

CONSULTA
FD-3254

São Paulo
2002

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

**ANÁLISE DE CONFIABILIDADE DE SISTEMAS HIDRÁULICOS
EMPREGADOS EM Prensas: APLICAÇÃO PARA UMA PrensA DE
REPUXO DE 250 TONELADAS**

ÁLVARO CAMARGO PRADO



04

ALVARO CAMARGO PRADO

**ANÁLISE DE CONFIABILIDADE DE SISTEMAS HIDRÁULICOS
EMPREGADOS EM Prensas: APLICAÇÃO PARA UMA PrensA DE
REPUXO DE 250 TONELADAS**

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

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador:

Prof. Livre-Docente
Gilberto F. Martha de Souza

São Paulo
2002

A Gisele, minha mulher, fonte maior da
minha inspiração, que me apóia em
minhas iniciativas e me impulsiona na
trajetória desta vida.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Livre-Docente Gilberto F. Martha de Souza, mais do que orientador, um amigo, pela condução firme e produtiva neste processo.

A minha mãe, Ecléa, pelo carinho e apoio em todos os momentos.

RESUMO

Este trabalho tem por objetivo desenvolver parâmetros e critérios para analisar a Confiabilidade dos componentes de sistemas hidráulicos (oleodinâmicos) utilizados nos projetos de prensas, com uma aplicação para uma prensa de repuxo de 250 toneladas, estabelecendo também uma comparação de Confiabilidade entre circuitos hidráulicos para acionamento de prensas, que utilizam válvulas com comandos elétricos, e circuitos que utilizam válvulas com controles eletrônicos. Os resultados obtidos poderão ser usados no desenvolvimento da Confiabilidade de outros tipos de sistemas hidráulicos aplicados em outros tipos de máquinas industriais para conformação mecânica de materiais.

A análise de confiabilidade é baseada na aplicação das técnicas de avaliação de desgaste dos componentes dos sistemas hidráulicos, como bombas, válvulas e atuadores (cilindros hidráulicos), além do estudo das diferentes influências dos componentes elétricos e eletrônicos na vida útil do equipamento.

The objective of this work is the development of parameters and criteria to analyse the Reliability of parts of hydraulics systems (oil dynamics) applied in presses projects, with an application for a deep drawing press for 250 tons, establishing a comparison of Reliability between Hydraulic systems for presses, which utilize electric valves, and systems which utilize electronic valves and controls. The results could be used in the development of the Reliability analysis of other hydraulics systems in other kinds of industrial machines.

The Reliability analysis uses evaluation technics of hydraulics systems parts wear, like in pumps, valves and actuators (hydraulics cylinders), and the research about different influences of electrical and electronic parts in the equipment's duration.

ABSTRACT

ERRATA

PÁGINA	LINHA	ONDE SE LE	LEIA-SE
9	5ª	sistema hidráulico	subsistema hidráulico
9	6ª	sistema de comando	subsistema de comando
13	14ª	a força e a velocidade variáveis	duas forças e duas velocidades
13	17ª	altos níveis de força.	forças elevadas.
13	19ª	velocidade de prensagem é baixa.	velocidade de prensagem, que é a velocidade de movimentação vertical necessária da ferramenta para a conformação plástica do material, é baixa.
15	11ª	nula, da	nula, e desconsiderando as forças viscosas, da
18	1ª	trabalho. Admitindo-se	trabalho. A velocidade de prensagem varia desde o valor inicial v_{pr} até zero, entretanto considera-se o valor inicial como uma constante para o cálculo da vazão necessária para prensagem. Admitindo-se
18	8ª	décimos de segundos, e	décimos de segundos, que é o tempo de resposta aproximado de uma válvula direcional elétrica, e
18	8ª	de 5 vezes, o	de 5 vezes, que é um parâmetro estabelecido em projeto, em função da relação entre as pressões mínima e máxima, o
28	7ª	bomba.	bomba, como resultado das diferenças entre as vazões e as pressões determinadas no circuito "Alto e Baixo".
28	16ª	Figura 2.10.	Figura 2.10. Na figura, a válvula de descarga representada é de carretel deslizante, característica de um fabricante de componentes, entretanto esta válvula normalmente é fabricada com pistão cônico de assento.
47	26ª	modo	modos
62	9ª	confiabilístico	de confiabilidade

158	2ª	S^{su}	S^{su} ... limite de resistência à torção
158	3ª	S^{se}	S^{se} ... limite de fadiga em torção
158	1ª	S^{st}	S^{st} ... limite de resistência à torção
164	12ª		que este seria o
167	15ª		que foi
180	22ª		falhas são
182	1ª		esta função
			perda esta função
			falhas é

SUMÁRIO

1	1. INTRODUÇÃO.....
1	1.1 Considerações Iniciais.....
2	1.2 Objetivos.....
3	1.3. Escopo do Trabalho.....
5	2. Prensas HIDRÁULICAS.....
5	2.1. Considerações Iniciais.....
6	2.2. Tipos de Prensas Hidráulicas.....
8	2.3. Divisão Funcional de uma Prensa Hidráulica.....
11	2.4. Prensas de Movimento Simples.....
13	2.5. Prensas de Movimento Combinado.....
15	2.5.1. Operação de Aproximação.....
17	2.5.2. Operação de Prensagem.....
19	2.5.3. Operação de Retorno da Ferramenta.....
19	2.6. Circuitos Hidráulicos Típicos.....
20	2.6.1. Circuito Hidráulico “Alto e Baixo”, ou “Dual” (Linsingen, 2001).....
30	2.6.2. Circuito com Cilindros Auxiliares e Válvula de Preenchimento.....
37	2.7. Comentários Finais.....
40	3. APLICAÇÃO DOS CONCEITOS DE CONFIABILIDADE PARA CARACTERIZAÇÃO DE Prensas HIDRÁULICAS.....
40	3.1. Considerações Iniciais.....
41	3.2. Confiabilidade de Sistemas.....
41	3.2.1. Método dos Diagramas de Blocos.....
44	3.2.2. Método FMEA (Failure Modes and Effect Analysis – Análise de Modos e Efeitos de Falhas).....

48	3.2.3. Método da Árvore de Falhas (FTA).....
51	3.3. Análise de Confiabilidade de Pressas Hidráulicas.....
61	3.3.1. Confiabilidade do Circuito Hidráulico de uma Prensa.....
61	3.3.1.1. Considerações Iniciais.....
62	3.3.1.2. Parâmetros de Falha para o Sistema Hidráulico de uma Prensa..
64	3.3.1.3. Diagrama Funcional do Sistema Hidráulico.....
73	4. ANÁLISE DOS MODOS DE FALHA DE COMPONENTES DE
73	SISTEMAS HIDRÁULICOS.....
73	4.1. Considerações Iniciais.....
75	Vida Útil.....
81	4.3. Contaminação.....
82	4.3.1. Espessura (ε) de filme lubrificante.....
84	4.3.2. Tipos e Fontes de Contaminação.....
88	4.3.3. Filtragem em sistemas hidráulicos.....
91	4.4. Desgaste em Bombas Hidráulicas.....
91	4.4.1. Considerações Iniciais.....
92	4.4.2. Tipos de bombas empregadas nos circuitos hidráulicos.....
94	4.4.3. Condições de Desgaste das Bombas.....
94	4.4.3.1. Condições de Desgaste para as Bombas de Engrenagens.....
97	4.4.3.2. Condições de Desgaste das Bombas de Palhetas.....
99	4.4.3.2.1. Análise do Desgaste no Contato Anel – Palhetas.....
103	4.4.3.2.2. Adaptação ao Tribossistema da Bomba de Palhetas.....
106	4.4.3.2.3. Resultados do Modelo Matemático Proposto por Gellrich
106	et al (1994).....
109	4.4.3.2.4. Conclusões sobre o modelo de Gellrich et al (1994).....
113	4.4.3.2.5. Considerações Finais sobre o Modelo de Desgaste em Bomba de
113	Palhetas.....
114	4.4.3.3. Condições de Desgaste em Bombas de Pistões Axiais.....
116	4.5. Desgaste nos demais componentes submetidos à condição crítica.....
116	4.5.1. Critérios de análise.....

116	4.5.1.1. Nível de complexidade de fabricação.....
117	4.5.1.2. Funcionamento no ciclo operacional.....
117	4.5.1.2.1. Cilindro Hidráulico.....
119	4.5.1.2.2. Válvula de Retenção Simples.....
122	4.5.1.2.3. Válvula Reguladora de Pressão (Alívio de Pressão).....
123	4.5.1.2.4. Válvula Direcional.....
124	5. EXEMPLO DE APLICAÇÃO: ANÁLISE DE CONFIABILIDADE
124	DO SISTEMA HIDRÁULICO DE UMA PREENSA DE REPUXO
124	DE 250 TON.....
124	5.1. Introdução.....
125	5.2. Descrição da Prensa Analisada.....
129	5.3. Elaboração da Análise de Modos e Efeitos de Falha (FMEA).....
136	5.4. Determinação da Taxa de Falhas dos Componentes Hidráulicos.....
136	5.4.1. Bomba de Alta Pressão.....
147	5.4.2. Atuador Hidráulico (Cilindro Hidráulico).....
156	5.4.3. Válvula de Retenção Simples.....
158	5.4.4. Válvula Reguladora de Pressão.....
161	5.4.5. Válvula Direcional.....
162	5.5. Desenvolvimento da Árvore de Falhas.....
165	5.6. Considerações Finais.....
165	5.6.1. Sistema Hidráulico.....
169	5.6.2. Análise da Confiabilidade.....
171	6. COMPARAÇÃO DA CONFIABILIDADE DO SISTEMA
171	HIDRÁULICO DE UMA PREENSA SEMI-AUTOMÁTICA AO DE
171	UMA PREENSA AUTOMÁTICA.....
171	6.1. Considerações Iniciais.....
172	6.2. As Válvulas Proporcionais.....
173	6.2.1. Válvulas Proporcionais de Vazão.....
174	6.2.2. Válvulas Proporcionais de Pressão.....
175	6.3. Sistemas Hidráulicos Proporcionais.....
175	6.4. Confiabilidade nos Sistemas Proporcionais.....

177	6.5. Aplicação de um Sistema Hidráulico Proporcional na Prensa de 250 Toneladas e Comparação da Confiabilidade.....
178	6.6. Considerações Finais.....
180	7. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....
180	7.1 Considerações Iniciais.....
180	7.2. Conclusões.....
182	7.3. Recomendações para Trabalhos Futuros.....
183	8. LISTA DE REFERÊNCIAS.....

LISTA DE FIGURAS

10	Figura 2.1. Sistemas e Subistemas de uma Prensa Hidráulica.....
12	Figura 2.2. Operações de Corte, Dobra e Puncionamento.....
14	Combinada.....
15	Figura 2.4. Operação de Aproximação.....
17	Figura 2.5. Operação de Prensagem.....
19	Figura 2.6. Operação de Retorno.....
21	Figura 2.7. Forças e Velocidades em um Cilindro Hidráulico de Prensa de Repuxo.....
25	Vazão Fixa.....
26	Figura 2.9. Circuito Hidráulico “Alto e Baixo”.....
28	Figura 2.10. Circuito “Alto e Baixo” – Corte Esquemático.....
30	Figura 2.11. Circuito “Alto e Baixo” Semi-automático Padrão.....
31	Figura 2.12. Croquis de uma Prensa com Cilindros Auxiliares.....
33	Figura 2.13. Válvula de Retenção Pilotada.....
34	Figura 2.14. Símbolo Hidráulico de uma Válvula de Retenção Pilotada.....
34	Figura 2.15. Montagem de uma Válvula de Preenchimento em Prensa.....
35	Figura 2.16. Instalação de Prensa com Válvula de Preenchimento.....
37	Figura 2.17. Circuito Hidráulico para Prensas com Cilindros Auxiliares.....
42	Figura 3.1. Diagrama de Blocos de Confiabilidade: (a) série, (b) paralelo.....
42	Figura 3.2. Diagrama de Blocos de Confiabilidade: (a) paralelo ativo, (b) paralelo standby.....
49	Figura 3.3. Portas da Arvore de Falhas: (a) OU, (b) E.....
55	Figura 3.4. A Falha de um Subistema Induz a Falha a Outros Subistemas.....
66	Figura 3.5. Divisão Funcional do Sistema Hidráulico Tipo “Alto e Baixo”.....
68	Figura 3.6. Fluxograma de Comunicação Entre os Componentes do Circuito Primário.....
70	Figura 3.7. Fluxograma de Comunicação Entre os Componentes do Circuito Secundário na Operação de Aproximação.....

140	Figura 3.8. Fluxograma de Comunicação Entre os Componentes do Circuito Secundário na Operação de Retorno.....
74	Figura 4.1. Circuito Hidráulico “Alto e Baixo” Padrão, (Rexroth, 1986).....
77	Figura 4.2. Ciclo de Funcionamento de uma Prensa de Repuxo com Sistema Hidráulico “Alto e Baixo”.....
83	Figura 4.3. Espessura do Filme de Fluido.....
86	Figura 4.4. Conservação de Partículas no Sistema.....
87	Figura 4.5. Comparação entre Valores Medidos e Simulados por Madsen; Chapple (1999).....
89	Figura 4.6. Dimensões de Partículas pela Norma Técnica ISO 4406.....
95	Figura 4.7. Corte Lateral em uma Bomba de Engrenagens (Linsingen, 2001).....
98	Figura 4.8. Corte de uma Bomba de Palhetas.....
99	Figura 4.9. Gráfico da Força de Contato entre Anel e Palhetas.....
100	Figura 4.10. Quantidade de Desgaste Linear Localizado Distribuído nas Zonas de Carregamento.....
104	Figura 4.11. Alteração na Forma do Topo das Palhetas em Função do Tempo de Operação da Bomba (Gellrich et al).....
106	Fig 4.12. Desgaste Calculado nas Palhetas, Gellrich et al (1994).....
107	Figura 4.13. Desgaste Calculado no Anel, Gellrich et al (1994).....
108	Figura 4.14. Efeito da Temperatura no Desgaste, Gellrich et al (1994).....
110	Figura 4.15. Comparação entre o Modelo e o Ensaio.....
115	Figura 4.16. Bomba de Pistões Axiais de Prato Inclinado com Tambor Rotativo (Linsingen, 2001).....
118	Figura 4.17. Cilindro Hidráulico.....
120	Figura 4.18. Válvula de Retenção Simples.....
121	Figura 4.19. Relação tensão/tempo para molas helicoidais.....
122	Figura 4.20. Válvula de Alívio de Pressão Pré-operada.....
126	Figura 5.1. Circuito Hidráulico “Alto e Baixo” da Prensa de 250 ton.....
137	Figura 5.2. Desgaste do Conjunto Anel – Palheta.....
140	Figura 5.3. Folga Entre Anel e Palheta na Forma de Fenda Retangular.....

142	Obtido em Ensaio de Desgaste (Gellirich et al, 1994).....
143	Figura 5.5. Condição de Vazamento Crítico.....
145	Figura 5.6. Distribuição Normal para a Vida da Bomba de Palhetas.....
145	Figura 5.7. Função Distribuição Acumulada para a Vida da Bomba de Palhetas.....
146	Figura 5.8. Gráfico da Confiabilidade pelo Tempo.....
147	Figura 5.9. Gráfico da Taxa de Falha pelo Tempo para a Bomba de Palhetas.....
149	Figura 5.10. Força de Contato entre as Vedações, o Tubo e a Haste.....
150	Figura 5.11. Forças que Agem do Atuador em Regime Permanente ($v = cte$).
151	Figura 5.12. Gráfico da Tensão por Tempo e Temperatura, (Gent, 1996).....
153	Figura 5.13. Distribuição Normal para o Atuador Hidráulico.....
154	Figura 5.14: Gráfico da Função Distribuição Acumulada.....
154	Figura 5.15. Gráfico da Confiabilidade do Atuador Hidráulico pelo Tempo...
155	Figura 5.16. Gráfico da Taxa de Falha do Atuador Hidráulico pelo Tempo...
158	Figura 5.17. Diagrama de Goodman para a Mola da Válvula de Retenção Simples.....
160	Figura 5.18. Diagrama de Goodman para a Mola da Válvula de Alívio de Pressão.....
163	Figura 5.19. Árvore de Falhas para a Prensa de 250 toneladas.....
164	Figura 5.20. Gráfico da Confiabilidade Global pelo Tempo.....
173	Figura 6.1. Diagrama de Blocos Simplificado do Acionamento de um Solenóide Proporcional de Posição.....

LISTA DE TABELAS

7	com a Norma DIN 8582.....	
8	Tabela 2.2. Características das Prensas Hidráulicas.....	
46	Tabela 3.1. Tabela da Análise dos Modos e Efeitos de Falha (FMEA).....	
50	Tabela 3.2. Simbologia Utilizada na Representação da Árvore de Falhas (Lewis, 1996).....	
52	Tabela 3.3. Definição e Características de uma Prensa.....	
53	Tabela 3.4. Funções dos Subistemas que Compõem uma Prensa Hidráulica.....	
58	Tabela 3.5: Análise FMEA Simplificada do Subistema Estrutural de uma Prensa.....	
75	Tabela 4.1. Lista de Componentes do Circuito Hidráulico “Alto e Baixo” Padrão.....	
78	Tabela 4.2. Estados Solicitantes Relacionados aos Ciclos de Operação do Sistema Hidráulico de uma Prensa de Repuxo.....	
78	Tabela 4.3.a. Estado Solicitante em cada Ciclo de Operação do Sistema Hidráulico de uma Prensa de Repuxo – Operação de Prensagem.....	
78	Tabela 4.3.b. Estado Solicitante em cada Ciclo de Operação do Sistema Hidráulico de uma Prensa de Repuxo – Operação de Aproximação.....	
79	Tabela 4.3.c. Estado Solicitante em cada Ciclo de Operação do Sistema Hidráulico de uma Prensa de Repuxo – Operação de Retorno.....	
79	Tabela 4.4. Estados Solicitantes no Ciclo Total de Operação do Sistema Hidráulico de uma Prensa de Repuxo.....	
80	Tabela 4.5. Estado Solicitante Crítico dos Componentes do Sistema Hidráulico de uma Prensa.....	
80	Tabela 4.6. Danos Originados por Contaminação.....	

84	Tabela 4.7. Geração Interna de Contaminantes, (Parker, 1990),.....
88	Tabela 4.8. Tipos de Filtros em Sistemas Hidráulicos.....
89	Tabela 4.9. Classificação da Quantidade de Partículas Segundo a Norma Técnica ISO 4406.....
90	Tabela 4.10. Limpeza do Fluido Recomendada para Componentes do Sistema Hidráulico.....
90	Tabela 4.11. Padrão de Limpeza para Sistema Hidráulico Convencional..
117	Tabela 4.12. Quantidade de peças por componente (Vickers, 1987).....
127	Tabela 5.1. Componentes do Circuito Hidráulico da Prensa de 250 ton..
129	Tabela 5.2. Ciclos de Funcionamento por Horas.....
130	Tabela 5.3. Tabela da Análise dos Modos e Efeitos de Falha;
130	Folha 01/05.....
131	Folha 02/05.....
132	Folha 03/05.....
133	Folha 04/05.....
134	Folha 05/05.....
140	Tabela 5.4. Parâmetros para Cálculo de Perda de Vazão em Fenda Retangular.....
156	Tabela 5.5. Características da Mola da Válvula de Retenção Simples, tipo C2.....
159	Tabela 5.6. Características da Mola da Válvula de Alívio de Pressão, tipo CT.....

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASTM	– American Society of Testing and Materials
CLP	– Controlador Lógico Programável
CNC	– Command Numeric Control
DIN	– Deutsch Industrien Normen
EHL	– Lubrificação Elastohidrodinâmica
FMEA	– Failures Modes and Effects Analysis
FTA	– Fault Tree Analysis
IEEE	– Institute of Electrical and Electronics Engineers
ISO	– International Standards Organization
PMCC	– Plano De Manutenção Centrado Em Confiabilidade

LISTA DE SÍMBOLOS

Velocidade de aproximación	V_{ap}
Velocidade de prensagem	V_{pr}
Força de aproximación	F_{ap}
Força de prensagem	F_{pr}
Força Resistente	F_R
Peso do conjunto do martelo	G
acDES	
Potência de aproximación	N_{ap}
Potência de prensagem	N_{pr}
Área total	A_t
Área da coroa	A_c
Vazão de aproximación	Q_{ap}
Vazão de prensagem	Q_{pr}
Vazão de retorno	Q_{ret}
Velocidade de retorno	V_{ret}
Pressão de aproximación	P_{ap}
Pressão de prensagem	P_{pr}
Pressão de retorno	P_{ret}
Potência na condición crítica da prensa	N_{crit}
Potência de retorno da prensa	N_{ret}
Vazão desviada	Q_d
Pressão máxima	P_{max}
Potência dissipada	N_{diss}
Vazão da bomba de baixa vazão	Q_1
Vazão da bomba de alta vazão	Q_2
Pressão na saída da bomba de baixa vazão	P_1
Pressão na saída da bomba de alta vazão	P_2
Pressão do sistema	P sistema
Pressão de descarga	P descarga
Pressão de pilotagem da válvula de descarga	P piloto

A_p	Área do cilindro principal
A_a	Área de cada cilindro auxiliar
Q_B	Vazão da bomba
ΔQ_a	Vazão que a bomba envia aos cilindros auxiliares durante a prensagem
h	Altura da coluna de fluido
γ	Peso específico do fluido
p_{atm}	Pressão atmosférica
p_{int}	Pressão interna
$R(t)$	Confiabilidade
P	Probabilidade
t	Período de tempo
t_1	Tempo de vida operacional do componente 1
t_2	Tempo de vida operacional do componente 2
t^*	Instante específico
λ	Taxa de falhas
t_{ap}	Tempo de aproximação
t_{pr}	Tempo de prensagem
t_{rt}	Tempo de retorno
t_t	Tempo total
X_{Ap}	Curso de aproximação
X_{Pr}	Curso de prensagem
X_{Rt}	Curso de retorno
ϵ	Espessura de filme lubrificante
dv/dy	Gradiente de velocidade
μ	Viscosidade do fluido
v_0	Velocidade da parte móvel
A	Área de contato entre a parte móvel e a fixa
F_{tg}	Força tangencial que atua na parte móvel
η_v	Rendimento volumétrico
Q	Vazão da bomba desgastada
Q_0	Vazão da bomba sem desgaste
Q_v	Vazão teórica

k	Constante de folga média
p	Pressão de trabalho
C_p	Deslocamento volumétrico da bomba
n_p	Rotação da bomba
ψ	Parâmetro de desgaste
λ	Fator de vazamento
ϕ	Relação entre a vazão da bomba desgastada e a vazão da bomba não desgastada
I_h	Intensidade linear de desgaste
W_1	Quantidade de material removido
S_R	Distância de deslizamento
A_{rs}	Área real de contato plástico
A_a	Área nominal de contato
e_s	Energia de cisalhamento
τ_0	Tensão de cisalhamento
p_a	Pressão oscilante hertziana nominal
H	Dureza
α	Parâmetro de rugosidade
ψ	Índice de plasticidade
u	Espessura média
u_0	Espessura principal do filme de óleo entre dois corpos ideais
α_p	Exponente pressão – viscosidade do fluido lubrificante
η	Viscosidade dinâmica
v	Velocidade de contato
E'	Módulo de elasticidade reduzido
R'	Raio reduzido no contato hertziano
F_c	Força de contato
PEH	Pressão no macrofilme de lubrificação
ψ_{EH}	Índice de plasticidade modificado
γ	Número de deslizamento
W_{vi}	Volume removido de cada palheta
R_{i0}	Raio inicial

$R_i(t)$	Raio de contato no instante t
$S_R(R_i(t))$	Distância de deslizamento
a, b	Constantes de variação geométrica
W^{VII}	Volume removido no anel
I_{hII}	Intensidade de desgaste linear no anel
I_{hI}	Intensidade de desgaste linear na palheta
σ_{min}	Tensão mínima
σ_{max}	Tensão máxima
σ_m	Tensão média
σ_r	Faixa de tensão
σ_a	Amplitude de tensão
C_{ap}	Ciclo de aproximação
C_{pr}	Ciclo de prensagem
C_r	Ciclo de retorno
V_d	Deslocamento volumétrico
Q_t	Vazão teórica
Q_r	Vazão real
Q_n	Vazão necessária
Q_f	Vazamento interno
D	Diâmetro
l	Espessura da palheta
b	Largura da palheta
p_1	Pressão de saída
p_2	Pressão de sucção
ω	Velocidade angular
v	Velocidade da palheta
h	Material retirado por desgaste
V_{ret}	Volume retirado
p	Massa específica
m^{ret}	Massa retirada
v_u	Vida útil
μ	Média

σ	Desvio padrão
$F(t)$	Função Distribuição Acumulada
$\lambda(t)$	Taxa de falhas
A	Taxa de relaxamento
σ_0	Tensão inicial
σ_t	Tensão no instante t
F_{atvedo}	Força de Atrito nas Vedagões no Instante Inicial
F_{atvedi}	Força de Atrito nas Vedagões no Instante de Relaxamento (t)
L	Comprimento da mola
d	Diâmetro do fio da mola
D	Diâmetro da espira
N	Número de espiras
A_{ab}	Área de Abertura
p_{ab}	Pressão de Abertura
F_{min}	Força mínima
F_{max}	Força máxima
F_a	Força alternada
F_m	Força média
O_a	Tensão de cisalhamento alternada
O_m	Tensão de cisalhamento média
S_{ut}	Tensão de ruptura
S_a	Tensão alternada
S_m	Tensão média

1. INTRODUÇÃO

1.1 Considerações Iniciais

As prensas foram as primeiras máquinas a utilizarem sistemas hidráulicos de potência, ainda no século XIX, tendo como fluido hidráulico a água. Sua evolução ao longo deste século representa a própria evolução dos sistemas hidráulicos, sendo que na atualidade estas máquinas incorporam sistemas eletrônicos de controle para obter maior segurança de operador e operação, maior produtividade na fabricação de peças e mais qualidade nas peças fabricadas.

As prensas hidráulicas semi-automáticas, amplamente utilizadas até meados dos anos 80, são as que utilizam acionamento feito por válvulas chamadas convencionais, ou seja, com comandos hidráulicos de variação de velocidade e força, além de comando de direção realizado por válvulas direcionais acionadas por solenóides simples, do tipo liga-desliga. A introdução de válvulas de comando proporcional para variação de velocidade, força e direção pelos fabricantes de componentes hidráulicos abriram a possibilidade de modernização nestas máquinas, tornando-as totalmente automáticas, entretanto de custo mais elevado que as semi-automáticas.

Em relação à confiabilidade, a introdução de uma variada gama de componentes eletrônicos pode representar alterações na vida útil dos componentes hidráulicos das prensas, porque a possibilidade de controle das duas principais variáveis dos sistemas hidráulicos, pressão e vazão, pode minimizar as condições críticas de trabalho, reduzindo, por exemplo, a ocorrência de picos de pressão indesejáveis, que interferem na vida útil dos componentes hidráulicos de forma negativa. Ao mesmo tempo, a introdução de componentes eletrônicos pode causar uma variação na taxa de falhas da máquina, alterando suas condições de utilização e de manutenção.

Atualmente são fabricadas prensas de diversas capacidades, inclusive superiores a 500 toneladas, desenvolvidas para a indústria automobilística, sendo empregadas na conformação, por exemplo, de carrocerias de veículos de passeio. Existem disponíveis no mercado prensas para diversas aplicações, como corte, dobra, compactação e repuxo. As prensas hidráulicas são comumente usadas nas operações

de repuxo de chapa, que pode ser leve ou profundo, operação similar à realizada nas

prensas de compactação.

Neste estudo será analisada a confiabilidade dos sistemas hidráulicos empregados nas prensas de repuxo, que são sistemas relativamente simples para as máquinas convencionais de pequena capacidade, mas de maior sofisticação tecnológica quando utilizadas para grandes capacidades, com grande ênfase em comandos eletrônicos. A simplicidade dos sistemas hidráulicos convencionais para este tipo de máquina torna-a passível de uma análise de confiabilidade que pode apresentar resultados consistentes e de grande aplicabilidade a sistemas hidráulicos similares.

1.2 Objetivos

O objetivo deste trabalho é aplicar a Teoria de Confiabilidade, por meio dos métodos de análise do tipo FMEA (Análise dos Modos e Efeitos de Falhas) e de Árvore de Falhas para avaliar a possibilidade de falhas dos componentes de um sistema hidráulico utilizado em prensas de repuxo.

A aplicação das duas técnicas conduz a resultados quantitativos e qualitativos sobre a eficiência de um sistema hidráulico típico aplicado a prensas de repuxo, que se caracterizam por apresentarem diferentes velocidades no avanço da ferramenta, nas operações de aproximação e de prensagem propriamente dita.

Os resultados qualitativos, obtidos pela análise tipo FMEA, indicam quais os principais modos de falhas dos componentes hidráulicos, suas causas, seus efeitos sobre o desempenho da prensa e quais as ações preventivas adequadas para evitar a ocorrência de falhas definitivas, que incorrem na total parada do equipamento. Já os resultados qualitativos, obtidos pela análise da árvore de falhas, indicam a probabilidade de falhas do sistema hidráulico da prensa, a partir da análise de cada componente. As duas análises são complementares e podem servir para avaliar a variação da eficácia do equipamento sob as condições normais de utilização, até a possibilidade de ocorrência de uma parada total da máquina, e o que deve ser feito para evitá-la, desde a escolha de seus componentes mais adequados no momento do projeto, até a formulação de um planejamento de manutenção que considere o tempo

de vida operacional de cada componente, indicando possíveis substituições e os períodos nas quais estas devem ser efetuadas.

O ponto de partida deste trabalho é a criação de um modelo para a análise de confiabilidade dos sistemas hidráulicos mais utilizados em prensas de repuxo, largamente empregadas na indústria de conformação mecânica, baseado no conceito de Vida Útil Operacional e na análise dos Modos de Falha de seus componentes. São apresentados dois sistemas hidráulicos típicos para este tipo de equipamento, sendo que ambos empregam componentes similares, o que leva a resultados parecidos na análise de confiabilidade. O desenvolvimento do modelo proposto é executado com a aplicação das técnicas de FMEA (*Failure Modes and Effect Analysis* – Análise de Modos e Efeitos de Falhas) e Árvores de Falhas e seus resultados podem ser estendidos a outras máquinas que empreguem sistemas hidráulicos similares.

A evolução das prensas convencionais para prensas de comando eletrônico apresenta alterações na confiabilidade do sistema, pela introdução de uma gama de novos componentes de falhas diferenciadas dos componentes mecânicos. Estas alterações devem ser analisadas para que se possa avaliar a relação custo/benefício na aquisição deste tipo de máquina, comparando o ganho técnico e tecnológico proporcionados pelos sistemas eletrônicos de comando com a possível perda de confiabilidade pelo aumento do grau tecnológico do mesmo sistema.

O mesmo modelo é aplicado na análise de uma prensa cujo sistema hidráulico utiliza válvulas com comando eletrônico, resultando em uma diferenciação nos parâmetros de confiabilidade. Com a avaliação da confiabilidade e das ações de manutenção previstas para cada uma das prensas, avaliam-se os pontos que fundamentam uma possível justificativa para as diferenças entre os custos de aquisição, implantação e operação das referidas máquinas.

1.3 Escopo do Trabalho

Visando atingir os objetivos apresentados no item 1.2, este trabalho de pesquisa é apresentado em oito capítulos.

Após breve introdução ao problema, no Capítulo 2, este trabalho traz uma descrição das prensas hidráulicas, sua divisão funcional, suas principais utilizações e os sistemas hidráulicos empregados no projeto deste tipo de máquina.

Já no Capítulo 3 apresenta-se as principais ferramentas de confiabilidade usadas no desenvolvimento deste trabalho. Também é realizada uma análise de confiabilidade dos principais sistemas que compõem as prensas hidráulicas, as principais condições de funcionamento destas máquinas e os tipos de falha associadas à sua perda de eficácia e a seu colapso total. Finalmente são formuladas as principais hipóteses de falha para o sistema hidráulico das prensas de repuxo.

No Capítulo 4 é estudada a confiabilidade de uma prensa, determinando os possíveis modos de falha dos componentes do sistema hidráulico e relacionando-os a suas condições de desgaste. Para isso, são definidos os ciclos de operação e de solicitação, além da vida útil operacional do equipamento. Também é analisada neste Capítulo a importância da contaminação na determinação da durabilidade de sistemas hidráulicos, o desgaste em bombas e nos demais componentes críticos para um circuito hidráulico típico destas prensas.

No Capítulo 5 é analisada a Confiabilidade para uma máquina existente, como exemplo de aplicação com resultados numéricos, empregando-se os resultados de confiabilidade obtidos na primeira parte do estudo. A análise de confiabilidade da prensa é baseada na construção da tabela do tipo FMEA e da árvore de falhas, resultando em um valor padrão de confiabilidade para uma prensa considerada de tecnologia simples e de baixo custo.

A metodologia de análise de confiabilidade desenvolvida no Capítulo 5 é aplicada na análise de prensas com maior nível de sofisticação tecnológica no Capítulo 6, permitindo a obtenção de diferentes padrões de confiabilidade em função do tipo de tecnologia empregada no projeto e construção da prensa, bem como da variedade de componentes existentes nas mesmas.

Já no Capítulo 7 são apresentadas as principais Conclusões e Recomendações obtidas com a realização deste trabalho.

2. PRENSAS HIDRÁULICAS

2.1. Considerações Iniciais

As prensas são as máquinas mais antigas que utilizam sistemas hidráulicos de acionamento. Ainda em 1795, as primeiras prensas hidráulicas fabricadas utilizavam como fluido a água (Linsingen, 2001), que foi substituída por soluções aquosas, até chegar ao uso de óleo hidráulico mineral, em 1900, fluido utilizado atualmente, quando as máquinas ganharam em capacidade e desempenho, porque puderam trabalhar com pressões mais elevadas, atualmente da ordem de até 35 MPa, com resposta rápida de transmissão de potência, devido à baixa compressibilidade do fluido.

Durante o século 20, as prensas hidráulicas tiveram uma grande evolução, consistente com a exigência de diferentes formas de conformação mecânica de materiais metálicos ou não. As primeiras prensas hidráulicas, bastante simples, eram dedicadas às operações de corte, dobra e punçionamento. A simplicidade destas operações de conformação deve-se à possibilidade de serem efetuadas sem a necessidade de variar a velocidade da ferramenta (martelo).

Em 1895, Louis Schuler patenteou a primeira prensa de repuxo, ou embutimento, com dois pistões interligados. Este tipo de prensa hidráulica exige diferentes velocidades em uma única operação, o que trouxe a primeira inovação nas prensas empregadas até então (Schuler, 1998). Estas máquinas foram se sofisticando durante o século 20, até incorporarem, em meados dos anos 80, tecnologias de comando numérico, incluindo comandos eletrônicos de operação, medição e sensoramento automatizados.

Modernamente surgiram novas tecnologias para conformação mecânica de materiais, exigindo novos tipos de prensas hidráulicas. Entre os tipos de prensas hidráulicas que estão sendo desenvolvidos atualmente destacam-se as prensas de repuxo múltiplo e as de hidroformagem, ambas empregando acionamentos hidráulicos comandados eletronicamente, por meio de controladores lógicos programáveis (CLP).

Mesmo com a evolução tecnológica atual, as prensas mais modernas e sofisticadas ainda convivem nas indústrias de conformação com as prensas hidráulicas mais simples, de corte e dobra, além das prensas de repuxo com comando elétrico.

Apesar da diferença tecnológica envolvida nos diversos tipos de prensas hidráulicas, estas mantêm em seus projetos circuitos hidráulicos relativamente semelhantes (Silva, 2001a), o que possibilita afirmar que os problemas que ocorrem no circuito hidráulico em um tipo de prensa têm alto grau de similaridade em relação aos problemas verificados nos circuitos de acionamento de outros tipos de prensas. Desta forma, a construção de um modelo matemático para análise de uma característica operacional, ou funcional, de um circuito hidráulico para um tipo de prensa, pode ser facilmente estendido a outros tipos de máquinas com as mesmas características de acionamento.

2.2. Tipos de Prensas Hidráulicas

Os tipos de prensas hidráulicas podem ser caracterizados de acordo com vários critérios. A norma técnica DIN 8582, por exemplo, classifica as operações de conformação mecânica em “conformação sob condições de compressão”, cuja especificação é detalhada na norma técnica DIN 8583, “conformação sob condições de compressão e de tração” (DIN 8584) e “conformação sob condições de tração” (DIN 8585), entre outras operações. As principais operações que podem ser realizadas por prensas hidráulicas estão enumeradas na Tabela 2.1.

Tabela 2.1. Principais Operações de Conformação Mecânica de Acordo com a

Norma DIN 8582

OPERAÇÕES DE CONFORMAÇÃO MECÂNICA Norma DIN 8582	
Conformação sob condições de compressão e de tração Norma DIN 8584	Conformação sob condições de compressão Norma DIN 8583
Laminagem	Trefilação
Corte e dobra simples	Repuxo profundo
Dobra com molde fechado	Flangejamento
Puncionamento	Conformação com ferramenta em rotação
Extrusão	

Da Tabela 2.1. pode-se extrair as operações de conformação que têm em comum o

movimento de uma ferramenta de prensagem realizado por um atuador hidráulico linear (cilindro hidráulico), que leva a ferramenta contra a peça a ser conformada, com força e velocidade determinadas. Estas operações são corte e dobra simples, dobra com molde fechado, puncionamento, repuxo profundo e flangejamento. Entre estas operações, a de flangejamento, por ser exclusiva de um processo, não é representativa em termos de utilização em escala, e a operação de dobra com molde fechado é também chamada de repuxo leve, podendo ser considerada como um caso particular da operação de repuxo. Assim, deste primeiro critério para a caracterização de prensas hidráulicas, tem-se como as mais utilizadas as prensas de corte e dobra simples, as de puncionamento e as de repuxo profundo.

Pode-se ainda analisar as prensas hidráulicas de acordo com sua movimentação, que resulta em circuitos hidráulicos diferenciados para estas máquinas. De acordo com este critério, pode-se agrupar as prensas de corte e dobra simples às prensas de puncionamento, restando dois grupos característicos de prensas, de acordo com o movimento realizado pela ferramenta acionada pelo sistema hidráulico: as prensas de movimento simples e as prensas de movimento combinado. As de movimento simples são as que têm velocidades de aproximação e de prensagem iguais, as de movimento combinado têm aproximação e prensagem com velocidades diferentes.

Outros critérios utilizados para caracterizar as prensas hidráulicas referem-se à sua forma de comando de operação, sua forma construtiva e sua forma de acionamento,

conforme descrito na Revista Máquinas e Metais (2002) e representado na Tabela

2.2.:

Tabela 2.2. Características das Pressas Hidráulicas

Comando de	Convenção
	Controlador Lógico Programável (CLP)
Operação	Controle Numérico
	Tipo C
Forma	Duplo Montante
	Quatro Colunas
Acionamento	Simplex Efeito
	Duplo Efeito
	Triplo Efeito

Entre as características enumeradas na Tabela 2.2., o Comando de Operação pode definir a diferença entre pressas automáticas, que são comandadas por CLP ou por Comando Numérico, e as semi-automáticas, também conhecidas por pressas convencionais. Esta definição pode também ser interpretada em relação aos tipos de válvulas empregadas no sistema hidráulico da prensa, que podem ser de comando eletrônico proporcional, ou de comando elétrico apenas.

A forma construtiva não está diretamente associada à função da prensa, sendo a de quatro colunas a mais empregada atualmente (Máquinas e Metais, 2002), enquanto que a forma de acionamento está ligada à capacidade da prensa, uma vez que as de triplo efeito permitem uma maior força útil de prensagem (capacidade).

2.3. Divisão Funcional de uma Prensa Hidráulica

As pressas hidráulicas são máquinas compostas por vários sistemas e subistemas interligados fisicamente, com funções definidas para cada um deles. A Norma técnica DIN 8550 define prensagem como sendo uma operação de conformação mecânica na qual uma forma é modificada plasticamente em suas três dimensões, com geometria controlada, e sem perda de material ou massa. A partir desta definição, pode-se afirmar que a função de uma prensa é transferir uma ou mais forças e movimentos para uma ferramenta, ou molde, com o objetivo de conformar uma chapa ou uma peça (Schuler, 1998).

Esta definição caracteriza o sistema primário de uma prensa, como sendo o conjunto de componentes destinados a promover seus movimentos, associados às forças necessárias à conformação. Pode-se então dizer que o sistema primário de uma prensa é seu sistema de acionamento. Para as prensas hidráulicas, este sistema de acionamento pode ainda ser subdividido em dois subsistemas: o sistema hidráulico e o sistema de comando, com as devidas interfaces que possibilitam a operação. Isso não significa que estes subsistemas tenham uma única e exclusiva função, porque ambos podem também ter parte da responsabilidade de promover a segurança da operação e do operador, entre outras funções secundárias.

Da mesma definição ainda decorre também a existência do sistema de conformação, que também pode ser subdividido em outros subsistemas, que são a ferramenta, o molde (quando existir) e a mesa de apoio da peça a ser conformada. Este sistema tem como função transferir à peça a força e o movimento recebido do sistema de acionamento.

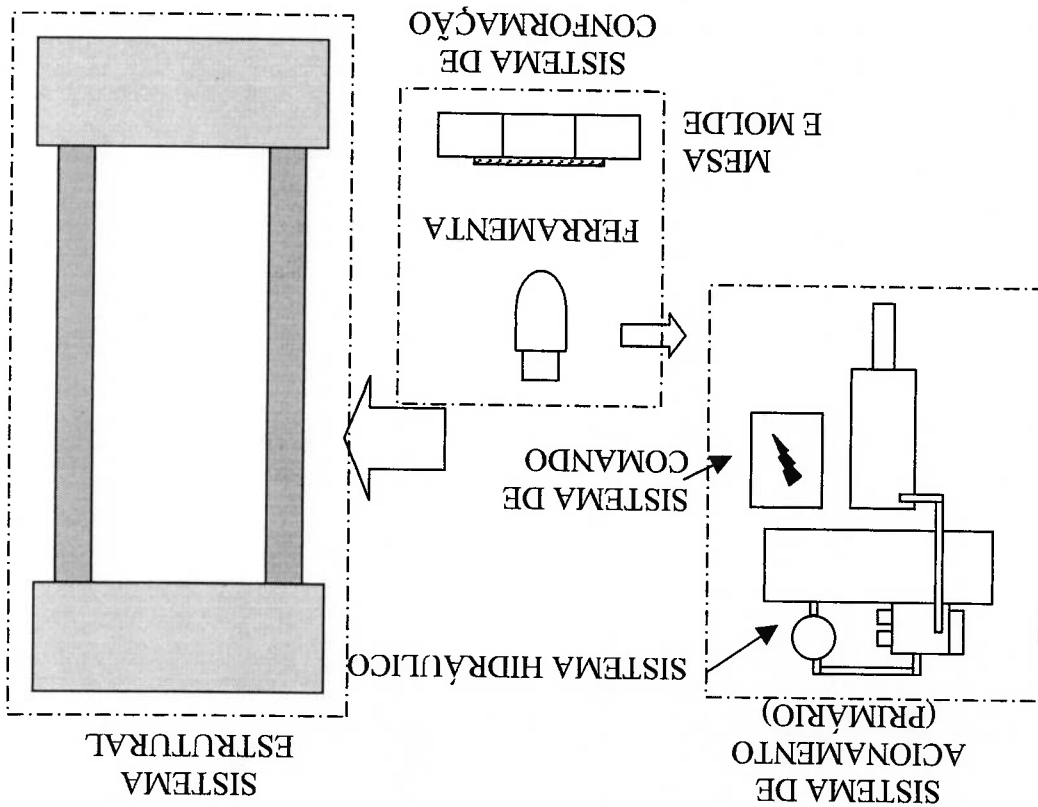
O terceiro sistema exigido nas prensas é o sistema estrutural, que tem como função principal suportar as cargas transmitidas durante a operação, conservando a integridade dos outros dois sistemas. O sistema estrutural também apresenta funções secundárias, como alojar os demais componentes da máquina ou ainda de proteger o operador e o ambiente que cerca a máquina de possíveis acidentes. A Figura 2.1. mostra uma prensa e seus sistemas.

O projeto de uma prensa hidráulica resulta do projeto de cada um dos sistemas e de suas interligações mecânicas, elétricas e outras, além de outros sistemas composto, como o de segurança, que depende do sistema estrutural, do sistema hidráulico e do sistema de comando. Dessa forma, o projeto de uma prensa hidráulica deve estar focado também na interdependência de todos os sistemas existentes da máquina.

O sistema de acionamento de uma prensa hidráulica mantém um princípio comum de funcionamento, mas pode apresentar variações em função, principalmente do tipo de prensa. As prensas de corte, dobra simples e punçionamento têm sistemas hidráulicos mais simples que as prensas de repuxo, pois ela é de movimento simples. Entre as prensas de repuxo, pode haver variação no sistema hidráulico devido à capacidade da prensa. Também o sistema de comando não é único, conforme visto na Tabela 2.2.

O sistema de conformação depende diretamente do tipo de operação de conformação. A ferramenta é o componente com a maior gama de variação entre os tipos de

Figura 2.1. Sistemas e Subistemas de uma Prensa Hidráulica



prensas e as prensas de corte ou dobra simples não prevêem a necessidade de moldes, enquanto que as prensas de repuxo utilizam obrigatoriamente estes componentes.

A geometria de uma prensa, ou seja, seu sistema estrutural, depende de fatores como o tipo da prensa, a capacidade, a produção desejada, a forma de alimentação e de retirada de peças acabadas, a facilidade de construção, bem como a facilidade de montagem e desmontagem. As prensas hidráulicas de corte, por exemplo, tem dimensões diferentes daquelas das prensas de repuxo, pela própria natureza da operação, pois uma prensa de repuxo exige um curso de ferramenta adequado à conformação a ser realizada, enquanto que na prensa de corte a ferramenta pode estar localizada muito mais próxima da peça a ser conformada (Schuler, 1998). Isso resulta em diferentes alturas da estrutura e até mesmo em diferentes formas construídas, tais como as apresentadas na Tabela 2.2.

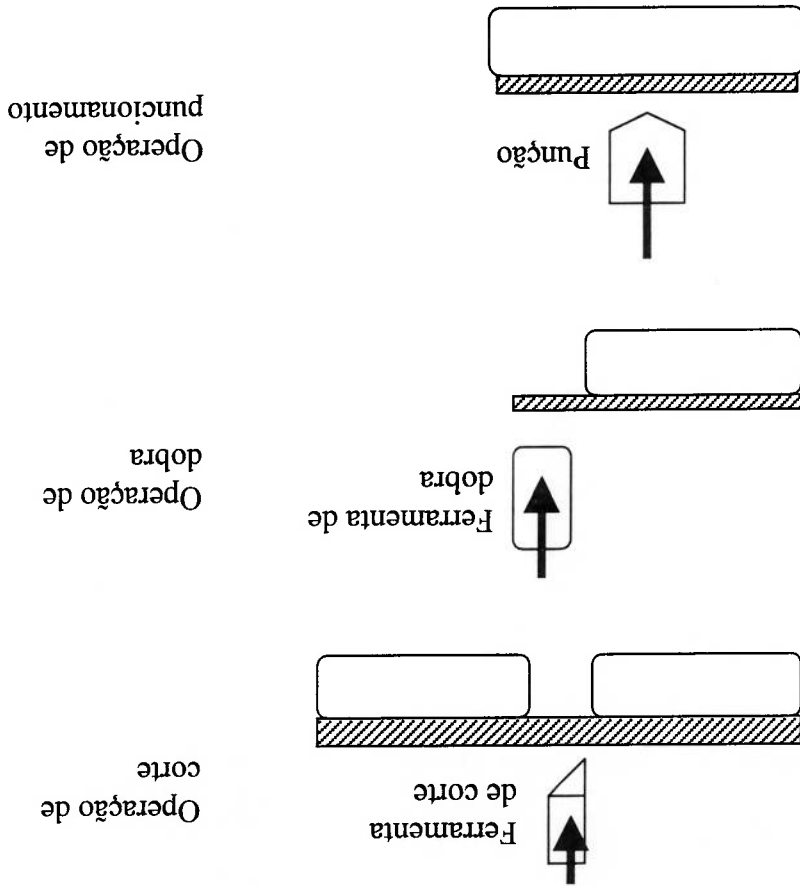
2.4. Prensas de Movimento Simples

Prensas de movimento simples são aquelas que não apresentam necessidade de variação de velocidade ao longo do curso total da ferramenta, ou do cilindro hidráulico. As prensas de corte, dobra simples e de punçionamento enquadram-se nesta categoria de prensas hidráulicas. Estas máquinas podem ser construídas em qualquer uma das formas apresentadas na Tabela 2.2. Apesar de executarem diferentes processos de conformação, as funções destas prensas são similares, em decorrência da semelhança de sua movimentação. Nestas máquinas, a ferramenta se desloca com velocidade e força constantes, resultando em um tipo de operação com grande quantidade de movimento na ferramenta, motivo pelo qual são conhecidas como prensas de impacto. Nestas prensas, geralmente a ferramenta fica bem próxima da peça a ser conformada, exigindo um pequeno curso de trabalho. A Figura 2.2. mostra as operações dos três tipos de prensas de movimento simples.

A operação de corte é a mais simples das operações realizadas por uma prensa hidráulica. Nesta operação, a peça, normalmente uma chapa, é apoiada em uma mesa e fixada por um sistema auxiliar, para que não se desloque durante a operação. A ferramenta realiza o movimento de aproximação e de corte com a mesma velocidade, sendo o curso de aproximação necessário apenas para que a ferramenta tenha completado seu ciclo de aceleração e esteja com velocidade constante. Estas prensas podem ter movimento contínuo de avanço e retorno da ferramenta sincronizados com a alimentação de chapas. As prensas de corte com fixação de chapa também hidráulica são chamadas de tesouras e podem conformar diversos materiais metálicos, ou mesmo não metálicos, tais como papel e plásticos.

As prensas de dobra são também simples, com operação similar às prensas de corte, porém com ferramenta diferente. Neste caso a peça também é apoiada em

Figura 2.2. Operações de Corte, Dobra e Puncionamento



A Tabela 2.1. traz a operação de repuxo como sendo uma conformação sob compressão e tração, o que a difere das prensas de corte, dobra e punção. Genericamente foi adotada a operação de repuxo para demonstrar este tipo de prensa hidráulica, entretanto existem outros tipos de prensas que também exigem movimento combinado, como as prensas utilizadas em compactação de materiais ou de sucata, entre outras. Estas máquinas têm em comum a força e a velocidade variáveis, o que configura um movimento combinado da ferramenta.

