

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ORIENTAÇÕES PARA SELEÇÃO E PROJETO DE
GUIAS DE MÁQUINAS-FERRAMENTA

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

HEBER FERREIRA FRANCO DE CASTRO

FLORIANÓPOLIS, AGOSTO DE 1987.

ORIENTAÇÕES PARA SELEÇÃO E PROJETO DE
GUIAS DE MÁQUINAS-FERRAMENTA

HEBER FERREIRA FRANCO DE CASTRO

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

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA, ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: PROJETO,
E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM EN-
GENHARIA MECÂNICA



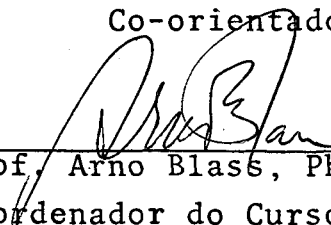
Prof. Nelson Back, Ph.D.

Orientador



Prof. Longuinho da C.M. Leal, M.Sc.

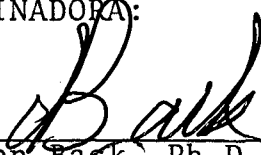
Co-orientador



Prof. Arno Blass, Ph.D.

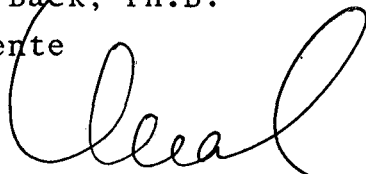
Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA:

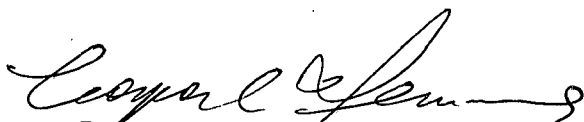


Prof. Nelson Back, Ph.D.

Presidente



Prof. Longuinho da C.M. Leal, M.Sc.



Prof. Caspar E. Stemmer, Esp.Eng.Mec.

*Aos meus pais
Austro e Cecília.*

Ao amigo

Longuinho da Costa Machado Leal.

AGRADECIMENTOS

- Aos meus pais Austro e Cecília pela efetiva participação na minha Educação e pela considerável ajuda na realização deste trabalho.
- À minha irmã Herbene, ao cunhado Aderbal e ao primo Áureo Júnior pela força que me deram nos momentos difíceis aqui em Florianópolis.
- Ao Prof. Nelson Back pela orientação deste trabalho.
- Ao Prof. Longuinho da Costa Machado Leal pela sua efetiva participação no meu trabalho e, especialmente, pela sua constante disposição e boa vontade em orientar, demonstrando sempre um profundo respeito e consideração para comigo. Além do mais, impressionou-me bastante a sua consciência da função social da Universidade.
- Ao Prof. Caspar Erich Stemmer pela sua contribuição para o melhoramento deste trabalho.
- A Davi Ferraz e Cleonice Cecília pelo inestimável apoio e ajuda que me deram no transcurso do trabalho e, especialmente, nos momentos de angústia e decepção.
- Ao Prof. José Carlos Charamba, do Depto. de Eng. Mecânica da UFPE, por ter me incentivado a ingressar neste curso de mestrado e, também, pela sua colaboração em diversas ocasiões.
- Aos amigos Nicodemus Neto da Costa Lima e José Cangussu Dantas pela amizade, pela acolhida e ajuda que me deram, principalmente na fase de créditos do curso.
- Aos amigos André Ogliari e família, João Bosco de Aquino, Paulo Resin, Luiz Henrique Brescancini, Welington José Meireles, Antônio Brasileiro, Maurice Halal, Amyr Girondi e César Deschamps pela valiosa ajuda, pela amizade e apoio, e aos demais colegas de curso que, de uma forma ou de outra, contribuíram para a realização deste trabalho.
- A Francisco Pacheco e Tadeu Butzge pela dedicação e esmero nos trabalhos de datilografia.

- A Jorge Ernesto Alfaro Rivera pela dedicação e boa qualidade dos desenhos apresentados neste trabalho (capítulos 2, 3 e 4), e igualmente a Roberto pelos desenhos referentes ao capítulo 5.
- A Vera Lúcia Sodrê Teixeira, secretária do curso, pela sua dedicação, eficiência e boa vontade.
- A João Flávio ("Jaburu") pela sua contribuição na obtenção dos gráficos através de microcomputador.
- À UFSC que possibilitou a realização deste trabalho.
- À CAPES e ao CNPq pelo apoio financeiro.
- Aos professores e funcionários do Depto. de Eng. Mecânica da UFSC, da Biblioteca Central e do Restaurante Universitário que, direta ou indiretamente, colaboraram para o êxito deste trabalho.

ÍNDICE

RESUMO	x
ABSTRACT	xi
 CAPÍTULOS	
1 INTRODUÇÃO	1
2 GUIAS DE ESCORREGAMENTO	8
2.1 Introdução	8
2.2 Formas Construtivas e Dispositivos de Ajuste de Folga	8
2.2.1 Formas Construtivas	8
2.2.2 Dispositivos de Ajuste de Folga	16
2.3 Dimensionamento	20
2.4 Rigidez Estática	30
2.5 Rigidez Dinâmica e Amortecimento	33
2.6 Materiais	46
2.6.1 Considerações sobre Atrito nas Guias de Es- corregamento	46
2.6.2 Considerações sobre o "Stick-Slip" nas Guias de Escorregamento	57
2.6.3 Considerações sobre Desgaste nas Guias de Escorregamento	59
2.6.4 Aplicações de Revestimentos Plásticos em Guias de Escorregamento	78
2.6.5 Resumo dos Materiais Recomendados para Guias de Escorregamento	86
2.7 Lubrificação	87
2.7.1 Métodos de Lubrificação	91
2.8 Aspectos de Fabricação	97
2.9 Dispositivos de Proteção para Guias	101
2.10 Reparação	107

3	GUIAS HIDROSTÁTICAS	109
3.1	Introdução	109
3.2	Tipos e Formas Construtivas Básicas de Guias Hidrostáticas	113
3.3	Equações Básicas da Lubrificação Hidrostática	115
3.4	Teoria Geral de Guias de Simples Efeito	117
3.4.1	Definição dos Parâmetros de Projeto e das Características Operacionais de Sapatas Hidrostáticas Convencionais	120
3.4.1.1	Sistema de Alimentação sob Pressão Constante	130
3.4.1.2	Sistema de Alimentação sob Vazão Constante	139
3.4.2	Outras Características das Guias Hidrostáticas	141
3.4.3	Considerações sobre o Desempenho para outras Condições de Operação	147
3.4.4	Tipos de Sapatas Hidrostáticas Não-Convencionais	149
3.5	Teoria Geral de Guias de Duplo Efeito	154
3.5.1	Definição das Características Operacionais de Sapatas Convencionais Diretamente Opostas ..	156
3.5.2	Tipos de Guias com Sapatas Opostas e Dispositivos para Controle de Pressão	163
3.6	Considerações sobre os Elementos de Compensação Utilizados em Guias Hidrostáticas	171
3.7	Considerações sobre o Sistema Hidráulico	181
3.8	Discussão sobre a Utilização de Guias Aerostáticas..	185
4	GUIAS DE ROLAMENTO	191
4.1	Introdução	191
4.2	Tipos de Guias de Rolamento	192
4.3	Arranjos Construtivos	208
4.4	Definições das Características Operacionais e de Projeto	209
4.5	Considerações sobre Distribuição de Carga nos Elementos Rolantes, Carga Estática e Rigidez Equivalentes	222

4.6	Aspectos de Fabricação e Montagem	228
4.7	Lubrificação	229
4.8	Dispositivos de Proteção	230
5	ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE GUIAS DE ESCORREGAMENTO, HIDROSTÁTICAS E DE ROLAMENTO	231
5.1	Introdução	231
5.2	Atrito, Precisão de Posicionamento e Velocidades de Operação	231
5.3	Desgaste	234
5.4	Capacidade de Carga e Rigidez	235
5.5	Precisão de Movimento	238
5.6	Amortecimento Mecânico	239
5.7	Eficiência Mecânica	241
5.8	Materiais	245
5.9	Lubrificação	246
5.10	Instalação e Manutenção	246
5.11	Proteção	247
5.12	Custos	247
5.13	Aplicabilidade	249
6	CONCLUSÕES E SUGESTÕES	252
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	255
APÊNDICE A	Fabricantes de Plásticos para Guias de Escor- regamento de Máquinas-Ferramenta	264
APÊNDICE B	Classificação de Máquinas-Ferramenta de Usina- gem Segundo o Porte e Velocidades Lineares	266

RESUMO

Este trabalho tem por objetivo estudar os principais tipos de guias de máquinas-ferramenta, a saber: guias de escorregamento; hidrostáticas e de rolamento. Este estudo abrange os seguintes aspectos: formas construtivas; materiais; atrito; desgaste; capacidade de carga; rigidez; amortecimento; dimensionamento; otimização; fabricação; lubrificação; reparação; dispositivos de ajuste, controle e proteção. Em seguida, foi feita uma análise comparativa entre estas guias, considerando os aspectos de projeto, de operação, de fabricação, de instalação, de manutenção e de custo. Esta análise possibilitou o estabelecimento dos campos de utilização, dos limites e condições de aplicabilidade para cada tipo de guia.

Como resultado deste estudo, elaborou-se um conjunto de orientações para auxiliar o projetista na seleção e projeto da guia mais apropriada para uma determinada máquina-ferramenta.

ABSTRACT

This work has the objective of studying the main types of machine tool guideways: plain; hydrostatic and rolling. This study covers the following aspects: geometric shapes; materials; friction; wear; load capacity; stiffness; damping; design; optimization; manufacturing; lubrication; overhaul; adjusting, control and protection devices. A comparative analysis among these guideways was also made, considering the aspects of design, operation, manufacturing, installation, maintenance and cost. This analysis aimed the establishment of the range of utilization, limits and conditions of application for each type of guideway.

As a result of this study a set of recommendations was elaborated to help the designer to choose and design the more adequate guideway for a certain machine tool.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Antes de introduzir as justificativas e os objetivos deste trabalho de dissertação de mestrado é imprescindível que se faça uma breve exposição teórica a respeito da concepção de máquina, para que se possa visualizar de forma bem definida o papel das *guias* como elemento orgânico de máquina.

De uma forma genérica e funcional, toda máquina pode ser constituída de três subsistemas básicos, a saber:

Motor é o elemento que recebendo um fluxo qualquer de energia externa transforma-a em energia mecânica necessária para o acionamento da cadeia cinemática da máquina, proporcionando assim a realização de determinado trabalho externo;

Transmissão, como seu próprio nome sugere, é aquele subsistema que consistindo de um arranjo adequado de elementos de transmissão mecânica possibilita o escoamento planejado da energia mecânica através da máquina;

Operador é o subsistema que caracteriza o tipo de trabalho realizado pela máquina. Em outras palavras, é o conjunto de elementos que recebendo o fluxo de energia dos órgãos de transmissão executa ou auxilia o trabalho mecânico que a máquina se propõe a fazer.

Em muitas máquinas, há a necessidade de que certos movimentos associados ao subsistema de operação, sejam realizados com determinada estabilidade e precisão. Isto acontece em situações em que se deseja transportar num percurso linear ou circular determinado objeto seja ele dispositivo, ferramenta ou material para fabricação, para que possa participar ativa ou passivamente de operações de trabalho desenvolvidas na máquina. Para que este movimento seja restrito a um grau de liberdade, é conveniente se ter elementos de máquina de suporte e de guia que satisfaçam este objetivo.

As guias são, pois, elementos de máquina que têm a função de guiar e suportar objetos durante a operação de trabalho, necessitando ter requisitos de operação, tais como: alta precisão de

movimento, alta capacidade de transporte de carga, mínimo atrito e desgaste, alta rigidez e capacidade de amortecimento de vibrações, durabilidade, baixo consumo de potência, etc..

Sua aplicação mais comum é em máquinas-ferramenta, que são máquinas destinadas a operações de conformação ou usinagem. Como exemplos, podem ser citados: prensas, tesouras, martelos, máquina de puncionar, tornos, fresadoras, retíficas, furadeiras, mandriladoras, plainas, etc..

Para que seja possível uma operação de conformação ou usinagem numa máquina-ferramenta, é necessário que existam alguns movimentos de trabalho da ferramenta em relação à peça que, via de regra, são conduzidos por meio de *guias de escorregamento, hidro e aerostáticas, de rolamento ou combinadas*. Embora essas guias possam ser utilizadas em diferentes tipos de máquinas, neste trabalho será dada ênfase a sua aplicação em máquinas-ferramenta que realizam operações de usinagem. Este tipo de máquina apresenta os seguintes movimentos de trabalho:

Movimentos auxiliares são aqueles destinados a levar a ferramenta ou a peça até a posição de trabalho. Eles não interferem diretamente na formação do cavaco e podem ser subdivididos em movimento de posicionamento, profundidade e de correção;

Movimento principal ou de corte é aquele responsável pela formação do cavaco durante um curso ou revolução da ferramenta ou da peça;

Movimento de alimentação ou de avanço é aquele movimento que conjugado com o movimento principal dá continuidade à saída de cavaco.

Os movimentos de corte e de avanço podem ser efetuados pela ferramenta ou pela peça. Tornos e plainas de mesa são exemplos onde a peça executa o movimento de corte e a ferramenta o de avanço. Nas plainas limadoras, fresadoras e retíficas a ferramenta executa o movimento de corte e a peça o de avanço. Por outro lado, existem casos em que tanto o movimento de corte como o de avanço são efetuados pela ferramenta, como em furadeiras, algumas operações realizadas em centros de usinagem e mandriladoras.

A forma da peça, suas dimensões e acabamento são obtidos pelos movimentos da ferramenta em relação à peça segundo condições de usinagem (velocidade de corte, avanço, ângulos de ferramenta,

etc.) devidamente especificadas para propiciar adequado corte do material.

Cada um desses três movimentos de trabalho são, em geral, realizados por mesas, selas, árvores, carros de avanço, carros porta-ferramenta, etc. e podem ser manuais ou automáticos. Dessa forma, existe a necessidade de dispositivos que permitam guiar, com determinada precisão, elementos móveis sujeitos a cargas originadas pelos movimentos de corte e de avanço. Portanto, esses movimentos têm que ser suficientemente estáveis e precisos sob todas as condições de operação, de modo a propiciar precisão de trabalho à máquina-ferramenta, possibilitando a obtenção de peças com boas características dimensionais e de acabamento.

Vários são os fatores que direta ou indiretamente influenciam na precisão da máquina-ferramenta, entre os quais, podem-se citar:

- tipo de guia utilizado;
- rigidez dos elementos de máquina;
- atrito e desgaste dos elementos da máquina em movimento relativo;
- sistema de medição da máquina;
- deformações térmicas;
- folgas de trabalho;
- mancais;
- sistemas de lubrificação e lubrificantes;
- desgaste das ferramentas;
- acionamentos;
- comportamento estático e dinâmico dos elementos estruturais;
- ambiente de trabalho.

Neste trabalho, pretende-se estudar as guias de escorregamento, as hidrostáticas e as de rolamento, por serem as de maior aplicação em máquinas-ferramenta. Este estudo abrange os seguintes aspectos:

- formas construtivas;
- materiais;
- atrito e desgaste;
- capacidade de carga;

- rigidez;
- amortecimento;
- dimensionamento;
- otimização;
- fabricação;
- lubrificação;
- reparação;
- dispositivos de ajuste, controle e proteção.

Após este estudo, far-se-á uma avaliação comparativa entre estas guias, considerando os aspectos de projeto, de operação, de fabricação, de instalação, de manutenção e de custo. Esta avaliação tem por objetivo estabelecer campos de utilização, limites e condições de aplicabilidade para cada tipo de guia. Com isto, pretende-se fornecer um conjunto de orientações técnicas e econômicas, de modo que o engenheiro projetista possa selecionar a guia mais adequada para uma determinada aplicação.

A reunião dessas informações visa preencher uma lacuna existente no estudo de guias de máquinas-ferramenta, pois as orientações disponíveis encontram-se muito dispersas dificultando seu projeto e seleção.

As guias podem ser classificadas conforme o princípio físico de operação a que estão associadas. Deste modo, podem-se ter:

Guias de Escorregamento - Caracterizam-se pela existência de escorregamento entre as partes em movimento relativo sob condições de atrito sólido, misto ou fluido. Estas guias são as mais empregadas nas máquinas-ferramenta, devido ao seu baixo custo e facilidade de fabricação. Quando bem protegidas de contaminação externa e lubrificadas, apresentam razoáveis características de fricção e desgaste. Têm boas propriedades de amortecimento normal e tangencial, porém podem estar sujeitas ao fenômeno conhecido como "stick-slip" se determinadas condições cinemáticas (baixa velocidade de deslizamento) e de operação (lubrificação inadequada, grande diferença dos coeficientes de atrito estático e dinâmico) ocorrerem. Para poderem operar satisfatoriamente, faz-se necessária a utilização de dispositivos para ajuste de folgas.

Outra característica importante é a rigidez da guia, responsável por maior ou menor deformação das suas superfícies de con

tato e por mau alinhamento do elemento deslizante devido a cargas externas. Deste modo, a rigidez estática da guia é um fator que influencia a precisão de trabalho da máquina-ferramenta.

O uso de outros materiais, além de aço e ferro fundido, como os revestimentos plásticos (polímeros), tem contribuído para melhorar as características dessas guias e seu grau de utilização.

Guias Hidro e aerostáticas - Estas guias podem ser pressurizadas a óleo ou a ar. O princípio de funcionamento baseia-se no fornecimento de fluido sob pressão, entre as superfícies dos membros que estão em contato, mantendo sob todas condições de operação um filme de fluido, mesmo na ausência de movimento relativo. Dessa forma, a única resistência ao movimento de deslizamento é devida à viscosidade do fluido (atrito fluido). As principais características das guias hidrostáticas são: baixíssimo coeficiente de atrito, inexistência de desgaste resultando em maior confiabilidade e durabilidade, potência mínima requerida para acionamento, alta rigidez e capacidade de transporte de carga, boa capacidade de amortecer vibrações, etc..

Estas guias operam com auto-controle da pressão do filme de sustentação. Isto significa que oscilações ocorridas nas cargas transportadas serão automaticamente compensadas com proporcionais variações de pressão no filme fluido. Algumas vantagens em relação às guias de rolamento são obtidas pela ausência de pressões locais excessivas e pela sua ação de compensação diante das imprecisões superficiais de fabricação.

No entanto, estas guias necessitam, para sua operação, de dispositivos de bombeamento, controle, condução e filtragem do fluido. Geralmente, são usadas em máquinas de grande porte, notadamente as de comando numérico, onde se deseja alta precisão de posicionamento, movimentos suaves e uniformes com atrito e desgaste mínimos. As principais desvantagens relacionam-se ao seu elevado custo inicial e de operação e à complexidade associada ao sistema hidráulico.

As guias aerostáticas são empregadas em situações nas quais as cargas transportadas são moderadas e em máquinas onde o elemento suportado é movimentado em altas velocidades. As principais vantagens do uso do ar como fluido de trabalho são: habilidade para operar em temperaturas extremas (baixas ou altas) e/ou em altas velocidades; dispensa sistema de coleta e reaproveitamento

do fluido. No t3pico 3.8 ser3o descritas detalhadamente suas caracter3sticas, vantagens e desvantagens.

Guias de Rolamento - Nestas guias o movimento relativo entre as partes ocorre atrav3s de elementos rolantes (esferas, rolos cil3ndricos ou agulhas) situados entre as mesmas. Isto caracteriza o movimento de rolamento. Estas guias t3m boas caracter3sticas de fric3o e desgaste sob todas as velocidades de opera3o. Apresentam boa rigidez e vida 3til e podem operar sem folgas, eliminadas atrav3s da protens3o dos elementos rolantes, possibilitando assim a eleva3o da rigidez e a redu3o dos desalinhamentos. As principais desvantagens s3o: baixa capacidade de amortecer vibra3es, alto custo de fabrica3o, necessidade de se ter toler3ncias estreitas e superf3cies de trabalho de alta dureza e acabadas com bastante precis3o.

Guias Combinadas - Estas guias resultam da combina3o de tipos de guias mencionadas acima. O que se pretende basicamente com esta combina3o 3 a incorpora3o das vantagens das guias primitivas visando suprir, no conjunto, algumas de suas defici3ncias particulares. Assim, para o projeto de uma guia combinada deve-se estar consciente das caracter3sticas das guias primitivas (escorregamento, hidrost3tica, aerost3tica, rolamento), para, ent3o, selecionar a combina3o construtiva que resulte efetivamente numa melhoria de desempenho, custo ou manuten3o. A guia combinada mais frequentemente empregada 3 a guia de escorregamento/rolamento. Esta guia incorpora as vantagens associadas 3s suas respectivas guias primitivas. Em geral, apresentam as seguintes caracter3sticas: boas condi3es de atrito e desgaste; boa rigidez e capacidade de amortecimento de vibra3es; habilidade de operar sem folga nas dire3es preferenciais e menor custo do que as guias de rolamento. Com guias combinadas de escorregamento/rolamento, 3 poss3vel se estabelecer caracter3sticas friccionais adequadas tais que propiciem um gradiente de amortecimento mec3nico desejado, como tamb3m, movimentos suaves sem "stick-slip" e com baixa resist3ncia ao atrito. Para isso, 3 necess3rio "dosar", na medida certa, o atrito total atrav3s da propor3o adequada entre partes em escorregamento e em rolamento.

Outro tipo de guia combinada 3 a guia aerost3tica/escorregamento. Esta combina3o tem por objetivo minorar a instabilidade de mec3nica (vibra3es) presente nas guias aerost3ticas.

Atrav3s de adequado projeto de uma guia combinada para

determinada máquina-ferramenta, é possível atender os requisitos específicos de operação relativos às suas guias e, ao mesmo tempo, obter a solução ótima de compromisso entre custo e desempenho.

Embora, em princípio, as guias combinadas sejam uma boa alternativa, existe muito pouco estudo sobre elas. Desta forma, faz-se necessária a realização de pesquisas mais abrangentes no sentido de investigar as combinações de tipos de guias que efetivamente resultem na melhoria das características de operação, da vida útil ou do custo. Dentro deste contexto, é preciso ainda verificar o ganho real que se obtém no desempenho devido a esta combinação. Em vista do exposto, estas guias não serão abordadas neste trabalho.

Com relação à base experimental deste trabalho, todos os dados e resultados empíricos apresentados foram obtidos de trabalhos idôneos publicados por pesquisadores atuantes em várias instituições de ensino e pesquisa do mundo.

Nos capítulos que se seguem serão abordadas as guias de escorregamento, hidrostáticas e de rolamento. Após descrição dos aspectos já mencionados, será realizada, em capítulo a parte, uma avaliação comparativa das guias tendo em vista sua adequada aplicação.

CAPÍTULO 2

GUIAS DE ESCORREGAMENTO

2.1 Introdução

Uma descrição genérica das guias de escorregamento foi exposta no primeiro capítulo deste trabalho. Nos tópicos e subtópicos que são apresentados a seguir, será desenvolvido estudo detalhado dos aspectos de projeto, fabricação e manutenção relativos a estas guias.

2.2 Formas construtivas e dispositivos de ajuste de folga

Neste tópico, será realizada uma abordagem geral dos vários tipos de formas construtivas de guias de escorregamento, bem como, de seus dispositivos de ajuste de folga, com o objetivo de fornecer elementos teóricos e práticos que permitam ao projetista escolher o dispositivo de ajuste e a forma da guia mais adequada para uma dada situação.

2.2.1 Formas construtivas

Em geral, as várias *formas construtivas* de guias de escorregamento têm características próprias que justificam a sua utilização em determinada aplicação. Em certa extensão, a precisão obtida nas peças usinadas é dependente da forma das guias usadas nas máquinas-ferramenta. O que se pretende, na medida do possível, é que a forma construtiva da guia satisfaça os seguintes requisitos:

- a) garanta precisão de movimento das partes guiadas sob ação de cargas;
- b) disponha de meios que permitam a compensação de desgaste;
- c) apresente facilidade de montagem e manufatura econômica;
- d) permita os movimentos pretendidos e restrinja os demais;
- e) evite acumulação de cavaco sobre as guias e proveja

- meios para sua imediata remoção;
f) seja de fácil lubrificação.

Numa primeira classificação, podem-se ter *guias fechadas* (fig. 2.1a) e *abertas* (fig. 2.1b). As primeiras restringem o movimento do elemento móvel a um grau de liberdade, enquanto nas segundas, isto é possível somente para cargas externas agindo na direção vertical para baixo.

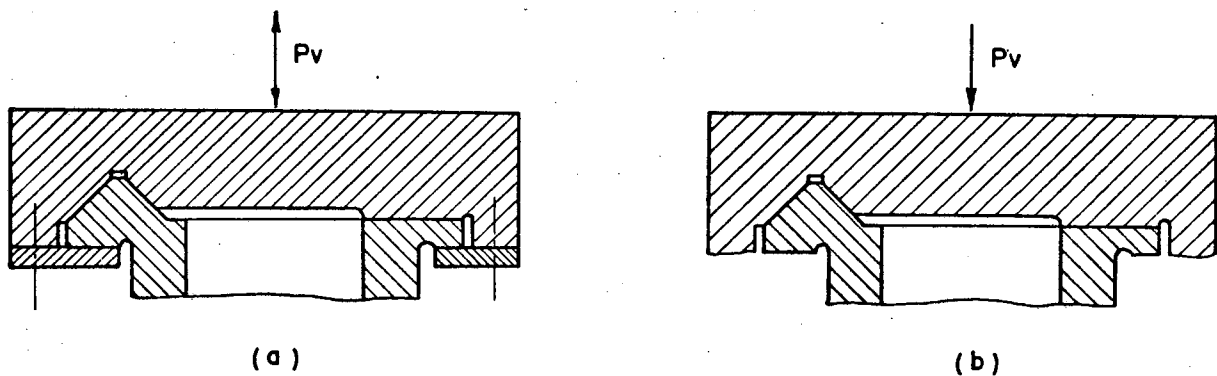


Figura 2.1- Guia fechada (a) e aberta (b).

As diversas formas construtivas para guias de escorregamento de máquinas-ferramenta são projetadas a partir de formas primitivas que são arranjadas em diferentes posições e combinações. Estas formas primitivas dão origem aos seguintes tipos de guias [1, 2]:

- a) Guia plana;
- b) Guia em "V";
- c) Guia tipo "cauda de andorinha";
- d) Guia cilíndrica.

Essas guias podem ser do tipo macho ou fêmea. Para melhor apreciação serão apresentados os desenhos das mesmas na figura 2.2.

As *guias planas* (fig. 2.2a) são caracterizadas por sua simplicidade de fabricação e fácil controle de suas características geométricas. Frequentemente, são usadas para suportar altas cargas em longos percursos. Por outro lado, requerem dispositivos para ajuste de folga e têm a tendência a acumular impurezas. A guia

plana tipo macho não retém o lubrificante satisfatoriamente. O ajuste de folga devido a eventuais desgastes ocorridos pode ser efetuado na direção vertical ou horizontal de modo independente [2].

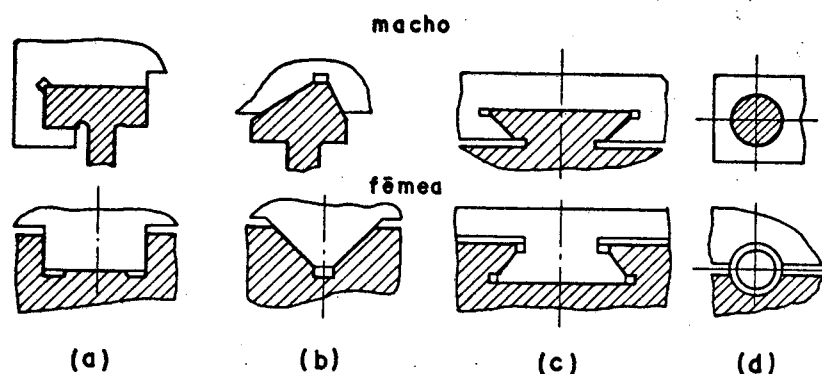


Figura 2.2- Formas construtivas básicas de guias de máquinas-ferramenta: a) plana; b) em "V"; c) cauda de andorinha; d) cilíndrica [2].

As guias em "V" (fig. 2.2b) são também chamadas de prismáticas. As do tipo fêmea assumem a designação especial de guias em "V" invertidas. Essas guias são mais difíceis de se fabricar, particularmente em grandes máquinas onde a ajustagem e alinhamento das quatro faces em "V" é trabalhosa. Porém, têm a vantagem de se ajustarem quando surgem desgastes, ou seja, as folgas são automaticamente eliminadas sob ação de cargas associadas ao elemento móvel. Quando usadas em barramentos de tornos, reduzem os erros nos diâmetros das peças, causados pelo desgaste originado nas guias [1]. As guias tipo macho não têm a tendência a acumular cavaco, podendo ser usadas com menor proteção, porém retêm pouco lubrificante. As guias em "V" invertidas oferecem boas condições para retenção do lubrificante, porém requerem cobertura para impedir o acesso de substâncias estranhas. Estas últimas guias são geralmente encontradas em máquinas de retificar e plainar. Quanto ao aspecto construtivo, as guias em "V" podem ser simétricas ou assimétricas (figs. 2.3 e 2.4 a e b). O primeiro caso é utilizado onde a carga é dirigida verticalmente para baixo. O segundo caso é empregado onde a resultante das cargas externas atua numa direção preferencial. Então, a face maior da guia em "V" é disposta perpendicular a esta direção para resistir melhor aos esforços efetuados

pela ferramenta de corte. A face mais inclinada da guia prismática assimétrica tem a função de resistir aos esforços horizontais associados ao empuxo da ferramenta de corte. São utilizadas comumente em tornos de grande porte [1, 2, 4].

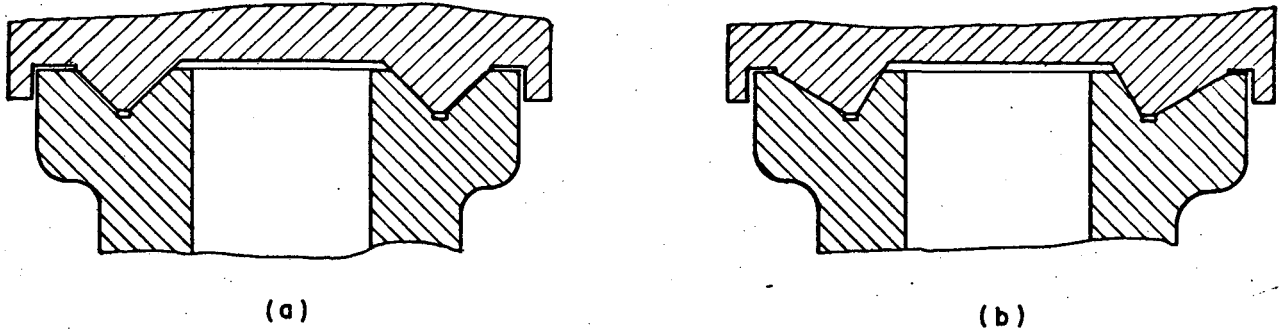


Figura 2.3- Guias em "V" invertidas: a) simétrica; b) assimétrica.

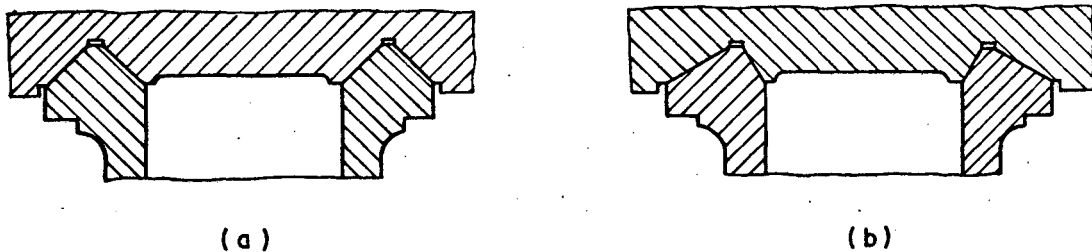


Figura 2.4- Guias prismáticas tipo macho: a) simétrica; b) assimétrica.

As guias tipo "cauda de andorinha" (fig. 2.2c) requerem pouco espaço para a sua construção e restringem o movimento do elemento móvel nas direções horizontal e vertical em ambos os sentidos. O ajuste de folgas nestas duas direções pode ser efetuado por uma única régua de ajuste. Normalmente, utilizam-se réguas paralela, trapezoidal ou em cunha. Exemplos dos vários aspectos construtivos dos dispositivos para ajuste de folga serão vistos mais adiante [2].

As guias cilíndricas (fig. 2.2d) são fáceis de fabricar, porém necessitam de dispositivos complexos para ajuste de folga [2]. O uso de duas guias cilíndricas (fig. 2.5) resulta numa configuração que pode causar restrições ao movimento (engripamento) devido à impossibilidade de compensação das imperfeições de manufatura e de dilatações térmicas. Sua principal deficiência está relacionada a sua baixa rigidez, resultante de sua fixação à base da

máquina pelas extremidades. Para tornar a guia cilíndrica mais rígida, pode-se lançar mão do aumento do diâmetro. Porém, para longos comprimentos, uma adequada rigidez só será possível a custa de cilindros de grande diâmetro. Uma maneira para contornar esse problema consiste em fazer com que a barra cilíndrica seja suportada em uma cavidade cilíndrica rígida (fig. 2.6) |1|.

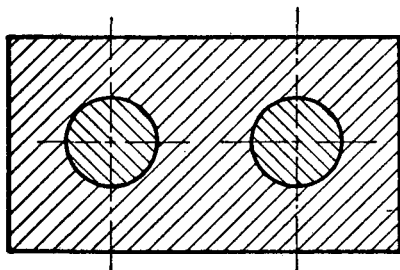


Figura 2.5- Guias cilíndricas dupla.

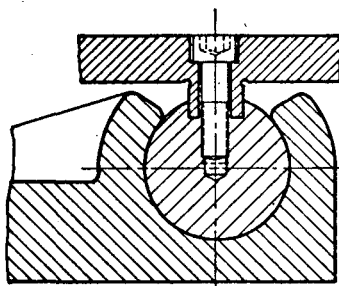


Figura 2.6- Guia cilíndrica tipo fêmea |1|.

As guias cilíndricas são raramente utilizadas em máquinas-ferramenta. Sua aplicação mais notável é nas colunas de furadeiras radiais.

Existe também a possibilidade da combinação dos vários tipos de formas construtivas mencionadas acima. Isto é feito com o objetivo de se conseguir vantagem específica ou melhoramento do desempenho, resultante da combinação adequada das características das respectivas guias. Como primeiro exemplo, tem-se a guia em "V" usada em conjunção com a guia plana (fig. 2.7). Isto é justificado da seguinte forma: a guia em "V" desempenha a tarefa de guiar o elemento móvel com precisão de movimento ao longo do processo, enquanto a guia plana tem a função de facilitar a montagem e ajustagem das partes em contato, visto que é difícil conseguir o alinhamento das quatro faces de duas guias em "V". Além disso, a guia pla

na pode absorver dilatações térmicas ocorridas na base da máquina ou no elemento móvel, mantendo assim o contato das superfícies de trabalho da guia em "V" |3|.

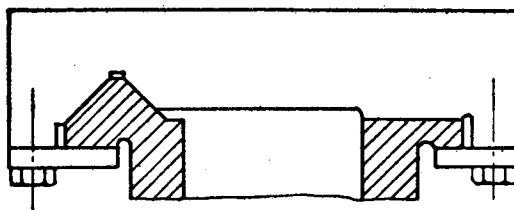


Figura 2.7- Combinação de uma guia em "V" com uma plana.

De outro modo, a combinação de uma guia cilíndrica com uma plana, que é geralmente usada em instrumentos ópticos (fig. 2.8), proporciona uma configuração que evita engripamentos. Para isso, é necessário que a superfície da guia plana esteja disposta radialmente à cilíndrica |1|.

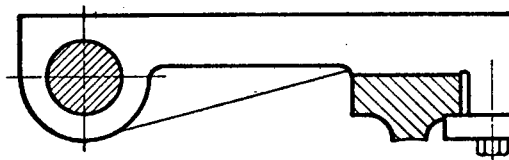


Figura 2.8- Combinação de uma guia cilíndrica com uma plana |1|.

Outra combinação possível se dá entre a guia tipo "cauda de andorinha" e a guia plana. Alguns exemplos construtivos são mostrados na figura 2.9. Observa-se nesta figura a utilização de réguas de ajuste paralela e cônica. Para impedir o levantamento do elemento móvel sob ação de cargas externas, utiliza-se a régua de retenção. Estas guias são empregadas em carros transversais de máquinas-ferramenta |4|.

Enfim, a escolha de um tipo de guia para emprego em uma nova máquina-ferramenta será baseado na possibilidade de obtenção de máxima rigidez e precisão de movimento sob a ação das cargas específicas da máquina-ferramenta em questão |2|. No que se refere à lubrificação, as guias tipo fêmea oferecem melhores condições para distribuição do óleo lubrificante, bem como, permitem o

emprego de sistemas de lubrificação com circulação de óleo. Para isso, é necessário prover meios de proteção para as guias, a fim de evitar o acesso de substâncias contaminantes (cavaco, areia, etc.) |5|.

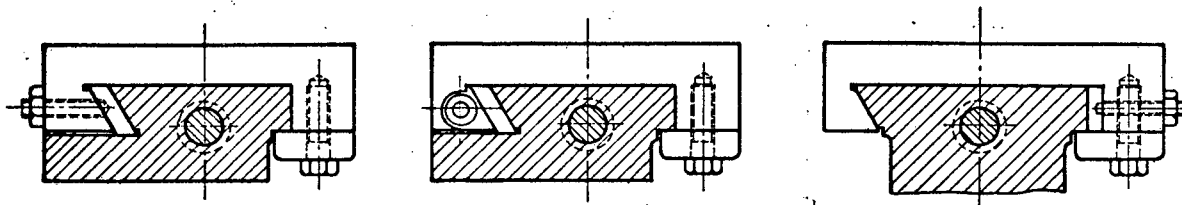


Figura 2.9- Tipos construtivos de combinações de guias cauda de andorinha e plana |4|.

Para concluir este subtópico referente às formas construtivas de guias de escorregamento, será feita uma abordagem sobre *guias estreitas*. Para a obtenção de máxima estabilidade e precisão de movimento é necessário um mínimo de folga entre a guia e o elemento deslizante. Contudo, a folga S_1 mostrada na figura 2.10a (guia plana larga) não deve ser muito pequena, pois variações na largura L_1 causadas por desigual aquecimento ou resfriamento das guias e do elemento móvel, podem causar restrição ao movimento longitudinal ou até engripamento |3|. No sentido de limitar os efeitos térmicos sobre a folga e reduzir o giro do elemento deslizante (afeta a precisão da máquina) quando em movimento, foi desenvolvida a concepção de guia estreita. A figura 2.10b mostra uma guia plana estreita onde o movimento no plano horizontal é dirigido pela guia de largura L_2 que apresenta folga S_2 . Na figura 2.10, as réguas em cunha 1 e 2 têm a função de ajustar as folgas S_1 e S_2 . Então, com as mesmas variações de temperatura, as variações na folga S_2 serão menores que em S_1 , pois $L_2 \ll L_1$. Logo, em guias estreitas é possível empregar menores folgas. Em consequência, obtém-se um aumento da precisão da máquina, pois o ângulo de giro $\delta_2 \approx S_2/L$ do elemento deslizante sobre a guia estreita é menor que na larga ($\delta_1 \approx S_1/L$), como mostra a figura 2.11. O comprimento do elemento deslizante é designado por L .

As guias estreitas asseguram um movimento suave e exigem um menor esforço para acionamento. Porém, para obter máximo desempenho destas guias faz-se necessário montar o mecanismo de avanço

(fuso de movimento, pinhão-cremalheira, cilindro hidráulico, etc.) tanto quanto possível sobre a linha central paralela à guia. Isto é feito para evitar o giro do elemento móvel tendendo ao acunhamento na guia [4].

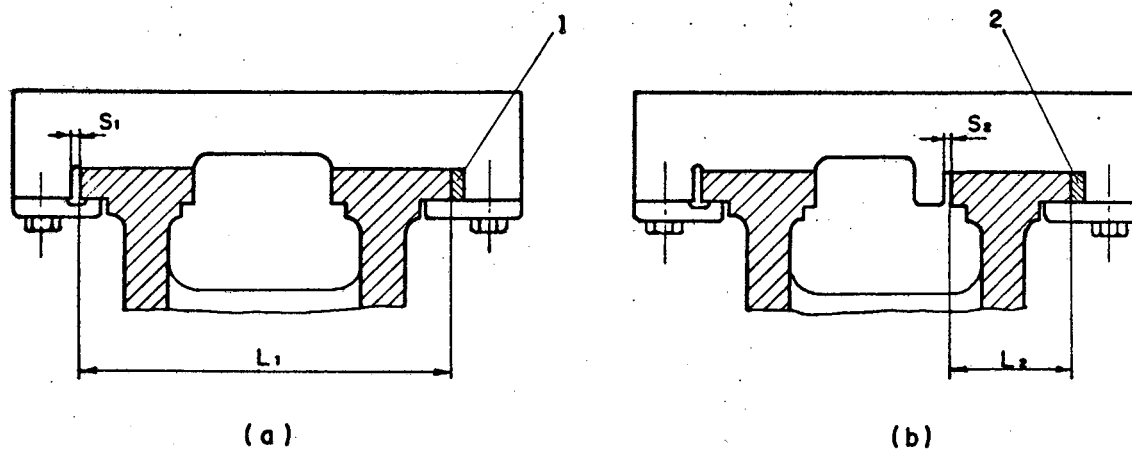


Figura 2.10- Guia plana larga (a) e estreita (b) [3].

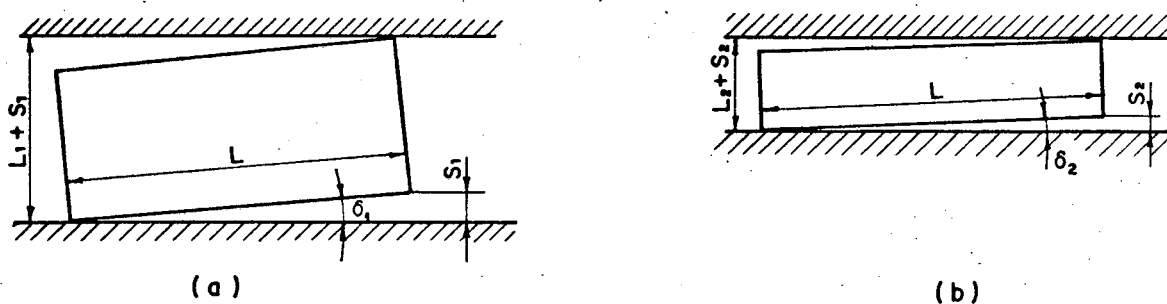


Figura 2.11- Ângulo de giro do elemento deslizante: a) guia larga (δ_1); b) guia estreita (δ_2) [3].

As diversas formas construtivas de guias vistas anteriormente podem assumir a configuração de guias estreitas. Como ilustração, serão apresentados alguns exemplos na figura 2.12.

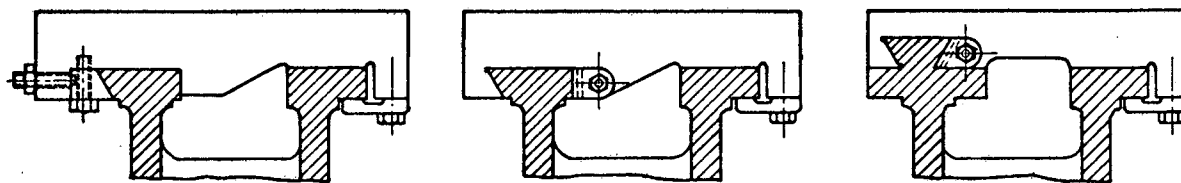


Figura 2.12- Tipos construtivos de guias estreitas.

2.2.2 Dispositivos de ajuste de folga.

Nas guias de escorregamento, para se assegurar adequada precisão de movimento com mínima perda por atrito, é necessário manter certa folga entre o elemento deslizante e a guia [2]. Devido ao desgaste das superfícies deslizantes, ocorrerá variação desta folga, sendo assim necessário prover meios para ajustá-la sempre que for preciso. Basicamente, existem os seguintes dispositivos para ajuste de folgas: régua de ajuste paralela, em cunha, trapezoidal e de retenção. Estas régua são barras longas com seção transversal em forma de paralelogramo, trapézio, etc., que são colocadas entre a guia e o elemento deslizante com o objetivo de corrigir a folga.

A régua de ajuste paralela (fig. 2.13) apresenta faces paralelas, sendo ajustável através de parafusos fixados lateralmente. A desvantagem principal desta régua deve-se ao surgimento de distribuição de pressões de contato não-uniforme ao longo da superfície lateral, devido à dificuldade para se apertar os parafusos de ajuste com a mesma força, bem como a deflexão da régua nos pontos de aplicação dos parafusos [1]. Deste modo a régua terá na sua superfície lateral ondulações que originam pressões de contato excessivas, resultando no aumento da taxa de desgaste [1].

