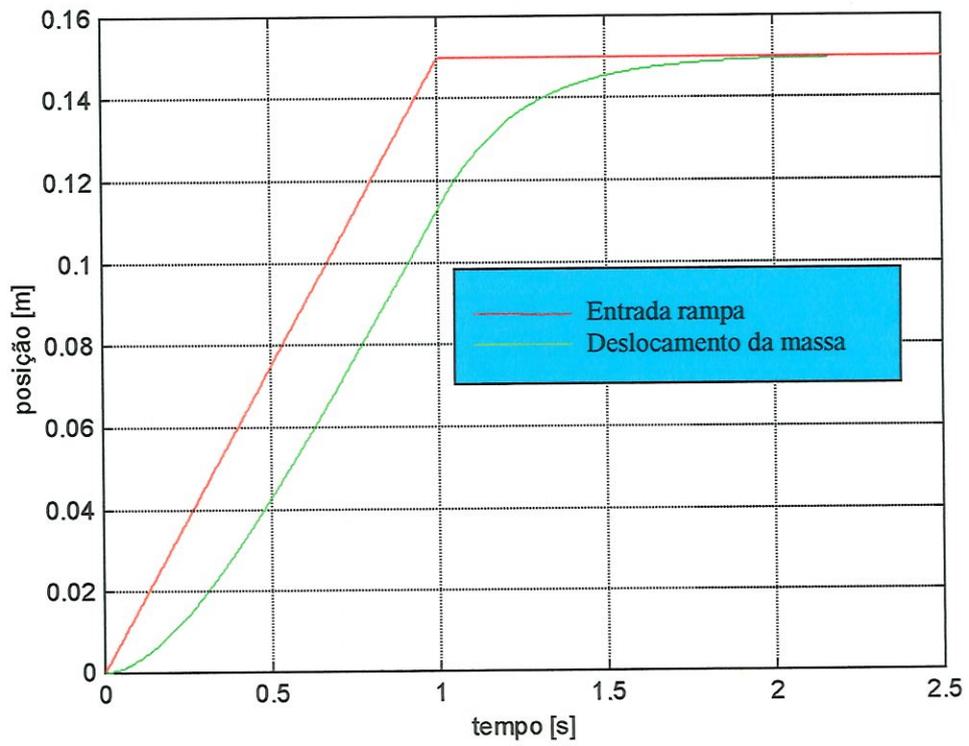


Figura 5.24 - Resposta a entrada de rampa

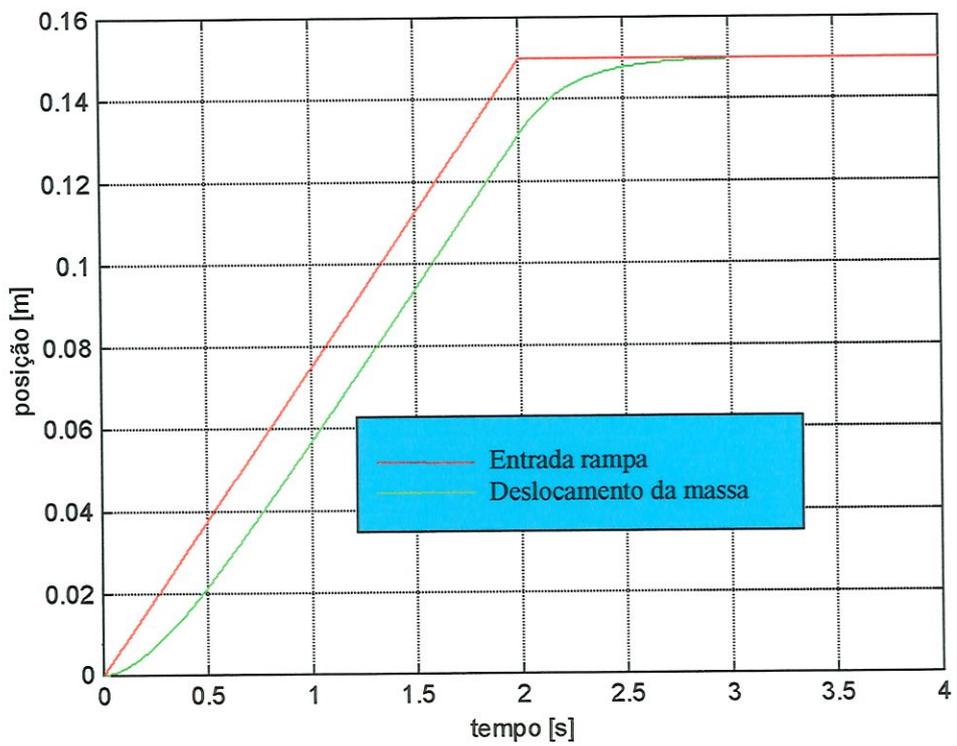
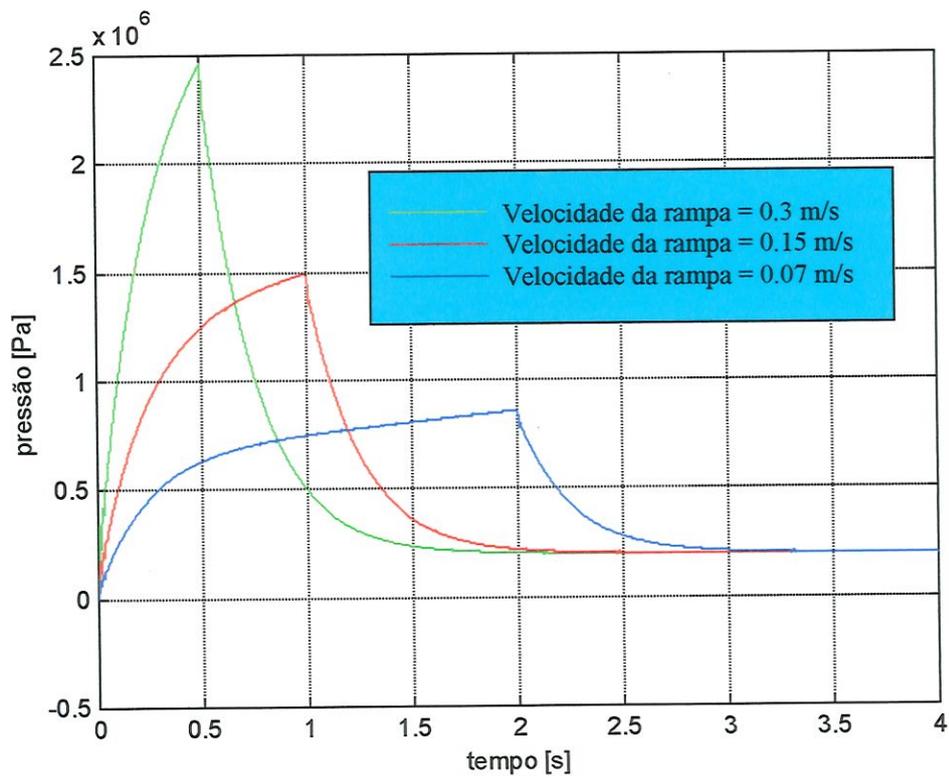


Figura 5.25 - Resposta a entrada de rampa

Figura 5.26 - Comportamento da Pressão de Carga  $P_L$ 

A Figura 5.27 apresenta a resposta no tempo da pressão de carga  $P_L$  devido a um distúrbio aplicado na Força  $F$ , com um perfil mostrado na Figura 5.28. Este perfil pode representar as forças de corte em uma máquina ferramenta. A Força  $F$  que pode representar as forças de corte, varia de  $-250$  N a  $250$  N de uma forma aleatória, com a faixa de frequências de 0 a 250 Hz gerada pelo bloco "uniform random number" do Simulink<sup>®</sup>.