Como máquina de conformação mecânica, as prensas requerem como parâmetro principal de projeto altos níveis de força. Entretanto, para obter ganho de produtividade, as prensas também são projetadas considerando altas velocidades de operação, principalmente nas operações secundárias, uma vez que a velocidade de prensagem é baixa. O esquema indicado na Figura 2.3. mostra a relação entre força e velocidade em uma prensa de velocidade combinada.

Nesta Figura, a magnitude da velocidade e da força são expressas na forma de um vetor, sendo que o comprimento do vetor é um indicativo da magnitude do parâmetro. Esta representação é usada apenas para subsidiar a relação entre os parâmetros nas operações de aproximação e de prensagem.

2.5. Prensas de Movimento Combinado

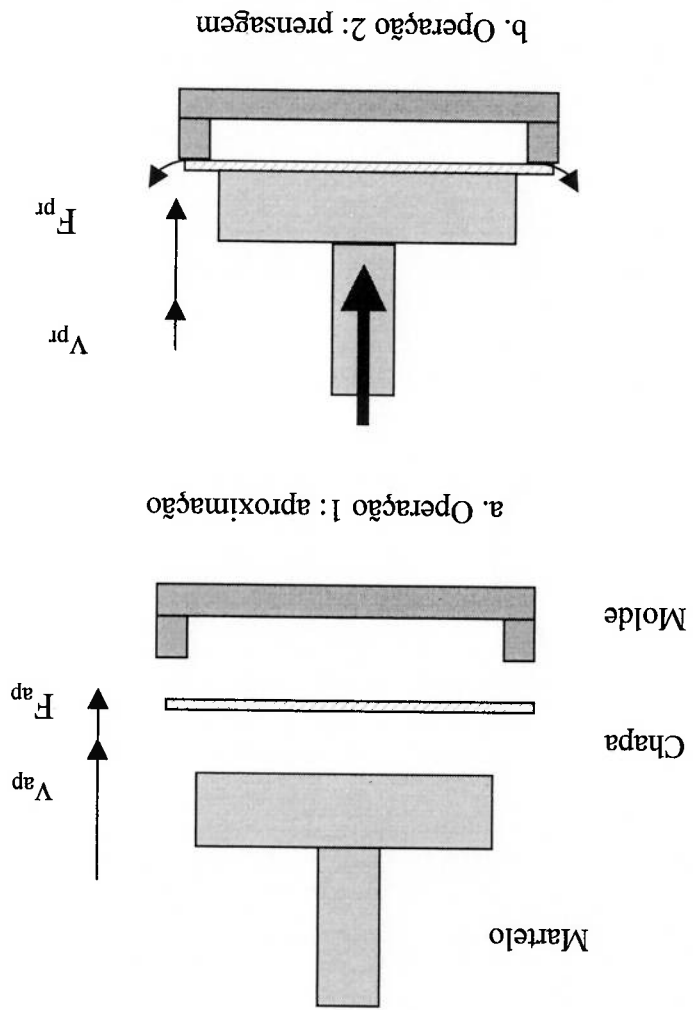
As prensas de punção têm funcionamento similar ao das demais, variando novamente o tipo de ferramenta. Podem ser empregadas para gravação (cunhagem), marcação, ou apenas para rebaixar uma superfície. Podem também ser construídas com alimentação sincronizada ao movimento de avanço e retorno da ferramenta.

Estas prensas necessitam de força também no retorno da ferramenta, para vencer a força de atrito entre esta e a peça.

uma mesa e a ferramenta desliza sobre a peça até que a dobra tenha sido completada.

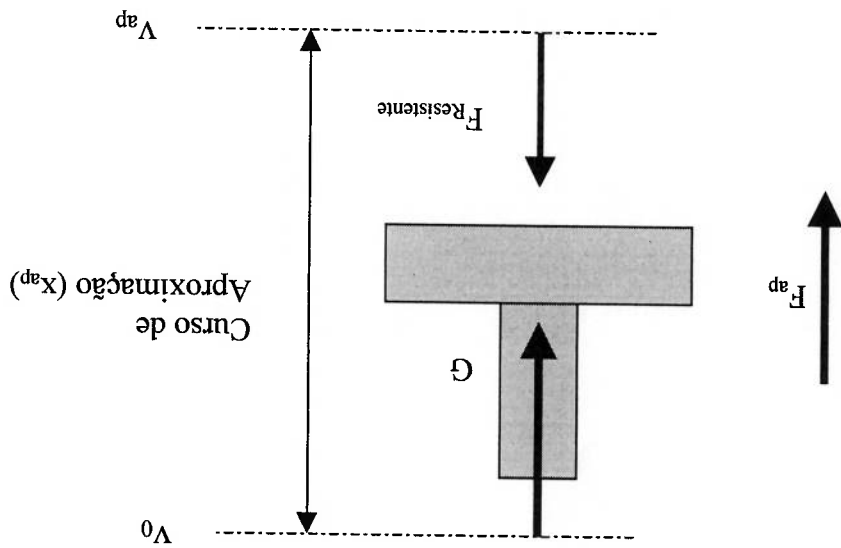
Figura 2.3. Relação entre Força e Velocidade em uma Prensa de Velocidade Combinada

onde,
 V_{ap} : velocidade de aproximação
 V_{pr} : velocidade de prensagem
 F_{ap} : Força de aproximação
 F_{pr} : Força de prensagem



2.5.1. Operação de Aproximação

Na operação de aproximação, a ferramenta, aqui também chamada de martelo, se aproxima da chapa (peça) com velocidade de aproximação (v_{ap}) e força de aproximação (F_{ap}). A velocidade deve ser alta, para que haja um ganho de tempo na operação e a força é pequena, porque não há resistência ao movimento e, além disso, o peso do conjunto do martelo acelera o mesmo, conforme mostra a Figura 2.4.



onde,

v_0 : velocidade inicial do conjunto do martelo

G: peso do conjunto do martelo

$F_{Resistente}$: Soma das Forças Resistentes ao movimento do conjunto do martelo

Figura 2.4. Operação de Aproximação

Admitindo-se que a Força Resistente aos movimentos do martelo, em prensas com a ferramenta guiada, deve-se fundamentalmente ao atrito, e que esta seja nula, a Força de aproximação é o próprio peso do conjunto da ferramenta. Considerando-se o martelo, inicialmente em repouso ($v_0 = 0$), descendo em “queda livre”, com a Força Resistente nula, da cinemática tem-se:

$$v_{ap}^{max} = \sqrt{2 \cdot g \cdot x_{ap}} \quad (2.1)$$

onde:

v_{ap}^{max} : velocidade máxima de aproximação

x_{ap} : curso de aproximação

g : aceleração da gravidade

ou seja, a velocidade máxima de aproximação depende apenas do curso de aproximação. De fato, mesmo nas prensas mais simples este curso é variável, permitindo conhecer para cada conjunto martelo-molde-chapa (espessura) a velocidade máxima de aproximação, que determina o tempo de aproximação mínimo (t_{ap}), o qual pode ser calculado com o emprego da equação abaixo indicada.

$$v_{ap}^{max} = g \cdot t_{ap} \Leftrightarrow t_{ap} = \frac{v_{ap}^{max}}{g} \quad (2.2)$$

Este modelo simplificado é bastante usado no projeto de prensas mais simples, como a que se apresenta a seguir, e seu emprego já fornece informações suficientes para definir as principais variáveis envolvidas no projeto de prensas.

Como nestes projetos o parâmetro principal é a força de prensagem, considera-se a operação de aproximação como secundária, pois sua finalidade é apenas levar o conjunto de prensagem até o contato físico com a chapa. Assim, toda a operação de aproximação, seus parâmetros de projeto, as grandezas envolvidas e os componentes utilizados são considerados secundários.

Em termos de projeto, a velocidade de aproximação é determinada em função da produção requerida, para que o tempo total do ciclo de trabalho seja o menor possível. A força de aproximação neste caso acaba sendo determinada em função das forças resistentes ao movimento de aproximação, quando se associa este movimento a um sistema hidráulico de acionamento, como será visto mais adiante.

2.5.2. Operação de Prensagem

Na operação de prensagem, o martelo deforma a chapa (peça) com velocidade de prensagem (V_{pr}) e força de prensagem (F_{pr}). Nesta operação ocorre a realização do trabalho efetivo para o qual a prensa foi projetada, logo, esta será a operação principal e, analogamente ao considerado para a aproximação, os componentes aqui utilizados são os principais do sistema.

Em relação ao cálculo das grandezas envolvidas, a força de prensagem é o parâmetro principal de projeto, determinado a partir das características do material a ser conformado e da magnitude da conformação. Nesta operação a velocidade de prensagem tem papel muito importante, porque dela depende o acabamento da peça conformada, entretanto ela é muito baixa em relação à velocidade de aproximação. A Figura 2.5. mostra um esquema da operação de prensagem.

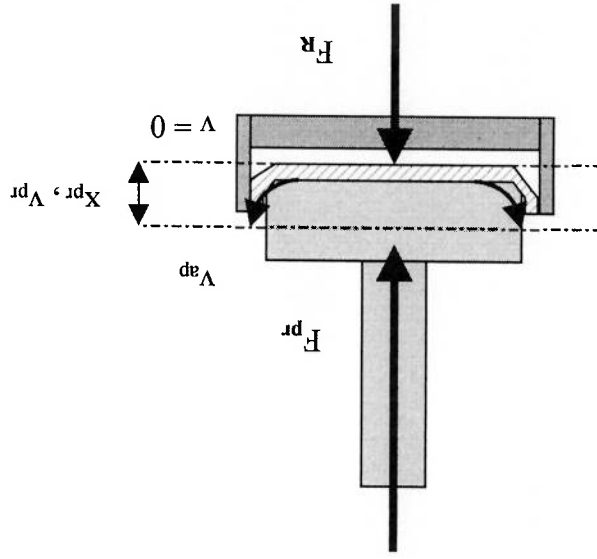


Figura 2.5. Operação de Prensagem

A Figura 2.5. mostra que a velocidade varia desde a velocidade de aproximação, que era máxima em queda livre, para a velocidade de prensagem, que é menor que a de aproximação, até chegar a zero, no final do curso, quando o trabalho de prensagem encerra. Entretanto, em alguns tipos de prensas, existe uma velocidade intermediária nula entre V_{ap} e V_{pr} , com a parada instantânea da ferramenta. Este efeito pode ser obtido no acionamento hidráulico, conforme será mostrado na sequência deste

trabalho. Admitindo-se que a transição de velocidades se dê apenas entre v_{ap} e v_{pr} e que a Força Resistente (F_R) é a força necessária à conformação do material, tem-se, durante a prensagem:

$$F_{pr} + G - F_R = ma$$

$$mas, como v_{pr} = cte \Rightarrow a = 0 \Rightarrow F_{pr} + G = F_R$$

(2.3)

onde:

G: peso do conjunto do martelo

Analisando as velocidades ao longo do tempo, tem-se que a variação de v_{ap} para v_{pr} é crítica, porque esta ocorre em um intervalo de tempo muito pequeno, da ordem de décimos de segundos, e a diferença entre as velocidades é, em média, de 5 vezes, o que resulta em uma desaceleração muito grande, sendo esta calculada com o emprego da seguinte relação:

$$a_{DES} = \frac{v_{pr} - v_{ap}}{t_{pr} - t_{ap}} > 0$$

(2.4)

onde:

a_{DES} : aceleração associada à variação de velocidade

Como em contrapartida à redução de velocidade ocorre um grande aumento da força, pode-se projetar a máquina para que as potências de aproximação (N_{ap}) e de prensagem (N_{pr}) sejam próximas:

$$N_{ap} = F_{ap} \cdot v_{ap}$$

$$N_{pr} = F_{pr} \cdot v_{pr}$$

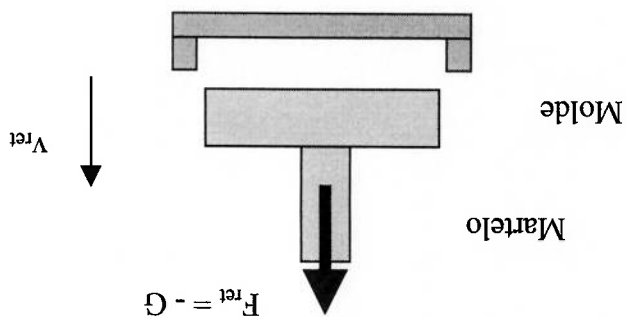
$$se N_{ap} \equiv N_{pr} \Rightarrow \frac{F_{ap}}{v_{pr}} \approx \frac{F_{pr}}{v_{ap}}$$

(2.5)

Ao longo do desenvolvimento dos sistemas hidráulicos, os projetos de circuitos consideravam fatores como tamanho físico, relação peso/potência, economia de energia e custo (Jingyi, 2001). Baseados nestas premissas, os responsáveis por este

2.6. Circuitos Hidráulicos Típicos

Figura 2.6. Operação de Retorno



Para complementar o ciclo de trabalho da prensa há uma terceira operação, que é o retorno do conjunto após a prensagem, como indicado na Figura 2.6. A operação de retorno segue as hipóteses da operação de aproximação, ou seja, a velocidade deve ser alta para que haja ganho de tempo e a força deve ser baixa, sendo determinada apenas em função do peso do conjunto de prensagem, que deve retornar à sua condição inicial.

2.5.3. Operação de Retorno da Ferramenta

Ou seja, para que a potência mecânica seja mantida constante nas duas operações, deve haver uma relação de proporcionalidade entre as forças e as velocidades nas operações de aproximação e de prensagem.

N_{ap} : Potência de aproximação
 N_{pt} : Potência de prensagem

onde:

desenvolvimento, os engenheiros de aplicação de pequenas empresas de projetos, ou das indústrias fabricantes de equipamentos (Stecki, 1998), criaram circuitos hidráulicos típicos para determinadas aplicações de maior escala industrial. Estes circuitos podem ser encontrados em manuais de fabricantes de equipamentos hidráulicos, ou na literatura disponível até meados dos anos 70, e são ainda utilizados como orientação e treinamento de novos profissionais no setor de projetos de circuitos hidráulicos. Mais modernamente, estes circuitos típicos são também encontrados em programas de simulação.

As prensas hidráulicas, por sua extensão de aplicação, são máquinas para as quais foram adaptados circuitos hidráulicos para obter o máximo de força na operação de prensagem, no caso das prensas de corte, dobra, punção e repuxo, com o mínimo de potência consumida, no caso das prensas de repuxo e correlatas.

De acordo com a classificação discutida neste capítulo, as prensas de movimento simples também apresentam circuitos hidráulicos simples, com apenas um acionamento de avanço e retorno de ferramenta com velocidade constante e força dependente de uma carga resistiva constante. Já as prensas de movimento combinado necessitam de circuitos hidráulicos que permitam uma variação de velocidade associada às operações distintas de aproximação, na qual a carga resistiva deve-se às forças de atrito e de inércia, e de prensagem, na qual a carga resistiva é a força de prensagem propriamente dita. Para este tipo de aplicação, mais sofisticada que a das prensas de movimento simples, destacam-se duas alternativas de circuitos hidráulicos amplamente conhecidos, empregados pela maioria das empresas fabricantes de sistemas hidráulicos (Vickers, Rexroth, Racine): o circuito conhecido como “Alto e Baixo”, ou “Dual” (Linsingen, 2001) e o circuito com cilindros auxiliares e válvula de preenchimento (“Queda Livre”).

2.6.1. Circuito Hidráulico “Alto e Baixo”, ou “Dual” (Linsingen, 2001)

Nas prensas de repuxo acionadas hidráulicamente, um cilindro hidráulico aciona diretamente a ferramenta (martelo) nas operações de aproximação, prensagem e retorno. Cada uma das operações tem uma velocidade e uma força diferentes,

conforme mostra a Figura 2.7. Nesta figura, as velocidades e as forças envolvidas em cada etapa do processo são expressas em termos de vetores, onde o comprimento dos mesmos está associado à sua magnitude, permitindo uma comparação qualitativa entre a magnitude destes parâmetros em todas as etapas de acionamento da prensa. Inicialmente pode-se admitir para cada velocidade uma vazão e para cada força uma

pressão, (Bolton, 1997).

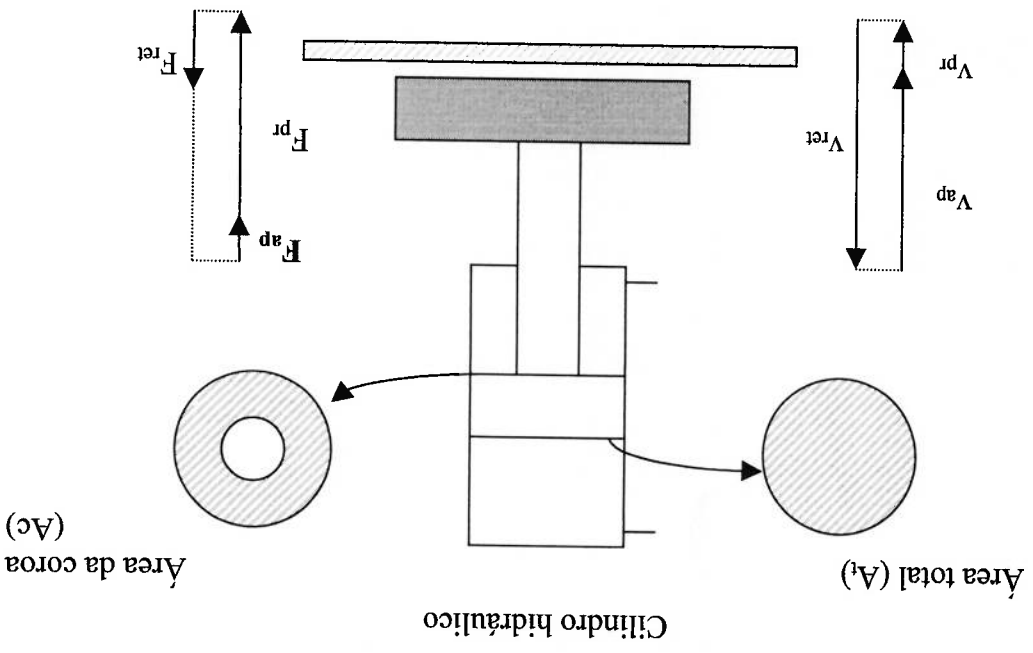


Figura 2.7. Forças e Velocidades em um Cilindro Hidráulico de Prensa de Repuxo

A partir desta hipótese, tem-se:

$$v_{ap} = \frac{Q_{ap}}{A_t} \tag{2.6}$$

$$v_{pr} = \frac{Q_{pr}}{A_t} \tag{2.7}$$

$$v_{ret} = \frac{Q_{ret}}{A_c} \tag{2.8}$$

onde:

$A_t \rightarrow$ área total;

potência hidráulica envolvida na condição crítica da prensa, (Bolton, 1997):

material (F_{pr}) e a velocidade necessária ao ganho de tempo (V_{ap}), tem-se como Considerando então apenas um movimento, com a força necessária à deformação do regulada para um valor superior ao da pressão de prensagem (p_{pr}).

válvula reguladora de pressão (válvula de alívio), esta teria pressão máxima (P_{max}) a de prensagem (F_{pr}). Considerando um circuito hidráulico simples com apenas uma maior valor. Em termos de força, a prensa deve trabalhar com a maior força, ou seja, velocidade de avanço, que seria a velocidade de aproximação (V_{ap}), por ser a de Entretanto, considerando uma única bomba de vazão fixa, tem-se uma única de velocidade e força, resultando em 3 potências instaladas diferentes.

potência hidráulica, porque elas têm 3 operações distintas, com diferentes parâmetros As prensas de repuxo são máquinas que apresentam um caso crítico de demanda de pautados por uma necessidade física inerente ao sistema: economia de potência.

Para executar estes movimentos característicos às prensas de repuxo (leve ou profundo), os projetistas de sistemas hidráulicos sugerem diferentes circuitos típicos,

P_{ap} → pressão de aproximação;
 P_{pr} → pressão de prensagem;
 P_{ret} → pressão de retorno.

onde:

$$F_{ret} = p_{ret} \cdot A_c \quad (2.11)$$

$$F_{pr} = p_{pr} \cdot A_t \quad (2.10)$$

$$F_{ap} = p_{ap} \cdot A_t \quad (2.9)$$

e:

A_c → área da coroa;
 Q_{ap} → vazão de aproximação;
 Q_{pr} → vazão de prensagem;
 Q_{ret} → vazão de retorno;
 V_{ap} → velocidade de aproximação;
 V_{pr} → velocidade de prensagem;
 V_{ret} → velocidade de retorno;

onde:

$$N^{ret} = p_{ret} \cdot \dot{Q}_{ret} \quad (2.15)$$

O mesmo ocorre na operação de retorno, porque a pressão necessária para que a ferramenta retorne à posição inicial (p_{ret}) também é bem menor que a regulada na válvula de alívio (p_{max}). Então, no retorno, o consumo de potência é:

$$N^{ap} = p_{ap} \cdot \dot{Q}_{ap} \quad (2.14)$$

2.13, o consumo real de potência é dado por:
aproximação. Nesta situação, apesar de se calcular a potência hidráulica pela equação deslocado pela bomba acelere o cilindro desde o repouso até a velocidade de maior que a pressão de prensagem (p_{pr}), esta não abre, permitindo que todo o fluido (p_{ap}) tem valor muito menor que a pressão regulada na válvula de alívio (p_{max}), que é Na operação de aproximação a vazão é grande, mas como a pressão de aproximação aproximação.

A potência hidráulica resultante é bastante alta, porque decorre de uma alta pressão, função da elevada força de prensagem, e de uma alta vazão, função da velocidade de

$$N^{crit} = p_{pr} \cdot \dot{Q}_{ap} \quad (2.13)$$
$$N^{crit} = (p_{pr} \cdot A_t) \cdot \left(\frac{\dot{Q}_{ap}}{A_t} \right)$$

Das equações 2.6 e 2.10, vem:

N^{crit} : Potência na condição crítica da prensa

onde:

$$N^{crit} = F_{pr} \cdot v_{ap} \quad (2.12)$$

N_{ret} – potência na operação de retorno

Na operação de prensagem, considerando que não existe aproximação, tem-se:

$$N_{pr} = P_{pr} \cdot \dot{Q}_{pr} \quad (2.16)$$

Utilizando a equação 2.5, que expressa a condição de projeto de prensas, e as equações 2.6, 2.7, 2.9 e 2.10, tem-se:

$$\frac{F_{pr}}{v_{pr}} \equiv \frac{F_{vap}}{v_{pr}}$$

$$\frac{\dot{Q}_{ap}}{A_t} \equiv \frac{p_{pr} \cdot A_t}{p_{pr} \cdot A_t} \equiv \frac{\dot{Q}_{pr}}{A_t} \Leftrightarrow \frac{p_{pr}}{p_{pr}} \equiv \frac{d_{ap}}{d_{pr}} \equiv \frac{\dot{Q}_{pr}}{\dot{Q}_{ap}} \quad (2.17)$$

Ou seja, para que as potências de aproximação e de prensagem sejam próximas, é necessário que a relação entre as pressões tenha valor próximo da relação entre vazões. Isto implica em duas pressões e duas vazões distintas nas operações de aproximação e de prensagem, porque se houver apenas uma vazão, esta será a de aproximação (\dot{Q}_{ap}) e se houver apenas uma pressão, esta será a de prensagem (p_{pr}). Nesta condição, a potência consumida é a potência crítica, dada pela equação 2.13, fato que não é desejável para o projeto da prensa.

Na situação de projeto acima descrita, considerando que a prensa utiliza bomba de deslocamento positivo fixo, esta é dimensionada para a vazão máxima, que é a de aproximação (\dot{Q}_{ap}). Durante a prensagem, porém, a vazão requerida é a vazão de prensagem (\dot{Q}_{pr}), muito menor. Então, a diferença entre as vazões, $\dot{Q}_{ap} - \dot{Q}_{pr}$, é retirada do circuito pela válvula de alívio, conforme mostra a Figura 2.8. A diferença entre vazões é chamada de vazão desviada (\dot{Q}_d), (Linsingen, 2001). Porém, se a válvula de alívio de pressão esta aberta, permitindo a passagem da vazão desviada, isto significa que foi atingida a regulagem de pressão máxima (p_{max}).

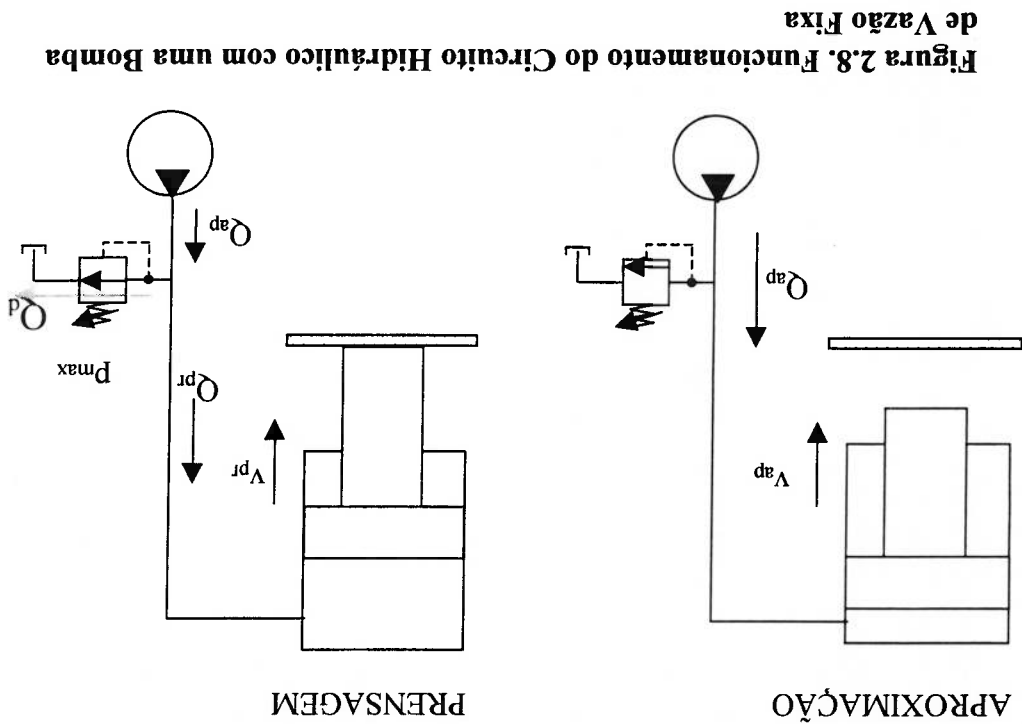
Analisando a equação 2.19, pode-se concluir que a potência dissipada tem valor muito alto, porque depende da maior pressão do sistema e da diferença entre as vazões, que é a própria relação entre as velocidades de aproximação e de prensagem. Então, na condição de trabalho representada na Figura 2.8., com uma única bomba de vazão fixa atendendo aos dois parâmetros de projeto, aproximação e prensagem, tem-

$$N^{diss} = (\bar{Q}_{ap} - \bar{Q}_{pr}) p_{max} \quad (2.19)$$

Como a vazão desviada é a diferença entre a vazão de aproximação e a vazão de prensagem, tem-se:

$$N^{diss} = \bar{Q}_{pr} \cdot p_{max} \quad (2.18)$$

Nesta condição, durante a operação de prensagem, tem-se como potência dissipada na válvula de alívio:



se um alto consumo de potência, o que exige um motor elétrico de acionamento de grandes dimensões com alto consumo de energia elétrica.

Ainda na mesma condição, o alto valor da potência dissipada implica em geração de calor, que causa queda na viscosidade do fluido aumentando a força de atrito entre as peças móveis dos componentes do sistema hidráulico, acelerando seu desgaste. Além disso, o próprio aquecimento dos componentes incorre em dilatação de suas peças internas, comprometendo as folgas de lubrificação, podendo resultar inclusive em travamento.

Como solução para evitar os problemas descritos, os fabricantes de equipamentos hidráulicos projetaram o circuito chamado de "Alto e Baixo", que parte do princípio que os problemas são causados pela utilização de uma única bomba para fornecer duas vazões distintas para o acionamento da prensa. A solução se baseia, inicialmente, na utilização de duas bombas, cada uma delas atendendo a cada vazão exigida pelo projeto da prensa.

A denominação "Alto e Baixo" refere-se à condição de utilização das bombas, a de baixa vazão operando com alta pressão e a de alta vazão operando com baixa pressão.

O sistema "Alto e Baixo" típico está representado na Figura 2.9.

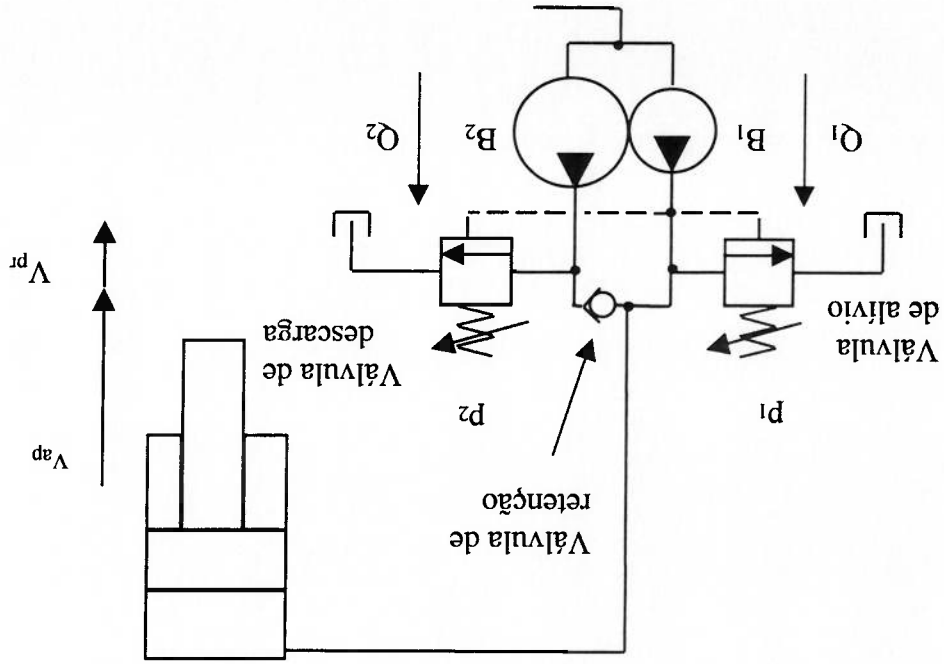


Figura 2.9. Circuito Hidráulico "Alto e Baixo"

No circuito "Alto e Baixo" são usadas duas bombas B_1 e B_2 , uma de baixa vazão, B_1 , e uma de alta vazão, B_2 ; uma válvula de alívio na saída da bomba B_1 , que regula a pressão máxima do sistema, e uma válvula de descarga, na saída da bomba B_2 , que regula a pressão de descarga da própria vazão da bomba B_2 , quando esta não é utilizada pela prensa, ou seja, durante a operação de prensagem.

Na operação de aproximação, a máquina opera com velocidade máxima, que é obtida pela soma das vazões das duas bombas.

$$Q_{ap} = Q_1 + Q_2 \quad (2.20)$$

que é a mesma vazão para a operação de retorno,

$$Q_{ret} = Q_{ap} = Q_1 + Q_2 \quad (2.21)$$

e na prensagem, a vazão é a própria vazão da bomba B_1 :

$$Q_{pr} = Q_1 \quad (2.22)$$

Durante a aproximação, conforme visto anteriormente, a prensa trabalha com baixa pressão, inferior àquela ajustada na válvula de descarga. No término da operação de aproximação, quando o cilindro encontra a carga, a pressão sobe em todo o sistema, atingindo a ajustada na válvula de descarga, quando toda a vazão da bomba B_2 é descarregada. A partir deste instante, o sistema opera apenas com a vazão da bomba B_1 , porém com a pressão de prensagem, próxima à pressão máxima regulada na válvula de alívio.

Nesta condição, tem-se:

$$N_{ap} = Q_{ap} \cdot p_2 = (Q_1 + Q_2) \cdot p_2 \quad (2.23)$$

$$N_{pr} = Q_1 \cdot p_1 \quad (2.24)$$

eliminando-se a condição de potência crítica.

A potência instalada no sistema é a que resultar maior, de pressagem ou de aproximação, que são muito próximas de acordo com as hipóteses iniciais deste capítulo.

Assim, o princípio de redução de consumo de energia, que é a premissa do circuito "Alto e Baixo", resulta em potências de acionamento da ordem de até 20 a 30% daquela que seria necessária quando se utiliza uma única bomba.

Como se pode ver, o circuito hidráulico "Alto e Baixo" tem como princípio funcionar com duas bombas, ou com bomba dupla. Entretanto, outra necessidade é a utilização de uma válvula de descarga na saída da bomba de alta vazão, ao contrário da bomba de baixa, que tem sua pressão regulada por uma válvula de alívio.

É importante ressaltar que ambas as válvulas são reguladoras de pressão, mas enquanto a válvula de alívio regula a pressão máxima da linha à qual está ligada, a válvula de descarga tem como função descarregar a vazão da linha a uma baixa pressão, utilizando para isso um comando de pressão piloto externo à própria linha, conforme mostra a Figura 2.10.

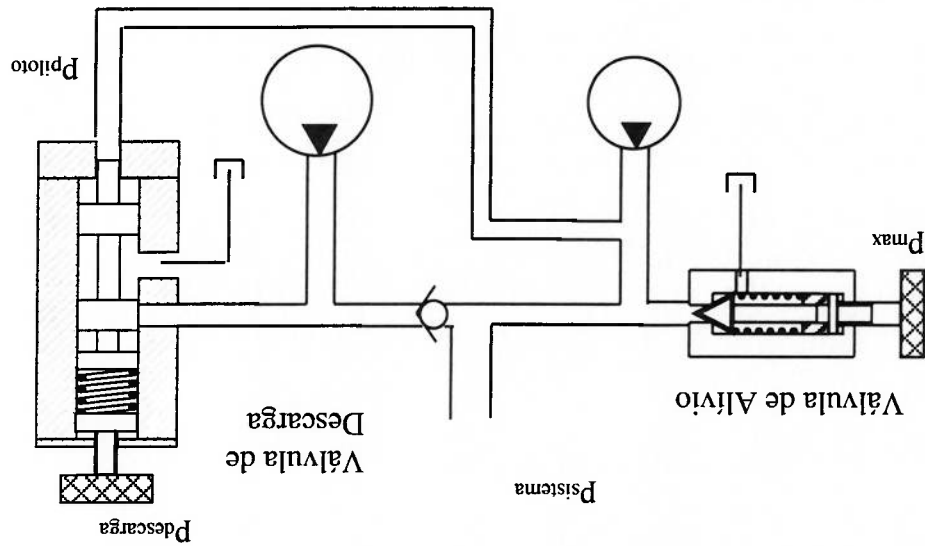


Figura 2.10. Circuito "Alto e Baixo" – Corte Esquemático

Na Figura 2.10, pode-se notar que enquanto a pressão do sistema não atingir a regulação da pressão mais baixa, feita na válvula de descarga, as duas válvulas estão fechadas e a vazão das duas bombas vai integralmente para o sistema.

Quando inicia a pressagem, ou seja, quando a ferramenta encosta na peça a ser prensada, a pressão do sistema aumenta, distribuindo-se igualmente nas linhas de

saida das duas bombas.

Quando a pressão do sistema atinge a pressão regulada na válvula de descarga, ela é transmitida à válvula pela linha de pressão piloto, que desloca o pistão de abertura da válvula contra a mola de regulação, abrindo a passagem de fluido da linha da bomba de alta vazão para a linha de tanque. A partir deste instante, a única vazão que vai para o sistema é a da bomba de baixa vazão, até que a pressão atinja a regulação da válvula de alívio, quando esta vazão passa pela válvula para o reservatório.

Pode-se notar que a diferença de funcionamento entre as válvulas é que a válvula de alívio utiliza como pressão de abertura a pressão da própria linha na qual está instalada, enquanto que a válvula de descarga utiliza uma pressão remota, retirada de outra linha, o que possibilita que o fluido que passa pela válvula não causa consumo de potência na linha da bomba de alta vazão, aproveitando a potência da linha da bomba de baixa vazão.

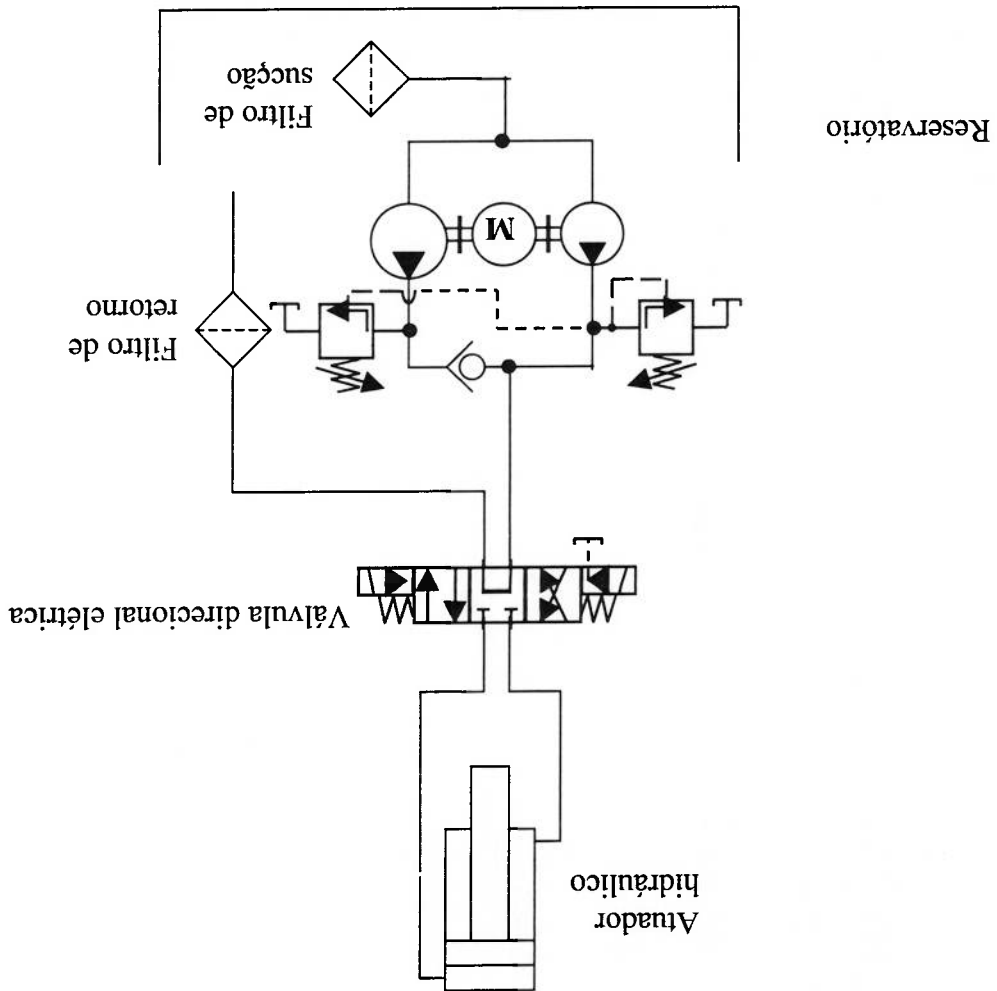
O circuito “Alto e Baixo” padrão, semi-automático, está representado na Figura 2.11.

Este circuito segue o mesmo parâmetro de economia de potência que o “Alto e Baixo”, porém com outra forma construtiva, que visa também a facilidade de fabricação da parte estrutural da prensa, principalmente para estruturas de quatro colunas.

2.6.2. Circuito com Cilindros Auxiliares e Válvula de Preenchimento

Neste circuito padrão foram acrescentados a válvula direcional, que controla o sentido de acionamento do atuador hidráulico, os filtros (sucção e retorno) e o reservatório, sem acessórios.

Figura 2.11. Circuito “Alto e Baixo” Semi-automático Padrão



Neste circuito, o cilindro que realiza a operação de prensagem é chamado de cilindro principal, sendo dele a área utilizada para cálculo da pressão de prensagem necessária, e este só opera com velocidade e pressão de prensagem durante o tempo de prensagem, sendo a operação de aproximação feita por dois cilindros auxiliares, de diâmetro bem menor que o do principal, destinados a imprimir a velocidade de aproximação rápida da ferramenta. Os três cilindros são solidários à ferramenta, conforme mostra a Figura 2.12.

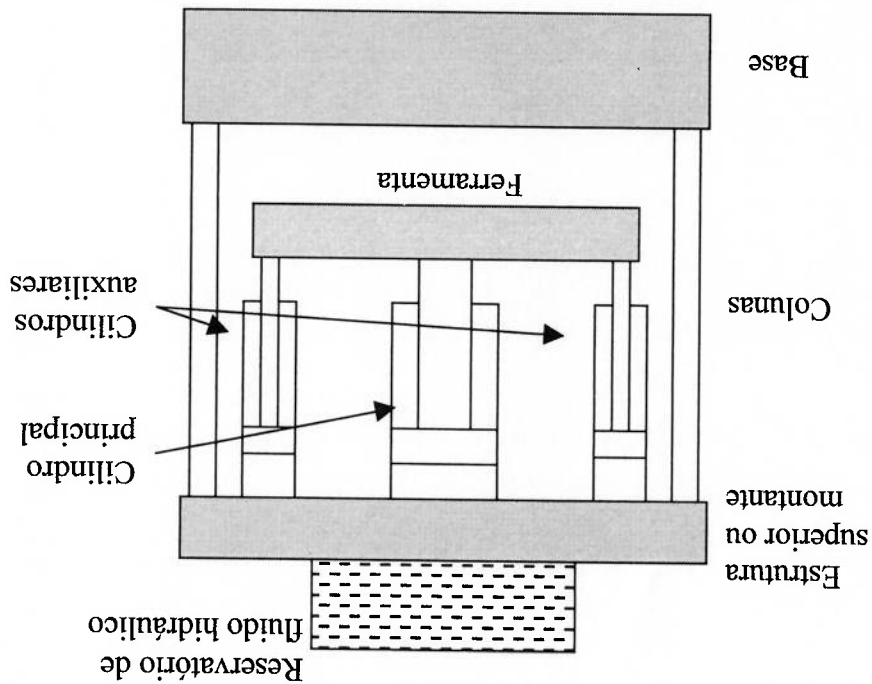


Figura 2.12. Croquis de uma Prensa com Cilindros Auxiliares

Este sistema hidráulico caracteriza-se pela utilização de uma única bomba, que fornece a vazão necessária para as operações de aproximação e de prensagem. Na operação de aproximação, a vazão da bomba é integralmente aproveitada pelos cilindros de aproximação, enquanto que na operação de prensagem a bomba atende também ao cilindro de prensagem. Denominando a área do cilindro principal de A_p e a área de cada cilindro auxiliar de A_a , tem-se para a operação de aproximação:

$$V_{ap} = v_{ap} \cdot 2A_a$$

Vazão de Aproximação :

(2.25)

E para a operação de prensagem, tem-se:

$$\text{Vazão de Prensagem (cilindro principal)} : \quad \tilde{Q}_{pr} = v_{pr} \cdot A_p \quad (2.26)$$

Como uma única bomba é utilizada para as duas operações, tem-se:

$$\begin{aligned} \text{Vazão da Bomba :} \\ \tilde{Q}_B = \tilde{Q}_{ap} = \tilde{Q}_{pr} + \Delta \tilde{Q}_a \end{aligned} \quad \text{onde :} \quad (2.27)$$

$\Delta \tilde{Q}_a$ é a vazão que a bomba envia aos cilindros auxiliares durante a prensagem

ou, substituindo as vazões:

$$\tilde{Q}_B = 2 \cdot v_{ap} \cdot A_a = v_{pr} \cdot A_p + v_{pr} \cdot A_a = v_{pr} (A_p + A_a) \quad (2.28)$$

Que implica em uma relação entre as velocidades e as áreas dos cilindros:

$$v_{ap} = \frac{2A_a}{A_p + A_a} v_{pr} \quad (2.29)$$

Em relação à pressão, o comportamento deste circuito é análogo ao do Circuito "Alto e Baixo", ou seja, durante a aproximação a pressão (p_{ap}) permanece em valores muito abaixo do valor da pressão de prensagem (p_{pr}). Esta relação faz com que a potência de aproximação (N_{ap}) também seja bastante baixa, fazendo com que potência de prensagem (N_{pr}) seja a potência determinante para o dimensionamento do motor elétrico de acionamento do sistema hidráulico. Desta forma, tem-se, como potência de prensagem:

$$N_{pr} = p_{pr} \cdot \tilde{Q}_B \quad (2.30)$$

Em relação ao funcionamento do circuito com cilindros auxiliares, ele apresenta duas alterações em relação ao chamado circuito hidráulico básico, composto apenas pela bomba, válvula de alívio de pressão, válvula direcional, cilindro hidráulico e acessórios.

A principal alteração é a inclusão da válvula de preenchimento, que é de larga utilização em prensas hidráulicas. Esta válvula é uma válvula do tipo retenção pilotada, que funciona por diferencial de pressão entre a câmara interna do cilindro principal e a pressão atmosférica somada à pressão causada pelo peso da coluna de fluido, como estabelece o Teorema de Stevin (Fox, 1998). A Figura 2.13, mostra a configuração interna de uma válvula de retenção pilotada.

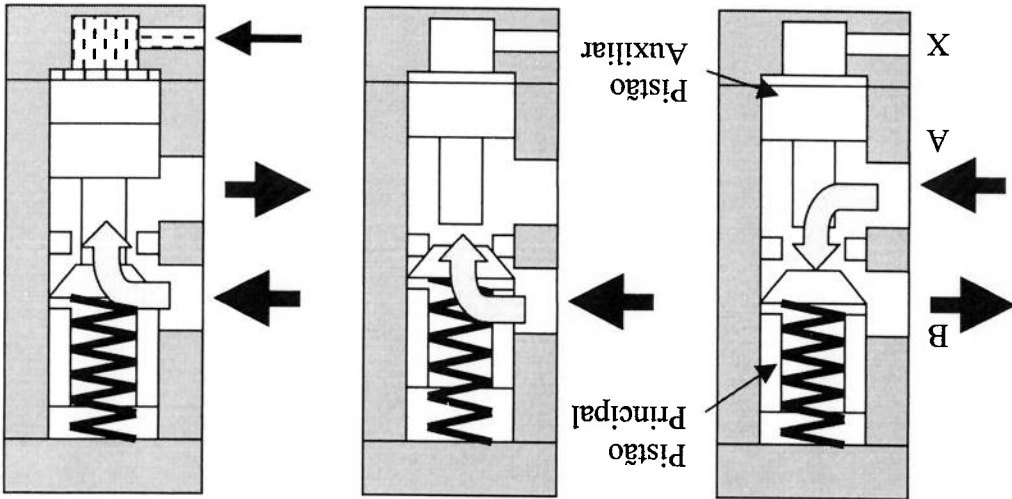


Figura 2.13. Válvula de Retenção Pilotada

Neste tipo de válvula, quando a vazão vai do pòrtico A para o pòrtico B, a pressão do fluido aplicada na área do pistão principal vence a força da mola e a desaloja, permitindo a passagem do fluido. Quando a vazão vem no sentido inverso, de B para A, a pressão do fluido é aplicada na parte posterior do pistão principal, vedando-o contra a sede, impedindo a passagem de fluido. Quando se necessita de vazão de B para A, uma pressão piloto é aplicada no pistão auxiliar pelo pòrtico X, empurrando este pistão contra o principal e o desalojando, permitindo a passagem de fluido de B para A.

Enquanto o cilindro principal está em repouso na posição superior, o mesmo é mantido cheio de fluido sob pressão, o que garante que o pistão principal da válvula fique em contato com a sede. Os cilindros auxiliares têm suas hastes solidárias à

Figura 2.15. Montagem de uma Válvula de Preenchimento em Prensa

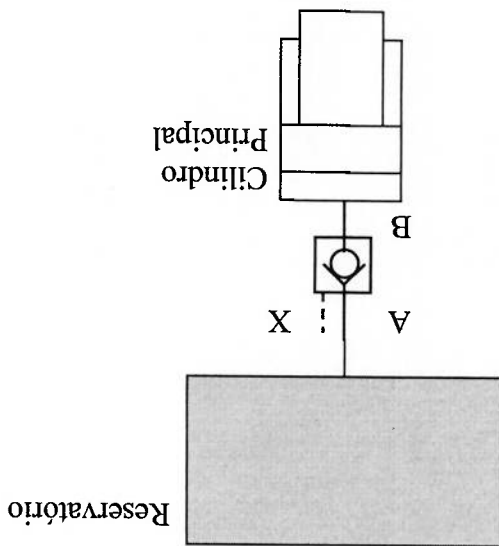
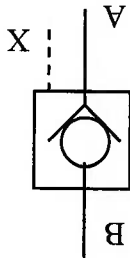


Figura 2.15.

No circuito hidráulico com cilindros auxiliares, a válvula de preenchimento, do tipo retenção pilotada, é instalada entre o cilindro principal, ou de prensagem, e o reservatório de fluido, que é montado na parte superior da prensa, conforme mostra a

Figura 2.14. Símbolo Hidráulico de uma Válvula de Retenção Pilotada



O símbolo que representa a válvula de retenção pilotada, e também a válvula de preenchimento, está mostrado na Figura 2.14.

haste do cilindro principal, montadas na ferramenta da prensa (martelo). Quando os cilindros auxiliares iniciam o movimento de aproximação, eles arrastam o conjunto haste/êmbolo do cilindro principal, fazendo com que aumente o volume da câmara superior do cilindro principal e causando uma queda de pressão interna. Como o pótico A da válvula está conectado ao reservatório, aberto à atmosfera, a pressão atmosférica e a pressão devida à coluna de fluido atuam no pistão principal da válvula instantaneamente, resultando em uma força maior que a força exercida pela mola da válvula, fazendo com que esta "abra", permitindo a passagem de fluido do reservatório para o cilindro.

A válvula de preenchimento é dimensionada para admitir uma vazão de fluido do reservatório que mantenha o cilindro totalmente preenchido, com a menor perda de carga possível, o que permite a abertura da válvula com um pequeno diferencial de pressão. Para que isto seja possível, é comum montar parte da válvula no fundo do reservatório e parte na cabeça do cilindro, evitando o uso de tubulações e reduzindo assim a perda de carga entre a válvula e o cilindro. A Figura 2.16, mostra uma instalação padrão do sistema (Rexroth, 1983).