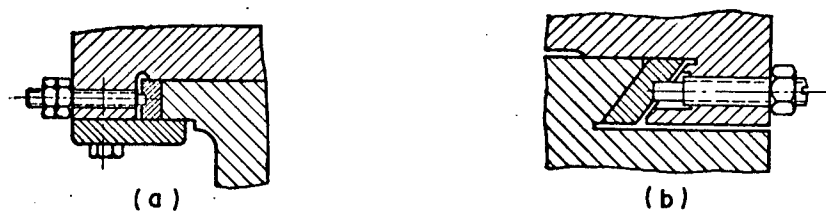


Figura 2.13- Régua de ajuste paralela: a) guia plana; b) guia cauda de andorinha [1, 2].

A *régua de ajuste em cunha* (fig. 2.14) apresenta determinada inclinação em uma de suas faces laterais, na direção do comprimento, geralmente de 1:40 a 1:100 [2]. Neste caso, a folga é corrigida pelo deslocamento longitudinal da régua. A regulagem é possível através de parafusos e porcas posicionadas nas suas extremidades. Alguns tipos construtivos destes parafusos de ajuste são mostrados na figura 2.15. Após a ajustagem da folga, estes parafusos e porcas devem ser suficientemente apertados para impedir o movimento longitudinal da régua (causado por forças de atrito) que tenderia a apertá-la ou afrouxá-la.

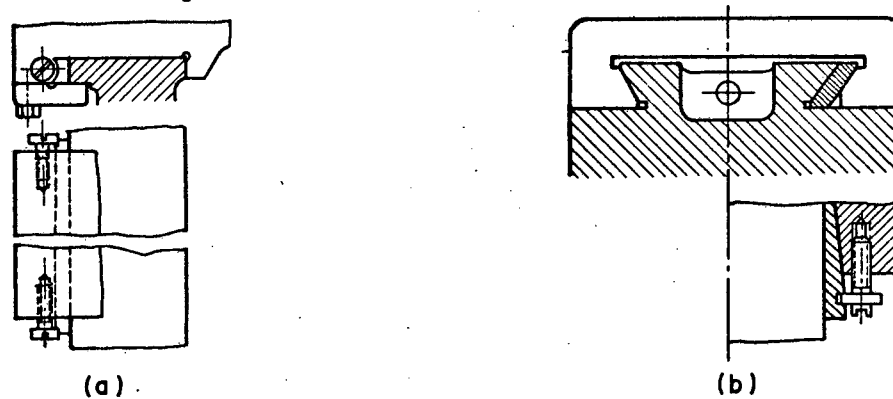


Figura 2.14- Régua de ajuste em cunha: a) guia plana; b) guia cauda de andorinha [1, 2].

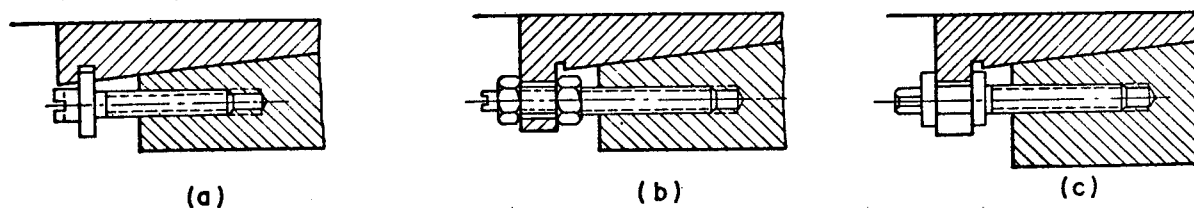


Figura 2.15- Tipos construtivos de parafusos de ajuste para régua em cunha [2].

Este tipo de régua possibilita uma distribuição de pressão de contato lateral mais uniforme, porém, devido ao efeito de cunha um ajuste muito fino pode resultar em excessivas pressões laterais.

Quando o elemento deslizante é longo, a régua em cunha seria bastante comprida e devido à necessidade de se ter uma espessura mínima na extremidade mais fina, isto resultaria num enfraquecimento na outra extremidade da parte guiada. Para sobrepor esta dificuldade recomenda-se o uso de duas régua em cunha (fig. 2.16) [1, 4].

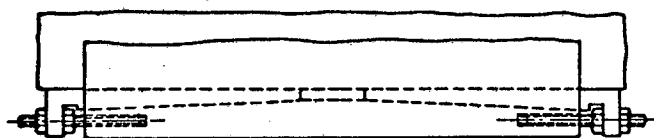


Figura 2.16- Duas réguas em cunha |1|.

Réguas em cunha longas quando usadas em guias em forma de "cauda de andorinha" podem afetar a sua estabilidade de condução. Isto porque devido à espessura da régua na extremidade mais grossa, um binário de valor $P \cdot x$ atuará no sentido de provocar um giro na mesma, causando assim uma instabilidade no elemento móvel (fig. 2.17). A solução para este problema seria o uso de duas réguas em cunha (fig. 2.16) ou utilizar uma régua com seção transversal em forma de cunha (fig. 2.18), pois com esta geometria é possível fazer oposição ao binário $P \cdot x$ |1|.

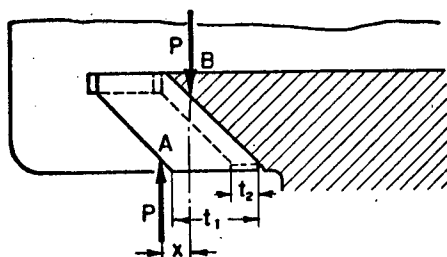


Figura 2.17- Régua em cunha longa submetida a um binário $P \cdot x$ numa guia cauda de andorinha. t_1 e t_2 = espessuras da régua em cunha nas extremidades mais grossa e mais fina, respectivamente |1|.

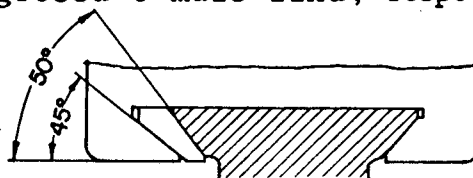


Figura 2.18- Régua com seção transversal em forma de cunha |1|.

A régua de ajuste trapezoidal (fig. 2.19) é utilizada em guias tipo "cauda de andorinha". Como se vê nas figuras 2.19 a e b, esta régua apresenta-se com um parafuso horizontal para ajuste da folga e outro vertical para fixação da mesma após o ajuste. Outra forma de ajuste seria através de um parafuso vertical e com calços

longitudinais que seriam apoiados entre o elemento móvel e a régua (fig. 2.19c). Assim, quando ocorrerem desgastes entre as superfícies em atrito, a correção da folga seria feita pela retirada destes calços de ajuste [2].

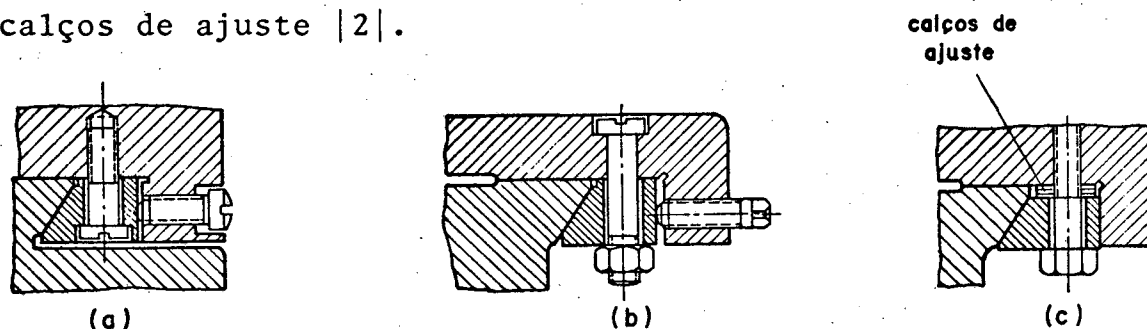


Figura 2.19- Tipos de montagem de régua de ajuste trapezoidal [2].

A *régua de retenção* (fig. 2.20) é utilizada com a finalidade de impedir que forças e binários associados ao processo de usinagem, venham levantar ou inclinar as partes móveis. Estas devem estar suficientemente ajustadas a fim de restringir o jogo na direção vertical. Na figura 2.20a, quando ocorrem desgastes nas superfícies em atrito, faz-se necessário a retificação ou rasqueteamento da superfície da régua de retenção que está em contato com o elemento móvel, a fim de assegurar o ajuste de folga na direção vertical. Outra maneira de proceder seria conforme figura 2.20b, utilizando-se calços longitudinais de ajuste [1, 2].

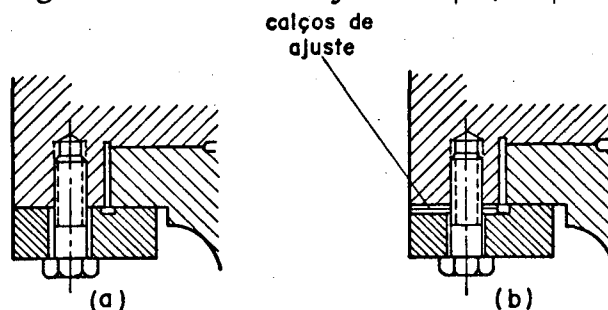


Figura 2.20- Tipos de montagem de régua de retenção [2].

Para concluir este assunto, é oportuno mencionar que quando se utilizar réguas de ajuste paralela, em cunha ou trapezoidal, as mesmas devem ser dispostas no lado da guia que não está sujeita a carga externa horizontal. Isto se deve a requisitos de rigidez, pois como se sabe as réguas de ajuste por aumentarem o número de juntas de contato baixam a rigidez da guia na direção horizontal [2, 4].

2.3 Dimensionamento

No projeto das guias de escorregamento, deve-se considerar vários aspectos, entre os quais: combinação dos materiais das superfícies em contato, acabamento superficial, viscosidade e composição do lubrificante, forma construtiva, geometria das ranhuras de lubrificação, área nominal de contato e pressão aparente na interface das guias [8]. No presente tópico, será considerada apenas a questão das dimensões da guia, ficando para os tópicos seguintes os outros aspectos de projeto mencionados acima.

Definida a forma construtiva da guia mais adequada para a máquina-ferramenta que se deseja projetar, o próximo passo consiste no cálculo das dimensões da mesma, visando se ter na superfície da guia, pressões que não ultrapassem um determinado valor admissível, como também taxas de desgastes toleráveis. Para que o dimensionamento seja completo, é necessário, também, determinar a relação entre os diversos parâmetros geométricos da guia, para que a precisão geométrica da máquina-ferramenta seja pouco afetada devido ao desgaste [9].

O método aproximado para cálculo da distribuição de pressão nas guias, foi desenvolvido por D. Reshetov na União Soviética em 1942 [2]. Ele supõe que as pressões se distribuem linearmente ao longo do comprimento da guia e que na largura de cada face suportante a pressão é uniformemente distribuída. Contudo, este método é bastante simplificado e fornece resultados razoáveis somente para máquinas-ferramenta onde as pressões de contato desenvolvidas não são altas.

A seguir, será exposto o método de Reshetov, através de exemplo específico das guias de um torno. Contudo, este método pode ser aplicado para outras formas de guias com algumas modificações. O procedimento básico consiste das seguintes etapas [2]:

- a) determinar as forças normais resultantes que agem em cada face das guias;
- b) determinar a pressão média específica em cada face das guias;
- c) determinar a pressão máxima específica em cada face das guias;
- d) comparar o valor da pressão máxima com a admissível,

estimada através de experimentos.

Na figura 2.21 estão representadas as forças que agem nas guias devidas somente às componentes da força de corte (P_z , P_y).

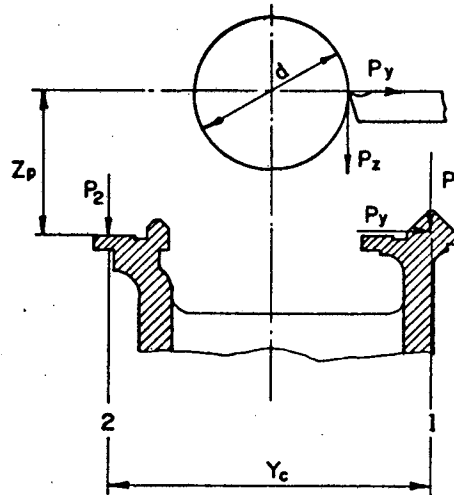


Figura 2.21- Forças que atuam nas guias de um torno devidas às forças de corte P_z , P_y |1|.

Tomando as condições de equilíbrio estático ($\Sigma F = 0$ e $\Sigma M = 0$) para o carro longitudinal, obtêm-se as forças P_1 e P_2 dadas abaixo |1|:

$$P_1 = P_z \frac{Y_c + d}{2Y_c} + P_y \frac{Z_p}{Y_c} \quad (2.1a)$$

$$P_2 = P_z \frac{Y_c - d}{2Y_c} - P_y \frac{Z_p}{Y_c} \quad (2.1b)$$

Como se pode notar seus valores dependem das características geométricas do barramento e da altura de pontas adotada para a máquina, bem como do diâmetro instantâneo de torneamento d . A figura 2.22 mostra que a força atuante na guia plana pode assumir valores negativos para diâmetros de torneamento maiores que o diâmetro crítico (d_{cr}). Assim, para evitar o levantamento do carro ($P_2 < 0$), é necessário utilizar uma régua de retenção na guia plana 2. Porém, não é desejável se ter numa máquina-ferramenta a régua de retenção trabalhando constantemente, pois isso reduziria a rigidez da máquina e em consequência a sua precisão de trabalho. Logo, no projeto da máquina deve-se escolher os parâmetros geométricos Y_c , Z_p de forma a se obter um diâmetro crítico (d_{cr}) razoável e além dis-

so especificar um diâmetro máximo de torneamento que não induza ao trabalho freqüente da régua de retenção |1|.

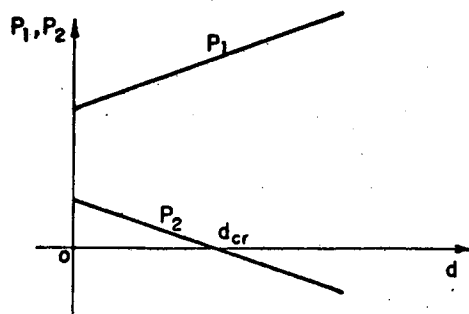


Figura 2.22- Gráfico das forças P_1 e P_2 em função do diâmetro de torneamento d |1|.

O próximo passo consiste na determinação das forças normais que agem nas faces deslizantes da guia em "V" (Fig. 2.23). Tomando o caso geral em que estas faces fazem um ângulo entre si de 90° ($\alpha + \beta = 90^\circ$) e considerando α a inclinação da face de largura "a", as forças normais A e B são |1|:

$$A = P_1 \cos \alpha - P_y \operatorname{sen} \alpha$$

$$B = P_1 \operatorname{sen} \alpha + P_y \cos \alpha$$

Substituindo-se o valor de P_1 (eq. 2.1a) nas equações acima, tem-se |1|:

$$A = P_z \frac{Y_c + d}{2Y_c} \cos \alpha - P_y \left(\operatorname{sen} \alpha - \frac{Z_p}{Y_c} \cos \alpha \right) \quad (2.2a)$$

$$B = P_z \frac{Y_c + d}{2Y_c} \operatorname{sen} \alpha + P_y \left(\cos \alpha + \frac{Z_p}{Y_c} \operatorname{sen} \alpha \right) \quad (2.2b)$$

Logo, como se vê, as forças normais são funções da inclinação α e do diâmetro de torneamento d .

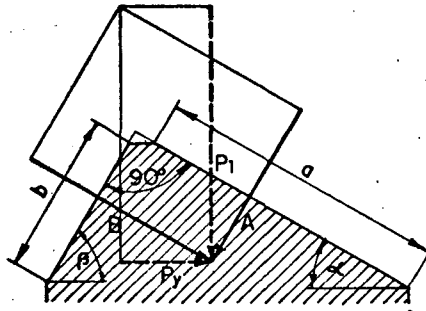


Figura 2.23- Forças normais que atuam nas faces deslizantes da guia em "V" |1|.

Para que não ocorra o levantamento do carro é necessário se ter $A > 0$, pois B é sempre positiva. Para a situação mais desfavorável ($d = 0$), a condição limite é |1|:

$$\frac{P_z}{2} \cos \alpha > P_y \left(\sin \alpha - \frac{Z_p}{Y_c} \cos \alpha \right) \quad (2.3)$$

Com a hipótese desfavorável $P_y = 0,4 P_z$ e se $Z_p/Y_c = 0,6$, $\tan \alpha$ deverá ser menor que 1,85, ou $\alpha < 60^\circ$, aproximadamente |1|. Então, se o projeto da guia em "V" for efetuado com $\alpha > 60^\circ$, a força normal A sob as condições especificadas acima, tornar-se-á negativa, havendo assim a tendência ao levantamento do carro. Como existe a régua de retenção, isto será evitado, porém a concepção deste projeto ($\alpha > 60^\circ$) conduz a obtenção de baixa rigidez da junta deslizante e, por conseguinte, da máquina-ferramenta como um todo.

Para uma situação onde são consideradas todas as cargas associadas ao funcionamento da máquina e não apenas às relativas ao processo de usinagem, as forças normais A , B e C que agem nas faces deslizantes das guias são calculadas conforme procedimento abaixo.

Seja a figura 2.24 onde são mostradas todas as forças que agem no carro do torno e que são caracterizadas do seguinte modo |2|:

- As reações das faces das guias A , B e C ;
- As componentes P_x , P_y e P_z da força de corte que são calculadas pelas fórmulas da teoria de usinagem, considerando a utilização de toda a potência da máquina;
- O peso próprio do carro G , agindo no seu centro de gravidade. Se os pesos da peça e dos dispositivos de

fixação são suportados pelas guias, estas forças deverão ser levadas em consideração;

- d) A força Q de acionamento do carro. Se o fuso for o elemento impulsor do carro, a força correspondente só terá uma componente (Q_x). Por outro lado, se o carro é movimentado por pinhão e cremalheira existirá além de Q_x (paralela à força de avanço P_x), uma outra componente $Q_z = Q_x \operatorname{tg}(\alpha_0 + \rho)$, onde α_0 = ângulo de pressão do engrenamento (pinhão - cremalheira) e ρ = ângulo de atrito do dente ($5^\circ \leq \rho \leq 7^\circ$);
- e) Forças de atrito $f.A$, $f.B$ e $f.C$ agindo nas faces das guias no sentido oposto ao movimento do carro.

Um sistema de eixos em coordenadas cartesianas x, y, z é adotado com origem no ponto de interseção das reações normais A e B e com a mesma direção das componentes P_x, P_y e P_z da força de corte. Este procedimento facilita a resolução das seis equações de equilíbrio estático do carro, dadas por:

$$\begin{aligned} \Sigma F_x &= 0 & \Sigma F_y &= 0 & \Sigma F_z &= 0 \\ \Sigma M_x &= 0 & \Sigma M_y &= 0 & \Sigma M_z &= 0 \end{aligned} \quad (2.4)$$

Resolvendo as quatro primeiras equações, com base nas forças assinaladas anteriormente, é possível a determinação das forças normais A, B e C e de acionamento Q . Desse modo, podem-se calcular as pressões específicas médias por $|2|$:

$$P_{am} = \frac{A}{aL} ; \quad P_{bm} = \frac{B}{bL} ; \quad P_{cm} = \frac{C}{cL} \quad (2.5)$$

onde L = comprimento da guia do carro

a, b e c = largura das três faces das guias

A próxima etapa consiste na determinação da pressão específica máxima. Para isso, será necessário encontrar as três coordenadas x_a, x_b e x_c dos pontos de aplicação das forças normais resultantes A, B e C .

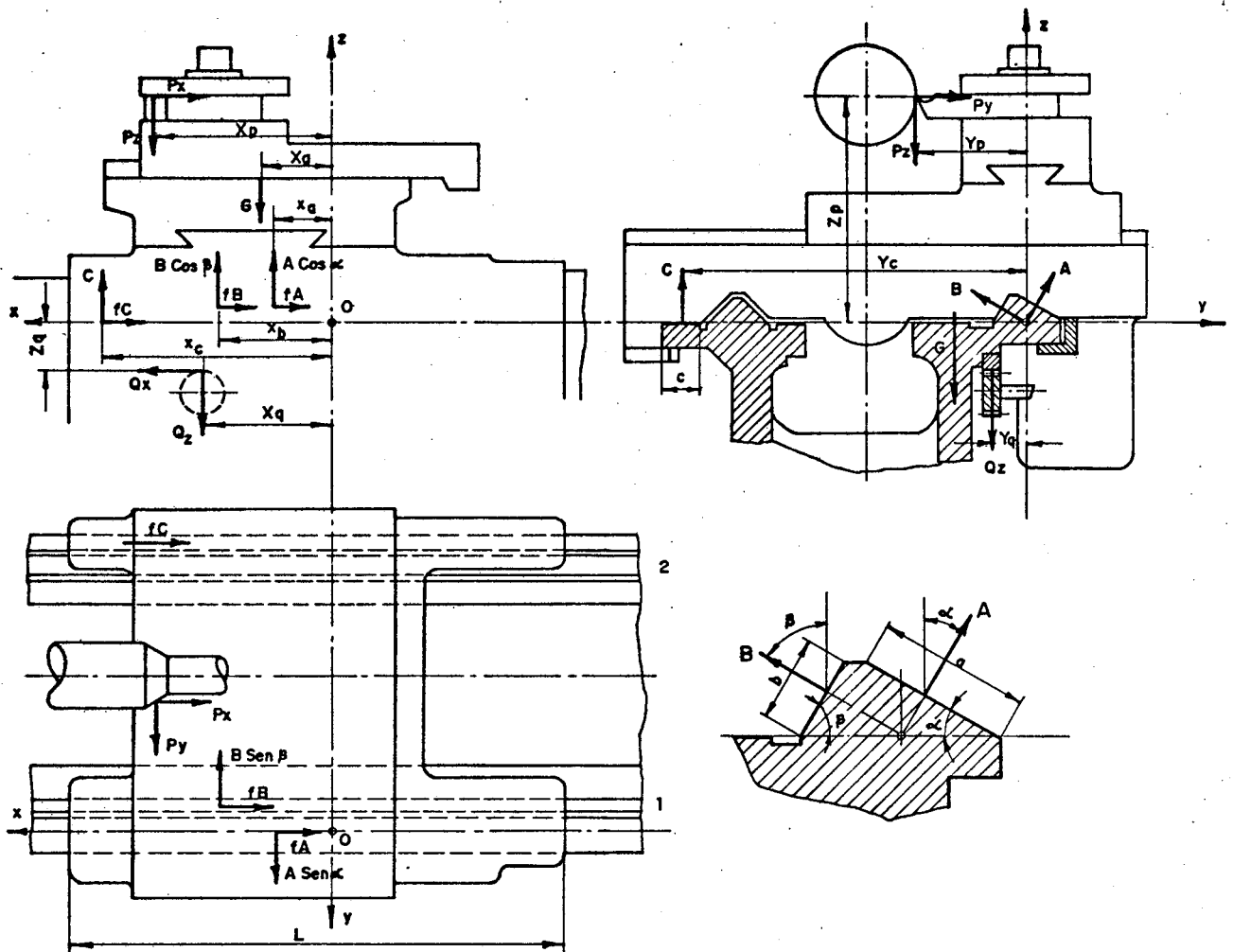


Figura 2.24- Diagrama de forças que atuam no carro longitudinal de um torno [2].

Utilizando-se as duas últimas equações do sistema (2.4), $\Sigma M_y = 0$, $\Sigma M_z = 0$, podem-se montar as seguintes expressões [2]:

$$Ax_a \cos \alpha + Bx_b \cos \beta + Cx_c = M'_y \quad (2.6)$$

$$-Ax_a \sin \alpha + Bx_b \sin \beta = M'_z$$

onde M'_y e M'_z são dados abaixo:

$$M'_y = -P_x Z_p + P_z X_p + G X_g - Q_x Z_q + Q_z X_q - f(A+B+C)s \quad (2.7)$$

$$M'_z = -P_x Y_p + P_y X_p + Q_x Y_q - f(A+B+C)t$$

e "s" e "t" são os "braços equivalentes" das forças f.A, f.B e f.C.

Este desmembramento nas equações acima foi feito com o intuito de facilitar a resolução do sistema. Como se vê, as duas equações (2.6) não podem ser resolvidas para três incógnitas x_a , x_b e x_c . Para tornar possível a resolução, é preciso estabelecer a relação de distribuição do momento $M'_y (M_1 + M_2)$ nas guias 1 (M_1) e 2 (M_2) do barramento (fig. 2.24). Esta distribuição depende da rigidez do carro, do grau de não-uniformidade da carga (triangular, trapezoidal, etc.) sobre a guia do barramento e da forma das guias. Isto pode ser melhor visto no livro "The Design of Machine Tool Components" (ENIMS, 1945) por D. Reshetov. Assumindo-se que M_1 e M_2 , para o caso em questão, estão relacionados numa razão r ($M_1/M_2=r$) e sabendo-se que $M'_y = M_1 + M_2$, pode-se desacoplar a primeira das equações (2.6) e formar o seguinte sistema de equações lineares |2|:

$$Ax_a \cos\alpha + Bx_b \cos\beta = M_1$$

$$Cx_c = M_2 \quad (2.8)$$

$$-Ax_a \sin\alpha + Bx_b \sin\beta = M'_2$$

cuja solução é |2|:

$$x_a = \frac{M_1 \sin\beta - M'_2 \cos\beta}{A \sin(\alpha+\beta)}$$

$$x_b = \frac{M_1 \sin\alpha + M'_2 \cos\alpha}{B \sin(\alpha+\beta)} \quad (2.9)$$

$$x_c = \frac{M_2}{C} = \frac{M'_y - M_1}{C}$$

Como foi assumido no início, se a pressão se distribui linearmente ao longo do comprimento da guia, as razões x_a/L , x_b/L e x_c/L determinarão a forma do diagrama de pressão. O caso mais geral de distribuição linear consiste de um trapézio, onde sua base menor é a pressão mínima e a maior, a pressão máxima (fig. 2.25a). Por essa figura, pode-se calcular a linha de ação da resultante A fornecida pela distância x_a da origem O |2|:

$$x_a = \frac{L}{6} \frac{P_{am\acute{a}x} - P_{am\acute{i}n}}{P_{am\acute{a}x} + P_{am\acute{i}n}} \quad (2.10)$$

Portanto, se $0 < x_a < L/6$, o diagrama da pressão específica p_a terá a forma trapezoidal (fig. 2.25a).

Equações similares a (2.10) podem ser obtidas para as coordenadas x_b e x_c dos centros de pressão p_b e p_c . Por isto, na análise que é feita abaixo será retirado o subíndice a.

Para $x = 0$, a equação (2.10) fornece $p_{m\acute{a}x} = p_{m\acute{i}n}$, o que significa que a distribuição da pressão específica é retangular (fig. 2.25b).

Para $x = L/6$, a equação (2.10) fornece $p_{m\acute{i}n} = 0$, e a pressão específica se distribui na forma triangular (fig. 2.25c).

Para $x > L/6$, a equação (2.10) quando resolvida dará $p_{m\acute{i}n} < 0$ (fig. 2.25d). Isto significa que o contato entre as guias do carro e do barramento será perdido na parte à esquerda do ponto E (fig. 2.25d).

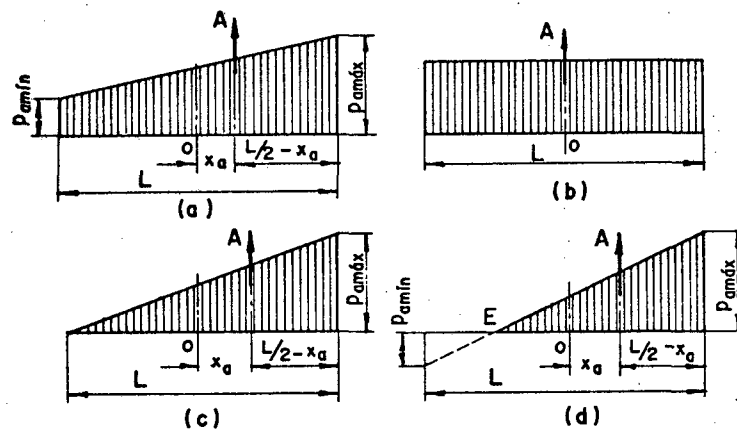


Figura 2.25- Tipos de diagrama de distribuição de pressão ao longo das guias do elemento móvel

[2].

Conhecendo-se a pressão específica média pelas equações (2.5) e as coordenadas x_a , x_b e x_c da equação (2.9), é possível obter o diagrama da pressão específica através da razão x/L e a máxima pressão específica para cada face das guias.

O cálculo das pressões específicas máximas para as distribuições trapezoidal, triangular é apresentado abaixo [2]:

- a) Para o diagrama de pressão trapezoidal a equação (2.10) fornece $p_{m\acute{a}x} - p_{m\acute{i}n} = 2p_m (6x/L)$, onde $2p_m = p_{m\acute{a}x} + p_{m\acute{i}n}$ e p_m é a pressão específica média. Logo,

$$p_{m\acute{a}x} = p_m \left(1 + \frac{6x}{L}\right) \quad (2.11)$$

b) No caso da distribuição triangular com $p_{m\acute{m}n} < 0$, o diagrama da figura 2.25d fornece a seguinte relação $p_m L = 1,5 p_{m\acute{a}x} (L/2 - x)$. Logo,

$$p_{m\acute{a}x} = \frac{4}{3} p_m \frac{1}{1 - 2\frac{x}{L}} \quad (2.12)$$

Para o caso da distribuição triangular em que $p_{m\acute{m}n} = 0$ ($\frac{x}{L} = \frac{1}{6}$) as equações (2.11) e (2.12) fornecem

$$p_{m\acute{a}x} = 2p_m \quad (2.13)$$

Substituindo o valor de p_m da equação (2.5) nas equações (2.11), (2.12) e (2.13) e tomando a face A, tem-se |2|:

$$p_{am\acute{a}x} = \frac{A}{aL} \left(1 + \frac{6x}{L}\right), \text{ para } x \leq L/6 \quad (2.14)$$

$$p_{am\acute{a}x} = \frac{4}{3} \frac{A}{aL} \frac{1}{1 - 2\frac{x}{L}}, \text{ para } x \geq L/6$$

Equações similares são obtidas para $p_{bm\acute{a}x}$ e $p_{cm\acute{a}x}$.

Para outras formas de guias o procedimento usado para o seu projeto será semelhante ao adotado neste texto.

Os valores padronizados pela indústria de máquinas-ferramenta da U.R.S.S. para a pressão máxima admissível de guias de ferro fundido são apresentados a seguir |2|:

- a) Para baixas velocidades de deslizamento (torno e fresadora) a $p_{m\acute{a}x}$ admissível varia de 250 a 300 N/cm²;
- b) Para altas velocidades de deslizamento (plainas lima-dora e de mesa) a $p_{m\acute{a}x}$ admissível é 80 N/cm²;
- c) Para máquinas-ferramenta especiais, operando com avanço e velocidades altas, o valor da $p_{m\acute{a}x}$ admissível deve ser reduzido em 25%;
- d) Para máquinas-ferramenta de grande porte, a $p_{m\acute{a}x}$ admissível é 100 N/cm² para baixas velocidades de deslizamento e 40 N/cm² para as altas velocidades.
- e) Para máquinas de retificar a $p_{m\acute{a}x}$ admissível deve estar entre

5 a 8 N/cm².

Se a verificação das guias é efetuada segundo a pressão específica média, é recomendado que a pressão média admissível seja igual a 0,5 P_{máx} admissível.

Por fim, quando forem utilizadas guias de ferro fundido sobre aço, os valores da P_{máx} admissível são os mesmos e para guias de aço sobre aço estes valores podem ser acrescidos de 20% a 30% [2].

É bom fazer aqui uma observação a respeito dos valores de pressão máxima admissível consideradas pelas normas soviéticas. Como se sabe, Reshetov [2] desenvolveu este estudo de dimensionamento de guias na década de quarenta (1945) e, por isso, os valores adotados para a pressão máxima admissível, poderiam estar desatualizados, pois houve um grande aperfeiçoamento nos materiais e no projeto de máquinas-ferramenta. Contudo, na referência [88], são encontrados dados atualizados sobre pressões máximas admissíveis para guias de escorregamento, obtidos através de uma pesquisa realizada entre vários fabricantes de máquinas-ferramenta na Alemanha (1981), que demonstram que os valores utilizados hoje em dia não diferem em muito dos aqui recomendados. Os pares de materiais pesquisados foram: f₀f₀/f₀f₀; f₀f₀/aço; aço/aço; bronze/f₀f₀; bronze/aço; plástico/f₀f₀ e plástico/aço.

Como foi dito no início deste tópico, o dimensionamento das guias de escorregamento segundo o método de Reshetov é bastante simplificado, de forma que os resultados obtidos para a distribuição de pressão nas guias são aproximados. Outros modelos teóricos [6] mais refinados foram desenvolvidos com o propósito de se calcular as distribuições de pressão e deformação em juntas fixas e deslizantes. Verificou-se que nas configurações práticas de componentes estruturais que estão juntos [7], a distribuição de pressão na interface depende das deformações elásticas do material no entorno da junta, ou seja das deformações de corpo. Então, a deformação total das juntas depende da deformação de contato e de corpo. Estes dois efeitos não podem ser considerados como independentes, isto porque as deformações de corpo afetarão a distribuição de pressão. Do mesmo modo, a distribuição de pressão influencia a forma e o valor das deformações de corpo resultantes. Portanto, o procedimento analítico básico é adotar um método iterativo baseado na técnica de elementos finitos na qual a solução final resulta da compatibilidade entre distribuição de pressão e defor-

mação de corpo |7|.

A relação entre a deformação e pressão de contato para superfícies de aço e ferro fundido com acabamento por processos convencionais de usinagem foi apresentada na referência |6|. Esta relação pode ser expressa da seguinte forma |6|:

$$\lambda_n = c p_n^m \quad (2.15)$$

onde λ_n é a deformação de contato, p_n a pressão normal. Aqui "c" e "m" são coeficientes que dependem de vários fatores: material, processo de usinagem, grau de acabamento, orientação das estrias de corte, dureza, desvio de planicidade e tamanho das superfícies em contato |6|. Desta forma, a equação (2.15) traduz o caráter não-linear da flexibilidade de contato da junta. Isto mostra que a distribuição de pressão ao longo da junta assume uma característica não-linear, contrariando as hipóteses de Reshetov. Tendo em vista o caráter não-linear da deformação das asperezas de contato e as deformações de corpo dos componentes estruturais no entorno da junta, a distribuição de pressão na junta fornecerá valores de pressões locais muito elevados em certas regiões do contato. Isto pode induzir a severas condições de desgastes nas guias.

Para considerar tanto o efeito da deformação na interface da junta dado pela equação (2.15), como as deformações de corpo nos elementos estruturais, foi desenvolvido um método baseado na técnica de elementos finitos como está descrito na referência |6|.

2.4 Rigidez estática

No projeto de elementos de máquinas-ferramenta, é mais importante analisar a rigidez estática e dinâmica, do que a resistência mecânica a cargas de trabalho. Isto porque as tensões que correspondem às deformações permissíveis nos elementos são, em geral, muito menores que as tensões admissíveis para os vários materiais utilizados nas máquinas-ferramenta.

Neste tópico, será abordado o conceito da rigidez estática de guias de escorregamento, bem como os fatores que a afetam, ficando para o tópico seguinte a abordagem sobre a rigidez dinâmica. De uma forma geral a *rigidez estática* pode ser definida como a

medida da resistência da estrutura da máquina, ou de seus elementos, contra deformações sob a ação de cargas estáticas. Pelo fato das guias trabalharem, principalmente sob cargas normais às superfícies de contato, a rigidez estática que interessa é a normal. A rigidez tangencial é irrelevante para o projeto da guia.

Foi visto no tópico anterior que a relação entre deformação e pressão de contato para juntas planas (fixas ou móveis) era dada pela equação (2.15) [6]. Obtendo o valor de p_n desta equação, tem-se:

$$p_n = \left(\frac{\lambda_n}{c}\right)^{1/m}$$

A rigidez estática normal de uma junta plana pode ser definida por:

$$\frac{dp_n}{d\lambda_n} = \frac{\lambda_n^{1-m/m}}{m c^{1/m}} \quad (2.16)$$

Considerando p_n e λ_n dados em N/cm^2 e μm , respectivamente, a rigidez estática normal é dada em $N/\mu m.cm^2$.

A equação (2.16) mostra a dependência da rigidez normal dos coeficientes "c" e "m", que foram mencionados no final do tópico precedente. Em consequência, a rigidez normal das guias de escorregamento é afetada pelos seguintes fatores: par de materiais das superfícies em contato, processo de usinagem, acabamento superficial, dureza dos materiais em contato, orientação das estrias de usinagem e erros de planicidade das superfícies [6].

Considerando os fatores acima mencionados, para o bom projeto da guia quanto à rigidez normal, recomenda-se, como regra geral, a adoção das seguintes medidas:

- a) Escolha de materiais que tenham grande módulo de elasticidade e tensão de escoamento. Isto porque as deformações de contato decrescem com aumento destas constantes mecânicas;
- b) Utilização de melhor acabamento das superfícies em contato. Isto tem por objetivo reduzir a rugosidade das mesmas. Como se sabe o acabamento superficial para um dado material depende do processo de usinagem, das velocidades de corte e de avanço;

- c) O endurecimento das superfícies de contato não tem uma grande influência sobre a rigidez normal para baixas pressões. Para pressões maiores, superfícies usinadas mais duras têm um efeito negativo sobre a rigidez normal, pois se deformam menos plasticamente e, conseqüentemente, apresentam menor área real de contato [6].
- d) A rigidez normal praticamente não é afetada pela introdução de lubrificante de baixa viscosidade [11]. Isto é válido somente quando os corpos em contato estão em repouso.

Tendo em vista as experiências realizadas por Hajdu, Levit e Lurje [10] a respeito da influência da velocidade, composição e viscosidade do lubrificante e pressão específica de contato sobre a rigidez normal de guias de escorregamento, são apresentadas, a seguir, algumas considerações acerca do assunto [10]:

- 1) A rigidez normal decresce com aumento da velocidade de deslizamento. Isto ocorre devido ao crescimento da espessura do filme de óleo pelo efeito hidrodinâmico;
- 2) A rigidez normal aumenta com o acréscimo da pressão específica de contato;
- 3) A rigidez normal das guias decresce com aumento da viscosidade do óleo. Porém, para óleos com viscosidade menor que 20cSt a 50°C, a rigidez não é afetada pela sua viscosidade. Isto é explicado da seguinte forma: óleos de baixa viscosidade por terem maior fluidez são mais facilmente expulsos da interface de contato e assim não influenciam a região de contato entre as asperezas opostas da junta deslizante. De modo contrário, óleos mais viscosos apresentam menor fluidez e tendem a formar um "colchão elástico" na interface da junta que impede um contato mais íntimo entre as asperezas opostas. Isto provoca um aumento na flexibilidade da junta e conseqüentemente uma redução na rigidez normal;
- 4) Óleos com aditivo polar em comparação com óleos comuns de mesma viscosidade, proporcionam maior rigidez nos casos de baixas velocidades ($v < 4\text{m/min}$) e pressões

específicas de contato ($p < 12 \text{ N/cm}^2$). Contudo, acima desses limites os óleos polarizados proporcionam menor rigidez normal.

2.5 Rigidez dinâmica e amortecimento

Foram vistas, no tópico precedente, algumas considerações sobre a rigidez das guias de escorregamento sob cargas estáticas (rigidez estática). Contudo, geralmente numa máquina-ferramenta ocorrem forças que variam com o tempo. Estas forças podem ser harmônicas e não-harmônicas. Como exemplo do primeiro tipo, têm-se as forças originadas em elementos rotativos desbalanceados. Para o segundo tipo têm-se as forças de usinagem no fresamento. Estas forças causam vibrações forçadas na estrutura da máquina e nos seus elementos. Por outro lado, existem também as cargas de choque devidas a entrada brusca da ferramenta na peça ou resultante do encontro da aresta de corte com uma porção mais dura do material em usinagem. Estas cargas podem produzir vibrações livres nos elementos da máquina-ferramenta. Além disso, o processo de usinagem em si pode gerar vibrações auto-excitadas ("chatter"), sem que energia adicional externa seja introduzida no processo.

Em vista da existência dessas forças dinâmicas, torna-se necessário considerar a rigidez dinâmica dos elementos ou da própria máquina em si. A *rigidez dinâmica* é definida como a relação entre as amplitudes da força de excitação e da deformação (ou deslocamento) resultante. Ela é função da frequência da força excitadora, do fator de amortecimento e da frequência natural do sistema vibratório. O inverso da rigidez dinâmica é a flexibilidade dinâmica, também chamada de receptância. Desse modo, quanto menor a receptância do sistema, maior é a sua rigidez dinâmica.

A rigidez dinâmica é responsável pela estabilidade da máquina a forças perturbadoras de grande amplitude e ao efeito "chatter". Esta estabilidade dinâmica é importante, pois influi diretamente na capacidade de remoção de cavaco pela máquina, na precisão e acabamento superficial das peças usinadas.

A rigidez dinâmica das máquinas-ferramenta aumenta com o nível de amortecimento proveniente dos seus diversos elementos estruturais, como também das juntas fixas e móveis. Este amortecimen

to é altamente favorável para o aumento da capacidade de remoção de material, principalmente no que se refere à instabilidade na usinagem ("chatter").

Dentro desta perspectiva, as guias de escorregamento, que são juntas planas deslizantes, desempenham um importante papel na rigidez dinâmica da máquina. Estas guias têm boa capacidade de dissipação de energia vibratória, ou seja, apresentam um bom fator de amortecimento [12]. A dissipação de energia em juntas secas é devida à existência de deformações plásticas e encruamento das asperezas de contato que ocorrem na interface da junta. Estes são processos irreversíveis de conversão de energia [16].

É necessário distinguir as duas direções segundo as quais, as guias de escorregamento dissipam energia vibratória associada a perturbações externas no elemento deslizante (mesa, sela, etc.). Na direção do movimento, a capacidade de amortecimento da guia é devida à fricção de Coulomb e à resistência ao movimento proporcionada pela viscosidade do óleo de lubrificação [13]. O amortecimento das vibrações nesta direção depende da velocidade do elemento deslizante [12, 13, 14]. Quando o elemento móvel acha-se em repouso, o mecanismo de dissipação de energia está associado ao surgimento de microdeslizamentos na interface de contato, causados pelas deformações tangenciais plásticas e/ou elásticas das asperezas superficiais devidas às forças externas aplicadas na guia [6]. A força de atrito nas guias tem um efeito de amortecimento de vibrações somente nos casos onde a amplitude da velocidade de vibração ($X\omega$) é maior que a velocidade de movimento (v) do elemento deslizante. Em caso contrário, toda a velocidade do elemento móvel (avanço e vibração) não muda de sinal na presença de vibração e a força de atrito não tem efeito de amortecimento [13, 14].

Por outro lado, na direção normal à superfície das guias, o amortecimento das mesmas é bem mais elevado do que na direção do movimento. Isto se deve ao efeito do esmagamento do filme de óleo ("squeeze-film"). Nesta situação, a película de óleo oferece resistência a sua expulsão, quando as superfícies das guias tendem a se aproximar devido às vibrações. O amortecimento causado pelo esmagamento do filme de óleo é um caso especial de amortecimento viscoso [15]. Quando as guias estão trabalhando quase secas (lubrificação limite), o amortecimento na direção normal é dado principalmente

pela dissipação de energia devida aos microdeslizamentos nas direções normal e tangencial, causados pelas pressões normal e tangencial distribuídas nas superfícies das guias em contato [6].

Após esta breve exposição sobre as características de amortecimento das guias de escorregamento e de sua influência na rigidez dinâmica da máquina, será estudado mais detalhadamente a contribuição da força de fricção para a rigidez dinâmica e para o amortecimento das vibrações no elemento deslizante devido a forças de excitação senoidal. A análise será realizada através de um modelo matemático-mecânico representativo dos mecanismos de avanço existentes nas máquinas-ferramenta [13]. A influência da força de fricção de Coulomb para o amortecimento de vibrações na direção do movimento será analisada através do coeficiente de amortecimento viscoso equivalente (C_{eq}). Assim, a força de fricção de Coulomb será substituída pela força de amortecimento viscoso equivalente de tal forma que elas dissipem a mesma energia vibratória em um ciclo de vibração.

Seja o modelo esquemático do mecanismo de avanço de uma mesa submetida a uma excitação senoidal como mostra a figura 2.26. Dessa forma, a mesa tem um movimento linear (velocidade v) sobre as guias devido ao mecanismo de avanço e uma vibração harmônica forçada proporcionada pela excitação senoidal. Será considerado apenas o estado permanente do sistema vibratório representativo do mecanismo de avanço da mesa. Este sistema é composto dos seguintes elementos (fig. 2.26):

- m - massa do elemento deslizante (mesa);
- K - rigidez do mecanismo de avanço;
- C_1 - coeficiente de amortecimento viscoso equivalente do mecanismo de avanço;
- C_2 - coeficiente de amortecimento viscoso devido à viscosidade do óleo lubrificante;
- F_0 - amplitude da força de excitação;
- F_c - força de fricção de Coulomb;
- x - deslocamento da mesa;
- x_c - posição fornecida pelo comando;
- \dot{x}_c - velocidade da mesa fornecida pelo comando ($v = \dot{x}_c$);
- w - frequência angular da força de excitação.