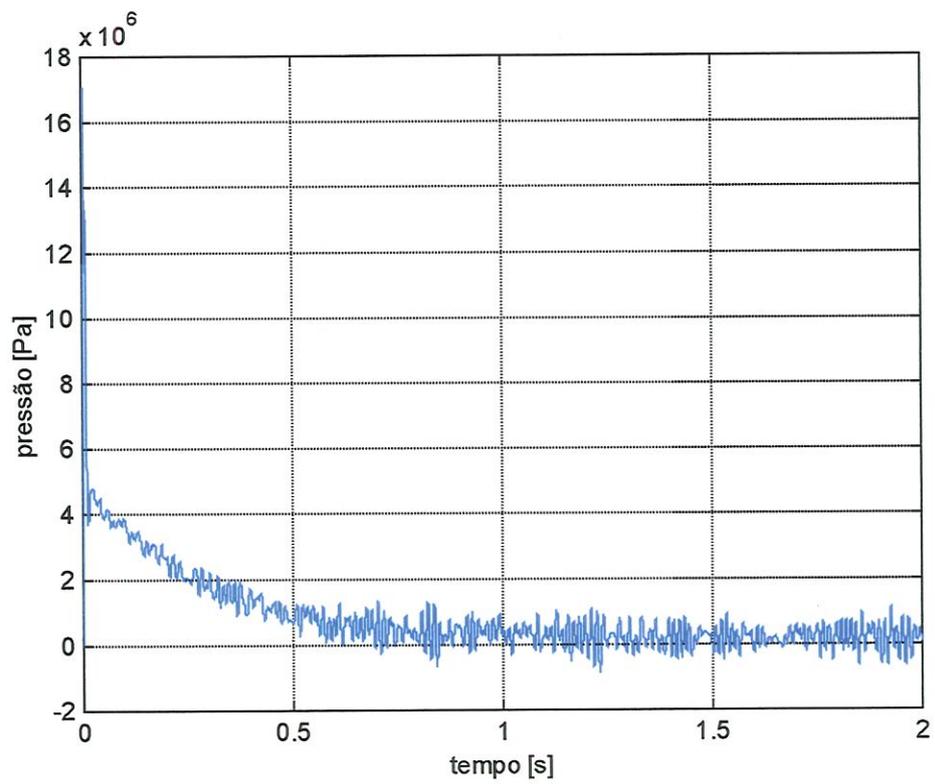


Figura 5.27 - Comportamento da Pressão de Carga  $P_L$

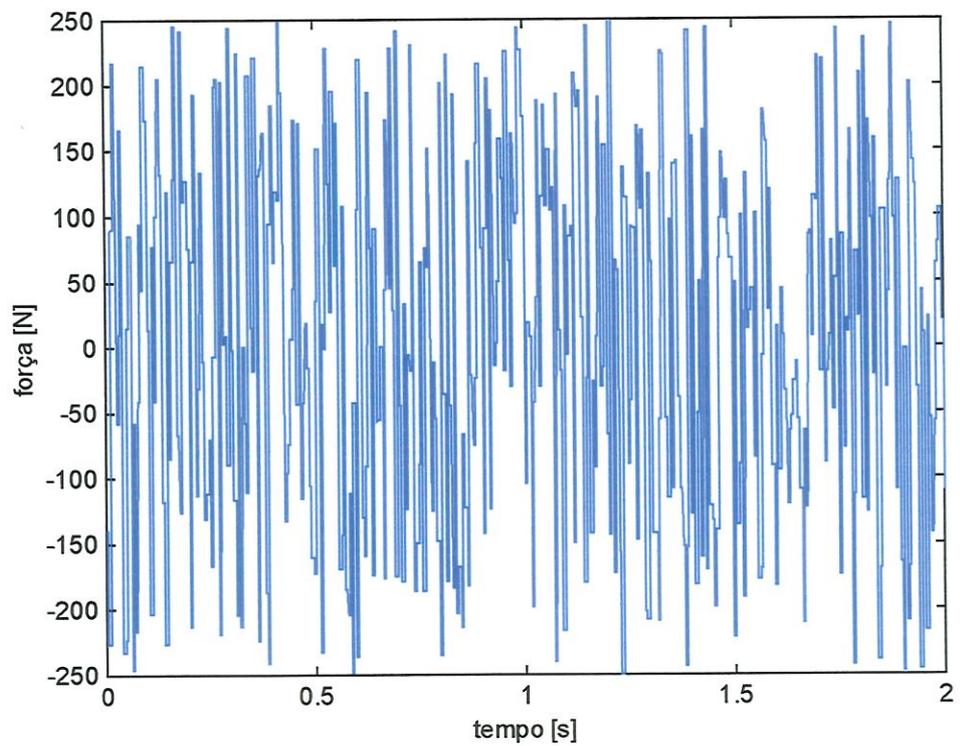


Figura 5.28 - Força  $F$  arbitrária de distúrbio

---

## CAPÍTULO 6

### CONCLUSÕES E PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

---

Como conclusão pode-se dizer que a tecnologia de sistemas hidráulicos, há muito tempo, vem desempenhando um papel fundamental nos processos produtivos, pois estes sistemas apresentam grande desempenho, flexibilidade e confiabilidade. Com a crescente utilização de computadores e sistemas de controle modernos os sistemas eletro-hidráulicos estão ganhando grande espaço na indústria em geral.

A abordagem do assunto referente a sistemas hidráulicos, atualmente é muito importante dados o desenvolvimento e a integração de várias tecnologias que tornaram estes sistemas de baixo custo e fácil utilização, além de outras vantagens inerentes.

#### **Utilização e vantagens de sistemas eletro-hidráulicos:**

Através da literatura consultada pode-se verificar que o sistema hidráulicos podem ser utilizados com vantagens em relação a outros sistemas por apresentarem as seguintes características:

- São sistemas compactos para aplicações veiculares e aeronáuticas;
- Apresentam grandes velocidades e acelerações de atuação;

Têm grande capacidade de mover grandes inércias;  
Necessitam pouca manutenção desde que o fluido hidráulico seja bem tratado;  
Úteis para trabalhos repetitivos;  
Facilmente utilizados em testes dinâmicos em estruturas civis.

### **Conclusões sobre o servossistema eletro-hidráulico de posição**

Na análise e projeto de sistemas eletro-hidráulicos deve-se tomar um cuidado com o comportamento da pressão, porque, como visto nos gráficos, no início do comportamento dinâmico surgem picos de pressão que, se atingirem certos patamares podem danificar a servoválvula e os filtros de retorno. Assim sendo faz-se necessário o uso de válvulas de alívio e acumuladores para absorção destes choques hidráulicos.