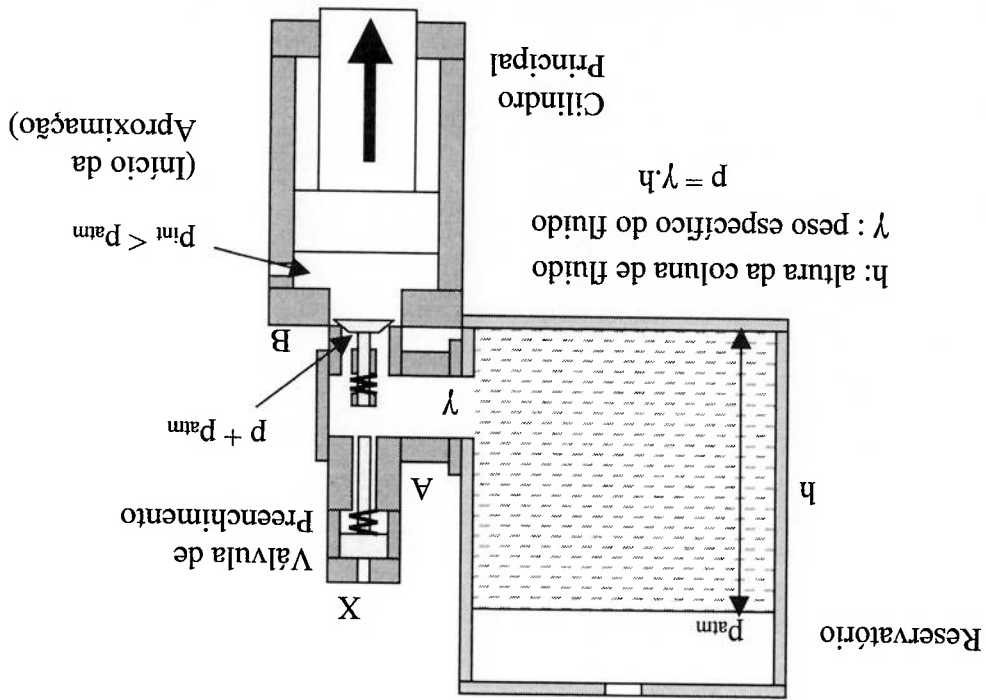


Figura 2.16. Instalação de Prensa com Válvula de Preenchimento

Durante a aproximação, então, o cilindro principal é abastecido pela válvula de preenchimento. Na pressagem, a pressão aumenta na câmara do cilindro, fechando a válvula de preenchimento. A partir do fechamento da válvula, o cilindro é abastecido pela bomba, já com o fluido na pressão de pressagem, que permanece constante durante toda a operação, enquanto os cilindros auxiliares também são abastecidos pela bomba, estes já sendo acionados com a velocidade reduzida para a velocidade de pressagem.

A mudança de fonte de fluido para o cilindro principal é feita por meio de uma válvula reguladora de pressão tipo seqüência, que é uma válvula normalmente fechada que só permite a passagem de fluido quando a pressão em sua entrada atinge a pressão nela regulada.

Na operação de retorno da ferramenta, o fluido que está na câmara superior do cilindro principal retorna para o reservatório superior pela válvula de preenchimento, que recebe pressão piloto de uma fonte externa de pressão, mantendo-se aberta até completar a operação. Não há vazão deste cilindro pelo portico ligado à bomba, porque a válvula de seqüência não permite vazão reversa. Nesta operação, o movimento também é realizado pelos cilindros auxiliares, que arrastam o conjunto haste/embolo do cilindro principal até sua posição original, com velocidade de retorno maior que a velocidade de aproximação, pelo diferencial de áreas dos cilindros auxiliares.

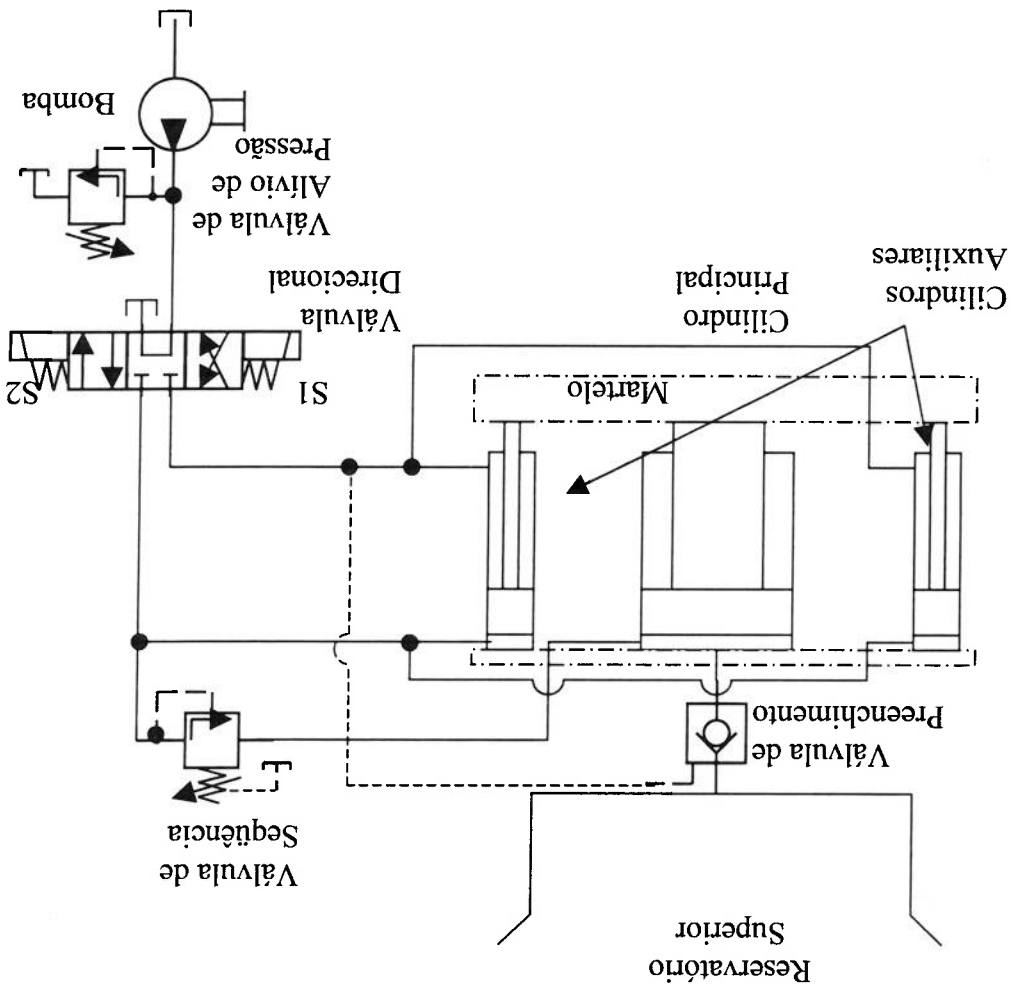
O circuito hidráulico padrão para prensas com cilindros auxiliares está representado na Figura 2.17.

Os dois sistemas hidráulicos apresentados são amplamente utilizados para o acionamento de prensas de movimento combinado, ou seja, com duas velocidades diferentes na operação de avanço, caracterizando aproximação rápida e trabalho

2.7. Comentários Finais

Mais recentemente, este circuito foi adaptado pelos fabricantes de prensas em conjunto com os fabricantes de equipamentos hidráulicos para obter forças de prensagem maiores que as usuais para este circuito. A alteração inverte o conceito de cilindros auxiliares, passando o circuito a ter apenas um cilindro auxiliar, de duplo efeito, e quatro cilindros de prensagem, o que resulta em uma área de atuação da pressão muito maior que no circuito padrão, logo em grandes forças de prensagem.

Figura 2.17. Circuito Hidráulico para Prensas com Cilindros Auxiliares



(prensagem) lento. Os dois circuitos representam duas diferentes alternativas técnicas que atendem às necessidades deste tipo de prensa. Estes circuitos podem ser encontrados em prensas de repuxo, de compactação, para sucata e em outros tipos de prensas hidráulicas.

Os dois circuitos apresentados não têm alto nível de complexidade, entretanto, podem ser alterados conforme são acrescentadas novas funções dos sistemas hidráulicos às prensas, como alimentação automática, extração de peças, contrapressão no molde e sistema hidráulico de segurança. Ainda que semelhantes, o circuito "Alto e Baixo" é mais simples que o circuito com cilindros auxiliares e válvula de preenchimento, por apresentar, como variação de um circuito hidráulico tido como básico, composto apenas por bomba; atuador; válvula de alívio de pressão e válvula direcional, o acréscimo de uma bomba e de uma válvula reguladora de pressão, do tipo descarga. Já o circuito com cilindros auxiliares apresenta como variação do circuito básico o emprego de mais dois atuadores e de uma válvula de preenchimento, esta última de alto custo. Note-se ainda que os cilindros auxiliares, que são solidários à ferramenta (martelo) devem ter geometria e acabamento mecânico o mais semelhante possível, para que não apresentem substanciais diferenças em seus volumes internos, que podem causar variações em suas velocidades e forças.

A principal vantagem de utilização do circuito "Alto e Baixo" é a economia de potência que ele proporciona no acionamento da prensa, além de não necessitar de componentes elétricos ou eletrônicos além dos solenóides das válvulas. Este circuito apresenta uma variação em relação a inclusão de equipamentos elétricos, utilizando em lugar da válvula reguladora de pressão do tipo descarga uma válvula reguladora de pressão tipo alívio, com alívio rápido por meio de válvula direcional elétrica. Neste caso, a informação de aumento na carga no início da prensagem é transmitida na forma de sinal elétrico, por um pressostato. Esta montagem apresenta um ganho no tempo de resposta do sistema hidráulico, mas adiciona uma série de dispositivos eletrônicos e eletrônicos ao sistema.

No circuito com cilindros auxiliares, a vantagem principal está na construção e na montagem da prensa, pois o reservatório com seus acessórios, e boa parte do

conjunto de componentes hidráulicos, ficam localizados na parte superior da máquina, isolados dos outros subsistemas da prensa.

Ambos os sistemas hidráulicos são conhecidos e utilizados pelos fabricantes de prensas hidráulicas há mais de três décadas, em todo o mundo, dentre os quais pode-se citar a Prensas Schuler, Prensas Luxor, Mahnke e Mudrei, que fabricam prensas para diversas aplicações utilizando os dois tipos de sistemas hidráulicos (Máquinas e Metais, 2002).

3. APLICAÇÃO DOS CONCEITOS DE CONFIABILIDADE PARA CARACTERIZAÇÃO DE PENSAS HIDRÁULICAS

3.1. Considerações Iniciais

A Confiabilidade vem sendo utilizada desde os anos 60 como ferramenta de engenharia em projetos, relacionada à avaliação de desempenho, custos, qualidade e segurança de sistemas. O início de sua aplicação ocorreu principalmente nos Estados Unidos e na Inglaterra, em estudos associados às indústrias aeronáutica, astronáutica, de geração de energia nuclear e tecnologia de comunicações (Jingyi, 2001).

A Confiabilidade está associada ao sucesso de uma operação, livre de quebras ou falhas, e é definida como a probabilidade de um sistema desenvolver uma determinada função por um período específico de tempo sob dadas condições. Nesta definição, o termo “sistema” é aplicável a produtos, subsistemas, equipamentos, componentes ou partes (Lewis, 1996). A falha de um sistema é a interrupção de sua capacidade em desenvolver a função para a qual ele foi destinado, entretanto existem níveis de falhas diferentes para um mesmo sistema, considerando sua deterioração ou uma instabilidade em suas funções. Se o sistema analisado for, por exemplo, um motor a combustão, pode-se caracterizar como falha clara sua parada total, porém, se ele não tem capacidade de manter o fornecimento do torque para o qual ele foi designado, esta também é uma falha associada à deterioração da capacidade operacional.

A aplicação da Confiabilidade em Pensas Hidráulicas tem por objetivo analisar quais os modos de falha – e a probabilidade de ocorrência destas falhas – de cada subsistema que compõe uma prensa, que a impeça de realizar sua função, mesmo que em um intervalo de tempo determinado, ou que reduza a qualidade esperada do produto resultante, ou mesmo cause um efeito de deterioração nos parâmetros de segurança operacionais exigidos para a máquina.

A análise da Confiabilidade para este tipo de equipamento industrial, principalmente voltada ao seu sistema hidráulico, pode ser utilizada como parâmetro de projeto e de seleção de componentes, visando a determinação de condições de utilização e de manutenção do sistema hidráulico ainda no estágio de projeto da máquina. O

complemento desta análise com a avaliação da confiabilidade dos outros subsistemas da máquina, pode subsidiar o projeto, o planejamento de produção e de manutenção deste tipo de equipamento, o que acaba por influenciar diretamente o cálculo dos custos de projeto e fabricação dos produtos.

3.2. Confiabilidade de Sistemas

A Confiabilidade emprega ferramentas de análise de sistemas com o objetivo de determinar os modos de falhas dos componentes do mesmo e seu efeito sobre a capacidade operacional do próprio sistema. Entre estas ferramentas, pode-se destacar o método dos Diagramas de Blocos, o método FMEA (do inglês, *Failure Modes and Effect Analysis* – Análise de Modos e Efeitos de Falhas) e o método da Árvore de Falhas. Cada um destes métodos tem vantagens e desvantagens em sua aplicação e estas devem ser consideradas na seleção de qual método será utilizado na análise de dado sistema. Neste item serão analisados os métodos citados.

3.2.1. Método dos Diagramas de Blocos

Este método é a representação mais natural da lógica de funcionamento de um sistema, porque esta sempre muito próximo do diagrama funcional do sistema (Pagès, 1980). Os blocos representam os elementos, materiais ou eventos, ou as funções nas quais pode haver uma falha, que pode determinar a falha do sistema. Quando a falha de um componente, ou função, determina sozinho a falha do sistema, o Diagrama de Blocos é disposto em série, quando existe uma combinação de eventos, que causam a falha do sistema, os blocos representativos dos mesmos são dispostos em paralelo. A representação típica de componentes em série e paralelo, em um diagrama de blocos, é apresentada na Figura 3.1. Ressalta-se que os sistemas mais complexos são compostos por componentes em série e em paralelo.

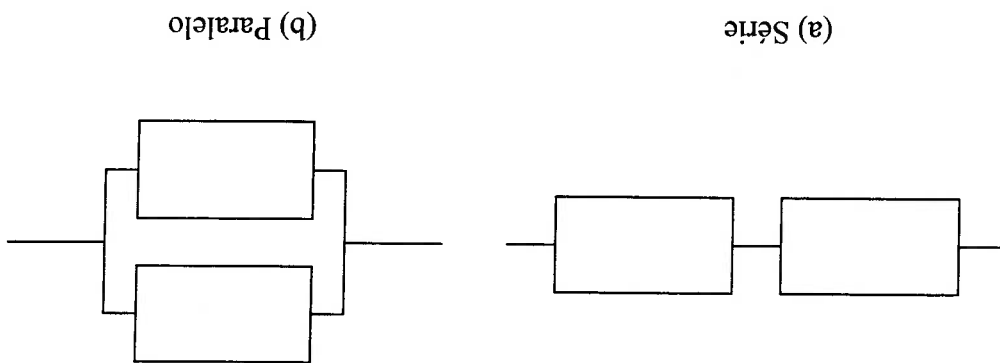


Figura 3.1. Diagrama de Blocos de Confiabilidade: (a) série, (b) paralelo

O método do Diagrama de Blocos introduz o conceito de Redundância na análise de Confiabilidade, que está ligada à complexidade de um sistema qualquer. A redundância influencia diretamente os cálculos da Confiabilidade do sistema e de sua taxa de falhas. Quando os blocos estão dispostos em série, não há redundância, porque basta um componente qualquer falhar para que todo o sistema falhe. A redundância surge, então, na disposição em paralelo dos blocos, que pode ocorrer de duas formas, ativa ou standby (Lewis, 1996), conforme representado na Figura 3.2.

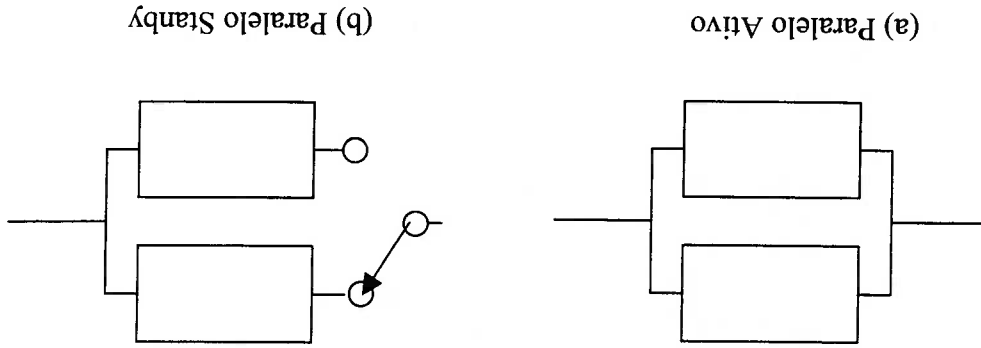


Figura 3.2. Diagrama de Blocos de Confiabilidade: (a) paralelo ativo, (b) paralelo standby

A definição de Confiabilidade $R(t)$, “é a probabilidade de um sistema desenvolver uma determinada função por um período específico de tempo sob dadas condições”, pode ser escrita matematicamente como:

$$R(t) = P\{t_1 > t\} \quad (3.1)$$

onde t_1 é o tempo de vida operacional do componente.

Para um diagrama de blocos paralelo ativo com duas unidades, a Confiabilidade $R(t)$ é a probabilidade de ambas as unidades, 1 e 2, não falharem antes do intervalo de tempo t , assim, tem-se:

$$R(t) = P\{t_1 > t \cup t_2 > t\} \quad (3.2)$$

onde t_1 é o tempo de vida operacional do componente 1 e t_2 é o tempo de vida operacional do componente 2.

Já para o diagrama de blocos paralelo passivo, a Confiabilidade $R(t)$ é dada em função da ocorrência da falha da unidade operacional 1 em um instante específico (t^*) e da probabilidade da unidade passiva operar, a partir do instante específico (t^*) até um instante t , considerando a vida operacional do sistema. A confiabilidade é dada por:

$$R(t) = P\{t_1 > t\} + P\{t_2 > (t - t^*)\}_{t_1=t^*} \quad (3.3)$$

Este método tem grande aplicabilidade em sistemas cujo diagrama funcional tenha relativa simplicidade. Atualmente se busca desenvolver modelos computacionais para simplificar a construção e a análise dos diagramas de blocos (Silva, 2001b), utilizando técnicas de simplificação dos diagramas de blocos, como o Método do Grupo de Mínimo Corte, no qual a falha de um grupo de componentes ocasiona a falha do sistema.

Quando da execução da análise de confiabilidade com o emprego do método do Diagrama de Blocos, deve-se verificar, quando do emprego de componentes

paralelos ativos, a probabilidade de ocorrência de falhas comuns, que são falhas simultâneas em componentes redundantes, que podem levar à falha do sistema, comprometendo a validade do uso de elementos redundantes. Este caso é típico em instalações elétricas nas quais os componentes tenham conexões comuns. Outra limitação para o uso de componentes que atuam de forma paralela é a situação na qual o sistema tem cargas compartilhadas, muito comum em vários dispositivos e sistemas. Nestes casos, a falha de um componente aumenta a solicitação do outro, aumentando sua taxa de falha. Este é o caso típico de uma estrutura, na qual a carga se divide entre todos os seus componentes; qualquer um destes que falhe, sobrecarrega todos os outros, aumentando a probabilidade de falha do sistema.

3.2.2. Método FMEA (*Failure Modes and Effect Analysis* – Análise de Modos e Efeitos de Falhas)

A Análise de Modos e Efeitos de Falhas, conhecida usualmente como FMEA, é um dos métodos mais utilizados para enumerar os possíveis modos pelos quais os componentes de um sistema podem falhar e para traçar, por meio das características e consequências de cada modo de falha, os efeitos destas falhas no sistema todo. O método é inicialmente qualitativo, mas ele inclui estimativas de cálculo de probabilidades de falhas (Lewis, 1996).

Usualmente o método emprega uma planilha, na qual são alocados os componentes a serem analisados, seus modos de falha, suas causas e os possíveis efeitos, a probabilidade de ocorrência, ou taxa de falhas, a criticidade da falha e as possíveis ações para reduzir a taxa de falhas ou seus efeitos.

Cada componente listado pode apresentar diversos modos de falha e cada modo pode ter diferentes causas e levar a diferentes efeitos. A importância inicial desta análise está na enumeração das causas das falhas, que podem ser extraídas de diversas fontes de informação, como as do próprio fabricante do componente ou da experiência de técnicos de manutenção, o que caracteriza um conhecimento denominado de “heurístico” (Silva, 2001a). É importante avaliar, na construção da tabela da FMEA, que cada causa de falha pode haver diferentes efeitos e que cada um destes efeitos pode resultar em uma criticidade de falha.

A Tabela 3.1. mostra um exemplo de FMEA aplicado a uma bomba hidráulica de alta pressão, de um sistema hidráulico qualquer.

Tabela 3.1. Tabela da Análise dos Modos e Efeitos de Falha (FMEA)

FMEA						
ITEM	MODOS DE FALHA	CAUSAS DE FALHAS	POSSÍVEIS EFEITOS	TAXA DE FALHAS	CRITICIDADE	POSSÍVEIS AÇÕES PARA REDUZIR TAXA DE FALHAS OU EFEITOS
Bomba de alta pressão	Perda de pressão; quebra	Desgaste excessivo; contaminação; aeração; cavitação; não sucção; desalinhamento; acoplamento danificado	Parada de máquina	λ	Crítica	Trocar filtros; limpar tubulação de sucção; limpar o filtro de ar; verificar nível de fluido; verificar a viscosidade; substituir acoplamento; verificar eixos da bomba e do motor elétrico; alinhar; apertar conexões; trocar vedação das conexões; sangrar o sistema; revisar e substituir a bomba.

A criticidade pode ter vários níveis que expressam a extensão do dano causado ao sistema por uma determinada falha de componente. Estes níveis podem ser (Lewis, 1996):

1. Desprezível – perda de função sem efeito para o sistema.
2. Marginal – falha que degrada o sistema, mas que não causa a indisponibilidade do sistema, como por exemplo a falha de uma bomba em redundância com outra, restando uma que pode desempenhar ainda a função principal do sistema, impedindo-o de operar.
3. Crítica – falha que degrada completamente o desempenho do sistema, como por exemplo a perda de um componente que torna indisponível a segurança do sistema.
4. Catastrófica – falha que tem severas consequências e que pode causar danos físicos ou fatalidades.

A probabilidade de ocorrência de falhas, resulta da aplicação direta de uma análise de confiabilidade, permitindo a determinação da taxa de falhas (λ), constituindo a parte quantitativa da análise FMEA. Para este cálculo é preciso selecionar um critério de análise de falha, sua causa e seu efeito, para que a base de cálculo seja a mesma para todos os componentes. No caso do exemplo da Tabela 3.1., se o critério adotado for contaminação, ele se aplica a todos os outros componentes do sistema, com efeitos similares, mas com taxas de falhas diferentes; já se for adotado o desalinhamento de montagem, este só ocorre nas bombas, não constituindo uma base de cálculo para a taxa de falhas de outros componentes.

A última coluna da tabela do FMEA traz as possíveis ações corretivas ou preventivas, que são extraídas geralmente de informações do fabricante de equipamento. Estas informações normalmente fazem parte, junto às informações sobre os modos e as causas de falhas, de manuais que trazem seções de “troubleshooting”, com as recomendações dos fabricantes sobre a utilização e a manutenção dos equipamentos.

Pode-se ainda acrescentar novas colunas à tabela do FMEA, como uma lista de sintomas ou de métodos de detecção de modos de falhas. A ênfase da análise FMEA está usualmente nos fenômenos físicos que podem causar a falha de um dispositivo ou componente. Entretanto, ela pode servir como ponto de partida para enumeração e

compreensão de mecanismos de falha. Em conjunto com o método de Árvore de Falhas, o método FMEA constitui uma ferramenta poderosa para a análise de confiabilidade de um sistema, tanto qualitativa quanto quantitativa.

3.2.3. Método da Árvore de Falhas (FTA)

A análise pela árvore de falhas (do inglês *Fault Tree Analysis* – FTA) é uma metodologia dedutiva para determinar as causas potenciais da falha de um sistema e para estimar sua probabilidade de ocorrência (Lewis, 1996).

A FTA é centrada na determinação de causas de um evento indesejável, chamado “evento topo”, a partir do qual a árvore é desenhada. No desenho da árvore o sistema é dissecado em nível crescente de detalhes, visando a determinação dos eventos ou a combinação dos mesmos, que causam a ocorrência do evento topo.

Como a FTA promove informações qualitativas e quantitativas do sistema, sua construção traz um entendimento sobre as potenciais fontes de falha, o que pode conduzir a uma mudança no projeto, ou na operação, do sistema, visando eliminar as falhas potenciais. A análise de uma árvore de falhas determina que combinação de falhas de componentes, erros operacionais ou outras falhas que podem causar o evento topo.

A construção de uma árvore de falhas baseia-se na lógica booleana e emprega uma nomenclatura similar. A árvore é montada a partir de eventos, expressos em caixas e portas, que são as portas OU e E. A porta OU é usada para mostrar que o evento de saída ocorre somente se um ou mais eventos de entrada ocorrerem. A porta E é usada para mostrar que o evento de saída só ocorre se todas os eventos de entrada ocorrerem. A Figura 3.3. mostra as portas OU e E.

Os demais símbolos utilizados nas árvores de falhas, seus nomes e descrições, estão apresentados na Tabela 3.2.

Figura 3.3. Portas da Árvore de Falhas: (a) OU, (b) E

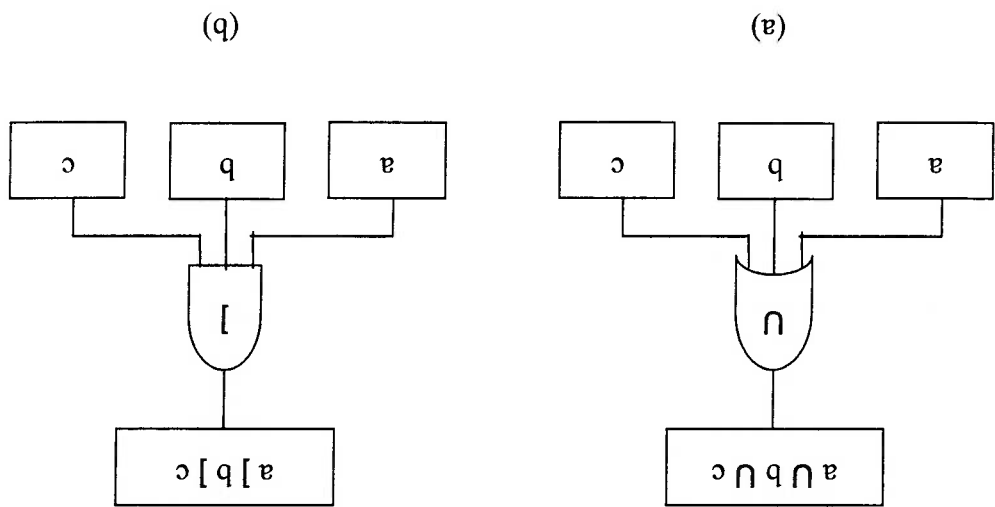






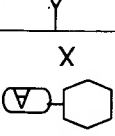




Tabela 3.2. Simbologia Utilizada na Representação da Árvore de Falhas (Lewis, 1996)

Simbolo	Nome	Descrição
	Retângulo	Evento de falha: é o resultado de uma combinação lógica de outros eventos.
	Círculo	Evento independente primário.
	Diamante	Evento não totalmente desenvolvido, por causas desconhecidas; é apenas um evento primário assumido.
	Casa	Ocorrência de um evento básico; não é um evento de falha.
	Porta OU	Operação de união de eventos.
	Porta E	Operação de intersecção de eventos.
	Porta	A saída existe quando existe X e a condição A está presente; esta porta funciona somente como porta A e é usada para um evento secundário X.
	Triângulo-entrada	Ferramenta para permitir repetição de seções da FTA ou para transferir sua construção de uma página para outra. O triângulo-entrada aparece no final de uma árvore para indicar que há continuação e o triângulo-saída aparece no topo da árvore, indicando que esta é um ramo de outra árvore.
	Triângulo-saída	

Na construção da FTA é importante também classificar as falhas, que podem ser primárias, secundárias ou de comando (Lewis, 1996). As falhas primárias são as que ocorrem num meio e sob condições para as quais o componente está qualificado; são normalmente causadas por erro de projeto, manufatura ou construção. As secundárias ocorrem em condições para as quais o componente não está qualificado e são normalmente randômicas e caracterizadas por taxas de falhas constantes (Lewis, 1996). As falhas de comando são as que ocorrem em local ou tempo errado, como a abertura de uma válvula de segurança sem que a pressão regulada tenha sido atingida.

As falhas podem ser ainda classificadas como passivas ou ativas. Pode-se afirmar que os componentes são passivos ou ativos, daí a classificação das falhas. Os componentes passivos são tubulações, cabos, soldas e parafusos; sua função é considerada estática, atuando quase sempre como transmissores de energia, ou de cargas mecânicas. Os componentes ativos são os que contribuem para o funcionamento do sistema de forma dinâmica, alterando o comportamento do

sistema, como bombas, válvulas, chaves, amplificadores, relés, motores, entre outros. A razão para esta classificação é a diferente taxa de falhas, que é normalmente muito maior para componentes ativos que para os passivos, e a classificação refere-se à função primária do componente.

A avaliação qualitativa de uma FTA fornece a combinação lógica de eventos básicos que causa o evento topo. Sua avaliação quantitativa fornece a probabilidade de ocorrência do evento topo, que pode ser calculado, em função das probabilidades de ocorrência dos eventos primários.

A desvantagem da aplicação do método da Árvore de Falhas é a complexidade de sua estruturação, que cresce com o aumento dos componentes constituintes do sistema estudado. Nestes casos a árvore deve ser analisada mediante a utilização de um sistema computacional.

3.3. Análise de Confiabilidade de Pressas Hidráulicas

Para aplicar a definição de Confiabilidade, usualmente expressa como “a probabilidade de um sistema desenvolver uma determinada função por um período específico de tempo sob condições predeterminadas”, às pressas hidráulicas, inicialmente é necessário caracterizar a prensa sob o enfoque sistêmico, suas funções e as condições de operação deste tipo de equipamento.

Como visto no Capítulo 2, pressas são máquinas de conformação de materiais, que utilizam para tal uma ferramenta, que tem como parâmetros de funcionamento a força e a velocidade de prensagem. No caso de pressas hidráulicas, os parâmetros do movimento da ferramenta são gerados em um sistema hidráulico de acionamento, comandado por um sistema elétrico ou eletrônico, ambos acomodados em um sistema estrutural, conforme representado na Figura 2.1.

Portanto, sob o ponto de vista de Confiabilidade, o sistema é a prensa, constituído por 3 subsistemas, o de acionamento, o de conformação e o estrutural. A função principal de uma prensa pode ser vista como a de conformar mecanicamente uma peça de determinado material, para o que ela foi projetada, ou seja, em seu projeto inicial são considerados a força e a velocidade de prensagem necessários para conformar uma dada peça de um determinado material, o que

caracteriza sua capacidade. Entretanto, a máquina não é projetada para conformar uma única peça, mas sim uma quantidade de peças, em um intervalo de tempo predeterminado, o que caracteriza sua produção. Se for acrescentado a "conformar uma peça" o termo "completamente", isso significa que a peça conformada deve estar de acordo com os padrões dimensionais e de acabamento estabelecidos no projeto, o que caracteriza a qualidade do trabalho realizado pela máquina.

Finalmente, pode-se dizer também que, ao exercer sua função, a prensa não pode causar danos de nenhuma espécie a seu ambiente e seu operador, o que caracteriza a segurança do sistema.

Considerando estes aspectos, pode-se dizer então que a função de uma prensa é a "de conformar completamente uma quantidade de peças, em um intervalo de tempo predeterminado, sem causar danos a seu ambiente de trabalho". O detalhamento da definição de uma prensa está descrito na Tabela 3.3.

Tabela 3.3. Definição e Características de uma Prensa

DEFINIÇÃO	PARÂMETROS	CARACTERÍSTICAS
Conformar uma peça...	Força de prensagem; velocidade de prensagem	Capacidade
... completamente...	Padrões de conformidade estabelecidos em projeto	Qualidade
Conformar uma quantidade de peças em tempo predeterminado...	Peças/tempo	Produção
...sem causar danos ao ambiente e ao operador.	Normas de segurança de operação	Segurança

Para complementar a definição de Confiabilidade, é necessário estabelecer quais são as condições de operação da prensa. Estas condições estão preestabelecidas no projeto da máquina, onde define-se o tipo de peça a ser conformada, sua forma, seu material e o tempo de conformação.

Assim, se a função principal da prensa é a de conformar uma peça, esta deve ser capaz de realizar esta função no período de tempo esperado, sob as condições de operação, o que caracteriza o maior grau de responsabilidade da máquina, ou seja, ela deve manter a capacidade para a qual foi projetada, durante sua expectativa de

vida útil. Isto significa que ela deve manter a força e a velocidade de prensagem previstas em seu projeto inicial, mantidas as condições do projeto, expressas pelas especificações do tipo de peça e material, entre outros parâmetros de conformação. Esta definição e a divisão funcional da prensa devem ser o ponto de partida para a análise de Confiabilidade deste equipamento. A cada aspecto funcional pode-se associar um nível de Confiabilidade, que define a responsabilidade de cada subsistema da máquina em relação à realização, ou não, de sua função. As funções dos subsistemas de uma prensa hidráulica estão indicadas na Tabela 3.4.

Tabela 3.4. Funções dos Subsistemas que Compõem uma Prensa Hidráulica

SUBSISTEMA	COMPOSIÇÃO	FUNÇÕES
Acionamento	Sistema hidráulico e de comando.	Prover a ferramenta com a força e a velocidade necessárias para a conformação completa; garantir a produção estipulada em projeto; garantir a segurança da máquina, do ambiente e do operador.
Conformação	Ferramenta, mesa e molde.	Acomodar e fixar a peça; transferir à peça a força de prensagem; dar à peça a forma determinada em projeto.
Estrutura	Colunas, chapas, vigas e elementos de fixação.	Fixar os demais sistemas; suportar a força de prensagem; garantir a integridade da máquina, a segurança do ambiente e do operador.

Como a força e a velocidade de prensagem são fornecidas pelo subsistema de acionamento, este tem um nível alto de responsabilidade no funcionamento da prensa. Entretanto, o subsistema de conformação também tem responsabilidade na função principal, bem como a estrutura da máquina, estes porém com níveis de responsabilidade diferentes em relação ao do subsistema de acionamento. No outro extremo da definição, a segurança também é uma função desempenhada por todos os subsistemas que compõem a prensa, mas para esta função, a estrutura da máquina tem a maior responsabilidade.

Das duas tabelas acima citadas pode-se concluir que o principal parâmetro de projeto de uma prensa hidráulica é a força de prensagem, porque ele determina a capacidade da máquina, fornecida pelo subsistema de acionamento; as características construtivas da ferramenta, a resistência da mesa e a forma do molde, que compõem

o sistema de conformação; e a resistência do sistema estrutural. Pode-se dizer, então, que a força de prensagem é a principal determinante no projeto de todos os sistemas da máquina. O segundo parâmetro de importância é a velocidade de prensagem, que define a capacidade de produção, que também é de responsabilidade do sistema de acionamento, mas define também parte da geometria da estrutura, como a abertura da prensa (distância da ferramenta ao molde com a prensa em repouso) e a forma de guiar o deslocamento da ferramenta.

Pode-se dizer que os sistemas que compõem a prensa têm níveis de confiabilidade diferentes em relação às funções da máquina, podendo caracterizar um sistema como primário e os outros como secundários. Da própria definição da função da prensa, tem-se que o sistema de acionamento é o sistema primário, porque ele é que garante a existência da força e da velocidade de prensagem, os dois parâmetros principais de projeto e dimensionamento da máquina.

Cada sistema apresenta também causas e modos de falha diferenciados, associados à sua função na máquina. As falhas no sistema de acionamento impedem que este gere a força e a velocidade de prensagem de projeto. As falhas no sistema de conformação impedem a correta transmissão da força à peça, na velocidade necessária à prensagem. Já no sistema estrutural, a falha é caracterizada pela incapacidade da estrutura em suportar a força de prensagem.

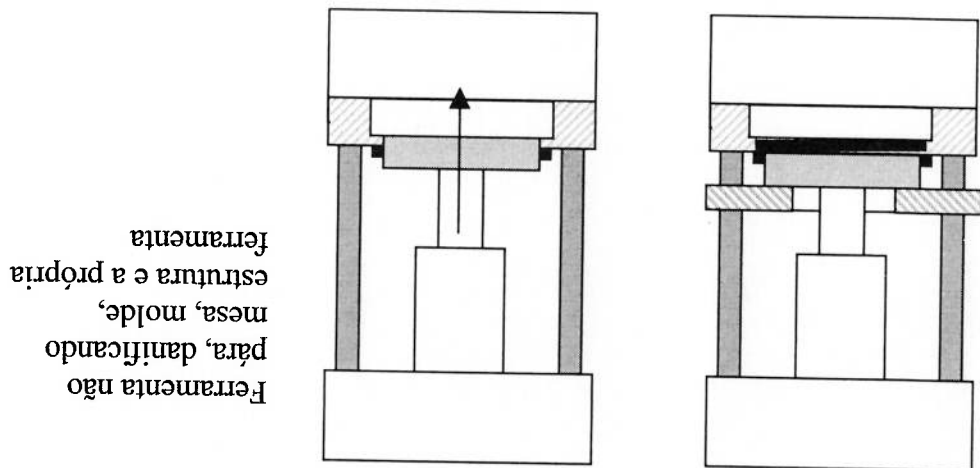
Se for caracterizada o evento “máquina não prensa” como falha crítica de uma prensa hidráulica, então, esta pode ser atribuída à falha de qualquer um dos sistemas. Assim, para uma correta análise de confiabilidade, deve-se determinar as probabilidades de falhas de cada sistema separadamente, devendo também ser considerado o fato de que uma falha em qualquer um dos sistemas pode induzir falhas nos outros sistemas. Por exemplo, a falha na chave limite elétrica que comanda a inversão do movimento de prensagem para o de retorno da ferramenta pode causar a não interrupção do movimento da ferramenta com força máxima, o que pode danificar a ferramenta, o molde, a mesa e sobrecarregar a estrutura, conforme mostra a Figura 3.4.

Neste caso estariam também comprometidas a segurança da máquina, do ambiente e do operador, caracterizando a falha de um componente aparentemente de baixa responsabilidade como uma falha catastrófica, por suas consequências para todo o sistema.

A análise da confiabilidade de cada subsistema da prensa pode utilizar qualquer um dos métodos apresentados neste capítulo: Diagrama de Blocos, FMEA ou Árvore de Falhas. Como os subsistemas têm níveis de complexidade diferentes, sendo o subsistema de acionamento mais complexo que o de conformação e este mais complexo que o subsistema estrutural, eles apresentarão resultados diferentes de confiabilidade.

Porém, mesmo caracterizando o subsistema de acionamento como sistema primário, não se pode desprezar as falhas nos outros sistemas. O conceito de falha potencial (Xenos, 1998) alerta para este cuidado na análise de confiabilidade de sistemas complexos, como o da prensa. Este conceito afirma que muitas falhas não acontecem repentinamente, mas se desenvolvem ao longo do tempo e define dois intervalos de tempo distintos na ocorrência de uma falha: um período entre uma condição normal até o aparecimento de um sinal da falha e outro que vai desde este instante até a

Figura 3.4. A Falha de um Subsistema Induz a Falha a Outros Subsistemas



ocorrência da falha. Isto significa, por exemplo, que se entre a ferramenta e o sistema de guias da estrutura houver um pequeno desalinhamento, ou uma mínima folga, fora do especificado no projeto mecânico, pelo esforço contínuo esta falha pode se propagar até resultar no travamento da ferramenta, ou no rompimento da estrutura, antes mesmo de haver uma falha crítica no subsistema de acionamento, que é o que tem maior probabilidade de falhar.

A aplicação da análise tipo FMEA nos subsistemas de uma prensa hidráulica pode demonstrar quais os principais cuidados a serem tomados desde o projeto da máquina, passando pela construção de suas partes, a montagem e a própria operação. Se esta análise for complementada pela análise tipo Diagrama de Blocos, ou tipo Árvore de Falhas, pode-se ter resultados que mostram as formas de propagação das falhas apontadas na FMEA, com os respectivos resultados quantitativos sobre a probabilidade de falha de cada subsistema em separado e do sistema prensa.

É importante notar também que um mesmo tipo de prensa hidráulica pode ter sua complexidade variável, como resultado de um projeto que busque melhoria na qualidade e na produtividade da máquina. Entretanto, mesmo que o nível de complexidade aumente, ele interferirá diretamente apenas sobre o subsistema de acionamento, com pequenas modificações nos subsistemas de conformação e estrutural, este último quase que inalterado. Assim, os resultados de confiabilidade obtidos para um tipo de prensa podem ser estendidos a outras do mesmo tipo, embora com capacidade, qualidade, produção e segurança diferentes.

Mesmo em relação ao subsistema de acionamento, caso ele não tenha significativas alterações no projeto do circuito hidráulico, como a inclusão de válvulas de comando eletrônico, ou no projeto do sistema de comando, também com a inclusão de sistemas automatizados, como Comando de Controle Numérico (CNC) ou Controladores Lógicos Programáveis (CLP), este teria alterações nos resultados de confiabilidade condicionados a grandes variações na capacidade ou na produtividade, o que acabaria recaindo em um novo projeto para todo o sistema.

Apenas a título de exemplo, pode-se aplicar a análise do tipo FMEA para o subsistema estrutural de uma prensa de 4 colunas, considerando seus principais itens construídos, as colunas e as vigas, independente de seu subsistema de acionamento,

ou seja, do circuito hidráulico e do tipo de comando empregado. Esta análise está representada na Tabela 3.5.

Tabela 3.5: Análise FMEA Simplificada do Subsistema Estrutural de uma Prensa

ITEM	MODOS DE FALHA	CAUSAS DE FALHAS	POSSÍVEIS EFEITOS	TAXA DE FALHAS	CRITICIDADE	POSSÍVEIS AÇÕES PARA REDUZIR TAXA DE FALHAS OU EFEITOS
Colunas	Perda de resistência; rompimento.	Sobrecarga; folga; desalinhamento; aumento de atrito com a ferramenta; desgaste; fadiga.	Máquina lenta; travamento da ferramenta; parada da máquina.	λ_1	Crítica.	Verificar paralelismo entre as colunas; verificar folgas entre as colunas e a ferramenta; evitar operação incorreta; introduzir dispositivo de emergência contra sobrecarga.
Vigas	Perda de resistência; torção; flexão; rompimento.	Sobrecarga; desalinhamento; defeito em elementos de fixação e solda; desgaste; fadiga.	Parada da máquina.	λ_2	Crítica.	Verificar perpendicularidade entre vigas e colunas; verificar desalinhamento nas vigas; verificar folgas nos elementos de fixação; verificar qualidade da solda; evitar operação incorreta; introduzir dispositivo de emergência contra sobrecarga.

O que se pode verificar, analisando as causas de falhas, é que se os critérios de projeto forem respeitadas na escolha de material, causas de falhas como desgaste e fadiga apresentarão reduzida possibilidade de ocorrência. As outras causas de falhas, como folgas, desalinhamento, defeitos em elementos de fixação e em cordões de solda, devem ser previstas na construção e na montagem da máquina, de maneira a minimizar sua ocorrência. Ainda para estas causas de falhas, as verificações usuais da máquina em manutenções periódicas podem detectar sinais de falha, indicando o surgimento de uma falha potencial que deve ser corrigida antes de sua propagação.

A falha mais crítica no âmbito do subsistema estrutural é a sobrecarga, que é uma falha aleatória e de graves consequências inclusive para a segurança do ambiente e do operador. Este tipo de falha deve ser evitado, porque sua correção significa a substituição de praticamente toda a estrutura. Entre as ações propostas, a de maior importância é a que sugere evitar operações incorretas, ou seja, que a prensa não seja utilizada para conformar peças de material, dimensões ou formas que não tenham sido as propostas no projeto, além da quantidade de peças a serem conformadas por unidade de tempo, alterando as velocidades da prensa. Estas alterações na operação da máquina levam ao surgimento de sobrecarga, que ainda que mínima, modifica o comportamento do subsistema estrutural, pois introduz cargas para as quais o sistema não foi projetado, caracterizando falhas secundárias, de caráter aleatório e com taxa de falhas constante (Lewis, 1996). A outra sugestão, de introduzir dispositivos de emergência contra sobrecargas, pode se referir a prensas de baixa complexidade e custo, que não tenham estes dispositivos já definidos em seus projetos.

A mesma análise pode ser feita para o subsistema de conformação, com resultados que podem ser similares, por se tratar também de um sistema mecânico e que mantém contato direto com o subsistema estrutural durante seu funcionamento. No caso específico do subsistema de conformação, a ferramenta, o molde e a mesa também podem sofrer cargas para as quais não foram projetados. Deve ser analisado frequentemente o alinhamento da ferramenta com a mesa e o molde, porque se ocorrer desalinhamento, ele pode causar inicialmente pequenas falhas de produto, mas que pode transformar-se em falha definitiva com a deterioração de qualquer um dos três itens que compõem este subsistema, além de propagar-se pelos outros subsistemas, até paralisar a prensa completamente. Deve-se considerar ainda que,

considerando os dois subsistemas, estrutural e de conformação, a ferramenta e o molde são os componentes de maior custo, alguns tipos sendo de fabricação bastante

complexa.

Assim, resta como mais complexa a análise de confiabilidade do subsistema de acionamento, que inclui os sistemas hidráulico e de comando. Como a análise de confiabilidade do sistema hidráulico é o objetivo deste estudo, ela será iniciada na sequência deste capítulo.

A análise de confiabilidade do subsistema de comando recai na análise de confiabilidade de sistemas elétricos ou eletrônicos, que são sistemas com taxas de falhas constantes, falhas essencialmente aleatórias que podem ter sua ocorrência minimizada por métodos de controle de ambiente e de cargas externas (Lewis, 1996). A dificuldade em empreender a análise de confiabilidade para estes sistemas deve-se, entre outros motivos, à impossibilidade de testar um dispositivo eletrônico sob todas as possíveis combinações de entradas para assumir que uma saída correta seja produzida em cada caso, havendo então uma série de entradas não testadas, que podem levar ao mau funcionamento. Geralmente, como um mau funcionamento é esperado com ocorrência aleatória no tempo, isto contribui para que a curva de taxa de falhas do componente seja constante no tempo, ou seja, a taxa na qual o sistema falha é independente de sua idade. Para operações contínuas, isso implica em uma taxa de falhas constante, enquanto que para uma análise de falhas por demanda, a probabilidade de falha por demanda é independente do número de demandas (Lewis, 1996).

Com este comportamento, a magnitude dos efeitos de falha precoce dos componentes elétricos e eletrônicos é limitada apenas por um estrito controle de qualidade de fabricação e de instalação. Isto significa que mesmo que o subsistema de comando da prensa opere dentro das condições estabelecidas no projeto, observadas também as melhores condições ambientais para a operação de seus componentes, a falha segue aleatória e pouco há o que fazer para evitá-la.

Em termos quantitativos, as taxas de falhas dos principais componentes de sistemas de comando elétrico (chaves, relés, contadores, entre outros) ou de comando eletrônico (microprocessadores, chips, amplificadores, entre outros) são fornecidas em tabelas e pode-se determinar a probabilidade de falha de um componente em um

dado intervalo de tempo empregando uma função distribuição acumulada exponencial.

Volando ao exemplo citado do mau funcionamento de uma chave limite, que pode ocasionar a não interrupção do movimento da ferramenta e danificar a prensa, a sugestão para evitar este evento, dado que a chave limite é um sensor eletromecânico, seria a mesma apresentada na análise FMEA feita para o subsistema estrutural, ou seja, a inclusão de um dispositivo de emergência de sobrecarga. Este dispositivo, se o objetivo é reduzir a aleatoriedade da falha do componente eletrônico, pode ser mecânico, ou como há outra fonte de energia na máquina, o sistema hidráulico, ele pode ser operado hidráulicamente. Na realidade, as prensas mais complexas, de grande capacidade, utilizam esta tecnologia em seus dispositivos de segurança, havendo, no mínimo, 3 dispositivos redundantes, um eletromecânico, um hidráulico e um mecânico.

3.3.1. Confiabilidade do Circuito Hidráulico de uma Prensa

3.3.1.1. Considerações Iniciais

A aplicação da teoria de confiabilidade em hidráulica utiliza as características da tecnologia hidráulica, a teoria de probabilidades, conceitos de estatística e hidrodinâmica, e também integra conhecimentos de engenharia mecânica, tribologia e engenharia de sistemas, visando a análise da probabilidade de falha de componentes e sistemas hidráulicos (Jingyi, 2001). Um projeto típico requer considerações sobre confiabilidade, custo, peso, consumo de potência, tamanho físico e outros atributos. Atualmente, em um projeto de sistema hidráulico, a escolha de um componente entre diversas alternativas considera as diferentes características dos mesmos como probabilidade de falha, custo e consumo de potência.

Os sistemas hidráulicos apresentam como característica principal um elevado grau de dificuldade na aplicação das técnicas de confiabilidade, havendo um reduzido volume de dados de confiabilidade padronizados e uma estrutura funcional geralmente complexa, o que dificulta seu estudo. Atualmente a engenharia desenvolve sistemas hidráulicos para alta pressão, alta velocidade, grande vazão,

grande potência, alta eficiência e longa vida útil. Com o desenvolvimento da microeletrônica, os sistemas hidráulicos se tornaram ainda mais complexos, utilizando válvulas de comando proporcional ou servoválvulas, com maiores problemas tecnológicos, o que demanda uma maior importância no estudo de sua confiabilidade (Jingyi, 2001).

A análise de confiabilidade de um sistema hidráulico pode empregar as ferramentas tradicionais da confiabilidade: diagramas de blocos, FMEA e árvore de falhas. O uso de diagrama de blocos baseia-se no conceito de circuitos para a construção do modelo confiabilístico de um sistema hidráulico (Silva, 2001b). Os circuitos são subsistemas constituídos por grupos de componentes associados que executam uma determinada função no sistema hidráulico, sendo que cada circuito pode apresentar mais de um modelo confiabilístico, dependendo de sua função principal ou de seu requisito.

Os métodos FMEA e árvore de falhas são focados na análise de falhas e em suas causas e têm sido adotados para analisar sistemas hidráulicos, apesar de apresentarem algumas limitações, como a dificuldade em construir árvores de falhas para sistemas hidráulicos complexos, principalmente os que incorporam sistemas de controle em malha fechada. Entretanto, para sistemas hidráulicos mais simples os dois métodos têm apresentado excelentes resultados. As dificuldades de aplicação nos sistemas complexos vêm sendo vencidas pelo uso de computação na sua elaboração, com programas que utilizam simulação numérica, sistemas inteligentes e lógica fuzzy, (Jingyi, 2001).