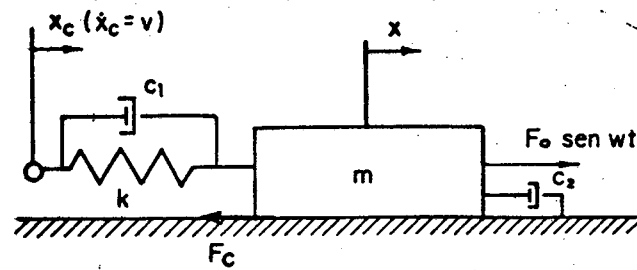


Figura 2.26- Modelo esquemático de um mecanismo de avanço de uma mesa submetida a uma excitação senoidal [13].

Com o objetivo de estudar a influência da velocidade de avanço (v) e das forças de fricção e de excitação sobre a resposta dinâmica do sistema vibratório descrito, dois casos são estabelecidos (figs. 2.27 a e b): a) $0 \leq v < Xw$; b) $v \geq Xw$. Na figura 2.27 estão representadas as variações da força de fricção e da velocidade total da mesa (\dot{x}) com o tempo para os dois casos mencionados acima.

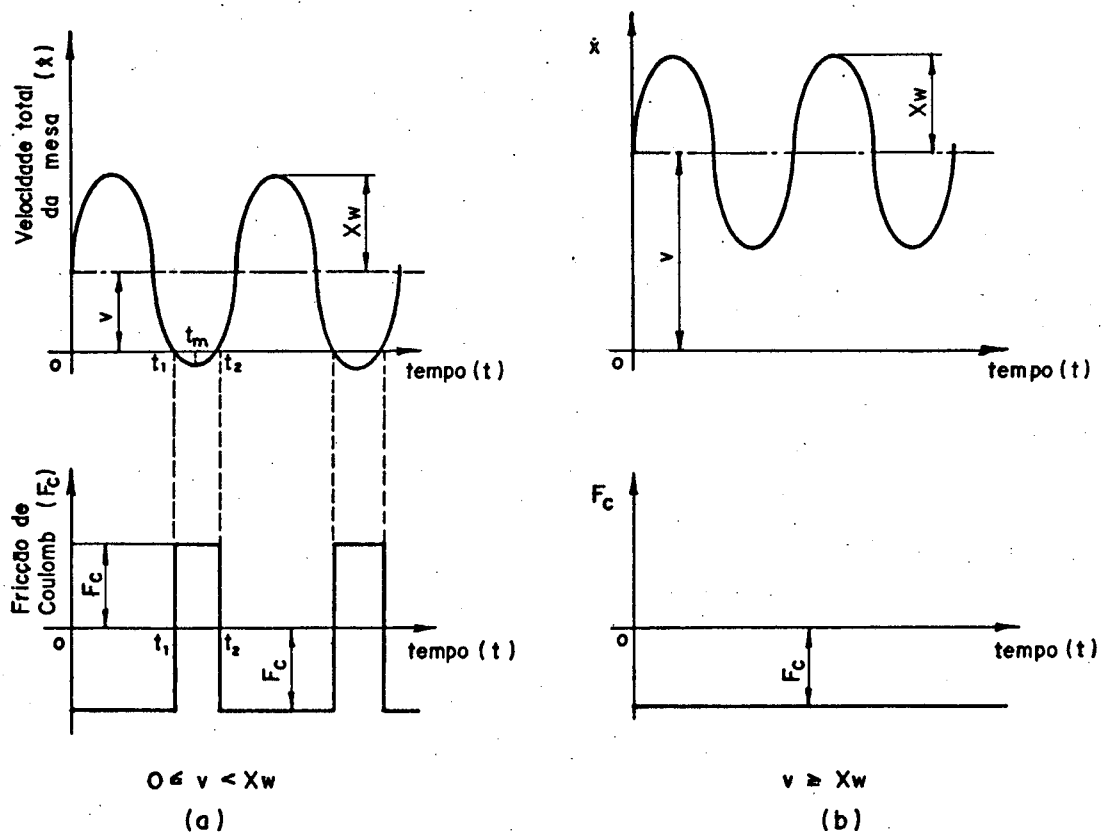


Figura 2.27- Força de fricção de Coulomb (F_c) e velocidade total da mesa (\dot{x}) em função do tempo para dois casos: a) $0 \leq v < Xw$; b) $v \geq Xw$ [13].

a) Para $0 \leq v < Xw$

Na análise do problema, será necessário calcular a energia dissipada devida à fricção de Coulomb em um período de vibração. Para isto foi considerado que a força de fricção de Coulomb permanece constante em módulo com a variação da velocidade. Seja a velocidade total da mesa (\dot{x}) dada em função do tempo pela seguinte expressão (fig. 2.27a):

$$\dot{x} = v - Xw \cos\left(\omega t + \frac{\pi}{2}\right) \quad (2.17)$$

Os tempos t_1 , t_2 e t_m necessários para a integração da expressão da energia dissipada, são calculados abaixo a partir da equação (2.17) (fig. 2.27a).

$$\dot{x} = 0 = v - Xw \cos\left(\omega t_1 + \frac{\pi}{2}\right)$$

$$\omega t_1 + \frac{\pi}{2} = \cos^{-1} \frac{v}{Xw}$$

logo,

$$t_1 = \frac{1}{\omega} \cos^{-1} \frac{v}{Xw} - \frac{\pi}{2\omega} \quad (2.18)$$

O período da velocidade \dot{x} (eq. 2.17) é $T = \frac{2\pi}{\omega}$. Logo, $t_m = \frac{3}{4} T$.

$$t_m = \frac{3}{2} \frac{\pi}{\omega} \quad (2.19)$$

$$t_2 = t_m + (t_m - t_1) = 2t_m - t_1$$

$$t_2 = \frac{7\pi}{2\omega} - \frac{1}{\omega} \cos^{-1} \frac{v}{Xw} \quad (2.20)$$

A energia dissipada em um período de vibração devida à fricção de Coulomb é:

$$E_d = \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} \frac{2\pi}{\omega} F_c [v - Xw \cos(\omega t + \frac{\pi}{2})] \operatorname{sgn}(\dot{x}) dt \quad (2.21)$$

onde,

$$\operatorname{sgn}(\dot{x}) = +1 \quad (\dot{x} \geq 0)$$

$$\operatorname{sgn}(\dot{x}) = -1 \quad (\dot{x} < 0)$$

Então,

$$\begin{aligned}
 E_d &= \int_0^{t_1} F_c [v - Xw \cos(wt + \frac{\pi}{2})] (+1) dt + \\
 &+ \int_{t_1}^{t_2} F_c [v - Xw \cos(wt + \frac{\pi}{2})] (-1) dt + \\
 &+ \int_{t_2}^{\frac{2\pi}{w}} F_c [v - Xw \cos(wt + \frac{\pi}{2})] (+1) dt
 \end{aligned}$$

$$E_d = \left[\int_0^{t_1} F_c v dt - \int_{t_1}^{t_2} F_c v dt + \int_{t_2}^{\frac{2\pi}{w}} F_c v dt \right] +$$

$$+ \left[- \int_0^{t_1} F_c Xw \cos(wt + \frac{\pi}{2}) dt +$$

$$+ \int_{t_1}^{t_2} F_c Xw \cos(wt + \frac{\pi}{2}) dt - \int_{t_2}^{\frac{2\pi}{w}} F_c Xw \cos(wt + \frac{\pi}{2}) dt \right]$$

Fazendo,

$$\begin{aligned}
 E_{d1} &= - \int_0^{t_1} F_c Xw \cos(wt + \frac{\pi}{2}) dt + \int_{t_1}^{t_2} F_c Xw \cos(wt + \frac{\pi}{2}) dt - \\
 &- \int_{t_2}^{\frac{2\pi}{w}} F_c Xw \cos(wt + \frac{\pi}{2}) dt
 \end{aligned}$$

$$E_{d2} = \int_0^{t_1} F_C v dt - \int_{t_1}^{t_2} F_C v dt + \int_{t_2}^{\frac{2\pi}{w}} F_C v dt$$

Então,

$$E_d = E_{d1} + E_{d2}$$

Resolvendo as integrais acima e considerando os tempos t_1 e t_2 dados pelas equações (2.18) e (2.20), obtêm-se as expressões para E_{d1} e E_{d2} . Então,

$$E_{d1} = \frac{4 F_C \sqrt{Xw^2 - v^2}}{w} \quad (2.22)$$

$$E_{d2} = \frac{2F_C v}{w} \left(2 \cos^{-1} \frac{v}{Xw} - 3\pi \right) \quad (2.23)$$

$$E_d = \frac{4 F_C \sqrt{Xw^2 - v^2}}{w} + \frac{2F_C v}{w} \left(2 \cos^{-1} \frac{v}{Xw} - 3\pi \right) \quad (2.24)$$

onde,

$$\frac{3\pi}{2} \leq \cos^{-1} \frac{v}{Xw} \leq 2\pi$$

E_{d1} representa a parcela de energia dissipada pela fricção de Coulomb devida ao efeito de mudança de sinal da velocidade da mesa \dot{x} (efeito vibratório).

E_{d2} representa a parcela de energia dissipada pela fricção de Coulomb devida ao movimento de avanço da mesa v (efeito de translação).

Quando o efeito vibratório da velocidade da mesa (\dot{x}) prevalece sobre o efeito de translação da mesa (mecanismo de avanço), então, a força de fricção de Coulomb terá uma maior ação de amortecimento sobre as vibrações da mesa ($E_{d1} \gg E_{d2}$).

A energia consumida E_v em um ciclo de vibração devida à força de amortecimento viscoso $C_{eq}(\dot{x} - v)$ é dada por:

$$E_v = \int_0^{\frac{2\pi}{w}} C_{eq}(\dot{x} - v) dt = \pi w C_{eq} X^2 \quad (2.25)$$

onde C_{eq} é o coeficiente de amortecimento viscoso equivalente. Igualando-se a parcela de energia dissipada E_{d1} , responsável pelo amortecimento de vibrações da mesa, à energia consumida no amortecimento viscoso (E_v) obtêm-se a expressão para C_{eq} . Então, fazendo $E_{d1} = E_v$ resulta [13]:

$$C_{eq} = \frac{4F_c \sqrt{Xw^2 - v^2}}{\pi X^2 w^2} \quad (2.26)$$

Da mesma forma, a energia consumida E_f em um período devido à força de fricção de Coulomb que age sempre contra o sentido do movimento de avanço é dada por:

$$E_f = \int_0^{\frac{2\pi}{w}} F_{eq} v dt = \frac{2\pi F_{eq} v}{w} \quad (2.27)$$

onde F_{eq} é a força de fricção equivalente, cujo valor é obtido através do equacionamento das expressões da energia dissipada E_{d2} e E_f em um período ($2\pi/w$). Assim, tomando $E_{d2} = E_f$ resulta [13]:

$$F_{eq} = \left(\frac{2 \cos^{-1} v/Xw}{\pi} - 3 \right) F_c \quad (2.28)$$

b) Para $v \geq Xw$

Neste caso a velocidade total da mesa (\dot{x}) não muda de sinal (fig. 2.27b) e assim desaparece o efeito vibratório. Logo, a força de fricção de Coulomb não terá efeito de amortecimento de vibrações, ou seja

$$C_{eq} = 0 \quad (2.29)$$

$$F_{eq} = F_c \quad (2.30)$$

Para analisar a influência da velocidade de avanço (v), das forças de fricção e de excitação sobre a resposta dinâmica do sistema vibratório descrito (mecanismo de avanço), faz-se necessário resolver a equação diferencial do movimento da mesa [13].

$$m\ddot{x} + C_2\dot{x} + (C_{eq} + C_1)(\dot{x}-v) + K(x-vt) = F_0\text{sen}wt - F_{eq} \quad (2.31)$$

A resposta do sistema no estado permanente é:

$$x = X \text{sen}(wt + \psi) + vt - (F_{eq} + C_2 v)/K \quad (2.32)$$

onde ,

$$X = \frac{F_0}{\sqrt{(K - mw^2)^2 + [(C_{eq} + C_1 + C_2)w]^2}} \quad (2.33)$$

Esta é uma equação implícita desde que C_{eq} é uma função de X (equação 2.26). Dessa forma, para resolvê-la utiliza-se um método numérico iterativo através de um computador.

Nas figuras 2.28 e 2.29 são mostrados os gráficos obtidos para a flexibilidade dinâmica (receptância) X/F_0 para as velocidades de avanço $v = 0$ e $v = 300$ mm/min, respectivamente. Destas figuras vê-se que a receptância é afetada não somente pela fricção de Coulomb (F_c) e velocidade de avanço (v), mas também pela amplitude da força de excitação (F_0) [13].

Como se pode notar, a habilidade das guias de escorregamento de amortecer vibrações na direção do movimento devido à força de fricção de Coulomb, diminui com o aumento da velocidade de avanço (v) e da amplitude da força de excitação (F_0). Isto significa que para grandes velocidades de avanço e amplitudes da força de excitação, a receptância do mecanismo de avanço tornar-se-á elevada, ou seja, o sistema terá baixa rigidez dinâmica.

Segundo experimentos realizados por Poláček e Vavra [12] verificou-se que para velocidades de avanço maiores que 300 mm/min, as guias de escorregamento têm sua capacidade de amortecimento de vibrações na direção do movimento praticamente igual às guias de baixo atrito (rolamento e hidrostática). Contudo, para velocidades de avanço entre 0 e 300 mm/min as guias de escorregamento apresentam um maior amortecimento e o mecanismo de avanço uma menor frequência de ressonância.

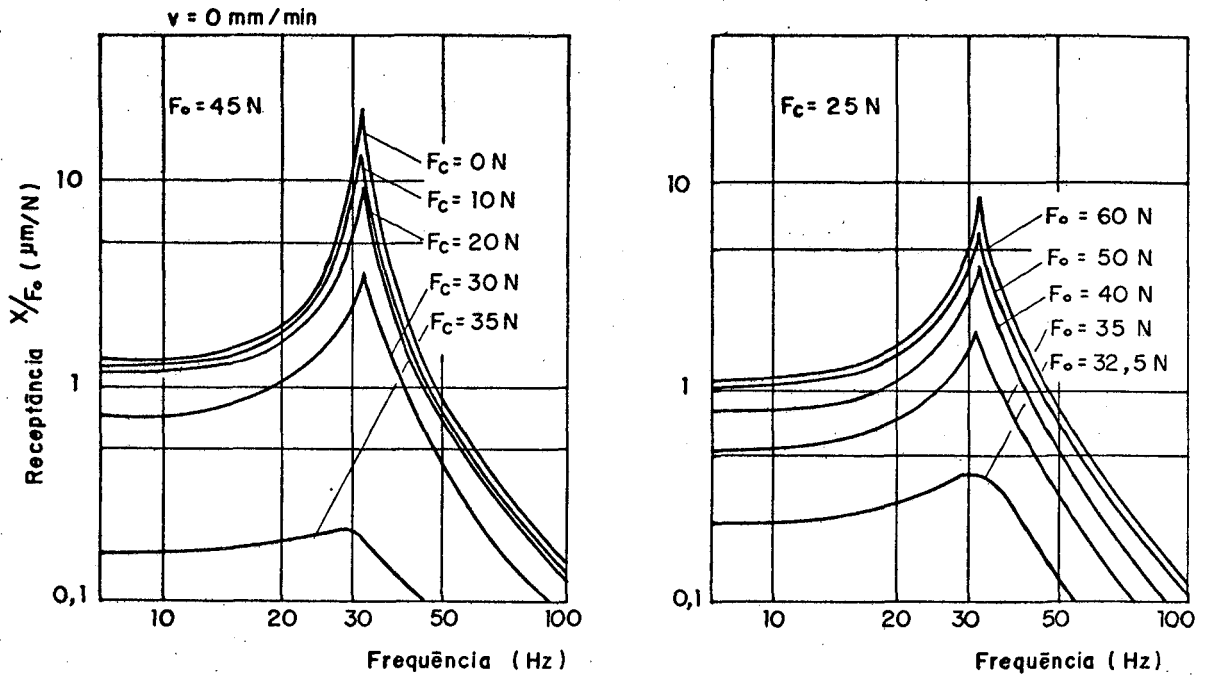


Figura 2.28- Gráficos da receptância (X/F_0) em função da frequência de excitação (Hz) para velocidade de avanço $v = 0\text{ mm/min}$. Dados iniciais: $m = 17,8\text{ Kg}$; $C_1+C_2 = 0,223\text{ N.s/mm}$; $K=758\text{ N/mm}$ [13].

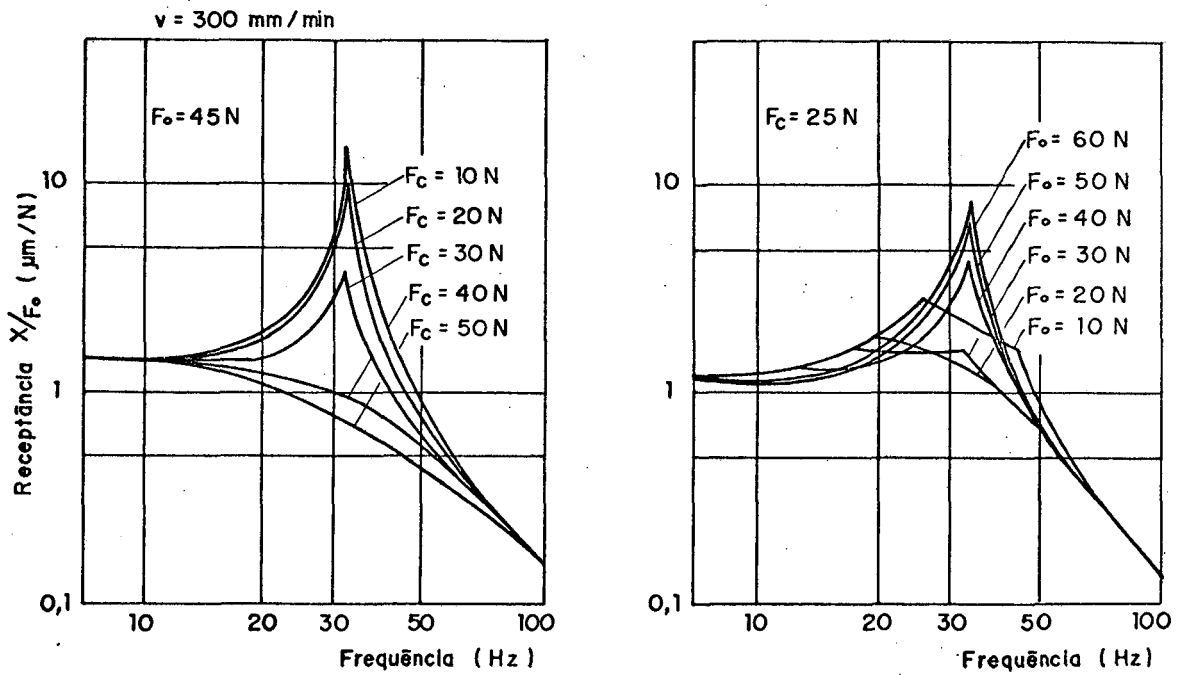


Figura 2.29- Gráficos da receptância (X/F_0) em função da frequência de excitação (Hz) para velocidade de avanço $v = 300\text{ mm/min}$. Dados iniciais: $m = 17,8\text{ Kg}$; $C_1+C_2 = 0,223\text{ N.s/mm}$; $K=758\text{ N/mm}$ [13].

Como foi visto no texto acima, a força de fricção de Coulomb desempenha um papel importante no amortecimento de vibrações na direção do movimento. Por outro lado, esta mesma força é responsável pelo erro de posicionamento do elemento móvel (mesa). Supondo-se a mesa com uma velocidade de avanço constante ($\dot{x}_c = v$) e comandada para parar na posição x_c , a equação do movimento para esta situação é dada por [13]:

$$m\ddot{x} + (C_1 + C_2)\dot{x} + K(x - x_c) + F_c = 0 \quad (2.34)$$

Para análise do erro de posicionamento é necessário somente obter a resposta do sistema no estado permanente, ou seja, a solução particular da equação (2.34). Então, resulta:

$$x_p = x_c - \frac{F_c}{K} \quad (2.35)$$

O termo F_c/K da solução x_p acima, representa o erro de posicionamento do elemento móvel. Consequentemente, a precisão de posicionamento pode ser melhorada através da redução da força de fricção de Coulomb (F_c) ou pelo aumento da rigidez do mecanismo de avanço (K).

Para concluir o estudo realizado a respeito da influência da força de fricção de Coulomb sobre o amortecimento de vibrações na direção do movimento e sobre o erro de posicionamento do elemento deslizante, é interessante fazer alguns comentários acerca dos parâmetros que influem no comportamento dinâmico do sistema de avanço, como também, fornecer, na medida do possível, recomendações que visem o melhoramento de sua rigidez dinâmica.

a) A força de fricção de Coulomb presente nas guias de escorregamento tende a aumentar a capacidade de amortecimento de vibrações na direção do movimento. Porém, é responsável pelo erro de posicionamento do elemento móvel. Deste modo, será necessário escolher um coeficiente de fricção (par de materiais, lubrificantes, etc.) para as superfícies das guias de escorregamento, de tal forma que garanta um certo grau de amortecimento, ao mesmo tempo que propicie uma precisão de posicionamento razoável.

b) A força de fricção de Coulomb terá um efeito de amortecimento somente quando a amplitude da velocidade de vibração (Xw)

for maior que a velocidade de avanço do elemento móvel (v). Quando $v = Xw$, o coeficiente de amortecimento viscoso equivalente (C_{eq}) dado pela equação (2.26) será igual a zero. Neste caso, a força de fricção de Coulomb não terá participação no amortecimento de vibração do elemento móvel na direção do movimento.

c) Quando a velocidade de avanço do elemento móvel for nula ($v = 0$), o C_{eq} assumirá o máximo valor dado por $4F_C/\pi wX$ e a força de fricção de Coulomb terá um máximo de efeito de amortecimento.

d) Uma grande força de fricção de Coulomb contribui para o aumento da capacidade de amortecimento (veja equações 2.22 e 2.26), porém, isto só é válido para $v < Xw$. Por outro lado, o aumento da força de fricção de Coulomb reduz a precisão de posicionamento (eq. 2.35) do elemento móvel.

e) Conforme as figuras 2.28 e 2.29 que são representações gráficas da equação (2.33), a rigidez dinâmica (F_0/X) do sistema de avanço aumenta com o acréscimo da força de fricção de Coulomb nas guias, mantendo-se constante a velocidade de avanço e a amplitude da força excitadora. Em contrapartida, a rigidez dinâmica diminui com o aumento da amplitude da força excitadora, mantendo-se constante agora a força de fricção de Coulomb e a velocidade de avanço. Por último, a rigidez dinâmica do sistema diminui com o aumento da velocidade de avanço. Isto é devido à perda da capacidade de amortecimento da força de fricção nas guias com o aumento da velocidade de avanço (ver eq. 2.26).

f) Como consequência do item "e", as guias de escorregamento que trabalham em altas velocidades não contribuem para o amortecimento de vibrações na direção do movimento. Porém, quando a frequência excitadora (w) for muito elevada a ponto de tornar $Xw > v$, o efeito de amortecimento estará presente devido à força de fricção de Coulomb nas guias.

g) Poláček e Vavra [12] verificaram que para forças de excitação harmônica de frequência variando entre 25 a 250 Hz e para velocidades de avanço entre 0 e 300 mm/min, as guias de escorregamento têm maior capacidade de amortecimento de vibrações na direção do movimento do que as guias de baixo atrito (hidrostática e rolamento).

h) Bell e Burdekin [25, 32] concluíram, através de seus

experimentos, que é possível tornar o amortecimento nas guias de escorregamento sempre positivo, em toda faixa de velocidades de acionamento, através da utilização de óleos lubrificantes de maior viscosidade e com mecanismo de avanço de rigidez mais elevada. Eles verificaram que a influência da rigidez do mecanismo de avanço no amortecimento das guias de escorregamento é bastante considerável em baixas velocidades e que a viscosidade do lubrificante é mais efetiva no que se refere ao amortecimento, para velocidades maiores que 150 mm/min (efeito da viscosidade).

i) Óleos minerais com aditivo polar (ácidos graxos) fornecem maior capacidade de amortecimento que os óleos minerais puros, principalmente em baixas velocidades [32].

Pelo fato da rigidez dinâmica da máquina-ferramenta ter influência na sua capacidade de remoção de cavaco, na precisão e acabamento superficial das peças usinadas vale mencionar os procedimentos básicos para a obtenção de alta rigidez dinâmica. Estes são [1]:

1) Procurar uma configuração entre as variáveis descritivas do comportamento vibratório, tal que resulte num afastamento tão grande quanto possível, para menos ou para mais, da frequência excitadora em relação a frequência natural;

2) Procurar aumentar o quanto possível a capacidade de amortecimento da máquina.

O procedimento dado no item (1) tem por objetivo tornar a relação ($\eta = w/w_n$) entre as frequências excitadoras (w) e natural (w_n) tão grande ou pequena quanto possível, para reduzir o fator de amplificação dos sistemas vibratórios da máquina.

Em relação ao item (2), o amortecimento não somente influi no decaimento rápido das vibrações livres e auto-excitadas, mas também aumenta a rigidez dinâmica sob vibrações forçadas [1]. É necessário distinguir as duas formas pelas quais é possível amortecer vibrações nas máquinas. A primeira está associada ao amortecimento proporcionado pela estrutura atômica do material e a segunda é proveniente da adoção de técnicas especiais de amortecimento no projeto da máquina [16].

2.6 Materiais

Os materiais utilizados para a fabricação de elementos de máquinas-ferramenta devem ser especificados para atender às solicitações básicas previstas pelo projeto, e atender aos processos de fabricação escolhidos. O projetista de máquina-ferramenta deve ter conhecimentos relativos aos processos de fabricação, além de conhecer o comportamento de cada componente e as propriedades dos materiais que podem ser utilizados. Contudo, a escolha do material mais apropriado, quase sempre, torna-se uma solução de compromisso entre custo, processos de fabricação e requisitos de projeto [17].

A seleção de materiais para guias de escorregamento deve, portanto, prever condições adequadas de atrito e desgaste, estabilidade química, de movimento e dimensional, rigidez, capacidade de amortecimento de vibrações e choques, custo e características adequadas aos processos de fabricação escolhidos.

Dessa forma, deseja-se que os materiais a serem utilizados para a fabricação de guias de escorregamento tenham as seguintes propriedades [18]:

- a) baixo coeficiente de atrito, especialmente sob condições de atrito seco;
- b) um coeficiente de atrito dinâmico, preferencialmente, crescente com o aumento da velocidade;
- c) mínima diferença entre os coeficientes de atrito estático e dinâmico;
- d) baixa taxa de desgaste e alta resistência à abrasão;
- e) boa estabilidade dimensional e adequada rigidez;
- f) boa estabilidade química e boa compatibilidade com óleos lubrificantes e fluidos de corte;
- g) facilidade de fabricação (boas características de usinabilidade, soldabilidade, temperabilidade, menor tendência à deformação devido a tratamentos térmicos, etc.);
- h) confiabilidade e segurança de operação em condições anormais ou de emergência;
- i) baixo custo.

2.6.1 Considerações sobre atrito nas guias de escorregamento

Inicialmente será realizada uma revisão sobre a teoria da fricção entre corpos sólidos para melhor compreender o fenômeno

friccional e os fatores que o influenciam (par de materiais, lubrificantes e contaminantes, tensão de cisalhamento, dureza, carga normal, rugosidade, estrias de usinagem, velocidade e distância percorrida, etc.). Assim, será possível elaborar um conjunto de medidas práticas que venham minorar os problemas associados à fricção nas guias de escorregamento.

Antes de abordar os mecanismos da fricção seria interessante apresentar as leis da fricção para superfícies sólidas operando no estado de fricção seca ou lubrificação limite. As duas leis básicas da fricção são [20]:

- a) a força de fricção é proporcional à carga normal que age nas superfícies em contato;
- b) a força de fricção é independente da área aparente ou do tamanho dos corpos em contato.

Como se sabe, as superfícies dos corpos sólidos apresentam asperezas microscópicas e macroscópicas. Quando os corpos são postos em contato e pressionados juntos, ocorrem deformações elásticas e/ou plásticas de muitas destas asperezas. Como resultado formam-se regiões de contato (junções) entre as asperezas opostas dos dois corpos em contato. A soma das áreas de todas as junções constitui a área real de contato (A_r). Nestas junções ocorrem fortes forças de atração de natureza interatômica e molecular, responsáveis pela adesão existente na interface de contato [19, 20].

Para ocorrer movimento relativo entre as duas superfícies em contato, é necessário aplicar uma força (T) paralela à interface de contato para sobrepor as forças de adesão nas junções. Se, em adição, as asperezas da superfície mais dura movimentam-se relativamente à superfície mais mole, será necessário empreender uma força adicional para deformar elástica e/ou plasticamente as asperezas desta última superfície (mole). Isto assemelha-se a um "processo de aragem" das asperezas da superfície mais dura sobre a mais mole [20, 22]. Dessa forma, a força de fricção (F_c) é constituída de duas componentes, a saber: F_a é a força necessária para cisalhar a ligação de adesão que ocorre nas junções; F_d é a força requerida para deformar elástica e/ou plasticamente as asperezas do material mais mole ("efeito de aragem") [20, 22].

Para situações de escorregamento onde as superfícies são bem

lubrificadas ou quando uma superfície dura e áspera escorrega sobre outra mole, $F_a \leq F_d$. Contudo, para superfícies metálicas não-lubrificadas F_d é, usualmente, desprezável quando comparada com F_a |20|.

Para o desenvolvimento da teoria simplificada da adesão considera-se que as superfícies não são lubrificadas, ou seja, $F_d = 0$ e toda a força de fricção (F_c) é devida à componente da adesão (F_a). Logo, o coeficiente de fricção f será |20|

$$f = \frac{F_a}{N} = \frac{A_r \tau_a}{N} = \frac{\tau_a}{\sigma_e} \quad (2.36)$$

onde,

N é a carga normal

τ_a é a tensão cisalhante da junção

A_r é a área real de contato que é igual N/σ_e

σ_e é a tensão de escoamento plástico na direção normal

Através de experimentos |19, 20| verificou-se que τ_a pode ser estimada pela tensão de escoamento cisalhante do material mais mole (τ_e). Por outro lado, σ_e pode ser avaliada aproximadamente por: $\sigma_e \cong H_V \cong 5 \tau_e$, onde H_V é a dureza em Vicker do material mais mole |20|.

Destas considerações, a teoria simplificada da adesão prevê o seguinte valor para o coeficiente de fricção de superfícies metálicas não-lubrificadas |20|:

$$f = \frac{\tau_a}{\sigma_e} = \frac{\tau_e}{H_V} = \frac{\tau_e}{5\tau_e} = 0,2 \quad (2.37)$$

Contudo, os resultados experimentais obtidos para superfícies metálicas quimicamente limpas e não-lubrificadas em contato, expostas ao ar ou no vácuo, diferem daqueles encontrados pela teoria simplificada da adesão ($f = 0,2$). Na maioria dos experimentos os valores de f estavam em torno de 1,0 ou bem maior. A inconsistência dos resultados teóricos e experimentais está no fato de que a área real de contato dada por N/σ_e não permanece constante, ou seja, devido à combinação das tensões normal e cisalhante aplicadas na interface de contato ocorre um processo contínuo de deformação plástica das junções, conduzindo a um aumento gradual da área

real de contato. Este processo de crescimento é caracterizado como "crescimento da junção". Ele cessa no momento em que a tensão cisalhante aplicada na interface de contato excede a tensão de escoamento cisalhante da junção. Neste instante, observa-se um escorregamento macroscópico dos corpos em contato. Quando o fenômeno do crescimento da junção não é apreciável, a teoria simplificada da adesão fornece resultados razoáveis. Isto ocorre na prática quando as superfícies são separadas por finos filmes de contaminantes ou lubrificantes [20, 21].

Comportamento friccional dos metais no ar sob condições de atrito seco

Das considerações feitas acima sobre o mecanismo friccional, torna-se evidente que a fricção entre dois corpos sólidos depende em muito da intensidade da adesão que ocorre na sua interface de contato. Quanto maior for a adesão mais intensa será a fricção. Para situações de atrito seco, como regra geral, as seguintes observações são válidas [19, 20, 21]:

- a) A adesão entre duas superfícies de mesmo metal é bastante forte. Isto explica o severo comportamento friccional de superfícies deslizantes de metais idênticos;
- b) Para metais idênticos a adesão decresce com o aumento do módulo de elasticidade e da dureza. Isto significa que a resistência à fricção diminui com o acréscimo destes parâmetros;
- c) Em geral, superfícies metálicas mais duras fornecem menor fricção que as mais moles;
- d) Forte adesão (alta fricção) ocorre entre metais não idênticos mas que são mutuamente solúveis (compatíveis) e, portanto, podem formar ligas ou compostos metálicos;
- e) Metais que formam junções dúcteis apresentam maior adesão (maior fricção) do que os que formam junções frágeis;
- f) Para superfícies metálicas quimicamente limpas o coeficiente de fricção varia de 0,8 a 2,0.

Efeito dos contaminantes (filmes de óxidos e adsorvidos) sobre a fricção dos metais e não-metais no ar

Como se sabe, a maioria dos metais e ligas reage com o oxigênio e vapor d'água presentes no ar do meio ambiente. Conseqüentemente, filmes de óxidos e películas adsorvidas de oxigênio e vapor d'água são produzidos sobre a superfície. Estes contaminantes afetam preponderantemente a força de adesão nas junções. Eles inibem a formação de fortes ligações de adesão entre as superfícies em contato, como também, fornecem uma menor resistência cisalhante para a interface, contribuindo assim para baixar a resistência à fricção [20, 21].

Os não-metais não formam filmes de óxidos, mas apresentam películas adsorvidas de oxigênio e vapor d'água. Contudo, o seu efeito no comportamento friccional dos não-metais é menos importante quando comparado com os metais [19, 20].

A formulação para o cálculo do coeficiente de fricção estatístico para superfícies contaminadas foi obtida na referência [21] e está apresentada abaixo:

$$f = \frac{F_a}{N} = \frac{\beta}{\alpha(1 - \beta^2)^{1/2}} \quad (2.38)$$

onde,

α é uma constante representativa do escoamento plástico da junção e varia de $\sqrt{3}$ a 5.

$\beta = \tau_c / \tau_e$ onde, τ_c é a tensão cisalhante da camada interfacial e τ_e é a tensão de escoamento cisalhante do material mais mole do par. Comumente, $\beta < 1$. O parâmetro β indica o grau de contaminação das superfícies em contato. Ele é a medida da resistência ao cisalhamento da camada interfacial. Na figura 2.30, está representada a variação do coeficiente de fricção f com o parâmetro β para vários valores de α . Para superfícies levemente contaminadas f tem um valor menor que 2,0 [21].

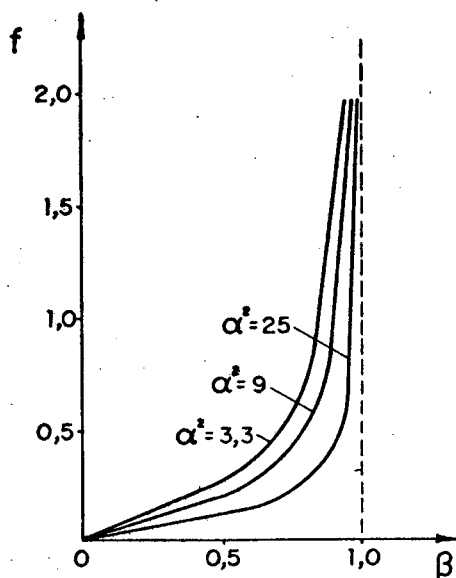


Figura 2.30- Variação do coeficiente de fricção estático (f) em função do grau de contaminação das superfícies em contato (β) [21].

Efeito de finos filmes de lubrificantes sobre a fricção

No caso em que as superfícies são separadas por um fino filme de lubrificante sem a ocorrência de contato sólido-sólido (lubrificação de filme fluido), a resistência cisalhante da interface τ_c torna-se consideravelmente menor que a tensão de escoamento cisalhante do material mais mole do par (τ_e). Logo, a resistência à fricção será drasticamente reduzida. Para este caso, $\beta \leq 0,1$ e o coeficiente de fricção estático é dado aproximadamente por [21]:

$$f \cong \frac{\tau_c}{\sigma_e} = \frac{\tau_c}{H_v} \quad (2.39)$$

Isto mostra que para finos filmes de lubrificantes onde, $\beta = \tau_c/\tau_e \leq 0,1$, a teoria simplificada da adesão fornece uma boa aproximação para o coeficiente de fricção. Neste caso, o processo de crescimento das junções torna-se bastante reduzido, de forma que a área real de contato não sofre praticamente ampliação [21]. Nas situações envolvendo lubrificação de filme fluido, o coeficiente de fricção pode ser bem menor que 0,05 [21]. No entanto, os tipos mais comuns de fricção que ocorrem na prática estão associados com

lubrificação limite e mista. Estes modos de lubrificação estão presentes na maioria das guias de escorregamento de máquinas-ferramenta [22]. Neste caso, as propriedades químicas e a estrutura molecular do lubrificante têm uma importância fundamental nas características de fricção e desgaste dos materiais em contato [19, 21, 23]. O coeficiente de fricção estático para este caso é dado por [21, 23]:

$$f = \frac{1}{\sigma_e} \left[\gamma \tau_c + (1 - \gamma) \tau_l \right] \quad (2.40)$$

onde,

γ é a fração da área aparente de contato onde ocorre contato direto sólido-sólido.

τ_l é a tensão cisalhante do filme lubrificante.

τ_c e σ_e já foram mencionados anteriormente. Nesta formulação a componente da força de fricção devida à deformação ("efeito de aragem") foi desprezada. Nos casos de lubrificação limite e mista o coeficiente de fricção varia de 0,2 a 0,7 [21].

Efeito da velocidade e pressão de contato sobre a fricção

Para os metais e suas ligas sob condições de atrito seco, o coeficiente de fricção dinâmico usualmente decresce com o aumento da velocidade de escorregamento. A explicação para este fato é a seguinte: devido às velocidades de deslizamento na interface de contato ocorre um rápido processo de deformação e cisalhamento das junções com a conseqüente geração de calor. A taxa de calor gerado, em geral, é maior que a taxa de calor de condução através do metal. Dessa forma, desenvolvem-se nas regiões de contato altas temperaturas. O gradiente de temperatura na direção do substrato do metal é bastante elevado. Como resultado o substrato permanece comparativamente não afetado e duro. No entanto, nas regiões de contato o aumento da temperatura causa amolecimento e fusão do metal. Isto fornece uma película muito fina de metal fundido que age como um filme de lubrificante de baixa resistência ao cisalhamento, contribuindo assim para baixar a resistência à fricção. Com o aumento da velocidade, este processo torna-se mais intenso e a espessura do filme de metal fundido aumenta melhorando assim seu efeito lubrificante, ou seja, reduzindo o coeficiente de fricção dinâmico [21].

Kragelskii [21, 23] pesquisou a dependência do coeficiente de fricção dinâmico com a pressão de contato e velocidade para os metais e suas ligas em atrito seco. Ele observou que o coeficiente de fricção dinâmico assume um máximo valor para uma determinada pressão e velocidade. À medida que a pressão aumenta o coeficiente de fricção dinâmico decresce, como também a velocidade que fornece o coeficiente de fricção dinâmico máximo. A figura 2.31 mostra a forma de variação do coeficiente de fricção dinâmico com a pressão de contato e velocidade [21].

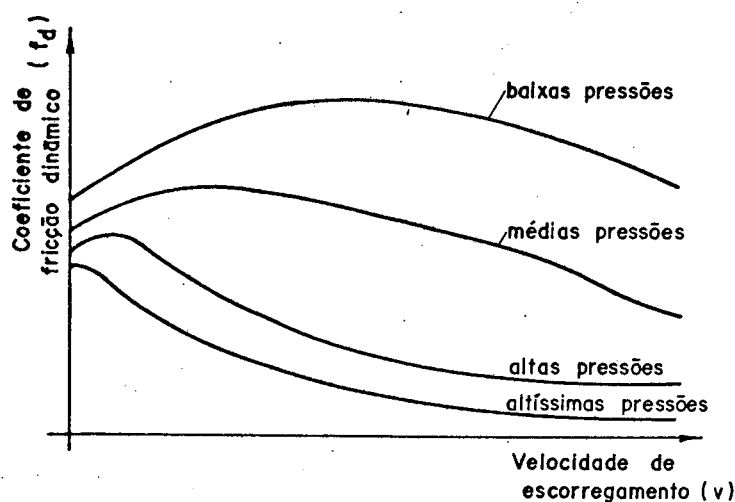


Figura 2.31- Gráfico da variação do coeficiente de fricção dinâmico (f_d) em função da velocidade de escorregamento (v) para diferentes pressões de contato [21].

O coeficiente de fricção estático, por sua vez, aumenta com o tempo em que as superfícies em contato permanecem em repouso [19, 28, 29]. Em geral, o coeficiente de fricção estático é maior do que o coeficiente de fricção dinâmico para a maioria dos materiais.

Alguns não-metais, como por exemplo os materiais a base de PTFE (politetrafluoretileno), sob condições de atrito seco ou com lubrificação adequada, escorregando em aço ou ferro fundido apresentam um coeficiente de fricção que tende a aumentar com a velocidade [18, 24]. As características de fricção dos materiais a base de PTFE são também muito influenciadas pela pressão de contato [24].

O comportamento clássico do coeficiente de fricção, nas guias de escorregamento lubrificadas e fabricadas a partir de metais ou de suas ligas, em função da velocidade de deslizamento no regime permanente, assume a configuração mostrada na figura 2.32 [25, 26]. Como se vê nesta figura, em baixas velocidades o coeficiente de fricção assume altos valores (lubrificação limite) e na medida que ocorre um leve acréscimo na velocidade do elemento móvel a resistência à fricção admite um mínimo (lubrificação mista). A partir daí, o efeito hidrodinâmico começa a predominar e a resistência ao cisalhamento do filme de óleo cresce conduzindo ao aumento do coeficiente de fricção dinâmico.

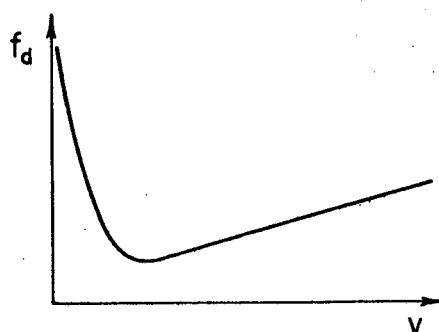


Figura 2.32- Comportamento clássico do coeficiente de fricção dinâmico (f_d) em função da velocidade para guias de escorregamento lubrificadas [25].

Para o caso particular onde o par em escorregamento é de ferro fundido (retificado com rebolo tipo copo contra rasqueteado), a característica de fricção versus velocidade de deslizamento no regime permanente é mostrada na figura 2.33. Neste caso, os experimentos foram realizados com superfícies lubrificadas e não-lubrificadas. Os lubrificantes utilizados foram óleo mineral puro e óleo mineral com aditivo polar (ácidos graxos) de diferentes viscosidades. Na figura também foi exposta a curva de fricção do PTFE escorregando contra aço em condições de atrito seco [24, 27]. Como se pode notar das curvas da figura 2.33, óleos minerais com aditivo polar fornecem menores coeficientes de fricção em comparação aos óleos minerais puro de mesma viscosidade, principalmente em baixas velocidades de escorregamento. Observou-se também que óleos mais

viscosos proporcionam menor coeficiente de fricção. Este último fato está associado à mudança no *modo de lubrificação* (*limite, mista, filme fluido*) causada pelo aumento da viscosidade.

Utilizando-se óleo com aditivo polar verificou-se que, em baixas velocidades, o coeficiente de fricção aumenta ligeiramente com a velocidade de escorregamento, enquanto com óleo mineral puro este coeficiente diminui bruscamente. Dessa forma, conclui-se que superfícies de f_0f_0 em atrito seco ou lubrificadas com óleo mineral puro tendem a ter movimento de "stick-slip", quando escorregando em baixas velocidades. Contudo, isto não ocorre com o emprego de óleo mineral com aditivo polar.

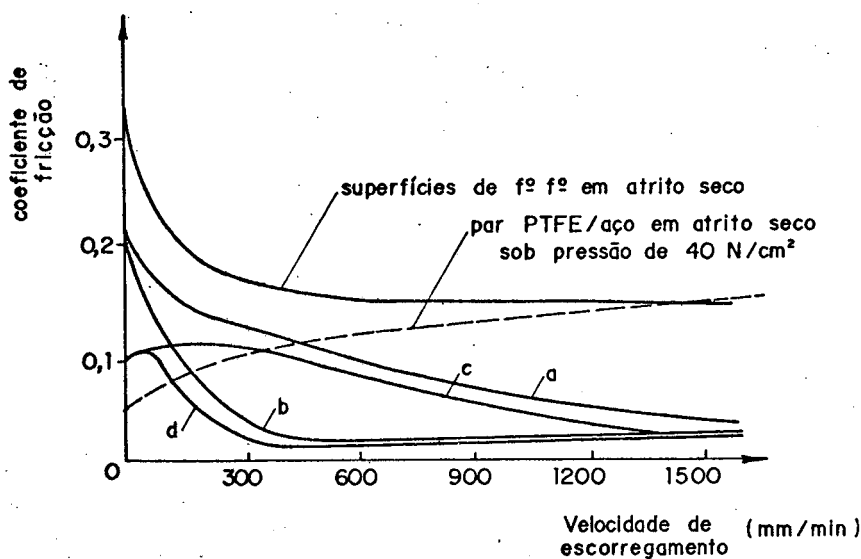


Figura 2.33- Comportamento do coeficiente de fricção (no estado estacionário) em função da velocidade para superfícies de f_0f_0 acabadas por retificação frontal, escorregando sobre superfícies de f_0f_0 rasqueteadas, para vários lubrificantes, a saber: (a) óleo mineral com 73cSt; (b) óleo mineral com 600cSt; (c) óleo mineral (73cSt) com aditivo polar; (d) óleo mineral (600cSt) com aditivo polar. A pressão de contato dos testes foi de 6,0N/cm² |24|.