O sistema de posicionamento eletro-hidráulico de alto desempenho mostrou ser insensível a muitas condições de funcionamento tais como a resposta a distúrbios que foi desprezível para uma faixa de variação grande do distúrbio.

A pressão  $P_L$  oscila com o aumento do ganho do servoamplificador.

Comparando os testes de simulação com e sem vazamento conclui-se que o vazamento  $L$  pouco influi na resposta do sistema ou seja a velocidade de resposta não diminui significativamente, como se pode constatar comparando as Figuras 5.4 e 5.7, mas para grandes quantidades de vazamento o sistema torna-se lento.

Com a amplificação do sinal de erro o sistema fica mais rápido, mas para certos valores de ganho ele torna-se instável e oscila perigosamente.

O aumento da carga influi muito pouco na dinâmica global do sistema.

O sistema não apresenta sobre sinal.

Superação das forças inerciais pela Pressão  $P_L$  apresentando picos de pressão no início da operação.

### **Propostas para trabalhos futuros**

A partir dos resultados apresentados e analisados no Capítulo 5 verifica-se que vários testes e análises ainda devem ser desenvolvidos. Entre eles pode-se destacar a utilização e investigação de técnicas de controle modernas em servossistemas eletro-hidráulicos;

Projeto e construção de uma bancada de teste experimental para validação dos modelos teóricos e aplicação de técnicas de controle;

Investigação e identificação dos parâmetros do servossistema eletro-hidráulico por meio de uma bancada de teste experimental.

Testes com a válvula de superposição negativa.