3.3.1.2. Parâmetros de Falha para o Sistema Hidráulico de uma Prensa

Conforme visto no item 3.3. deste trabalho, o sistema hidráulico é parte do subsistema de acionamento de uma prensa. A ele cabe transformar a potência transferida ao fluido hidráulico pela bomba em potência mecânica que aciona a ferramenta de prensagem. Aplicando a definição de confiabilidade ao sistema hidráulico, pode-se afirmar que, se sua função é garantir que a ferramenta tenha a velocidade e a força requeridas para a conformação da peça, ele deve assegurar este

fornecimento de potência, por um período específico, sob dadas condições, que aqui são as condições de projeto da prensa e do próprio circuito hidráulico.

É necessário determinar, para complementar a aplicação da definição de confiabilidade, o período específico no qual o sistema hidráulico deve manter-se operacional. Para isso, deve-se discutir inicialmente a ordem de ocorrência da falha, e sua gravidade.

Da definição funcional da prensa, anteriormente discutida, pode-se depreender que a função principal da máquina é conformar uma peça, que se refere à sua capacidade; conformar uma quantidade de peças em um intervalo de tempo determinado, que se refere à sua produção; completamente, que se refere à qualidade do produto obtido e sem causar danos ao ambiente e ao operador, que se refere à segurança.

A capacidade da prensa é dada por sua força de prensagem, que é função da pressão de trabalho do sistema hidráulico, e a produção é dada pela velocidade de aproximação, que é função da vazão do sistema hidráulico. Analisando as duas funções, pode-se então definir como falha definitiva a total incapacidade da prensa em conformar uma única peça. Da mesma forma, pode-se definir como falhas funcionais a incapacidade de conformar mais do que uma peça, ou de conformar uma quantidade de peças inferior à suposta no projeto no intervalo de tempo esperado, ou ainda a incapacidade de conformar completamente uma peça e, finalmente, a probabilidade de causar danos ao ambiente e ao operador.

Cada falha conduz a um aspecto diferenciado na análise da confiabilidade do sistema hidráulico. Assim como a prensa, o sistema hidráulico também pode ser dividido em subsistemas, nos quais pode-se identificar um circuito primário, responsável pela transmissão da potência hidráulica necessária para gerar a potência mecânica de conformação, circuitos secundários, responsáveis pela geração das velocidades rápidas de aproximação e de retorno da ferramenta, além de circuitos auxiliares, que podem ser de manutenção do fluido, ou seja, de filtragem e de resfriamento (Schuler, 1998). Esta divisão se aplica tanto ao sistema hidráulico “Alto e Baixo”, quanto ao sistema com cilindros auxiliares e válvula de preenchimento.

Assim, pode-se analisar a confiabilidade do sistema hidráulico em diversos níveis, que não somente o de total parada da máquina, este o mais crítico.

Também deve ser definido, antes desta análise de confiabilidade, qual o modo de falha que deve ser estudado, uma vez que os sistemas hidráulicos podem apresentar modos de falha diferenciados, principalmente quando se analisa os componentes separadamente. Entre os modos de falha comuns a todos os componentes dos sistemas hidráulicos estão, por exemplo, o desgaste e a contaminação. No caso do desgaste, ele é inerente a cada componente e é progressivo no tempo, causando danos acumulados aos componentes, até sua total deterioração; a contaminação nos sistemas hidráulicos é um acelerador de desgaste, ou até mesmo um fator de falha aleatória, dependendo da quantidade ou das dimensões dos contaminantes que podem ser encontrados no fluido. Além destes modos de falha, pode-se citar os diferenciados para cada componente, como por exemplo a cavitação na bomba, a tripação no cilindro hidráulico, o travamento em válvulas e a queima de solenóides em válvulas direcionais.

Como o objetivo é o de estimar o período máximo no qual o sistema hidráulico se mantém operacional, este estudo propõe-se a analisar a ocorrência de falha definitiva, ou seja, a incapacidade do sistema em transmitir a ferramenta a potência necessária à conformação de uma única peça. Da mesma forma, o modo de falha a ser analisado é o desgaste dos componentes sob contaminação controlada, para isso admitindo que o usuário da prensa siga todas as recomendações dos fabricantes da máquina e dos componentes do sistema hidráulico, em relação à correta manutenção do fluido, em termos de filtragem e de controle de temperatura. Estes dois aspectos conduzem a um modelo de confiabilidade no qual se determina a vida operacional do sistema hidráulico em condições ótimas do fluido, permitindo detectar se a escolha dos componentes do sistema foi adequada ao projeto, indicando qual o período crítico em relação à manutenção do equipamento e qual deve ser a periodicidade máxima desta manutenção.

3.3.1.3. Diagrama Funcional do Sistema Hidráulico

Conforme visto no Capítulo 2 deste trabalho, as prensas podem ser de movimento simples ou combinado, cada tipo com circuitos hidráulicos de acionamento diferenciados. Como as prensas de movimento simples têm baixa complexidade,

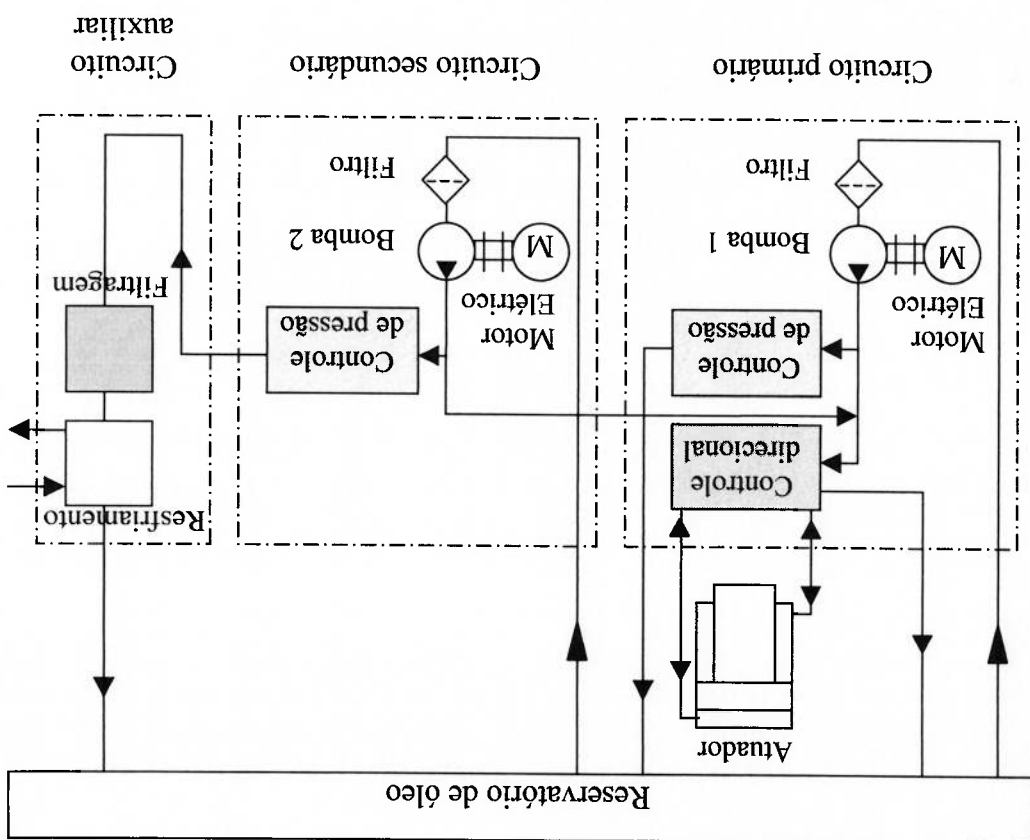
utilizando circuitos hidráulicos bastante simples, a opção deste estudo é pelas prensas de movimento combinado, caracterizadas pelas prensas de repuxo. Ainda conforme visto, estas prensas podem empregar dois circuitos hidráulicos típicos, o “Alto e Baixo” e o circuito com cilindros auxiliares e válvula de preenchimento.

Neste trabalho vamos analisar o circuito “Alto e Baixo”, primeiro por ser um circuito que é aplicado na fabricação de prensas hidráulicas por mais de 30 anos, por todo o mundo. Outro motivo é que os dois circuitos são bastante parecidos e os resultados obtidos para o “Alto e Baixo” sofrem poucas mudanças, se a análise for feita para o circuito com cilindros auxiliares. Além destes motivos, o circuito “Alto e Baixo” apresenta uma clara divisão funcional, adequada à definição de confiabilidade da prensa. Pode-se ainda acrescentar que o “Alto e Baixo” não é um circuito exclusivo para prensas de repuxo, o que possibilita a extensão dos resultados da análise de confiabilidade a outros tipos de máquinas.

O diagrama funcional deste circuito apresenta um sistema primário, que é o de prensagem, um circuito secundário, de aproximação e o de retorno da ferramenta e um circuito auxiliar de filtragem e resfriamento, como pode ser visto na Figura 3.5.

A partir dessa divisão funcional, pode-se então afirmar que a falha definitiva do sistema hidráulico ocorre no circuito primário, porque se ocorrer uma falha definitiva no circuito secundário, por exemplo a quebra da bomba 2, o circuito primário continua funcionando, ou seja, a máquina continua conformando as peças, porém com velocidade de aproximação e de retorno reduzidas. Pode-se dizer que uma falha no circuito auxiliar também não impede a prensa de realizar sua função, entretanto cabe aqui relembrar o conceito de falha potencial, que pode ocorrer no componente de filtragem ou no de resfriamento: “muitas falhas não acontecem repentinamente, mas se desenvolvem ao longo do tempo e define dois intervalos de tempo distintos na ocorrência de uma falha: um período entre uma condição normal até o aparecimento de um sinal da falha e outro que vai desde este instante até a ocorrência da falha”. O entupimento do filtro de retorno caracteriza uma falha potencial, porque se desenvolve ao longo do tempo, apresentando como sinal de desenvolvimento o aumento da perda de carga no elemento filtrante. Após a detecção deste sinal ocorre

Figura 3.5. Divisão Funcional do Sistema Hidráulico Tipo “Alto e Baixo”



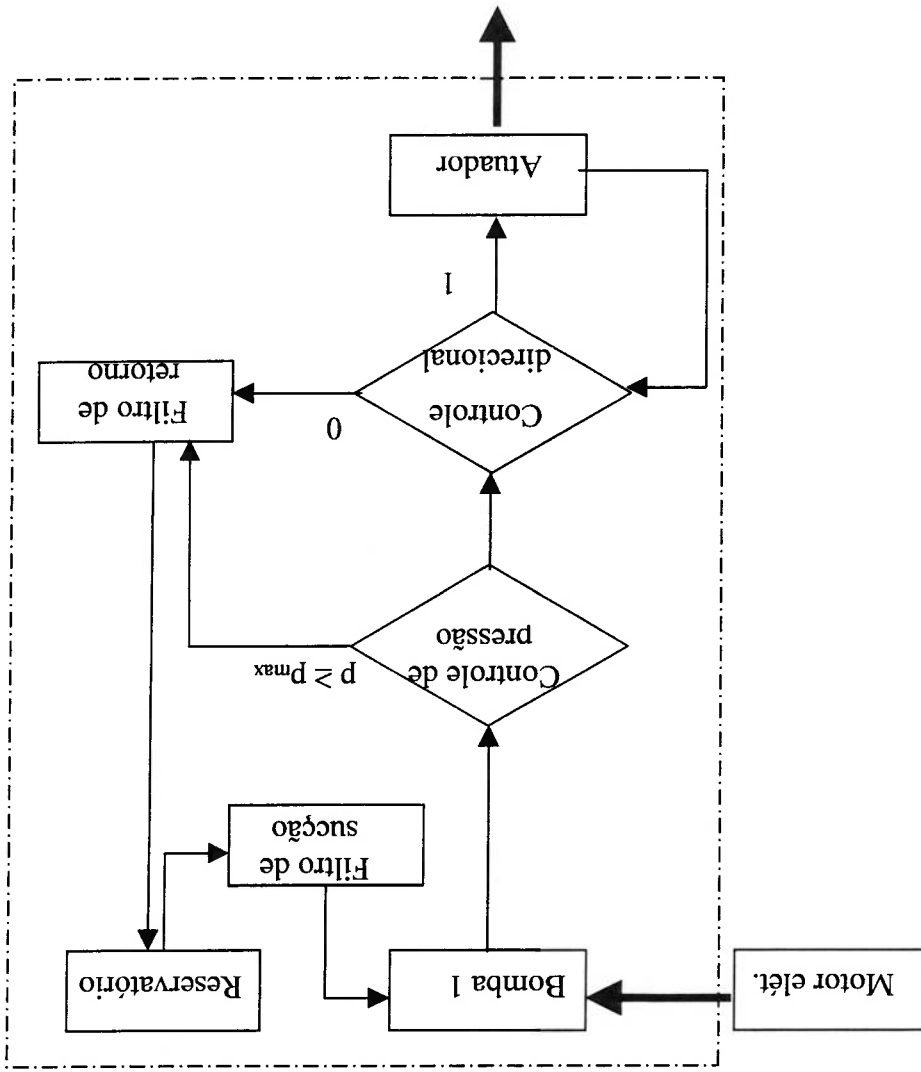
um intervalo de tempo até o entupimento total do filtro; o tipo de sinal é característico da fabricação de cada tipo de filtro e da necessidade da máquina. Ainda que as bombas estejam protegidas de contaminadores externos por filtros colocados em suas linha de sucção, se o filtro do sistema auxiliar, que é de retorno, estiver entupido, os contaminadores internos irão para o reservatório de óleo, provavelmente saturando os filtros de sucção. Quando isto ocorrer, o sistema hidráulico fica sem defesa contra quaisquer tipos de contaminadores, o que pode causar a parada subita de um dos componentes do circuito primário, levando então à ocorrência de falha definitiva. O mesmo ocorre com o sistema de resfriamento, porque se não é possível controlar a temperatura do fluido hidráulico, ela pode chegar a níveis que comprometem o funcionamento dos componentes do sistema de acionamento.

Esta possibilidade motivou a hipótese lançada anteriormente neste capítulo, sobre a condição de que o fluido seja mantido com contaminação e temperatura controladas, para que se possa analisar a confiabilidade do circuito primário, sem a interferência das prováveis falhas potenciais do circuito auxiliar.

A partir da divisão funcional apresentada na Figura 3.5., pode-se construir um fluxograma de comunicação entre os componentes de cada circuito do sistema hidráulico, para que se possa avaliar os diferentes níveis de confiabilidade para cada circuito e para cada componente. Desta análise resulta quais os componentes que podem ser considerados críticos para o sistema hidráulico, no caso de falha definitiva, ou seja, na incapacidade da prensa em conformar uma única peça. Da mesma forma, poder-se-á conhecer os componentes críticos em relação às falhas funcionais, que se referem à capacidade de produção, qualidade e segurança da prensa. Pode-se provar com esta análise que a falha definitiva tem maior probabilidade de ocorrer que a falha funcional do sistema secundário, ou seja, antes da ocorrência de falhas que possam reduzir a velocidade da ferramenta, a prensa pode não estar mais operacional, incapaz de conformar uma única peça. Entretanto, antes da ocorrência de falha definitiva a qualidade do produto acabado estará comprometida, pois esta depende da correta operação do circuito primário. A segurança, conforme visto anteriormente, está mais associada a falhas no sistema de comando da prensa.

O fluxograma de comunicação entre os componentes do circuito primário que compõe o sistema hidráulico da prensa está representado na Figura 3.6.

Circuito Primário – Operação de Prensagem



0: Máquina parada
 1: Avanço da ferramenta (nesta operação, o fluido que retorna do atuador passa pelo controle direcional e vai para o reservatório)

Figura 3.6. Fluxograma de Comunicação Entre os Componentes do Circuito Primário

Conforme visto no Capítulo 2, o circuito “Alto e Baixo” caracteriza-se pela existência de dois movimentos com pressão e velocidade distintos. No circuito principal, como a função é a de conformação, os parâmetros do sistema hidráulico

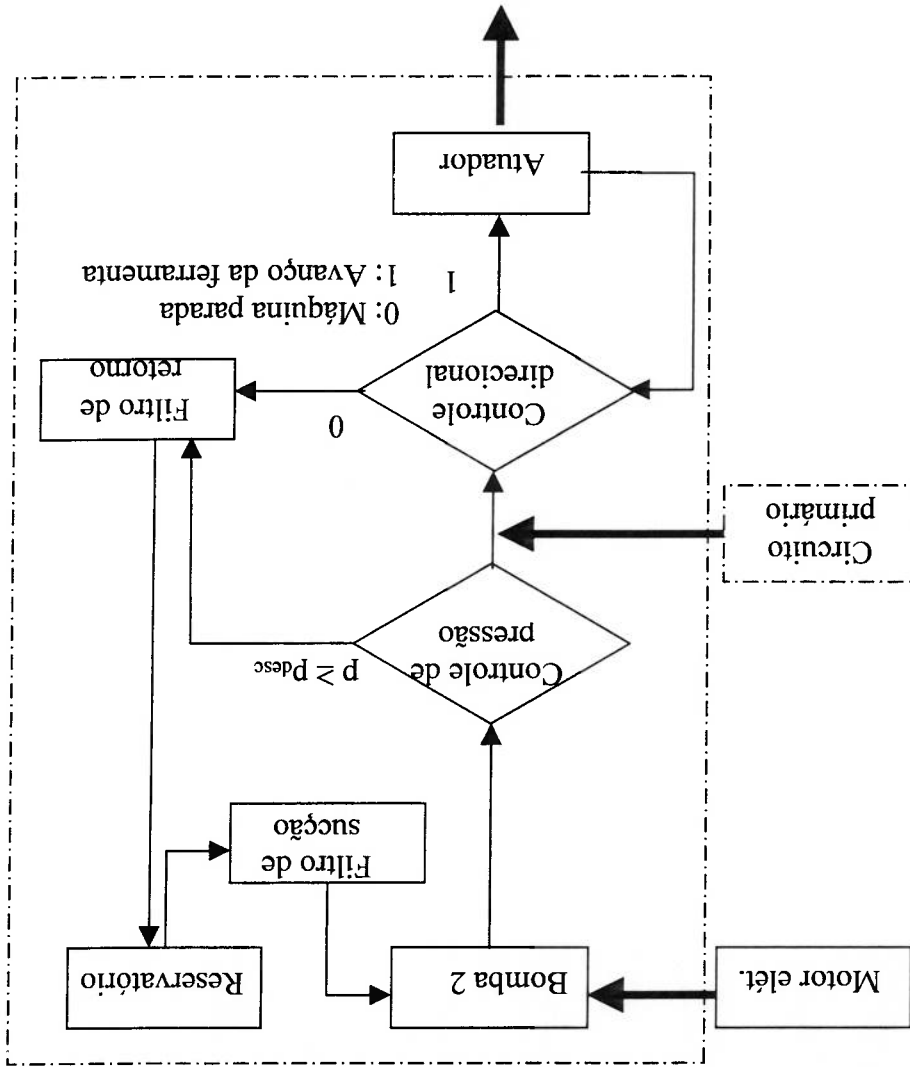
são a pressão e a vazão de prensagem, ou seja, a alta pressão e a baixa vazão. Assim, o parâmetro característico deste circuito, para a análise de confiabilidade, centrada no desgaste dos componentes, é a alta pressão. Ainda neste circuito, foi excluído o motor elétrico, por não se tratar de componente hidráulico, mas não se pode excluir os solenóides da válvula de controle direcional, pois estes são parte integrante do componente e devem constar da análise de sua confiabilidade.

No fluxograma deve-se ainda notar a presença do filtro de retorno, que faz parte do circuito auxiliar, aqui colocado para facilitar a compreensão do funcionamento do circuito.

O fluxograma de comunicação entre os componentes do circuito secundário que compõe o sistema hidráulico da prensa, na operação de aproximação, está representado na Figura 3.7.

Na Figura 3.7, o circuito é responsável pela operação de aproximação da ferramenta, que é feita com baixa pressão, caracterizada pela pressão de descarga p_{desc} , regulada no controle de pressão e alta vazão. Pode-se notar a existência de componentes comuns ao circuito principal, como o controle direcional e o atuador, que são então submetidos a diferentes solicitações, de acordo com a operação que realizam. Neste caso, deve-se considerar como parâmetro característico para análise de

Figura 3.7. Fluxograma de Comunicação Entre os Componentes do Circuito Secundário na Operação de Aproximação



Circuito Secundário – Operação de Aproximação

confiabilidade do atuador a alta velocidade do mesmo, que interfere no atrito de suas partes internas.

O fluxograma de comunicação entre os componentes do circuito secundário, na operação de retorno da ferramenta, está representado na Figura 3.8.

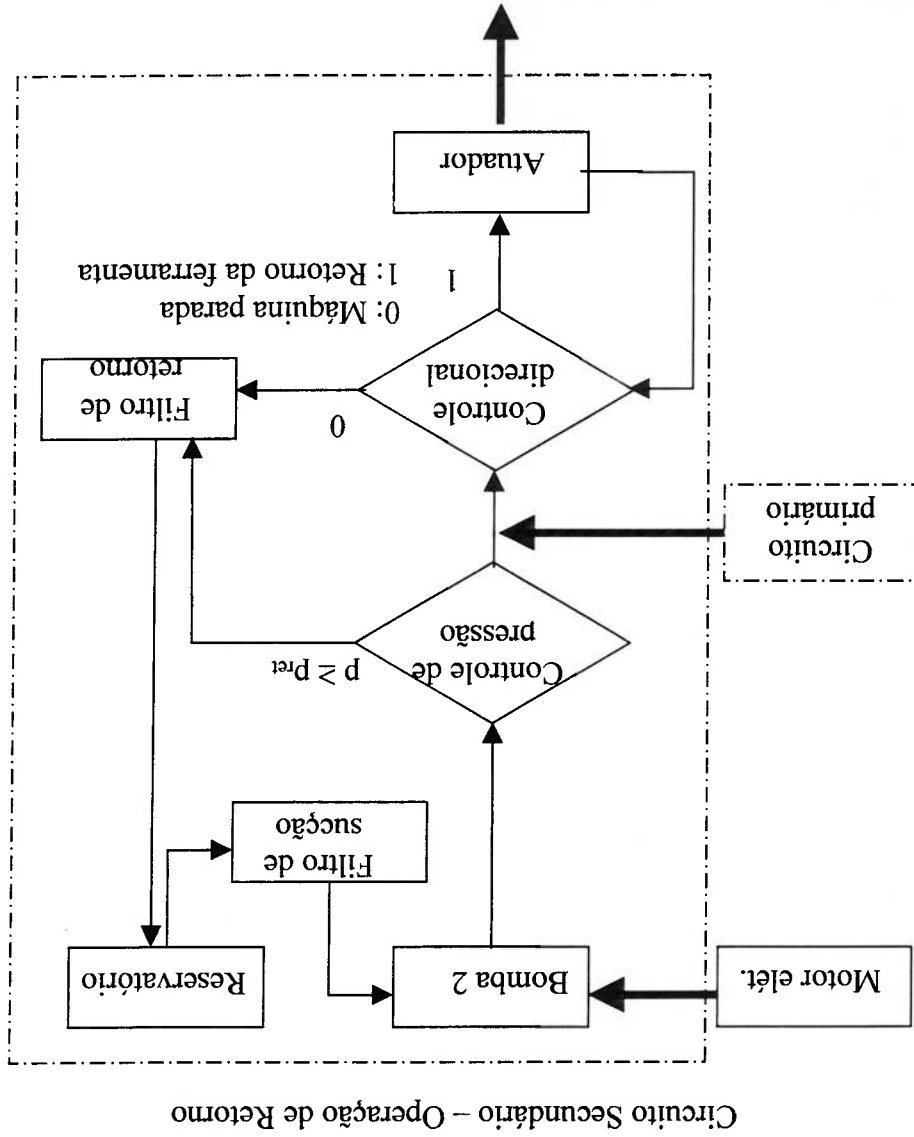


Figura 3.8. Fluxograma de Comunicação Entre os Componentes do Circuito Secundário na Operação de Retorno

Para a operação de retorno deve-se fazer as mesmas observações que para a de avanço rápido, ou seja, o circuito opera em baixa pressão, porém o atuador tem alta velocidade, ou seja, é o componente mais solicitado nesta operação. Como o circuito primário é o que garante a operação principal da prensa, ele é o mais crítico em relação à confiabilidade, sendo que qualquer falha em seus componentes

pode determinar a falha definitiva da prensa, que fica desta forma incapacitada de conformar uma única peça. Assim, o estudo da confiabilidade do sistema hidráulico da prensa deve focar a determinação da confiabilidade de seus componentes e seus efeitos no sistema hidráulico e na prensa toda.

Logo, o modelo de confiabilidade da prensa fica reduzido à análise de poucos componentes que têm a responsabilidade de realizar a operação principal para a qual a máquina foi projetada. Isso se deve à simplicidade do circuito hidráulico em estudo, no qual é fácil identificar o sistema primário e o secundário. Há que se ressaltar, entretanto, que para máquinas com sistemas hidráulicos mais complexos, as eventuais falhas funcionais de circuitos secundários podem levar à falha definitiva sem que o sistema primário tenha falhado.

Outra razão da simplificação do modelo de confiabilidade é a concentração nos componentes hidráulicos do sistema, sem considerar o sistema de comando, que interage com o hidráulico, principalmente quando do uso de sensores elétricos ou eletrônicos de comando; este aspecto, entretanto, será brevemente discutido no Capítulo 6 deste trabalho.

Também tem considerável contribuição na simplificação desta análise a hipótese de que o fluido tem contaminação e temperatura controladas, pois a influência destas grandezas na deterioração do sistema hidráulico é dificilmente mensurável, o que tornaria muito complexo este estudo.

4. ANÁLISE DOS MODOS DE FALHA DE COMPONENTES DE SISTEMAS HIDRÁULICOS

4.1. Considerações Iniciais

Neste capítulo serão analisados os modos de falha de componentes hidráulicos empregados em circuitos de acionamentos utilizados em diversos tipos de máquina, inclusive no sistema de acionamento de uma prensa hidráulica de repuxo, que emprega um circuito do tipo “Alto e Baixo”. Os modos de falha são analisados considerando a condição de desgaste dos componentes, quando estes operam com fluido com contaminação e temperatura controladas, conforme discutido no Capítulo 3. A opção pela análise de um circuito tipo “Alto e Baixo” tem como embasamento a maior complexidade do mesmo em relação aos circuitos de prensas de movimentos simples, com o emprego de um maior número de componentes. Além disso, alguns destes são usados nos circuitos hidráulicos de prensas de movimentos simples, sendo a análise ora executada também válida para o circuito hidráulico destas prensas.

Os modos de falha pelo critério de desgaste são inerentes a cada componente, entretanto muitos destes operam de maneira similar, além de serem constituídos, muitas vezes, por peças idênticas de mesmo material, submetidas ao mesmo tipo de solicitação, como por exemplo molas de aço em válvulas, ou anéis de vedação de borracha nitrilica na quase totalidade dos componentes hidráulicos.

Os resultados encontrados na análise dos modos de falha dos componentes de sistemas hidráulicos são usados para subsidiar a análise da Confiabilidade do sistema, por meio dos métodos de Árvores de Falhas e FMEA.

No capítulo 2 deste estudo, foram apresentados dois tipos de sistemas hidráulicos empregados na construção de prensas de velocidade combinada, como as prensas de repuxo, que são o circuito “Alto e Baixo” e o circuito com cilindros auxiliares e válvula de preenchimento. Comparando ambos os circuitos, eles têm a maioria de seus componentes comuns a ambos, que podem ser considerados componentes básicos da maioria dos circuitos hidráulicos, como bomba de deslocamento positivo, válvula de alívio, válvula direcional e atuador hidráulico.

Como exemplo de circuito hidráulico típico, pode-se citar o circuito hidráulico "Alto e Baixo" padrão, que esta representado na Figura 4.1 e cuja lista de componentes é apresentada na Tabela 4.1.

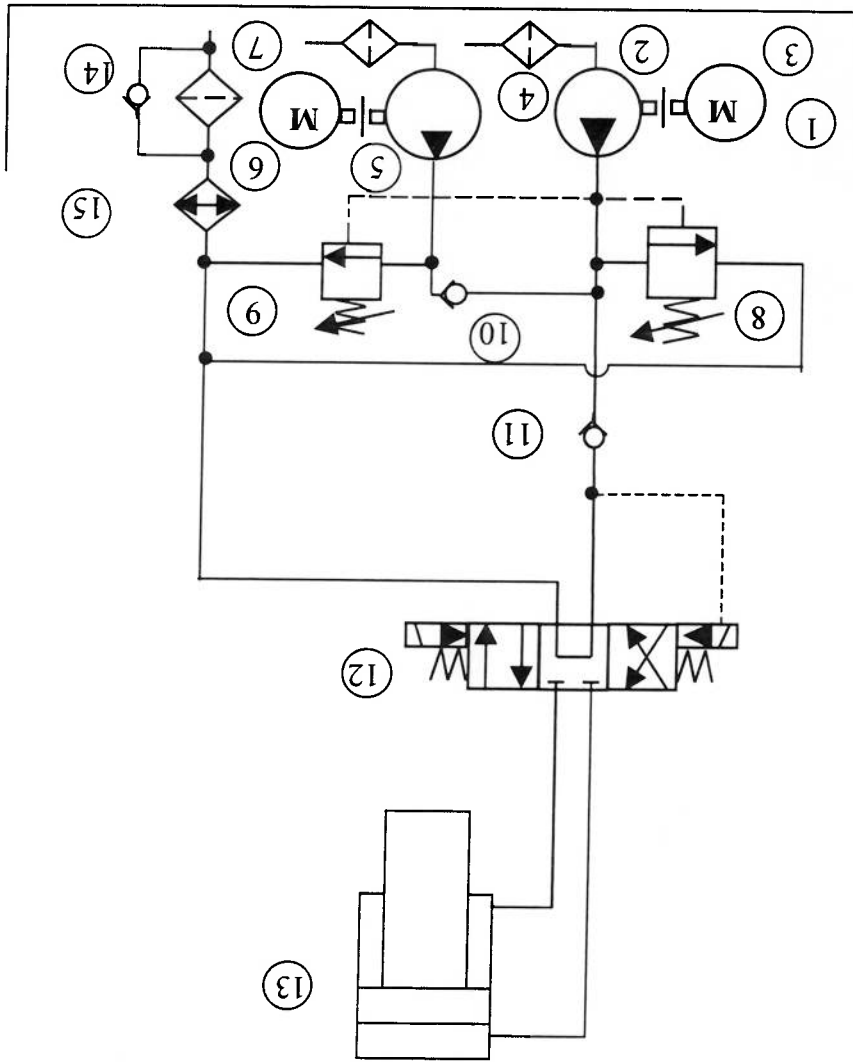


Figura 4.1. Circuito Hidráulico "Alto e Baixo" Padrão, (Rexroth, 1983)

Tabela 4.1. Lista de Componentes do Circuito Hidráulico “Alto e Baixo”

Padrão

REF.	DESCRIÇÃO E CARACTERÍSTICAS
1	Reservatório de fluido com acessórios
2	Bomba de baixa vazão (alta pressão): B1
3	Motor Elétrico: ME1
4	Filtro de sucção para baixa vazão
5	Bomba de alta vazão (baixa pressão): B2
6	Motor Elétrico: ME2
7	Filtro de sucção para alta vazão
8	Válvula reguladora de pressão tipo alívio, regula a pressão máxima do sistema de pressagem, p_{max} : VAP
9	Válvula reguladora de pressão tipo descarga, regula a pressão de descarga da bomba de alta vazão, p_{desc} : VD
10	Válvula de retenção simples, impede a descarga da vazão da bomba de baixa vazão pela válvula de descarga: VR1
11	Válvula de retenção simples, garante a existência de uma pressão mínima necessária no piloto da válvula direcional: VR2
12	Válvula direcional de 3 posições, 4 vias, de ação indireta, acionada por piloto hidráulico e por solenóides
13	Atuador hidráulico linear (cilindro hidráulico)
14	Filtro de retorno para alta vazão
15	Trocador de calor água-óleo

Como se pode verificar, este circuito apresenta poucos componentes diferentes dos citados como básicos, como duas válvulas de retenção e uma válvula reguladora de pressão do tipo descarga, além dos acessórios que compõem o circuito auxiliar, filtro de retorno e trocador de calor, conforme discutido no capítulo 3.

4.2. Critérios de Solicitação dos Componentes: Ciclo da Máquina e Vida Útil

Um primeiro parâmetro importante é a relação entre o ciclo da máquina e sua vida útil operacional, observando a solicitação dos componentes em cada ciclo de operação, para que isto resulte na vida útil do componente em função de sua solicitação por ciclo. Como cada ciclo é função do tempo, este parâmetro caracteriza um processo estocástico, exigência básica para a aplicação dos conceitos de Confiabilidade.

A solicitação dos componentes de um sistema hidráulico decorre fundamentalmente da variação de pressão à qual estes são submetidos em cada movimento. No sistema hidráulico utilizado em uma prensa de repuxo, por exemplo, existem duas faixas de pressão bem definidas, uma de baixa, nos movimentos de aproximação e retorno, e uma de alta, no movimento de prensagem, conforme visto no capítulo 2. Entretanto, mesmo com a condição definida como desgaste lubrificado, pela própria característica lubrificante do óleo hidráulico mineral, não se pode desprezar a condição de atrito entre as partes móveis, também em função de uma variação de velocidade em cada movimento.

Classificando os movimentos básicos para um ciclo completo de um atuador hidráulico linear, como de avanço e de retorno, é necessário determinar se existe variação de pressão em cada um destes movimentos, e por quanto tempo, para definir a solicitação à qual os componentes do sistema estão submetidos. Pode ocorrer também, como no caso do sistema hidráulico utilizado em uma prensa de repuxo, que os componentes dos circuitos primário e secundário estejam submetidos a diferentes solicitações em um mesmo movimento. Neste caso, como o desgaste dos componentes está associado à sua solicitação, estes terão diferentes condições de desgaste, como foi discutido no Capítulo 3.

Se a cada ciclo completo de movimento da máquina, esta realizar uma operação, a razão entre o tempo de solicitação máxima em relação ao tempo total de um ciclo resulta em uma taxa de utilização dos componentes sob solicitação máxima, ou seja, mesmo que para realizar um dado número de operações a máquina trabalhe um determinado número de horas, os componentes estarão sob solicitação máxima um tempo menor, sendo este tempo o utilizado para definir a vida operacional do sistema, na dependência da vida operacional dos componentes de solicitação máxima.

A título de exemplo, pode-se analisar o ciclo de funcionamento de uma prensa de repuxo, representado na Figura 4.2.

O que se pode verificar é que os componentes do sistema hidráulico têm solicitações diferentes nos 3 ciclos, porque as pressões às quais estão sujeitos são diferentes, o mesmo ocorrendo em relação à vazão. Esta alternância de solicitação resulta em um fenômeno que também influencia no desgaste dos componentes, que é a existência de pressão intermitente, principalmente quando as pressões que se alternam têm magnitudes muito diferentes. Pode-se associar facilmente a cada ciclo uma pressão de operação e definir um estado solicitante, conforme mostra a Tabela 4.2.

Conhecidos os parâmetros de projeto, curso de prensagem, aproximação e retorno; velocidade de prensagem, aproximação e retorno, pode-se definir os tempos do ciclo operacional da prensa:

Tempo de Aproximação: $t_{Ap} = \frac{x_{Ap}}{v_{Ap}}$

Tempo de Prensagem: $t_{Pr} = \frac{x_{Pr}}{v_{Pr}}$

Tempo de Retorno: $t_{Rt} = \frac{x_{Rt}}{v_{Rt}}$

Tempo Total: $t_T = t_{Ap} + t_{Pr} + t_{Rt}$

Figura 4.2. Ciclo de Funcionamento de uma Prensa de Repuxo com Sistema Hidráulico “Alto e Baixo”

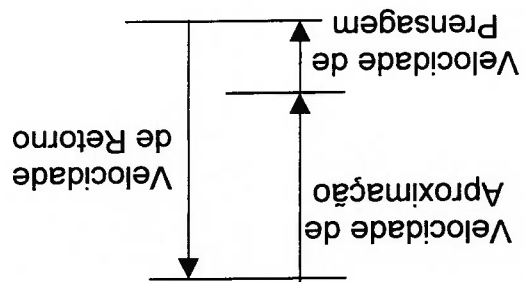


Tabela 4.2. Estados Solicitantes Relacionados aos Ciclos de Operação do Sistema Hidráulico de uma Prensa de Repuxo

Estado Solicitante	Pressão	Ciclo	Notação
Sem carga	0	-	(0)
Carga pequena	$\leq p_{desc}$	Aproximação	(1)
Carga máxima	p_{pr}	Prensagem	(2)
Carga mínima	$< p_{desc}$	Retorno	(3)

Com isto, pode-se associar um Estado Solicitante a cada componente hidráulico nos 3 ciclos de funcionamento a aos tempos respectivos, conforme mostra a Tabela 4.3.

Tabela 4.3.a. Estado Solicitante em cada Ciclo de Operação do Sistema Hidráulico de uma Prensa de Repuxo – Operação de Prensagem

REF.	DESCRIÇÃO	TEMPO	SOLICITAÇÃO
PRENSAGEM			
2	Bomba B1	t_{pr}	2
5	Bomba B2		1
8	Válvula de alívio		2
9	Válvula de descarga		1
10	Válvula de retenção simples VR1		1
11	Válvula de retenção simples VR2		2
12	Válvula direcional		2
13	Cilindro hidráulico		2

Tabela 4.3.b. Estado Solicitante em cada Ciclo de Operação do Sistema Hidráulico de uma Prensa de Repuxo – Operação de Aproximação

REF.	DESCRIÇÃO	TEMPO	SOLICITAÇÃO
APROXIMAÇÃO			
2	Bomba B1	1	1
5	Bomba B2	1	1
8	Válvula de alívio	1	1
9	Válvula de descarga	1	1
10	Válvula de retenção simples VR1	1	1
11	Válvula de retenção simples VR2	1	1
12	Válvula direcional	1	1
13	Cilindro hidráulico	1	1

Tabela 4.3.c. Estado Solicitante em cada Ciclo de Operação do Sistema Hidráulico de uma Prensa de Repuxo – Operação de Retorno

REF.	DESCRIÇÃO	TEMPO	SOLICITAÇÃO
RETORNO			
2	Bomba B1	3	3
5	Bomba B2	3	3
8	Válvula de alívio	3	3
9	Válvula de descarga	3	3
10	Válvula de retenção simples VR1	3	3
11	Válvula de retenção simples VR2	3	3
12	Válvula direcional	3	3
13	Cilindro hidráulico	3	3

Consolidando os dados das tabelas acima, tem-se a Tabela 4.4., que mostra os estados solicitantes para cada componente do sistema hidráulico exemplificado.

Tabela 4.4. Estados Solicitantes no Ciclo Total de Operação do Sistema Hidráulico de uma Prensa de Repuxo

REF.	DESCRIÇÃO	TEMPO			SOLICITAÇÃO
CICLO TOTAL					
		t_{pr}	t_{ap}	t_{ret}	
2	Bomba B1	2	1	1	3
5	Bomba B2	1	1	1	3
8	Válvula de alívio	2	1	1	3
9	Válvula de descarga	1	1	1	3
10	Válvula de retenção simples VR1	1	1	1	3
11	Válvula de retenção simples VR2	2	1	1	3
12	Válvula direcional	2	1	1	3
13	Cilindro hidráulico	2	1	1	3

Da Tabela 4.4., pode-se extrair então os componentes que apresentaram a situação crítica de solicitação em relação à pressão, como mostra a Tabela 4.5.

Tabela 4.5. Estado Solicitante Crítico dos Componentes do Sistema Hidráulico de uma Prensa

REF.	DESCRIÇÃO	TEMPO			SOLICITAÇÃO
		t_{pr}	t_{ap}	t_{ret}	
2	Bomba B1	2	1	1	3
8	Válvula de alívio	2	1	1	3
11	Válvula de retenção simples VR2	2	1	1	3
12	Válvula direcional	2	1	1	3
13	Cilindro hidráulico	2	1	1	3

Os componentes da Tabela 4.5. portanto são os que sofrem as principais variações de pressão durante o ciclo total da máquina. Considerando a válvula de retenção VR2 como sendo responsável pela manutenção da pressão de pilotagem da válvula direcional, esta pode ser incluída também no controle direcional do circuito primário do sistema hidráulico da prensa, conforme visto no capítulo 3. Assim, estes componentes, submetidos à pressão máxima do sistema, logo de solicitação crítica, são aqueles definidos no circuito primário do sistema hidráulico, no capítulo 2, nos quais será focada a análise de confiabilidade.

No caso de prensas de movimentos simples, apresentadas no Capítulo 2, os circuitos hidráulicos são bastante simples, considerados como circuitos básicos de acionamento, com os movimentos de avanço e de retorno do atuador sem variação de velocidade, dispensando os recursos técnicos necessários a este tipo de operação. No movimento de avanço da ferramenta, há apenas a velocidade de prensagem, o que exige um circuito que utiliza apenas a bomba, uma válvula reguladora de pressão tipo alívio e uma válvula direcional.

4.3. Contaminação

As diversas formas de contaminação e seus efeitos constituem os principais fatores aceleradores do desgaste nos componentes dos sistemas hidráulicos. Este aspecto tem grande influência na Confiabilidade de Sistemas Hidráulicos, porém será tratado neste trabalho de forma diferenciada, conforme discutido no capítulo 3.

A manutenção do fluido hidráulico é a principal garantia de bom funcionamento do sistema, como recomendam todos os fabricantes de máquinas, equipamentos hidráulicos, filtros e do próprio fluido. A presença em excesso de contaminantes no fluido, por filtragem deficiente, ou por ausência de manutenção nos circuitos auxiliares dos sistemas hidráulicos, também é um sinal de que as partículas que contaminam o fluido podem ter dimensões muito maiores do que as admissíveis nos componentes dos sistemas hidráulicos, o que pode levar a uma falha definitiva do sistema e a parada inesperada da máquina.

Os efeitos da contaminação na confiabilidade de componentes de sistemas hidráulicos constituem um problema de modelagem bastante complexa, por este motivo, admite-se neste trabalho que o fluido tenha contaminação controlada, ou seja, que os filtros sejam eficazes, com limpeza ou substituição dentro das recomendações dos fabricantes e que o fluido seja também analisado periodicamente. Esta hipótese é formulada por Silva (2001b) ao considerar o desgaste como modo de falha de um componente de sistema hidráulico.

Ao admitir contaminação controlada, a análise do desgaste dos componentes resulta em uma vida operacional livre de contaminação excessiva, isto significa que a vida útil determinada para um dado componente será a máxima e que a inclusão de

contaminação no sistema fará com que esta previsão de operacionalidade seja reduzida.

Apesar destas hipóteses, não se pode abandonar este item, por este motivo ele será tratado neste capítulo, a partir de dados obtidos por fabricantes de sistemas hidráulicos e de sistemas de filtragem (Parker, 1990), além das normas usuais sobre contaminação e filtragem.

4.3.1. Espessura (ε) de filme lubrificante

Dados de fabricantes de componentes hidráulicos e de filtros mostram que a maioria das falhas nos sistemas hidráulicos resultam diretamente da contaminação do fluido hidráulico (Stecki, 1998). Este número, apesar de parecer bastante alto, é justificável por vários aspectos inerentes à contaminação, como a diversidade de contaminantes, sua agressividade relativa aos materiais construídos dos componentes hidráulicos, efeitos múltiplos de desgaste no fluido e nos componentes. A Tabela 4.6. mostra os danos originados pela contaminação no próprio fluido e nos componentes do sistema hidráulico.

Tabela 4.6. Danos Originados por Contaminação

Fluido	Componentes
Formação de óxidos	Formação de componentes químicos
Formação de contaminantes biológicos	Deficiência dos aditivos
Desgaste acelerado	Bloqueio dos orifícios

A condição tribológica dos componentes de sistemas hidráulicos é a de desgaste lubrificado, pois o fluido hidráulico, que aqui consideramos como óleo hidráulico mineral, mantém um filme lubrificante entre as peças móveis dos componentes, garantindo uma expectativa de vida útil bastante longa, da ordem de milhões de ciclos de pressurização.

Como o fluido hidráulico é um fluido newtoniano, ele obedece à Lei de Newton da Viscosidade, condicionando a espessura do filme lubrificante à própria viscosidade, à

carga aplicada e à velocidade relativa de deslocamento das partes móveis dos componentes (Fox, 1998), tal como indicado na Figura 4.3.

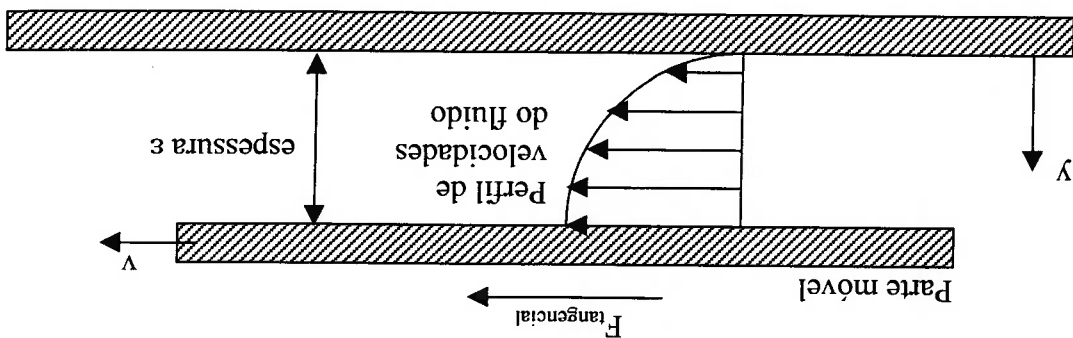


Figura 4.3. Espessura do Filme de Fluido

A Lei de Newton da Viscosidade pode ser escrita como:

$$\tau = \frac{F_{tg}}{A} = \mu \frac{dv}{dy} \quad (4.1)$$

Na forma simplificada, para pequenas espessuras e velocidade constante:

$$\frac{F_{tg}}{A} = \mu \frac{v_0}{e} \Rightarrow e = \mu v_0 \frac{F_{tg}}{A} \quad (4.2)$$

onde:

e – espessura do filme;

μ – viscosidade do fluido;

v_0 – velocidade da parte móvel;

A – área de contato entre a parte móvel e a fixa e

F_{tg} – força tangencial que atua na parte móvel

Nos sistemas submetidos a alta pressão, a espessura do filme pode ser até mesmo menor que $1,0 \mu\text{m}$, caso das bombas de palhetas, por exemplo, o que limita a dimensão das partículas à esta condição dimensional.

4.3.2. Tipos e Fontes de Contaminação

Os contaminantes sólidos em suspensão no fluido hidráulico são geralmente classificados em sedimentos, quando são menores que 5,0 µm, e em pequenas partículas, quando são maiores que 5,0 µm.

Os sedimentos constituem os contaminantes admissíveis, que têm ação de desgaste prolongada no tempo, enquanto que as pequenas partículas podem levar à falhas catastróficas imediatas.

Os dois tipos de contaminantes são classificados ainda em partículas duras (Metal, carbono e sílica) e em partículas maleáveis (Borracha, fibras e microorganismos).

Em relação às fontes de contaminação, os fabricantes de filtros definem quatro formas principais:

- formada durante os processos de manufatura e montagem;

- adição de novos fluidos;

- inserção externa durante a operação;

- geração interna durante a operação.

A Tabela 4.7, mostra as formas de geração interna de contaminantes nos sistemas hidráulicos.

Tabela 4.7. Geração Interna de Contaminantes, (Parker, 1990)

FATOR DE DESGASTE	FORMA DE GERAÇÃO
Abrasive	Partículas duras ligando duas superfícies em movimento relativo, desgastando uma ou ambas.
Cavitação	Ocorrência de pressão insuficiente, causando bolhas de vácuo que implodem e que causam choques e quebras na superfície do material.
Fadiga	Partículas passam pela folga e causam tensão na superfície que se expande, gerando escamas devido à repetição da tensão sobre a área danificada.
Erosão	Partículas finas em alta velocidade que desgastam cantos ou superfícies críticas.
Adesão	Perda de filme lubrificante, permitindo contato entre superfícies em movimento relativo.
Corrosão	Presença de água ou de produto químico no fluido, causando oxidação ou reações químicas que degradam a superfície.

Pode-se observar na Tabela 4.7, que os contaminantes gerados durante a operação do sistema são partículas metálicas, que são as chamadas partículas duras, e as partículas de borracha verticadas no desgaste das vedações, que são partículas maleáveis. A principal diferença no resultado da presença dos dois tipos de contaminantes é bastante claro, pois as partículas duras (metálicas) acabam por desgastar superfícies em contato e as maleáveis (borracha) podem entupir canais de passagem de válvulas ou interromper o filme de lubrificação.

Durante a operação, a contaminação externa se dá pelas tampas de respiro, vedações desgastadas e outras aberturas no sistema. Neste caso também é crítica a absorção de água do ambiente, normalmente por condensação.

Uma pesquisa do *Massachusetts Institute of Technology*, relatada em 1981, (Grahlmadsen; Chaple, 1999), mostrou que 50% de componentes de um sistema hidráulico são substituídos devido ao desgaste mecânico, dos quais 15% são substituídos por efeitos da corrosão devida à presença de água.

Deve-se ressaltar que as primeiras horas de funcionamento de um sistema hidráulico são críticas em termos de contaminação, porque o sistema percebe os contaminantes formados durante a manufatura e a montagem do sistema. Estas partículas normalmente incluem a sujeira do ambiente, respingos de solda, areia de fundição, borracha de mangueiras e vedações, sedimentos de metal dos componentes usados. Após um período inicial determinado, a contaminação do fluido pode ser representada pela Figura 4.4, retirada de um artigo de Grahlmadsen; Chaple (1999), que mostra a evolução da contaminação pela conservação de partículas, comparando resultados experimentais a valores simulados.