Efeito de outros fatores sobre a fricção

A influência da distância percorrida, da rugosidade superficial e da direção das estrias de usinagem sobre a fricção será considerada neste item.

Como regra geral, verificou-se que o coeficiente de fricção diminui com a distância percorrida pelos corpos em escorregamento, tendendo a se manter constante após determinado percurso. A curva coeficiente de fricção x distância percorrida varia conforme o par de materiais em atrito, o processo de acabamento superficial, tipo e quantidade de lubrificante, etc.. Domros [26] verificou, através de testes em vários pares de corpos de ferro fundido cinzento de diferentes rugosidades superficiais, que o valor do coeficiente de fricção diminui com a distância de escorregamento e converge para um único valor. Os testes foram realizados utilizando-se óleo mineral puro com viscosidade de 33 cSt (50°C) com pressão de contato de 40 N/cm² e velocidade de 0,4 m/min. Nestes testes, foram empregados os seguintes processos de acabamento superficial: a) retificação tangencial ($R_a = 0,6 \mu\text{m}$); b) retificação frontal ($R_a = 0,8 \mu\text{m}$); c) aplainamento fino ($R_a = 1,6 \mu\text{m}$); d) fresamento fino ($R_a = 2,2 \mu\text{m}$). R_a (μm) é a rugosidade superficial em C.L.A. (Center Line Average). Inicialmente, observou-se que o coeficiente de fricção é afetado pelo processo de acabamento superficial. O par acabado por retificação frontal apresentou o menor coeficiente de fricção, vindo em ordem crescente, os pares acabados por retificação tangencial, fresamento fino e aplainamento fino. Como regra geral, constatou-se que superfícies melhor acabadas apresentam menor coeficiente de fricção. Contudo, para superfícies com acabamento extremamente fino esta tendência se dá ao contrário. Isto ocorre devido ao aumento do número de junções com conseqüente acréscimo da área real de contato e, como já foi visto anteriormente, fortes ligações de adesão ocorrerão na interface de contato contribuindo para o aumento da fricção.

Domros [26] constatou no teste, sob as condições anteriormente descritas, que após um percurso de deslizamento (cerca de 40 Km), o coeficiente de atrito converge para um único valor, independente do processo de acabamento superficial.

Quanto à influência da direção das estrias de usinagem

do par das superfícies em contato sobre o coeficiente de fricção, requer-se maiores estudos, isto porque, segundo testes realizados por Domros [26], não se constatou uma nítida tendência. No entanto, como princípio geral, verifica-se que a orientação das estrias que resulta numa maior área real de contato é aquela que apresenta o maior coeficiente de fricção.

2.6.2 Considerações sobre o "*stick-slip*" nas guias de escorregamento

Neste subtópico, será abordado o fenômeno conhecido como "*stick-slip*", suas causas, seus efeitos para as máquinas-ferramenta e as medidas que podem ser tomadas visando a sua extinção ou abrandamento de sua intensidade.

Em muitos sistemas que operam com escorregamento entre superfícies ocorre um movimento descontínuo com flutuações de velocidade caracterizado por uma série intermitente de paradas e escorregões. Este fenômeno é chamado de "*stick-slip*". Ele ocorre nas guias de escorregamento de máquinas-ferramenta, se determinadas condições forem preenchidas. Porém, está ausente nas outras modalidades de guias (rolamento, hidrostática).

A instabilidade de movimento proporcionada pelo "*stick-slip*" causa diversos problemas para o trabalho das máquinas-ferramenta, entre os quais podem-se citar:

a) Perda da precisão de posicionamento dos elementos deslizantes (sela, carro, mesa, etc.). Isto significa que fica difícil um posicionamento preciso, se não impossível, especialmente se o movimento de ajuste for pequeno;

b) Em máquinas-ferramenta que têm mecanismos de avanço servo-controlados, o movimento de "*stick-slip*" causa instabilidade no sistema de controle no momento do posicionamento;

c) Perdas da precisão de usinagem e da qualidade de acabamento das peças usinadas. Isto é devido ao movimento não-uniforme com certa trepidação entre a peça e a ferramenta, que ocorre mais comumente em baixas velocidades. Isto pode ser um sério problema, caso não sejam tomadas as devidas medidas, em máquinas-ferramenta que têm controle de movimento durante o processo de corte da peça (máquinas de comando numérico). Estas máquinas necessitam desenvolver movimentos lentos e precisos de pequena amplitude.

O tipo de "stick-slip" mais comumente encontrado na prática, também chamado de regular [19], é aquele causado devido ao fato do coeficiente de fricção estático ser maior do que o coeficiente de fricção dinâmico ou originado pelo decréscimo do coeficiente de fricção dinâmico com o aumento da velocidade [21]. O que ocorre é o seguinte: para sobrepor o atrito estático entre a guia e o elemento móvel, os elementos acionadores deformam-se elasticamente até alcançar a força necessária para o deslocamento do mesmo. Após vencer o atrito estático o movimento se inicia e a resistência friccional diminui, mas como os elementos acionadores inicialmente armazenaram energia de deformação elástica, esta é liberada instantaneamente dando um impulso no elemento móvel, o que causa um rápido "escorregão" do mesmo ("slip"). Logo após, o elemento móvel pára ("stick") e o processo se repete. Para o caso onde o coeficiente de fricção dinâmico decresce com aumento da velocidade tem-se basicamente um efeito de amortecimento negativo [1, 25].

Outro tipo de "stick-slip" chamado de irregular [19] é observado esporadicamente em situações onde ocorre uma queda abrupta do coeficiente de fricção dinâmico devido a mudanças nas propriedades friccionalis ao longo da guia (filme de óleo ou óxido, rugosidade, etc.).

O movimento de "stick-slip" depende de vários fatores, entre os quais: velocidade de acionamento, carga normal, rigidez, amortecimento, frequência natural e massa do sistema de avanço, características de atrito das superfícies das guias (coeficiente de atrito estático e dinâmico), lubrificante, etc.. Para análise detalhada destes fatores têm-se as referências [19, 21, 23, 25, 26, 28, 29, 30, 31]. A amplitude do "stick-slip", dentre os fatores mencionados acima, depende principalmente da velocidade de escorregamento imprimida pelo sistema de avanço. Porém, existe uma determinada velocidade acima da qual o movimento de "stick-slip" desaparece; ela é chamada de velocidade crítica. Tal velocidade depende, entre outros parâmetros, mais significativamente do lubrificante e da frequência natural do sistema de avanço [19, 25, 28, 30].

Para impedir o surgimento do movimento de "stick-slip" ou mesmo reduzir a sua amplitude nas guias de escorregamento de máquinas-ferramenta, é necessária a adoção, o quanto possível, das seguintes medidas:

a) Aumento da rigidez, frequência natural e amortecimento do sistema de avanço;

b) Redução, o quanto possível, da massa do elemento móvel (carro, mesa, sela, etc.);

c) Utilização de maiores velocidades de acionamento;

d) Utilização de óleos "anti-stick-slip", por exemplo: óleo mineral com aditivo polar (ácidos graxos) [24, 25, 32] e óleo mineral com pequenas quantidades de dissulfeto de molibdênio (MoS_2) [43]. Óleos lubrificantes com maior viscosidade são mais eficientes no combate ao "stick-slip" [25, 28, 32, 38];

e) Obtenção de uma declividade positiva ou nula para a curva fricção x velocidade na faixa de velocidades de escorregamento empregada [19, 44]. Isto pode ser conseguido de várias maneiras: uso de lubrificante adequado e em quantidade suficiente [19, 44]; emprego de materiais plásticos para as guias, como por exemplo, acetato com enchimento de MoS_2 ou PTFE, poliamida (náilon) com enchimento de PTFE e/ou MoS_2 , politetrafluoretileno (PTFE) com enchimento (de vidro, bronze, MoS_2 ou grafite) e resinas a base de epoxi. Será feita no subtópico 2.6.4 uma abordagem sobre a utilização de revestimentos plásticos nas guias de escorregamento;

f) Para guias de escorregamento de ferro fundido, pode-se melhorar a estabilidade de movimento do elemento móvel escolhendo, para o mesmo, guias de ferro fundido com veios de grafita de comprimento maior do que os das guias do barramento. Para maiores detalhes consultar referência [33].

2.6.3 Considerações sobre desgaste nas guias de escorregamento

As guias de escorregamento são as que efetivamente apresentam processos de desgaste mais intensos e notáveis. De forma geral, o desgaste nestas guias ocorre devido às seguintes razões [5]:

a) É impossível proteger as guias completamente de cavaco, areia, poeira, produtos abrasivos, etc., que na maioria das vezes acompanham as operações de usinagem;

b) Os sistemas de lubrificação não são ideais e, em muitos casos, a quantidade de lubrificante não é suficiente;

c) Em muitos casos, não existem condições para a formação do filme de óleo com adequada capacidade de sustentação. Isto é ve

rificado, principalmente, quando o escorregamento do elemento móvel é lento e ocorrem frequentes paradas e reversões de movimento.

O desgaste nas guias de escorregamento afeta, principalmente, a precisão de trabalho da máquina-ferramenta. Erro diâmetro encontrado em peças torneadas, desalinhamentos dos elementos móveis (carro, mesa) são causados por distribuição não-uniforme do desgaste ao longo das faces das guias. Estes exemplos mostram como o desgaste nas guias afeta a durabilidade da máquina-ferramenta em termos de precisão [1, 55].

Portman [9] desenvolveu um método de otimização para estabelecer as relações que devem existir entre os diversos parâmetros geométricos que definem a forma das guias, de modo que o desgaste nas mesmas afete ao mínimo a precisão de trabalho da máquina ferramenta. Baseado na formulação matemática do erro de precisão geométrica da máquina-ferramenta, o método procura minimizar a influência do desgaste das guias sobre este erro, estabelecendo valores e relações ótimas para os parâmetros geométricos, possibilitando, assim, manter por longo tempo a durabilidade da máquina no que se refere à precisão.

Diversos tipos de desgaste podem ser encontrados nas guias de escorregamento. O tipo de desgaste é determinado através da análise das condições operacionais, do aspecto da falha superficial e do mecanismo básico de remoção de material [5]. Os principais tipos de desgaste que podem se desenvolver nas guias de escorregamento são:

a) Desgaste adesivo

Esta forma de desgaste surge sempre que dois corpos sólidos pressionados juntos escorregam um em relação ao outro sob condições de atrito seco ou lubrificação limite. O que ocorre na interface de contato dos corpos é uma ligação de adesão entre as asperezas opostas (junções) e um subsequente cisalhamento devido ao movimento relativo. A quebra das junções em sua maioria ocorre na interface original de contato, porém, uma pequena percentagem cisalha dentro do material mais mole do par. Desta forma, pequenos fragmentos são arrancados de uma superfície e se tornam aderentes à ou

tra. Estes fragmentos podem ser transferidos de volta à superfície original ou podem ficar soltos livremente. Algumas vezes, estas partículas soltas provenientes do desgaste adesivo oxidam-se tornando-se duras. Se as superfícies não tiverem capacidade de acamamento de partículas abrasivas, pode-se desenvolver um processo de desgaste abrasivo com conseqüente aumento da taxa de desgaste [19, 22, 24].

O processo de desgaste adesivo está em equilíbrio dinâmico com o meio ambiente. Assim, à medida que vai ocorrendo o desgaste, superfícies novas ("frescas") vão sendo criadas, que logo reagem com o ar e com outras substâncias ativas presentes no lubrificante. Este processo de produção de superfícies frescas pelo desgaste adesivo e "cicatrização" das mesmas por reação química mantém-se estável, até que as condições operacionais mudem, ocasionando variação para menos ou para mais na taxa de desgaste. Por exemplo, o aumento da carga de trabalho ou a diminuição da quantidade de lubrificante e da velocidade de escorregamento, pode levar a um acréscimo da taxa de desgaste adesivo, alterando assim o equilíbrio dinâmico inicial do processo de desgaste [22].

O desgaste adesivo ocorre devido à falha do filme de lubrificante que, normalmente, separa as superfícies em atrito. Por sua vez, a quebra do filme é causada por altas temperaturas e pressões ou baixas velocidades de escorregamento. Na realidade, o processo de desgaste adesivo, que se desenvolve nas superfícies de contato dos materiais em escorregamento, pode ter intensidade crescente. No início, poucas junções ("soldas locais a frio") são cisalhadas dentro do material mais mole do par e, em conseqüência, a taxa de remoção de partículas é baixa. Esta etapa, bem definida, do processo de desgaste é chamada de "*scuffing*". Se este processo torna-se severo, a ponto de ocorrer uma transferência de partículas em grande escala, o fenômeno é chamado de "*galling*". Caso o processo de "*galling*" seja tão severo que provoque a aderência das duas superfícies e, assim, impeça o movimento relativo entre elas, o fenômeno é caracterizado como "*seizure*" [24,36]. Uma tradução técnica em português para esses termos é encontrada na referência [90], significando, respectivamente, *roçamento*, *escoriação*, *engripamento*. Estas formas de desgaste adesivo estão presentes nas guias de escorregamento e o seu surgimento depende da natureza dos materiais e das condições de operação (lubrificação, temperatura, velocidade, etc.).

b) Desgaste abrasivo

Este tipo de desgaste ocorre quando uma superfície rugo-

sa dura escorrega sobre outra mole ou quando partículas duras, tais como, areia, óxidos metálicos, grãos abrasivos, etc. estão presentes entre as superfícies em atrito, produzindo arrancamento de material em forma de sulcos nas superfícies de menor dureza [19, 24]. No primeiro caso, a superfície mais mole é desgastada pelo mecanismo de desgaste de dois corpos. No segundo caso, trata-se do mecanismo de desgaste de três corpos, onde as partículas duras inseridas entre as superfícies em atrito são as responsáveis pelo processo de desgaste abrasivo [24]. Neste último caso, para haver desgaste abrasivo é necessário que as partículas contaminantes presentes entre as superfícies em atrito tenham maior dureza do que as mesmas. A taxa de desgaste abrasivo aumenta com o tamanho, a resistência, a dureza e a agudeza das partículas contaminantes. Pesquisa realizada por Lapidus sobre desgaste em guias de máquinas-ferramenta, mostrou que para aplicações práticas pode ser assumido com bastante precisão que [5]:

- a taxa de desgaste abrasivo é diretamente proporcional à pressão específica de contato;

- a taxa de desgaste abrasivo não depende da velocidade de escorregamento entre as superfícies em contato.

c) Desgaste por fadiga superficial

Este desgaste ocorre devido a repetidos deslizamentos ou rolamentos sobre uma pista. Estes ciclos de carregamento e descarregamento sobre a superfície da guia pode induzir à formação de trincas superficiais e subsuperficiais, resultando no fissuramento da superfície e conseqüente desprendimento de partículas [5, 19, 24]. Geralmente, ele se manifesta somente em finas camadas das superfícies em contato. A constatação deste tipo de desgaste é pouco freqüente nas guias de escorregamento.

d) Desgaste induzido por oscilação no contato ("fretting")

Este tipo de desgaste pode ocorrer nas guias de escorregamento com deficiência de lubrificante, quando as superfícies em contato estão sujeitas a oscilações tangenciais de pequena amplitude. Estas oscilações podem arrancar partículas das superfícies em

contato, que quando oxidadas agem como abrasivo causando danos superficiais. A presença do lubrificante restringe o acesso de oxigênio e assim impede a formação de partículas duras de óxidos responsáveis diretamente por este tipo de desgaste. Normalmente, esta forma de desgaste não é significativa para as máquinas-ferramenta [19, 23, 24].

Desde que já foram abordados os principais tipos de desgaste que podem ser encontrados nas guias de escorregamento de máquinas-ferramenta, será realizada na sequência deste texto, uma análise dos diversos fatores que influenciam o processo de desgaste.

Efeito da lubrificação

A função da lubrificação é, geralmente, a de reduzir o desgaste adesivo. Domros [26] realizou vários experimentos para analisar a influência da lubrificação no desgaste das guias de escorregamento de ferro fundido cinzento. Inicialmente, ele mostrou que a quantidade de lubrificante não é crítica para o desgaste, desde que seja assegurado um mínimo de fornecimento de óleo. A figura 2.34 mostra a influência da quantidade de lubrificante no desgaste do ferro fundido. No gráfico desta figura, tem-se, no eixo das abscissas, a distância de escorregamento percorrida pelo elemento deslizante (elemento superior do par) em km e, no eixo das ordenadas, o desgaste médio em μm . As superfícies do par em atrito sofreram retificação tangencial. A pressão de contato e a velocidade relativa de escorregamento entre os elementos do par foram, respectivamente, de 40 N/cm^2 e $0,4 \text{ m/min}$. No dispositivo utilizado para o teste experimental do desgaste, a guia de escorregamento (elemento inferior do par) é o elemento provido de movimento oscilatório. O óleo mineral usado no teste tinha viscosidade de 33cSt (50°C). Como se vê nesta figura, para situação de escorregamento sem lubrificação, o desgaste no elemento deslizante é cerca de 20 vezes maior do que com a presença de lubrificante. Entretanto, o aumento do fluxo contínuo de lubrificante a partir do valor de $0,04 \text{ cm}^3/24\text{h}$ não proporcionou um substancial decréscimo no desgaste do elemento deslizante. Para valores de vazão de lubrificantes maiores que $6 \text{ cm}^3/24\text{h}$, o desgaste não sofreu alteração em relação a este último valor. Em

síntese, isto significa que é necessário assegurar apenas uma quantidade mínima de lubrificante para as guias de escorregamento de máquinas-ferramenta no que se refere à redução do desgaste.

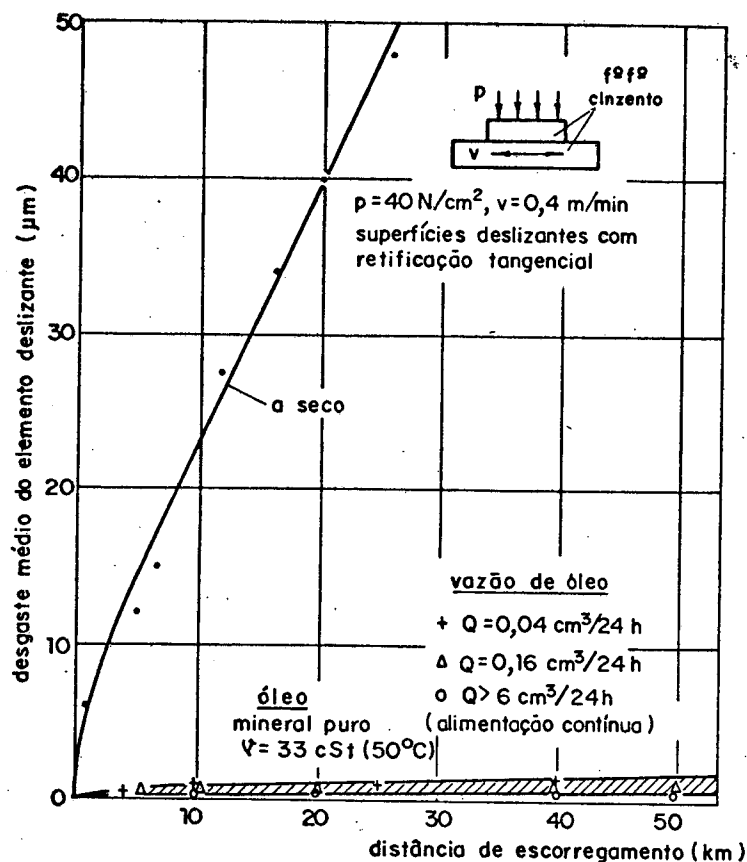


Figura 2.34- Desgaste do elemento deslizante em função da quantidade de óleo fornecida [26].

Domros [26] também investigou a influência do tipo e da viscosidade do lubrificante sobre o desgaste do ferro fundido cinzento. Isto é mostrado na figura 2.35. No eixo das abcissas, tem-se a distância de escorregamento percorrida pelo elemento deslizante em km e, no eixo das ordenadas, o desgaste médio em μm . O processo de acabamento das superfícies de ferro fundido, a pressão de contato e a velocidade de escorregamento foram iguais ao teste anterior. O óleo foi fornecido continuamente a uma vazão de $40 \text{ mm}^3/24\text{h}$. Dois tipos de óleos foram utilizados, a saber: óleo mineral puro com viscosidades de 21cSt, 33cSt e 62cSt a 50°C ; óleo mineral com aditivo polar com viscosidades de 42cSt e 99cSt a 50°C . Como se vê na figura 2.35, para o óleo mineral puro o aumento da viscosidade de

21 para 33cSt reduziu o desgaste por um fator de 2. A explicação para este fato é a seguinte: sob dadas condições de velocidade de escorregamento e pressão de contato, o aumento da viscosidade do óleo poderá ocasionar mudança no modo de lubrificação, ou seja, passar de *lubrificação limite* para *mista* ou mesmo para de *filme fluido*. É evidente que esta modificação nas condições de operação provoca redução do desgaste no elemento deslizante [55]. Porém, aumentando-se a viscosidade para 62cSt (50°C) não houve praticamente redução na quantidade de desgaste do elemento deslizante. Isto pode ser explicado observando-se que quando a viscosidade aumenta demais, a capacidade de lavagem reduz-se bastante, e as partículas originadas do desgaste adesivo permanecem no óleo, formando-se assim, uma pasta abrasiva responsável pelo aumento da taxa de desgaste. Logo, o efeito positivo do acréscimo da viscosidade do óleo no desgaste é neutralizado pelo "efeito abrasivo" [5, 55]. Experimentando-se óleo com aditivo polar verificou-se que não ocorreu uma redução apreciável no volume de desgaste.

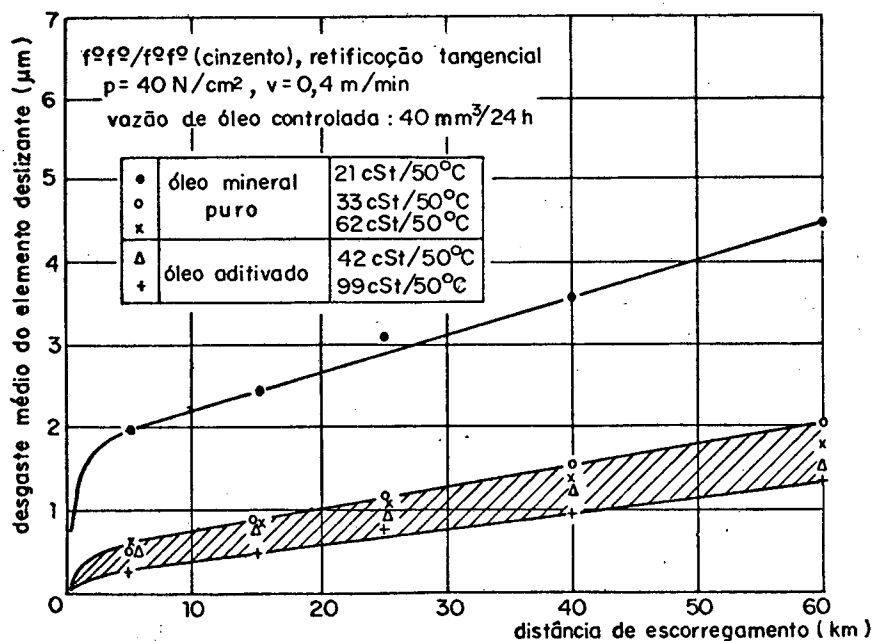


Figura 2.35- Influência do tipo e da viscosidade do óleo sobre o comportamento do desgaste do par $f_0^0 f_0^0 / f_0^0 f_0^0$ [26].

Outro tipo de teste realizado por Domros [26] refere-se à influência da contaminação do óleo no desgaste tanto do elemento deslizante (elemento superior do par) como da guia (elemento inferior do par). A figura 2.36 mostra os resultados do teste. O material do elemento deslizante foi variável, sendo de ferro fundido cinzento, aço ao cromo-manganês (cementado e temperado) ou de poliamida (plástico). O elemento inferior do par (guia) foi sempre de ferro fundido cinzento. Assim, foram realizados na realidade três testes de desgaste, considerando os seguintes pares de materiais: f^of^o/f^of^o, aço ao Cr e Mn/f^of^o, poliamida/f^of^o. Sendo que para o par f^of^o/f^of^o foi apresentado o gráfico do desgaste do elemento deslizante e da guia ao longo da distância percorrida, enquanto para os outros pares foram apresentados, à direita da figura 2.36, o desgaste na forma de histogramas para a distância "s" de 25 km. Em todos os testes foram utilizados três tipos de óleos, a saber: A- óleo limpo; B- óleo mineral (35cSt a 50°C) com um ano de uso de uma plainadora; C- óleo mineral (33cSt a 50°C) com 5% de pó de retífica. O processo de acabamento das superfícies em atrito, a pressão de contato e a velocidade de escorregamento foram iguais ao do teste descrito na figura 2.34.

Dos resultados deste teste podem-se tirar as seguintes conclusões:

- Para os três pares de materiais testados, a guia (elemento inferior) apresentou menor desgaste em relação ao respectivo membro deslizante (elemento superior). Isto é óbvio, visto que toda superfície do elemento deslizante está sempre em atrito com a guia, enquanto esta tem somente uma parte de sua superfície se desgastando de cada vez. Do ponto de vista prático, este fato é bem significativo, pois usualmente a guia é a responsável pelo alinhamento do elemento móvel. Por exemplo, o desgaste nas superfícies de atrito do carro de um torno não afeta seu alinhamento longitudinal;

- Utilizando-se óleo limpo (A), o menor valor do desgaste médio, relativo ao elemento deslizante, foi obtido para o aço (Cr e Mn) endurecido. O plástico (poliamida) teve um desgaste de aproximadamente 3 a 4 vezes o do aço. Por outro lado, as correspondentes guias (f^of^o) dos elementos deslizantes não apresentaram uma expressiva diferença no valor médio do desgaste para uma distância

de escorregamento de 25 km;

- Sob altas condições de contaminação do óleo (C), a melhor combinação de material, no que se refere ao desgaste, foi plástico (poliamida)/f₀f₀ seguido de aço endurecido/f₀f₀ e f₀f₀/f₀f₀.

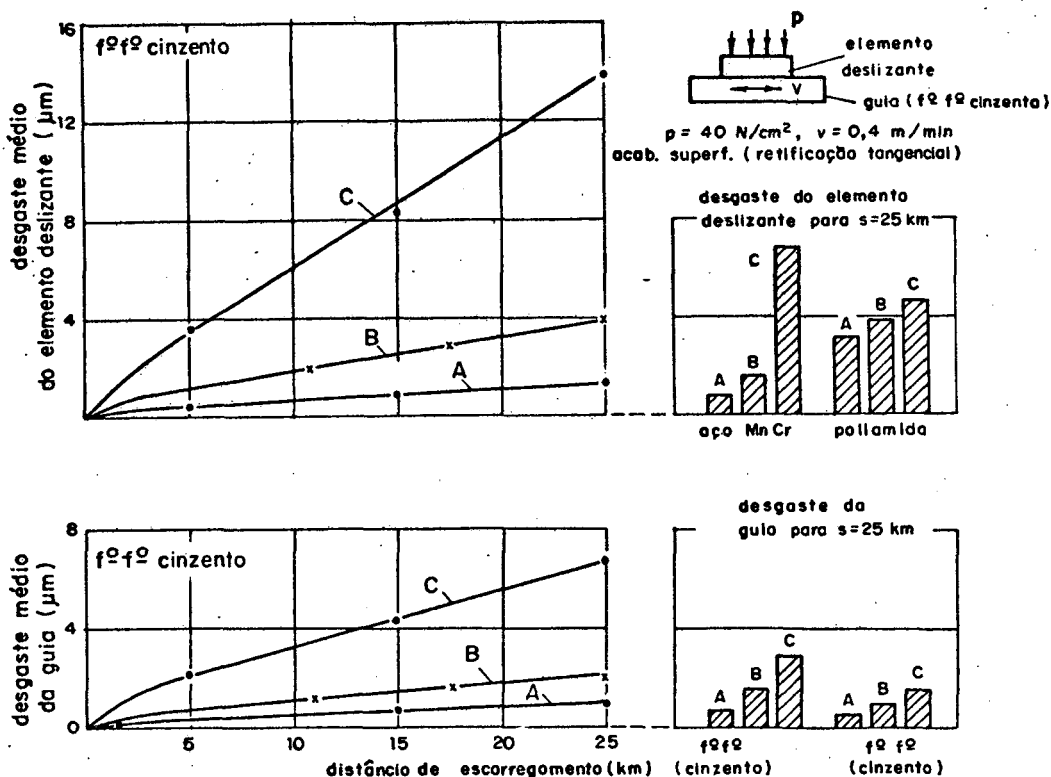


Figura 2.36- Influência da contaminação do óleo no comportamento do desgaste de diferentes materiais, a saber: f₀f₀, aço ao Cr e Mn, poliamida. Foram empregados três tipos de óleos: A- óleo limpo; B- óleo mineral (35cSt a 50°C) com um ano de uso; C- óleo mineral (33cSt a 50°C) com 5% de pó de retífica [26].

Na figura 2.37 [26] está representado um histograma do desgaste do elemento deslizante para diversos óleos e materiais testados para a distância de escorregamento "s" de 60 km. O outro elemento do par (guia) foi sempre de ferro fundido cinzento. As superfícies dos materiais testados sofreram retificação tangencial. A pressão de contato, a velocidade de escorregamento e a vazão de óleo foram, respectivamente, de 40 N/cm², 0,4 m/min e 40 mm³/24h.

Os materiais testados foram ferro fundido cinzento, aço 1045 temperado, bronze ao estanho e poliamida. Os lubrificantes estão indicados na figura 2.37 com as letras a, b, c e d.

Os resultados do teste indicaram que:

- o óleo mineral contendo 5% de MoS_2 (c) forneceu o menor desgaste para os quatro materiais testados.

- A eficiência do óleo com 5% de grafite (b), na média, foi igual a do óleo com aditivo polar (d) considerando os quatro materiais testados.

- O teste mostrou claramente a importância dos aditivos (grafite, MoS_2 , polar) na redução do desgaste, comparando-se ao óleo mineral puro (a).

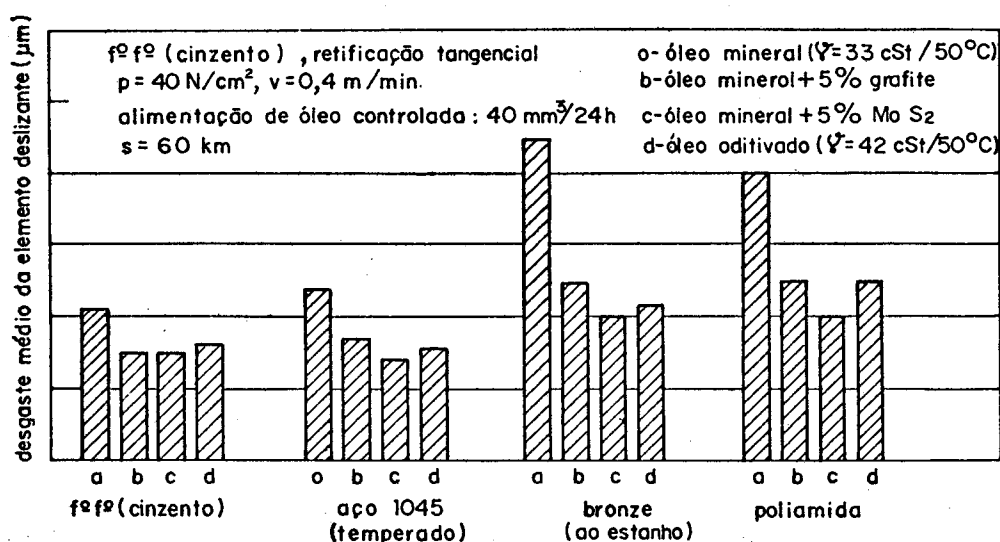


Figura 2.37- Influência do tipo de óleo no desgaste de diferentes materiais [26].

Para finalizar este item, é bom fazer alguns comentários sobre contaminação, viscosidade, tipo de lubrificante e sua relação com o desgaste nas guias de escorregamento. A aplicação de óleos minerais de maior viscosidade é preferível para uso em guias de escorregamento somente nas situações onde existe adequada proteção contra partículas abrasivas e nos casos em que uma certa perda de precisão e aumento da resistência ao movimento (efeito da viscosidade) podem ser tolerados. Quando existe contaminação (partículas abrasivas) nos óleos de alta viscosidade e a quantidade de lu-

brificante é insuficiente, a taxa de desgaste tende a ser bem maior em relação aos óleos normais, devido às razões já apresentadas anteriormente. Contudo, com ampla lubrificação a taxa de desgaste é somente levemente afetada. Problemas similares existem com óleos minerais com aditivo polar, talvez devido à sua característica de aderência. Porém, o uso de óleos de alta viscosidade com aditivo polar é recomendado para guias de escorregamento bem protegidas de contaminação externa [5, 24, 55].

Efeito da composição química e estrutura do ferro fundido

O material comumente usado para guias de escorregamento é o ferro fundido cinzento. Este não tem uma única composição e sua microestrutura pode variar com a composição química e as condições de resfriamento. A estrutura dos ferros fundidos cinzentos é formada basicamente, por veios de grafita e por uma matriz metálica. Tanto a morfologia da grafita como a matriz dependem da composição química e da velocidade de resfriamento. A quantidade de grafita, o tipo e o tamanho dos veios exercem acentuada influência nas propriedades mecânicas [17]. A grafita tipo "A" (classificação normalizada pela ASTM) que se caracteriza por apresentar veios distribuídos uniformemente sem orientação preferencial é geralmente especificada para a maioria das aplicações. Também os ferros fundidos cinzentos com veios de grafita de pequeno tamanho tendem a ser melhores em relação ao desgaste. Um decréscimo no comprimento dos veios de grafita de 330 μm para 160 μm mostrou um aumento na resistência ao desgaste de 1,5 vezes [24]. A matriz metálica mais adequada do ponto de vista do desgaste é a perlítica. Esta apresenta maior resistência mecânica ao desgaste e maior dureza. Quanto mais fina a perlita, maiores serão a resistência e a dureza do ferro fundido. A estrutura mais desfavorável em relação ao desgaste é a ferrita, que caracteriza-se por ser dúctil e mole. Esta estrutura pode ser produzida nos seguintes casos: com altos teores de silício (> 2%); por descarbonetação; por recozimento e sua obtenção depende ainda da velocidade de resfriamento.

É necessário, no entanto, prever uma adequada sobremedida de usinagem na peça de ferro fundido (guia de escorregamento) para a remoção da camada superficial descarbonetada e para obtenção

do ferro fundido perlítico. Isto pode ser conseguido, geralmente, com uma sobremedida de usinagem da ordem de 5 mm (veja fig. 2.38) |24, 55|.

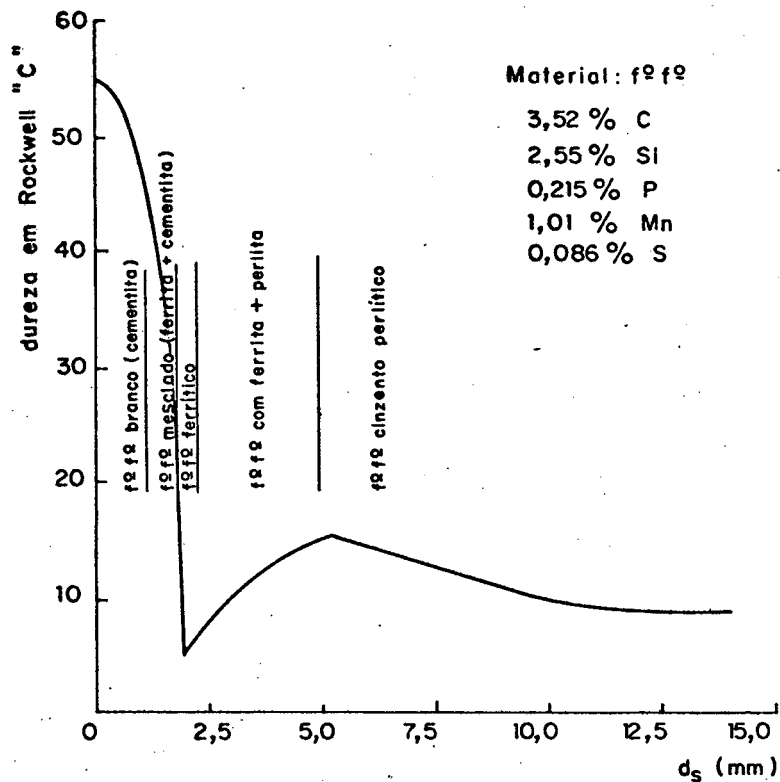


Figura 2.38- Distribuição da dureza e tipos de microestrutura de peças fundidas (f^of^o) em coquilha a partir da sua superfície. d_s é a profundidade a partir da superfície da peça fundida |55|.

Efeito do processo de usinagem

Trabalho realizado sobre a influência do processo de usinagem no desgaste das guias de escorregamento indicou que guias rasqueteadas, normalmente têm melhor resistência ao desgaste do que as retificadas. Esta característica pode ser explicada pelo efeito lubrificante do grafite no ferro fundido. O processo de retificação tende a cobrir a estrutura de grafite, reduzindo assim sua eficiência como lubrificante |24|. Outro aspecto em favor das guias rasqueteadas é que estas apresentam pequenas depressões superficiais (bolsões), causadas pela ação do rasquete, que tendem a acumu-

lar óleo, contribuindo assim para a melhoria das condições de lubrificação.

Efeito do acabamento superficial

Na maioria dos testes de desgaste realizados com diversos materiais verificou-se que a curva de desgaste (fig. 2.39) apresenta duas regiões bem definidas [22]:

a) o trecho OA é a região de amaciamento que se caracteriza por apresentar altas taxas de desgaste. Isto se deve ao processo de adaptação na interface de contato e à suavização da rugosidade das superfícies em atrito. A taxa de desgaste (inclinação da curva) no trecho OA depende, principalmente, da rugosidade superficial inicial.

b) o trecho AB é a região onde o desgaste se desenvolve em regime estacionário. Normalmente, a taxa de desgaste nesta região é bem menor do que na anterior (trecho OA). A taxa de desgaste no trecho AB depende, principalmente, das propriedades tribológicas dos materiais bem como de sua habilidade de absorver, de alguma forma, as partículas provenientes do desgaste adesivo da fase de amaciamento.

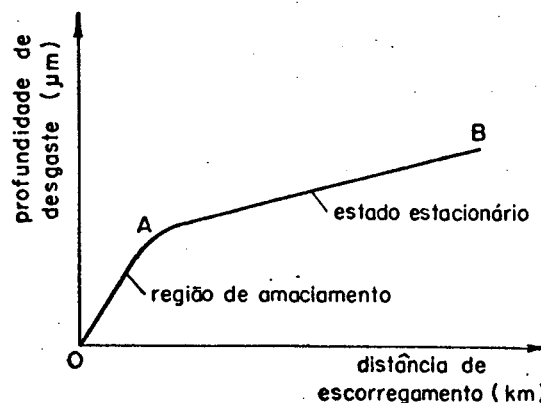


Figura 2.39- Curva de desgaste para um par de material em escorregamento.

Geralmente, superfícies mais rugosas têm maior taxa de desgaste, principalmente no período de amaciamento. Contudo, superfícies muito lisas apresentam uma grande interação atômica (forte

adesão) e ainda perdem a habilidade de estocar óleo lubrificante e partículas contaminantes devido à ausência dos vales que são formados pelas asperezas das superfícies rugosas [34].

A figura 2.40a mostra o gráfico rugosidade superficial x distância de escorregamento para três tipos de processos de acabamento que estão especificados na legenda desta figura. Os testes foram realizados com as partes fixa e móvel de ferro fundido, trabalhando a uma velocidade de escorregamento de 7,0 m/min e a uma pressão de contato de 110 N/cm². Como se vê, após uma distância percorrida de 97,6 km, a rugosidade das superfícies, que tinha sido muito diferente no início do teste, atingiu valores quase idênticos [1]. A figura 2.40b mostra, para as mesmas condições do teste anterior, as curvas de desgaste dos três tipos de acabamento superficial descritos. Pode ser observado do gráfico da figura 2.40b que a taxa de desgaste no período de amaciamento depende em muito da rugosidade inicial das superfícies. Sendo que superfícies fresadas apresentam neste período maior taxa de desgaste em relação às retificadas. Entretanto, quando o regime de desgaste atingiu o estado estacionário, a taxa de desgaste diminuiu bastante e manteve-se praticamente igual para os três tipos de acabamento mencionados. O desgaste total das superfícies fresadas foi maior do que das superfícies retificadas por causa da mais alta taxa de desgaste no período de amaciamento [1].

Efeito da dureza

Normalmente, a resistência ao desgaste aumenta com a dureza das superfícies em atrito [34]. Como orientação é razoável assumir para a razão de durezas das superfícies em contato valores variando de 1,0 a 1,2 [24]. A importância da dureza superficial se dá, principalmente, quando entre as superfícies em escorregamento ocorre contaminação por partículas abrasivas. Neste caso, quanto maior for a dureza superficial menor será a taxa de desgaste abrasivo, podendo esta ser inclusive nula. Outra vantagem do uso de guias de escorregamento endurecidas é sua alta resistência ao engripamento em relação às não endurecidas. Normalmente, para facilidade de fabricação e ajuste, somente a guia do barramento é endurecida, sendo esta escolhida por ser mais propensa a danos acidentais

e por apresentar maior custo e dificuldade de reparação [24].

Pesquisa realizada por Lapidus em tornos de tamanho médio e em fresadoras, mostrou que a melhor combinação de superfícies é ferro fundido não-endurecido sobre ferro fundido endurecido, que resultou numa vida útil cerca de 2 a 3 vezes maior que superfícies não-endurecidas de ferro fundido [24].

Os métodos para endurecimento superficial comumente utilizados são [34]: tratamento térmico, adição de elementos de ligas (Ni, Cr, Mo, etc.), processos de cementação, nitretação, etc.. Este assunto será abordado mais adiante no tópico sobre aspectos de fabricação das guias de escorregamento.

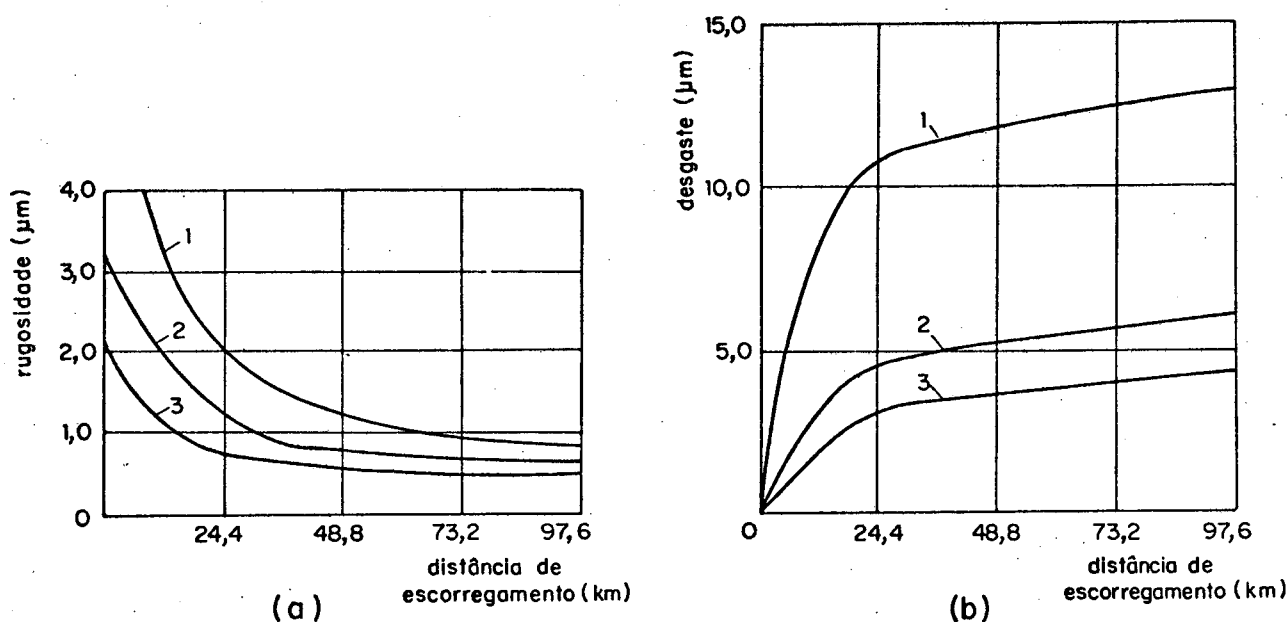


Figura 2.40- Rugosidade superficial (a) e desgaste (b) em função da distância de escorregamento para superfícies de ferro fundido acabadas pelos seguintes processos de usinagem: (1) fresamento; (2) retificação frontal; (3) retificação tangencial [1].