## BIBLIOGRAFIA

- AKERS, A.; LIN, S.J. (1988). Optimal Control Theory Applied to a Pump With Single-Stage Eletrohydraulic Servovalve. **ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.110, p.120-25, Jun.
- AU, B. K. (1994). Digital hydraulics enhance control. **MACHINE DESING**, n.24, p.63-7, Oct.
- BAJURA, R. A.; JONES, Jr. E. H. (1976). Flow Distribution Manifolds. **ASME Journal of Fluids Engineering**, p.654-66, Dec.
- BARNARD, B. W.; DRANSFIELD, P. (1977). Prediction Response of a Proposed Hydraulic Control System Using Bond Graphs. **ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, p.1-8, Mar.
- BEERCHECK, R. C. (1981). Brawn with brains: CONTROLLING HYDRAULICS WITH ELECTRONICS. **Machine Design**, n.22, p.57-60, Jan.
- BEERCHECK, R. C. (1984). NEW OPTIONS FOR HYDRAULIC SYSTEM CONTROL. **MACHINE DESING**, n.22, p.77-81, Mar.
- BLACKBURN, J. F.; REETHOF, G.; SHEARER, J. L. (1960) **Fluid power control**, Cambridge, M.I.T. Press.
- BOGER, H. W. (1962). Recent Trends in Sinzing Control Valves. **Instruments & Control Systems**, v.41, p.117-121, Jul.
- BOTURA, C. P.; BURIAN, Jr Y.; PALHARES, A. G. B. (1978). Simulação de um controle MLP de Sistema Eletrohidráulico. In: **II Congresso Brasileiro de Automática**, Florianópolis, UFSC, p.77-97, Setembro.
- BOTURA, C. P.; BURIAN, Jr Y.; PALHARES, A. C. B. (1977). Controle pôr Realimentação de Estado e Modulação em Largura de Pulso de Servomecanismo Eletrohidráulico. In: **IV Congresso Brasileiro Engenharia Mecânica**, Florianópolis, p.1379-88, Dezembro.
- BOTURA, C. P.; BURIAN, Jr Y.; PALHARES, A. C. B. (1973). Controle Pulsado com Modulação em Largura de Pulso de Sistema Eletrohidráulico. In: **II Congresso Brasileiro Engenharia Mecânica**, Rio de Janeiro, v.C, p.667-80, Novembro.
- BOTURA, C. P.; BURIAN, Jr Y.; PALHARES, A. C. B. (1978). Controle PD-MLP de um Sistema Eletrohidráulico. In: **II Congresso Brasileiro de Automática**, Florianópolis, UFSC, p.573-87, Setembro.

- BURTON, J. D.; EDGE, K. A.; BURROWS, C. R. (1994). Modelling Requirements for the Parallel Simulation of Hydraulic Systems. **ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.116, p.137-45, Mar.
- CAPUTO, D. (1994). Eletrohydraulic proporcional valves increase system efficiency. **Hydraulics & Pneumatics**, Cleveland, v.47, n.11, p.41-2, Nov.
- CONTRACTOR, D. N. (1987). Application of fluid Transients to Hydraulic Mining. **ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.109, p.14-48, March 1987.
- CULLMAN, J. (1995). ELECTROHYDRAULICS Powerful drives with a soft touch. **MACHINE DESING**, n.23, p.52-58, Feb.
- CYLINDERS AND SERVOCYLINDERS**. (s.d.). Sesto Calende, Atos Spa, /catálogo/
- D'SOUZA, A. F.; OLDENDURGER, R. (1964). Dynamic Response of Fluid Lines. **Journal of Basic Engineering**, p.587-97, Sep.
- DALEY, S. (1987). Application of a fast self-tuning control algorithm to a hydraulic test rig. **Proceedings of Institution of Mechanical Engineers: Mechanical Engineering Science**, v. 201, n C4, Parte C, p. 285-95.
- De NEGRI, V. J. (1988). **Estudo do Comportamento Dinâmico de Sistemas Hidráulicos**, Florianópolis, Fundação do Ensino da Engenharia em Santa Catarina-Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos-LASHIP-UFSC.
- DONNE, M. S.; TILLEY, D. G.; RICHARDS, W. (1995). The use of multi-objective parallel genetic algorithms to aid fluid power system desing. **Proceedings of Institution of Mechanical Engineers: Journal of Systems and Control Engineering**, v.209, n.11, Parte 1, p.53-61.
- DONNE, M. S.; TILLEY, D. G.; RICHARDS, W. (1994). Design and implementation of a neural network controlled electrohydraulic drive. **Proceedings of Institution of Mechanical Engineers: Journal of Systems and Control Engineering**, v.208, n.11, Parte 1, p.31-42.
- DORF, R. C.; BISHOP, R. H. (1995). **Modern Control Systems**. London, Addison-Wesley
- DRANSFIELD, P. (1981). **Hydraulic Control Systems - Design and Analysis of Their Dynamics**, New York, Springer-Verlag.