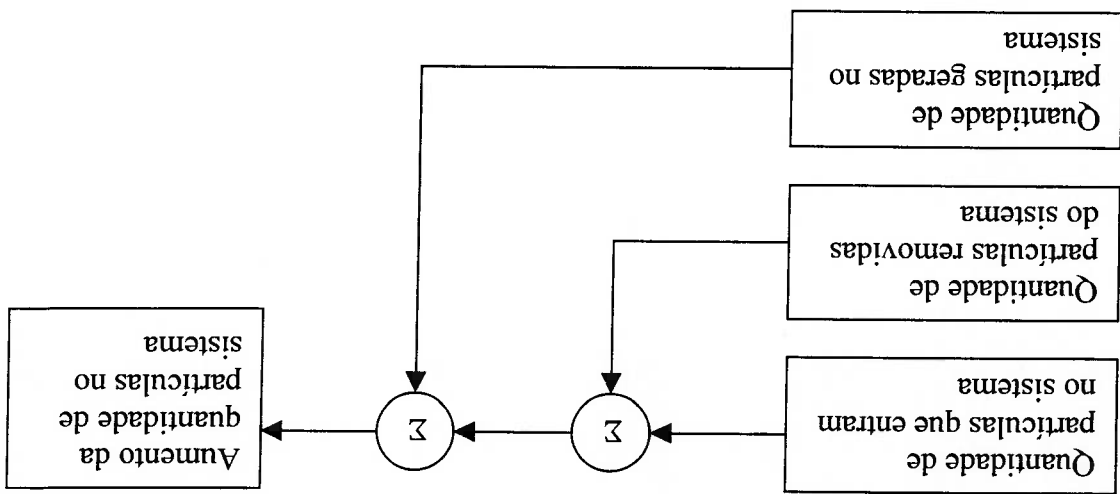


Figura 4.4. Conservação de Partículas no Sistema

O mesmo artigo discute modelos de contaminação e apresenta os resultados de um deles, o Modelo Dinâmico de Controle de Contaminação, criado experimentalmente pela NTNU *Fluidteknikk*, pela *Monash University*, patrocinado por 3 empresas do setor, a *Pall Industrial Hydraulics Company*, a *UCC* e a *Norske Shell*. O modelo foi considerado superior a todos os outros de sua classe e pode servir como uma base promissora para novos desenvolvimentos na área de controle de contaminação. O resultado da comparação do modelo com os valores reais, obtidos em laboratório, está mostrado na Figura 4.5.

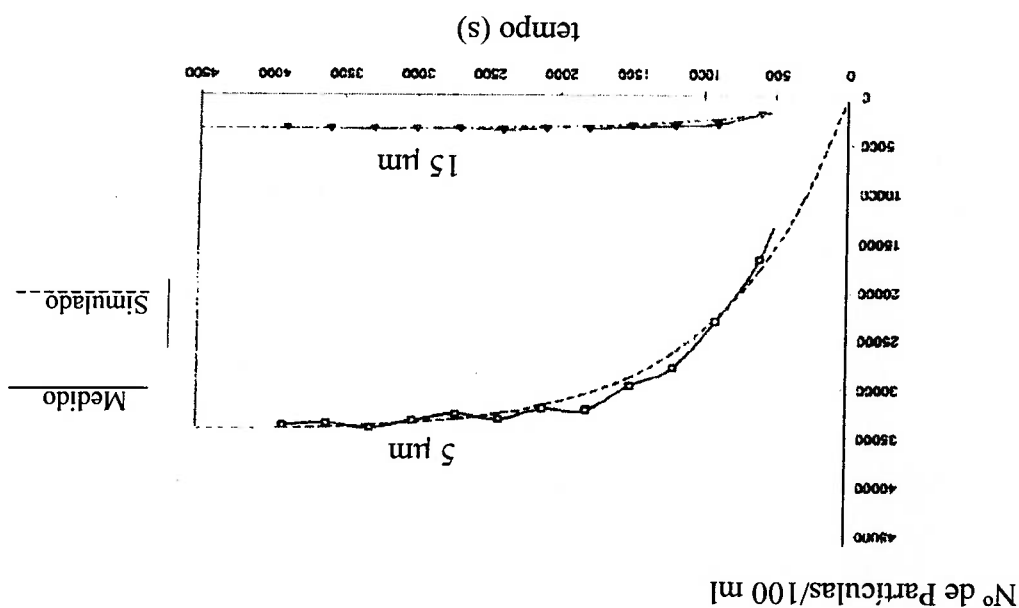
No ambiente industrial, entretanto, as condições são bem mais adversas. No caso da máquina analisada neste trabalho, de conformação de material metálico, é grande o número de partículas metálicas em suspensão no ar ambiente, que mantêm comunicação com a superfície do fluido no reservatório. Isto faz com que a curva mantidas dentro de uma faixa recomendável de operação.

contaminação externa, com componentes selecionados, temperatura e umidade ambiente externo limpo e não agressivo, configurando um baixo nível de Deve-se ressaltar que estes resultados foram obtidos em laboratório, o que indica um e resíduos de fabricação e da própria acomodação das peças internas.

deve-se a partículas existentes nas tubulações ou nos componentes, além de rebarbas geração de contaminantes internos na primeira hora de funcionamento do sistema (ou 1 hora) e que, após este período a curva se mantém constante, ou seja, a alta 3500 partículas de 5µm por 100 ml, se dá, aproximadamente, nos primeiros 3500 s A Figura 4.5. mostra que a contaminação crítica do sistema, com a presença de

Chapple (1999)

Figura 4.5. Comparação entre Valores Medidos e Simulados por Madsen;



mostrada na Figura 4.5, não se mantenha constante, porque a quantidade de partículas que entra no sistema não é constante.

Pode-se verificar também que para partículas de 15µm, normalmente as partículas admitidas do meio externo, a curva se estabiliza antes, em torno de 2000 s, o que configura um excelente nível de retenção, devido também ao ambiente laboratorial, com contaminação externa controlada.

Essa condição de operação, que é o padrão do ambiente industrial, é a mais crítica em termos de desgaste por contaminação, que influi diretamente na confiabilidade dos sistemas hidráulicos.

Estes parâmetros são utilizados para a escolha e o dimensionamento dos filtros em sistemas hidráulicos.

4.3.3. Filtragem em sistemas hidráulicos

Os sistemas hidráulicos utilizam 3 tipos de filtros, conforme mostra a Tabela 4.8.

Tabela 4.8. Tipos de Filtros em Sistemas Hidráulicos

Filtragem	Tipo do filtro	Retenção de partículas geradas
Genérica	Sucção	externamente
	Retorno	internamente
Localizada	Pressão	externa e internamente

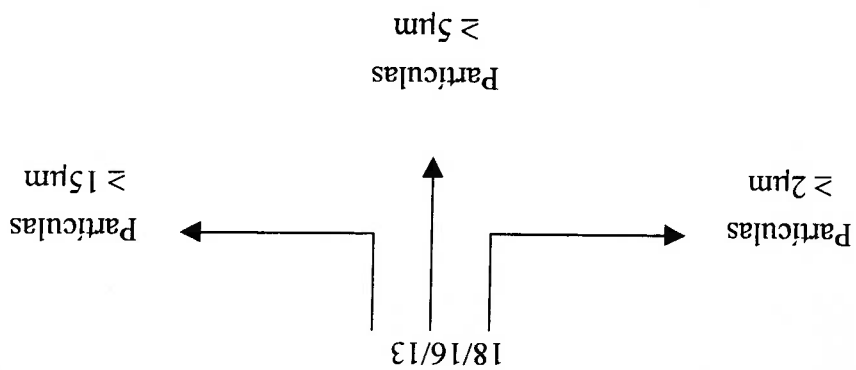
Atualmente, o nível de retenção de partículas é dado pela Norma ISO 4406, que classifica o número de partículas (por ml) admissível, relacionando-o aos componentes dos sistemas hidráulicos e aos tipos de filtros. A norma específica 3 parâmetros de tamanhos de partículas, separados por barras, conforme mostra a Figura 4.6.

Norma ISO 4406		
Número de Partículas por ml	Partículas	
	Mais de	Até e inclusive
24	80.000	160.000
23	40.000	80.000
22	20.000	40.000
21	10.000	20.000
20	5.000	10.000
19	2.500	5.000
18	1.300	2.500
17	640	1.300
16	320	640
15	160	320
14	80	160
13	40	80
12	20	40
11	10	20
10	5	10
9	2,5	5
8	1,3	2,5
7	0,64	1,3
6	0,32	0,64

Tabela 4.9. Classificação da Quantidade de Partículas Segundo a Norma Técnica ISO 4406

reproduz a Norma ISO 4406. O número representado em cada espaço do código relaciona-se com a quantidade de partículas por uma unidade de volume de fluido, conforme mostra a Tabela 4.9., que

Figura 4.6. Dimensões de Partículas pela Norma Técnica ISO 4406



Código ISO

Da Tabela 4.9, pode-se tirar as quantidades de contaminantes, que quando dispostos no Código ISO mostram de forma direta a quantidade de contaminante e sua dimensão. Estes dados podem ser alocados em outra Tabela, a 4.10, que relaciona as especificações da Norma ISO 4406 com a limpeza exigida para cada componente do sistema hidráulico, recomendada pelos fabricantes.

Tabela 4.10. Limpeza do Fluido Recomendada para Componentes do Sistema Hidráulico

Limpeza do Fluido Recomendada	
Componente	Código ISO
Servo-válvulas	16/14/11
Válvulas proporcionais	17/15/12
Bombas de palhetas ou pistões	18/16/13
Válvulas direcionais ou de pressão	18/16/13
Bombas de engrenagens	19/17/14
Válvulas de vazão e Cilindros	20/18/15
Fluido novo, sem uso	20/18/15

Pela Tabela 4.10, pode-se observar que as máquinas com circuitos hidráulicos simples ou de velocidade de atuação variável deverão obedecer ao padrão de limpeza dado pelo Código ISO 18/16/13, representado na Tabela 4.11, quando empregarem bombas de palhetas ou de pistões, ou ao Código ISO 19/17/14, quando a bomba utilizada for de engrenagens.

Tabela 4.11. Padrão de Limpeza para Sistema Hidráulico Convencional

Padrão de Limpeza para Prensa Hidráulica Convencional		
Faixa	Dimensão admissível (µm)	Faixa de contagem (por ml)
18	2	1.300 – 2.500
16	5	320 – 640
13	15	40 – 80

Não é o caso aqui de estender este tema até a seleção de filtros, porque este seria um capítulo muito extenso e este tema não será abordado na Análise de Confiabilidade. Admite-se que esta seleção foi feita de acordo com a Norma ISO 4406 e que os filtros são plenamente adequados às necessidades da prensa em estudo, garantindo

principalmente um ótimo nível de limpeza em relação aos contaminantes externos, de 15µm, conforme recomendação do fabricante da bomba e dos demais equipamentos, e ainda de acordo com a norma apresentada.

Desta forma, será considerado neste trabalho um nível de contaminação aceitável pela norma técnica e pelos fabricantes, para que a contaminação não influencie fortemente os resultados de Confiabilidade que serão obtidos. Este nível de contaminação pressupõe que o usuário da máquina segue atentamente as recomendações dos fabricantes de filtros para troca de elementos filtrantes e para limpeza de reservatório.

4.4. Desgaste em Bombas Hidráulicas

4.4.1. Considerações Iniciais

O desgaste em sistemas hidráulicos é reconhecido como o principal causador da redução de desempenho e durabilidade de máquinas que utilizam essa tecnologia de acionamento. Até alguns anos, essa questão foi tratada de forma empírica pelos fabricantes de equipamentos, que utilizavam resultados práticos observados durante a vida operacional de uma série de equipamentos, para estabelecer a vida útil dos componentes dos sistemas e quais os fatores que influenciam essa determinação.

Hoje existe uma exigência muito maior por parte dos usuários de máquinas acionadas por sistemas hidráulicos em relação a uma quantificação mais precisa da durabilidade de seus componentes. Essa exigência foi gerada, entre outros fatores, pela mudança nos conceitos de manutenção, especialmente pela inclusão nas empresas industriais das técnicas de manutenção preditiva.

Entre os componentes dos sistemas hidráulicos, os que sofrem desgaste mais acentuado são as bombas, por sua condição de trabalho contínuo e pelas variações de pressão a que são submetidas. A determinação da vida útil das bombas praticamente responde pela durabilidade do equipamento, pois em condições normais (pressão, temperatura, ambiente e fluido controlados) elas estão sujeitas a maior desgaste que os demais componentes do sistema hidráulico para um mesmo tempo de uso.

Essa necessidade gerou uma investigação mais consistente sobre modelos de contaminação e desgaste. Os dados sobre desgaste de bombas, divulgados pelos fabricantes, sempre foram coletados nas condições normais de funcionamento, anteriormente citadas. A pergunta dos usuários deste equipamento refere-se ao fato das bombas em funcionamento em suas máquinas durarem menos tempo que o alegado pelo fabricante.

A resposta está na diferença entre as condições normais e as condições reais de funcionamento, que são muito mais severas. Pressão intermitente, sobrepensão e ausência de controle de temperatura são apenas alguns dos fatores não considerados pelos fabricantes. Mas, o problema mais sério refere-se à presença de contaminantes de diversos tipos no fluido, que aceleram o processo de desgaste nas bombas.

4.4.2. Tipos de bombas empregadas nos circuitos hidráulicos

Nos sistemas hidráulicos podem ser utilizadas três tipos de bombas: engrenagens, palhetas e pistões. As bombas são selecionadas para cada sistema em função de variáveis como pressão de trabalho, vazão requerida, sensibilidade a contaminantes e nível de ruído, entre outras de segunda ordem.

As bombas de engrenagens foram originalmente projetadas para serem empregadas em sistemas hidráulicos aplicados em máquinas industriais, por sua robustez, adaptação a grandes variações de viscosidade, baixa sensibilidade a contaminantes, facilidade de montagem em qualquer posição, elevada gama de rotações em regime contínuo (500 a 5000 rpm) e facilidade de sucção (Linsingen, 2001). Estas bombas trabalham em pressão de até 25 MPa com vazão de até 40 lpm e até 15 MPa com vazão até 150 lpm. A maior desvantagem de sua utilização no ambiente industrial é seu alto nível de ruído, superior a 90 dB, (Vickers, 1987).

As bombas de palhetas são bastante utilizadas nos sistemas hidráulicos aplicados em ambiente industrial. Isso se dá pela faixa de pressão em que elas trabalham (até 25 MPa), por seu limite de vazão máxima (da ordem de 250 lpm), baixo nível de ruído (inferior a 80 dB) e relativa tolerância a contaminantes (até 10 μ de filtragem).

As bombas de pistões são fabricadas com pistões axiais ou radiais. Estas bombas têm maior pressão de trabalho que as de engrenagens e as de palhetas, podendo operar em até 35 MPa (axiais) e em até 40MPa (radiais), enquanto as bombas de pistões axiais podem ser fabricadas para fornecer baixas vazões. As bombas de pistões axiais podem fornecer até 700 lpm, por este motivo, além da alta pressão de trabalho, tem grande faixa de aplicação nas máquinas industriais, principalmente nas que desenvolvem grandes forças em seus atuadores, por este motivo são muito utilizadas em siderurgia, ou em operações mecânicas de grande potência. As bombas de pistões radiais têm sua gama de aplicações limitada pela baixa vazão.

Como os 3 tipos de bombas são caracterizados por conjuntos de bombeamento diferentes, cada tipo pode apresentar uma condição de desgaste diferente. Entretanto, um parâmetro de fabricação que pode representar a condição de desgaste da bomba é seu rendimento volumétrico, que determina o vazamento interno da bomba. O rendimento volumétrico é função da pressão a qual a bomba é submetida, da sua rotação de trabalho e das folgas internas entre as peças móveis e fixas, que caracterizam o conjunto de bombeamento. Para bombas de mesma vazão, operando na mesma pressão e rotação, o rendimento volumétrico das bombas de engrenagens é menor que o das bombas de palhetas e este é menor que o das bombas de pistões axiais. Se considerarmos que o rendimento volumétrico diminui com o aumento da pressão, para pressões acima de 20 Mpa, as bombas de palhetas e de engrenagens têm rendimento volumétrico muito inferior ao das bombas de pistões.

Para uma mesma bomba em operação contínua, o desgaste progressivo causa queda no rendimento volumétrico, pois aumentam as folgas entre as partes internas da mesma, devido a perda de material das partes em contato. Assim, a queda no rendimento volumétrico pode ser utilizada como medida de desgaste da bomba. A condição crítica para o rendimento volumétrico se dá quando a bomba não consegue manter constante a vazão necessária de projeto (Fritch, 1996), para a qual ela foi dimensionada e, neste caso, ela deve ser substituída.

Além do desgaste, as bombas podem apresentar outros modos de falhas, como aerção, cavitação, carga excessiva, desalinhamento em seu acoplamento ao motor elétrico de acionamento, entre outros. Como foi definido anteriormente, o modo de falha analisado neste trabalho é o desgaste, não sendo então considerados outros

modos de falhas, mas cabe ressaltar que estes levam à falha definitiva da bomba de maneira acelerada, como é o caso da cavitação, devendo ser evitados. A diferença entre os modos de falhas das bombas é que os mais acelerados apresentam sinais típicos de ocorrência, principalmente ruído, vibrações e aumento localizado de temperatura, o que, de certa forma, facilita a detecção do problema e possibilita sua reversão antes da falha definitiva. Já o desgaste não apresenta sinais tão facilmente perceptíveis, porque seu principal sintoma é a redução da velocidade do atuador, que muitas vezes só pode ser detectada por instrumentos de medição apropriados.

4.4.3. Condições de Desgaste das Bombas

A análise do desgaste das bombas, como modo de falha, não traz o mesmo resultado para cada um dos tipos de bomba, devido à diferença na forma de bombeamento, nas características constitutivas e tecnologia de fabricação, bem como nos materiais utilizados para seus diversos componentes. Assim, pode-se dizer que cada tipo de bomba apresenta um modelo diferenciado de desgaste, os quais são analisados na sequência deste texto.

4.4.3.1. Condições de Desgaste para as Bombas de Engrenagens

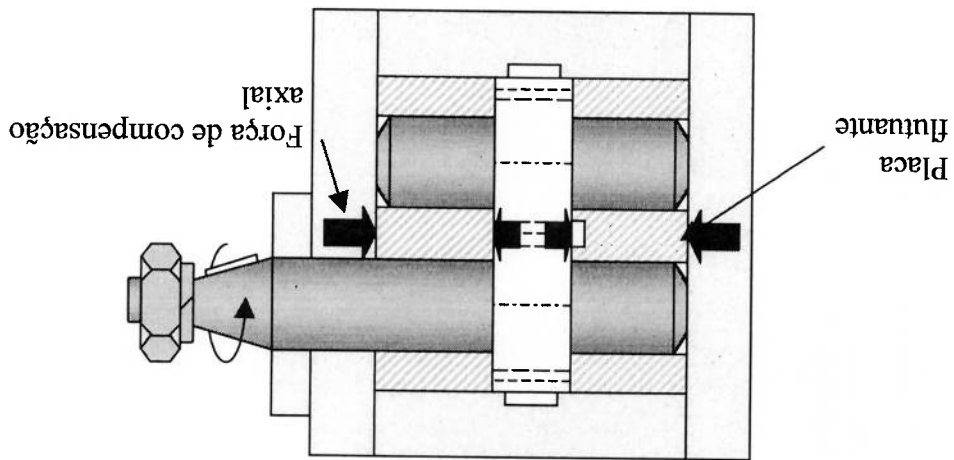
Nas bombas de engrenagens, a vazão é produzida por um par de engrenagens localizadas em um receptor, chamado anel externo, e lateralmente apoiadas em duas placas flutuantes, chamadas de placas de desgaste, conforme mostra a Figura 4.7. O vazamento entre as laterais das engrenagens e as placas de desgaste é o de maior proporção no vazamento interno total deste tipo de bomba (Koc, 1997). Estas placas mantêm-se em contato com as engrenagens por ação hidrostática do próprio fluido hidráulico e são responsáveis pela compensação de forças e vazamentos. O sistema é construído de forma que as áreas de pressão externa são maiores que as do lado das engrenagens, gerando, com a aplicação da pressão, forças axiais que atuam reduzindo a folga entre as faces das engrenagens e as placas, combinando a necessidade de lubrificação com pequenas vazões de fuga.

onde:
 λ é o fator de vazamento;
 η_v é o rendimento volumétrico, que é a relação entre a vazão da bomba sem desgaste Q_0 e a vazão da bomba desgastada;
 Q_v é a vazão teórica (Q_v);
 Q é a vazão da bomba desgastada;
 Q_0 é a vazão da bomba sem desgaste.

$$\lambda = \left(\frac{1}{1} \cdot \frac{\eta_v}{1} \cdot \frac{\partial Q / \partial \delta_0}{1} - 1 \right) \quad (4.3)$$

Como as placas laterais são mantidas em contato constante com as engrenagens, é nesta região que ocorre o maior desgaste na bomba, que quando é acentuado, ou na face da engrenagem, ou na placa, não pode mais ser compensado pela ação hidrostática de contato, aumentando o vazamento interno da bomba e reduzindo seu rendimento volumétrico. Pode-se estabelecer uma relação entre a degradação na vazão da bomba, o rendimento volumétrico e o fator de vazamento da bomba (Fritih, 1996):

Figura 4.7. Corte Lateral em uma Bomba de Engrenagens (Linsingen, 2001)



Na expressão (4.3), pode-se ver que o fator de vazamento aumenta com a diminuição do rendimento volumétrico, que pode ser representado em função dos parâmetros de funcionamento da bomba (Bolton, 1997):

$$\eta_v = \left(1 - \frac{kp}{k_p} \frac{rC^d n^d}{n^d} \right) \quad (4.4)$$

onde,

η_v é o rendimento volumétrico;

k é uma constante que representa a folga média de fuga para cada tipo de bomba;

p é a pressão de trabalho;

μ é a viscosidade dinâmica do fluido;

C_p é o deslocamento volumétrico da bomba;

n_p é a rotação da bomba.

Na expressão (4.4), verifica-se que o rendimento volumétrico, para uma dada bomba,

diminui com o aumento da pressão, com a redução da viscosidade e da rotação da bomba. Analisando as duas expressões (4.3) e (4.4), pode-se então afirmar que o

fator de vazamento de uma bomba aumenta com o aumento da pressão e com a redução da viscosidade e da rotação. Para bombas em aplicações industriais, a

rotação é constante, fornecida por um motor elétrico, logo o fator de vazamento passa a depender apenas das variações de pressão e de viscosidade, esta muito menor

que a variação de pressão à qual a bomba é submetida.

Frith (1996) associa ainda o rendimento volumétrico ao chamado parâmetro de desgaste ψ para as bombas:

$$\psi = \left[\frac{1 - \eta_v}{1 - \theta' \eta_v} \right]^{1/3} - 1 \quad (4.5)$$

onde:

θ' é a relação entre a vazão da bomba desgastada e a vazão da bomba não desgastada.

Este parâmetro de desgaste está associado ao tamanho máximo admissível de uma partícula de contaminante, ou à máxima espessura do filme de fluido entre as partes móveis, ou seja, à máxima folga entre as engrenagens e as placas flutuantes, no caso da bomba de engrenagens. Pode-se então, pelo modelo proposto por Frith (1996), determinar o desgaste das bombas de engrenagens pela variação da folga entre as faces das engrenagens e as superfícies das placas de desgaste, a partir da quantidade de massa de contaminantes internos gerados na própria bomba, pela condição de desgaste. Cabe ressaltar que pela característica lubrificante do fluido, este leva a uma condição de desgaste lubrificado nas bombas de engrenagens, mas em caso de desbalançamento das placas, este desgaste tende a tornar-se abrasivo, muito mais crítico. Esta condição pode ocorrer se a bomba trabalhar em uma pressão muito próxima à sua pressão máxima admissível de trabalho.

4.4.3.2. Condições de Desgaste das Bombas de Palhetas

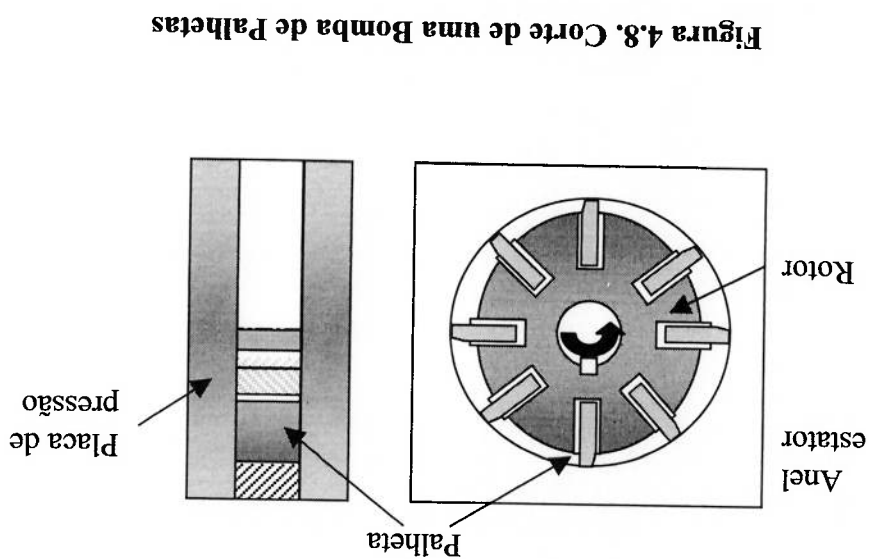
As bombas de palhetas são largamente utilizadas no ambiente industrial, em virtude de seu alto rendimento volumétrico, de até 95% (Bolton, 1997); de sua operação silenciosa, gerando ruído abaixo de 80 dB (Vickers, 1987); da gama de rotações admissíveis, entre 600 e 4800 rpm; de sua vazão de trabalho, que pode ser de até 600 lpm e de sua pressão máxima, que pode chegar a 21 MPa, para bombas balanceadas (Linsingen, 2001). O conjunto de bombeamento das bombas de palhetas é composto por um rotor, acionado pelo eixo, com rasgos nos quais são alojadas as palhetas, que deslizam nestes rasgos para que sejam mantidos em contato com um anel estator, que pode ser circular (bombas não balanceadas) ou elíptico (bombas balanceadas), conforme mostra a Figura 4.8. Todo o conjunto é fechado lateralmente por duas placas fixas, chamadas placas de pressão.

Pelo exposto anteriormente, pode-se concluir que existem duas regiões de desgaste nas bombas de palhetas: o contato anel – palhetas e o contato placas – rotor. Uma breve análise sobre as duas possibilidades de desgaste indica que a região mais severa é a do contato anel – palhetas.

No funcionamento da bomba, o rotor desliza entre as placas de pressão, com a presença de um filme de óleo entre eles, o que configura o desgaste lubrificado. Esse desgaste é homogêneo no sentido radial, pela própria ação da pressão exercida nas placas contra o rotor, que é constante, gerando uma força de contato constante. Para minimizar o efeito de desgaste, as placas de pressão recebem um tratamento de fosfatização, ou são fabricadas em material mais mole que o do rotor, como bronze. Como a pressão de contato é constante, se houver desgaste das placas, estas são empurradas contra o rotor, garantindo a estanquidade por mais tempo.

No contato anel – palhetas, o efeito do desgaste é mais acentuado. Primeiro pelo fato de que a pressão de contato varia pelo efeito intermitente da pressão nas câmaras e também pela magnitude da força de contato. Esse desgaste é combinado, por adesão e por abrasão. Seu efeito é mais severo, pois a perda de material no anel pode permitir que o fluido escoe de uma câmara de alta pressão para uma de baixa, prejudicando a eficiência da bomba, conforme já comentado.

Assim, na análise apresentada neste item, prioriza-se o desgaste entre anel e palhetas.



4.4.3.2.1. Análise do Desgaste no Contato Anel - Palhetas

Gellrich et al (1994) desenvolveram um modelo matemático para o desgaste de bombas de palhetas, que traz informações sobre o tribossistema em estudo, que acabam elucidando pontos relevantes na determinação do desgaste das bombas.

Como já descrito anteriormente, durante o funcionamento da bomba, as palhetas sofrem diferentes tensões, causadas pelas variações periódicas da pressão no fluido. Separando a bomba em duas metades, pode-se traçar um gráfico característico da força de contato F_c em função do ângulo de giro do rotor, tal como indicado na Figura 4.9. Este gráfico depende da geometria de contato das palhetas com o anel para cada trecho e da pressão. A curvatura própria do anel foi dividida em quatro zonas de diferentes condições de carga no tribocontato palhetas – anel.

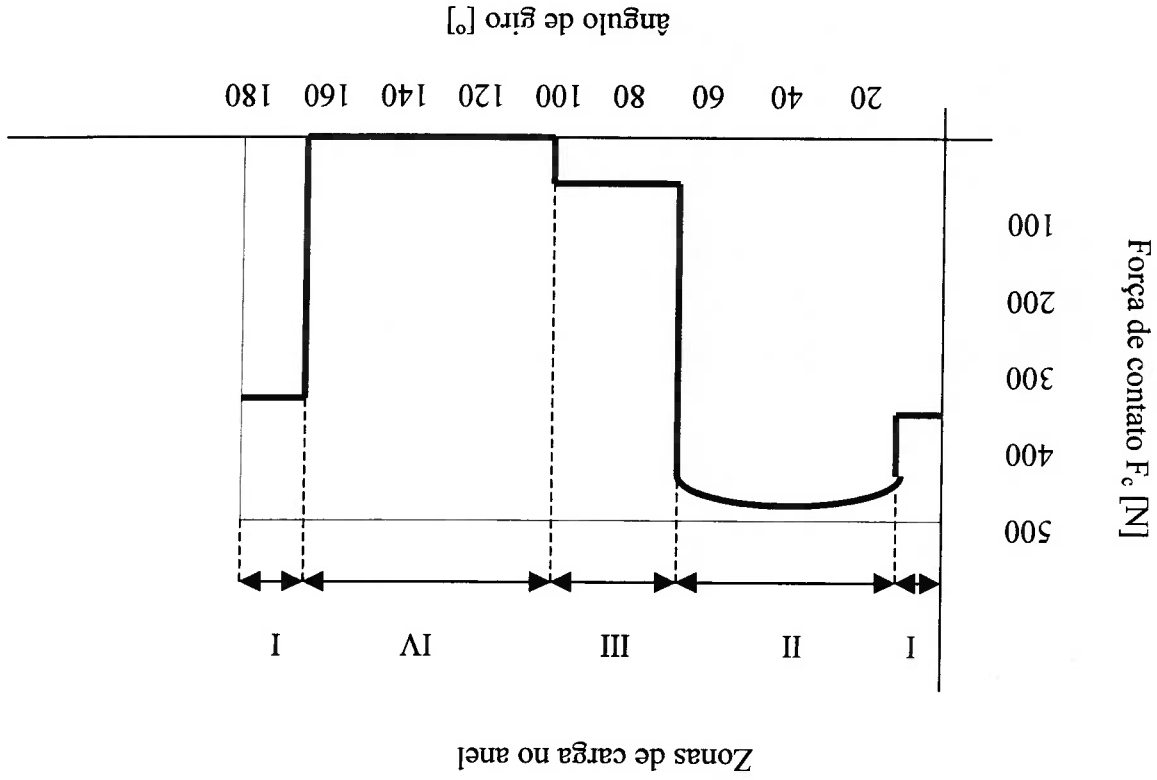


Figura 4.9. Gráfico da Força de Contato entre Anel e Palhetas

Neste gráfico, a Zona II, da maior força de contato é a zona de alta pressão, na qual o fluido é deslocado para o sistema, a Zona III é de transição de pressão, da alta para a mais baixa, próxima de zero, representada pela Zona IV. A Zona I é a de início de pressurização. A distribuição da força de contato deve-se à necessidade construtiva da bomba em manter uma perfeita vedação entre as palhetas e o anel, para que não haja vazamento entre as câmaras de bombeamento.

O modelo proposto foi comparado com valores obtidos em experimentos, que serão descritos mais adiante. A comparação mostra uma boa aproximação com a medida de desgaste do anel, pois a área de força de contato máxima (Zona II) é a que resulta no maior desgaste linear, conforme mostra a Figura 4.10.

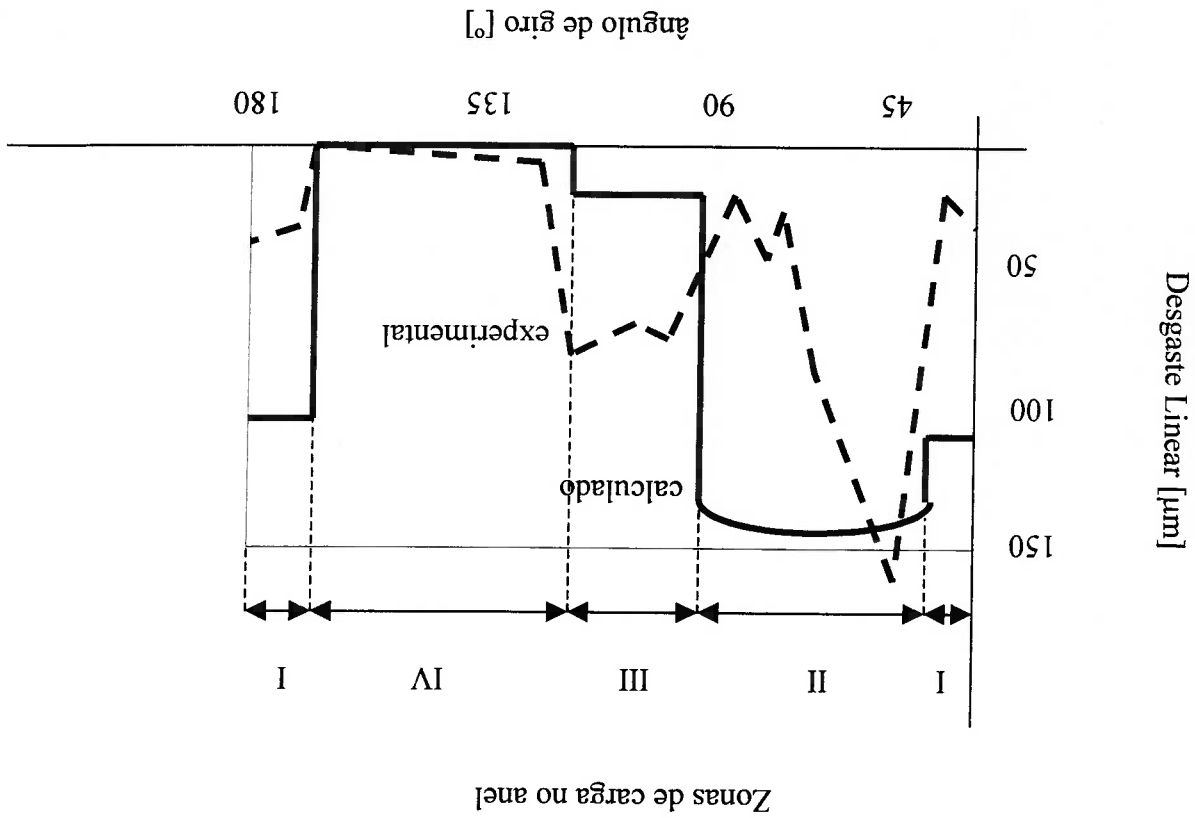


Figura 4.10. Quantidade de Desgaste Linear Localizado Distribuído nas Zonas de Carregamento

Do experimento pode-se verificar que o desgaste do anel não se distribui igualmente em sua superfície, o que resulta em diferentes concentrações de material retirado por desgaste, causando degraus no anel.

O conjunto anel – palhetas combina duas modalidades de desgaste: adesivo e abrasivo. O desgaste adesivo acontece em função da força de contato que atua nas palhetas contra o anel. O desgaste abrasivo é função da formação de fragmentos metálicos nos dois corpos.

Partindo do princípio que o desgaste é causado pelos efeitos da tensão de cisalhamento nas superfícies em contato no movimento relativo, pode-se chegar a uma equação fundamental, que define a intensidade linear de desgaste I_h , como a relação entre quantidade de material removido W_1 e a distância de deslizamento S_R . A intensidade linear de desgaste pode ser escrita também como o produto da relação entre a área real de contato plástico A_{rs} e a área nominal de contato A_a , pela densidade específica de energia de cisalhamento, dada por e_s/τ_0 . Este termo relaciona a densidade de energia de cisalhamento com a tensão de cisalhamento, (Gellrich et al, 1994).

$$\frac{W_1}{S_R} = I_h = \frac{\sigma}{0} \cdot \frac{e_s}{A_{rs}} \cdot \frac{A_a}{d} \quad (4.6)$$

Para determinar a área real de contato, foi utilizada-se a descrição de contato entre superfícies rugosas como um campo gaussiano bidimensional e isotrópico, que implica em uma função que relaciona as áreas (A_{rs}/A_a) com a pressão oscilante hertziana nominal p_a , a dureza H , o parâmetro α , que representa as propriedades da superfície rugosa por seus momentos espectrais, e o índice de plasticidade ψ , que mede a razão entre os microcontatos elásticos e plásticos.

$$\frac{A_{rs}}{A_a} = f \left(\frac{H}{p_a}, \alpha, \psi \right) \quad (4.7)$$

Esta relação depende também do movimento relativo entre os corpos, deslizamento ou rolamento.

Aplicando a teoria clássica de lubrificação elastohidrodinâmica (EHL), Gellirich et al (1994) estendem o modelo matemático acima descrito, fazendo as seguintes considerações:

- a lubrificação causa a separação dos corpos em contato por um macrofilme de espessura média u , que a teoria clássica de lubrificação elastohidrodinâmica expressa em relação à rugosidade e à espessura principal do filme de óleo entre dois corpos ideais, u_0 , que pode ser determinada para a linha de contato entre palheta e anel, propondo para tanto a seguinte equação:

$$u_0 = 3,06 \alpha_D^{0,56} \eta^{0,69} \nu^{0,69} E'^{-0,03} R'^{0,41} \left(\frac{H}{Fc} \right)^{-0,1} \quad (4.8)$$

onde:

α_D : expoente pressão – viscosidade do fluido lubrificante;

η : viscosidade dinâmica;

ν : velocidade de contato;

E' : módulo de elasticidade reduzido;

R' : raio reduzido no contato hertziano;

F_c : força de contato;

H : dureza.

- em caso de lubrificação parcial, o filme é interrompido durante o contato das asperezas. O microcontato plástico é considerado como contato sólido puro, no qual a rugosidade se sobrepõe ao filme de microlubrificação. Usando a teoria da EHL, aplicada ao contato esfera – plano, a espessura do microfilme é determinada pelo número de deslizamento, que relaciona as características do fluido lubrificante, o expoente pressão – viscosidade e a viscosidade dinâmica, a velocidade de contato e os momentos espectrais da altura de rugosidade;

- a pressão oscilante atua no macrocontato de duas formas: como uma pressão dinâmica do filme de macrolubrificação e como a pressão de contato entre os corpos, devida a rugosidade;
- para contato sólido puro, o limite da pressão real de contato, ao qual uma aspereza pode resistir sem deformação plástica, pode ser estimada por um quinto a um sexto da dureza.

Pode-se também concluir que as propriedades elásticas do filme de lubrificação causam um alívio nas asperezas, o que significa que a real pressão na aspereza é reduzida. Então, deve-se corrigir o limite da pressão real. Da mesma forma, corrige-se o índice de plasticidade para a condição de contato lubrificado. Com estas considerações, a relação 4.7. fica:

$$\frac{A_{rs}}{A_n} = f \left[n_0 (P_{EH})^{\frac{H}{P_{FK}}}, \alpha, \psi_{EH}, \gamma \right] \quad (4.9)$$

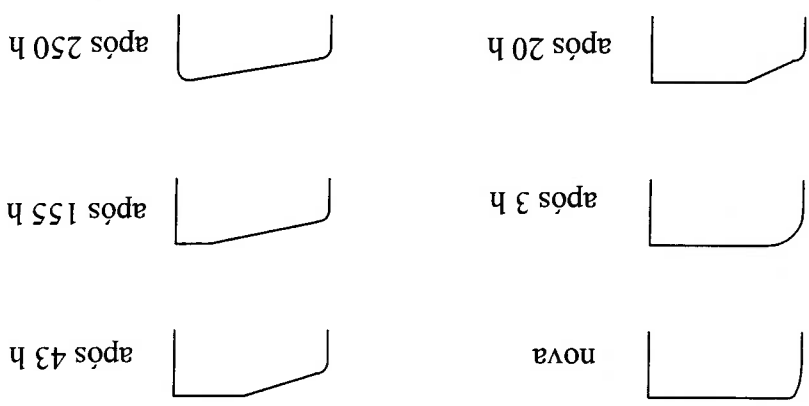
onde:

- A_{rs} : área de contato plástico real;
- A_n : área de contato nominal;
- n_0 : espessura média do microfilme de lubrificação;
- P_{EH} : pressão no macrofilme de lubrificação;
- α : parâmetro de rugosidade;
- ψ_{EH} : índice de plasticidade modificado;
- γ : número de deslizamento.

4.4.3.2.2. Adaptação ao tribossistema da bomba de palhetas

Para adaptação do equacionamento apresentado no item anterior, visando a representação do tribossistema da bomba de palhetas, Gellirich et al (1994) empregam dados obtidos em ensaios. Uma primeira adaptação relaciona-se ao movimento relativo entre os corpos em contato, que no caso da bomba combina deslizamento com rolamento, devido ao movimento de balanço das palhetas.

Outra consideração diz respeito à pressão oscilante, que tem fundamental importância para o cálculo de desgaste. Nas bombas de palhetas, a força de contato pode ser considerada constante para cada zona de carregamento, enquanto a pressão hertziana cai com o tempo. A razão para isso é o desgaste das palhetas, com o formação de fragmentos, que causa uma alteração na forma no topo da palheta com o tempo, levando a um aumento do raio de contato e, consequentemente, da superfície de contato, tal como indicado na Figura 4.11.



Rotação: $n = 1.440$ rpm;
 Pressão de saída: $p = 14$ MPa

Figura 4.11. Alteração na Forma do Topo das Palhetas em Função do Tempo de Operação da Bomba (Gellrich et al)

Para descrever matematicamente esta alteração, pode-se relacionar o volume removido W_v de cada palheta a seu raio inicial R_{i0} , a seu respectivo raio de contato $R_c(t)$ no instante t e à sua distância de deslizamento $S_R(R_c(t))$, utilizando medidas das palhetas obtidas no ensaio, para os intervalos de tempo representados na Figura 4.11., para determinar duas constantes de variação geométrica, a e b .

$$W_v(R_c(t)) = a \left[\frac{R_c(t)}{R_{i0}} \right]^b - a \tag{4.10}$$

Como o raio de contato $R_I(t)$ e a distância de deslizamento $S_R(R_I(t))$ também variam em função do desgaste do anel, Gellrich et al (1994) chegaram também a uma expressão para o desgaste no anel, representado pelo índice II. A expressão obtida relaciona o volume removido no anel, W_{VII} , ao raio inicial, R_{I0} , ao raio da palheta no instante t , R_I , às constantes geométricas a e b , e à intensidade de desgaste linear no anel, I_{hII} , e na palheta, I_{hI} .

$$\frac{dW_{VII}}{dR_I} = 12 \frac{ab}{R_I^{10}} \frac{I_{hI}}{I_{hII}} \left(\frac{R_I}{R_{I0}} \right)^{b-1} \quad (4.11)$$

Para obter as alterações nos perfis das palhetas, Gellrich et al (1994) realizaram ensaios com uma bomba de palhetas utilizando um óleo mineral conforme especificação da Associação Alemã de Pesquisa para Técnica de Transmissão (FVA), que não contém aditivos (FVA3) que podem alterar o processo de desgaste da bomba.

A pressão inicial de teste foi de 2 MPa, aumentada de 2 MPa a cada 10 min, até 14 MPa. Neste estágio, a temperatura na entrada da bomba deve ser controlada para garantir uma viscosidade cinemática de $13 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$. O teste durou 250h. O fluido hidráulico foi pré-aquecido a 40°C em circulação livre. Qualquer dano que pudesse ocorrer na primeira hora, crítica, foi prevenido utilizando placas com aplicação de TIN.

As massas de desgaste foram obtidas pelas diferenças de peso do anel e das palhetas após cada teste, numa sequência de 250h e duas de 10h para medidas de temperatura. A quantidade de desgaste linear localizado no anel foi documentado pelas diferenças nos raios internos do anel por grau de revolução.

Como resultado do ensaio obteve-se a avaliação da alteração dos perfis geométricos das palhetas, tal como mostrado na Figura 4.11.

Adicionalmente verificando-se as variações de temperatura obtidos nas primeiras 10 h, nota-se que a temperatura estabiliza em 1 h e que a temperatura dos componentes é sempre maior que a do fluido. As maiores temperaturas foram medidas na superfície externa do anel.

4.4.3.2.3. Resultados do Modelo Matemático Proposto por Gellirich et al (1994)

O modelo proposto por Gellirich et al (1994) permite descrever quantitativamente as seguintes relações:

- conhecida a distância de deslizamento, na verdade o raio de contato da palheta R_p , a rotação da bomba e as dimensões do anel, pode-se determinar o tempo de funcionamento que é necessário para alcançar uma forma determinada das palhetas, devida ao desgaste, baseado em resultados obtidos em ensaios;
- o volume removido e as massas de desgaste da palheta e do anel como função do tempo t ;
- o desgaste linear localizado em cada zona de carregamento no anel, no tempo t .

Como resultados dos cálculos, podemos chegar à curva de desgaste das palhetas em função do tempo, resolvendo a Equação 4.11. para a variação do tempo desde um instante inicial ($t = 0$) até o instante $t = 250h$, conforme mostra o gráfico indicado na

Figura 4.12.

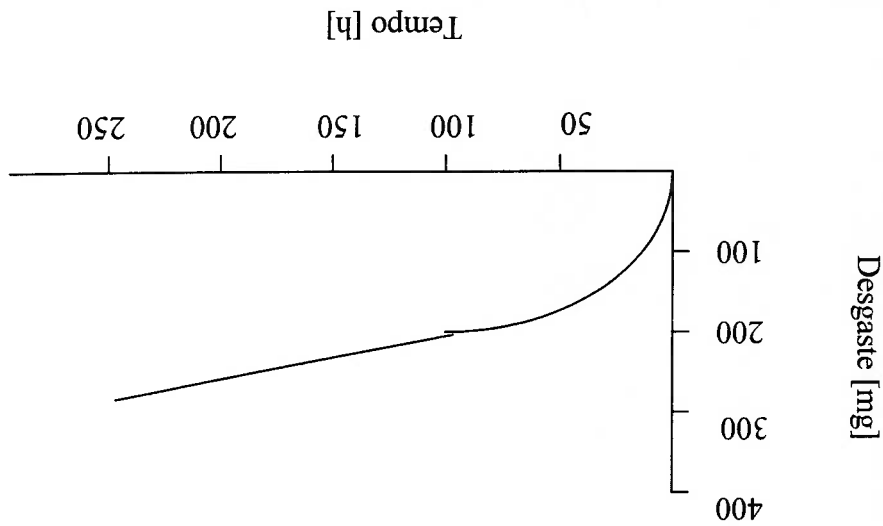


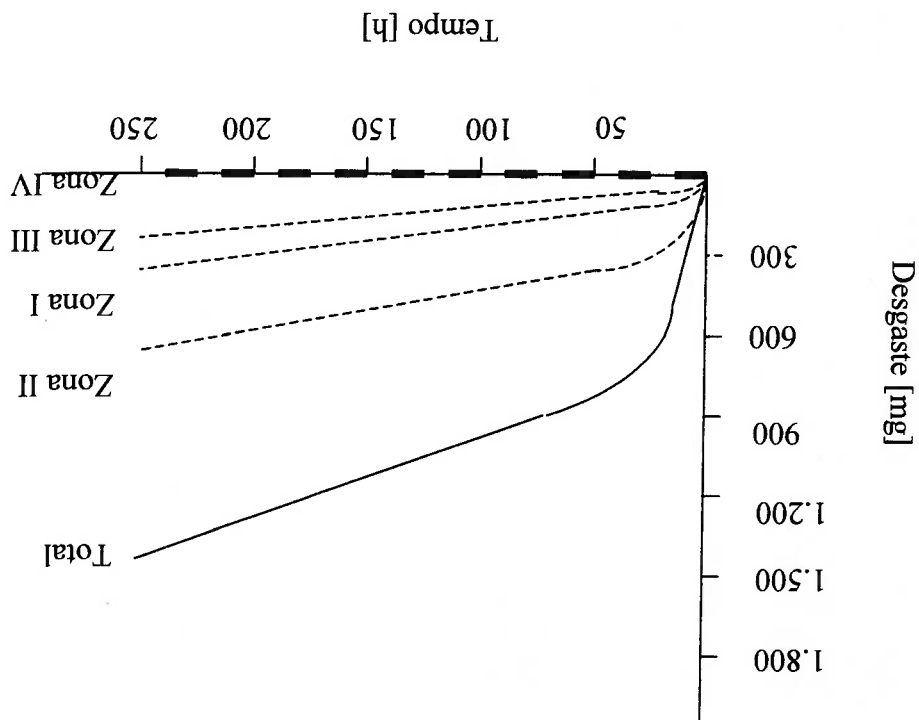
Figura 4.12. Desgaste Calculado nas Palhetas, Gellirich et al (1994)

Da mesma forma, resolvendo a Equação 4.12, pode-se traçar a curva de desgaste do anel, separada por zona e total, conforme indica o gráfico da Figura 4.13.

O gráfico da Figura 4.13. permite observar que as bombas de palhetas abrangidas pelo modelo têm desgaste diferenciado em cada zona de solicitação de pressão, ou seja, em cada trecho do anel. Observando-se também o gráfico da Figura 4.10., verifica-se que na zona II há a ocorrência de picos de pressão, o que causa sulcos na superfície do anel pela diferente taxa de retirada de material, conforme pode-se observar em um anel de bomba já desgastado.

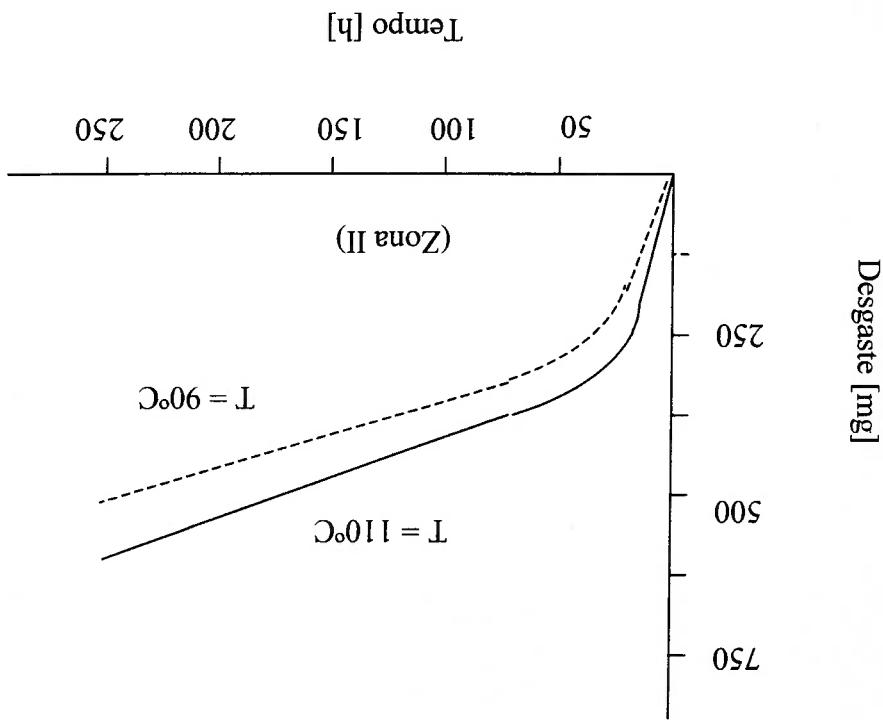
O modelo proposto permite ainda construir a curva do comportamento do desgaste com a variação da temperatura, que afeta diretamente as propriedades do fluido, consideradas no modelo para o cálculo da espessura do filme de lubrificação. Esta curva está representada na Figura 4.14., para as temperaturas de 90°C e 110 °C.