Efeito da velocidade de escorregamento e da pressão de contato

O desgaste tende a decrescer com aumento da velocidade de escorregamento para a maioria dos metais em atrito seco. Isto se

deve ao amolecimento de fina película superficial do metal, proporcionado pelo aumento da temperatura entre as superfícies em escorregamento. Esta película de metal fundido age como lubrificante reduzindo, assim, o desgaste. Em altas velocidades de escorregamento este efeito se torna mais intenso resultando em menores valores de atrito e desgaste. O que ocorre essencialmente é uma mudança nas propriedades tribológicas das superfícies em escorregamento devida ao aumento da temperatura [23, 34].

Em relação a pressão de contato, verificou-se que para situações de desgaste adesivo ou abrasivo a quantidade de desgaste é diretamente proporcional à pressão na interface de contato [19]. Saljé [1] examinou o efeito da pressão de contato sobre o desgaste com guias e partes móveis em ferro fundido, trabalhando a uma velocidade de escorregamento de 10 m/min. Ele obteve uma relação desgaste x pressão de contato quase linear como mostra a figura 2.41.

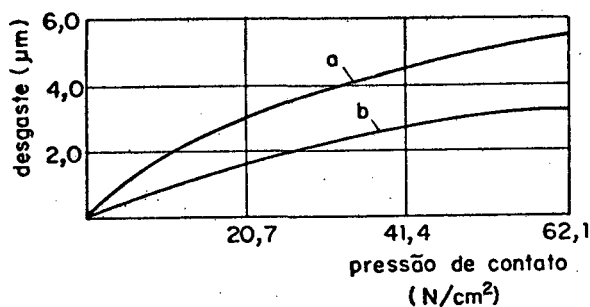


Figura 2.41- Desgaste de superfícies de ferro em função da pressão de contato para um percurso total de escorregamento de: (a) 195 km; (b) 49 km [1].

Se uma determinada combinação de velocidade e pressão de contato ocasionar um crescimento na temperatura das superfícies, tal que venha a inibir os aditivos presentes no lubrificante, existe a possibilidade da ocorrência de engripamento. Isto pode ocorrer em plainadoras [24, 55].

Efeito da temperatura ambiente

A taxa de desgaste aumenta com a temperatura devido ao

decrêscimo da dureza, o aumento das deformações plásticas, da corrosão por oxidação e da taxa de formação de junções |34|.

Efeito da proteção

Normalmente, faz-se necessário a colocação de dispositivos de proteção em guias de escorregamento de máquinas-ferramenta com o objetivo de impedir que matérias estranhas (cavaco, limalha, areia, etc.) sejam inseridas entre as superfícies em escorregamento. Lapidus constatou que o uso de raspadores possibilita a redução do desgaste em mais de 60%. Em alguns casos, o uso dos dispositivos de proteção resultou numa diminuição do desgaste em cerca de 10 a 100 vezes |1, 24, 55|.

Efeito de outros materiais

Como foi mencionado anteriormente, o ferro fundido cinzento é o material, geralmente, empregado nas guias de escorregamento. Contudo, outros materiais podem ser usados para este fim, tanto metais como não-metais.

Para pares de escorregamento formados de metais operando em condições de lubrificação limite ou seca, existem dois critérios utilizados para a escolha apropriada dos metais que constituem o par. Estes são: a) os metais que formam o par devem ser mutuamente insolúveis; b) ao menos um dos metais deve pertencer ao sub-grupo B da tabela periódica. A utilização destes critérios tem por objetivo reduzir o número de junções formadas entre os dois metais, bem como a intensidade de sua ligação de adesão |34|. Dessa forma, os metais assim escolhidos oferecem melhor resistência ao desgaste adesivo.

Aços fundidos oferecem também uma boa resistência ao desgaste. Esta resistência aumenta com a dureza e teor de carbono. Aços endurecidos são mais resistentes ao desgaste do que os normalizados e estes mais que os recozidos. Fatores importantes na resistência ao desgaste dos aços é a composição química, presença de compostos metálicos e metalóides, tipo de microestrutura, etc. Estes fatores influenciam em muito a intensidade da interação atômica com os outros materiais. Os elementos de ligas (Ni, Cr, Mo,

Mn) têm algum efeito sobre a resistência ao desgaste de aços não-endurecidos e pouco sobre os aços endurecidos [34]. É prática frequente empregar combinações não-semelhantes, por exemplo, aço nitrato sobre aço cementado ou ferro fundido [19]. Isto é válido para os mais variados aspectos.

Alguns plásticos têm boa resistência ao desgaste, principalmente, à abrasão. Dentre estes podem-se citar: poliamida (náilon) com enchimento de MoS_2 ou grafite, acetal com enchimento de PTFE ou cerâmica, resinas a base de epoxi, PTFE com enchimento de vidro, MoS_2 , grafite, bronze ou uma combinação destes [18, 24, 34, 35].

Lapidus realizou vários experimentos com materiais metálicos e não-metálicos sob condições de desgaste abrasivo de dois corpos utilizando-se de uma lixa. A resistência ao desgaste dos respectivos materiais foi avaliada em relação ao "Perspex". A figura 2.42 mostra os valores relativos da resistência ao desgaste para os vários materiais. Pode ser visto que os metais são bem mais resistentes ao desgaste abrasivo de dois corpos do que os plásticos. O ferro fundido apresentou nestes testes a maior resistência ao desgaste. Contudo, testando sob condições de desgaste abrasivo de três corpos foi verificado que o par f_0f_0/f_0f_0 não-endurecido apresentou maior desgaste que o par plástico/ f_0f_0 não-endurecido. Portanto, nas situações onde o mecanismo de desgaste de dois corpos é dominante, o desgaste dos plásticos pode ser reduzido empregando-se um melhor acabamento superficial para a outra superfície do par (f_0f_0 ou aço) [24, 55].

Material	Resistência ao desgaste
Perspex	1,0
Textolite	0,9 - 1,95
Fibra de vidro	0,45 - 0,55
Textolite com enchimento de asbesto	1,0 - 1,5
Plástico reforçado com fibra	0,9
Plástico reforçado com corda	0,7
Plástico reforçado com fibra de náilon	4,55
Poliamida	3,6 - 4,35
Poliuretano	2,5
Polipropileno	2,8
Polietileno	2,4
Poliformaldeído	1,2
Plásticos fenólicos	0,9
Aminoplásticos	1,25
Polistireno	0,9
Plástico de cura a frio	0,4
Plástico de cura a quente	0,65
Ebonite	0,9
Plásticos acrílicos	0,75
PTFE	0,65
Liga de zinco	3,5 - 4,5
Bronze	6 - 7
Ferro fundido (192 HB)	19,8

Figura 2.42- Resistência ao desgaste de vários materiais escorregando sobre uma lixa em condições de atrito seco. A resistência ao desgaste do "Perspex" foi tomada como referência (=1,0) |24|.

2.6.4 Aplicações de revestimentos plásticos em guias de escorregamento

Há vários anos vem sendo desenvolvida a técnica de aplicação de revestimentos plásticos em guias de escorregamento de máquinas-ferramenta. Novos materiais plásticos têm sido fabricados e aperfeiçoados visando atender os requisitos básicos de operação de máquinas-ferramenta com comando numérico. Estes plásticos devem ter, basicamente, as seguintes propriedades:

- a) baixo coeficiente de atrito sob todas condições de lubrificação e velocidades de operação;
- b) ausência de movimento de "stick-slip" (coeficiente de atrito dinâmico maior ou igual ao coeficiente de atrito estático);
- c) baixas taxas de desgaste;
- d) baixo custo de fabricação e aplicação.

Os revestimentos plásticos são usualmente aplicados nas guias do elemento móvel, pelo fato delas oferecerem maiores facilidades para aplicação e manutenção. Além disso, tal procedimento proporciona redução no custo e na frequência de reparação das guias do barramento [24, 45]. Por outro lado, as guias do barramento são, geralmente, fabricadas de insertos de aço endurecido e retificado (fixados através de parafusos) ou fundidas com o próprio barramento (ferro fundido).

Os tipos de plásticos utilizados para revestimentos de guias de escorregamento são mencionados abaixo [14, 18, 24, 26, 35, 45, 46, 47]:

- a) material a base de politetrafluoretileno (PTFE) com enchimento de bronze, vidro, grafite, bissulfeto de molibdênio, cerâmica ou uma combinação destes;
- b) resinas a base de epoxi com enchimentos especiais;
- c) poliamida (náilon) com enchimento de grafite, MoS_2 , fibra de vidro, PTFE ou uma combinação destes;
- d) acetal com enchimento de MoS_2 , cerâmica ou PTFE.

Estes materiais são usualmente conhecidos no mercado por nomes comerciais dados pelos seus fabricantes. As propriedades destes plásticos são determinadas pela estrutura molecular de sua resina, pelas condições de processamento e pelos tipos de enchimen-

tos empregados na sua fabricação. Os enchimentos são utilizados para melhorar as suas propriedades mecânicas, tribológicas e/ou físico-químicas [18, 23, 48].

Contudo, é necessário ter em mente que as propriedades químicas, elétricas e térmicas dos plásticos são influenciadas, principalmente, pela sua resina de base [48].

A seguir, será realizada uma abordagem simplificada destes plásticos compreendendo os seguintes aspectos:

- propriedades principais;
- vantagens;
- limitações;
- formas de aplicação;
- denominação comercial;
- fabricantes;
- outros.

a) Material a base de PTFE

Este material tem coeficiente de fricção extremamente baixo, mesmo em condições de atrito seco. A curva fricção x velocidade do PTFE apresenta inclinação positiva, ou seja, o coeficiente de fricção aumenta com o acréscimo da velocidade de escorregamento. Tal característica impede o surgimento de movimento "stick-slip" [24].

Escorregando sobre aço em condições de atrito seco e sob pressão normal de 40 N/cm^2 , o coeficiente de fricção varia de 0,075 ($v = 0$, estático) a aproximadamente 0,15 ($v = 1500 \text{ mm/min}$, dinâmico). Em condições de lubrificação, o máximo coeficiente de fricção torna-se 0,09 [24].

Recomenda-se para guias de escorregamento operando a seco e com movimento contínuo, pressões inferiores a 35 N/cm^2 . Contudo, verificou-se através de experimentos, que o coeficiente de fricção dos materiais a base de PTFE cresce com a diminuição da pressão de contato. Quando as cargas e/ou os movimentos forem intermitentes, pressões da ordem de 100 N/cm^2 podem ser admitidas [18].

Por outro lado, o PTFE em seu estado puro apresenta uma baixa resistência ao desgaste. Para sobrepor isto, foram adicionados materiais de enchimento ("carga"), tais como, bronze, MoS_2 ,

grafite, cerâmica, fibra de vidro, etc. Estes enchimentos, além de aumentar a resistência do PTFE ao desgaste adesivo e abrasivo, fornecem também um melhoramento nas propriedades mecânicas (aumento da dureza, da rigidez normal, da tenacidade, da resistência à tração, etc.) |18, 23, 35|.

Dentre os vários materiais a base de PTFE, o turcite-B (PTFE + 50% bronze) vem sendo empregado com sucesso em guias de máquinas-ferramenta. Sob condições de lubrificação, o coeficiente de fricção do turcite-B escorregando sobre aço (temperado e retificado) está entre 0,04 e 0,08. Isto é válido para pressões de contato na faixa de 30 a 200 N/cm². Não é recomendável utilizar pressões abaixo de 20 N/cm², pois isto acarreta num considerável aumento do coeficiente de fricção estático e dinâmico. Por outro lado, altas pressões de contato (> 200 N/cm²) provocam taxa de desgaste excessiva como também grandes deformações residuais |64|.

Foi observado através de testes que o PTFE tende a apresentar taxas de desgaste mais elevadas em situações de lubrificação intermitente do que em condições de atrito seco. Porém, com ampla lubrificação isto não se verificou |18, 24|.

Os materiais a base de PTFE com enchimento têm, particularmente, uma grande resistência à abrasão. Isto ocorre devido ao fato de tais materiais apresentarem uma matriz macia capaz de acamar partículas duras responsáveis pelo desgaste abrasivo |49|.

Estes plásticos podem suportar temperaturas continuadas de até 200°C e em curtos intervalos de tempo de até 330°C |35, 48|. Absorvem muito pouca umidade e são resistentes a agentes químicos. Apresentam também boa usinabilidade |18|.

Os materiais a base de PTFE exibem certa fluência ("creep") sob ação de cargas (0,5% por ano sobre pressão de 200 N/cm²). Por isso, em vista da necessidade de manutenção da precisão nas máquinas-ferramenta, tais materiais são geralmente empregados nas guias em pequenas espessuras (2 mm) |18|. Estes plásticos são encontrados no mercado sob a forma de tiras e mantas com espessura, normalmente, em torno de 2 mm (alguns fabricantes fornecem tiras de até 10 mm de espessura). A largura e o comprimento são de dimensões variáveis.

Tais materiais são fixados às guias, geralmente, através de adesivos a base de resina epóxi (Araldite) |18|. Devido às pro-

priedades de anti-aderência do PTFE na sua forma não-tratada, faz-se necessário antes da colagem, a aplicação de agentes químicos na superfície de contato, de forma a possibilitar a aderência do PTFE. A técnica empregada para ligação destes plásticos sobre as guias é de grande importância. O problema que surge é devido ao fato do coeficiente de dilatação térmica do PTFE ser bem maior do que o do aço ou ferro fundido. Isto provoca diferentes dilatações ou contrações térmicas nestes materiais, causando assim tensões cisalhantes na camada do adesivo que podem levar à ruptura da ligação.

Às vezes, as guias plásticas são usinadas, após a colagem, por aplainamento, fresamento, retificação ou rasqueteamento. Contudo, a usinagem deve se limitar ao mínimo possível. Para a operação de usinagem devem ser considerados os seguintes aspectos [64]:

- O baixo módulo de elasticidade, assim como, a baixa condutividade térmica destes plásticos podem, devido a um trabalho descuidado, produzir deformações e superaquecimentos localizados. Assim, é aconselhável utilizar líquido refrigerante durante a usinagem. O refrigerante proporciona também tolerâncias de trabalho menores que $10 \mu\text{m}$ e um melhor acabamento superficial.

- A guia plástica deve ter uma rugosidade superficial (R_z) menor ou igual a $5 \mu\text{m}$.

Devido à sua grande habilidade de operar a seco (baixo atrito), os materiais a base de PTFE com enchimento são empregados, geralmente, em sistemas deslizantes onde existe falha ou dificuldade de lubrificação e nas situações onde o "stick-slip" causa sérios problemas.

Existem vários fabricantes de plásticos a base de PTFE tanto no Brasil como no exterior conforme mostra o apêndice A.

b) Resinas a base de epoxi com enchimentos especiais

Estas resinas providas com enchimentos especiais estão sendo, atualmente, muito utilizadas para revestimentos de guias de escorregamento, de réguas de ajuste cônica e paralela, de mancais, etc.. Este material é moldado entre as faces deslizantes dos componentes que formam o par, fornecendo uma camada endurecida, após a cura, em torno de $1,5 \text{ mm}$. Esta camada apresenta boa precisão de contato, requerendo assim pouca usinagem final ou nenhuma. Dessa

forma, o custo de produção das guias de escorregamento de máquinas-ferramenta torna-se bastante reduzido [14, 45, 46, 47, 49, 50].

Os enchimentos especiais adicionados a estas resinas têm a finalidade de melhorar as propriedades de desgaste e fricção, fornecer melhor estabilidade dimensional (redução da fluência a frio sob ação de cargas), evitar contração após a cura, melhorar as propriedades térmicas (dilatação e condução), etc..

De forma geral, estas resinas providas com enchimentos especiais apresentam as seguintes propriedades [45, 46, 47, 50]:

- a) baixo coeficiente de fricção estático (em torno de 0,04) escorregando sobre ferro fundido em condições de lubrificação;
- b) coeficiente de fricção dinâmico crescente com aumento da velocidade (válido somente para baixas e médias velocidades). Seu valor médio está em torno de 0,1;
- c) não ensejam movimento "stick-slip";
- d) alta resistência ao desgaste com capacidade de acamamento de partículas abrasivas;
- e) permitem bom acabamento superficial e elevada área real de contato;
- f) boa estabilidade dimensional;
- g) não absorvem água e umidade;
- h) não apresentam contração após a cura;
- i) boa capacidade de amortecimento de vibrações, devido à declividade positiva da curva de atrito.

Estas resinas resistem à maioria dos agentes químicos, exceto a acetona e benzol. Sua temperatura máxima de trabalho está em torno de 80°C [47, 50].

Antes da aplicação da resina é necessário executar algumas operações de preparação nos elementos que constituem o par de escorregamento. O revestimento plástico é geralmente aplicado nas guias do elemento móvel. Assim, para favorecer a adesão da resina, as faces destas guias são aplainadas ou fresadas com acabamento bastante grosseiro. Os fabricantes recomendam utilizar aplainamento com ferramenta de ponta triangular de forma a deixar sulcos longitudinais com profundidade e passo pré-definidos. As faces aplainadas são levemente rebaixadas de modo a fornecer uma cavidade (depressão) para ser preenchida pela resina [47, 50].

Por outro lado, as guias do barramento devem ter um bom

acabamento superficial, pois a camada da resina moldada entre as faces deslizantes "tomará" aquele acabamento depois da cura. As superfícies das guias do barramento podem ser de aço endurecido e retificado ou de ferro fundido [45, 47, 50].

Antes da aplicação da resina, as superfícies a serem revestidas devem ser limpas com acetona ou com outro produto químico especificado pelo fabricante. Nas superfícies em que não se deseja a adesão da resina após a cura, aplica-se um agente separador (líquido ou spray). Este agente é aplicado, por exemplo, nas faces das guias do barramento para evitar a aderência da resina.

Para aplicação da resina existem basicamente dois métodos:

1) por espátulas

É necessário, primeiramente, prover dispositivo de suporte com regulagem (por parafusos) para sustentar o elemento móvel e fornecer um espaçamento especificado entre as suas guias e as do barramento (contraface de moldagem). Este dispositivo deve possibilitar o ajuste e alinhamento dos componentes do par, de modo que as superfícies das guias sejam niveladas com boa precisão. Em seguida, o elemento móvel é removido do assentamento, com cuidado, para sofrer aplicação da resina plástica. No método de aplicação por espátulas, a resina empregada apresenta consistência pastosa. É adicionado a esta um endurecedor (líquido) momentos antes da aplicação. Após a completa mistura da composição, esta é aplicada por espátulas nas faces deslizantes das guias do elemento móvel. Para eliminar bolhas deve-se distribuir a resina em finas camadas superpostas sobre estas superfícies [47, 50].

Concluída a aplicação, o elemento móvel é reassentado no dispositivo de suporte fazendo com que a resina seja comprimida e moldada pelas faces das guias do barramento. Passado o período de cura, o elemento móvel é removido, obtendo-se nas suas faces deslizantes um revestimento endurecido de aproximadamente 1,5 mm.

2) por injeção/ou por vazamento

Este método consiste no fornecimento da resina plástica

(na forma fluida) sob pressão ou por vazamento na folga deixada entre as faces deslizantes dos elementos do par. Assim, torna-se necessário utilizar dispositivos de suporte e fixação para sustentar o elemento móvel e mantê-lo afastado das guias do barramento na folga especificada (em torno de 2 mm). As superfícies a serem revestidas precisam ter acabamento grosseiro para favorecer a aderência da resina. O agente separador é aplicado nas faces das guias da base e em suas adjacências |45, 46|.

No assentamento do elemento móvel deve-se verificar seu alinhamento e nivelamento em relação às guias da base. Estando todo conjunto precisamente alinhado, faz-se a selagem nas suas bordas para evitar o escoamento da resina para fora. Na aplicação por injeção, a composição (resina + endurecedor) é fornecida por bomba manual para a folga entre as faces deslizantes através de conduto de pequeno diâmetro. Em algumas situações, esta composição pode ser fornecida por vazamento (força de gravidade). Após o período de cura da resina plástica, todo conjunto é desmontado estando disponível para eventuais operações.

A escolha do método de aplicação mais adequado depende, principalmente, da forma e da facilidade de acesso às guias. Geralmente em guias planas, prismáticas e em réguas de ajuste, a resina é aplicada por espátulas. Para guias mais fechadas (por exemplo: tipo cauda de andorinha) utiliza-se comumente o método por injeção. Este método também é empregado quando se deseja mover ao mínimo a peça a ser revestida, seja por motivos de precisão ou por dificuldade de manuseio devido ao seu peso.

Após a cura da resina, pode ser necessária a execução de algumas operações de usinagem com a finalidade de remover as rebarbas endurecidas, melhorar a precisão de contato, planicidade, etc.. Às vezes, alguns vazios (poros) são encontrados na camada de plástico. Neste caso é feito o esmerilhamento e limpeza dos mesmos, para então preenchê-los com resina fresca |47|.

As ranhuras de lubrificação podem ser fresadas manualmente ou também pré-moldadas.

No apêndice A têm-se informações sobre fornecedores do referido material.

c) Poliamida (náilon) com enchimento de grafite, MoS_2 , fibra de vidro, PTFE ou uma combinação destes

As poliamidas (náilons) com enchimentos apresentam alta resistência à abrasão, boa estabilidade dimensional, baixo coeficiente de fricção (mesmo na ausência de lubrificação), baixo custo, etc.. A fibra de vidro é empregada, como reforço, para aumentar a rigidez, a resistência à tração, à compressão e ao impacto, bem como, possibilitar a redução no coeficiente de dilatação térmica. O grafite, MoS_2 ou PTFE são adicionados com o objetivo de reduzir o atrito e desgaste. Náilons com enchimento de MoS_2 e/ou PTFE apresentam curva fricção x velocidade com declividade positiva. Isto impede o surgimento do movimento de "stick-slip" [23, 26, 34, 35, 44, 48].

A temperatura máxima de trabalho está abaixo de 200°C . Alguns tipos absorvem água e incham. A extensão desta característica depende, principalmente, da estrutura molecular do náilon.

Os náilons são muito pouco empregados para revestimentos de guias de escorregamento de máquinas-ferramenta, embora apresentem boas propriedades de desgaste e razoáveis características de fricção. Isto é devido ao fato dos materiais, a base de resina epoxi e de PTFE, apresentarem melhores propriedades de desgaste e fricção e maiores facilidades para aplicação.

d) Acetal com enchimento de MoS_2 , cerâmica ou PTFE

As resinas de acetal apresentam alta resistência mecânica e rigidez, boa estabilidade dimensional, resistência a impactos e a carregamentos cíclicos, baixo custo, etc.. Absorvem pouca umidade e são resistentes a maioria das substâncias químicas, exceto a ácidos fortes, bases e agentes oxidantes. Sua máxima temperatura de trabalho está em torno de 120°C . Como a maioria dos polímeros, esta resina é afetada pela luz do sol. Sua resistência à tração e ao impacto é bastante reduzida após exposição prolongada à irradiação ultravioleta do sol. Esta irradiação também provoca um esboramento na superfície do material [23, 34, 35].

Em geral, como a maioria dos termoplásticos, tais resinas (acetal) apresentam pequena fluência sob ação de cargas cons-

tantes e um coeficiente de dilatação térmica bem maior que o do aço.

As propriedades de fricção e desgaste são melhoradas com enchimentos de MoS_2 , PTFE e material cerâmico. As composições carregadas com MoS_2 ou PTFE apresentam os menores valores para o coeficiente de atrito estático e dinâmico (escorregando sobre aço em condições de atrito seco). A sua curva fricção x velocidade apresenta inclinação positiva ou nula (ausência de "stick-slip"). Sob lubrificação, os coeficientes de atrito se tornam ainda menores [26, 34].

As composições com cargas de PTFE ou cerâmica apresentam alta resistência ao desgaste mesmo na ausência de lubrificante. São empregadas comumente em sistemas deslizantes que trabalham a seco ou com lubrificação insuficiente.

Informações detalhadas de todos estes produtos plásticos aqui descritos, referentes a tipos, formas disponíveis, propriedades, limitações, métodos de aplicação, etc., podem ser fornecidas pelos respectivos fabricantes.

2.6.5 Resumo dos materiais recomendados para guias de escorregamento

Como foi visto anteriormente, vários fatores influem na escolha do material mais adequado para guias de escorregamento, entre os quais podem-se citar: atrito; desgaste; rigidez; estabilidade dimensional, química e de movimento; fabricação; segurança de operação em situações de emergência; custo. Desta forma, baseado no estudo teórico e experimental destes fatores, bem como nas informações práticas obtidas da indústria, serão fornecidas a seguir as combinações dos materiais mais recomendados para estas guias:

a) f^0f^0 não endurecido escorregando sobre aço (endurecido e retificado) ou sobre f^0f^0 endurecido, são empregados em máquinas de pequeno e médio porte onde a retificação é possível após o endurecimento. Os tipos de f^0f^0 mais apropriados são o cinzento e o nodular com estrutura perlítica e veios de grafita tipo "A" de pequeno tamanho; para os aços, os de baixa liga e médio teor de carbono (8640, 4145, 4340);

b) para máquinas de grande porte onde a retificação das guias é impraticável, plásticos (veja subtópico 2.6.4) escorregando contra $f^o f^o$ não endurecido são empregados;

c) resinas a base de epoxi com enchimentos especiais, aplicadas nas guias do elemento móvel, escorregando sobre aço temperado e retificado ou $f^o f^o$ endurecido;

d) material a base de PTFE com enchimentos de bronze, MoS_2 , cerâmica ou grafite, colado (em tiras de 2 mm) na guia do elemento móvel, escorregando sobre aço temperado e retificado ou $f^o f^o$ endurecido;

e) acetal com fibras de PTFE, escorregando sobre aço temperado e retificado ou $f^o f^o$ endurecido.

2.7 Lubrificação

De forma geral, os lubrificantes empregados nas guias de escorregamento de máquinas-ferramenta desempenham as seguintes funções:

a) reduzir os diversos tipos de desgaste, principalmente o adesivo;

b) diminuir a resistência ao atrito;

c) abrandar ou eliminar o movimento de "stick-slip";

d) proteger as superfícies das guias contra a corrosão dos agentes químicos presentes no ambiente de trabalho;

e) evitar o crescimento exagerado da temperatura nas superfícies das guias. Isto visa impedir a fusão dos materiais em atrito, como também, as deformações térmicas nos elementos da máquina;

f) amortecer vibrações e choques associados ao elemento móvel, principalmente na direção normal às superfícies das guias devido ao efeito do "squeeze-film".

Existem basicamente três modos de formação do filme de lubrificante, assim designados: lubrificação limite, lubrificação mista e lubrificação de filme fluido. Estas formas de lubrificação têm grande influência nas características de atrito e desgaste das superfícies deslizantes. A razão R entre a espessura (μm) do filme de lubrificante ou da camada protetora e o valor em R_a (μm) das so-

mas das rugosidades superficiais dos elementos do par, caracteriza o modo de lubrificação |22|.

A *lubrificação limite* caracteriza-se por apresentar um filme de lubrificante e uma camada protetora de pequena espessura em relação às rugosidades das superfícies em contato. A razão R , neste caso, assume o valor menor ou igual a 1 ($R \leq 1$) |22|. Este tipo de lubrificação é encontrado em muitas guias de escorregamento de máquinas-ferramenta. As propriedades químicas do lubrificante e sua estrutura molecular, bem como a natureza dos materiais em atrito, têm uma fundamental importância nas características de fricção e desgaste, quando se trata de lubrificação limite. Os lubrificantes empregados para lubrificação limite devem apresentar propriedades de *oleosidade* e *aderência*. Estas propriedades são importantes para evitar o contato sólido-sólido, a fuga do lubrificante das superfícies deslizantes e para proporcionar um baixo coeficiente de atrito. Nas condições de lubrificação limite, a viscosidade do lubrificante tem pouco efeito no atrito e desgaste das superfícies deslizantes, se comparada com as outras propriedades mencionadas acima.

Para terem estas *propriedades*, as moléculas do lubrificante devem ter um radical reativo ou polar. Estes radicais têm forte afinidade pelas superfícies da maioria dos metais. Assim, estas moléculas polares aderem às superfícies através de seu radical, permanecendo o restante de sua estrutura molecular perpendicular a ela.

Os óleos orgânicos (vegetal ou animal) são constituídos de moléculas que possuem radicais ativos (polar), enquanto os óleos minerais não os têm. Contudo, os óleos orgânicos apresentam grande tendência à oxidação, à formação de goma e à solidificação na temperatura ambiente. Então, a solução consiste em se adicionar aos óleos minerais uma pequena percentagem de substâncias ativas (polares). Estes aditivos tendo grande afinidade por superfícies metálicas, migram através do óleo mineral e aderem fortemente a estas superfícies, formando uma camada molecular que impede o contato sólido-sólido na ocorrência de lubrificação limite. Os aditivos polares, geralmente utilizados, são os ácidos graxos. Como exemplos, podem ser citados: ácido oleico, ácido esteárico (obtido do óleo de rícino), óleo de castor, ácido palmítico, espermacete, ó-

leo de colza (óleo de semente de nabo).

Existem também outros aditivos empregados para lubrificação limite, entre os quais, os sabões metálicos e os ésteres |38|.

A figura 2.43 mostra a progressiva redução no coeficiente de atrito quando se aumenta a percentagem do ácido oleico no óleo mineral.

Lubrificante	Coeficiente de atrito
óleo mineral puro	0,360
óleo mineral + 2% ácido oleico	0,249
óleo mineral + 10% ácido oleico	0,198
óleo mineral + 50% ácido oleico	0,198
ácido oleico puro	0,195

Figura 2.43- Comportamento do coeficiente de atrito em função da quantidade de ácido oleico no óleo mineral |23|.

Os principais requisitos que devem ter os aditivos para óleos minerais estão apresentados a seguir |23|:

a) a molécula do aditivo deve ter um radical ativo para aderir fortemente às superfícies metálicas;

b) a molécula deve ser longa com cadeia de carbono e hidrogênio reta, tendo o radical ativo em sua extremidade. Isto é desejável para fornecer um máximo de separação entre as superfícies em atrito;

c) o aditivo deve estar presente em pequenas proporções, pois em quantidades excessivas pode produzir acidez e oxidação na massa do lubrificante;

d) o aditivo deve ser capaz de se manter aderente às superfícies metálicas diante das temperaturas de trabalho.

É necessário comentar que, embora sejam importantes as propriedades de aderência do lubrificante, a natureza e as características das superfícies sólidas têm uma grande participação no processo de reação com o lubrificante. Assim, superfícies sólidas com alta *energia superficial* apresentam maior tendência à formação de fortes ligações com as moléculas reativas do lubrificante |19|.

Outras considerações a respeito dos lubrificantes com aditivo polar já foram mencionadas nos subtópicos relativos ao atrito, "stick-slip" e desgaste.

A *lubrificação mista* caracteriza-se por apresentar, ao mesmo tempo, uma combinação dos mecanismos de lubrificação limite e de filme fluido. Dessa forma, existem algumas regiões onde ocorre contato sólido-sólido entre os picos das asperezas maiores e outras em que um filme de lubrificante preenche os espaços vazios entre as rugosidades opostas, forçando a separação das partes em atrito. A razão R para lubrificação mista é menor ou igual a 5 ($R \leq 5$) |22|.

Verifica-se que as asperezas superficiais têm um papel importante na formação do filme fluido entre as superfícies em atrito. Este efeito hidrodinâmico localizado, proporcionado pelas asperezas com auxílio das condições de movimento (velocidade, carga, etc.), pode contribuir para a sustentação parcial da carga |22|.

Na lubrificação mista é necessário considerar a natureza dos sólidos em atrito, a viscosidade do lubrificante, as propriedades químicas e estruturais dos aditivos empregados.

A lubrificação mista ocorre também em muitas guias de escoreamento de máquinas-ferramenta, principalmente, se houver razoável quantidade de lubrificante e condições regulares de velocidade e pressão.

A *lubrificação de filme fluido* (atrito fluido) caracteriza-se por apresentar um filme de lubrificante entre as superfícies deslizantes bastante espesso em relação às dimensões das asperezas superficiais. Dessa forma, as superfícies são completamente separadas pelo filme de lubrificante, possibilitando a redução do desgaste ao mínimo ou a sua eliminação. A razão R para este modo de lubrificação varia de $5 \leq R \leq 100$ |22|.

Neste caso, a resistência ao movimento surge devido ao cisalhamento do filme de lubrificante. A viscosidade do lubrificante é a propriedade física mais importante neste tipo de lubrificação. O filme fluido pode ser formado, seja pelo movimento relativo das superfícies em atrito (lubrificação hidrodinâmica) ou pelo fornecimento do lubrificante entre as superfícies deslizantes através de uma fonte de pressão externa (lubrificação hidrostática). Neste último caso, quando se faz uso da pressão externa para formação do

filme de óleo em guias de máquinas-ferramenta, estas são designadas de guias hidrostáticas (veja capítulo seguinte) |22|.

As baixas velocidades e o regime variável de trabalho impedem a formação de lubrificação hidrodinâmica nas guias de escorregamento. Entretanto, caso se forneça uma quantidade mínima de óleo e estando as ranhuras de lubrificação dispostas adequadamente no sentido de favorecer a distribuição do óleo, sem quebra do filme, uma situação de lubrificação mista pode ser obtida, garantindo ao menos condições razoáveis de trabalho. Neste caso, o coeficiente de atrito estático (f) depende do intervalo de tempo entre o último suprimento de óleo e o início do movimento. Devido ao peso do elemento móvel, o óleo entre as superfícies deslizantes é expulso continuamente, proporcionando crescimento do coeficiente de atrito estático com o tempo.

Para guias de escorregamento que trabalham em condições críticas de carga e/ou temperatura faz-se necessário a adoção de lubrificantes especiais. A adição de 5% de bissulfeto de molibdênio (MoS_2) em óleo mineral melhora substancialmente a sua resistência a pressões e temperaturas elevadas. Este aditivo fornece boas propriedades anti-fricção e anti-desgaste e também impede o surgimento do movimento de "stick-slip" em baixas velocidades |43|.

Outro lubrificante sólido utilizado na proporção de 5% em óleo mineral é o grafite coloidal. Ele confere ao óleo, resistência a altas temperaturas.

Estes aditivos sólidos impedem o desgaste adesivo nas superfícies deslizantes que tiveram, momentaneamente, seu filme de óleo rompido devido a altas temperaturas e/ou pressões. Eles também conferem melhor *oleosidade* aos óleos minerais |23|.

2.7.1 Métodos de lubrificação

Para lubrificação de guias de escorregamento de máquinas ferramenta, existem vários métodos para aplicação do lubrificante. A escolha do método mais adequado depende das condições operacionais (frequência de trabalho, carga, velocidade, etc.), do tipo e tamanho da máquina. Os métodos usualmente empregados são: lubrificação por feltro, por mecha, por roletes, centralizada e por circulação forçada.

Para se ter uma distribuição uniforme do óleo na interface de contato é necessário prover ranhuras de lubrificação ao longo das guias do elemento deslizante. Estas ranhuras são usinadas à mão ou à máquina, com largura e profundidade dependentes do porte do elemento deslizante. Elas podem assumir diversas configurações geométricas como mostra a figura 2.44.

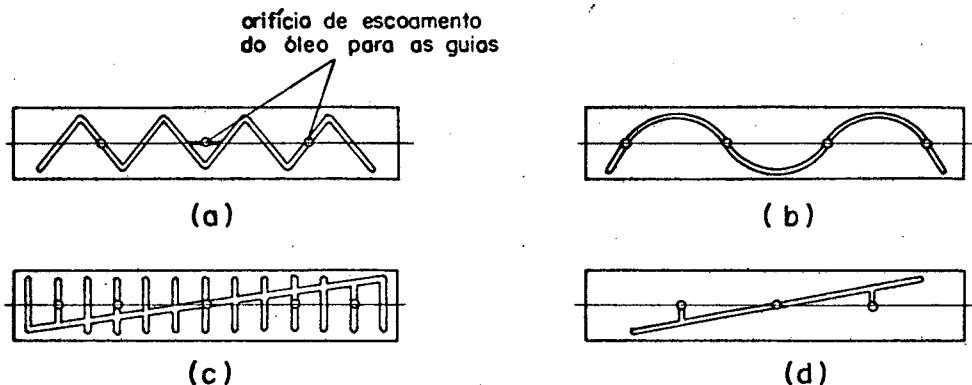


Figura 2.44- Formas geométricas das ranhuras de lubrificação |4|.

A seguir, serão apresentados alguns exemplos de dispositivos para lubrificação de guias de escorregamento, juntamente com uma descrição simplificada dos mesmos. Para maiores detalhes recomenda-se consultar as referências |1, 4, 22, 37|.

Lubrificação por feltro

A figura 2.45 mostra dois exemplos de aplicação de uma almofada de feltro em guias plana e em "V". Esta almofada está alojada numa capa de suporte que é fixa por parafusos na extremidade do elemento deslizante. Para impedir que o feltro absorva as impurezas presentes ao longo das guias do barramento, é imprescindível a colocação de raspadores (presos nas capas de suporte). Para facilitar a compreensão e execução do desenho, estes raspadores não foram indicados na figura 2.45 (veja fig. 2.50). O óleo é fornecido por almotolia para a almofada de feltro através de orifício localizado na parte superior da capa de suporte. Este dispositivo de lubrificação é utilizado em guias sujeitas a elevado grau de contaminação, cargas moderadas e baixa frequência de trabalho |1, 4|.

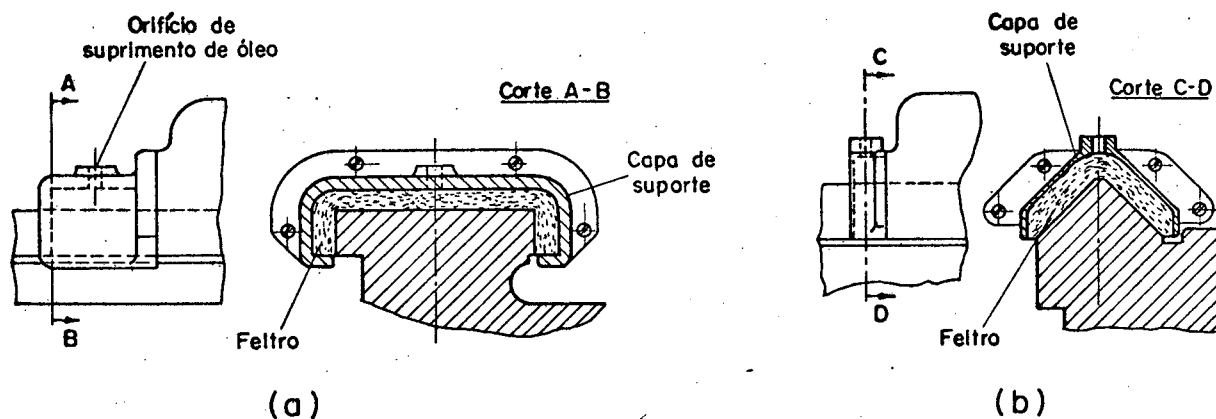


Figura 2.45- Método de lubrificação por feltro aplicado a guias planas (a) e em "V" (b) |4|.

Lubrificação por mecha

A figura 2.46 ilustra o método de lubrificação por mecha aplicado a guias plana, "cauda de andorinha" e em "V". Vários reservatórios de óleo são construídos ao longo do elemento deslizante. Pelo efeito de capilaridade o óleo escoar através da mecha (pavio), sendo distribuído para as superfícies das guias através das ranhuras de lubrificação. O nível de óleo é mantido abaixo da extremidade superior do conduto de passagem da mecha, a fim de evitar o transbordamento do óleo |4, 22|.

A alimentação do óleo se dá através de um orifício, provido de tampa, localizado na parte superior do reservatório.

Nos casos de guias em "V" (fig. 2.46c) existem condutos secundários que possibilitam a distribuição do óleo para as duas faces de suporte em "V".

A lubrificação por mecha é utilizada em situações em que não se necessita de ampla lubrificação e onde as condições de carga e frequência de trabalho são moderadas.

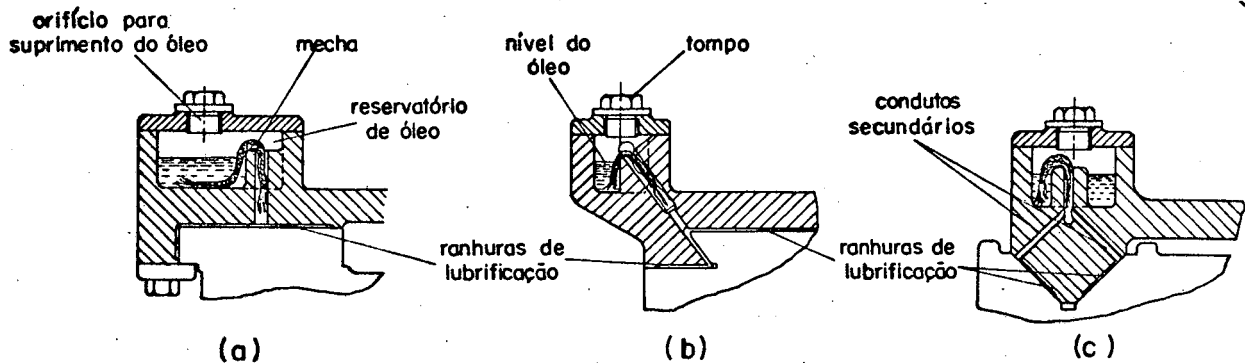


Figura 2.46- Método de lubrificação por mecha aplicado aos seguintes tipos construtivos de guias: (a) plana; (b) "cauda de andorinha"; (c) em "V" |4|.

Lubrificação por roletes

A figura 2.47 mostra o método de aplicação do óleo através de roletes para guias plana e em "V". Neste caso, reservatórios de óleo são construídos espaçadamente ao longo das guias do barramento. Roletes carregados com molas são montados nos reservatórios de óleo. Através do movimento do elemento deslizante é possível rotacioná-los, permitindo que o óleo seja transportado do reservatório para às superfícies das guias |4, 22|.

A pressão das molas torna possível um efetivo contato entre o rolete e as guias do elemento deslizante. Estas molas podem ser helicoidal (fig. 2.47a) ou de lâmina à flexão (fig. 2.47b).

O passo entre os diversos roletes ao longo das guias do barramento é dado em função da maior ou menor necessidade de lubrificação, que está relacionada às condições operacionais.

O método de lubrificação por roletes é mais eficiente que os dois outros vistos anteriormente. É aplicável mais comumente para guias horizontais de retífica, mandriladora, plaina de mesa, etc.. Para o bom desempenho deste método é necessário proteger as guias de impurezas externas evitando que o óleo nos reservatórios seja contaminado.

Quando forem utilizados os métodos de lubrificação por

roletes e por mecha, faz-se necessário o emprego de raspadores presos às extremidades do elemento deslizante com a finalidade de remover as impurezas (cavaco, poeira, etc.) presentes nas guias.

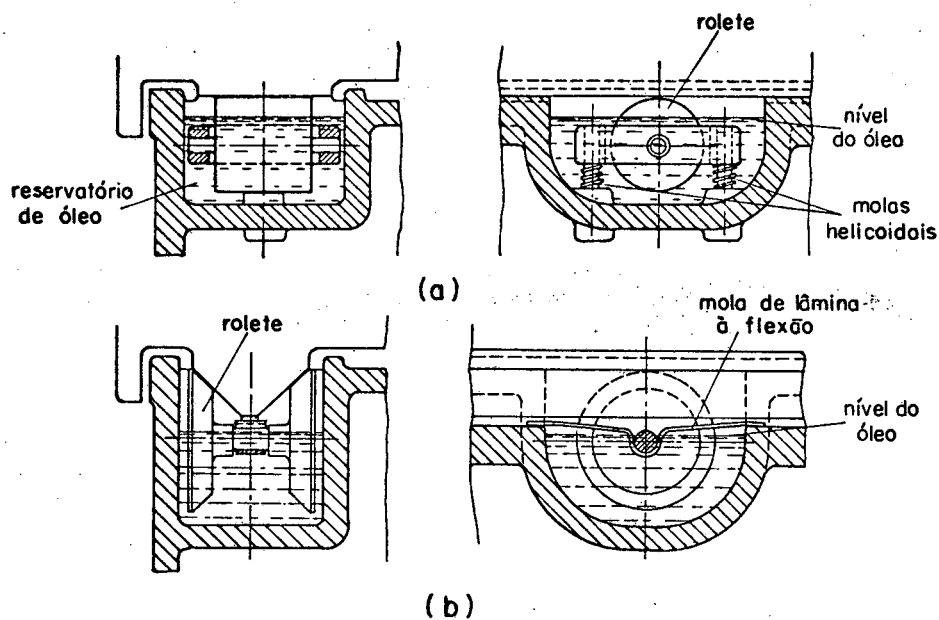


Figura 2.47- Método de lubrificação por roletes aplicado a guias plana (a) e em "V" (b) |4|.