- EDGE, K. A.; FIQUEREDO, K. R. A. (1987). An adaptively controlled electrohydraulic servo-mechanism. **Proceedings of Institution of Mechanical Engineers: Journal of Systems and Control Engineering**, v.201, n.B3, Parte B, p.175-89.
- EDGE, K. A.; ALMEIDA, F. G. (1995). Decentralised adaptive control of a directly driven hydraulic manipulator. **Proceedings of Institution of Mechanical Engineers: Journal of Systems and Control Engineering**, v.209, n.13, Parte 1, p.191-205.
- EDGE, K A (1997). The control of fluid power systems – responding to the challengers. **Proceedings of Institution of Mechanical Engineers: Journal of Systems and Control Engineering**, v. 211, Parte 1, p. 91-110.
- FINNEY, J. M., BLOOR, M. S.; GILL, G. S. (1985). A Pole Assignment Controller for an Eletrohydraulic Cilinder Drive. **ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.107, p.145-50, June 1985.
- FLUID POWER TRENDS IN MOTION CONTROL (1994). ENGINEERING**, v.235, n.4, p.31-4, Jun.
- FRANKENFIELD, T.; STAVROU, P. (1993). Developing Trends in Hydraulics Tied to Electronic Controls. **Control Engineering**, New York, v.40, n.5, p.62-6, April.
- ISHIMURA, T. (1964). Stability Study of PWM Feedback System. **ASME Journal of Basic Enginering**, p.80-6, Mach 1964.
- KARAN, Jr. J. T. (1972). A Simple but Complete Solution for the Step Response of a Semi-Infinite, Circular Fluid Transmission Line. **Journal of Basic Engineering**, p.445-56, Jun.
- KOBAYASHI, K.; SATO, S. (1993). A study on acceleration waveform control of na electrohydraulic servo system using linear-model-following control. In: **Fluid Power, Proceedings of Second JHPS International Symposium on Fluid Power** , p. 619-24.
- KORANE, K. J. (1992). FLUID POWER COMBINES BRAINS AND BRAWN. **MACHINE DESING**, n.23, p.77-80, Jan.
- LEANNEY, P. G. (1991). Component oriented modelling of a valve controlled asymmetric drive using a generalised formulation for model linking. **Journal of Systems and Control Engineering** Parte 1, v.205, p.285-98.

- LEE, D.; WORLEY, D. N. (1981). A Fluid, Hydraulic Servo valve. **ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.103, p.331-37, Dec.
- LENNEVI, J.; PALMBERG, J. O. (1995). Application and implementation of LQ design method for the velocity control of hydrostatic transmissions. **Proceedings of Institution of Mechanical Engineers: Journal of Systems and Control Engineering**, v. 209, n 14, Parte 1, p. 255-68.
- LIU, P.; DRANSFIELD, P. (1993). Intelligent control of air servodrives using neural networks. In: **Fluid Power, Proceedings of Second JHPS International Symposium on Fluid Power**, p.743-48.
- MARTIN, D. J.; BURROWS, C. R. (1976). The Dynamic Characteristics of an Electro-Hydraulic Servo valve. **ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, p.395-406, Dec.
- MARTIN, K. F. (1974). Flow Saturated Step Response of Hydraulic Servo. **ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, p.341-46, Sep.
- MASKREY, R. H.; THAYER, W. J. (1978). A Brief History of Electrohydraulic Servomechanisms. **ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.100, p.120-25, Jun.
- MATHWORKS INC. (1992). **Matlab reference guide**, Natick (MA), USA
- MAYER, O. (1970). **The origins of feedback control**, Cambridge, M.I.T. Press.
- McCLOY, D. (1972). Cavitation Effects in On-Off Controlled Hydraulic Servos. **ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, p.50-54, March.
- MERRITT, E. H. (1967). **Hydraulic control system**, USA, John Wiley & Sons.
- MILLER, P. C. (1994). Hydraulic presses: Where's the advantage?. **Tooling & Production**, p.45-51, Sep.
- NIEMELÄ, E.; VIRVALO, T. (1993). Fuzzy logic control in a joystick operated hydraulic crane. In: **Fluid Power, Proceedings of Second JHPS International Symposium on Fluid Power**, p.613-17.