Figura 4.13. Desgaste Calculado no Anel, Gellrich et al (1994)



Os parâmetros utilizados no modelo matemático foram originados experimentalmente, nos ensaios realizados para a medição dos componentes na condição inicial de bomba nova e a cada intervalo de tempo com a bomba submetida à pressão máxima de 14 MPa, com temperatura e contaminação controladas. As medições foram feitas para determinar as variações na geometria das palhetas e do anel, fornecendo parâmetros para aplicação nas equações descritas no item anterior. Os componentes foram renovados a cada teste e também a superfície interna do anel e os topos de duas palhetas passaram pelo perfilômetro, para determinar de forma estatística um campo gaussiano bidimensional isotrópico, os momentos espectrais e o parâmetro de rugosidade. A condição inicial para obtenção da topografia das superfícies novas foi a da zona IV de carregamento (carga mínima) e as outras zonas foram utilizadas para análise do perfil das superfícies na condição final. A força e a velocidade de contato foram calculadas para diferentes pressões do fluido e forças dinâmicas atuando nas palhetas, rotações e raios de anel, enquanto as mudanças no raio de contato foram determinadas por um projetor de perfil. Como os

Figura 4.14. Efeito da Temperatura no Desgaste, Gellrich et al (1994)



raios do anel são muito maiores que o raio das palhetas na zona de contato, as palhetas podem ser consideradas como cilindros oscilantes deslizando ao longo de uma superfície plana e os raios de contato são simplesmente os raios dos topos das palhetas.

A dureza Vickers HV10 foi medida no anel e em três palhetas de cada cartucho. Essa dureza reproduz com fidelidade os valores de microdureza. O módulo de Young, o número de Poisson e as densidades do material do anel (AISI 52100) e das palhetas são os primeiros parâmetros na hipótese de energia de cisalhamento e foram obtidos da literatura. As densidades específicas de energia de cisalhamento são constantes específicas do material.

Para obter a viscosidade dinâmica e a viscosidade cinemática foram medidas a 20, 40 e 80°C. A temperatura de lubrificação entre o anel e as palhetas foi medida e calculada. A temperatura externa do anel foi medida, a interna foi calculada e usada no modelo de lubrificação elastohidrodinâmica.

A mudança na forma das palhetas já foi apresentada. A dureza variou de 743 a 769 HV10, para os anéis, e de 778 a 816 HV10 para as palhetas.

Analisando as variações de temperatura obtidos nas primeiras 10 h, nota-se que a temperatura estabiliza em 1 h e que a temperatura dos componentes é sempre maior que a do fluido. As maiores temperaturas foram medidas na superfície externa do anel. Durante a primeira hora, o aumento gradual da pressão causou um efeito imediato na temperatura dos componentes, que variou com gradiente mais ou menos constante, demonstrando a associação da carga com o aquecimento por atrito.

4.4.3.2.4. Conclusões sobre o modelo de Gellrich et al (1994)

Antes de comparar o modelo matemático ao ensaio, Gellrich et al (1994) demonstram uma correlação entre o desgaste medido e os dados utilizados na formulação do modelo. Comparando a carga calculada (pressão oscilante) no contato anel – palhetas, derivada da força de contato e da mudança de forma das palhetas, com a quantidade de desgaste linear medido na superfície interna do anel e a

distribuição de temperatura, verifica-se uma boa correlação qualitativa para a progressão da carga e o desgaste, o que justifica criar as diferentes zonas de carregamento para o cálculo do desgaste.

Pequenas diferenças qualitativas entre a progressão da pressão oscilante e o desgaste linear foram notadas. A comparação da quantidade de desgaste linear localizada no anel, obtida no ensaio, à distribuição do carregamento por zonas, proposta no modelo, pode ser vista na Figura 4.10.

A conclusão mais importante sobre este modelo, para a determinação do desgaste de uma bomba de palhetas utilizada em uma prensa de repuxo refere-se ao cálculo de retirada de massa, progressão do desgaste com o tempo e quantidade de desgaste linear localizado, que apresenta correlação com o ensaio realizado, que pode ser verificada nos gráficos indicados na Figura 4.15.

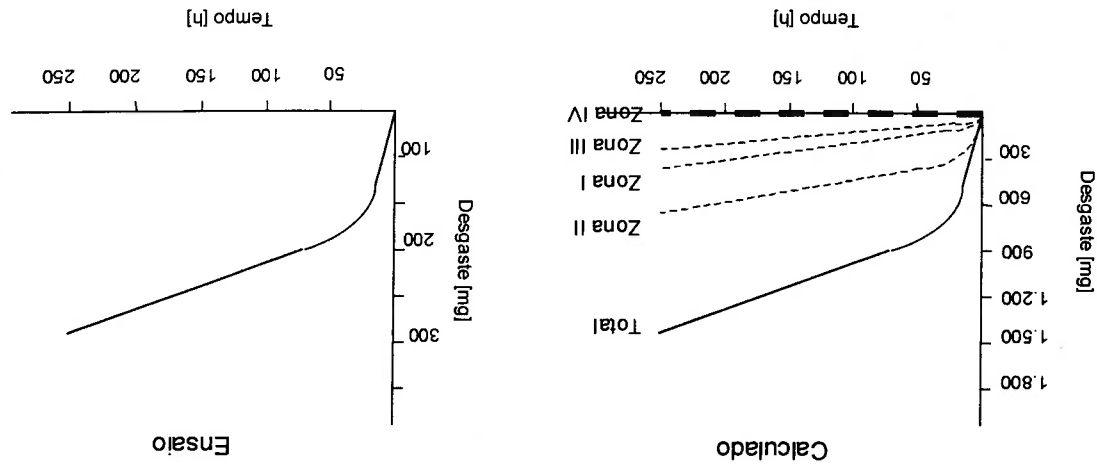


Figura 4.15. Comparação entre o Modelo e o Ensaio

O modelo matemático baseado na hipótese de energia de cisalhamento é um instrumento qualificado para estudar o comportamento do desgaste em regime de atrito lubrificado, com a exclusão de aditivos do fluido hidráulico, cujo comportamento pode comprometer os resultados.

Não é possível prever o desgaste, este pode ser apenas estimado, porque muitos parâmetros derivados de investigações nos componentes em sua condição final precisam ser usados como dados para os cálculos.

Conforme descrito no início deste item, todos os resultados e conclusões obtidas experimentalmente, ou por meio do modelo matemático têm severas restrições para análise do comportamento das bombas hidráulicas em condições reais de funcionamento. As principais diferenças surgem das variáveis controladas nos experimentos, que foram utilizadas como dados de entrada para os cálculos do modelo matemático: pressão, temperatura, ambiente e contaminação. A seguir, discute-se como cada variável pode influir no resultado obtido.

Pressão: No experimento realizado por Gellrich et al (1994), a pressão foi controlada, subindo de 2 MPa a cada 10 min, até atingir 14 MPa. Se observarmos o funcionamento real de uma bomba que opera com pressão de trabalho de 14 MPa, temos de partir de uma pressão inicial em torno de 1 MPa e esta subirá diretamente para o valor de 14 MPa, quando a máquina estiver com carga. Este aumento abrupto da pressão, se analisado por meio de célula de carga atuando como sensor de pressão, revela que esta transição não se dá desta forma, porque surge um pico de pressão instantâneo que pode assumir valores de até 50% a mais que a pressão de trabalho. Comparando-se esta condição com o gráfico que mostra a variação da força de contato com o ângulo de giro, assumindo que a força é proporcional à pressão, esta atingirá valores próximos a 700 N.

Esta condição refere-se a máquinas simples, que utilizam uma só pressão de trabalho. Em máquinas mais complexas, existem diversas pressões de trabalho em cada ciclo de operação, cada uma gerando uma solicitação diferente. Nesse caso, a pressão é realmente intermitente e a força de contato sofrerá constantes variações. Como o desgaste do anel foi determinado a partir da carga, esse será variável para cada solicitação da máquina, tornando muito mais difícil sua determinação. Outro fator que deve-se considerar é a rotação de trabalho, que experimentalmente foi de 1440 rpm, enquanto que as rotações de motores elétricos disponíveis no Brasil são 1150 e 1750 rpm.

Considerando os três fatores, pressão intermitente, pressão de trabalho e rotação, os resultados obtidos devem ser alterados de forma a aumentar o desgaste verificado, mantendo o parâmetro de 250h de utilização. Neste caso, a pressão para o cálculo estimado de retirada de material será a pressão de trabalho da bomba utilizada no sistema hidráulico da prensa de repuxo, a intermitência será aplicada no ciclo útil de

trabalho da máquina e a rotação utilizada no mesmo cálculo será a de 1750 rpm, como pode ser visto no Capítulo 5 deste trabalho.

Temperatura: Outra variável controlada foi a temperatura, que foi mantida constante na entrada da bomba, para que os resultados fossem obtidos, chegando-se a considerar o aumento de temperatura em função do atrito interno da bomba. Em condições reais, o aumento de temperatura no sistema hidráulico é função deste atrito, mas é principalmente devido à dissipação de energia do sistema. Circuitos hidráulicos com controle de vazão têm grande dissipação de potência na forma de calor, que é diretamente transferido ao fluido, causando aumento em sua temperatura, indo de encontro à hipótese de temperatura controlada na entrada da bomba.

Com o aumento de temperatura, cai a viscosidade do fluido, que perde suas características lubrificantes, interferindo diretamente no modelo de desgaste lubrificado EHL, quase que permanecendo em regime de lubrificação parcial, quando o desgaste é muito mais severo. Uma das soluções para este problema é o uso de trocadores de calor. Porém, esse dispositivo é apenas um paliativo para o problema de desgaste. O trabalho do trocador consiste em reduzir a temperatura do fluido quando este atinge um nível próximo do crítico para um nível considerado aceitável. Para cada uma das condições tem-se viscosidades diferentes, o que acarreta diferentes regimes de lubrificação em pequenos intervalos de tempo, fazendo variar a condição de desgaste.

Há uma outra possibilidade a ser considerada, que diz respeito a uma maior proximidade entre as temperaturas do fluido e dos componentes, reduzindo as possibilidades de troca de calor e mantendo a temperatura final em regime constante, porém em patamares críticos.

Em relação às pressas de repuxo, foi abordado anteriormente o uso do circuito “Alto e Baixo” como um circuito que propicia redução de potência dissipada, consequentemente evitando aumento crítico de temperatura.

Ambiente: Pode-se assumir como condições ambientais todas aquelas que influem diretamente no funcionamento do sistema hidráulico. A primeira, e mais importante, é a temperatura ambiente, que influencia na temperatura dos componentes do sistema, recaindo no explicado anteriormente.

Outra condição ambiental é relacionada à dinâmica das máquinas. Em um mesmo espaço industrial trabalham diversas máquinas, com diversas frequências de acionamento e de funcionamento das bombas. Esses equipamentos podem entrar em ressonância, alterando completamente o comportamento dinâmico e a sollicitação de carga.

Em ambientes com alto índice de umidade relativa, pode haver condensação no reservatório de fluido, introduzindo água no sistema e mudando as condições de lubrificação.

Fluido: O caso mais crítico a analisar é o do fluido. O modelo apresentado considera o desgaste por abrasão, mas somente pela formação de fragmentos a partir das palhetas e do anel. A presença de contaminantes nos fluidos hidráulicos é a principal causa de colapso nos equipamentos, conforme visto no item anterior.

Deve-se lembrar que o desgaste lubrificado com óleo apresenta uma condição favorável à abrasão, porque o lubrificante reduz o atrito entre a partícula abrasiva e a superfície do metal, aumentando o ângulo de ataque para o qual ocorre a deformação por corte, aumentando a eficiência de retirada de material.

Essa ocorrência é típica nas bombas de palhetas: a partícula abrasiva é arrastada pela palheta contra a superfície interna do anel, causando riscos pelos quais escoo fluido da zona de alta pressão para a de baixa pressão, levando a bomba ao colapso.

4.4.3.2.5. Considerações Finais sobre o Modelo de Desgaste em Bomba de Palhetas

Sob condições reais de funcionamento, o desgaste de bombas de palhetas não pode ser determinado por modelos empíricos ou semi-empíricos, tendo em vista que as condições reais de uso da bomba são muito difíceis de serem reproduzidas em laboratório. Dessa forma, apenas uma avaliação do desgaste de bombas em operação, monitorando-se as condições de uso da máquina na qual a mesma está instalada, pode permitir a obtenção de um banco de dados que forneça subsídios para esta avaliação de desgaste. Pode-se afirmar apenas que a durabilidade da bomba não será aquela divulgada pelo fabricante, porque este não considera as variáveis tratadas neste trabalho.

Pode-se afirmar, entretanto, que o modelo matemático para as condições controladas apresenta resultados satisfatórios em relação aos medidos experimentalmente, o que pode servir como ponto de partida para estudos futuros sobre a influência das variáveis apresentadas nos resultados matemáticos.

4.4.3.3. Condições de Desgaste em Bombas de Pistões Axiais

As bombas de pistões são as bombas de deslocamento positivo com maior sofisticação tecnológica, logo com maior complexidade de fabricação e maior custo. Estas bombas têm sua faixa de utilização diretamente associada à pressão de trabalho que pode atingir, de até 70 MPa para bombas de pistões radiais e, em média, de 35 MPa para bombas de pistões axiais. Outra vantagem de sua utilização é o alto rendimento volumétrico, entre 95 e 98%, operando em rotações entre 1500 e 3000 rpm, podendo chegar até 6000 rpm, com deslocamento volumétrico variando na faixa de 0,4 a 15000 cm³/rot (Linsingen, 2001).

Neste tipo de bomba, pistões são ajustados em furos cilíndricos usinados em um tambor cilíndrico. Cada pistão tem um movimento alternativo obtido por meio do movimento rotativo de um plano inclinado, gerando o deslocamento do fluido no interior da bomba. Os dois tipos de bombas de pistões axiais são as de prato inclinado e as de eixo inclinado (Linsingen, 2001). A Figura 4.16. mostra uma bomba de pistões axiais de prato inclinado com tambor rotativo.

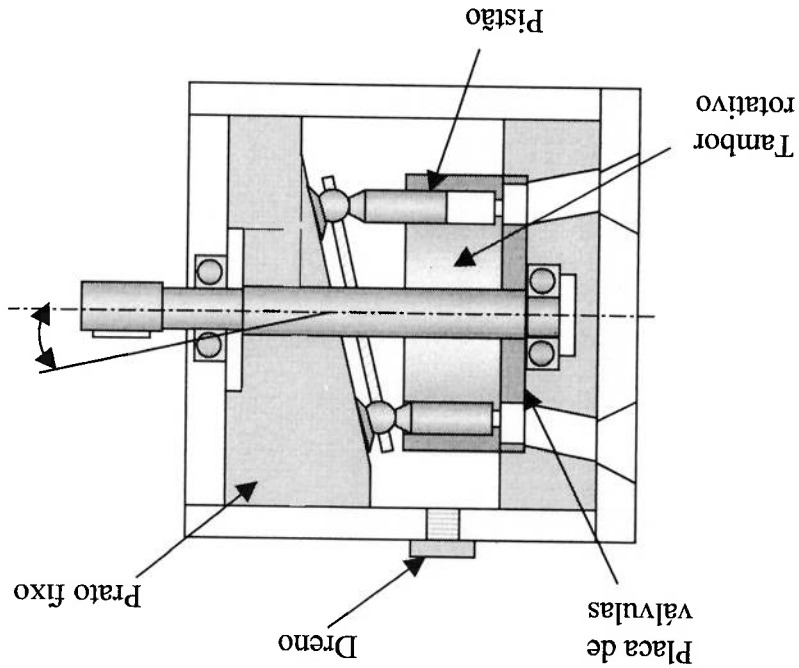
bombas de pistões axiais, de deslocamento de $5\text{cm}^3/\text{rot}$, à rotação de 1450 rpm, com rolamentos do eixo. Svedberg (1999) realizou testes de desgaste em um lote de 9 a placa de desgaste e entre as bases dos pistões e o prato fixo, além dos mancais de As outras regiões de desgaste neste tipo de bomba são as de contato entre o tambor e pistão e tambor, tendendo a provocar desgaste irregular e travamento.

ao eixo dos pistões, exerce um momento que origina forças laterais variáveis entre que agem na direção normal sobre o prato. O componente desta força, perpendicular Em consequência da pressão, ou do torque resistivo, surgem forças sobre os pistões, (Linsingen, 2001).

Neste tipo de bomba, o tambor rotativo é responsável por transmitir movimento aos pistões. A separação entre as regiões de entrada e saída de fluido é feita por uma placa que contém rasgos circunferenciais, chamada placa de válvulas ou placa de desgaste, montada fixa na carcaça. Devido ao movimento relativo entre o tambor e a placa realiza-se lubrificação por vazamento contínuo para a região de baixa pressão, espaço entre o tambor e a carcaça, havendo a necessidade de dreno externo

(Linsingen, 2001)

Figura 4.16. Bomba de Pistões Axiais de Prato Inclinado com Tambor Rotativo



pressão variando desde 10 MPa a 35 MPa, com contaminação controlada por filtros de capacidades diferenciadas. Os testes mostraram que o desgaste maior ocorre no bloco de pistões, na região em contato com as placas de desgaste, mais notadamente nos porticos do bloco, nos quais pôde-se verificar a ocorrência de riscos profundos pelo efeito de partículas geradas pelo desgaste da própria bomba, causando inclusive vazamento entre o bloco e a placa, com fluido vazando para a zona de baixa pressão da bomba, caracterizando, em uma das bombas analisadas, a falha da placa de desgaste.

4.5. Desgaste nos demais componentes submetidos à condição crítica.

Conforme visto no item anterior, o maior desgaste nos equipamentos hidráulicos ocorre nas bombas. Entretanto, como estão submetidos à mesma forma de solicitação, não se pode desprezar os efeitos de desgaste no cilindro e nas válvulas do circuito hidráulico de uma prensa, porque estar-se-ia reduzindo o modelo de confiabilidade do circuito hidráulico da prensa ao modelo de desgaste da bomba, o que não é real, portanto não é suficiente para este estudo.

Os componentes citados são aqueles de maior solicitação no sistema hidráulico “Alto e Baixo”, ou seja, o cilindro hidráulico, as válvulas de retenção, alívio (reguladora de pressão) e a direcional.

4.5.1. Critérios de análise

4.5.1.1. Nível de complexidade de fabricação

Um primeiro critério de análise para estes componentes é o nível de complexidade de fabricação, que varia muito entre eles. Baseado em um dos principais fabricantes de equipamentos hidráulicos do mercado, a Eaton Hidráulica (antiga Vickers), pode-se exemplificar esta complexidade em termos de número de peças de cada um deles, conforme mostra a Tabela 4.12.

Este componente, como a maioria dos componentes dos sistemas hidráulicos, apresenta desgaste lubrificado nos pontos possíveis de contato metal-metal, ou seja, entre êmbolo e camisa e haste e bucha dianteira, porque em ambos os casos as superfícies metálicas estão separadas por vedações de borracha, conforme mostra a Figura 4.17.

anteriormente. avanço e uma única velocidade e pressão na operação de retorno, conforme descrito “Alto e Baixo”, tem duas velocidades e duas pressões diferentes na operação de O cilindro hidráulico para o circuito hidráulico mais complexo citado no estudo,

4.5.1.2.1. Cilindro Hidráulico

Um segundo critério pode ser a análise do funcionamento de cada componente no ciclo de trabalho, descrito a seguir.

4.5.1.2. Funcionamento no ciclo operacional

Pela Tabela 4.12, verifica-se que o item menos complexo é a válvula de retenção e o mais complexo é a válvula direcional. Apesar desses dados, em termos mercadológicos o cilindro hidráulico é considerado o componente mais simples, porque pode ser manufaturado com diferentes níveis de qualidade, entretanto, como se trata de uma máquina industrial, submetida a pressões tidas como altas, consideraremos que este foi fabricado seguindo os padrões aceitos internacionalmente, o que o faz mais complexo que a válvula de retenção.

COMPONENTE	NÚMERO DE PEÇAS (n)
Válvula de retenção simples	$n < 10$
Cilindro hidráulico	$10 \leq n \leq 20$
Válvula de alívio	$20 \leq n \leq 50$
Válvula direcional	$n > 50$

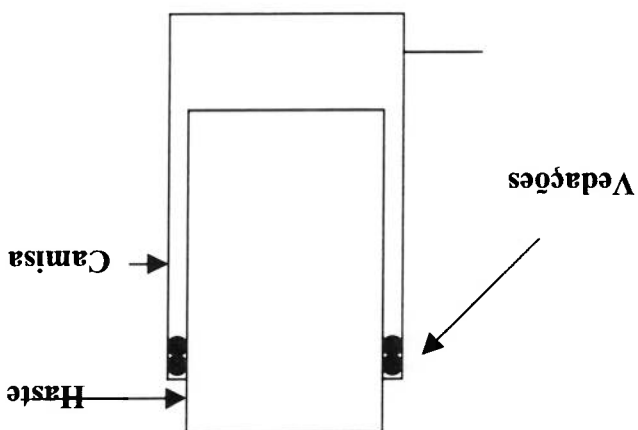
Tabela 4.12. Quantidade de peças por componente (Vickers, 1987)

caso, o elemento que sofre maior desgaste é a vedação da haste, que funciona como no avanço e trazer estes contaminantes para o interior da camisa, no retorno. Neste ambiente de trabalho é extremamente abrasivo, porque a haste pode ser contaminada externo, portanto, não lubrificada. Esta hipótese deve ser considerada quando o excesso na haste, porque esta é a única parte do cilindro que tem movimento. Outra possibilidade de desgaste normal em cilindros hidráulicos é o desgaste não estão sendo consideradas neste trabalho.

equipamento, além do que, isto é causado por falha de operação ou de projeto, que mas neste caso existe a possibilidade de colapso de outros componentes do possibilidade de picos de pressão anormais que possam causar grande deformação, desgaste, ou de colapso, pouco importante. Ainda assim, deve-se considerar a cabeças, porque está dentro padrões admissíveis, que representam um critério de considerada no critério de desgaste, nem a dos elementos de fixação entre camisa e Entretanto, por ser um componente normalizado, esta deformação não deve ser deformação lateral sempre que a pressão aumenta, no momento da compressão. Em relação à variação de pressão durante o ciclo de trabalho, a camisa sofre diferença com o êmbolo.

movimento da haste, que no caso específico de cilindro de simples efeito não tem superfícies metálicas e as vedações, que realizam trabalho dinâmico, recebendo Pela figura pode-se perceber que a existência e desgaste abrasivo ocorre entre as

Figura 4.17. Cilindro Hidráulico



um filtro, impedindo a entrada de sujeira no interior do cilindro. Esta possibilidade não será considerada, por se tratar de máquina que opera em ambiente industrial sujeito à contaminação normal, conforme admitido anteriormente.

Uma outra possibilidade a ser considerada refere-se a problemas de montagem do cilindro na máquina. Qualquer desalinhamento entre a ferramenta e a estrutura de sustentação da máquina resulta em esforços em outras direções que não a direção de trabalho, introduzindo cargas laterais na haste, o que leva ao desgaste prematuro das vedações, até mesmo por esmagamento mecânico das mesmas. Esta possibilidade será desconsiderada por hipótese anterior, na qual foi admitido que a máquina em estudo não apresenta problemas de projeto ou de construção.

Feitas as considerações, pode-se observar que, em condições de trabalho aceitas como normais, o desgaste do cilindro hidráulico ocorre principalmente no contato entre camisa e vedação da haste, ou seja, no contato metal – borracha.

Em relação à dinâmica do cilindro hidráulico da prensa em estudo, é importante lembrar que ele tem apenas duas condições estáticas, nos finais de curso, e que estas se dão em intervalos de tempo diferentes; durante o tempo restante de operação, o cilindro está em movimento. A parada no final de curso superior depende da condição de deformação total do material trabalhado, ou seja, se ao atingir o final de curso a peça está totalmente conformada, esta parada é apenas para a reversão do sentido da velocidade. Já a parada no final de curso inferior depende da alimentação de material.

Assim, admitindo-se que os tempos e paradas são mínimos, o cilindro é um componente que mantém a mesma condição de desgaste dinâmico que a bomba, entretanto com velocidades bem inferiores ao do rotor desta.

4.5.1.2.2. Válvula de Retenção Simples

A válvula de retenção simples é um componente de baixa complexidade, composta fundamentalmente por um corpo, um pistão e uma mola, conforme mostra a Figura 4.18.

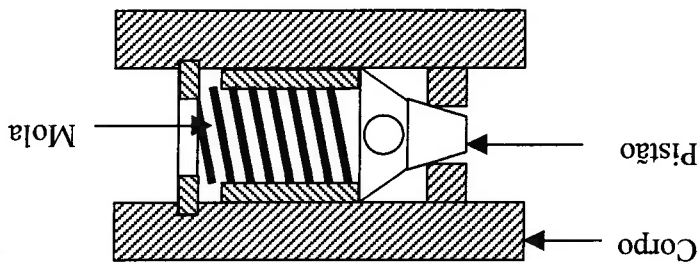
milhões de ciclos de operação, como molas para motores a combustão da indústria em que molas de válvulas são projetadas para vida infinita, traduzida em Em relação à fadiga, esta também está ligada ao número de ciclos e utilização. Há atasta a possibilidade de quebra por frequência crítica.

durante todo o ciclo da máquina. Logo, a frequência da mola é bastante baixa, o que nestas válvulas), ou aberta, quando o obturador sofre ação da pressão, que ocorre pressão agindo sobre o obturador (no caso da prensa, sempre há pressão agindo Baixo”, a válvula apresenta duas condições de trabalho: fechada, quando não há frequência, cabe observar que durante o ciclo de um circuito hidráulico “Alto e de falha de mola são a frequência crítica e a fadiga (Shigley, 1989). Em relação à Outro fator limitante da vida útil desta válvula esta na mola. Os principais critérios fabricadas em aço, o que minimiza este efeito.

permitindo pequenos vazamentos indesejáveis. Para alta pressão, as válvulas são haver esmagamento do obturador contra a sede, causando riscos no obturador e principalmente para baixa pressão, quando elas são fabricadas em alumínio e pode já apresenta alguma relevância em termos de tempo de utilização destas válvulas, entre o pistão e o corpo, além de desgaste abrasivo entre o obturador e a sede, o que Pode-se verificar que neste componente existe desgaste lubrificado metal-metal, deste estudo.

repor o pistão na posição de repouso (fechada), além de outras que não são objeto vedação positiva contra vazamentos internos. A mola tem a função específica de Esta válvula é de assento, com obturador cônico (Linsingen, 2001), com garantia de

Figura 4.18. Válvula de Retenção Simples



automobilística. A relação tensão/vida para molas helicoidais é representada por uma senóide, como mostra a Figura 4.19.

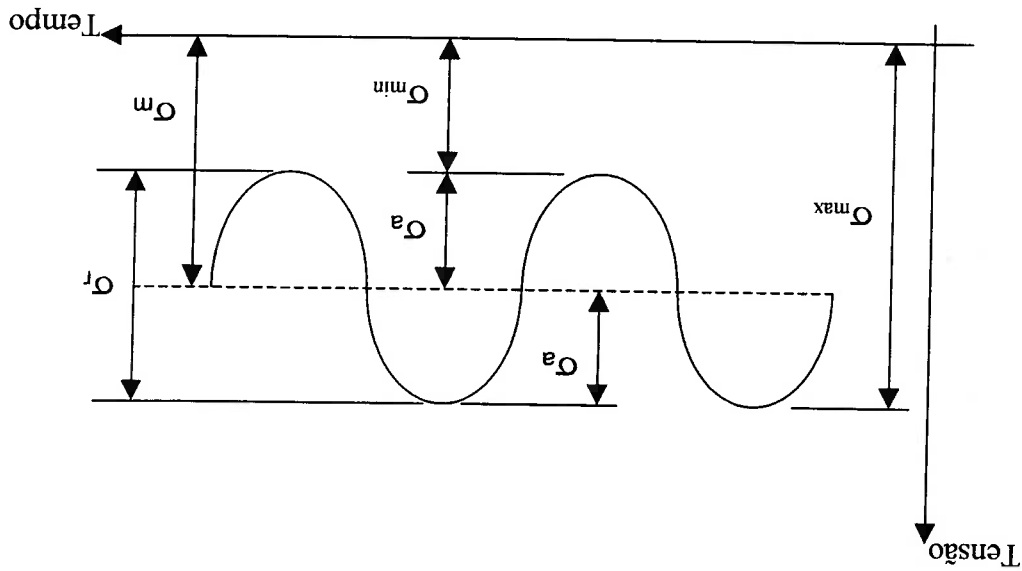


Figura 4.19. Relação tensão/tempo para molas helicoidais

Na figura, tem-se:

σ_{min} : tensão mínima

σ_{max} : tensão máxima

σ_m : tensão média

σ_r : faixa de tensão

σ_a : amplitude de tensão

A pior condição de utilização ocorre quando não existe pré-carga na mola, ou seja, quando $\sigma_{min} = 0$. No caso das molas em válvulas de retenção, a pré-carga só é nula quando não há nenhuma vazão no sistema, pois esta gera sempre as forças de escoamento, garantindo uma pré-tensão durante todo o tempo de utilização, evitando a condição crítica, que também é função da frequência da mola.

4.5.1.2.3. Válvula Reguladora de Pressão (Alívio de Pressão):

Existem dois tipos de válvula de alívio de pressão: diretamente operadas e pré-operadas. No caso das prensas, a válvula geralmente empregada é a pré-operada, que minimiza o efeito de sobrepressão, que não é objetivo deste estudo. A válvula pré-operada pode ser vista na Figura 4.20.

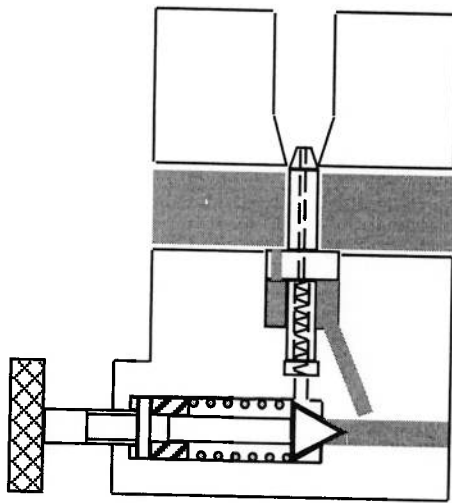


Figura 4.20. Válvula de Alívio de Pressão Pré-operada

A Figura 4.20 mostra que a válvula pré-operada tem duas partes distintas: um corpo principal, na parte inferior, que permite a descarga total da vazão do sistema na situação de alívio, e a tampa superior, onde ocorre a pré-operação de alívio, na pressão regulada pela ação do parafuso sobre a mola, causando uma pré-tensão permanente na mesma. Pode-se verificar pela figura que, construtivamente, a válvula de alívio de pressão pré-operada é composta por duas válvulas que se assemelham à uma válvula de retenção, por terem os mesmos componentes: mola, obturador e sede. Assim, pode-se modelar o desgaste desta válvula a partir da modelagem de desgaste aplicada às válvulas de retenção, ou seja, um desgaste condicionado à vida útil das molas, porque todo o desgaste por contato metal/metal é lubrificado, menos o do obturador da válvula de pré-operação, como visto na válvula de retenção. Deve-se adicionar ainda a existência de vedações, que não estão presentes na válvula de retenção.

Em relação à frequência de acionamento, pode-se adiantar que a compressão total da mola superior, que é submetida à pressão máxima do sistema, só ocorre no final de curso do cilindro de pressagem, ou seja, a frequência é inferior à do cilindro e à da bomba. Em relação à mola inferior, esta é utilizada apenas como elemento de reposição do carretel deslizante à posição original, não sofrendo grandes esforços, apenas os esforços originados no escoamento.

4.5.1.2.4. Válvula Direcional

Esta válvula é a de maior complexidade de fabricação no sistema hidráulico em estudo, por sua grande quantidade de peças, além de apresentar um novo elemento de relevância no estudo de confiabilidade, os solenóides elétricos de comando da válvula.

Em relação ao desgaste mecânico, nas partes móveis pode-se considerar o desgaste lubrificado, porém deve-se considerar uma condição propícia ao desgaste abrasivo, quando o carretel deslizante encontra-se apoiado no corpo, na situação de repouso da válvula. Os outros elementos de desgaste são os mesmos apresentados anteriormente, ou seja, molas e vedações, seguindo o mesmo modelo.

Também porque sua frequência de utilização é inferior à do cilindro e da bomba, uma vez que a válvula só entra em funcionamento na partida do cilindro, mantendo-se acionada (uma mola totalmente comprimida e a outra totalmente distendida), e na inversão de movimento do cilindro (idem). Justamente nos intervalos de tempo de avanço e de retorno do cilindro é que há a solicitação principal do solenóide.

5. EXEMPLO DE APLICAÇÃO: ANÁLISE DE CONFIABILIDADE DO SISTEMA HIDRÁULICO DE UMA PREENSA DE REPUXO DE 250 TON

5.1. Introdução

Neste capítulo da dissertação, aplica-se os conceitos de Confiabilidade apresentados no Capítulo 3 deste texto, em conjunto com os mecanismos de falhas discutidos no Capítulo 4, para avaliar a confiabilidade do sistema de acionamento hidráulico de uma prensa de repuxo de 250 toneladas.

A análise de confiabilidade executada neste capítulo constitui uma forma de verificação da qualidade do sistema de acionamento hidráulico. Muitos projetos de sistemas hidráulicos apresentam soluções consideradas ótimas sob o ponto de vista técnico de funcionamento, respondendo às necessidades de acionamento da máquina aos quais estão acoplados, entretanto, estas soluções nem sempre agregam ao conjunto uma durabilidade que possa justificar altos investimentos iniciais e de implementação.

Desta forma, pode-se considerar a análise de Confiabilidade como uma medida de eficácia do sistema ao longo do tempo de utilização previsto por seu fabricante, em um projeto qualquer. Com esta análise pode-se prever, com boa margem de segurança, o tempo de funcionamento contínuo do sistema hidráulico sem a ocorrência de falhas que levem à parada total do equipamento, para uma manutenção corretiva.

Neste trabalho são aplicados os métodos de análise do tipo FMEA e da árvore de falhas a um circuito hidráulico típico utilizado em prensas hidráulicas de repuxo. A aplicação da análise tipo FMEA fornece os modos de falhas do equipamento a partir dos dados relativos aos componentes. A cada modo de falha corresponde sua criticidade e sua taxa de falhas, possibilitando identificar com relativa facilidade quais as condições críticas de trabalho do sistema hidráulico. Com estes resultados determina-se os componentes críticos e como suas taxas de falhas se relacionam com a taxa de falha do conjunto, estabelecendo um método para a determinação da necessidade de substituição de cada componente. Além disso, a análise do tipo

FMEA permite elencar uma série de ações corretivas para o sistema hidráulico, aumentando dessa forma sua confiabilidade.

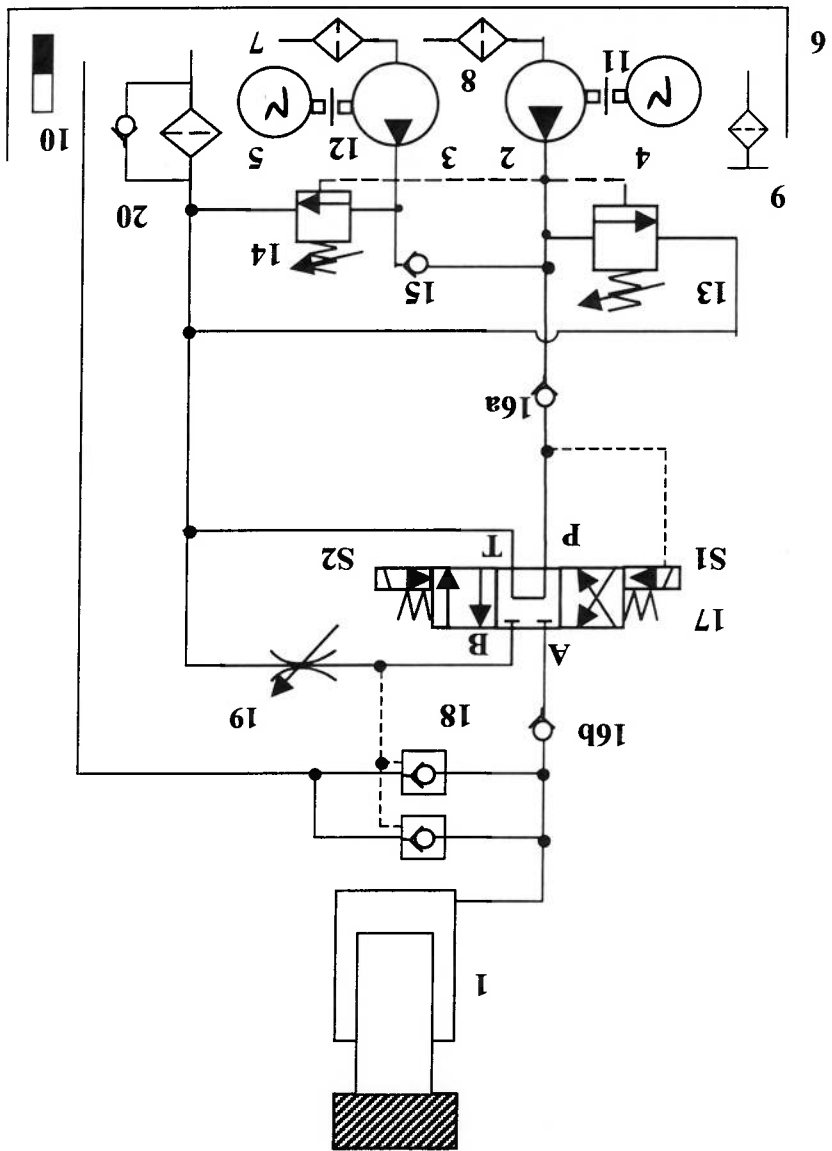
A aplicação do método da árvore de falhas mostra quais são os eventos, ou a combinação de eventos, que levarão o sistema a falhar, de uma forma que corresponda à parada total do equipamento. A partir da análise isolada da probabilidade de falha, da confiabilidade e da taxa de falhas de componentes, a análise da árvore de falhas permite definir quais os eventos básicos, ou falha de um conjunto de componentes, que causam a ocorrência do evento topo, no caso a perda da capacidade da máquina executar o movimento do martelo. Adicionalmente, a partir da probabilidade da ocorrência dos eventos básicos, calcula-se a probabilidade de ocorrência do evento topo.

A análise dos resultados obtidos com a aplicação das duas técnicas pode orientar o fabricante da máquina na escolha e seleção dos componentes que ele utiliza em seu projeto, visando o aumento da confiabilidade operacional da máquina, na decisão do usuário sobre qual a técnica de manutenção a ser empregada, bem como na programação completa de paradas ao longo do tempo previsto de utilização da máquina, levando a uma melhor administração dos custos envolvidos na utilização final da máquina.

5.2. Descrição da Prensa Analisada

A prensa analisada neste capítulo foi projetada para fabricação de pastilhas de freio pela empresa Luxor S/A., fabricante de prensas atuando há mais de 20 anos no mercado industrial brasileiro. Esta prensa tem funcionamento idêntico ao de uma prensa de repuxo, apesar de sua operação ser de compactação de material, ou seja, ela tem velocidade de aproximação rápida e a operação de prensagem tem velocidade baixa, com alta força, conforme visto no capítulo 2. Esta prensa opera com pressão de prensagem de 20 MPa, para obter a força de prensagem de 250 toneladas, e velocidade de prensagem de 2,5 mm/s. A Figura 5.1 mostra o esquema do sistema hidráulico completo da prensa fabricada pela Luxor e a Tabela 5.1 apresenta sua lista de componentes.

Figura 5.1. Circuito Hidráulico "Alto e Baixo" da Prensa de 250 ton



de pilotagem das válvulas de retenção pilotadas (18), fechando as mesmas. solenóide S2, que ao mesmo tempo que avança o atuador alivia a pressão nas linhas avanço dado pela posição paralela da válvula direcional (17), acionada pelo Nas operações de avanço é utilizado o circuito “Alto e Baixo”, com o comando de abertura das duas válvulas de retenção pilotadas (18), que garantem o retorno rápido. Nesta aplicação, sendo a operação de retorno feita por gravidade, com a aproximação e prensagem, o bombeamento é utilizado apenas para as operações de fluido e retorna pela ação da gravidade, pelo peso do conjunto martelo/haste/êmbolo. O atuador (1) utilizado é de simples efeito, que avança por efeito da pressão do simples.

Na prensa representada existem algumas adaptações do circuito padrão sugerido pelos fabricantes de equipamentos hidráulicos, mas seu funcionamento é bastante

Obs.: N: potência; Q: vazão e p: pressão.

REF.	DESCRIÇÃO	QTD.	CARACTERÍSTICA
1	Cilindro hidráulico	01	$\Phi = 400\text{mm}$; curso: 450mm; $v_{ap} = 25\text{ mm/s}$; $v_{pr} = 2,5\text{ mm/s}$; F = 250 ton
2	Bomba	01	Q = 20 lpm; p = 200 bar
3	Bomba	01	Q = 170 lpm; p = 20 bar
4	Motor elétrico	01	N = 12,5 CV; 1750 rpm
5	Motor elétrico	01	N = 10 CV; 1750 rpm
6	Reservatório	01	V = 750 L
7	Filtro de sucção	01	Q = 300 lpm (capacidade total)
8	Filtro de sucção	01	Q = 50 lpm (capacidade total)
9	Filtro de ar	01	
10	Indicador de nível	01	
11	Acoplamento	01	N = 15 CV
12	Acoplamento	01	N = 10 CV
13	Válvula de alívio	01	Q = 20 lpm; p = 200 bar
14	Válvula de descarga	01	Q = 170 lpm; p = 20 bar
15	Válvula de retenção simples	01	Q = 170 lpm
16a	Válvula de retenção simples	01	Q = 190 lpm, mola de 5 bar
16b	Válvula de retenção simples	01	Q = 190 lpm
17	Válvula direcional elétrica	01	Q = 300 lpm; 24 VCC (capacidade)
18	Válvula de retenção pilotada	02	Q = 150 lpm (capacidade unitária)
19	Válvula redutora de vazão	01	Q = 200 lpm (capacidade total)
20	Filtro de retorno	01	Q = 400 lpm (capacidade total)

Tabela 5.1. Componentes do Circuito Hidráulico da Prensa de 250 ton

Para o retorno é ativada a posição cruzada da válvula direcional (17), ativando o solenóide S1, que aciona a pilotagem das válvulas de retenção pilotadas (18) abrindo-as rapidamente, para que o fluido retido no atuador retorne para o reservatório (6). São usadas duas válvulas de retenção pilotadas para minimizar o efeito de perda de carga e permitir a passagem de uma grande vazão.

A válvula de retenção simples (16a) é utilizada para garantir uma pressão de pilotagem para a válvula direcional (17), que é de duplo estágio; a válvula de retenção simples (16b) impede o retorno do fluido pela válvula direcional (17) no retorno do cilindro (1). A válvula redutora de vazão (19) gera uma contra-pressão que garante a pressão de pilotagem para as válvulas de retenção pilotada (18).

Conhecido o funcionamento do sistema hidráulico e com base no exposto no Capítulo 2, pode-se determinar os tempos dos ciclos de operação da prensa, conforme segue:

$$\text{Tempo de Aproximação: } t_{Ap} = \frac{x_{Ap}}{v_{Ap}} = \frac{0,430}{0,025} = 17,2s$$

$$\text{Tempo de Pressagem: } t_{Pt} = \frac{x_{Pt}}{v_{Pt}} = \frac{0,020}{0,0025} = 8s$$

$$\text{Tempo de Retorno: } t_{Rt} = \frac{x_{Rt}}{v_{Rt}} = \frac{0,450}{0,025} = 18s$$

$$\text{Tempo Total: } t_T = t_{Ap} + t_{Pt} + t_{Rt} = 17,2 + 8 + 18 = 43,2s$$

E as relações entre os ciclos são:

$$C_{Ap} = \frac{t_{Ap}}{17,2} \cdot C_T = 0,398C_T$$

$$C_{Pr} = \frac{t_{Pr}}{8,0} \cdot C_T = 0,185C_T$$

$$C_{Rt} = \frac{t_{Rt}}{18,0} \cdot C_T = 0,417C_T$$

Como é usual a representação de durabilidade (vida útil operacional) dos componentes em horas (h), pode-se converter os ciclos em unidade temporal, conforme mostra a Tabela 5.2.

Tabela 5.2. Ciclos de Funcionamento por Horas

CICLO	TEMPO TOTAL (s)	CICLOS POR HORA	TEMPO DE CADA CICLO (h)
Total	43,2	83	1,000
Aproximação	17,2	83	0,398
Prensagem	8,0	83	0,185
Retorno	18,0	83	0,417

Destá forma, pode-se determinar o tempo de utilização crítica, que é o tempo de um ciclo completo de prensagem, em cada uma hora de funcionamento completo da prensa:

$$t^{cr} = t^{pr} = 0,185.60 = 11,1 \text{ min}$$

Este resultado significa que, quantificando-se a vida útil de um componente submetido à condição crítica em horas de utilização, a vida útil dos outros componentes será dada em múltiplos da vida de um componente crítico.

5.3. Elaboração da Análise de Modos e Efeitos de Falha (FMEA)

Em uma primeira análise, pode-se apresentar a análise do tipo FMEA completa, para todos os componentes do sistema hidráulico da prensa, conforme mostra a Tabela 5.3.

Tabela 5.3. Tabela da Análise dos Modos e Efeitos de Falha

Folha 01/05

FMEA						
ITEM	MODOS DE FALHA	CAUSAS DE FALHAS	POSSÍVEIS EFEITOS	TAXA DE FALHAS	CRITICIDADE	AÇÕES PARA REDUZIR TAXA DE FALHAS OU EFEITOS
Bomba de alta pressão	Perda de pressão; quebra	Desgaste excessivo; contaminação; aeração; cavitação; não succiona; desalinhamento; acoplamento danificado	Parada de máquina (sem pressão de prensagem)	λ_1	Catastrófica	Trocar filtros; limpar e desentupir tubulação de sucção; limpar o filtro de ar; verificar nível de fluido; verificar a viscosidade; substituir acoplamento; verificar eixos da bomba e do motor elétrico; alinhar; apertar conexões; trocar vedação das conexões; sangrar o sistema; revisar e substituir a bomba.

Tabela 5.3. Tabela da Análise dos Modos e Efeitos de Falha

FMEA						
ITEM	MODOS DE FALHA	CAUSAS DE FALHAS	POSSÍVEIS EFEITOS	TAXA DE FALHAS	CRITICIDADE	POSSÍVEIS AÇÕES PARA REDUZIR TAXA DE FALHAS OU EFEITOS
Bomba de baixa pressão	Perda de pressão; quebra	Desgaste excessivo; contaminação; aeração; cavitação; não suciona; desalinhamento; acoplamento danificado	Perda de velocidade de aproximação	λ_2	Alta	Trocar filtros; limpar e desentupir tubulação de sucção; limpar o filtro de ar; verificar nível de fluido; verificar a viscosidade; substituir acoplamento; verificar eixos da bomba e do motor elétrico; alinhar; apertar conexões; trocar vedação das conexões; sangrar o sistema; revisar e substituir a bomba.

Folha 02/05

Tabela 5.3. Tabela da Análise dos Modos e Efeitos de Falha

Folha 03/05

FMEA						
ITEM	MODOS DE FALHA	CAUSAS DE FALHAS	POSSÍVEIS EFEITOS	TAXA DE FALHAS	CRITICIDADE	POSSÍVEIS AÇÕES PARA REDUZIR TAXA DE FALHAS OU EFEITOS
Válvula de alívio de alta pressão	Perda de pressão; quebra	Desgaste excessivo; quebra de mola	Parada de máquina (sem pressão de prensagem)	λ_3	Catastrófica	Revisar e substituir a válvula
Válvula de alívio de baixa pressão	Perda de pressão; quebra	Desgaste excessivo; quebra de mola	Perda da velocidade de aproximação	λ_4	Alta	Revisar e substituir a válvula
Válvula de retenção do isolamento da bomba de alta vazão	Travamento; vazamento	Desgaste excessivo; quebra de mola	Perda da velocidade de aproximação; perda de pressão de prensagem	λ_5	Alta; catastrófica	Revisar e substituir a válvula
Válvula de retenção do isolamento das bombas	Travamento; vazamento	Desgaste excessivo; quebra de mola	Válvula direcional não atua; perda de pressão de prensagem; parada de máquina	λ_6	Catastrófica	Revisar e substituir a válvula

Tabela 5.3. Tabela da Análise dos Modos e Efeitos de Falha

Folha 04/05

FMEA						
ITEM	MODOS DE FALHA	CAUSAS DE FALHAS	POSSÍVEIS EFEITOS	TAXA DE FALHAS	CRITICIDADE	POSSÍVEIS AÇÕES PARA REDUZIR TAXA DE FALHAS OU EFEITOS
Válvula direcional	Não aciona; travamento	Falta de energia no solenóide; queima de solenóide; travamento	Parada de máquina	λ_7	Catastrófica	Verificar quadro elétrico; trocar solenóides; revisar e substituir a válvula
Válvula de retenção do retorno	Travamento; vazamento	Desgaste excessivo; quebra de mola	Cilindro retorna lento	λ_6	Média	Revisar e substituir a válvula
Válvulas de retenção do piloto	Travamento; vazamento; entupimento ou obstrução da linha piloto	Desgaste excessivo; quebra de mola	Cilindro retorna não	λ_8	Alta	Revisar e substituir a válvula
Válvula reguladora de vazão do retorno	Perda de pressão do piloto nas válvulas de retenção	Contaminação; quebra	Cilindro retorna não	λ_9	Alta	Revisar e substituir a válvula

Tabela 5.3. Tabela da Análise dos Modos e Efeitos de Falha

Folha 05/05

FMEA						
ITEM	MODOS DE FALHA	CAUSAS DE FALHAS	POSSÍVEIS EFEITOS	TAXA DE FALHAS	CRITICIDADE	POSSÍVEIS AÇÕES PARA REDUZIR TAXA DE FALHAS OU EFEITOS
Cilindro de prensagem	Travamento; velocidade instável	Contaminação; vazamentos; quebra	Cilindro não avança, não há prensagem	λ_{10}	Catastrófica	Trocar filtros e óleo; apertar conexões; trocar conexões que continuam vazando; sangrar o sistema; verificar planicidade das placas e válvulas; revisar e substituir
Filtro de retorno	Entupimento	Saturação ou contaminação excessiva	Perda de velocidade; sobrepressão que pode causar ruptura de algum componente	λ_{11}	Alta	Trocar elemento; em caso de contaminação excessiva, verificar reservatório e condições ambientais

Na elaboração da análise do tipo FMEA foi considerada a criticidade de cada componente, em conformidade com a classificação apresentada no Capítulo 3. Utilizando as considerações anteriores, pode-se classificar a taxa de falhas dos componentes cujas consequências da falha apresentam criticidade catastrófica como de primeira ordem, pois a eles está associado o colapso total ou parcial do sistema; para os outros componentes, de criticidade alta ou média, pode-se classificar as taxas de falhas como de segunda ordem. A falha tem efeito catastrófico quando causa a parada total da prensa, impedindo que esta execute a função para a qual foi projetada. Analisando os modos de falha, pode-se verificar que estes se repetem para alguns componentes, mas que os mais críticos são as bombas, sendo a de alta pressão catastrófica, e as válvulas de alívio, ambos sujeitos a quebra durante a operação, caracterizando o colapso do sistema, na forma de parada de máquina. Em relação aos outros componentes, o modo comum é o travamento, conforme analisado anteriormente.