Lubrificação centralizada

A lubrificação centralizada pode ser manual ou automática. No primeiro caso, o óleo é fornecido por bomba manual para um distribuidor que, através de tubulações, faz a sua distribuição para os diversos pontos de lubrificação ao longo das guias do elemento deslizante (fig. 2.48). Por sua vez, as ranhuras de lubrificação se encarregam de espalhar uniformemente o óleo sobre as guias. Todo conjunto de lubrificação (bomba, reservatório de óleo, visor de nível de óleo, tubulações, distribuidor, etc.) é montado no elemento deslizante. A frequência de lubrificação é controlada pelo operador da máquina conforme às exigências de trabalho. Dessa forma, a eficiência deste método depende em muito do operador. Normalmente, é utilizado em máquinas de pequeno e médio porte, que não necessitam de alimentação contínua de óleo, tais como: alguns tipos de tornos, fresadoras, mandriladoras, etc.. Assim, sendo pequena a quantidade de óleo fornecida, não é necessária a sua recirculação.

Para evitar que a lubrificação das guias fique na dependência de elementos humanos, torna-se necessário o emprego do *método de lubrificação automática*. Neste caso, a bomba fornece óleo, tão logo o motor de avanço da máquina seja ligado. A bomba pode ser acionada por um motor elétrico ou através de um excêntrico. O primeiro caso é adotado em máquinas que dispõem de espaço para instalação do motor. No segundo, aproveita-se o movimento de um eixo vinculado ao mecanismo de avanço para acionamento do excêntrico. Em geral, tanto para lubrificação centralizada manual como para a automática, utilizam-se bombas de engrenagem ou de êmbolo axial [1, 37].

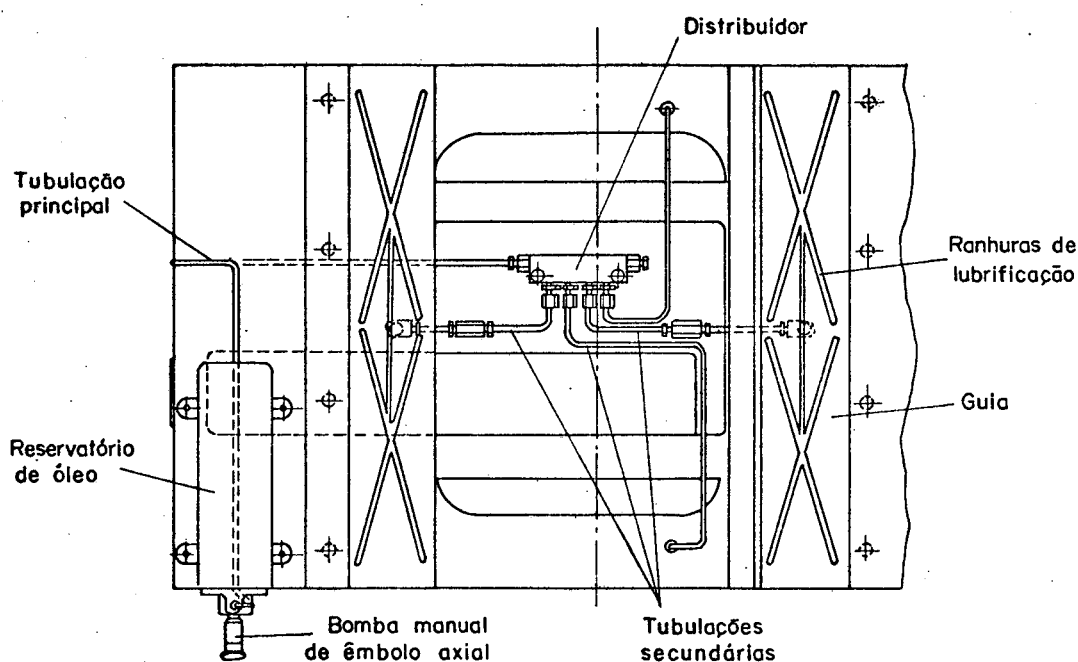


Figura 2.48- Lubrificação centralizada manual das guias de uma mandriladora horizontal [1].

Lubrificação por circulação forçada

Este método consiste no fornecimento de óleo sob pressão para os diversos pontos de lubrificação ao longo das guias. Após a lubrificação, o óleo retorna para o reservatório [22, 37].

Para implantação deste método, faz-se necessário a montagem de um sistema hidráulico constituído de reservatório de óleo, conjunto motor-bomba, filtros, válvulas reguladoras de pressão e

vazão, tubulações, etc..

Os sistemas de lubrificação com circulação de óleo podem assumir diferentes configurações, dependendo do tipo e arranjo dos elementos hidráulicos [22].

Para que tais sistemas sejam viáveis técnica e economicamente, é necessário que o fornecimento de óleo venha abranger, ao máximo possível, os outros elementos da máquina.

Este método de lubrificação é aplicável em guias de escorregamento de máquinas-ferramenta de grande porte, onde as condições de carga são críticas. Entretanto, para que o sistema tenha um desempenho satisfatório é preciso proteger as guias de contaminação externa.

2.8 Aspectos de fabricação

Neste tópico, serão abordados alguns aspectos de fabricação de guias de escorregamento de máquinas-ferramenta. Estas guias podem ser construídas de várias maneiras: a) fundidas com o próprio barramento; b) postigas de aço-temperado; c) revestidas com material plástico.

Em máquinas-ferramenta comuns, as guias de escorregamento são fundidas com o próprio barramento. Neste caso, o material mais adequado para construção das guias é o ferro fundido cinzento perlítico ou o nodular perlítico [2, 17].

As guias fundidas com o próprio barramento passam por várias etapas de fabricação antes de seu acabamento final. Após a fundição, tais guias são usinadas em fresadoras de portal ou em plainas de mesa para obtenção de sua forma e planicidade. As guias que são acabadas por rasqueteamento sofrem, normalmente, um passe de pré-acabamento naquelas máquinas ou em retíficas. Geralmente, o rasqueteamento é feito em guias não-endurecidas. As guias que são acabadas por retificação sofrem previamente têmpera superficial para obtenção de maior dureza. Em seguida são submetidas a tratamento térmico para alívio de tensão [2, 17].

Em máquinas-ferramenta de alta precisão, as guias de escorregamento são acabadas por lapidação [24]. A escolha do acabamento final é usualmente determinada pela precisão requerida, por fatores econômicos e técnicos. As guias rasqueteadas são normalmen

te mais resistentes ao desgaste (veja subtópico 2.6.3) do que as retificadas, porém para sua fabricação são exigidos maior dispêndio de tempo e melhor qualificação da mão-de-obra, e por isso apresentam custo elevado. Para se fazer o ajuste de guias rasqueteadas utiliza-se, normalmente, uma tinta azul (azul da prússia) que permite identificar as saliências nas superfícies das mesmas. Isto é feito aplicando-se o azul da prússia nas guias de um carro padrão e deslizando o mesmo sobre as guias do barramento. Assim, pode-se identificar as saliências na sua superfície através da impressão deixada pelo azul da prússia. De posse de um rasquete faz-se a correção na planicidade das mesmas.

O azul da prússia também é utilizado para verificar o número de pontos (existentes na interface de contato das guias) que efetivamente suportam a carga de trabalho. Este número define a precisão de contato da junta deslizante e é especificado para uma área de contato padrão. Quanto maior o número de pontos de suporte existentes na junta, maior é a rigidez estática normal e mais precisa será a máquina. A referência |2| fornece valores especificados dos números de pontos de suporte para guias de máquinas-ferramenta de diferentes classes de precisão.

A têmpera superficial utilizada para o endurecimento das guias a serem retificadas, consiste no aquecimento rápido, até a austenitização, apenas de uma camada adjacente à superfície, seguindo-se de resfriamento rápido pelo próprio efeito de massa da peça e auxiliado por jato de ar, água ou óleo. Como resultado desse processo, tem-se uma camada endurecida cuja espessura varia entre 1,5 e 6 mm, com alta dureza e tensões residuais na superfície, favorecendo a resistência ao desgaste, impacto e fadiga. A têmpera superficial causa menos distorção que a têmpera plena |17|.

Os processos de aquecimento por chama e por indução são comumente empregados para a têmpera superficial. Para grandes superfícies, o aquecimento por chama apresenta menores limitações que por indução e o custo do aquecimento é mais baixo. A têmpera por chama é mais aplicada às máquinas-ferramenta que a têmpera por indução, embora o ajuste das condições operacionais seja mais trabalhoso |17|.

Após a têmpera é necessário fazer um alívio de tensão, entre 180 e 250°C. Tanto peças de aço como de ferro fundido podem

ser submetidas à têmpera superficial. Aços para endurecimento superficial devem ter carbono em torno de 0,4% e temperabilidade compatível com a espessura a endurecer e com as condições de resfriamento. O ferro fundido deve ser do tipo tratável, isto é, perlítico com baixa tendência à grafitação. O teor de silício deve estar abaixo de 2% por causa de seu efeito grafitizante e estabilizador da ferrita. Para reduzir a formação de ferrita, são adicionados na liga pequenos teores de Cr, Ni, Cu ou Mo [17].

A dureza média dos ferros fundidos é menor que a dos aços, devido à presença da grafita. Obtém-se por exemplo, após tratamento térmico, uma dureza média de 450HB enquanto a matriz perlítica pode chegar a 600HB. No entanto, a resistência ao desgaste é elevada, pois a grafita favorece as condições de lubrificação. A adição de elementos de liga promove o aumento da dureza [17].

As guias postiças são comumente fabricadas a partir de aço de baixa liga e médio teor de carbono. Estas guias estão na forma de insertos de aço temperado em óleo e revenido com dureza em torno de 50HRC. São montadas usualmente em barramentos de ferro fundido através de parafusos. A figura 2.49 mostra várias formas de montagem de guias postiças [2, 4, 17, 52].

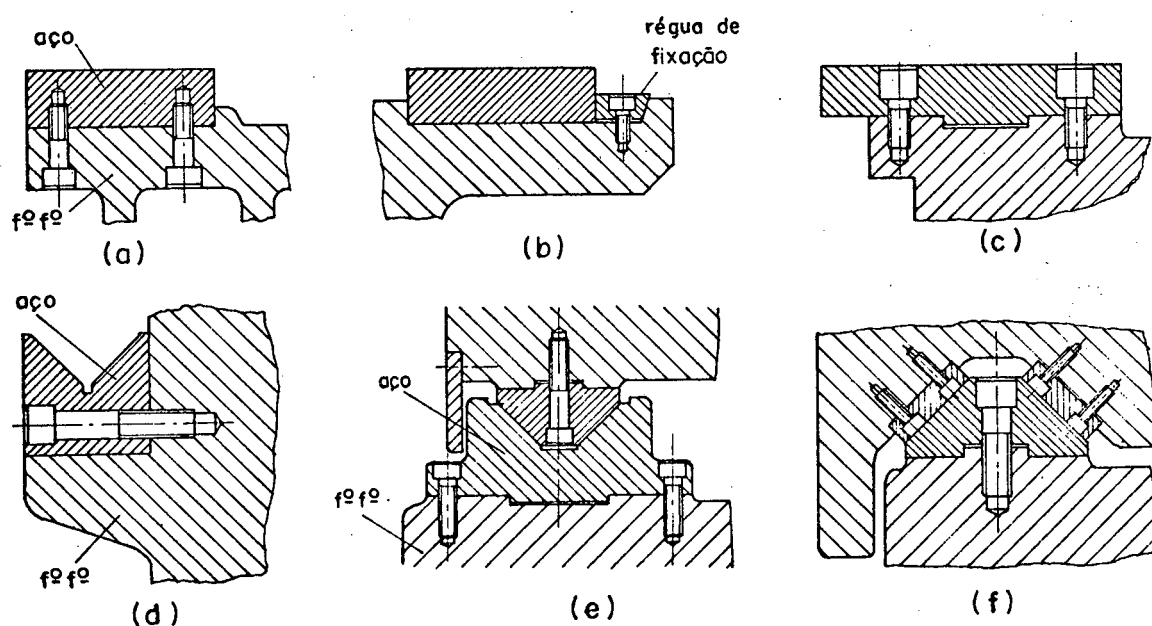


Figura 2.49- Tipos de montagem de guias postiças de aço [4, 52].

Por outro lado, as guias do elemento móvel podem ser revestidas de plásticos, como também, fabricadas de ferro fundido ou de insertos de aço, tendo em geral menor dureza que as guias do barramento.

Em algumas situações em vez de se montar insertos de aço, emprega-se uma fita de aço temperado e retificado fixada ao barramento (sob pré-carga de tração) através de adesivo a base de resina epoxi [1, 17, 52].

As guias postiças exigem maior volume de usinagem. É necessário usinar as faces do encosto, do contato do inserto com o encosto, a face de trabalho, elaborar dispositivos de fixação e ajuste. Após temperado e revenido, os insertos de aço sofrem acabamento final por retificação. Quanto maior a secção do inserto, menores os problemas de distorção devido ao tratamento térmico. Os aços normalmente utilizados são o 8640, 4145 e o 4340. Insertos de aço para têmpera ao ar, ou aço-ferramenta grafitizado e temperado por chama, podem ser também empregados. Material caldeado (tipo "clad") com uma camada superior endurecida por têmpera e a base com aço 1010 ou 1020 tem sido usado [17].

As guias postiças apresentam maior dureza do que as de ferro fundido. Além disso, é difícil obter uma uniformidade na dureza e na microestrutura do f^of^o ao longo da guia.

As guias postiças por terem boa resistência ao desgaste e devido à possibilidade de reposição e ajuste, são empregadas em máquinas-ferramenta submetidas a grandes solicitações e a altas taxas de trabalho. Com o emprego dessas guias é possível aumentar a vida útil da máquina e manter sua precisão dentro de limites estreitos. Contudo, sua fabricação é mais complexa e mais cara, sendo portanto, menos comum.

As guias fundidas com o próprio barramento são mais empregadas em máquinas-ferramenta que apresentam baixas e médias taxas de utilização e solicitação.

Por fim, outra possibilidade é a utilização de *revestimentos plásticos para a fabricação de guias de escorregamento*. Este processo de fabricação vem sendo desenvolvido e aperfeiçoado desde há muito tempo e está apresentado de forma simplificada no subtópico 2.6.4.

2.9 Dispositivos de proteção para guias

No subtópico 2.6.3, referente ao desgaste, verificou-se que o emprego de dispositivos de proteção para guias de escorregamento reduz bastante o desgaste abrasivo. Isto possibilita a conservação da precisão e vida útil da máquina por longo tempo. Além disso, diminui sensivelmente a frequência de reparação destas guias, proporcionando economia de tempo e dinheiro com manutenção. Para comprovar isto, tem-se o exemplo de duas plainas de mesa iguais, que executam o mesmo trabalho e foram instaladas, uma com proteção e a outra sem proteção. Verificou-se que esta última necessitou de reparação em suas guias após um ano, enquanto a primeira passou cinco anos sem reparação [24].

Os dispositivos de proteção empregados para guias de máquinas-ferramenta podem fornecer proteção parcial ou total, dependendo do seu tipo. As funções gerais relacionadas a estes dispositivos são [24]:

- a) impedir o acesso de substâncias contaminantes (cavaco, limalha, poeira, etc.) às superfícies das guias;
- b) impedir o acesso do líquido refrigerante às guias e sua mistura ao óleo de lubrificação;
- c) proteger as guias de danos acidentais, tais como, impacto de peças e de dispositivos de fixação.

A escolha do dispositivo de proteção mais adequado para uma determinada máquina depende de vários fatores, entre os quais: tipo, porte e precisão da máquina, espaço disponível, condições de trabalho (se a seco ou em meio líquido), velocidade de operação do elemento deslizante, quantidade e tipos de detritos e cavacos.

Os dispositivos de proteção comumente usados para guias de máquinas-ferramenta são: raspadores, fita de aço temperado, chapas de cobertura, esteiras, protetores enroláveis (rolôs), protetores sanfonados e telescópicos. A seguir, será apresentada uma descrição resumida destes dispositivos juntamente com o seu desenho esquemático.

Raspadores

São utilizados para limpar as superfícies expostas das guias sujeitas a detritos, pós abrasivos, cavacos, etc., contribuindo assim para redução do desgaste abrasivo. Geralmente são fabricados de poliuretano, sendo resistentes ao desgaste, à corrosão, a óleos e refrigerantes, a cavacos, etc.. São montados nas extremidades do elemento móvel. A diversidade de tipos de raspadores é bastante grande. Para ilustrar, a figura 2.50 mostra dois tipos construtivos.

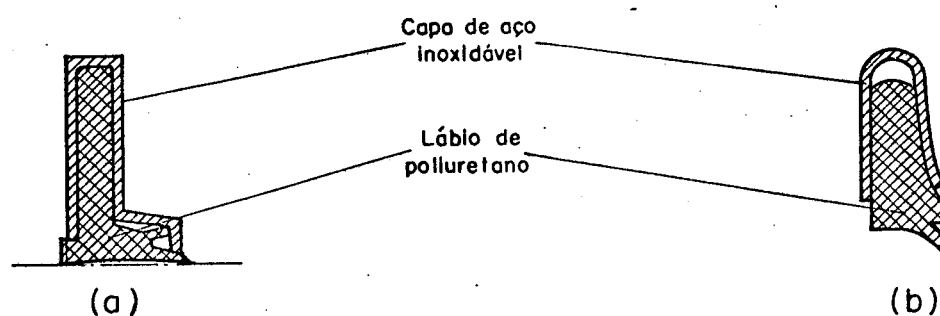


Figura 2.50- Tipos construtivos de raspadores.

Fita de aço temperado

Esta fita é aplicada com pré-carga de tração sobre a guia de ferro fundido do barramento. Desta forma, ela fornece proteção às superfícies retificadas ou rasqueteadas das guias, bem como, proporciona menor desgaste em relação às superfícies de ferro fundido não-endurecidas e uma distribuição mais uniforme da pressão de contato. Outra vantagem do emprego da fita de aço está associada a sua fácil substituição em relação às superfícies das guias de ferro fundido, quando houver a necessidade de reparação [1]. Geralmente, estas fitas são fixadas às guias do barramento através de adesivo a base de resina epoxi (Araldite). Contudo, existem vários métodos desenvolvidos e alguns patenteados para aplicação destas fitas por adesivo. Informações detalhadas sobre estes métodos estão contidas nas referências [39, 42].

Chapas de cobertura

Estas chapas são fixas nas duas extremidades do elemento móvel através de parafusos. Elas devem ser montadas o mais próximo possível das superfícies das guias para evitar a penetração de contaminação externa. A figura 2.51 ilustra uma aplicação dessas chapas de cobertura. Elas não realizam qualquer trabalho operacional, apenas formam uma continuação do elemento móvel sobre a guia. Desta forma, mantêm as superfícies das guias sempre cobertas impedindo o acesso de substâncias estranhas. Este tipo de proteção, por ocupar maior espaço lateral, aumenta a área física para instalação da máquina. As chapas de cobertura são empregadas em máquinas que não necessitam de proteção hermética [1].

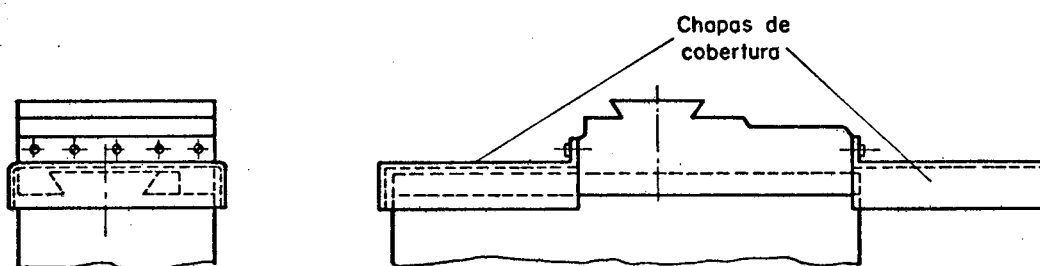


Figura 2.51- Exemplo de aplicação de chapas de cobertura em guia "cauda de andorinha" [4].

Esteiras protetoras

Estas esteiras são, geralmente, fabricadas de alumínio, aço ou latão. Elas são presas ao elemento móvel e ao barramento através de cantoneiras e parafusos. São aplicadas nos casos em que se dispõe de pouco espaço e onde as velocidades de operação são baixas. São resistentes a cavacos quentes e à corrosão. A figura 2.52 mostra o desenho de uma esteira protetora já montada no elemento móvel.

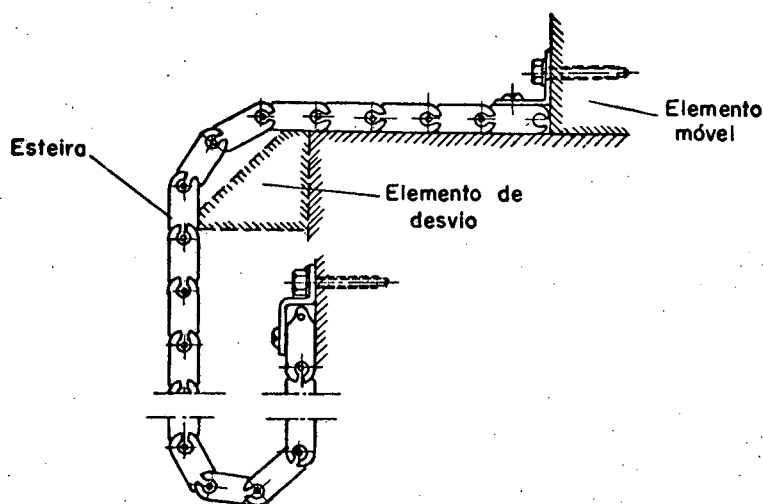


Figura 2.52- Esteira protetora.

Protetores enroláveis (rolôs)

Este dispositivo é constituído de um lençol que oferece proteção às guias, sendo o mesmo auto-enrolado e tensionado através de um sistema de rolo e mola retroativa (fig. 2.53). Os materiais utilizados para a fabricação do lençol de proteção são: fibra sintética, amianto, trevira, etc.. Eles apresentam boa resistência à tração e ao calor. Os rolôs são empregados nos casos onde se têm pouco espaço disponível e não existe necessidade de melhor proteção. Em máquinas que operam em altas velocidades, o lençol protetor apresenta ondulação quando o movimento se dá no sentido de enrolamento |40|.

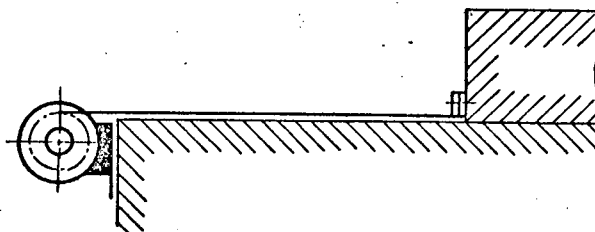


Figura 2.53- Protetor enrolável (rolô).

Protetores sanfonados (foles)

Estes dispositivos envolvem totalmente a guia, fornecendo assim uma proteção hermética. Eles funcionam como uma sanfona,

encurtando-se e alongando-se conforme o movimento do elemento móvel (figs. 2.54 e 2.56). Para a correta especificação destes foles de proteção, é necessário conhecer a velocidade de avanço do elemento móvel, a posição de trabalho (horizontal ou vertical), os tipos de agentes contaminantes (cavacos, pós, óleos refrigerantes, etc.) e as dimensões do barramento. Vários materiais são empregados para a sua fabricação, entre os quais, trevira, couro, corvim, amianto, fibra sintética, etc..

Estes foles de proteção quando utilizados em máquinas-ferramenta que operam em altas velocidades, induzem o aparecimento de "oscilações naturais" que se apresentam na forma de ondas. Estas ondas geradas pelo movimento do elemento móvel se propagam através do comprimento do fole. Pode acontecer num dado instante que o elemento móvel sofra aceleração num sentido, enquanto a onda se propaga no outro. Isto causa grandes sollicitações no fole, podendo ocorrer rupturas em sua estrutura. Para evitar este tipo de dano, faz-se necessário o uso de mecanismos de controle de extensão (com molas e barras articuladas) que visam aumentar a resistência à tração do fole [40].

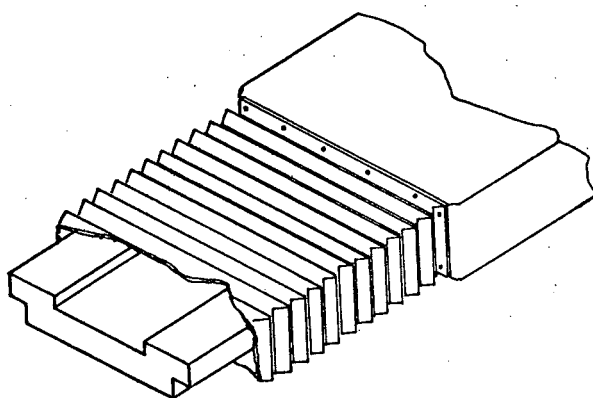


Figura 2.54- Tipo construtivo de um protetor sanfonado (fole).

Protetores telescópicos

Estes dispositivos fornecem proteção total às guias e podem ser usados em uma maior faixa de velocidades de operação. São constituídos de caixas feitas de chapa de aço que se acoplam de forma similar a um telescópio (fig. 2.55). Estas caixas são supor-

tadas pelas guias através de apoios deslizantes de nylon, latão ou poliuretano. Para proteções de grande porte utilizam-se como apoios, roletes de aço ou nylon que reduzem o atrito com o barramento (fig. 2.55b). Os protetores telescópicos são providos de raspadores que limpam as superfícies das caixas e fornecem uma vedação contra a passagem de contaminação externa para as guias.

Normalmente, estes protetores têm desempenho satisfatório para velocidades de operação de até 12 m/min. Para velocidades superiores (até 80 m/min), surgem nas caixas de proteção altas forças inerciais, principalmente, no momento da reversão do movimento. Estas forças, absorvidas nos vários delimitadores de curso ("stops") presentes em cada caixa (fig. 2.55b), provocam grandes impactos e vibrações que podem ser transmitidas para a peça ou ferramenta em usinagem [40]. Portanto, torna-se necessário o emprego de mecanismos especiais que absorvam as vibrações e impactos originados nas caixas de proteção e simultaneamente controlem o seu movimento. Estes mecanismos são assim caracterizados [40]: a) sistema pantográfico (para velocidades de até 30 m/min); b) absorvedores de choque elástico; c) absorvedores de choque hidráulico (para velocidades de até 80 m/min). Maiores informações sobre estes mecanismos especiais estão contidas nas referências [40, 41].

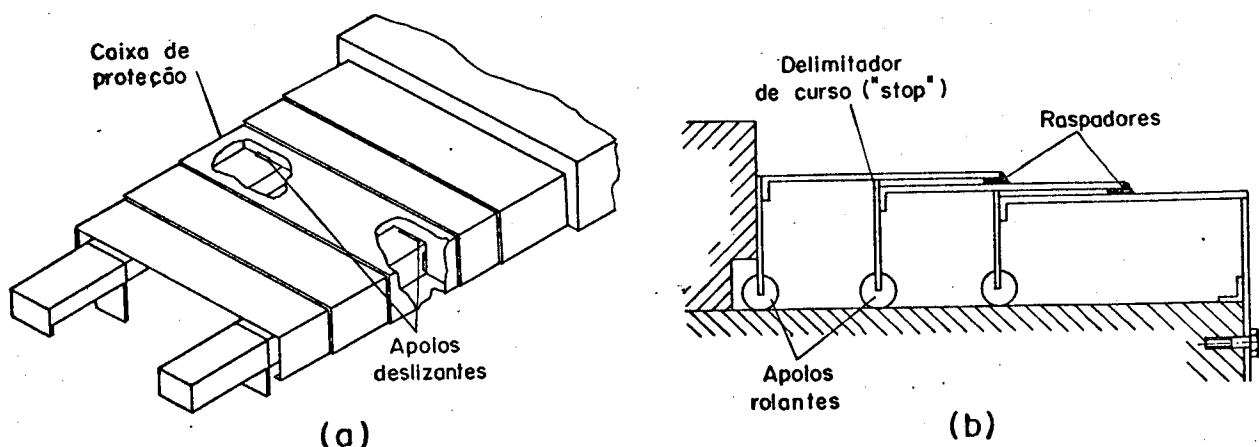


Figura 2.55- Protetores telescópicos.

Será mostrado na figura 2.56, o desenho de uma máquina-ferramenta equipada com os principais dispositivos de proteção aqui descritos, com o objetivo de fornecer uma melhor visualização da aplicação dos mesmos.

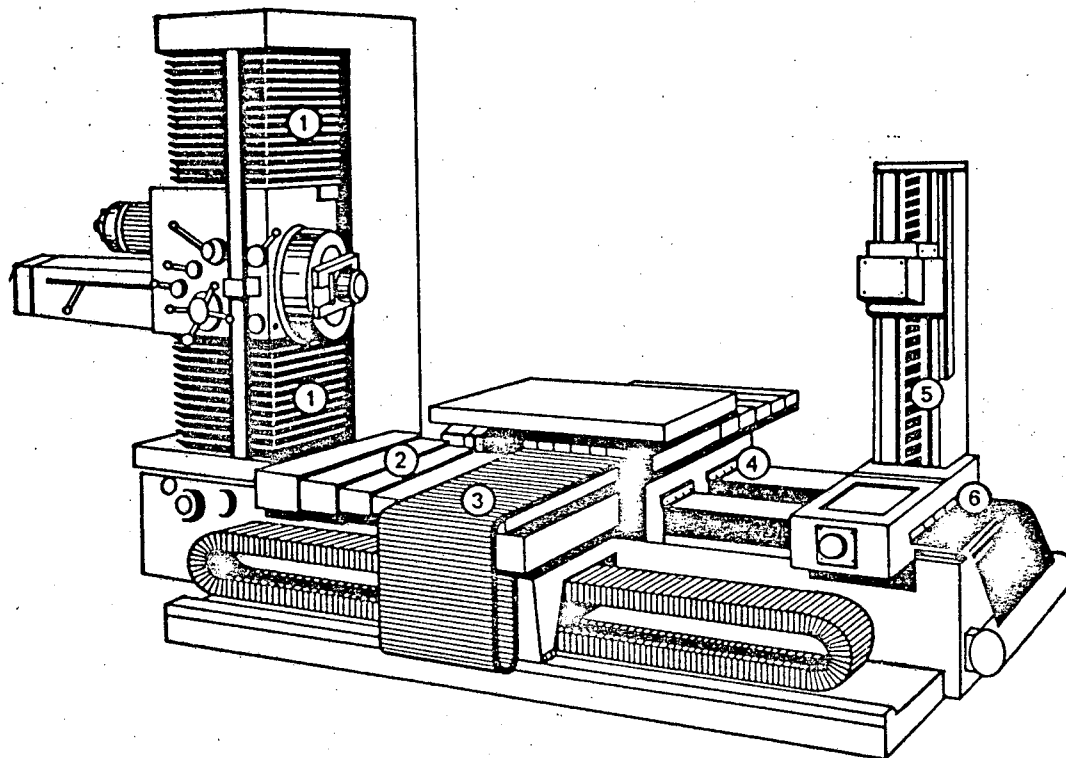


Figura 2.56- Tipos de dispositivos de proteção utilizados em máquinas-ferramenta: 1) protetor sanfonado; 2) protetor telescópico; 3) esteira protetora; 4) raspador; 5) mola protetora; 6) rolô (cortesia da Hennig Ltda.).

Maiores detalhes sobre aplicação, custo e projeto dos dispositivos de proteção utilizados em guias de máquinas-ferramenta podem ser fornecidos por empresas fabricantes deste tipo de produto. Como exemplo, podem-se citar: Hennig Indústria Metalúrgica Ltda e Cobertec Indústria e Comércio Ltda.

2.10 Reparação

As guias de escorregamento de máquinas-ferramenta podem ser reparadas por vários métodos, entre os quais, rasqueteamento, retificação, aplainamento fino. A escolha do método depende dos seguintes fatores: disponibilidade de dispositivos e máquinas-ferramenta especializadas, custo do processo, quantidade de desgaste e dureza das guias [42].

O rasqueteamento é utilizado para reparar guias não-endurecidas que apresentam desgaste menor que 0,1 mm. Este método asse

gura alta precisão geométrica e de contato das guias. No entanto, o rasqueteamento é um processo que exige mão-de-obra bem qualificada e grande dispêndio de tempo, sendo assim de alto custo |42|.

A retificação é o único método empregado para reparação de guias endurecidas. Sua vantagem acha-se relacionada ao seu baixo custo e a sua alta taxa de produção. Entretanto, superfícies retificadas têm baixa capacidade de retenção de óleo lubrificante.

O aplainamento fino é realizado em plainas de mesa. A velocidade e a profundidade de corte depende do material e da rugosidade superficial que se deseja para as guias. As superfícies aplainadas apresentam baixa capacidade de retenção de óleo.

O processo de reparação de guias de escorregamento de máquinas-ferramenta envolve várias outras operações, antes de seu acabamento final. Estas operações abrangem: limpeza superficial do conjunto; montagem, medição e alinhamento do barramento (ou do elemento deslizante) em fresadoras de portal ou em plainas de mesa para se efetuar o desbaste e pré-acabamento; acabamento final por rasqueteamento, retificação ou aplainamento fino; verificação e ajuste da retilidade, paralelismo e planicidade das guias; averiguação final das características geométricas, tolerâncias, dureza e rugosidade superficial pelo controle de qualidade |42|.

Por outro lado, esta metodologia de reparação sofre modificações em função do tipo, tamanho e precisão da máquina, como também, depende da experiência tecnológica acumulada pela empresa.

As guias postiças fabricadas a partir de insertos de aço são reparadas por retificação ou mesmo substituídas após certo tempo.

As guias de plásticos que apresentam danos devido ao desgaste, são desbastadas para remoção da camada danificada e em seguida, revestidas com uma nova camada plástica (ver subtópico 2.6.4).

CAPÍTULO 3

GUIAS HIDROSTÁTICAS

3.1 Introdução

Neste capítulo, far-se-á um amplo estudo de projeto das guias hidrostáticas abrangendo os mais variados aspectos, entre os quais: formulação das equações básicas da lubrificação hidrostática; tipos construtivos; formulação, otimização e interrelação dos diversos parâmetros de projeto; fatores que influenciam as características de operação; controle de pressão e vazão; análise dos restritores utilizados; dispositivos de controle e segurança. Este estudo visa dar ao leitor uma gama de conhecimentos básicos relativos ao funcionamento dessas guias, bem como fornecer uma orientação para seleção dos parâmetros de projeto, com o objetivo de possibilitar a construção de guias hidrostáticas de melhor desempenho.

As guias hidro e aerostáticas são mancais lineares ou circulares que guiam e suportam o elemento móvel sob ação das cargas de trabalho, através de um filme fluido (líquido ou gás) mantido sob pressão por um sistema externo (bomba ou compressor).

Essas guias são pressurizadas, respectivamente, com líquido e com gás. Comumente adotam-se para fluidos de trabalho o óleo ou o ar. Embora os princípios de operação das guias pressurizadas a óleo e a ar sejam os mesmos, existem muitas diferenças associadas ao seu projeto e desempenho. Portanto, a formulação teórica, o comportamento, o tamanho, os materiais, bem como os componentes do sistema diferem bastante para estes dois tipos de guias. Este trabalho, porém, será desenvolvido somente para as guias pressurizadas a óleo, pelo fato destas terem maior aplicação em máquinas-ferramenta.

Contudo, no final deste capítulo será realizada uma breve discussão sobre guias aerostáticas comparando-as com guias pressurizadas a óleo.

Existem basicamente dois tipos de sistemas de lubrificação hidrostática utilizados nestas guias, a saber: o sistema de

alimentação sob pressão constante e o sistema de alimentação sob vazão constante.

a) *Sistema de alimentação sob pressão constante*

Na figura 3.1, está representada uma típica sapata hidrostática retangular utilizada normalmente em guias pressurizadas a óleo. Ela consiste de uma única *bolsa* circundada pela *soleira* que mantém uma *folga* h em relação à superfície plana de suporte. O óleo fornecido por uma bomba a uma pressão constante p_1 , passa através de um restritor (capilar ou orifício) que lhe impõe uma queda de pressão. Assim, a pressão na bolsa p_2 (uniforme em toda sua extensão) é menor que p_1 . O fluido escoá pela folga h sofrendo progressivamente redução de pressão até o valor p_3 no lado externo (em geral é a pressão atmosférica).

Para que o elemento móvel tenha estabilidade angular, é necessário se ter no mínimo duas sapatas por guia. Contudo, na construção de uma guia hidrostática não é possível evitar erros de fabricação e de montagem, tais como: ondulações superficiais, falta de paralelismo, inclinações, desalinhamentos, etc.. Estes erros provocam variações na folga de trabalho causando assim, instabilidade no movimento, imprecisão de deslocamento e alteração das características de operação previstas no projeto. Por isso, recomenda-se utilizar um maior número possível de sapatas de pequeno tamanho, de modo que a variação da folga no campo correspondente a uma sapata não seja muito grande. Além disso, quanto maior o número de sapatas, melhor será a distribuição de carga e, conseqüentemente menores as deformações no elemento móvel. Enfim, adotando-se esta recomendação obtém-se uma melhoria na precisão de trabalho da máquina-ferramenta |54|.

No sistema de alimentação sob pressão constante, o óleo é fornecido por uma única bomba e distribuído para as diversas bolsas (munidas com restritores) através de tubulações.

A posição de equilíbrio da mesa suportada hidrostaticamente pelo filme de óleo é regida por três parâmetros interdependentes, a saber: Q (vazão), p_2 (pressão da bolsa) e h (folga). Estes parâmetros variam conforme a carga de trabalho. A queda de pressão de p_1 para p_2 é controlada pela ação dos restritores de entrada

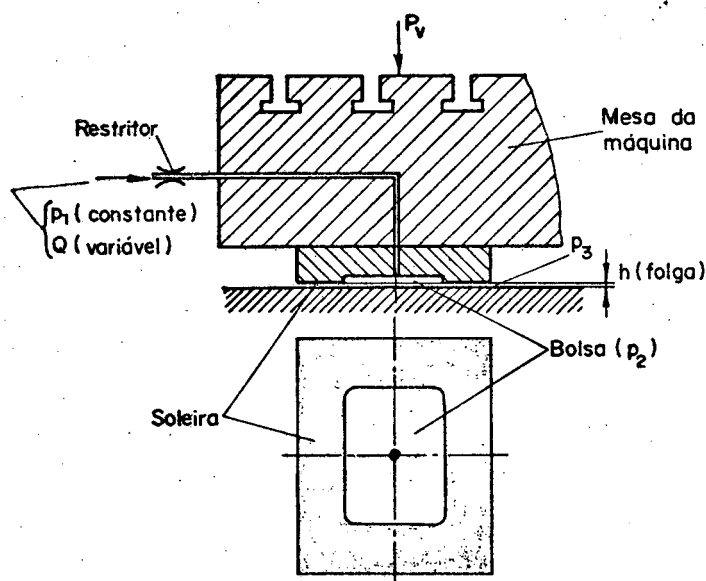


Figura 3.1- Representação esquemática de uma sapata hidrostática retangular operando com restritor.

(capilar ou orifício), e de saída (folga h). Para a situação de equilíbrio estável, a vazão no sistema mantém-se constante. Quando a carga sobre a sapata aumenta, a folga h tende a decrescer, provocando um aumento gradual da resistência ao escoamento do óleo na soleira (R_s), e como a pressão de alimentação p_1 é constante, a vazão no sistema tende a diminuir. Esta diminuição da vazão reduz a queda de pressão ($p_1 - p_2 = Q R_e$) no restritor de entrada, causando um gradual aumento na pressão p_2 da bolsa, até o ponto em que o empuxo do óleo no interior da sapata seja suficiente para equilibrar a carga atual sobre a sapata. Por outro lado, ocorrendo um decréscimo na carga de trabalho da sapata, o processo descrito acima dar-se-á de modo contrário.

O sistema de alimentação sob pressão constante pode ser operado por líquido ou gás.

b) Sistema de alimentação sob vazão constante

Este sistema não pode ser operado com gás, somente com líquidos. Isto se deve a inviabilidade de se manter uma vazão constante de fluido compressível sob condições de pressão variável. A

figura 3.2 mostra uma sapata hidrostática retangular operada sob condições de vazão constante. A diferença em relação ao sistema anterior é que, neste caso, não existe restritor de entrada. A pressão p_1 de alimentação é igual a p_2 (bolsa), sendo variável conforme a carga de trabalho. A pressão p_1 e a folga h são parâmetros interdependentes. Quando a carga de trabalho aumenta, a folga h decresce, causando um crescimento no valor da resistência ao escoamento do óleo na soleira (R_S). Para que a vazão ($Q = p_1/R_S$) se mantenha constante, é necessário que a pressão de alimentação p_1 aumente, de forma a restaurar o equilíbrio da mesa da máquina.

No sistema de alimentação sob vazão constante é estritamente necessário a utilização de uma bomba para cada bolsa. Pois, do contrário seria impossível manter a estabilidade de suporte do filme de óleo. Este sistema é muito pouco utilizado devido ao alto custo de aquisição e operação.

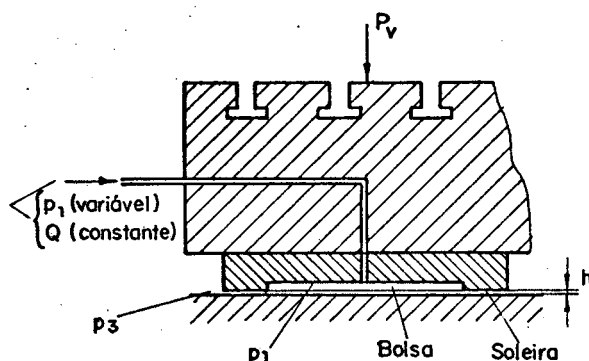


Figura 3.2- Diagrama de uma sapata hidrostática operando com o sistema de vazão constante.

Tanto num como no outro sistema de alimentação de óleo, as características de projeto de maior interesse para uma guia hidrostática são as seguintes:

- capacidade de transporte de carga;
- rigidez estática e dinâmica;
- vazão do fluido de trabalho;
- potência de bombeamento do fluido;
- potência para acionamento;
- força de suspensão inicial;
- capacidade de carga de repouso;

- temperatura de trabalho.

3.2 Tipos e formas construtivas básicas de guias hidrostáticas

Existem várias concepções construtivas para as guias hidrostáticas. A seleção de uma certa concepção depende da magnitude, direção e sentido das solicitações externas (forças, momentos) presentes no elemento móvel, bem como das relações de grandeza existentes entre elas.

A maioria das formas construtivas empregadas para guias de escorregamento podem ser adotadas para guias hidrostáticas. Assim, formas primitivas de guia, tais como, plana, em "V", em "cauda de andorinha", cilíndrica, etc., podem ser empregadas no projeto de uma guia hidrostática. A diferença principal é a existência de sapatas hidrostáticas presentes ao longo das faces de trabalho. É evidente também que existirão algumas modificações construtivas determinadas pela necessidade de atender às características de projeto e de operação das guias hidrostáticas.

Pode-se classificar as guias hidrostáticas conforme a sua capacidade de suportar cargas verticais em um ou nos dois sentidos. Dessa forma, guias que só podem suportar cargas dirigidas verticalmente para baixo são chamadas de *guias de simples efeito*. A figura 3.3 mostra algumas formas construtivas de guias de simples efeito. As sapatas hidrostáticas estão representadas por retângulos em negrito. O movimento no plano horizontal é guiado por sapatas que se encontram em oposição. Estas sapatas resistem a cargas laterais (P_h) atuantes no elemento móvel.

As guias de simples efeito são recomendadas para aplicações onde a carga é sempre dirigida verticalmente para baixo e onde altíssima rigidez não é exigida. Estas guias são, principalmente, empregadas para suportar cargas pesadas movendo-se em velocidades moderadas. Contudo, na prática, encontram-se guias de simples efeito em retíficas e plainas de mesa onde as cargas são moderadas e as velocidades altas.

Por outro lado, guias que podem suportar cargas verticais em ambos sentidos são chamadas de *guias de duplo efeito*. A figura 3.4 mostra algumas formas construtivas destas guias.

As guias de duplo efeito são recomendadas para situações

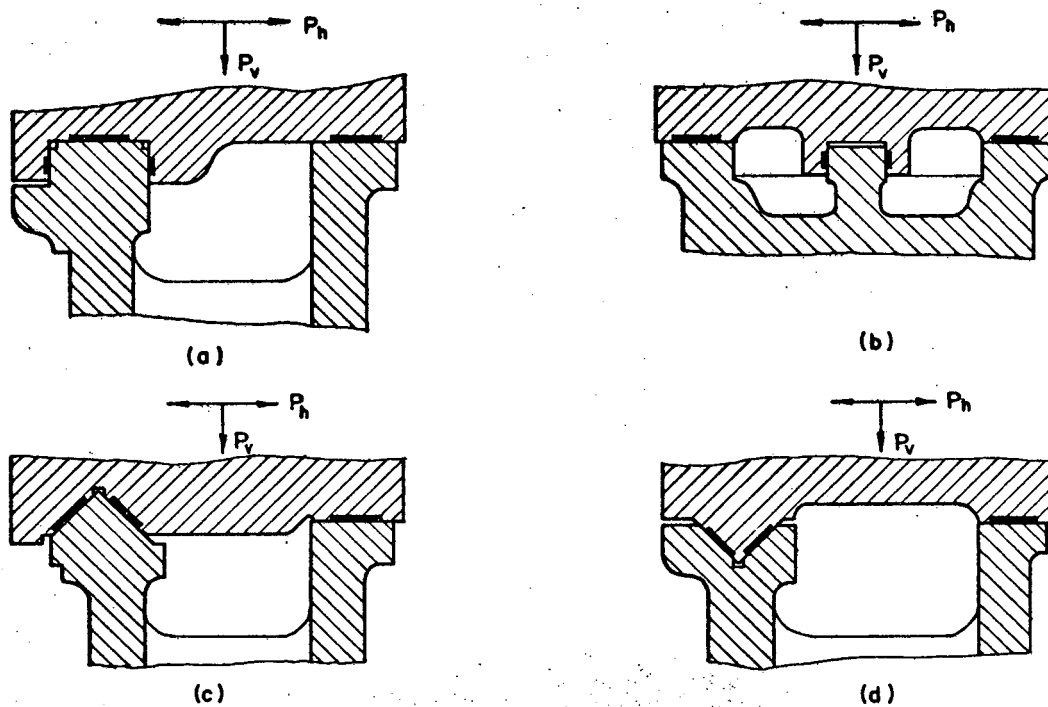


Figura 3.3- Formas construtivas de guias de simples efeito.