- NIKIFORUK, P. N.; UKRAINETZ, P. R.; ZHANG, H. (1993). Adaptive of MIMO electrohydraulic servosystem. In: **Fluid Power, Proceedings of Second JHPS International Symposium on Fluid Power**, p.315-20.
- ÖZSOY, C.; KURAL, A.; KUZUCU (1994). Pole-placement position control of a hydraulic robot arm. **Proceedings of Institution of Mechanical Engineers: Journal of Systems and Control Engineering**, v. 208, n 13, Parte 1, p. 149-56.
- PEASE, D. A. (1967). **Basic Fluid Power**, London, Prentice-Hall.
- PICHÉ, R.; POHJOLAINEN, S.; VIRVALO, T. (1991). Design of robust controllers for position servos using H-infinity theory. **Proceedings of Institution of Mechanical Engineers: Journal of Systems and Control Engineering**, v.205, n.14, Parte 1, p.299-306.
- PIETOLA, M. T.; VILENIUS, M. J. (1986). The effect of a control valve on position servo characteristics. **Power International**, England, v.32, n.375, p.69-71, Mar.
- PIETOLA, M. T.; VILENIUS, M. J. (1986). Velocity feedback improves performance of flexible position control servos. **Power International**, England, v.34, n.393, p.50-2, Mar.
- PLUMMER, A. R.; VAUGHAM (1996). Robust adaptive control for hydraulic servosystems, **ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.118, p.237-44, June.
- RIPPEL, H. C. (1963). Controlling Flow With Restrictors. **Machine Design**, p.122-126, Aug.
- SANO, M.; FUJITA, T. (1993). An effective tuning method of fuzzy controllers in pneumatic servosystem. In: **Fluid Power, Proceedings of Second JHPS International Symposium on Fluid Power**, p.731-36.
- SCHMUTZ, R. H. (1980). State Variable Feedback Control of Hydraulic Feed Drives. **Annals of the CIRP**, v.29, n.1, p.299-302, 1980.
- SERIKAWA, M. (1992) **Servoválvula Eletrohidráulica Rotacional com Largura de Pulso Modulado "PWM"**, Tese de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, USP-São Carlos, São Paulo, Setembro .
- SHEARER, J. L. (1983). Digital Simulation of a Coulomb-Damped Hydraulic Servosystem. **ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.105, p.215-21, Dec.

- SHIH, M. C.; LIAW, S. M. (1993). Hydraulic servocylinder position control using a fuzzy logic controller. In: **Fluid Power, Proceedings of Second JHPS International Symposium on Fluid Power**, p.279-84.
- STOTEN, D. P. (1992). Implementation of minimal control synthesis on a servo-hydraulic testing machine. **Proceedings of Institution of Mechanical Engineers: Journal of Systems and Control Engineering**, v.206, n.13, Parte 1, p.189-94.
- STREETER, V. L.; WYLIE, E. B. (1980). **Mecânica dos Fluidos**, Rio de Janeiro, Macgraw Hill.
- STREETER, V. L. (1961). **Hand book of fluid dynamics**, 1<sup>o</sup> Edição, USA.
- THAYER, W. J. (1965). **Transfer functions for moog servovalves**. East Aurora, MOOG. (Technical Bulletin, 103).
- THAYER, W. J. (1962). **Specification standards for electrohydraulic flow control servovalves**. East Aurora, MOOG. (Technical Bulletin, 117).
- TYPE 30 NOZZLE-FLAPPER FLOW CONTROL SERVOVALVES**. (s.d.). East Aurora, MOOG. /catálogo/
- TRUMPER, D. L.; LANG J. H. (1989). An Elletronically Controlled Pressure Regulator, **ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.111, p.75-82, Mar.
- VAUGHAN, N. D.; GAMBLE, J. B. (1996). The Modeling and Simulation of a Proportional Solenoid Valve. **ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.118, p.120-25, Mar.
- VILENIUS, M. J. (1983). The Application of Sensivity Analsys to Eletrohydraulic Posicion Control Servos. **ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.105, p.77-82, Jul.
- WATTON, J. (1987). The Dynamic Performance of an Eletrohydraulic Servovalve/Motor System With Transmission Line Effects. **ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.109, p.14-48, Mar.
- WATTON, J. (1984). The Generalised Response of Servovalve-Controlled, Single-Road Linear Actuators and the Influence of Transmission line Dynamics. **ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.106, p.157-62, Jun.