Em relação às Causas de Falha, pode-se verificar que a bomba é o componente que apresenta o maior número de causas, cada uma delas inerente ao seu tipo de operação, lembrando que o critério de falha aqui analisado é o desgaste:

- Desgaste excessivo: deve-se à sua taxa de utilização, pois esta mantém-se em funcionamento durante todo o ciclo da máquina, ainda que sob 3 diferentes condições de solicitação.
- Contaminação: é o componente mais sujeito à ação de contaminantes, que estão presentes no reservatório de fluido, onde estes se concentram.

- Aeração: deve-se à possibilidade de entrada de ar na bomba, que pode ocorrer de diversas formas, que muitas vezes não são perceptíveis pelo usuário da máquina.
- Cavitação: este fenômeno leva ao colapso da bomba em um intervalo de tempo muito pequeno e pode ocorrer por excesso de perda de carga na sucção, que pode ser devida ao entupimento dos filtros de sucção ou por qualquer tipo de obstrução.

- Não sucção: pode ocorrer por problemas no fluido, inversão ou queda de rotação no motor elétrico, ou outros problemas; esta causa de falha não leva ao colapso, mas pode ser um indicador de que a bomba já não opera nas características desejadas.

- Desalinhamento e acoplamento danificado: devem-se principalmente a problemas de montagem incorreta do equipamento.

Em relação às válvulas, as causas de falhas são repetitivas, mas concentram-se nas quebras de molas, analisadas no capítulo anterior, ou no desgaste excessivo, que pode ser modelado também em função do desgaste das vedações. A única válvula que apresenta causa de falha diferente é a direcional, pela presença de solenóides. Outro componente crítico, o cilindro hidráulico, apresenta 3 causas de falhas já analisadas, contaminação, vazamentos e quebra, esta devida principalmente a problemas de montagem, projeto ou utilização indevida, que ora não são considerados.

Os possíveis efeitos das falhas na operação da máquina foram analisados anteriormente, resultando na criticidade de cada componente, descrita até aqui pelas taxas de falhas λ_i , que serão determinadas na sequência deste texto. Concluindo a análise da tabela FMEA, pode-se verificar que as possíveis ações para reduzir taxa de falhas ou os efeitos das mesmas concentram-se principalmente no caso das bombas e que, se tomadas as ações, estas refletem em todos os outros componentes. Deve-se destacar também as recomendações propostas para o cilindro de prensagem e para os filtros.

5.4. Determinação da Taxa de Falhas dos Componentes Hidráulicos

5.4.1. Bomba de Alta Pressão

Por ser o componente de maior probabilidade de falha na operação do sistema hidráulico da prensa, esta será analisada de forma detalhada, considerando os diversos fatores que podem influenciar em seu colapso.

O circuito hidráulico da prensa em estudo opera com bombas de palhetas, com vazões e pressões especificadas na Tabela 5.1., sendo estas utilizadas nesta determinação da taxa de falhas, entretanto o circuito poderia estar utilizando bombas de engrenagens ou de pistões axiais, o que resultaria em taxas de falhas diferentes. O cálculo da taxa de falhas para as bombas de palhetas pode servir como referência para a determinação da taxa de falha das outras duas bombas acima citadas,

considerando a disponibilidade de dados sobre desgaste, como os obtidos para as bombas de palhetas, no modelo proposto por Gellrich et al (1994). No capítulo anterior foi analisado o desgaste das bombas de palhetas, que será a base de determinação da taxa de falhas do componente, quando foram expostos os modelos propostos por Gellrich et al (1994), de desgaste em bombas de palhetas, e por Fritth (1996), de desgaste de bombas em função da redução de seu rendimento volumétrico.

Para analisar a vida útil operacional da bomba de palhetas, parte-se dos resultados dos dois modelos apresentados, os que se referem ao desgaste das partes anel estator e palhetas, e os que se referem à redução de rendimento volumétrico por perda de material nas mesmas partes. A redução do rendimento volumétrico pode ser o parâmetro de análise porque, como ela é progressiva, ela representa tanto uma falha funcional, quando causa a perda de velocidade de aproximação do cilindro, quanto uma falha definitiva, quando causa a incapacidade do circuito em manter a pressão de prensagem de projeto, por vazamento excessivo na bomba, associado à perda de material no conjunto de bombeamento.

Para isto, pode-se verificar esta condição na Figura 5.2, que mostra o desgaste natural do conjunto, verificado na zona de maior desgaste do anel.

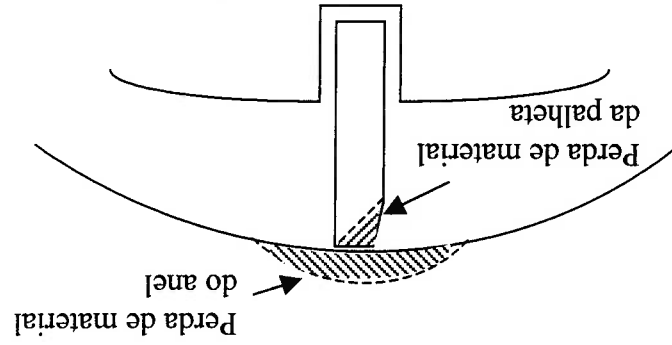


Figura 5.2. Desgaste do Conjunto Anel – Palheta

O desgaste progressivo do conjunto resulta em redução na área de contato, o que piora a vedação, aumentando o vazamento interno, reduzindo o rendimento volumétrico e a vazão real da bomba, que implica em perda na velocidade do atuador.

Pode-se definir a condição crítica como aquela na qual, para que se mantenha a velocidade, seja necessário aumentar a pressão do sistema, alterando a regulação da válvula de alívio. Isto leva a um aumento na potência que a bomba deve transmitir ao fluido, que é limitada pela potência disponível no motor elétrico. Nesta condição, o vazamento interno é o fator limitante para o correto funcionamento da bomba.

A bomba de alta pressão do circuito analisado fornece a vazão de projeto de 20 lpm, a pressão de 20 MPa, a uma rotação do motor elétrico de 1750 rpm. Assim seu deslocamento volumétrico é (Linsingen, 2001):

$$V_d = \frac{\bar{Q}}{n} = \frac{20 \cdot 1000}{1750} = 11,43 \text{ cm}^3/\text{rotação}$$

Utilizando uma bomba Vickers da série 20VQ, tamanho nominal 5, a qual é empregada na prensa em estudo, tem-se:

$$\begin{aligned} \text{Deslocamento Volumétrico : } V_d &= 18,03 \text{ cm}^3/\text{rot} \\ \text{Vazão Teórica : } \bar{Q}_t &= \frac{V_d \cdot n}{1000} = 31,5 \text{ lpm} \end{aligned}$$

Para esta bomba, o Catálogo Geral Vickers (1987) aponta o rendimento volumétrico a 0,7 MPa (1750 rpm) como sendo de 95% e, a 20 MPa (1750 rpm) como 78%. A condição de vida útil da bomba fornecida pelo fabricante considera as condições ótimas de funcionamento, que são:

- pressão contínua, de 0,7 MPa, para obter rendimento volumétrico máximo;

- contaminação e temperatura controladas.

Nestas condições, a vida útil será determinada quando o vazamento interno (Q_i) atingir o valor dado pela diferença da vazão real da bomba (Q_t) e a vazão necessária ao sistema (Q_{nec}), resultando na vazão real abaixo:

$$\bar{Q}_r = \bar{Q}_t \cdot n_r = 29,9 \text{ lpm}$$

onde η_v é o rendimento volumétrico.

Para uma vazão limite para o bom funcionamento da bomba, $Q_{nec} = 20$ lpm, a vazão máxima de perda seria $Q_f = 9,9$ lpm. Para obter este vazamento interno, o rendimento volumétrico deveria cair em torno de 50% daquele da bomba nova, nas condições ideais.

A vazão necessária, com velocidade de prensagem $v_{pr} = 2,5$ mm/s, para o atuador hidráulico de diâmetro $D = 40$ mm, é:

$$Q_{nec} = v \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 18,8 \text{ lpm}$$

Na situação real, a vazão (Q_r), na condição de rendimento volumétrico estimado em catálogo, para a pressão de 20 MPa, $\eta_v = 0,78$, é dada por:

$$Q_r = Q_f \cdot \eta_v = 24,6 \text{ lpm}$$

Então, para a mesma bomba, trabalhando na pressão de 20 MPa, o vazamento interno será $Q_f = 4,6$ lpm. Com este vazamento interno da bomba nova, pode-se estimar, para as condições de trabalho, quanto de material será retirado do conjunto anel – palhetas por desgaste, pela expressão a seguir (Linsingen, 2001):

$$Q_f = \frac{bh^3}{12 \cdot \eta l} (p_1 - p_2) \pm \frac{bh}{2} v \quad (5.1)$$

que é a expressão da vazão em fendas retangulares.

Pode-se considerar a folga entre anel e palheta como uma fenda retangular, conforme mostra a Figura 5.3., pois a espessura da palheta é muito menor que o raio do anel.

Figura 5.3. Folga Entre Anel e Palheta na Forma de Fenda Retangular

Para a bomba em estudo, 20 VQ, de fabricação Vickers, nas condições de trabalho de prensagem, no qual a pressão é a maior do sistema e causa o maior desgaste, conforme visto no capítulo anterior, tem-se os parâmetros geométricos e de funcionamento definidos na Tabela 5.4.

Tabela 5.4. Parâmetros para Cálculo de Perda de Vazão em Fenda Retangular

Parâmetro	Característica	Valor
Espessura da palheta	l	0,002 m
Largura da palheta	b	0,025 m
Diâmetro do anel	D	0,090 m
Pressão de saída	p_1	20 MPa
Pressão de sucção	p_2 (caso crítico)	0,0
Vazamento interno	$Q_f = 24,6 - 20 = 4,6$ lpm	$7,7 \times 10^{-5}$ m ³ /s
Velocidade angular	$\omega = 2\pi n$	183,2 s ⁻¹
Velocidade da palheta	v	8,25 m/s
Viscosidade dinâmica	μ (ISO VG 46)	4×10^{-2} Ns/m ²

Substituindo os valores na Equação 5.1, tem-se:

$$1,04 \times 10^9 h^3 - 0,103 h - 7,7 \times 10^{-5} = 0$$

Solucionando, tem-se:

$$h = 3,0 \times 10^{-7} \text{ m}$$

Onde h representa o material retirado por desgaste. O volume de material retirado será:

$$V_{ret} = b \cdot 2\pi r \cdot h = 3,07 \times 10^{-7} \text{ m}^3$$

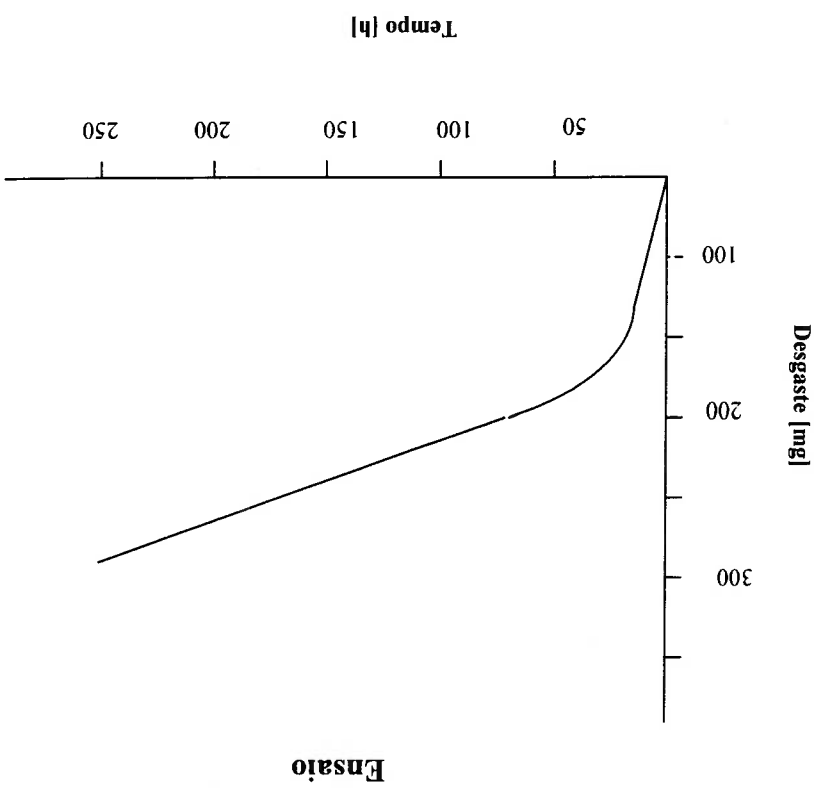
Para a massa específica $\rho = 7806 \text{ kg/m}^3$, a massa de material retirado será:

$$m_{ret} = \rho \cdot V_{ret} = 2,4 \times 10^{-3} \text{ kg}$$

Lembrando que este cálculo é estimativo, pode-se tomar como referência o gráfico de desgaste obtido no ensaio realizado por Gellrich et al (1994), representado na Figura 5.4., admitindo desgaste linear após 250h de uso, pode-se determinar que esta massa seria retirada em aproximadamente 1050 horas de funcionamento contínuo.

Admitindo que o desgaste ocorre na zona de alta pressão do anel, na forma de sulcos profundos, para configurar a condição de vazamento crítico, pode-se considerar que este material seria retirado apenas do anel, mantendo integral a massa da palheta, conforme mostra a Figura 5.5.

Figura 5.4. Gráfico do Material Retirado pelo Tempo de Funcionamento Obtido em Ensaio de Desgaste (Gellrich et al, 1994)



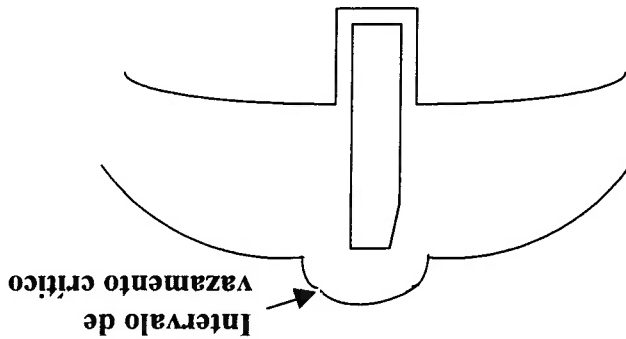
representantes do departamento de vendas da empresa Vickers. do total das bombas comercializadas, conforme conversa privada com fabricação, por erro de projeto ou de operação, pode chegar a aproximadamente 10% torno de 1 ano de operação, sendo que, neste período, a devolução por defeito de que o dobro do período médio de garantia fornecido por fabricantes de bombas. Na realidade, a vida útil estimada em 2,4 anos não é pequena, representando mais

máxima admissível, 21 MPa. ocorre justamente o inverso, a pressão de operação, 20 MPa, está muito próxima da bem abaixo da pressão máxima admissível na bomba. No caso da prensa em estudo com rendimento volumétrico próximo do original, o que significa operar em pressão útil da bomba em até 5 anos, nas condições ideais de trabalho, ou seja, em regime Este resultado é aceitável, pois o fabricante Vickers estima, informalmente, a vida

$$V_{\text{bomba}} = \frac{1050}{0,185} = 5676 \text{ h} \cdot \frac{1 \text{ dia}}{8 \text{ h}} \cdot \frac{1 \text{ mês}}{25 \text{ dias}} \cdot \frac{1 \text{ ano}}{12 \text{ meses}} = 2,4 \text{ anos}$$

que a prensa opera 18,5% do tempo na condição de $p = 20 \text{ MPa}$, a vida útil da bomba A partir do resultado de 1050 horas de funcionamento contínuo, porém, considerando pode ser calculada como segue:

Figura 5.5. Condição de Vazamento Crítico



Com esta informação e com a vida útil estimada, pode-se aplicar uma distribuição normal de probabilidades para representar a confiabilidade da bomba de palhetas do sistema hidráulico da prensa de 250 toneladas, devendo esta possuir as seguintes características:

- Probabilidade de quebra na garantia:
- P (vida útil > 1 ano) = 10%
- Probabilidade de quebra durante a vida útil estimada:
- P (vida útil > 2,4 anos) = 90%

Utilizando a Distribuição Normal Reduzida, tem-se:

$$x_{reduzida} = \frac{\sigma}{\mu} x - \mu \quad (5.2)$$

Da Tabela da Função Φ (z), pode-se obter:

$$x_{ano}^{1ano} = -1,28$$

$$x_{anos}^{2,4anos} = 1,28$$

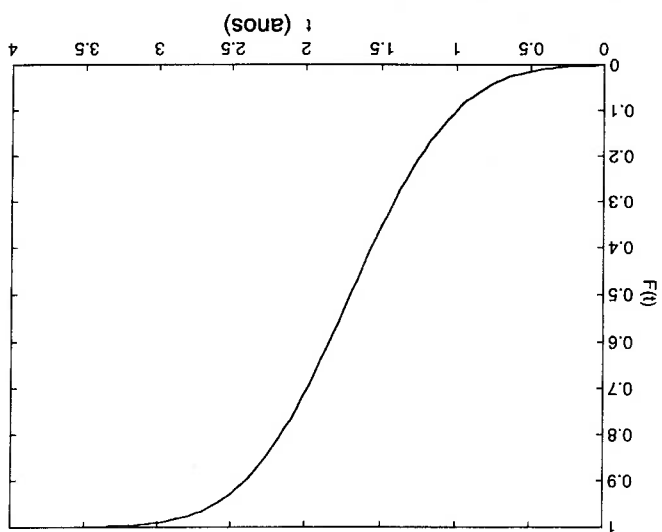
Substituindo os valores obtidos na Tabela na Equação (5.2), obtêm-se a média (μ) e o desvio padrão (σ) da Distribuição Normal:

$$\mu = 1,70 \text{ anos}$$

$$\sigma = 0,55 \text{ anos}$$

Com estes resultados, a Função Densidade de Probabilidade está representada pelo gráfico indicado na Figura 5.6.

Figura 5.7. Função Distribuição Acumulada para a Vida da Bomba de Palhetas

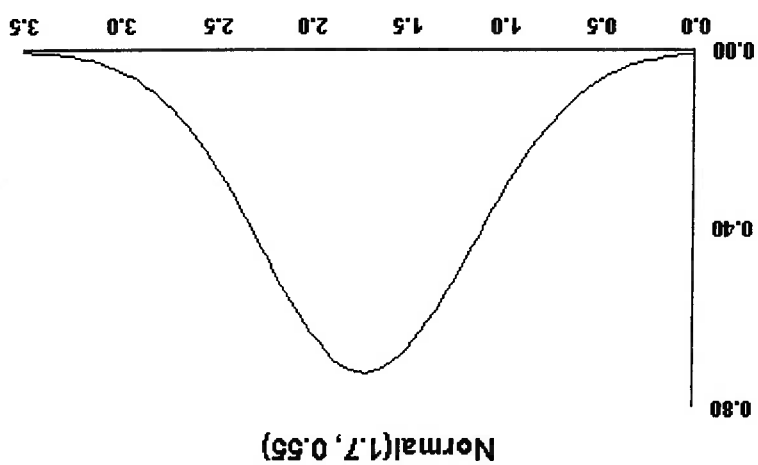


Esta função pode ser representada pelo gráfico indicado na Figura 5.7.

$$F(t) = \Phi\left(\frac{t - \mu}{\sigma}\right) = \Phi\left(\frac{t - 1.7}{0.55}\right)$$

A Função Distribuição Acumulada será:

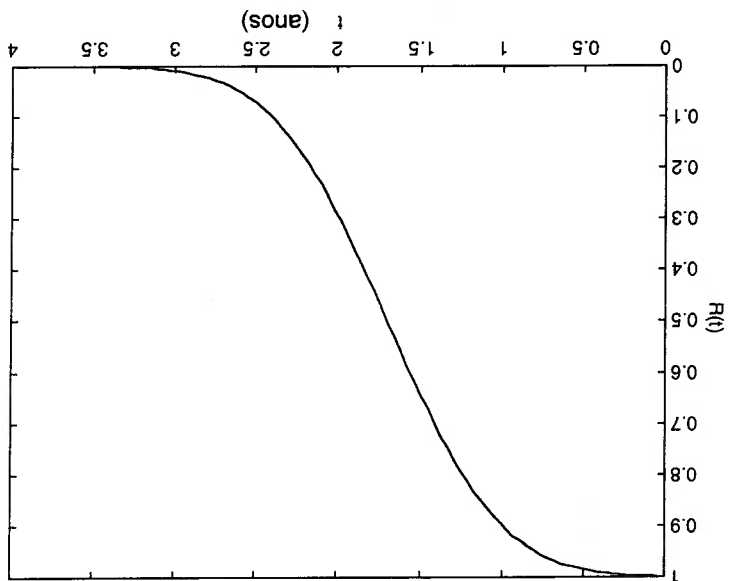
Figura 5.6. Distribuição Normal para a Vida da Bomba de Palhetas



A Confiabilidade da Bomba será dada por:

$$R(t) = 1 - \Phi\left(\frac{\sigma}{t - \mu}\right) = 1 - \Phi\left(\frac{0,55}{t - 1,7}\right)$$

A Confiabilidade pode ser representada pelo gráfico indicado na Figura 5.8.



A Taxa de Falhas associada a esta Distribuição Normal será dada pela expressão:

$$\lambda(t) = \frac{1}{\frac{1}{(t-\mu)^2} e^{-\frac{\sigma^2}{2(t-\mu)^2}}} = \frac{1 - \Phi\left(\frac{\sigma}{t - \mu}\right)}{\frac{0,725 e^{-0,605}}{(t-1,7)^2}}$$

O gráfico que representa a Taxa de Falhas ($\lambda(t)$) em função do tempo está indicado na Figura 5.9.

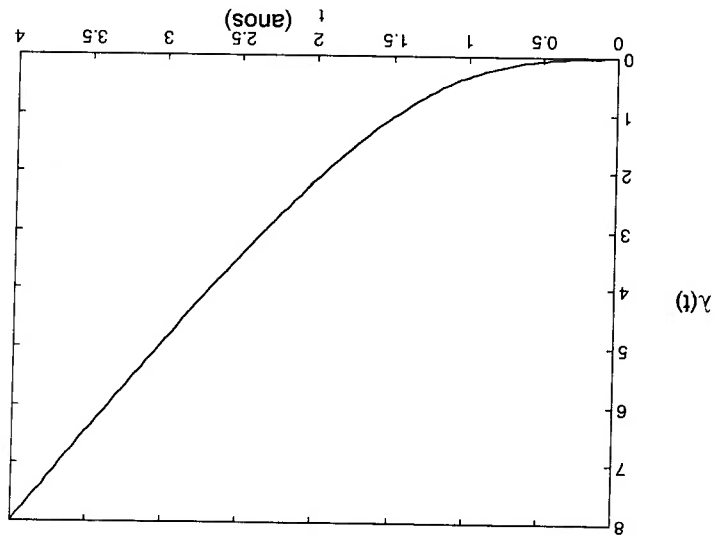


Figura 5.9. Gráfico da Taxa de Falha pelo Tempo para a Bomba de Palhetas

O gráfico da Taxa de Falhas representa o acúmulo de danos ao componente em relação ao tempo, ou seja, para um determinado período de tempo selecionado no gráfico ele mostra a chance do componente falhar no próximo período, dado que ele está operando até o período de tempo selecionado. Pode-se notar no gráfico da Figura 5.9. que a Taxa de Falha é praticamente constante até 0,5 anos de utilização, entretanto, para 1 ano, que é o período de garantia do fabricante da bomba, a taxa já se aproxima de 0,4, chegando a 1 próximo a 1,5 anos de utilização, quando o gráfico apresenta uma inflexão e começa a crescer. Para a vida média estimada com o emprego da Distribuição Normal, 1,7 anos, a taxa já está próxima de 1,5 e para a vida útil calculada, 2,4 anos, ela é de aproximadamente 3,0, a partir deste valor ela tem variação crescente.

5.4.2. Atuador Hidráulico (Cilindro Hidráulico)

Conforme visto no Capítulo 4, será reduzida a determinação da vida útil do atuador aos problemas que podem ocorrer nas vedações. Existem vários modos de falha de vedações, notadamente de gaxetas, que são utilizadas em cilindros hidráulicos, fundamentalmente baseados no desgaste ou na alteração de material da vedação.

além de alguns efeitos típicos desta parte dos componentes do sistema hidráulico

(Bosner, 2002).

As falhas relativas ao desgaste podem ocorrer por abrasão, por problemas de rugosidade alta ou não uniforme das superfícies metálicas; por adesão, quando o material de face da vedação adere às superfícies metálicas, e por erosão, causada por superfícies danificadas ou por excesso de contaminantes.

Em relação ao material da vedação, este pode sofrer endurecimento, por efeito de calor e pelo movimento em alta velocidade da haste do cilindro, além de sofrer efeitos da deterioração do fluido hidráulico ou mesmo sua incompatibilidade com o material da vedação; neste caso, o material perde elasticidade. O material da vedação pode também sofrer dilatação, quando este absorve fluido; deterioração, por efeito de alta temperatura do fluido com destruição na estrutura do material; envelhecimento e dano por contaminação

De acordo com João Marcos Veira, do departamento de Engenharia de Desenvolvimento de Materiais – Vedações da SABO Produtos de Borracha, fabricante de vedações para componentes hidráulicos, não existe uma forma de calcular vida útil que se aplique a todos os tipos de vedações para estes componentes, porque esta depende das condições de uso na aplicação, como temperatura de trabalho, picos de temperatura, tipo de fluido, condições estáticas e dinâmicas do componente, entre outras (informação pessoal). Esta determinação é empírica, feita em testes de campo, ou obtida por meio de simulações, pois até mesmo testes de laboratório, como de envelhecimento térmico, não são usados para estimar a vida útil de vedações utilizadas em aplicações dinâmicas.

Basicamente, a vida útil das vedações de borracha depende do filme hidrodinâmico entre a superfície metálica (Gent, 1992), sendo a borracha nitrílica uma das melhores sob este aspecto.

Para este material, o coeficiente de atrito pode variar de 0,001 a 10, dependendo das condições de interface, ou seja, da viscosidade do fluido e da velocidade de deslizamento. O coeficiente de atrito começa alto, na fase estática, porque o contato borracha/metal quebra o filme de fluido, cai a um valor mínimo no instante inicial do movimento e sobe novamente em proporção ao aumento da velocidade do movimento da haste do cilindro. Para altas velocidades, que seria apenas no caso das

vedações da bomba e não do atuador, a temperatura também prejudica a vida do elastômero.

Os problemas mais comuns em vedações sujeitas a deformação constante, pela pressão, é o relaxamento da tensão do elastômero, que pode limitar a vida útil da vedação porque esta perde sua tensão inicial e sua resistência à deformação.

O relaxamento é dividido em duas categorias: físico e químico, este devido à incompatibilidade de materiais, alta temperatura e reações químicas, fatores de baixa ocorrência. O relaxamento físico está associado à reorientação da estrutura molecular do material sobre tensão. O processo é rápido em seu início, mas torna-se lento com o tempo. A expressão do relaxamento é:

$$\frac{\sigma_0 - \sigma_t}{\sigma_0} = A \cdot \log \left(\frac{t_0}{t} \right) \quad (5.3)$$

onde:

A: a taxa de relaxamento por década de tempo;

σ_0 : tensão inicial;

σ_t : tensão no instante t .

Para determinar o instante t_r de relaxamento das vedações, a tensão inicial será aquela associada à pressão de passagem de projeto. Com o relaxamento, o atrito das vedações aumenta, porque estas deformam mais com a pressão, aumentando a força de contato com a parede interna do tubo, conforme mostra a Figura 5.10.

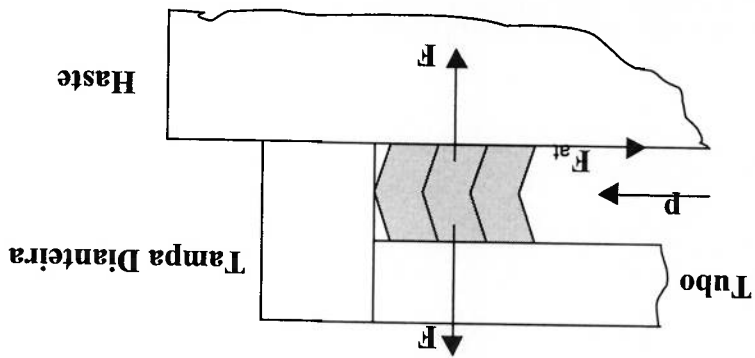


Figura 5.10. Força de Contato entre as Vedações, o Tubo e a Haste

Na Figura 5.10, pode-se perceber que a força de atrito entre as vedações e a haste depende da força de contato, que, por sua vez, depende da pressão que atua sobre as vedações, que é a pressão variável do sistema hidráulico.

Pode-se estimar a vida útil das vedações do atuador, partindo da hipótese que no caso crítico a expansão e o relaxamento das vedações reduziram a velocidade do atuador. Esta ocorrência era normal nos atuadores mais antigos, que usavam vedações de couro, as quais sofriram expansão permanente pelo mesmo motivo, fenômeno que era normalmente chamado de “encharcamento”.

Assim, pode-se admitir que o relaxamento exigiria uma pressão cada vez maior agindo no êmbolo para se deslocar na velocidade de projeto, sendo esta pressão limitada pela potência disponível do motor elétrico, que neste caso é de 21 MPa.

Analisando a dinâmica do atuador de simples efeito, indicado na Figura 5.11, para velocidade constante (Regime Permanente) (Linsingen, 2001), durante a prensagem, tem-se que a variação da pressão é função da força de prensagem, do peso do conjunto haste e ferramenta e da variação das forças resistentes ao movimento, que seriam o atrito da ferramenta com as colunas da prensa, o atrito viscoso e o atrito das vedações.

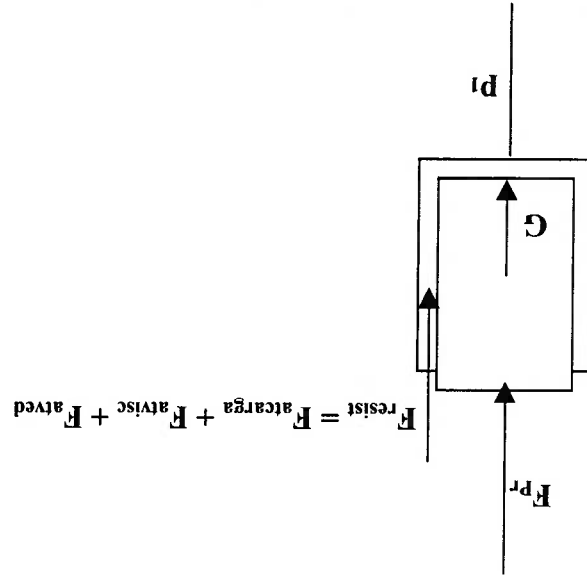


Figura 5.11. Forças que Agem do Atuador em Regime Permanente ($v = cte$)

Analisando a Figura 5.11., tem-se:

$$p_1 A_1 - F_{pr} - G - F_{resist} = 0$$

ou

$$F_{resist} = p_1 A_1 - F_{pr} - G$$

(5.4)

Na Eq. (5.4), a única variável é a força de atrito nas vedações, logo pode-se admitir que sua variação é quem causa a variação da pressão p_1 , assim, tem-se:

$$\frac{F_{atved,0}}{F_{atved,t}} = \frac{p_{1,0} \cdot A_1 - F_{pr} - G}{p_{1,t} \cdot A_1 - F_{pr} - G} = A = 0,33$$

Onde:

$F_{atved,0}$: Força de Atrito nas Vedações no Instante Inicial

$F_{atved,t}$: Força de Atrito nas Vedações no Instante de Relaxamento (t)

A : Taxa de Relaxamento

A Figura 5.12. mostra o Gráfico da Tensão de Relaxamento pelo tempo e pela temperatura, Gent (1996).

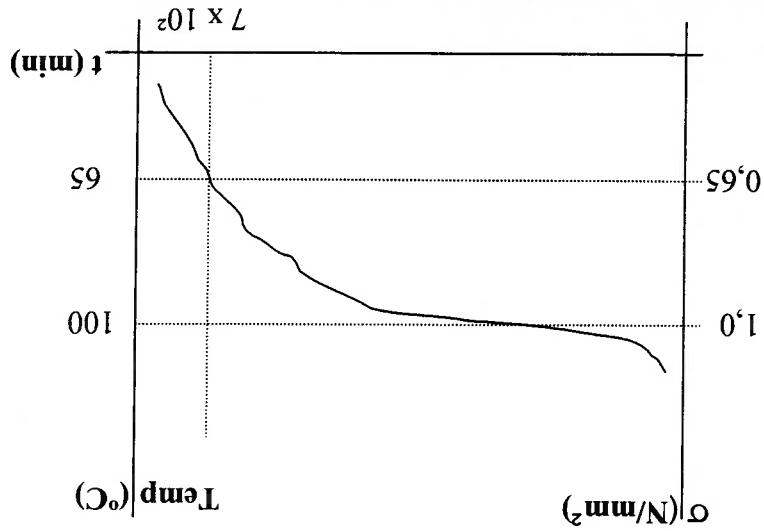


Figura 5.12. Gráfico da Tensão por Tempo e Temperatura, (Gent, 1996)

Para a temperatura de 65°C, limite de operação para as vedações de borracha nitrílica, tem-se:

$$\text{então: } \left[\frac{\sigma_0}{\sigma_0 - \sigma_1} \right]_{65^\circ\text{C}} \cong 0,65 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow t_0 = 7 \times 10^2 \text{ min}$$

$$\text{ou: } \log \left(\frac{t_0}{t} \right) = \frac{0,65}{0,33} = 2 \Rightarrow t = 7 \times 10^4 \text{ min}$$

$$t = 2,6 \text{ anos}$$

Este resultado pode ser interpretado como aceitável, porque, conforme comentário anteriormente citado, do próprio fabricante de vedações, não existe uma forma genérica de determinação de vida útil. Além disso, na prática, o usuário efetua troca de vedações de todos os componentes a cada parada de manutenção, procedimento que não permite a constituição de uma série histórica que possa servir como referência.

Como a vida útil da bomba foi estimada em 2,4 anos, na operação de troca do conjunto rotativo de bombeamento poderiam ser trocadas todas as vedações dos componentes do sistema hidráulico, o que causaria a não-incidência de seu desgaste no resultado final.

Cabe lembrar que as vedações para o tipo de atuador usado na prensa são do tipo gaxeta em "V", diferente das vedações da bomba e das válvulas. Além disso, no atuador tem-se a pior condição de operação, depois da bomba, porque este também é sujeito a 3 solicitações diferentes.

Assim, admitindo a vida útil estimada em 2,6 anos e mantendo o período de garantia em 1 ano, tem-se, para a Distribuição Normal Reduzida:

$$x_{1ano} = -1,28$$

$$x_{2,6anos} = 1,28$$

Então, os parâmetros da Distribuição Normal, associada à probabilidade de falha da vedação, são:

$$\mu = 1,80 \text{ anos}$$

$$\sigma = 0,46 \text{ anos}$$

E a Distribuição será dada pelo Gráfico indicado na Figura 5.13.

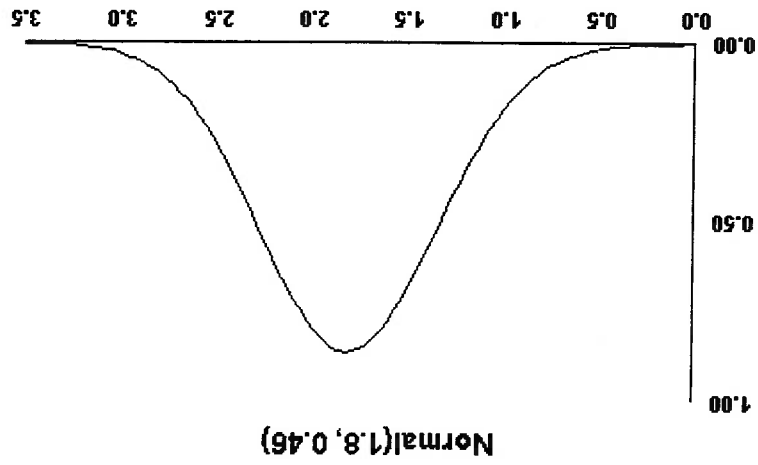


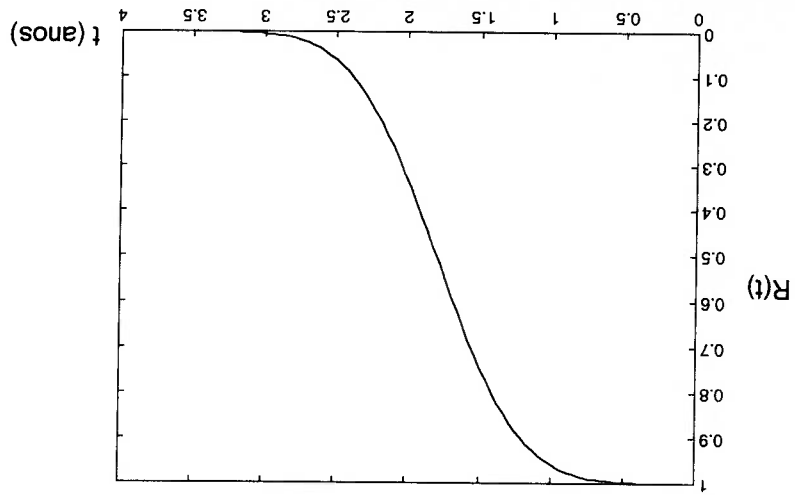
Figura 5.13. Distribuição Normal para o Atuador Hidráulico

A Função Distribuição Acumulada Normal para a vedação do atuador hidráulico será dada pela expressão:

$$F(t) = \Phi\left(\frac{t - \mu}{\sigma}\right) = \Phi\left(\frac{t - 1,8}{0,46}\right)$$

E a Figura 5.14. mostra o gráfico da Função Distribuição Acumulada.

Figura 5.15. Gráfico da Confiabilidade do Atuador Hidráulico pelo Tempo

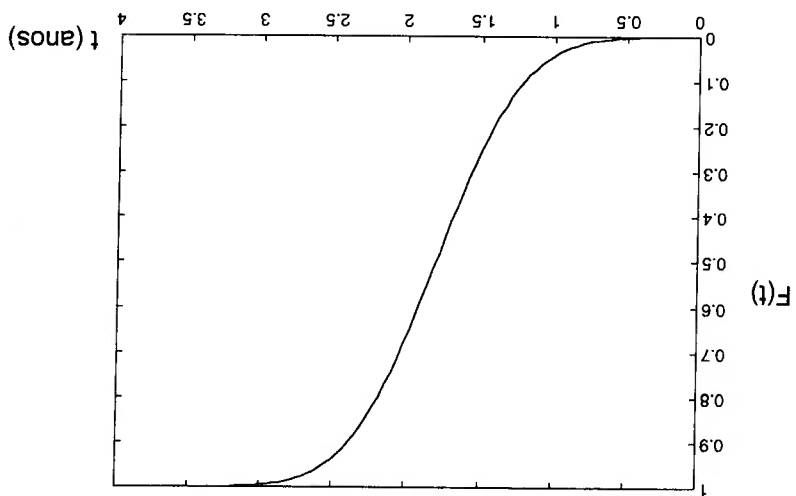


A Confiabilidade pode ser representada pelo gráfico indicado na Figura 5.15.

$$R(t) = 1 - \Phi\left(\frac{\sigma}{t - \mu}\right) = 1 - \Phi\left(\frac{0,46}{t - 1,8}\right)$$

A Confiabilidade do Atuador será dada por:

Figura 5.14: Gráfico da Função Distribuição Acumulada



A Taxa de Falhas associada a esta Distribuição Normal será dada pela expressão:

$$\lambda(t) = \frac{1}{1 - \frac{e^{-\frac{t-\mu}{\sigma}}}{\sigma\sqrt{2\pi}}} = \frac{1 - \Phi\left(\frac{t - 1,8}{0,46}\right)}{\frac{e^{-\frac{(t-1,8)^2}{0,423}}}{0,867e^{0,423}}}$$

O gráfico que representa a Taxa de Falhas $\lambda(t)$ em função do tempo está indicado na Figura 5.16.

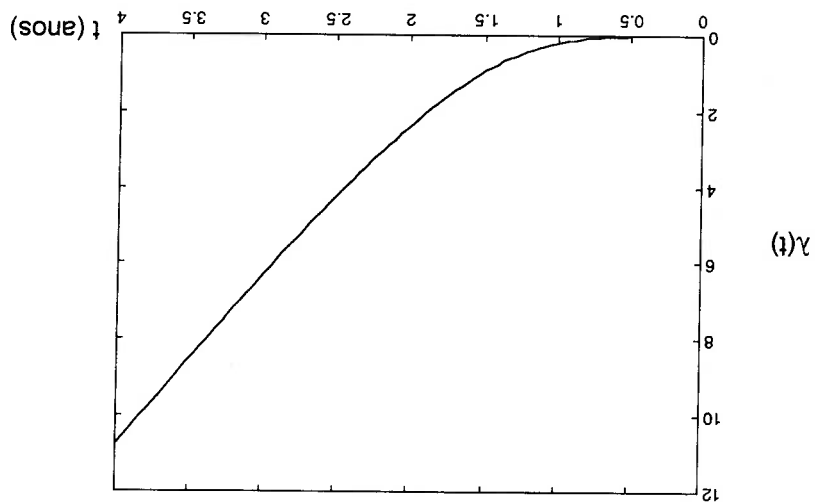


Figura 5.16. Gráfico da Taxa de Falha do Atuador Hidráulico pelo Tempo

Observando o gráfico da Figura 5.16., pode-se verificar que a taxa de falha pouco se altera até 1 ano de funcionamento da prensa, período compreendido pela garantia do fabricante, mas que para 2 anos esta taxa já é praticamente 2,0. Na vida útil estimada, de 2,6 anos, a taxa de falha é de aproximadamente 4,0 e crescente de forma linear a partir deste ponto. Pode-se notar também que a curva é menos abrupta que a curva da bomba.

5.4.3. Válvula de Retenção Simples

De acordo com a análise do tipo FMEA, esta válvula apresenta como causas de falhas o desgaste excessivo ou a quebra de molas, causando travamento ou vazamento.

Como em termos de desgaste a falha principal é a da bomba, para este tipo de válvula será analisada a condição de quebra da mola.

São duas causas possíveis para esta quebra (Shigley, 1989): fadiga e vibração induzida na frequência natural. A mola da válvula de retenção, bem como as molas de todas as outras válvulas estão totalmente isentas de quebra por frequência de acionamento no circuito analisado, pois esta é muito baixa ($f_{\text{acionamento}} < 1 \text{ Hz}$).

Em relação à fadiga, pode-se determinar a vida da mola, utilizando o método da Curva SN. A Tabela 5.5. traz os parâmetros para determinação da vida útil por fadiga da mola da Válvula de Retenção, fabricada pela Vickers, denominada tipo C2, tamanho nominal 06, com pressão de abertura de 0,35 bar.

Tabela 5.5. Características da Mola da Válvula de Retenção Simples, tipo C2

Parâmetro	Característica	Valor
Comprimento	L	60 mm
Diâmetro do Fio	d	3 mm
Diâmetro da Espira	D	18 mm
Número de Espiras	N	9
Área de Abertura	A_{ab}	$4,5 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
Pressão de Abertura	P_{ab}	$3,5 \times 10^4 \text{ N/m}^2$
Material	Aço ASTM A227-47	

Do funcionamento da válvula, tem-se:

$$F_{\min} = P_{ab} \cdot A_{ab} = 15,75 \text{ N}$$

$$F_{\max} = P_{lab} \cdot A_{ab} = 45 \text{ N} \quad (\text{válvula totalmente aberta})$$

Com estes valores, tem-se:

$$F_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} = 14,625 \text{ N, força alternada}$$

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} = 30,375 \text{ N, força média}$$

As tensões de cisalhamento atuantes na mola são:

$$\tau_a = k_B \cdot \frac{\pi d^3}{8 \cdot F_a \cdot D}$$

onde:

$$k_B = \frac{4C + 2}{4C - 3}$$

e

$$C = \frac{d}{D}$$

então,

$$\tau_a = 30,8 \text{ MPa}$$

e

$$\tau_m = k_S \cdot \frac{\pi d^3}{8 \cdot F_m \cdot D}$$

onde

$$k_S = \frac{k_B \cdot (4C - 3)(2C - 1)}{2C(4C + 2)} = 1,58$$

então:

$$\tau_m = 120,7 \text{ MPa}$$

sendo τ_a a tensão de cisalhamento alternada e τ_m a tensão de cisalhamento média.

Das características do material, ASTM A227-47, tem-se, conforme proposto por Shigley (1989), para determinar a tensão de ruptura, S_{ur} , os parâmetros $m = 0,201$ e

$A = 1510 \text{ MPa}$, tabelados:

$$S_m = \frac{A}{d^m} = 1211 \text{ MPa}$$

A partir desta tensão, pode-se calcular as tensões necessárias para a construção do Diagrama $S_m \times S_a$, de acordo com o método de Goodman:

$$S_{sy} = 0,45S_m = 545 \text{ MPa}$$

$$S_{sm} = 0,67S_m = 811 \text{ MPa}$$

$$S_{sc} = 310 \text{ MPa, para molas não pinadas}$$

A Figura 5.17. mostra o Diagrama de Goodman para esta mola.

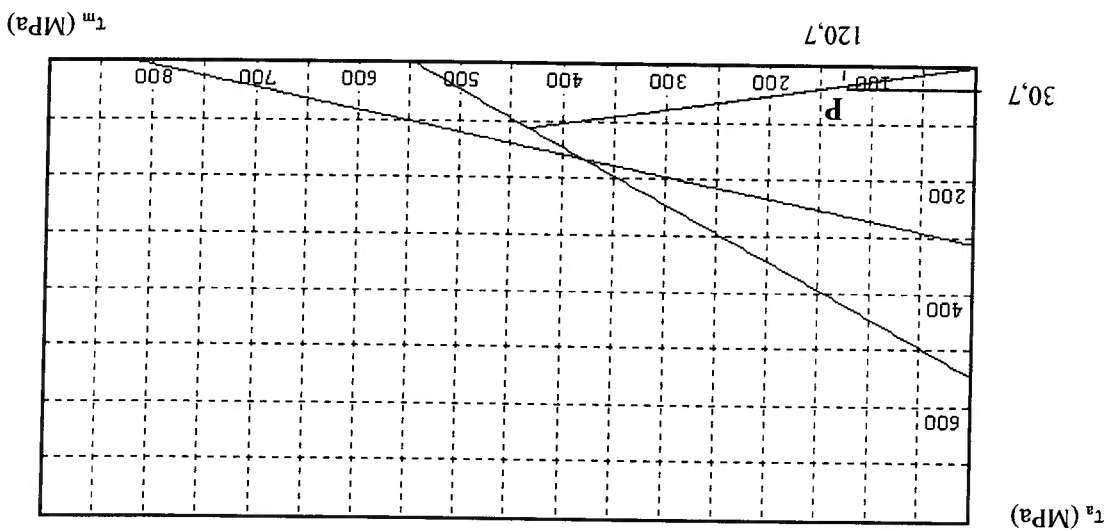


Figura 5.17. Diagrama de Goodman para a Mola da Válvula de Retenção Simples

Como o ponto P está interno ao polígono formado pelas duas retas, pelo critério de fadiga de Goodman, esta mola apresenta vida infinita, não interferindo desta forma na Confiabilidade da válvula e do sistema.

Como a válvula de retenção simples não tem vedações, ela não será considerada na determinação da Taxa de Falhas para os casos críticos.

5.4.4. Válvula Reguladora de Pressão

De acordo com a análise do tipo FMEA, a válvula reguladora de pressão, tipo alívio, também apresenta como causas de falhas o desgaste excessivo ou a quebra de molas, causando travamento ou vazamento. Logo, para este tipo de válvula também será analisada a condição de quebra da mola, lembrando que ela apresenta outro elemento de desgaste, que são as vedações, porém a falha principal é a fadiga da mola.

A Tabela 5.6. traz os parâmetros para determinação da vida útil por fadiga da mola da Válvula Reguladora de Pressão, tipo Alívio, produzida pela Vickers, denominada tipo CT, tamanho nominal 06, com pressão de abertura de 20 MPa.

Tabela 5.6. Características da Mola da Válvula de Alívio de Pressão, tipo CT

Parâmetro	Característica	Valor
Comprimento	L	35,5 mm
Diâmetro do Fio	d	2 mm
Diâmetro da Espira	D	8,6 mm
Número de Espiras	N	10
Área de Abertura	A_{ab}	$3,0 \times 10^{-5} \text{ m}^2$
Pressão de Abertura	P_{ab}	20 MPa
Material	Aço ASTM A227-47	

Do funcionamento da válvula, tem-se:

$$F_{\min} = 29 \text{ N}$$

$$F_{\max} = 58 \text{ N}$$

Com estes valores, tem-se:

$$F_a = 14,5 \text{ N}$$

$$F_m = 43,5 \text{ N}$$

As tensões de cisalhamento são:

$$\tau_a = 53,6 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = 132,2 \text{ MPa}$$

Das características do material, ASTM A227-47, tem-se, conforme proposto por Shigley (1989), para determinar a tensão de ruptura, S_{ut} , os parâmetros $m = 0,201$ e $A = 1510 \text{ MPa}$, tabelados:

A partir desta tensão, pode-se calcular as tensões necessárias para a construção do

Diagrama $S_m \times S_a$, de acordo com o método de Goodman:

$$S_m = \frac{d_m}{A} = 1314 \text{ MPa}$$

$$S_{sv} = 0,45S_m = 591 \text{ MPa}$$

$$S_{sm} = 0,67S_m = 880 \text{ MPa}$$

$$S_{sv} = 310 \text{ MPa, para molas não pinadas}$$

A Figura 5.18, mostra o Diagrama de Goodman para esta mola.