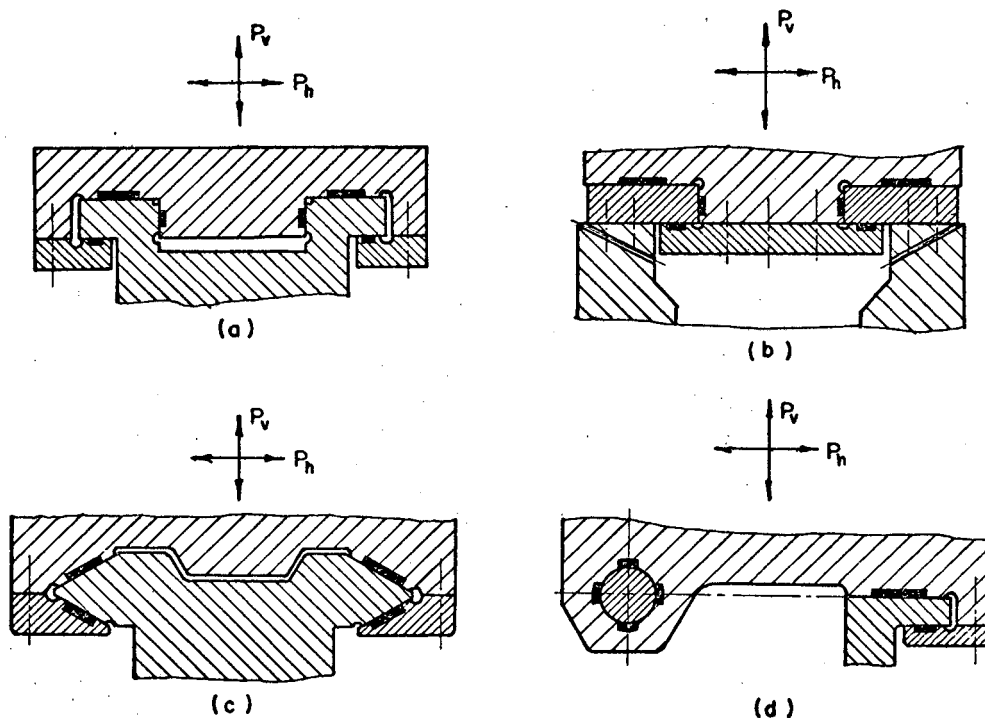


Figura 3.4- Formas construtivas de guias de duplo efeito.

onde o elemento móvel está sujeito a cargas verticais reversas e/ou onde requisitos de alta rigidez são exigidos.

A figura 3.4c mostra uma guia de duplo efeito com sapatas opostas inclinadas. Esta concepção construtiva requer um menor nú-

mero de sapatas hidrostáticas para a sustentação da carga de trabalho. Isto é devido ao fato das sapatas estarem inclinadas mutuamente, possibilitando o suporte tanto de cargas horizontais (P_h) quanto de verticais (P_v). De modo contrário, as guias de duplo efeito com sapatas opostas paralelas (figs. 3.4a,b) necessitam, adicionalmente, de sapatas laterais para a sustentação das cargas horizontais (P_h).

As guias de duplo efeito planas podem ter régua de retenção (hidrostática) externa (fig. 3.4a) ou interna (fig. 3.4b). O primeiro tipo é comumente empregado por causa da sua facilidade de fabricação e montagem. O segundo tipo tem maior rigidez normal em relação ao anterior, devido ao menor efeito de flexão da régua interna.

É bom esclarecer que as guias de duplo efeito com sapatas paralelas ou inclinadas resistem tanto a forças externas quanto a momentos que porventura atuem no elemento móvel.

A figura 3.4 d mostra o desenho esquemático de uma guia hidrostática (duplo efeito) cilíndrica combinada com uma plana.

É necessário também considerar os vários tipos de sapatas que podem ser utilizadas em guias hidrostáticas. A maioria dessas sapatas apresentam forma retangular ou circular. Alguns modelos são selados, permitindo que o óleo após o uso seja drenado para o tanque sem ter contato com a atmosfera. Algumas sapatas trabalham flutuando e são chamadas de sapatas flutuantes. Existem também as sapatas seladas flutuantes. Informações detalhadas sobre os tipos de sapatas hidrostáticas empregadas em guias de máquinas-feramenta serão fornecidas nos tópicos mais adiante.

3.3 Equações básicas da lubrificação hidrostática

As equações de Navier-Stokes válidas para fluidos compressíveis e incompressíveis representam a formulação matemática mais geral da lubrificação. Para as aplicações comumente encontradas na prática, tais equações poderão ser simplificadas dando origem às equações de Reynold. Para obtenção da equação diferencial de Reynold é necessário se fazer as seguintes simplificações [53]:

a) a espessura do filme de lubrificante na direção y é considerada pequena em relação às dimensões na direção x e z (veja

figura 3.5);

- b) a pressão na direção de y é considerada constante;
- c) o escoamento do fluido é considerado laminar;
- d) não atuam forças externas no fluido;
- e) as forças de inércia são desprezadas em presença das forças de cisalhamento. Estas forças de inércia consistem das acelerações do fluido e forças centrífugas;
- f) o fluido adere totalmente às superfícies deslizantes;
- g) no filme de lubrificante são considerados gradientes de velocidade somente nas direções x e z .

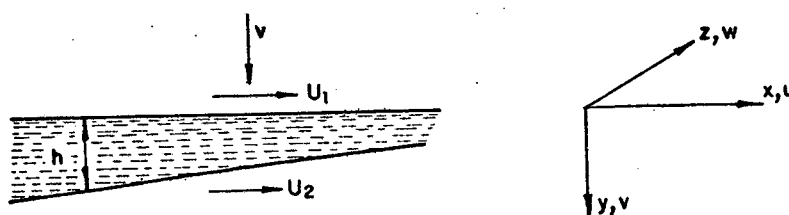


Figura 3.5- Representação esquemática do filme de lubrificante.

Para o sistema de coordenadas adotado na figura 3.5, a equação diferencial de Reynold pode ser obtida da seguinte forma:

- faz-se o equilíbrio das forças que atuam num elemento diferencial de volume do fluido;
- supõe-se que o fluido seja Newtoniano;
- introduzem-se as condições de contorno;
- aplica-se a equação da continuidade.

Tomando-se este procedimento, a equação de Reynold para lubrificação é assim expressa [53]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(U_1 - U_2) \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 12 \rho v \quad (3.1)$$

onde ρ é a massa específica do lubrificante

μ é a viscosidade dinâmica do lubrificante

Considerando que os lubrificantes sejam incompressíveis (ρ é constante), a equação diferencial básica da lubrificação hidrostática ($U_1 = U_2 = v = 0$), obtida da equação (3.1), é:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 0 \quad (3.2)$$

Em coordenadas polares, tem-se:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{r h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 0 \quad (3.3)$$

As equações de escoamento da lubrificação hidrostática são |53|:

$$q_x = \frac{-h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (3.4a)$$

$$q_z = \frac{-h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (3.4b)$$

onde a grandeza "q" representa a vazão da película de lubrificante por unidade de largura ($m^3/s/m$).

Em coordenadas polares, tem-se:

$$q_\theta = \frac{-h^3}{12r\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \quad (3.5a)$$

$$q_r = \frac{-h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (3.5b)$$

3.4 Teoria geral de guias de simples efeito

É possível calcular com razoável grau de precisão as características de operação de sapatas hidrostáticas pressurizadas com líquido, operando em baixas ou moderadas velocidades, desde que sejam estabelecidas certas hipóteses iniciais. A seguir serão apresentadas as principais hipóteses que são consideradas na determinação das expressões teóricas |51|.

- a) o líquido é considerado completamente incompressível;
- b) as faces da soleira e da superfície de suporte são paralelas;
- c) a altura das asperezas superficiais é desprezável em relação à folga normal de trabalho;
- d) se um restritor capilar é usado, o escoamento do líquido dentro dele é laminar;
- e) se um restritor de orifício é usado, a vazão através dele é independente da viscosidade do líquido;

f) o escoamento através da folga entre a soleira e a superfície de suporte é laminar;

g) a viscosidade do líquido não muda significativamente durante a sua passagem através da sapata;

h) a velocidade relativa de escorregamento é suficientemente baixa de forma que não introduz qualquer efeito hidrodinâmico apreciável;

i) a profundidade da bolsa (t) é grande quando comparada com a folga normal de trabalho h_d ($20h_d \leq t \leq 100h_d$).

Antes de definir os parâmetros principais de projeto e as características de operação para uma determinada sapata hidrostática, é necessário fazer uma breve descrição dos tipos convencionais de sapatas normalmente encontradas na prática. Geralmente utilizam-se, em guias hidrostáticas de máquinas-ferramenta, sapatas de forma retangular ou circular. A figura 3.6 mostra três formas construtivas de sapatas retangulares. As diferenças básicas entre estas sapatas estão na geometria da bolsa. Os diagramas mostrados na parte de baixo desta figura representam a forma da distribuição de pressão ao longo da largura da sapata. A profundidade da bolsa deve ser cerca de 20 até 100 vezes maior do que a folga de trabalho. Isto visa estabelecer uma distribuição de pressão uniforme dentro da bolsa e também reduzir a dissipação de energia devido ao atrito fluido no interior da bolsa.

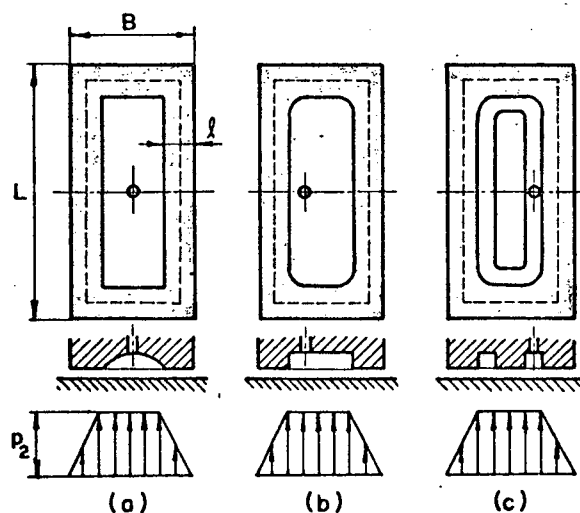


Figura 3.6- Formas geométricas de bolsas de sapatas retangulares | 52 |.

A sapata da figura 3.6c apresenta uma soleira interna. Isto visa aumentar a capacidade de carga de repouso, ou seja, a sapata suportará uma maior carga estática quando o sistema de alimentação de óleo estiver desligado. Adicionalmente, esta soleira interna reduz os danos causados por eventual atrito sólido que possa ocorrer na superfície da sapata, em decorrência de falhas no sistema de alimentação de óleo. Por outro lado, tal soleira aumenta a potência de fricção da sapata, sendo recomendada somente para situações em que se têm baixas velocidades de escorregamento.

As sapatas circulares apresentam distribuição de pressão de forma logarítmica. A figura 3.7 mostra as características geométricas desta sapata bem como o seu diagrama de pressão.

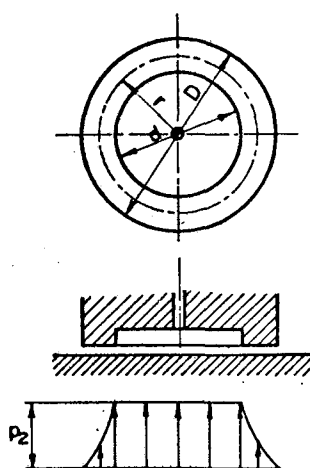


Figura 3.7- Sapata circular convencional.

Para o mesmo tamanho, as sapatas retangulares apresentam maior área efetiva de suporte do que as circulares e por isso têm maior capacidade de carga. Desse modo, onde se tem limitação na largura da pista de escorregamento, sapatas retangulares são usualmente adotadas por fazerem melhor aproveitamento da área de suporte disponível. Por outro lado, uma sapata circular apresenta menor custo de fabricação do que uma sapata retangular. Contudo, considerando todo leiaute das sapatas na guia hidrostática, pode tornar-se necessário o emprego de um maior número de sapatas circulares em relação às retangulares, o que no cômputo global poderia resultar em maiores custos de fabricação e instalação. Na avaliação final, a escolha entre sapata circular ou retangular é determinada pelo

balanço entre fatores econômicos e de desempenho para cada aplicação particular.

3.4.1 Definição dos parâmetros de projeto e das características operacionais de sapatas hidrostáticas convencionais.

Área efetiva

A figura 3.8a mostra a distribuição de pressão em uma sapata retangular. A pressão na bolsa (p_2) é uniforme em toda a sua extensão. Ao longo da soleira, afastado dos cantos, a pressão varia de forma linear. Geralmente, a pressão nas arestas externas da soleira é igual a atmosférica ($p_3 = 0$). A definição matemática da área efetiva (fig. 3.8b) é como se segue:

$$A_e p_2 = \iint_{\text{Área da sapata}} p \, dA \quad (3.6)$$

A interpretação desta equação é a seguinte: a área efetiva é a área que, multiplicada pela pressão constante da bolsa (p_2), forneceria o mesmo empuxo que é causado pela real distribuição de pressão em toda extensão da sapata. A determinação precisa da área efetiva é possível através da equação de Reynold, utilizando-se para isso dos métodos das diferenças finitas ou dos elementos finitos. Pode-se, também, construir um protótipo da sapata e calcular a área efetiva exata através dos resultados experimentais obtidos para o empuxo e pressão da bolsa p_2 .

Contudo, serão fornecidas neste trabalho, algumas expressões para o cálculo da área efetiva de sapatas retangulares e circulares. A maioria dessas expressões são aproximadas, porém fornecem resultados satisfatórios para problemas geralmente encontrados na prática. Na realidade, muitos fatores de natureza física, construtiva e de operação afetam indiretamente o valor da área efetiva.

No texto abaixo, será calculada, em alguns casos, a área efetiva das sapatas e, em outros, será fornecida apenas a sua expressão matemática.

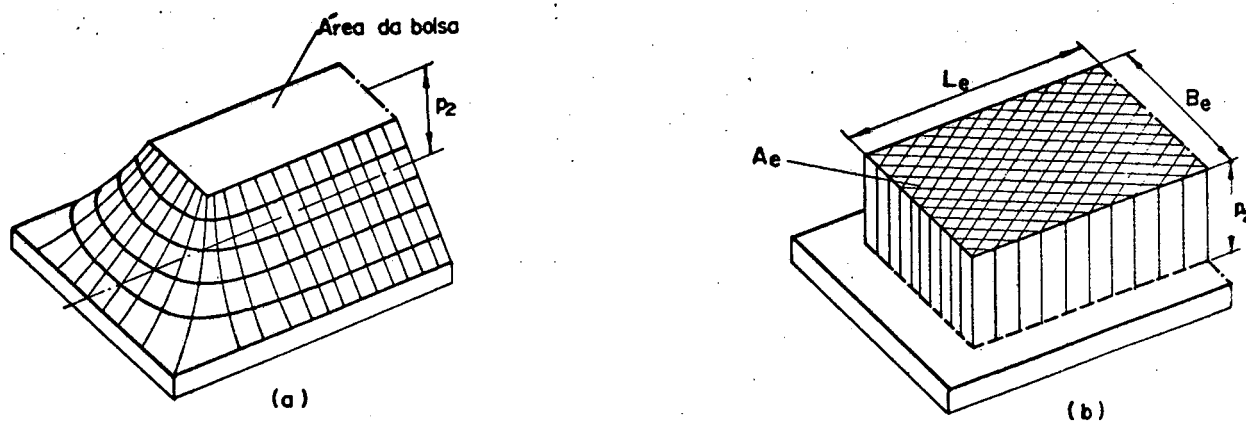


Figura 3.8- Distribuição da pressão do óleo no interior de uma sapata retangular: a) real; b) assumida [52].

a) sapata circular

A figura 3.7 mostra a distribuição real da pressão numa sapata circular que é dada pela seguinte expressão [53]:

$$p = p_2 \frac{\ln D/2r}{\ln D/d}, \quad \text{para } d/2 \leq r \leq D/2 \quad (3.7a)$$

$$p = p_2, \quad \text{para } 0 \leq r \leq d/2 \quad (3.7b)$$

onde r é o raio genérico da sapata.

A área efetiva é dada por:

$$A_e = \frac{\int_0^{D/2} p \, 2\pi r \, dr}{p_2}$$

Resolvendo esta expressão, tem-se:

$$A_e = \frac{\pi}{4} \left(\frac{D^2 - d^2}{2 \ln D/d} \right) \quad (3.8)$$

Os empuxos dados pela bolsa (T_b) e soleira (T_s) são respectivamente:

$$T_b = p_2 \frac{\pi}{4} d^2 \quad (3.9a)$$

$$T_s = p_2 \frac{\pi}{4} \left(\frac{D^2 - d^2}{2 \ln D/d} - d^2 \right) \quad (3.9b)$$

É interessante, pôr a expressão da área efetiva em função da relação D/d . Assim, tem-se:

$$A_e = \frac{\pi}{4} D^2 \left[\frac{(D/d)^2 - 1}{2(D/d)^2 \ln D/d} \right] \quad (3.10)$$

b) sapata retangular

Existem três tipos de sapatas retangulares que se diferenciam pelo comportamento da vazão de óleo na soleira. A figura 3.9 mostra as sapatas tipo 1, 2 e 3 juntamente com as suas características geométricas [52, 54].

A sapata tipo 1 trabalha de modo individualizado, ou seja, o óleo flui nos quatro lados da soleira sem sofrer interferência da sapata vizinha. Isto é possível devido às ranhuras de retorno que são feitas entre sapatas adjacentes. Para uma mesma capacidade de carga, este tipo de sapata fornece maior vazão de óleo em comparação aos tipos 2 e 3. Na sapata tipo 2 o óleo flui somente em três lados da soleira. Normalmente ela está situada nas extremidades de uma fileira de sapatas dispostas sobre a guia hidrostática. No lado da soleira que se une a sapata vizinha, não ocorre vazão de óleo, pois as bolsas vizinhas, via de regra, possuem o mesmo nível de pressão.

Na sapata tipo 3, só existe vazão de óleo transversalmente, ao longo das soleiras longitudinais. Esta é a sapata interna de uma fileira de sapatas. Tal sapata é a que apresenta a maior área efetiva e conseqüentemente, para as mesmas condições de pressão, a maior capacidade de carga.

A figura 3.10 mostra uma sapata retangular tipo 1 com cantos arredondados. A especificação da bolsa, com rebaixo arredondado nos cantos, facilita a sua fabricação, pois o raio da fresa fornece este arredondamento interno. Para tornar o cálculo da expressão da área efetiva mais simplificado, os cantos externos foram também arredondados como mostra a figura 3.10. Na prática as sapatas são fabricadas com cantos externos em ângulo reto. Porém, a expressão a ser obtida para a área efetiva das sapatas com can-

tos externos arredondados (modelo teórico) pode ser utilizada com boa aproximação para sapatas com cantos externos em ângulo reto (modelo real). As características de operação resultantes serão também bem aproximadas [51, 53].

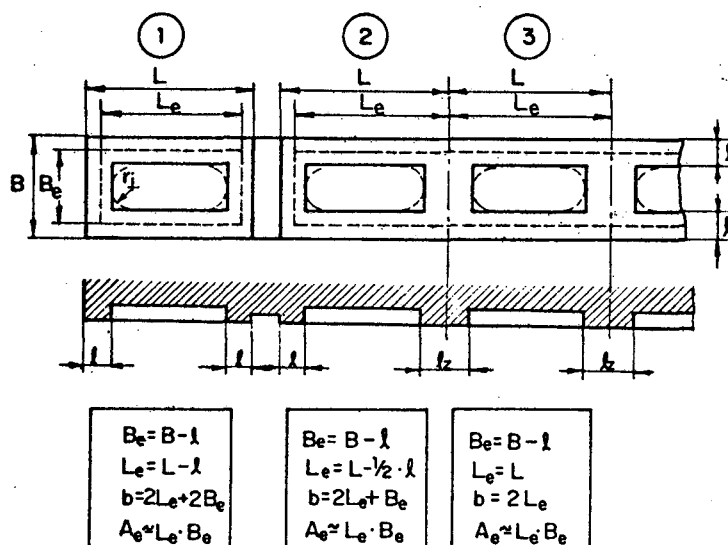


Figura 3.9- Tipos de sapatas retangulares [52].

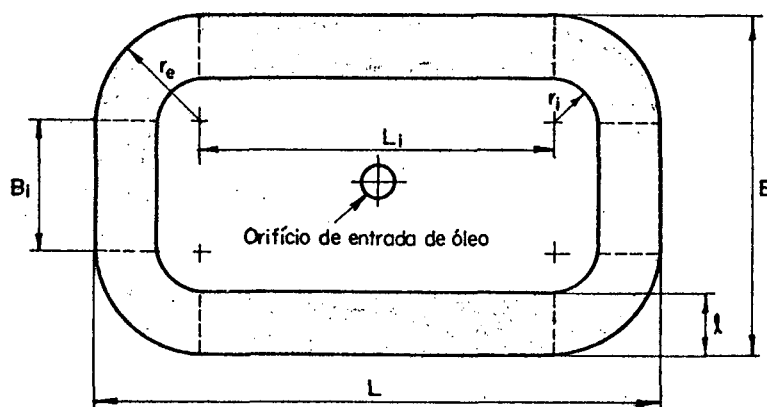


Figura 3.10- Sapata retangular tipo 1 com cantos arredondados [51].

Na figura 3.10, L e B são, respectivamente, o comprimento e largura da sapata e " l " a largura da soleira.

A área efetiva da sapata retangular mostrada na figura 3.10 é a soma de três áreas, a saber [51]:

- área da bolsa

$$L_i B_i + 2r_i(L_i + B_i) + \pi r_i^2$$

- área efetiva da parte retangular da soleira supondo uma

distribuição linear da pressão

$$(L_i + B_i) (r_e - r_i)$$

- área efetiva da parte circular da soleira supondo uma distribuição logarítmica da pressão (ver equação 3.9b)

$$\frac{\pi r_e^2 - \pi r_i^2}{2 \text{Ln } r_e/r_i} - \pi r_i^2$$

Logo, a área efetiva da sapata é dada por:

$$A_e = (L_i + B_i)(r_e - r_i) + L_i B_i + 2r_i(L_i + B_i) + \frac{\pi r_e^2 - \pi r_i^2}{2 \text{Ln } r_e/r_i}$$

Sendo L e B as dimensões totais da sapata e $r_i = c\ell$, onde c é um coeficiente maior que zero, a equação anterior poderá ser transformada em:

$$\frac{A_e}{LB} = \left(1 - \frac{\ell}{B} - \frac{\ell}{L}\right) + \frac{\ell^2}{LB} \left[\frac{\frac{\pi}{2}(1+2c)}{\text{Ln}\left(\frac{1+c}{c}\right)} - 4c(1+c) \right] \quad (3.11)$$

Para o caso em que $r_i = 0,414\ell$, a segunda parcela da equação (3.11) torna-se nula e obtém-se:

$$\frac{A_e}{LB} = 1 - \frac{\ell}{B} - \frac{\ell}{L} \quad (3.12)$$

A área efetiva de uma sapata retangular qualquer pode ser dada por uma expressão do tipo |54|:

$$A_e = K_f LB \quad (3.13)$$

onde K_f é o coeficiente de área.

Segundo esta definição, o coeficiente de área para a sapata retangular tipo 1 (figs. 3.9 e 3.10) com $r_i \neq 0$ é (ver equação 3.11):

$$K_{f_1} = (1 - \alpha - \alpha\beta) + \alpha^2\beta \left[\frac{\frac{\pi}{2}(1+2c)}{\text{Ln}\left(\frac{1+c}{c}\right)} - 4c(1+c) \right] \quad (3.14)$$

onde, $\alpha = \frac{\ell}{B}$ e $\beta = \frac{B}{L}$

Para o caso anterior (sapata tipo 1) com $r_i = 0$, a área efetiva e o coeficiente de área são calculados do seguinte modo [52, 54]:

$A_e \cong B_e L_e$, onde $B_e = B - \ell$ e $L_e = L - \ell$ são a largura e o comprimento efetivo da sapata, respectivamente. As expressões para B_e , L_e e A_e para os três tipos de sapatas retangulares estão apresentadas na figura 3.9. Desenvolvendo as relações acima, tem-se:

$$A_e \cong (B - \ell)(L - \ell) \quad (3.15)$$

$$A_e \cong LB \left(1 - \frac{\ell}{L} - \frac{\ell}{B} + \frac{\ell^2}{B^2}\right)$$

$$A_e \cong LB(1 + \alpha^2\beta - \alpha\beta - \alpha)$$

Logo, comparando com a expressão (3.13), tem-se:

$$K_{f_1} \cong 1 + \alpha^2\beta - \alpha\beta - \alpha \quad (3.16)$$

Fazendo o mesmo para a sapata tipo 2, obtêm-se as expressões:

$$A_e \cong LB \left(1 + \frac{\alpha^2\beta}{2} - \frac{\alpha\beta}{2} - \alpha\right) \quad (3.17)$$

$$K_{f_2} \cong 1 + \frac{\alpha^2\beta}{2} - \frac{\alpha\beta}{2} - \alpha \quad (3.18)$$

Para a sapata tipo 3 as expressões são:

$$A_e \cong LB(1 - \alpha) \quad (3.19)$$

$$K_{f_3} \cong 1 - \alpha \quad (3.20)$$

As expressões acima para as sapatas tipo 2 e 3 podem ser aplicadas tanto para raio interno da bolsa diferente de zero como igual a zero, pois, mesmo sabendo que há diferenças entre os valores das áreas efetivas para $r_i = 0$ e $r_i \neq 0$, estas não são tão sig

nificativas na prática.

Na figura 3.9, a distância l_z entre as arestas internas de duas bolsas adjacentes pode ser igual a l ou a $2l$. Nesta figura l_z está igual a $2l$. Os valores exatos de K_f para a sapata tipo 3 com $l_z = l$ e $l_z = 2l$ diferem um pouco.

A referência [54] apresenta alguns gráficos que fornecem os valores exatos e aproximados de K_f para os três tipos de sapata retangular descritos neste texto. Contudo, as expressões de K_f que estão apresentadas aqui fornecem resultados satisfatórios para os problemas normalmente encontrados na prática.

Normalmente, para verificar se os valores dados para as dimensões principais das sapatas retangulares (L , B) e circular (D) fornecem adequados valores de pressão de bombeamento, é necessário estimar o valor da área efetiva. Este cálculo preliminar é feito com as seguintes expressões [51, 55]:

$$\text{- sapata retangular (tipo 1, 2 e 3) - } A_e \cong 0,5 LB \quad (3.21a)$$

$$\text{- sapata circular - } A_e \cong 0,5 \frac{\pi D^2}{4} \quad (3.21b)$$

Resistência ao escoamento do líquido na saída da sapata

Este parâmetro é definido pela razão entre a queda de pressão e vazão através da soleira da sapata. Esta resistência depende da forma geométrica da soleira, da folga h de trabalho e da viscosidade do líquido. A expressão genérica da resistência de saída é:

$$R_s = \frac{P_2 - P_3}{Q} \quad (3.22)$$

Como normalmente p_3 é a pressão atmosférica, a expressão anterior transforma-se em:

$$R_s = \frac{P_2}{Q} \quad (3.23)$$

Para se obter a expressão da resistência de saída para cada sapata, em particular, é necessário encontrar uma expressão para a vazão Q que seja função de p_2 . Isto será feito resumidamen-

te para a sapata circular. A equação de escoamento da lubrificação hidrostática em coordenadas polares (3.5 b) é:

$$q_r = \frac{-h^3}{12\mu} \frac{dp}{dr}$$

A vazão total do lubrificante é:

$$Q = \frac{-2\pi r h^3}{12\mu} \frac{dp}{dr}$$

Integrando a expressão anterior e considerando a condição de contorno $p = p_3 = 0$ para $r = D/2$, obtém-se:

$$p = \frac{6\mu Q}{\pi h^3} \text{Ln} \frac{D/2}{r}$$

Para $r = d/2$, $p = p_2$ e como a vazão é constante para qualquer raio, tem-se:

$$Q = \frac{p_2 \pi h^3}{6\mu \text{Ln} D/d} \quad (3.24)$$

Logo, a resistência de saída da sapata circular é dada por:

$$R_s = \frac{p_2}{Q} = \frac{6\mu}{\pi h^3} \text{Ln} D/d \quad (3.25)$$

Para se calcular a expressão da vazão de óleo Q entre duas placas paralelas separadas pela folga h (fig. 3.11), procede-se conforme abaixo.

Considera-se que a dimensão na direção z seja bem maior do que segundo x . Assim, o escoamento do óleo é considerado somente na direção x . Logo, a equação (3.2) da lubrificação hidrostática é simplificada para:

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{dp}{dx} \right) = 0$$

Resolvendo esta equação diferencial para as condições de contorno, $x = 0$ ($p=p_2$) e $x = \ell$ ($p=p_3$), tem-se :

$$p = \frac{(p_3 - p_2)}{\ell} x + p_2$$

A vazão total, considerando que a largura do filme de óleo seja "b", é (veja equação 3.4a):

$$Q = \frac{-h^3 b}{12\mu} \frac{dp}{dx}$$

Derivando-se a expressão da pressão p em relação a x e substituindo na equação anterior, tem-se:

$$Q = \frac{(p_2 - p_3)bh^3}{12\mu\ell} \quad (3.26)$$

A expressão (3.26) é conhecida comumente como a *lei de Hagen-Poiseuille* [52, 54]. Os termos desta expressão são assim designados:

- $\Delta p = p_2 - p_3$ - queda de pressão ao longo do comprimento ℓ
 ℓ - comprimento na direção da vazão de óleo
b - largura na direção transversal à vazão de óleo
 μ - viscosidade dinâmica do óleo

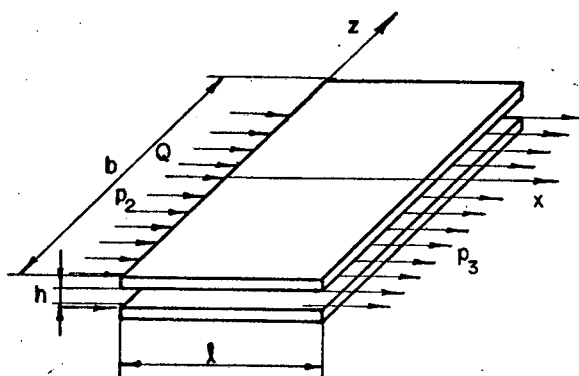


Figura 3.11- Vazão de óleo entre placas paralelas.

Para se calcular a resistência de saída de uma sapata retangular do tipo 1 com cantos arredondados (fig. 3.10), faz-se necessário utilizar as expressões para vazão correspondentes às regiões da soleira de forma circular (eq. 3.24) e retangular (equação 3.26). Fazendo as modificações necessárias, as equações (3.24) e (3.26) transformam-se, respectivamente em:

$$Q_c = \frac{p_2 \pi h^3}{6\mu \ln r_e/r_i}$$

$$Q_r = \frac{p_2 (L_i + B_j) h^3}{6\mu \ell}$$

A resistência de saída para este tipo de sapata (fig. 3.10) com $r_i \neq 0$ é obtida da equação (3.23), onde $Q = Q_c + Q_r$. Fazendo as operações algébricas e simplificações necessárias, obtém-se:

$$R_{S_1} = \frac{6\mu}{h^3 \left[\frac{B}{\ell} + \frac{L}{\ell} + \frac{\pi}{\text{Ln}\left(\frac{1}{c} + 1\right)} - 4(1+c) \right]} \quad (3.27)$$

Esta expressão foi deduzida para sapata retangular tipo 1 com cantos externos arredondados e $r_i \neq 0$. Porém, na prática as sapatas a apresentam cantos externos em ângulo reto. Mesmo assim, pode-se continuar utilizando a expressão (3.27), pois esta fornece resultados bem aproximados.

Pelas expressões (3.22) e (3.26) pode-se obter o valor da resistência ao escoamento do óleo entre duas placas paralelas, como segue:

$$R_s = \frac{\mu}{h^3} \frac{12\ell}{b} \quad (3.28)$$

Com auxílio desta expressão é possível calcular de forma aproximada as resistências de saída das sapatas retangulares tipo 1, 2 e 3, tanto para raio interno igual a zero como diferente de zero. Neste caso, " ℓ " será a largura da soleira e " b " o comprimento total, transversal ao fluxo de óleo, medido na linha média da soleira. As expressões para " b " estão expostas na figura 3.9. Pode-se colocar a equação (3.28) na seguinte forma |54|:

$$R_s = \frac{\mu}{h^3} \frac{1}{K_r} \quad (3.29)$$

onde K_r é o coeficiente de resistência que é dado por:

$$K_r = \frac{b}{12\ell} \quad (3.30)$$

Este K_r dado pela equação (3.30) trata-se de um valor aproximado. A referência |54| apresenta alguns gráficos que fornecem os valores exatos de K_r para os três tipos de sapata retangular. Porém, a equação (3.28) fornece resultados satisfatórios para os problemas normalmente encontrados na prática.

3.4.1.1 Sistema de alimentação sob pressão constante

O funcionamento deste sistema já foi descrito no tópico 3.1. Neste texto, serão definidos os parâmetros de projeto e as características de operação referentes a sapatas convencionais que operam com pressão de alimentação constante p_1 e restritores (capilar ou orifício) e só suportam cargas normais de compressão [51].

Resistência ao escoamento do líquido no restritor (R_e)

a) Restritor capilar

A resistência ao escoamento do líquido em um simples tubo capilar de secção circular com diâmetro d_c constante e comprimento l_c é dada por:

$$R_e = \frac{128 l_c \mu}{\pi d_c^4} \quad (3.31)$$

Esta equação foi determinada a partir das hipóteses de que o escoamento do lubrificante dentro do capilar é puramente laminar e que as perdas de pressão na entrada e saída do capilar são desprezáveis. Estas hipóteses são válidas se o comprimento do capilar for maior ou igual a cem vezes o diâmetro e o número de Reynolds menor que 2300.

b) Restritor de orifício

Para restritor com orifício circular a expressão da resistência é dada por:

$$R_e = \frac{8 \rho}{\pi^2 d_0^4 C_0^2} Q \quad (3.32)$$

onde

d_0 - diâmetro do orifício

C_0 - coeficiente de descarga do orifício (adimensional)

Razão de resistências R_e/R_s

A razão de resistências é a relação entre a resistência do restritor de entrada e a resistência na saída da sapata. A maioria das características operacionais de sapatas hidrostáticas é função desta razão de resistências. Quando a sapata estiver suportando a carga de projeto, o empuxo fornecido por ela será T_d e a folga h será igual a h_d (folga de projeto). Neste caso, a razão de resistências R_e/R_s será denotada por k . Valores normalmente encontrados na prática para k estão entre 0,5 e 8,0.

Geralmente, deseja-se primeiramente, conhecer as características de operação de uma sapata hidrostática para a carga de projeto onde a folga $h = h_d$ (folga de projeto). É necessário, também, verificar o comportamento dessas mesmas características para outras condições de carga, ou seja, para outros valores de h/h_d .

Relações entre pressão de alimentação p_1 e pressão na bolsa p_2

A relação entre p_1 e p_2 para qualquer valor de folga h é dada por:

$$p_2 = p_1 \frac{R_s}{R_e + R_s} \quad (3.33)$$

Esta equação foi deduzida a partir da expressão da resistência hidráulica $R = \Delta p/Q$, onde R , Δp e Q são, respectivamente, a resistência hidráulica, a queda de pressão e a vazão do lubrificante em algum elemento do circuito. Para o caso em questão, as resistências são R_e e R_s , a vazão Q , que é considerada constante ao longo do circuito, e as pressões são p_1 , p_2 e $p_3 = 0$.

Quando $h = h_d$, o empuxo T_d fornecido pela sapata é igual à carga de projeto e a razão de resistências $R_e/R_s = k$. Logo, a relação (3.33) transforma-se em :

$$p_{2d} = \frac{p_1}{1 + k} \quad (3.34)$$

Utilizando-se restritor capilar, a razão de resistências para qualquer folga h é dada por:

$$\frac{R_e}{R_s} = k \frac{h^3}{h_d^3} \quad (3.35a)$$

Substituindo-se a equação (3.35a) na equação (3.33), obtém-se:

$$p_2 = \frac{p_1}{1 + k \frac{h^3}{h_d^3}} \quad (3.36a)$$

Quando se utiliza restritor de orifício a resistência R_e não é constante e depende da vazão Q . Seu valor será denotado por R_{ed} quando $h = h_d$. A razão de resistências para este caso será dada por:

$$\frac{R_e}{R_s} = k \frac{Q}{Q_d} \frac{h^3}{h_d^3} \quad (3.37)$$

onde $k = R_{ed}/R_{sd}$ e R_{sd} é a resistência de saída da sapata quando $h = h_d$.

A razão Q/Q_d é dada por:

$$\frac{Q}{Q_d} = \frac{R_e}{R_{ed}} = \frac{R_{ed} + R_{sd}}{R_e + R_s} = \frac{(k + 1) \frac{h^3}{h_d^3}}{(R_e/R_s + 1)} \quad (3.38)$$

Substituindo a equação (3.38) na equação (3.37) e resolvendo a equação do 2º grau resultante, obtém-se:

$$\frac{R_e}{R_s} = -0,5 + 0,5 \sqrt{1 + 4k(k+1) \frac{h^6}{h_d^6}} \quad (3.35b)$$

A relação entre p_1 e p_2 é:

$$p_2 = \frac{p_1}{1 + R_e/R_s} \quad (3.36b)$$

onde R_e/R_s é dado pela equação (3.35b)

Relações entre empuxo hidrostático T e folga de trabalho h

O empuxo T fornecido por uma sapata hidrostática é dado pela seguinte expressão:

$$T = p_2 A_e \quad (3.39)$$

Para sapata com restritor capilar, tem-se a seguinte expressão:

$$T = \frac{p_1 A_e}{1 + k \frac{h^3}{h_d^3}} \quad (3.40a)$$

Quando $T = T_d$ (empuxo de projeto), $h = h_d$, tem-se:

$$T_d = \frac{p_1 A_e}{1 + k} \quad (3.41a)$$

Substituindo a equação (3.41a) na equação (3.40a), obtêm-se a relação entre T e T_d :

$$T = T_d \frac{1 + k}{1 + k \frac{h^3}{h_d^3}} \quad (3.42a)$$

As correspondentes equações para uma sapata com restritor de orifício são:

$$T = \frac{p_1 A_e}{1 + R_e/R_s} \quad (3.40b)$$

$$T_d = \frac{p_1 A_e}{1 + k} \quad (3.41b)$$

$$T = T_d \frac{(1 + k)}{1 + R_e/R_s} \quad (3.42b)$$

onde R_e/R_s nestas equações é dado pela equação (3.35b).

Rigidez da sapata hidrostática.

a) Com restritor capilar

A rigidez de uma sapata hidrostática é definida como a taxa de variação do empuxo T em relação a folga h . Para obtê-la, basta derivar a equação (3.40a) em relação a h .

$$\frac{dT}{dh} = - 3 \frac{T_d}{h_d} \frac{k(1 + k) \frac{h^2}{h_d^2}}{\left(1 + k \frac{h^3}{h_d^3}\right)^2} \quad (3.43a)$$

Nesta equação, o sinal negativo significa que um aumento

da carga de trabalho produz um decréscimo na folga h ou inversamente que a diminuição da carga produz um acréscimo da folga h .

Para a situação em que $h = h_d$, a equação (3.43a) transforma-se em:

$$\left(\frac{dT}{dh}\right)_d = - 3 \frac{T_d}{h_d} \frac{k}{k+1} \quad (3.44a)$$

A figura 3.12 mostra o gráfico da equação (3.44a) na forma adimensional e com sinal positivo. Este gráfico permite se fazer uma análise da rigidez para uma dada sapata que se quer projetar. Neste caso, a carga de projeto ($=T_d$) e a folga h_d são dados do projeto e independem de k . As variáveis são p_1 , A_e e k que devem ser escolhidas de forma a atender às equações referentes a capacidade de carga (3.41a e 3.42a).

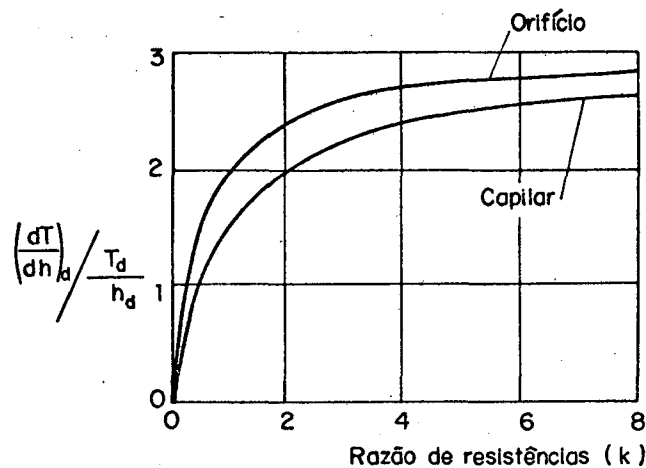


Figura 3.12- Gráficos da variação da rigidez adimensional, na condição de projeto, em função da razão de resistências k (T_d/h_d é constante) | 51 |.

Substituindo-se a equação (3.41a) na equação (3.44a), obtém-se:

$$\left(\frac{dT}{dh}\right)_d = - 3 \frac{p_1 A_e}{h_d} \frac{k}{(k+1)^2} \quad (3.45a)$$

A figura 3.13 mostra o gráfico da equação (3.45a) na forma adimensional e com sinal positivo. Este gráfico pode ser empregado para a análise da rigidez de várias sapatas que tenham o mes-

mo valor para o produto $p_1 A_e$ e para a folga h_d . Neste caso, varia-se apenas a razão k . Logo, a capacidade de carga das sapatas é variável (ver equação 3.41a).

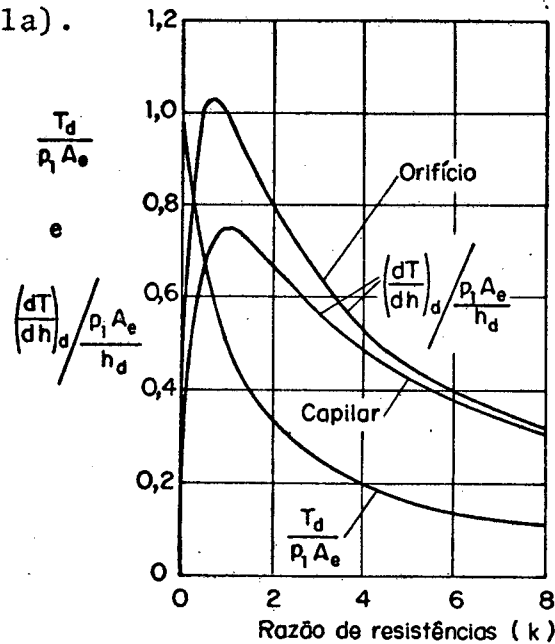


Figura 3.13- Curvas do empuxo e da rigidez dimensionais, na condição de projeto, em função de k ($p_1 A_e$ e h_d são constantes) [51].

Da equação (3.45a) pode-se concluir que quando $k = 1$, a rigidez nas condições de projeto ($h = h_d$) é máxima, considerando que $p_1 A_e$ e h_d sejam constantes (ver fig. 3.13). Neste caso, as equações (3.34), (3.41a) e (3.44a) transformam-se, respectivamente em:

$$p_{2d} = \frac{p_1}{2}$$

$$T_d = \frac{p_1 A_e}{2}$$

$$\left(\frac{dT}{dh}\right)_d = -\frac{3}{2} \frac{T_d}{h_d}$$

Para algumas aplicações, outros valores de k são mais adequados, dependendo da característica particular de desempenho que se requer para a sapata. Assim, quando a capacidade de carga é de maior importância, valores de k menores que 1,0 são mais apropriados, pois, pela equação 3.40a, o empuxo T fornecido pela sapata aumenta com o decréscimo de k . Porém, o valor de k não deve ser menor que 0,5, isto porque a rigidez decresce muito.