- WU, H. W.; LEE, C. B. (1996). Influence of a Relief Valve on the Performance of a Pump/Inverter Controlled Hydraulic Motor System. **Mechatronics**, v.6, n.1, p.1-19, 1996.
- WU, H. W.; LEE, C. B. (1995). Self-tuning adaptive speed control of a pump/inverter-controlled hydraulic motor system. **Proceedings of Institution of Mechanical Engineers: Journal of Systems and Control Engineering**, v. 209, n 12, Parte 1, p. 101-14.
- YAPLE, F. D. (1966). **Hydraulic and pneumatic power and control**, Ohio, Macgraw Hill.
- YOU, Z.; BURTON, R. T.; UKRAINETZ, P. R. (1993). Feasibility study of sliding mode control in the operation of a variable displacement axial piston pump. In: **Fluid Power, Proceedings of Second JHPS International Symposium on Fluid Power**, p.267-72.
- ZELLER, J. R. (1968). **Design and analysis of a modular servoamplifier for fast-response electrohydraulic control system**. Washington , NASA. (NASA TN D-4898).

## GLOSSÁRIO

**ACUMULADOR:** Um reservatório no qual o fluido é armazenado sobre pressão, servindo como uma fonte suplementar de energia.

**ATUADOR:** Um dispositivo que converte energia fluidica em força mecânica e movimento.

**BOMBA:** Um dispositivo que converte força mecânica e movimento em potência hidráulica.

**BULK MODULUS:** Resistência a compressibilidade de um fluido.

**CILINDRO:** Um dispositivo que converte energia fluidica em força mecânica e movimento linear.

**COMPRESSIBILIDADE:** Mudança na unidade de volume de um fluido quando submetido a mudança de pressão.

**DIFERENCIAL DE PRESSÃO:** Diferença de pressão entre dois pontos de um sistema ou um componente.

**EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE:** A quantidade de massa que entra em um sistema é igual a quantidade de massa que sai do sistema, num volume constante.

**FLUIDO HIDRÁULICO:** Um fluido apropriado para uso em sistemas hidráulicos.

**GRAVIDADE ESPECÍFICA:** A relação do peso de um volume de um líquido e o peso de um volume igual de água.

**HIDRÁULICA:** Ciência pertencente a engenharia que estuda a vazão e pressão de líquidos.

**HIDRODINÂMICA:** Ciência pertencente a engenharia que estuda a energia em sistemas hidráulicos.

**HIDROSTÁTICA:** Ciência pertencente a engenharia que estuda os líquidos em repouso.

**ÍNDICE DE VISCOSIDADE:** Medida das características viscosidade-temperatura com referência a um outro fluido pertencente a alguma norma.

**MANIFOLD:** Bloco, geralmente em aço, com vários dutos onde escoam o fluido e são conectadas válvulas.

**MOTOR HIDRÁULICO:** Dispositivo que converte potência fluidica em força mecânica e movimento, geralmente o movimento é rotativo.

**NÚMERO DE REYNOLDS:** Relação numérica das forças dinâmicas da vazão da massa do fluido e a tensão relativa a viscosidade.

**PORTO:** Extremidade interna ou externa de passagem de fluido de um componente.

**PRESSÃO ABSOLUTA:** Soma da pressão atmosférica e a de um sistema.

**PRESSÃO ATMOSFÉRICA:** Pressão exercida pela atmosfera em algum lugar específico.

**SISTEMA DE PRESSÃO:** Pressão que supera a resistência total do sistema.

**STOKE:** Unidade padrão de viscosidade cinemática no sistema.

**VÁLVULA:** Dispositivo que controla vazão, pressão, ou relação de vazão de pressão de um fluido.

**VAZÃO LAMINAR:** Situação em que um fluido se move em lamina paralelas ou níveis.

**VAZÃO TURBULENTA:** Situação em que um fluido se move de maneira aleatória.