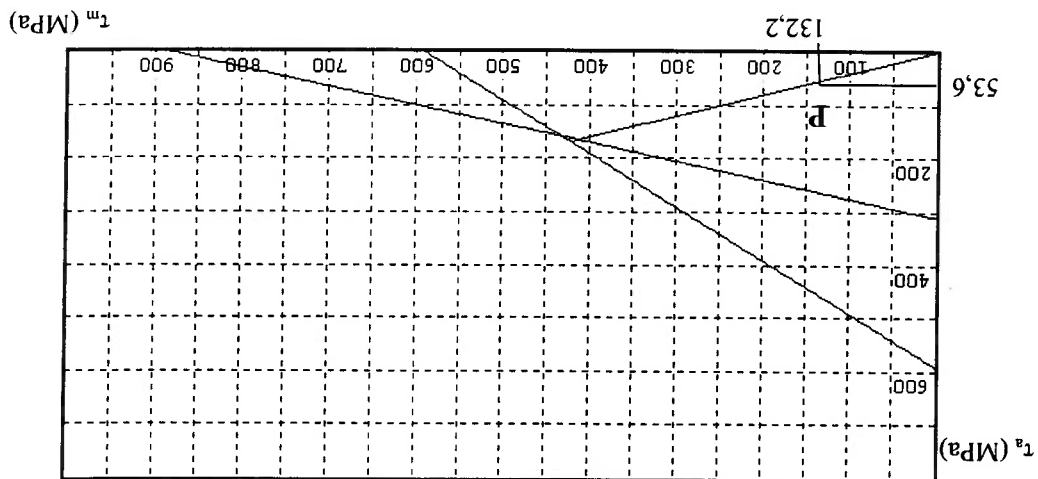


Figura 5.18. Diagrama de Goodman para a Mola da Válvula de Alívio de

Pressão

Da mesma forma que observado com a mola da válvula de retenção, como o ponto P está dentro do polígono, esta mola também tem vida infinita, não influenciando na confiabilidade da prensa.

Para esta válvula deve-se analisar ainda o que ocorre com as vedações, entretanto ela não possui vedações que trabalhem dinamicamente, como acontece no atuador hidráulico. Sendo todas elas estáticas, a vida útil destes componentes é bem maior

que a das vedações do atuador. Assim, esta válvula também não representa um fator determinante na confiabilidade da máquina.

5.4.5. Válvula Direcional

De acordo com os aspectos já analisados para as outras duas válvulas, retenção e alívio de pressão, os mesmos elementos, molas e vedações, não representam condições críticas de desgaste que possam influir no desempenho da prensa, em relação à Confiabilidade e à Taxa de Falhas. Esta válvula, entretanto, tem um componente diferenciado das demais, que deve ser analisado, os solenóides de acionamento.

Para a determinação desta Taxa de Falha, o *IEEE Guide to the Collection and Presentation of Electrical, Electronic, Sensing Component, and Mechanical Equipment Reliability Data for Nuclear-Power Generating Stations* (1984) traz os dados a seguir, para válvulas acionadas por solenóide com ação indireta, ou seja, acionadas por pressão piloto, para todos os Modos de Falha:

Taxa de Falhas:

(Alta): 200,0 falhas/10⁶ horas, ou em falhas/ano:

$$\lambda = \frac{200 \text{ falhas}}{10^6 \cdot \frac{1}{24} \cdot \frac{1}{365} \text{ anos}} = 1,752 \text{ falhas/ano}$$

Este dado leva ao resultado de uma Taxa de Falha constante, em torno de 1,752 falhas/ano, ou seja, muito menor que a Taxa de Falha das vedações do atuador hidráulico, que por sua vez, já é bastante inferior à Taxa de Falha da bomba, ao final de sua vida útil. Desta forma, o resultado obtido também não configura uma ocorrência determinante na Taxa de Falha da prensa.

Como as válvulas que operam na condição crítica não influem na confiabilidade da prensa, os outros componentes que não operam em condição crítica não serão analisados, pois a ocorrência de falha crítica fica afastada para estes.

5.5. Desenvolvimento da Árvore de Falhas

Com os dados obtidos no item anterior, pode-se construir uma Árvore de Falhas, que levará à Taxa de Falha global da prensa. A Figura 5.19, mostra a Árvore de Falhas para a prensa em estudo. Nesta Árvore, são consideradas apenas as falhas relevantes para o sistema, ou seja, a falha da bomba e do atuador hidráulico, sendo que o evento topo é a parada da máquina, incluindo a perda da capacidade de prensagem.

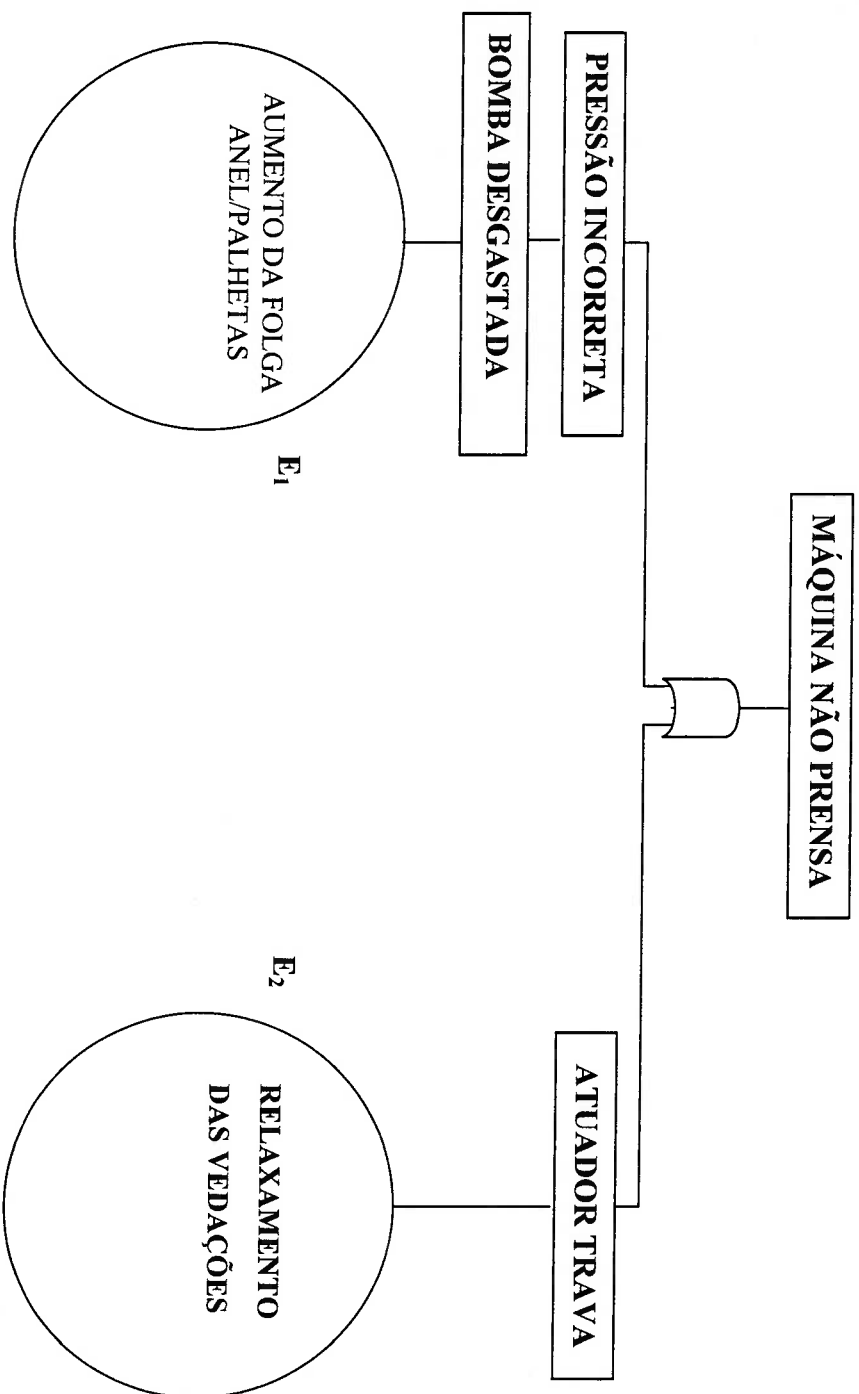


Figura 5.19. Árvore de Falhas para a Prensa de 250 toneladas

Como a Árvore de Falhas apresenta somente duas condições de probabilidade de falha catastrófica da prensa, as duas independentes, pela Teoria das Probabilidades pode-se determinar, para um dado intervalo, que:

$$P(E_1 \cup E_2) = P(E_1) + P(E_2) - P(E_1 \cap E_2)$$

onde:

$$P(E_1 \cap E_2) = P(E_1) \cdot P(E_2)$$

Sendo que os eventos E_1 e E_2 referem-se aos dois modos de falhas catastróficas da prensa.

A Figura 5.20 mostra o Gráfico da Confiabilidade Global pelo tempo, no intervalo de 0 até 4 anos de vida operacional do circuito hidráulico.

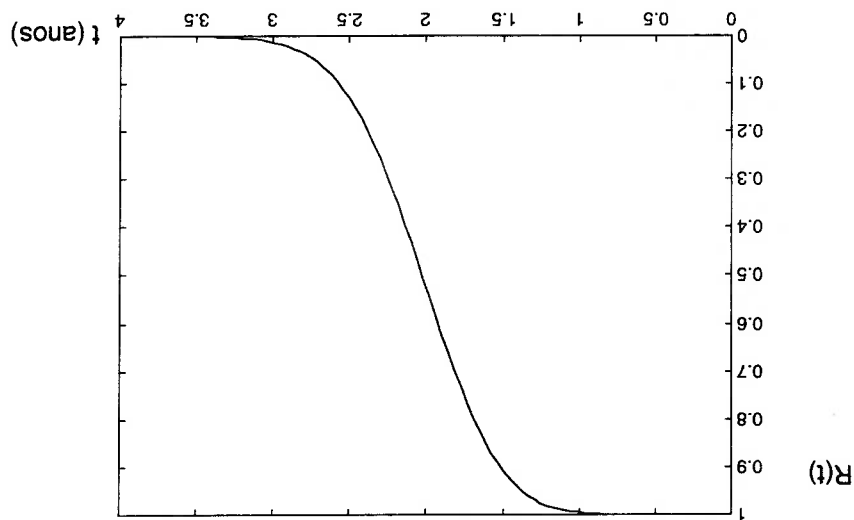


Figura 5.20. Gráfico da Confiabilidade Global pelo Tempo

No Gráfico da Figura 5.20, pode-se observar que a Confiabilidade Global do equipamento hidráulico da prensa começa a cair antes mesmo de 1 ano de uso, período de garantia, e que, para 2 anos, a Confiabilidade é 0,5, chegando a valores mínimos a partir de 3,1 anos.

Analisando este resultado, pode-se dizer que este seria o período no qual a máquina estaria trabalhando com possibilidade mínima de apresentar falha catastrófica seria

anterior a 2 anos, em torno de 1,8 anos. Se esta ocorrer, pode ser creditada a uma das hipóteses levantadas no início deste trabalho, como erro de projeto, utilização inadequada, contaminação ou temperatura excessivas.

5.6. Considerações Finais

A proposta inicial deste capítulo é a de analisar a Confiabilidade do Sistema Hidráulico “Alto e Baixo” de uma Prensa de 250 toneladas, com base em critérios de Modos e Taxas de Falha utilizados pela Teoria da Confiabilidade.

Para este desenvolvimento foi selecionada uma máquina de larga utilização no setor industrial de conformação mecânica de materiais, com um sistema hidráulico relativamente simples. Foram levantados parâmetros estimados a partir de dados reais, obtidos com fabricantes de equipamentos ou na literatura especializada, que permitiram a elaboração de dois critérios de análise de Confiabilidade: a análise do tipo FMEA e a Árvore de Falhas. Esta análise qualitativa e quantitativa levou a resultados que são discutidos neste item.

5.6.1. Sistema Hidráulico

O sistema hidráulico escolhido para este estudo foi retirado de um projeto real da empresa Luxor, fabricante de prensas hidráulicas de diversos portes para aplicações variadas. O sistema, chamado de “Alto e Baixo”, tem ampla utilização na fabricação deste tipo de máquinas por sua simplicidade de projeto, facilidade construtiva e economia de potência instalada.

Foi utilizado o sistema hidráulico convencional, para que este fosse o mais básico possível, evitando assim a dispersão nos resultados. Para este sistema, dados informais de fabricantes de equipamentos apontam como componente crítico sob o ponto de vista de desgaste, logo de maior influência na Confiabilidade, a bomba de alta pressão. Esta afirmação foi reiterada pela literatura especializada, que cita a bomba como o componente crítico em qualquer sistema, por seus aspectos variados de desgaste lubrificado, adesivo e abrasivo.

A bomba escolhida foi uma bomba de palhetas, que tem como principal aspecto tribológico o desgaste abrasivo e adesivo no contato entre as palhetas e o anel. Os resultados obtidos para esta bomba consideram sobretudo o fato dela trabalhar em uma pressão muito próxima de sua pressão máxima recomendada pelo fabricante, configurando condição crítica de solicitação. É importante notar que estes resultados podem servir como orientação para possíveis estudos com as bombas de engrenagens e de pistões, verificando sempre sua condição crítica de desgaste.

Pode-se observar também que não é só a bomba que trabalha na condição crítica, observação que também se aplica ao atuador hidráulico e a três tipos de válvulas diferentes. O baixo nível de sofisticação tecnológica do sistema em estudo teve também por objetivo centrar a atenção nos equipamentos hidráulicos puramente mecânicos, com pouca influência de partes elétricas, resumidas aos dois solenóides da válvula direcional elétrica. É importante ressaltar que o mesmo sistema “Alto e Baixo” apresenta uma variação com válvulas de alívio de pressão com comando de alívio elétrico, que não foi considerado justamente por introduzir no sistema outros solenóides com diferentes solicitações daqueles analisados, além de sensores elétricos de acionamento, tornando o sistema híbrido eletro-hidráulico.

Outro fator de simplicidade do sistema refere-se à análise de complexidade do projeto e dos componentes utilizados. A bomba de vazão fixa do sistema, por exemplo, é mais simples que sua equivalente com vazão variável, que pode ser analisada da mesma forma que a fixa. Entre as válvulas deve-se ressaltar que o sistema escolhido emprega uma pequena quantidade delas e a mais complexa é uma válvula direcional elétrica, de complexidade bem inferior a qualquer válvula de comando eletrônico, por exemplo.

A intencionalidade da escolha do sistema “Alto e Baixo” visou, então, uma maior facilidade de detecção dos componentes críticos, sujeitos a falhas catastróficas ou críticas, e dos menos críticos, sem os quais a máquina pode realizar sua operação principal, sem possibilidade de realizar as operações secundárias com os parâmetros de projeto, força e velocidade, previstos para a máquina. Cabe dizer que isto é possível porque o sistema, mesmo sendo simples, não é totalmente básico, no qual a falha de qualquer componente poderia ser crítica.

Isto significa que a partir deste sistema, o critério de análise desenvolvido pode ser aplicado a outros tipos de sistemas hidráulicos, com projetos mais sofisticados, maior número de componentes, encadeamentos lógicos de funcionamento e outros graus de dificuldade de análise. Esta extensão é possível pela divisão do sistema pela responsabilidade dos componentes e pela verificação da sua forma de comunicação. Estes critérios se mostraram bastante satisfatórios, pois levaram rapidamente à detecção dos componentes críticos, evitando a dispersão da análise em componentes de baixa responsabilidade ou isolados dos outros. Assim é que se chegou aos dois componentes críticos, a bomba e o atuador, que podem causar falha catastrófica no sistema.

Detectados os componentes críticos, a análise de sua condição tribológica resultou nos parâmetros de Confiabilidade. Esta análise, feita para a bomba a partir de literatura especializada, comparando um modelo matemático de desgaste e resultados obtidos experimentalmente, que apesar de apresentar limitações, conduziu com relativa facilidade à determinação de sua vida útil, que foi corroborada informalmente por empresas fabricantes e especializadas em manutenção destes equipamentos.

O que se deve observar principalmente nestes resultados são as hipóteses simplificadoras do modelo, que se relacionam diretamente ao fluido hidráulico, com severos controles de contaminação e de temperatura, sem os quais os resultados poderiam ser bastante alterados. A dificuldade encontrada em relação a estes procedimentos foi de adaptar a condição do estudo, quase ideal, à condição real de trabalho, muito mais severa, mesmo que o usuário mantenha as recomendações dos fabricantes da bomba e dos filtros para reduzir ao máximo seu nível de contaminação.

Em relação aos outros componentes, seu modelo de desgaste foi reduzido ao desgaste ou falha de suas partes críticas, sendo estas as vedações, molas e solenóides. Dentre estes, os de maior simplicidade de análise foram as molas, que têm características de quebra muito bem analisadas na literatura. Para as molas das válvulas foram propostos dois critérios, fadiga e frequência, este último logo descartado pela não ocorrência de solicitações dinâmicas de alta frequência neste tipo de máquina. A

fadiga foi analisada a partir dos critérios mais utilizados propostos na literatura e conduziram a um resultado antecipadamente conhecido de projeto para vida infinita. Um fator de maior complexidade neste estudo refere-se à análise das vedações de borracha, que, conforme citado no corpo do texto, não apresentaram modelo genérico de desgaste, sendo estudado cada caso, com o auxílio de ensaios específicos. A literatura especializada, porém, trouxe uma importante informação sobre a criticidade de vedações de borracha, que ocorre pelo fenômeno conhecido por relaxamento, que foi analisado para o atuador lançando mão de uma possível condição de travamento deste pela expansão irreversível das vedações. Esta hipótese mostrou validade ao resultar na vida útil verificada, que também foi reiterada informalmente por empresas especializadas em fabricação e manutenção de atuadores hidráulicos. As vedações das válvulas foram desconsideradas por serem de caráter estático, sofrendo solicitação bem diferente das do atuador, que são solicitadas à pressão e ao atrito de partes móveis.

A última parte analisada foi o solenóide da válvula direcional, a partir de resultados obtidos também em literatura, esta especializada já em Confiabilidade, que demonstraram, neste caso específico, pouca relevância em relação à condição crítica de desgaste do sistema.

A partir destes modelos, pode-se concluir que a hierarquia de criticidade afirmada pelos fabricantes de equipamentos se mantém: o componente mais crítico do sistema é a bomba, seguida do atuador hidráulico e, com significância bem menor vêm as válvulas. Na análise de outros sistemas a partir deste modelo pode-se chegar a outros resultados com relação à criticidade das válvulas, ou até mesmo em sistemas mais sofisticados, com mais de um atuador, a concluir que este pode apresentar criticidade inferior à de outro componente qualquer, quando não estiver submetido à solicitação crítica do sistema hidráulico.

5.6.2. Análise da Confiabilidade

Em relação à Análise de Confiabilidade propriamente dita foram usados os recursos já citados, como a análise tipo FMEA e a Arvore de Falhas, a partir dos dados obtidos sobre a criticidade dos componentes.

Deve-se observar inicialmente uma hipótese importante sobre o uso da Distribuição Normal: os parâmetros da mesma, para a bomba e o atuador, foram obtidos com base em informações dos próprios fabricantes de equipamentos sobre a ocorrência de retrabalho em componentes ainda no período de garantia, que gira em torno de um ano para a maioria dos fabricantes, a qual define uma probabilidade de falha no início da vida operacional, e sobre a quantidade de componentes que conseguem atingir a vida útil proposta em sua fabricação, que seria cumprida se as máquinas trabalhassem em condições ideais de pressão, contaminação e temperatura, que define a probabilidade do equipamento atingir uma vida operacional específica.

Admitida a validade da Distribuição Normal, pode-se verificar que os resultados obtidos para a Probabilidade de Falha, a Confiabilidade e as Taxas de Falhas apresentaram boa correlação, para a máquina analisada, com as informações obtidas dos fabricantes dos equipamentos e das empresas especializadas em manutenção, principalmente pela condição de trabalho em pressão próxima das pressões limites dos componentes.

A análise de Confiabilidade apresentou para cada componente um diferente nível de Taxa de Falhas, de acordo com sua solicitação e seus Modos de Falha. Os resultados obtidos mantiveram-se dentro do esperado, mostrando a Taxa crítica para bomba, entretanto com pouca diferença para as vedações do atuador. Cabe lembrar que é usual em sistemas hidráulicos, em caso de paradas programadas para manutenção, a troca das vedações de todos os componentes, e que, além disso, estes são os componentes de mais fácil detecção de falha, porque desta resulta vazamento externo de fluido, de fácil percepção. Até mesmo a condição de desgaste crítico da bomba é facilmente detectável, por apresentar significativa variação no ruído produzido durante a operação e visível variação na pressão lida até mesmo em manômetros simples do tipo Bourdon.

A partir dos resultados obtidos na análise do tipo FMEA foi elaborada a Árvore da Falhas, bastante simplificada, por considerar apenas os componentes da alta criticidade verificada na análise FMEA. Assim, a Probabilidade de Falha resumiu-se a dois eventos independentes, facilitando a determinação da Probabilidade de Falhas e da Confiabilidade Globais, pela inexistência de redundâncias. Como resultado significativo da Árvore pode-se citar o início da queda da Confiabilidade próximo ao período final de garantia dos componentes, acentuando-se próxima aos dois anos de utilização da máquina, prazo que coincide com a recomendação dos fabricantes sobre uma terceira provável troca de filtros e uma primeira limpeza no reservatório de fluido hidráulico.

Os resultados obtidos na análise de Confiabilidade podem ser entendidos a outros equipamentos hidráulicos em outros tipos de máquinas, o que pode servir como base para a elaboração de um Plano de Manutenção Centrado em Confiabilidade (PMCC) para sistemas hidráulicos industriais. Este plano pode se basear na análise de Confiabilidade, resultando na determinação de paradas para manutenção preventiva com planejamento detalhado de datas e de ações a serem tomadas. As datas podem ser obtidas a partir dos gráficos de Confiabilidade e de Taxa de Falha e as ações estão claramente apresentadas na FMEA. Esta técnica, aliada à constante verificação das recomendações sobre filtragem, pode se constituir em uma importante ferramenta para usuários de máquinas, na manutenção programada de seu parque, evitando paradas para manutenção corretiva e também na programação de compra de material para substituição de componentes e de suas partes, resultando em minimização dos custos de manutenção. Basta verificar que, se na primeira parada sugerida para a máquina em estudo, que seria em torno de dois anos, conforme mostram os resultados discutidos, fossem substituídas a bomba de alta pressão e as vedações de todos os componentes e feita a troca de fluido, a máquina reiniciaria seu trabalho a partir de Probabilidade de Falha zero, mesmo não sendo sua data zero de funcionamento, o que aumentaria substancialmente a longevidade do equipamento.

6. COMPARAÇÃO DA CONFIABILIDADE DO SISTEMA HIDRÁULICO DE UMA PREENSA SEMI-AUTOMÁTICA AO DE UMA PREENSA AUTOMÁTICA

6.1. Considerações Iniciais

Já há duas décadas os avanços da eletrônica e da informática deflagraram um processo de modernização na construção de máquinas. O desenvolvimento de válvulas proporcionais, que surgiram para substituir as servoválvulas, com desempenho aproximado destas, entretanto com custo muito menor, trouxe inúmeros benefícios aos sistemas hidráulicos em geral, em diversas aplicações industriais.

Assim, as máquinas voltadas à conformação mecânica de materiais, que incorporaram esta nova tecnologia, ganharam rapidamente o mercado, pois possibilitaram obter melhores resultados em qualidade e produtividade, o binômio que comandou o avanço industrial no final do século 20.

Porém, mesmo que com custo menor aos das servoválvulas, as válvulas proporcionais ainda têm custo muito elevado quando comparadas aos sistemas chamados convencionais, que utilizam comandos elétricos simples, do tipo liga-desliga, sensores mecânicos e elétricos do tipo contato e instrumentos mecânicos, como manômetros do tipo Bourdon. Não que estes equipamentos tenham perdido totalmente sua aplicabilidade, mas em alguns tipos de máquinas eles são considerados atualmente como totalmente obsoletos.

Um exemplo típico é o das injetoras de termoplásticos, cujos fabricantes desenvolveram plataformas mais modernas em conjunto com as indústrias eletrônica, hidráulica, pneumática e de informática. Sem estes avanços seria impossível, por exemplo, a fabricação de embalagens PET para refrigerantes, totalmente incorporadas à realidade atual em todo o mundo.

O principal impedimento para a total substituição da hidráulica chamada convencional na fabricação de máquinas, então, ainda é o custo de aquisição. Para que um usuário de máquinas adquira este tipo de equipamento, com tecnologia mais sofisticada, ele avalia com cautela a relação custo-benefício antes de investir alguns milhares de dólares em uma máquina que não converter sua produção em um ganho financeiro desta

monta antes, por exemplo, da queima de um solenóide proporcional, com consequente parada de máquina e, em alguns casos, até mesmo com perda de produção.

Surgiu então uma necessidade, que a indústria de sistemas hidráulicos vivencia desde os anos 80, de provar a seus clientes que a eficiência dos sistemas proporcionais compensa qualquer diferença de custo entre estes e os sistemas convencionais.

Esta não é uma tese tão simples de ser comprovada, por isso tem merecido atenção dos fabricantes de máquinas e de equipamentos, sem que a pergunta tenha sido ainda respondida. Neste trabalho procura-se esta justificativa à luz da comparação da Confiabilidade entre os dois sistemas, ainda que para um tipo específico de máquina, com um tipo ainda mais específico de sistema hidráulico utilizado.

Esta comparação pode elucidar ao menos uma das dúvidas mais frequentes dos usuários de máquinas com acionamento hidráulico, que refere-se à influência das válvulas proporcionais na vida útil do sistema hidráulico, em sua manutenção, na possibilidade de paradas por falhas aleatórias e na diluição de seu custo de aquisição pelo período operacional livre de paradas por falhas esperadas.

6.2. As Válvulas Proporcionais

Não é intenção deste trabalho detalhadamente sobre o funcionamento das válvulas proporcionais, mas é necessário conhecer ao menos seus princípios, as vantagens de sua utilização e as diferenças principais entre elas e as válvulas convencionais.

Atualmente são fabricados dois tipos genéricos de válvulas proporcionais: vazão e pressão. Ambas possibilitam a inclusão de um sistema de controle nas máquinas, que pode ser de malha aberta, mais simples e menos custoso, ou de malha fechada, mais sofisticado e de maior custo, porque são os mais próximos das servoválvulas.

O princípio de funcionamento, similar aos dois tipos, baseia-se na utilização de solenóides proporcionais que apresentam variação de uma grandeza de saída – que pode ser posição ou força – com uma grandeza de entrada, que pode ser corrente ou tensão elétricas. A vantagem principal reside na facilidade de variação controlada na grandeza de entrada, resultando em um controle de saída relativamente simples.

6.2.1. Válvulas Proporcionais de Vazão

As válvulas proporcionais de vazão são as mais simples, porque derivaram diretamente da tecnologia usada nas servoválvulas. De uma forma geral, estas válvulas combinam duas funções, a de controle direcional e a de controle de vazão. Elas têm uma plataforma mecânica similar à das válvulas direcionais acionadas por solenóides elétricos do tipo liga-desliga, com algumas adaptações para melhorar o desempenho dos solenóides proporcionais.

Os solenóides usados nestas válvulas são do tipo posição, ou seja, a uma grandeza de entrada, que pode ser uma corrente elétrica de 4 a 20 mA, corresponde uma posição da cartela da válvula, que pode ocupar infinitas posições entre a totalmente aberta e a totalmente fechada. Como este cartel funciona como elemento vedante entre a entrada e a saída de fluido na válvula, cada posição ocupada corresponde a uma vazão de saída. Isto resulta em controle de velocidade do atuador, que pode ter variações durante um mesmo movimento, sem utilizar conjuntos de válvulas em cascata, que não têm o mesmo desempenho das proporcionais. A Figura 6.1. mostra um diagrama de blocos simplificado para estas válvulas, em malha aberta.

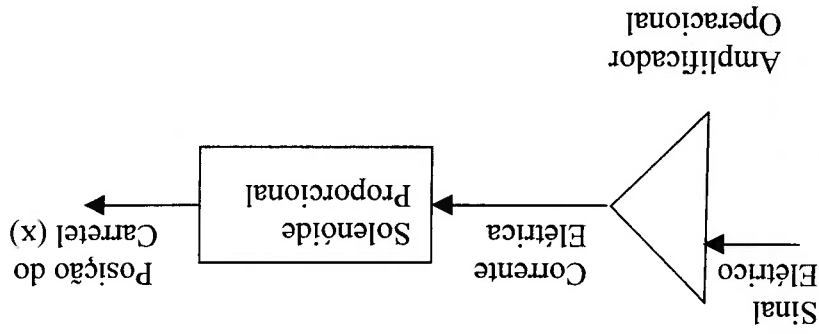


Figura 6.1. Diagrama de Blocos Simplificado do Acionamento de um Solenóide Proporcional de Posição

O amplificador operacional é o dispositivo eletrônico responsável pela aquisição de um sinal elétrico e do condicionamento da corrente elétrica de saída, que alimenta o solenóide, onde o sinal elétrico de corrente transforma-se em uma posição do cartel,

pela formação de um campo de indução eletromagnética que desloca uma haste solidária ao carretel, contra uma mola colocada em oposição.

Além do solenóide proporcional, estas válvulas têm características construídas que facilitam seu controle dinâmico, baseadas no equilíbrio das forças do fluido no interior da válvula, para que esta possa manter o carretel na condição de equilíbrio dinâmico com relativa estabilidade.

Como se pode notar, todo o controle é de corrente elétrica e ocorre no amplificador operacional, conhecido pelos fabricantes e usuários de equipamentos hidráulicos como “cartela eletrônica”. Este amplificador pode agregar outras funções de controle, como o importante controle de rampa, que tem grande influência no desempenho do sistema hidráulico, porque permite um ajuste físico de tempo de resposta da válvula, que resulta, entre outros efeitos, na minimização da ocorrência de picos de pressão indesejáveis, que interferem diretamente na confiabilidade de todo o sistema hidráulico, principalmente da bomba. Outro controle importante é o ajuste de ganho, que permite modular a faixa de vazão proporcionalmente ao sinal elétrico de entrada, configurando um típico controlador PID, operando proporcionalmente.

6.2.2. Válvulas Proporcionais de Pressão

Mais recentes que as válvulas proporcionais de vazão, estas válvulas utilizam solenóides do tipo força proporcional à corrente elétrica. Pode-se dizer que elas são idênticas às válvulas reguladoras de pressão convencionais, com uma alteração básica: a mola de regulação de pressão é substituída por um solenóide de força, com o mesmo efeito. Isto significa dizer que para cada valor de corrente elétrica de saída do solenóide proporcional existe uma força atuante no obturador da válvula, resultando na regulação de pressão do sistema, ou de parte dele.

Esta válvula também admite múltiplos ajustes em seu amplificador operacional, correspondentes a diferentes pressões de regulação, permitindo variação na força do atuador hidráulico durante um mesmo movimento, também com controle de rampa e de ganho, além de outras possibilidades de controle de pressão, com larga utilização em máquinas de conformação de materiais.

6.3. Sistemas Hidráulicos Proporcionais

Os sistemas hidráulicos que utilizam válvulas proporcionais apresentam algumas diferenças importantes em relação aos convencionais. A primeira refere-se ao projeto, porque nos projetos de sistemas proporcionais são consideradas variáveis que influem pouco no desempenho dos sistemas convencionais. As válvulas proporcionais são elementos de controle dinâmico do sistema, sofrendo influência direta, por exemplo, da compressibilidade do fluido, desprezível na maioria das aplicações convencionais.

Outra necessidade típica dos sistemas proporcionais, principalmente os que operam em malha fechada, configurando efetivamente o controle das variáveis do processo, é uma maior diversificação e sofisticação nos sensores e instrumentos. O sinal adquirido pelo amplificador operacional pode vir de um simples potenciômetro até de um sofisticado Controlador Lógico Programável, ou de vários sensores encaixados em barramentos na máquina.

No caso das válvulas de vazão, que controlam a posição ou a velocidade do atuador, as chaves tipo fim-de-curso são frequentemente substituídas por transdutores lineares tipo LVDT, ou por sensores de proximidade indutivos. Já para as válvulas de pressão, os sensores mais modernos são os transdutores de pressão, que substituem os pressostatos. Em relação aos instrumentos, o mais utilizado nos sistemas hidráulicos são os medidores de pressão, que também são transdutores de pressão. em lugar dos imprecisos e pouco confiáveis manômetros tipo Bourdon, que não conseguem detectar, por exemplo, os picos de pressão do sistema, por seu tempo de resposta muito grande.

Os sistemas proporcionais exigem também um melhor controle de contaminação do fluido hidráulico, conforme pode ser visto na Tabela 4.9. deste trabalho, além de melhor controle de temperatura, que pode tornar um sistema instável e a máquina inoperante.

6.4. Confiabilidade nos Sistemas Proporcionais

A idéia inicial de variação na Confiabilidade de um sistema proporcional em relação a um sistema convencional refere-se à introdução de elementos eletrônicos, passíveis de falhas aleatórias, as quais tem menor ocorrência nos sistemas convencionais. Este fato é

real, entretanto não pode ser visto de maneira isolada, pois comprometeria importantes ganhos técnicos nas máquinas que utilizam esta tecnologia.

O que não se considera com esta premissa são as melhorias no sistema inerentes à presença das válvulas proporcionais, além das principais citadas, na qualidade do produto fabricado e na produtividade do equipamento.

Uma das vantagens dos sistemas proporcionais em relação aos convencionais é a redução nos picos de pressão aos quais o sistema hidráulico é sujeito por seu próprio funcionamento. O fechamento brusco de uma válvula direcional, por exemplo, gera um golpe de aríete na bomba, uma sobrepressão, que foi vista no Capítulo 5 deste trabalho como causa principal do desgaste acelerado da bomba. O uso da válvula direcional proporcional de vazão com controle de rampa, conforme citado reduz sobremaneira esta ocorrência. Em sistemas mais sofisticados, estes picos de pressão podem ser monitorados por transdutores de pressão que, em malha fechada com a válvula podem alterar o tempo de fechamento da válvula para garantir amplitude e frequência dos picos em faixas aceitáveis. Isto já ocorre em algumas injetoras de termoplasticos.

Os controles de contaminação e de temperatura necessários aos sistemas proporcionais já alteram de forma positiva as condições de Confiabilidade do sistema, menos sujeito aos problemas inerentes a esses dois importantes fatores de desgaste acelerado. Outro ganho importante verificado nos sistemas proporcionais, que está indiretamente ligado à Confiabilidade, refere-se à melhoria na condição de segurança do operador, o que pode reduzir efetivamente a probabilidade de ocorrência de falha humana.

Além de todos os aspectos citados é importante ressaltar novamente a melhoria no projeto da máquina, não somente do sistema hidráulico, mas também estrutural, e de outros sistemas presentes nos equipamentos. Pode-se citar aqui o exemplo das prensas, que sob a tecnologia proporcional verificaram importantes alterações em seus projetos estruturais, para suportar maiores frequências de acionamento e pressões mais altas, melhorias nos sistemas de lubrificação nas partes móveis, sujeitas a diferentes variações de velocidade em cada operação, e até mesmo na tecnologia de fabricação de estampos, ferramentas e moldes.

Voltando ao exemplo das injetoras, na década de 80 surgiu a tecnologia do chamado “bloco PQ”, para máquinas com sistemas proporcionais. Esta tecnologia considera, em seu projeto de sistema hidráulico, para garantir rendimento máximo do sistema de

controle, até mesmo o peso do molde, a folga entre as furções do molde e as colunas e o acabamento superficial de todas as partes móveis das máquinas. Logicamente, toda esta tecnologia adicional acaba resultando em ganho de Confiabilidade da máquina.

6.5. Aplicação de um Sistema Hidráulico Proporcional na Prensa de 250 Toneladas e Comparação da Confiabilidade.

A prensa escolhida para este estudo é demasiadamente simples para que nela seja incorporada tecnologia proporcional, mas existe este tipo de máquina disponível no mercado, o que leva a considerar esta comparação.

Para esta máquina, pode-se sugerir a substituição das válvulas reguladoras de pressão convencionais por válvulas proporcionais de pressão e a válvula direcional elétrica pela proporcional de controle e vazão.

Uma rápida análise pode apontar a substituição da válvula direcional como desnecessária, porque a prensa hidráulica com sistema "Alto e Baixo" opera justamente no sentido de aumentar a velocidade de acionamento na aproximação, com redução na mensagem feita pela própria mudança de bomba. Pode-se verificar, entretanto que esta mudança de vazão acarreta um pico de pressão, causado pela desaceleração brusca do atuador hidráulico, que tem uma redução de velocidade da ordem de 10 vezes. Além disso, a velocidade final de mensagem depende exclusivamente da bomba, que sozinha não garante estabilidade na vazão, principalmente por operar muito próxima à sua pressão máxima de projeto. A introdução da válvula direcional proporcional poderia garantir também uma desaceleração final no atuador, antes de seu final de curso, minimizando outra possibilidade de pico de pressão, que poderia elevar a pressão do sistema momentaneamente próximo de 40 MPa (1,5 vezes a pressão de trabalho no mesmo instante).

Se a válvula proporcional de vazão não apresenta uma necessidade direta, o mesmo não se pode dizer das válvulas de pressão proporcionais, que controlariam integralmente a pressão de alívio das duas bombas, desde zero até a pressão máxima de projeto para cada uma delas, com controle no tempo de variação.

Uma idéia para esta máquina especificamente, que fabrica cartões para utilização bancária, e que trabalha com placas aquecidas para moldagem do termoplástico, seria

fechar uma malha de controle com aquisição de sinal de temperatura para controle da pressão de prensagem, que poderia variar desta forma, buscando melhor aproveitamento de potência instalada na máquina.

Também como citado, a máquina teria a introdução de sensores para controlar a variação de pressão, possibilitando estreitar a faixa de pressão de trabalho, minimizando as perdas de potência no sistema hidráulico.

Em contrapartida a todas estas vantagens, deve-se analisar a diferença de Confiabilidade entre as válvulas convencionais e as proporcionais. No caso das válvulas de pressão, que conforme visto tem seu principal elemento de desgaste, a mola, com vida infinita, esta comparação é desnecessária, porque a desvantagem é clara para as válvulas proporcionais, cujos solenóides apresentam Taxa de Falha igual a $476,0$ para 10^6 horas de utilização, ou seja, a Taxa é constante igual a $4,76 \times 10^{-4}$ /horas.

A válvula direcional elétrica tem Taxa de Falha de $2,0$ para 10^4 horas, inferior à do solenóide proporcional, o que pode representar certa relevância no caso em que o sistema emprega diversas válvulas deste tipo, mas no caso em estudo, nenhuma das duas taxas interterem diretamente na Confiabilidade.

Pode-se concluir, então, que para um período de operação predeterminado, a Taxa de Falhas dos solenóides proporcionais não é relevante para determinação da Confiabilidade do sistema, o que pode justificar sua utilização em virtude dos ganhos de desempenho citados.

6.6. Considerações Finais

Desta breve análise, pode-se concluir que os ganhos obtidos com a máquina automática são muito superiores às possíveis variações nos resultados de Probabilidade de Falha e de Confiabilidade, bem como de Taxas de Falha.

Este aspecto foi incluído no trabalho para demonstrar que não existe grande interferência das válvulas proporcionais na Confiabilidade da máquina. Por ser uma máquina de concepção bastante simples, a prensa em estudo talvez não necessitasse ser automatizada, mas se estes resultados forem estendidos a outros tipos de equipamentos, pode-se comprovar que o aumento de eficiência devido à inclusão dos sistemas

proporcionais sobrepunja com grande vantagem a minoração da Confiabilidade, que como foi visto, não é significativa.

Esta premissa pode ter grande validade para os fabricantes de máquinas que não conseguem justificar a seus clientes a utilização de sistemas hidráulicos proporcionais, esbarrando sempre em uma hipótese não comprovada de maiores dificuldades na manutenção da máquina. Prevalece, então, somente o impeditivo do alto custo de aquisição da máquina quando confrontado ao de uma similar semi-automática, ou com sistema hidráulico convencional.

7. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

7.1 Considerações Iniciais

O estudo da confiabilidade de sistemas hidráulicos é de grande importância atualmente, não só na definição da provável vida útil operacional de seus componentes, mas principalmente pela possibilidade de seus resultados auxiliarem na crítica ao projeto de um sistema hidráulico aplicado em uma máquina qualquer, orientando na escolha de componentes mais adequados, que promovam uma operacionalidade mais longa ao equipamento, livre de paradas inesperadas para manutenção, que incorrem sempre em um custo elevado e desnecessário.

A confiabilidade também considera as condições na qual o sistema deve operar e quais as conseqüências se ele operar fora destas, ou seja, se a máquina for utilizada com parâmetros funcionais diferentes dos estipulados em seu projeto. Além disso, também leva-se em consideração a manutenção do fluido hidráulico em relação à contaminação e à temperatura, os dois fatores que influenciam em sua degradação e na rápida falência dos componentes hidráulicos.

A aplicação da análise tipo FMEA e análise da árvore de falhas conduzem a resultados qualitativos e quantitativos a respeito da confiabilidade do sistema, que são de interpretação simples e imediata. A aplicação destas ferramentas ganha maior complexidade com o grau de sofisticação do sistema hidráulico, muitas vezes requerendo auxílio de ferramentas computacionais, entretanto, para sistemas pouco complexos, como o analisado neste estudo, a aplicação da análise tipo FMEA e da análise da árvore de falhas são relativamente simples, dependendo principalmente do critério de vida operacional escolhido para os componentes, bem como de seus modos de falha.

7.2. Conclusões

Os objetivos deste trabalho são a aplicação da Teoria de Confiabilidade, por meio dos métodos FMEA e de Árvore de Falhas para avaliar a possibilidade de falhas dos componentes de um sistema hidráulico utilizado em prensas de repuxo; a

determinação dos principais modos de falhas dos componentes hidráulicos, suas causas e efeitos sobre o desempenho da prensa e quais as ações preventivas adequadas para evitar a ocorrência de falhas que incorrem na total parada do equipamento e a probabilidade de falhas do sistema hidráulico da prensa, a partir da análise de desgaste de cada componente, para prensas de repuxo com sistema hidráulico convencional e com sistema eletrônico de comando. Para tal, é proposto um modelo para a análise de confiabilidade dos sistemas hidráulicos mais utilizados em prensas de repuxo, baseado no conceito de Vida Útil Operacional e na análise dos Modos de Falha de seus componentes. O modelo é aplicado na análise de uma prensa de 250 toneladas, utilizada na fabricação de pastilhas de freio para veículos de passeio, que opera da mesma forma que as prensas de repuxo e emprega o mesmo sistema hidráulico destas.

O desenvolvimento deste trabalho leva às seguintes conclusões:

1. A confiabilidade de um sistema hidráulico utilizado em prensas de repuxo deve ser analisada a partir de condições claras de funcionamento da máquina e de manutenção do fluido, que, se alteradas, levam a resultados diferentes dos observados na prática.
2. A análise de confiabilidade deve partir de um critério bem definido, que pode ser escolhido interpretando-se os aspectos funcionais da máquina e do próprio sistema hidráulico, considerando sua condição crítica de operação; neste caso o critério escolhido foi o desgaste dos componentes do sistema hidráulico e a condição crítica de análise foi a pressão de operação da prensa.
3. O modelo proposto foi de simples aplicação, porque o sistema hidráulico analisado é relativamente simples, dependendo fundamentalmente da interpretação dos modos de falhas dos componentes dos sistemas hidráulicos, obtidos na análise tipo FMEA e da probabilidade de falha do sistema, obtida na árvore de falhas; os modelos de desgaste dos equipamentos podem ser encontrados na bibliografia especializada, inclusive com resultados de testes laboratoriais que auxiliam na análise quantitativa da confiabilidade.
4. O modelo pode indicar uma correta escolha de componentes do sistema hidráulico, como na escolha da bomba utilizada no caso estudado, que, devido ao critério de desgaste associado à perda de rendimento volumétrico,

esta função da prensa de operação, deveria ser uma bomba de pistões axiais, que apresenta melhor resultado sob os critérios analisados.

5. A análise do modelo indica a bomba como componente mais crítico do sistema hidráulico estudado; o cilindro hidráulico é o segundo componente em criticidade, sendo que o desgaste nas válvulas não é de grande relevância para a determinação da confiabilidade deste sistema hidráulico.

6. Aplicando o modelo na prensa de mesma capacidade, porém com válvulas de comando eletrônico, a variação nos resultados de confiabilidade só ocorre em relação ao uso de solenóides proporcionais ao invés de solenóides liga-desliga; entretanto, esta variação não representa uma alteração substancial na confiabilidade do sistema, que ainda é dependente do desgaste da bomba, que pode ser reduzido com os ganhos obtidos na utilização de controle de pressão proporcionais introduzidos na prensa chamada de automática.

7. A validação do modelo proposto necessita de dados mais consistentes fornecidos pelos fabricantes das prensas hidráulicas e seus usuários, além de informações por parte dos fabricantes de componentes de sistemas hidráulicos e de suas partes e peças.

7.3. Recomendações para Trabalhos Futuros

Como neste trabalho foi adotado um único modo de falha para todos os componentes, ou seja, o desgaste, pode-se partir dos resultados obtidos em uma outra análise na qual sejam considerados os modos de falha críticos para cada componente, ou família de componentes, como bombas e motores hidráulicos, cilindros hidráulicos, válvulas e acessórios, para verificar se há grandes alterações nos resultados de confiabilidade.

Como foi admitida uma condição de trabalho para o sistema hidráulico da prensa em estudo na qual os dois principais fatores de degradação do fluido são controlados, contaminação e temperatura, uma sugestão para trabalhos futuros é analisar a influência destes fatores na confiabilidade, em condições reais de funcionamento da máquina.

Outra sugestão seria a de analisar outro tipo de máquina que empregue os mesmos componentes aqui estudados, para verificar se sua funcionalidade em outras condições altera os resultados obtidos, o que pode conduzir a uma maior abrangência do modelo proposto.

8. LISTA DE REFERÊNCIAS

- [1] BOLTON, W. *Pneumatic and hydraulic systems*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1997. 248p.
- [2] BOSNER, J.C. Sistemas de vedação e identificação de falhas em gaxetas para cilindros hidráulicos. *Revista ABHP*, São Paulo, n.120, p.14-20, jun. 2002.
- [3] FOX, R.W.; MCDONALD, A.T. *Introdução à mecânica dos fluidos*. Rio de Janeiro: LTC Livros Técnicos e Científicos, 1998. 504p.
- [4] FRITH, R.H.; SCOTT, W. Comparison of an external gear pump wear model with test data. *Wear*, n.196, p.64-71, 1996.
- [5] GELLRICH R. et al. Theoretical and practical aspects of the wear of vane pumps part A. Adaptation of a model for predictive wear calculation. *Wear*, n.181-183, p.862-867, 1995.
- [6] GENT, A.N. (Editor) *Engineering with rubber: how to design rubber components*. New York: Hanser, 1992. 334p.
- [7] GRAHL-MADSEN, M.; CHAPPEL, P. Distribution of contaminants in hydraulic circuits. In: INTERNATIONAL SCIENTIFIC FORUM ON DEVELOPMENTS IN FLUID POWER CONTROL OF MACHINERY AND MANIPULATORS, 1., Cracow, 1998. *Anais eletrônicos*. Lyngby, 1999. Disponível em <<http://www.fluid.power.net>>. Acesso em jan. 2001.

- [8] IEEE guide to the collection and presentation of electrical, electronic, sensing component, and mechanical equipment reliability data for nuclear-power generating stations. New York: Institute of Electrical and Electronic Engineers, 1984. 1396p.
- [9] JINGYI, Z. et al. The development and prospect of hydraulic reliability engineering. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON FLUID POWER TRANSMISSION AND CONTROL, 5., Hangzhou, 2001. **Anais eletrônicos**. Lynby, 2002. Disponível em <<http://www.fluid.power.net>>. Acesso em jul. 2002.
- [10] KOÇ, E.; HOOKE, C.J. An experimental investigation into the design and performance of hydrostatically loaded floating wear plates in gear pumps. **Wear**, n.209, p.184-192, 1997.
- [11] LEWIS, E.E. **Introduction to reliability engineering**. New York: John Wiley & Sons, 1996. 435p.
- [12] LINSINGEN, I.V. **Fundamentos de sistemas hidráulicos**. Florianópolis: Editora da UFSC, 2001. 399p.
- [13] MÁQUINAS E METAIS. São Paulo: Aranda Editora, n.438, jul. 2002. 162p.
- [14] PAGES, A.; GONDRAN, M. **Fiabilité des systèmes**. Paris: Editions Eyrolles, 1980. 323p.
- [15] PARKER FILTRATION manual de filtragem hidráulica. São Paulo: PARKER, 1990. 38p.
- [16] REXROTH manual de projetos de hidráulica industrial. São Paulo: REXROTH, 1983. 132p.
- [17] SCHULER metal forming handbook. Berlin: SCHULER, 1998. 563p.

- [18] SHIGLEY, J.E.; MISCHE, C.R. *Mechanical Engineering Design*. New York: McGraw-Hill, 1989. 779p.
- [19] SILVA, J.C.; WOFF, I. Protótipo para diagnóstico de falhas em prensas hidráulicas. *Revista ABHP*, São Paulo, n.119, p.18-22, nov. 2001.
- [20] STECKI, J. Fluid power: a way forward. In: INTERNATIONAL SCIENTIFIC FORUM ON DEVELOPMENTS IN FLUID POWER CONTROL OF MACHINERY AND MANIPULATORS, 1., Cracow, 1998. *Anais eletrônicos*. Disponível em <<http://www.fluid.power.net>>. Acesso em jul. 2002.
- [21] SVEDBERG, G.C. Particle generation and dirty sensitivity of bent axis piston pumps. In: INTERNATIONAL SCIENTIFIC FORUM ON DEVELOPMENTS IN FLUID POWER CONTROL OF MACHINERY AND MANIPULATORS, 1., Cracow, 1998. *Anais eletrônicos*. Disponível em <<http://www.fluid.power.net>>. Acesso em jan. 2001.
- [22] VICKERS catálogo geral de produtos. São Paulo: VICKERS, 1988. 620p.
- [23] VINADÉ, C.A.C.; DIAS, A.; SILVA, J.C. Aquisição do conhecimento em modelamento para confiabilidade e manutenção de sistemas hidráulicos. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, 16., Uberlândia, 2001. *Anais*, Uberlândia: ABCM, 2001. p.319-328.
- [24] XENOS, H.G.P. *Gerenciando a Manutenção Produtiva*. Belo Horizonte: EDG, 1998. 302p.