A figura 3.13 mostra, também, a curva do empuxo adimensional, na condição de projeto, em função de k . De posse das curvas de rigidez e empuxo apresentadas na figura 3.13, é possível fazer comparações, quanto a capacidade de carga e rigidez, entre sapatas que apresentem iguais valores de $p_1 A_e$ e folga h_d , mas que operem com quaisquer valores de razão de resistências (k).

b) Com restritor de orifício

Neste caso, a expressão da rigidez é dada por:

$$\frac{dT}{dh} = - 6 \frac{T_d}{h_d} \frac{k(k+1)^2}{\left(1 + 2 \frac{R_e}{R_s}\right) \left(1 + \frac{R_e}{R_s}\right)^2} \left(\frac{h}{h_d}\right)^5 \quad (3.43b)$$

Quando a carga aplicada é a de projeto ($h = h_d$), a equação anterior é simplificada para:

$$\left(\frac{dT}{dh}\right)_d = - 6 \frac{T_d}{h_d} \frac{k}{(1+2k)} \quad (3.44b)$$

A figura 3.12 mostra o gráfico da equação (3.44b) na forma adimensional.

Substituindo-se a equação (3.41b) na equação (3.44b) obtém-se:

$$\left(\frac{dT}{dh}\right)_d = - 6 \frac{p_1 A_e}{h_d} \frac{k}{(1+k)(1+2k)} \quad (3.45b)$$

A figura 3.13 mostra o gráfico da equação (3.45b) na forma adimensional e com sinal positivo. Considerando a equação (3.45b), que é aplicável para restritor de orifício na condição de projeto $h = h_d$, verifica-se que a rigidez máxima é obtida para $k = \sqrt{2}/2$, onde $p_1 A_e$ e h_d são constantes (ver fig. 3.13). Como no caso de restritores capilares, outros valores, para a razão k , podem ser mais adequados quando alta rigidez não é o requisito principal.

As equações (3.44a) e (3.44b) mostram que para um mesmo valor de k , sapatas equipadas com restritor de orifício fornecem maior rigidez que com restritor capilar, considerando iguais condições de carga (T_d) e folga (h_d). A explicação para isto é a seguinte: a resistência ao escoamento num orifício é proporcional à va-

zão; quando ocorre um aumento da carga de trabalho, a folga h na soleira diminui, reduzindo a vazão da sapata, logo a resistência de entrada do orifício diminui proporcionando uma maior pressão na bolsa do que seria alcançado se a resistência de entrada R_e permanesse constante (caso do restritor capilar). Contudo, existem vantagens práticas dos restritores capilares que compensam esta desvantagem. Isto será abordado no tópico 3.6.

Vazão e potência de bombeamento

a) Com restritor capilar

A expressão da vazão é dada por:

$$Q = \frac{p_1}{R_e + R_s} = \frac{p_1}{R_{sd}} \frac{\frac{h^3}{h_d^3}}{\left(1 + k \frac{h^3}{h_d^3}\right)} \quad (3.46a)$$

Para a condição de projeto $h = h_d$,

$$Q_d = \frac{p_1}{R_{sd}(1 + k)} \quad (3.47a)$$

A potência requerida para bombear o fluido através da sapata hidrostática, incluindo seu restritor de entrada, é dada pela vazão multiplicada pela queda de pressão de p_1 para p_3 , onde p_3 normalmente é igual a zero. Assim,

$$P_p = Qp_1 = \frac{p_1^2 \frac{h^3}{h_d^3}}{R_{sd}\left(1 + k \frac{h^3}{h_d^3}\right)} \quad (3.48a)$$

Nas condições de projeto,

$$(P_p)_d = \frac{p_1^2}{R_{sd}(1 + k)} \quad (3.49a)$$

Como pode ser visto nas equações precedentes, quanto maior o valor de k menor a vazão e potência de bombeamento. Contudo, para o projetista, a capacidade de carga e a rigidez da guia hidrostática são mais importantes e o valor de k deve satisfazer tais características, ficando a vazão e potência de bombeamento em pla-

no secundário.

b) Com restritor de orifício

Neste caso a vazão é parcialmente dependente da resistência de entrada (orifício) que por sua vez é função da vazão.

$$Q = \frac{p_1}{R_e + R_s} = \frac{p_1}{R_{sd}} \frac{h^3}{\left(\frac{R_e}{R_s} + 1\right)} \quad (3.46b)$$

Para a condição de projeto $h = h_d$,

$$Q_d = \frac{p_1}{R_{sd}(1 + k)} \quad (3.47b)$$

A potência de bombeamento é dada por:

$$P_p = Qp_1 = \frac{p_1^2 \frac{h^3}{h_d^3}}{R_{sd}\left(\frac{R_e}{R_s} + 1\right)} \quad (3.48b)$$

Nas condições de projeto,

$$(P_p)_d = \frac{p_1^2}{R_{sd}(1 + k)} \quad (3.49b)$$

Temperatura de trabalho

A temperatura de trabalho de uma sapata hidrostática é dependente principalmente de dois fatores: a energia dispendida para bombear o fluido através da sapata e a energia gasta para cisalhar o filme de lubrificante quando o membro móvel desliza em relação ao membro fixo. Isto causa um aumento de temperatura na massa do fluido. Supondo que nenhuma energia calorífica seja perdida por convecção, condução e radiação, o acréscimo da temperatura do fluido, quando este escoar através da sapata, será dado por:

$$\Delta T = \frac{P_p + P_f}{Q \rho c_p} = \frac{p_1 + \frac{P_f}{Q}}{\rho c_p} \quad (3.50)$$

onde c_p é o calor específico do fluido e P_f é a potência de fricção.

O acréscimo médio da temperatura por passe de óleo através das sapatas da guia hidrostática, desprezando as perdas de calor, pode ser determinado pela equação:

$$\Delta T = \frac{p_1 + \frac{\Sigma P_f}{\Sigma Q}}{\rho c_p} \quad (3.51)$$

onde ΣP_f e ΣQ são os somatórios das potências de fricção e vazão de todas as sapatas que compõem a guia hidrostática. A equação 3.51 mostra que a temperatura do fluido cresce com a pressão p_1 e portanto é desejável, sobre este aspecto, operar o sistema com baixa pressão de alimentação. Por outro lado, o abaixamento da pressão de suprimento leva às seguintes desvantagens |51|:

- é necessário uma maior área de suporte para manter a mesma capacidade de carga.

- as baixas pressões nas bolsas distribuídas em grandes áreas de suporte provocam uma redução na estabilidade angular do elemento móvel.

3.4.1.2 Sistema de alimentação sob vazão constante

Este sistema já foi descrito no tópico 3.1. Aqui são definidos os parâmetros de projeto e as características de operação referentes às sapatas convencionais que operam com sistema de alimentação sob vazão constante e só suportam cargas normais de compressão. Neste caso não se utiliza restritor de entrada |52, 54|.

Pressão na bolsa da sapata

Como não existe restritor de entrada, $p_1 = p_2$. A resistência de saída é:

$$R_s = \frac{p_2}{Q} = \frac{\mu}{h^3} \frac{12\ell}{b} \quad (3.52)$$

logo,

$$p_2 = Q \frac{\mu}{h^3} \frac{12\ell}{b} \quad (3.53)$$

Empuxo da sapata

$$T = p_2 A_e \quad (3.54)$$

Nas condições de projeto,

$$T_d = p_{2d} A_e \quad (3.55)$$

onde p_{2d} é a pressão na bolsa quando $h = h_d$. Combinando-se as equações (3.52) e (3.54), obtêm-se:

$$T = Q A_e R_s \quad (3.56a)$$

$$T_d = Q_d A_e R_{sd} \quad (3.56b)$$

Sabe-se que

$$\frac{R_s}{R_{sd}} = \frac{h_d^3}{h^3}$$

logo, das equações (3.56a) e (3.56b) resulta:

$$\frac{T}{T_d} = \frac{h_d^3}{h^3} \quad (3.57)$$

Potência de bombeamento

$$P_p = Q p_2 \quad (3.58a)$$

Substituindo na equação acima os valores de Q e p_2 dados pelas equações (3.56a) e (3.54), respectivamente, resulta:

$$P_p = \frac{T^2}{A_e^2 R_s} \quad (3.58b)$$

Rigidez da sapata

Da equação (3.57), tem-se: $T = T_d \frac{h_d^3}{h^3}$. Derivando esta expressão em relação a h , obtêm-se a equação da rigidez:

$$\frac{dT}{dh} = - 3 T_d \frac{h_d^3}{h^4} \quad (3.59a)$$

Nas condições de projeto $h = h_d$,

$$\left(\frac{dT}{dh}\right)_d = -3 \frac{T_d}{h_d} \quad (3.59b)$$

3.4.2 Outras características das guias hidrostáticas

Força e potência de fricção

Para deslizar uma sapata hidrostática sobre a superfície de suporte da guia, é necessário aplicar uma determinada força. Esta resistência ao movimento é devida ao cisalhamento do filme fluido que se interpõe entre a soleira e a superfície de suporte. A força de fricção fluida que se opõe ao movimento é dada por:

$$F_s = \frac{\mu v}{h} A_s \quad (3.60)$$

onde v é a velocidade de escorregamento e A_s a área da soleira de uma sapata.

Segundo as hipóteses feitas no início do tópico 3.4, a profundidade da bolsa é bem maior do que a folga de trabalho h . Logo, o efeito do cisalhamento do filme de óleo no interior da bolsa torna-se desprezável e a área a ser considerada na equação (3.60) é a área da soleira.

A potência de fricção é dada por:

$$P_f = F_s v = \frac{\mu v^2}{h} A_s \quad (3.61)$$

No caso em que a velocidade varia, calcula-se a potência de fricção média, substituindo na equação (3.61) o valor médio de v^2 .

Capacidade de carga de repouso

É a máxima carga que pode ser suportada com segurança por todas as soleiras da guia hidrostática, quando o sistema hidráulico está desligado. Esta característica depende, principalmente, das áreas da soleira e da pressão admissível de compressão do material das sapatas.

Às vezes ocorre que a largura da soleira que satisfaz

idealmente as condições de operação é excessivamente pequena para as condições de repouso. Para sobrepor isto, pode-se aumentar o tamanho das sapatas que compõem a guia hidrostática. Outra solução seria utilizar soleiras internas na bolsa da sapata (ver fig. 3.6c). Isso proporciona um aumento da capacidade de carga de repouso sem reduzir a capacidade de carga de operação. Contudo, essas soleiras internas aumentam a força e potência de fricção da sapata e por isso não são recomendadas em guias que trabalham em altas velocidades. A referência [51] apresenta outras formas construtivas de sapatas com soleira interna.

Força de suspensão inicial

É o empuxo hidráulico inicial exercido pela pressão do óleo na bolsa quando a sapata se encontra em repouso e com sua soleira em contato com a superfície de suporte. Este empuxo é dado pelo produto da pressão de alimentação p_1 pela área da bolsa A_b . É necessário conhecer a força de suspensão inicial de uma guia hidrostática ($p_1 \Sigma A_b$), para se saber qual é a máxima carga de trabalho que se pode levantar inicialmente, estando as guias do elemento móvel (mesa, carro) em contato com a superfície de suporte.

A sapata hidrostática que apresenta soleira interna tem sua força de suspensão inicial reduzida, visto que sob condições de repouso a área da bolsa que fornecerá o empuxo será decrescida da área da soleira interna.

Rigidez dinâmica e amortecimento

A rigidez dinâmica de uma sapata hidrostática aumenta rapidamente com a frequência de oscilação na direção normal à superfície de suporte. Isto é devido basicamente ao efeito do "squeeze-film". Tal efeito é responsável pela ação de amortecimento presente nas guias hidrostáticas. Desse modo, uma sapata quando sujeita a vibrações mecânicas na direção normal trabalha, essencialmente, como um amortecedor. A energia vibratória é dissipada na forma de calor devido ao cisalhamento do filme de óleo.

Maiores informações sobre este assunto estão apresentadas no tópico 3.8.

Potência total consumida

A potência total consumida numa sapata hidrostática é a soma das potências de bombeamento e de fricção. Nas condições de projeto ($h = h_d$), tem-se:

$$(P_t)_d = (P_p)_d + (P_f)_d$$

$$(P_t)_d = \frac{p_1^2}{R_{sd}(1+k)} + \frac{\mu v^2 A_s}{h_d} \quad (3.62)$$

Nestas condições, $p_1 = p_{2d}(1+k)$ e $p_{2d} = \frac{T_d}{A_e}$

Sabendo-se que $R_{sd} = \frac{\mu}{h_d^3} \frac{12\ell}{b}$ e substituindo todas estas expressões na equação (3.62), tem-se:

$$(P_t)_d = (k+1) \frac{T_d^2}{A_e^2} \frac{b}{12\mu\ell} h_d^3 + \frac{\mu v^2}{h_d} A_s \quad (3.63)$$

Para o sistema de alimentação com vazão constante, o k na equação acima será nulo. Para guias hidrostáticas que trabalham em velocidades mais altas, o termo referente à potência de fricção pode torna-se grande, sendo necessário em certos casos, limitar a área da soleira ou reduzir a viscosidade do óleo.

A equação (3.63) mostra que o primeiro termo, referente a potência de bombeamento, é proporcional a h_d^3 , enquanto o segundo, relativo à potência de fricção, é inversamente proporcional a folga ($1/h_d$). Logo, existe uma folga h_d ótima tal que a potência total consumida na sapata é mínima. Esta folga, obtida por diferenciação da equação (3.63), é dada por:

$$(h_d)_{ot} = \sqrt[4]{\frac{4\mu^2 v^2 \ell A_s A_e^2}{(k+1) T_d^2 b}} \quad (3.64)$$

Normalmente, na prática emprega-se para a folga h valores no intervalo de $20 \mu\text{m} \leq h \leq 80 \mu\text{m}$ [52]. O limite inferior é de terminado principalmente pelo grau de planicidade das superfícies de trabalho e pelo grau de paralelismo existente entre elas. O acabamento superficial tem menor importância na escolha da folga h . Assim, superfícies plainadas ou fresadas são adequadas para guias h_i

drostáticas. Isto contribui para a redução dos custos de fabricação, pois torna-se desnecessária a retificação [54]. Contudo, em algumas situações onde se deseja altíssima rigidez, a folga de trabalho pode ser muito pequena. Neste caso, é necessário se ter um melhor acabamento superficial para evitar o contato metálico entre os picos das asperezas das superfícies da soleira e de suporte. Por outro lado, as ondulações presentes nas superfícies das guias são consideradas irregularidades superficiais quando o comprimento efetivo da onda é superior a 800 μm e inferior à metade da menor dimensão da sapata. O efeito dessas ondulações superficiais sobre o desempenho da sapata é no sentido de reduzir a sua resistência ao escoamento (R_S). Isto provoca um decréscimo no empuxo fornecido pela sapata e como a carga de projeto mantém-se constante, verifica-se que a folga de trabalho será automaticamente reduzida para tornar possível o equilíbrio do sistema [51]. Além disso, essas ondulações afetam a precisão de deslocamento do elemento móvel. O limite superior para a folga de trabalho (80 μm) é recomendado para se evitar baixos valores de rigidez e empuxo, como também, limitar a vazão e potência de bombeamento da sapata.

A equação (3.63) mostra, também, que o termo referente à potência de bombeamento é inversamente proporcional à viscosidade, enquanto o segundo, relativo à potência de fricção, é diretamente proporcional a μ . Isso implica que existe uma viscosidade ótima tal que a potência total consumida é mínima. Esta é dada por:

$$\mu_{ot} = \frac{h_d^2}{v} \sqrt{\frac{(k+1) T_d^2 b}{A_e^2 12\ell A_s}} \quad (3.65)$$

Pode ser mostrado que a folga ótima, $(h_d)_{ot}$, ocorre quando a relação $(P_f/P_p)_d = 3$, enquanto a viscosidade ótima ocorre para $(P_f/P_p)_d = 1$. Por meio dos gráficos $(P_t)_d \times h_d$ e $(P_t)_d \times \mu$, mantendo-se constante os outros parâmetros, verifica-se que quando $1(\mu_{ot}) \leq (P_f/P_p)_d \leq 3(h_d)_{ot}$, a potência total varia muito pouco em relação ao seu valor mínimo [52, 54].

Contudo, geralmente as guias hidrostáticas operam em baixas velocidades, podendo-se desprezar o termo da potência de fricção na equação (3.63). Logo, a potência total torna-se praticamente igual a $(P_p)_d$.

$$(P_t)_d \cong (P_p)_d = (k+1) \frac{T_d^2}{A_e^2} \frac{b}{12\mu\ell} h_d^3 \quad (3.66)$$

Tomando por base uma sapata retangular tipo 3 (fig. 3.9) que ocorre em maior número numa guia hidrostática, far-se-á uma análise da influência dos parâmetros geométricos desta sobre a potência de bombeamento $(P_p)_d$. Rearranjando a equação 3.66, tem-se:

$$\frac{(P_p)_d}{\frac{(1+k) T_d^2 h_d^3}{12\mu}} = \frac{b}{\ell A_e^2}$$

Para a sapata tipo 3 com $b = 2L$ e $A_e = L(B-\ell)$, tem-se:

$$\frac{(P_p)_d}{\frac{(1+k) T_d^2 h_d^3}{12\mu}} = \frac{2}{L\ell(B-\ell)^2} \quad (3.67)$$

Diferenciando a equação (3.67) em relação a " ℓ " e igualando a zero, obtêm-se que para $\ell = B/3$, a potência de bombeamento (\approx potência total) é mínima. Costuma-se adotar para guias hidrostáticas, $\ell \leq B/3$. Isto para limitar a área da soleira e, por conseguinte, a potência de fricção, já que a velocidade de escorregamento (v) na prática não é nula.

Para se ter baixos valores de vazão e potência de bombeamento, recomenda-se utilizar para a razão ℓ/B valores que variem entre $1/5 \leq \ell/B \leq 1/3$ [52, 54]. Porém, onde outros requisitos de operação são mais importantes, um valor diferente para ℓ/B pode ser mais adequado. Por exemplo, se é desejável alta capacidade de carga de repouso, então, é necessário ter-se uma maior largura para a soleira. De modo contrário, nas situações em que a potência de fricção predomina, uma menor largura de soleira é recomendável.

É possível fazer esta mesma análise para uma sapata circular na condição de projeto ($h = h_d$). Combinando-se as equações (3.41a) e (3.47a) a expressão da vazão pode ser dada por: $Q_d = \frac{T_d}{R_{sd} A_e}$. Da mesma forma, pela combinação das equações (3.41a) e (3.49a), a expressão da potência de bombeamento será: $(P_p)_d = \frac{T_d^2 (1+k)}{R_{sd} A_e^2}$. Substituindo-se nestas duas últimas equações as expressões de R_{sd} e A_e para sapata circular, resultam as seguintes equações adimensionais para vazão e potência de bombeamento, respectivamente:

$$\frac{Q_d}{\frac{4T_d h_d^3}{3\mu D^2}} = \frac{\left(\frac{D}{d}\right)^2}{\left(\frac{D}{d}\right)^2 - 1} \quad (3.68)$$

$$\frac{(P_p)_d}{3\pi\mu D^4} = \frac{\left(\frac{D}{d}\right)^4 \text{Ln } D/d}{\left[\left(\frac{D}{d}\right)^2 - 1\right]^2} \quad (3.69)$$

Estas equações foram deduzidas para as condições de projeto ($h = h_d$). Elas são válidas tanto para o sistema de alimentação sob pressão constante (capilar ou orifício) como para o sistema de alimentação sob vazão constante. Na figura 3.14 estão apresentados os gráficos das equações (3.68) e (3.69) para $\frac{D}{d} > 1,0$. Como se pode notar da figura 3.14, os valores da vazão decrescem com o aumento da razão D/d , tendendo para 1,0 quando $\frac{D}{d} \rightarrow \infty$. Já a potência de bombeamento diminui com o aumento de D/d até o valor $D/d = 1,88$ que fornece o mínimo para a mesma. Para $D/d > 1,88$, a potência de bombeamento começa a aumentar suavemente. A princípio, a escolha da razão $D/d = 1,88$ seria a mais indicada, pois forneceria baixos valores de vazão e potência de bombeamento. Contudo, a área efetiva de uma sapata circular (ver equação 3.10) diminui com o aumento de D/d , o que implica na redução da capacidade de carga e rigidez da sapata. Assim, para satisfazer a todas estas características de operação de forma equilibrada recomenda-se utilizar para a razão $\frac{D}{d}$ valores na faixa de 1,50 a 1,88. Porém, outros valores para D/d podem ser utilizados conforme haja necessidade de atender, prioritariamente, a um determinado requisito de operação.

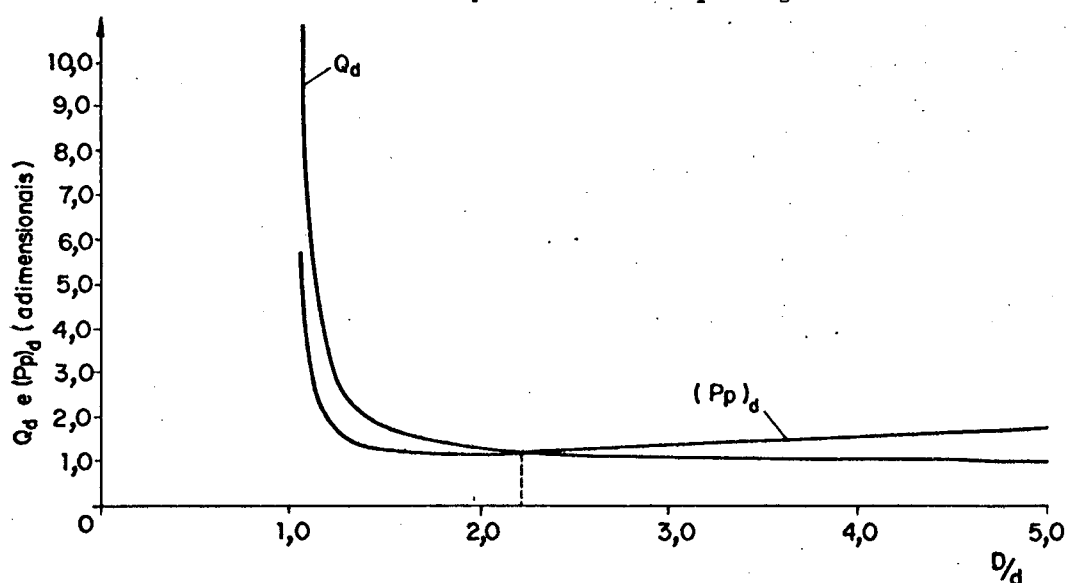


Figura 3.14- Gráficos da vazão e potência de bombeamento, adimensionais, na condição de projeto, em função da relação de diâmetros D/d da sapata circular.

3.4.3 Considerações sobre o desempenho para outras condições de operação

O projetista está interessado em analisar como as mudanças nos parâmetros de projeto de uma guia hidrostática afeta o seu desempenho nas condições usuais de operação, para, em seguida, verificar de que maneira o desempenho varia com a mudança nas condições de operação.

Para as condições usuais de operação ($h = h_d$) deseja-se que uma guia hidrostática seja projetada para satisfazer, o quanto possível, os seguintes requisitos:

- alta capacidade de carga;
- alta rigidez;
- baixa vazão e potência de bombeamento.

Como já foi dito anteriormente, alta capacidade de carga e rigidez são os requisitos primordiais em guias de máquinas-ferramenta, ficando a vazão e potência de bombeamento em segundo plano.

É relativamente simples verificar a influência da razão de resistências k sobre as características operacionais de uma guia hidrostática diante da folga de projeto (h_d). Por outro lado, a análise do comportamento destas mesmas características com relação a k para outras folgas é mais complicada. Na figura 3.15 estão representadas as curvas adimensionais do empuxo T/T_d (veja equação 3.42a) em função da relação de folgas h/h_d para diversos valores de razão de resistências k [55]. Estas curvas referem-se a sapatas hidrostáticas que apresentam restritores capilares. Estes gráficos mostram que a declividade das curvas de empuxo versus folga cresce com o aumento da razão de resistências k . Para um dado empuxo T_d , quando k cresce, a relação T/T_d aumenta para folga $h < h_d$ e diminui para $h > h_d$. Deve-se observar, também, que sendo o empuxo de projeto $T_d = \frac{p_1 A_e}{1+k}$ e se $p_1 A_e$ é constante, então T_d decresce com o aumento de k .

Estas afirmações também são válidas para sapatas que apresentam restritores de orifício, porém as formas das curvas são diferentes.

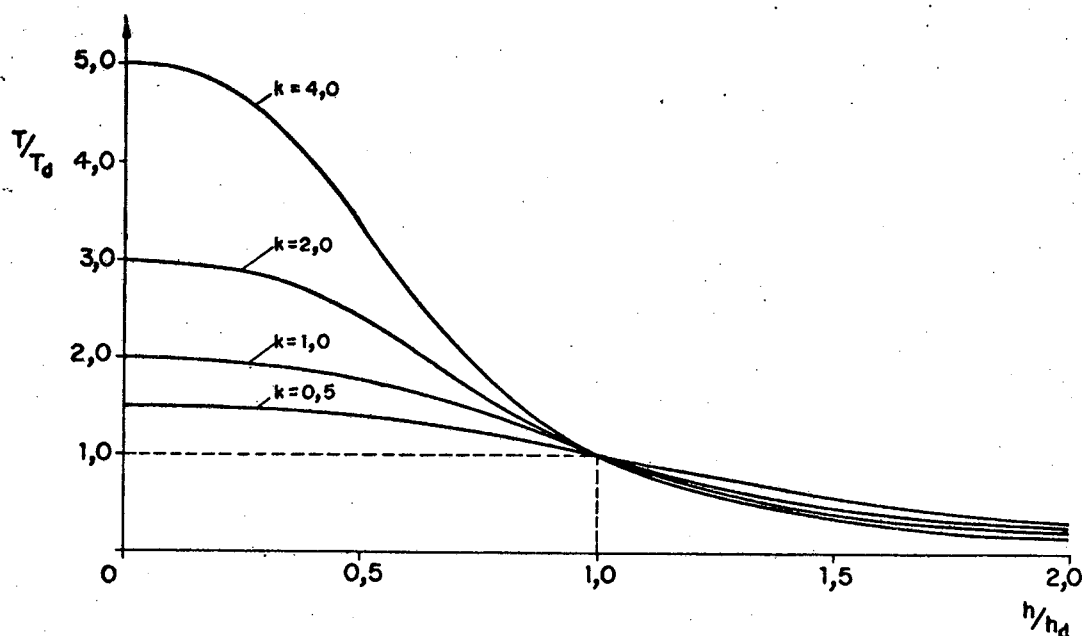


Figura 3.15- Curvas do empuxo adimensional (T/T_d) em função da relação de folgas h/h_d para vários valores de k (restritor capilar).

A figura 3.16 mostra as curvas de variação da rigidez adimensional (veja equação 3.43a) em função da relação h/h_d para diversos valores de k [55]. Estes gráficos referem-se a sapatas com restritores capilares. Verifica-se que a variação da rigidez com a folga é maior para valores crescentes de k e que esta torna-se nula quando a folga for zero, independente do valor de k . Para a folga de projeto ($\frac{h}{h_d} = 1$) observa-se que quando o valor de k cresce, a rigidez de projeto aumenta, considerando que T_d/h_d seja mantida constante.

A figura 3.17 mostra as curvas da vazão (Q/Q_d) e potência de bombeamento ($P_p/(P_p)_d$) adimensionais em função da relação h/h_d para diversos valores de k . Os restritores adotados são capilares. Observa-se destes gráficos que quando k cresce, as relações Q/Q_d e $P_p/(P_p)_d$ aumentam para valores de folga $h < h_d$ e diminuem para $h > h_d$. Nota-se também que para valores crescentes de k , as razões Q/Q_d e $P_p/(P_p)_d$ apresentam menores variações em relação a h/h_d . Para se obter a vazão e potência de bombeamento (adimensionais) no caso em que se levanta a sapata hidrostática da pista de escorregamento, basta encontrar o limite das expressões de Q/Q_d e $P_p/(P_p)_d$ quando $\frac{h}{h_d} \rightarrow \infty$. Estes valores estão postos sobre as curvas da figura 3.17.

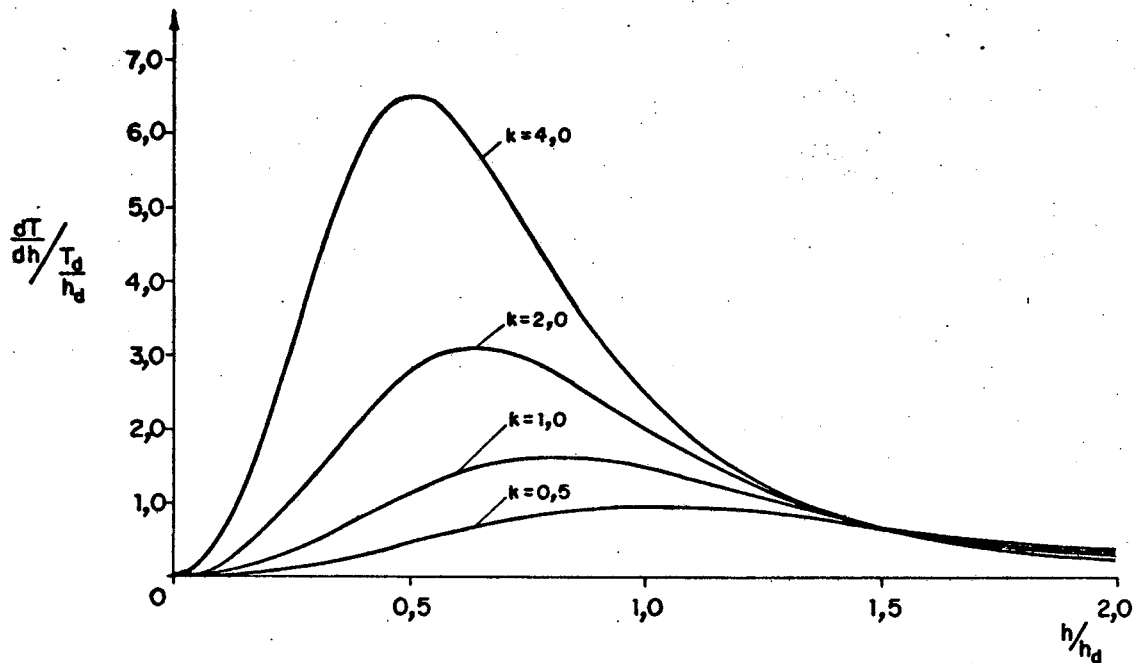


Figura 3.16- Curvas da rigidez adimensional em função da relação h/h_d para vários valores de k (restritor capilar).

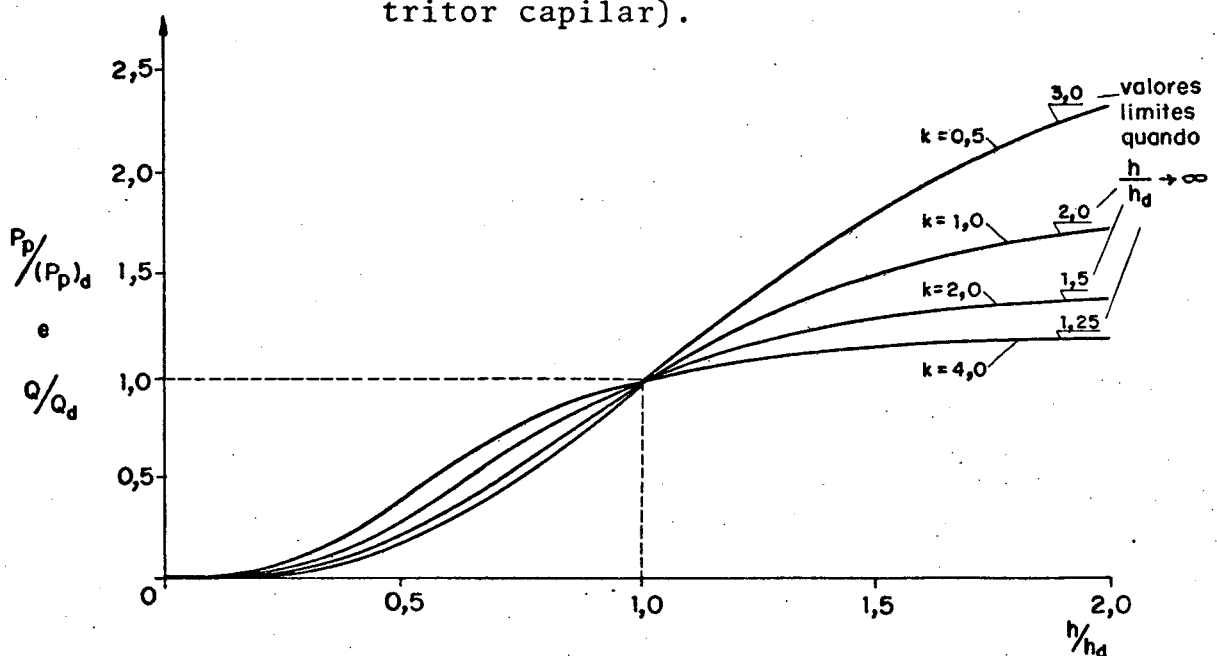


Figura 3.17- Curvas da vazão e potência de bombeamento adimensionais em função da relação h/h_d para vários valores de k (restritor capilar).

3.4.4 Tipos de sapatas hidrostáticas não-convencionais

É importante frisar inicialmente que todas as sapatas, convencionais ou não, podem operar em simples ou duplo efeito. As equações que definem, individualmente, as características operacio

nais das sapatas que operam em simples e duplo efeito são as mesmas. Porém, em caso de duplo efeito é mais conveniente redefinir as expressões do empuxo e rigidez para considerar o efeito global resultante do arranjo das sapatas.

As sapatas estudadas até agora são as comumente empregadas na prática. Contudo, existem outros tipos de sapatas que apresentam algumas vantagens e características específicas que recomendam a sua aplicação em situações especiais. A formulação matemática das sapatas não-convencionais difere da apresentada neste tópico.

a) Sapata com restritor de interface

Esta sapata (fig. 3.18) foi desenvolvida originalmente com o objetivo de se ter grandes folgas de trabalho com baixa vazão. Esta característica seria utilizada para se fazer a correção automática dos erros de alinhamento em guias de máquinas-ferramenta. Dessa forma, através de uma ampla variação da folga das sapatas seria possível corrigir automaticamente a trajetória do elemento móvel (carro, mesa) para os casos em que houvesse desalinhamentos nas guias. Isto não seria viável com a utilização de sapatas convencionais, visto que estas limitariam a amplitude de correção do erro, pois operam necessariamente com menores folgas [56].

Esta folga relativamente grande (130-380 μm) é possível devido ao restritor de interface que limita a vazão de óleo. Este restritor (fig. 3.18), fabricado com material de baixo atrito (náilon ou PTFE), faz a selagem da sapata impedindo que o óleo seja derramado sobre a guia.

Este tipo de sapata necessita, para operação, de um único restritor que tenha resistência variável e que controle, simultaneamente, a vazão de entrada e saída da sapata. Normalmente utiliza-se um restritor controlado por diafragma (D.C.R.) de ação dupla (fig. 3.18). Este restritor quando corretamente dimensionado para uma sapata, possibilita que a folga h mantenha-se razoavelmente constante dentro de uma certa faixa de variação da carga. Isto significa que a rigidez da sapata torna-se bastante alta. As principais vantagens das sapatas com restritor de interface são:

- a) alta capacidade de carga por unidade de área de supor

te;

- b) habilidade para trabalhar em posição inclinada;
- c) habilidade para operar com grandes folgas;
- d) baixa vazão e potência de bombeamento.

Contudo, o restritor de interface (selo) introduz algum atrito sólido, mas isto pode ser vantajoso em alguns sistemas servo-controlados.

Para maiores informações, a referência [56] faz uma análise teórica e experimental deste tipo de sapata no que se refere à rigidez estática e dinâmica, capacidade de carga, atrito, etc..

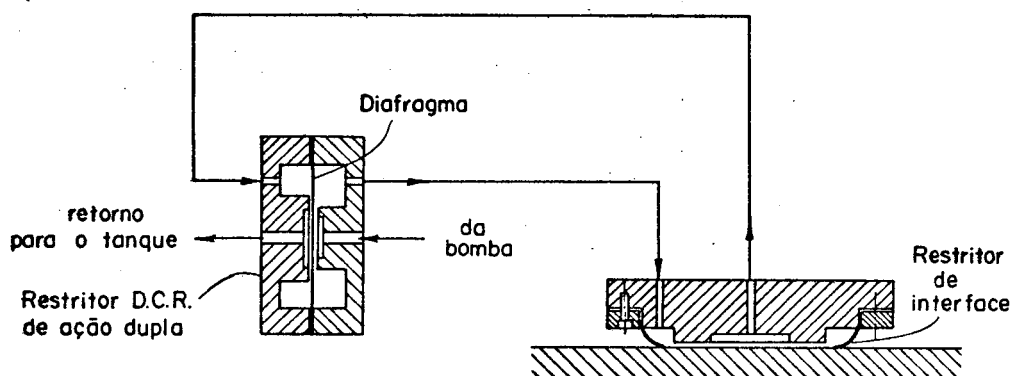


Figura 3.18- Sapata com restritor de interface controlada por restritor de diafragma de ação dupla [56].

b) Sapata flutuante selada

A figura 3.19 mostra três tipos de sapatas flutuantes seladas. Estas sapatas têm formas construtivas diferentes, porém, apresentam o mesmo princípio de operação. Elas podem ter forma circular ou retangular.

A sapata da figura 3.19a apresenta um anel de vedação (1) feito de borracha que está alojado, sob protensão, na ranhura localizada na sua parte superior. Na superfície inferior são colados selos (2) espaçados na periferia da sapata. Estes selos são fabricados de material plástico, tais como, PTFE + 60% bronze e ferosbestos. O anel de vedação e os selos plásticos formam duas bolsas que se contrapõem. Como a área da bolsa superior é maior do que a inferior e a pressão do óleo é a mesma nas duas, existirá sempre uma

força resultante que tende a empurrar a sapata contra a guia. O selo e o anel de vedação impedem a fuga do óleo para fora das bolsas. Porém, ocorre um pequeno fluxo de óleo através dos selos plásticos, que em sua maior parte é drenado para o reservatório de óleo. Somente uma pequena quantidade é perdida para fora da sapata |57|.

Para o funcionamento desta sapata, faz-se necessária a utilização de um restritor de resistência variável e de uma sapata piloto. Normalmente, utiliza-se um restritor D.C.R.. Este restritor regula a vazão de óleo na sapata piloto e opera no sentido de manter constante a resistência de saída desta sapata. A figura 3.20 mostra o esquema de alimentação de óleo para o conjunto, sapata piloto e sapata flutuante. Dessa forma, quando ocorre aumento da carga, a folga na sapata piloto é reduzida, aumentando a resistência ao escoamento do óleo. Logo, o diafragma do restritor D.C.R. torna-se mais defletido, proporcionando acréscimo na vazão, o que provoca aumento da pressão nas bolsas da sapata flutuante, equilibrando assim a carga |57|.

As sapatas flutuantes mostradas nas figuras 3.19 b e c |55| têm o mesmo princípio de funcionamento da anterior. A carga de trabalho é suportada pelo empuxo fornecido pela pressão na bolsa superior. Uma das diferenças entre estas sapatas relaciona-se com a forma de colocação do anel de vedação (1). Estas sapatas também apresentam selos plásticos (2) colados na soleira, para impedir a fuga de óleo. Estes selos feitos de material plástico apresentam baixo coeficiente de atrito, boa resistência ao desgaste e são capazes de acamar partículas abrasivas.

Estas sapatas podem também mover-se na direção normal à guia. Isto torna possível a compensação de erros de planicidade, de desgastes e deformações presentes na superfície da guia.

As principais vantagens associadas às sapatas flutuantes seladas são:

- grande capacidade de carga, pois a pressão do óleo na bolsa atua numa maior área em comparação com sapatas convencionais de mesmo tamanho;
- baixa vazão e potência de bombeamento;
- folgas relativamente grandes na parte superior da sapata;
- facilidade de ajuste e montagem na máquina;

- não contaminação do óleo por impurezas externas;
- desgastes na soleira da sapata, até certo limite, não afetam a precisão da máquina, pois são compensados automaticamente através do deslocamento vertical da sapata.

Maiores informações sobre as sapatas flutuantes seladas podem ser encontradas nas referências [55, 57].

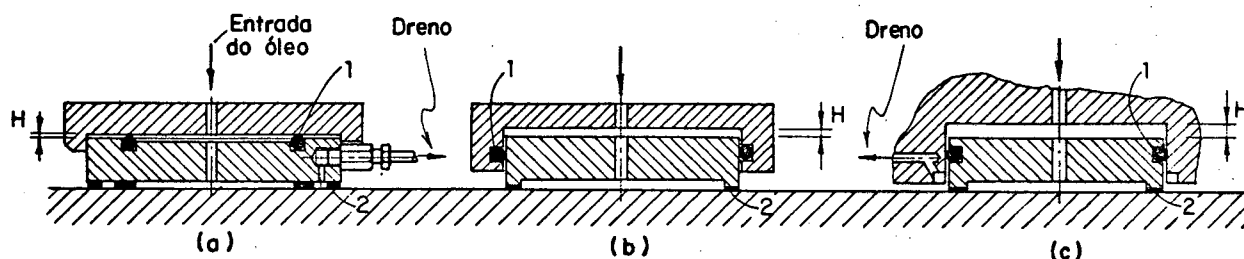


Figura 3.19- Tipos construtivos de sapatas flutuantes seladas [55].

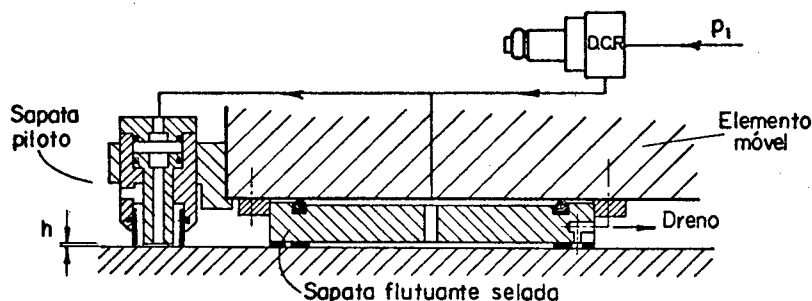


Figura 3.20- Esquema de operação de uma sapata flutuante selada.

c) Sapata selada com restritor capilar

A figura 3.21 mostra o desenho de uma sapata circular selada com restritor capilar. Esta sapata é empregada nas situações em que se deseja minimizar o derramamento de óleo sobre a guia. Isto visa reduzir os riscos da contaminação do óleo por impurezas (limalha de ferro, cavaco) e fluido de corte. A selagem da sapata é feita por um anel de náilon que é fixado na periferia da sapata através de parafusos como mostra a figura 3.21. O óleo fornecido pelo centro da sapata entra na bolsa, passa pela folga da soleira e é coletado para o tanque de óleo através de orifícios e tubulações presentes na sapata [51].

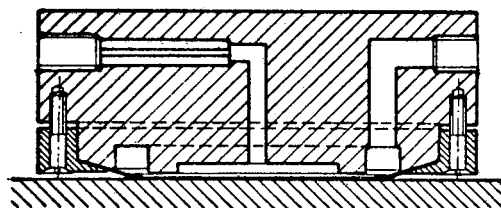


Figura 3.21- Sapata circular selada operando com restritor capilar |51|.

3.5 Teoria geral de guias de duplo efeito

As guias de duplo efeito são empregadas quando as cargas externas invertem de sentido e/ou onde existe a necessidade de alta rigidez. Para o suporte de uma carga reversível, é necessário colocar duas sapatas trabalhando em oposição. Então, numa guia de duplo efeito tem-se um arranjo de sapatas que trabalham em oposição. Não é essencial que os dois conjuntos de sapatas, que se opõem, tenham o mesmo número de elementos nem que estejam diretamente em oposição. A figura 3.4 mostra alguns arranjos construtivos de guias de duplo efeito e a escolha entre eles depende das exigências de projeto da máquina.

As sapatas diretamente opostas (fig. 3.22) são aquelas que apresentam as suas duas faces de trabalho paralelas e que a perpendicular, comum a estas faces, passa simultaneamente pelo centro das mesmas. Este tipo de arranjo é frequentemente adotado na prática, pois evita a criação de momentos fletores no componente na qual elas estão apoiadas. Para efeito de análise considera-se que a maior sapata tenha índice 1 e a menor índice 2.

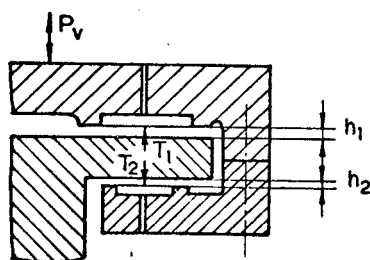


Figura 3.22- Um par de sapatas diretamente opostas.

Como se pode ver na figura 3.22, os empuxos fornecidos pelas sapatas opostas atuam em sentidos contrários. Desta forma, a carga externa (P_v) suportada por este sistema é igual a soma algé-

brica dos empuxos fornecidos por cada sapata. Logo, a sapata que se opõe à carga externa tem, adicionalmente, que suportar o empuxo fornecido pela outra. Disto resulta que com a utilização de sapatas em oposição tem-se uma perda na capacidade de carga em comparação com uma sapata simples de mesma área efetiva e com igual pressão de alimentação. Porém, este é o preço que deve ser pago para a obtenção de alta rigidez e para o suporte de cargas reversas.

A rigidez de sapatas hidrostáticas de simples ou duplo efeito é diretamente proporcional ao produto $p_1 A_e$. Quanto maior p_1 e A_e maior será a rigidez do sistema. Para uma sapata simples este produto é limitado pela carga aplicada. No caso de um par de sapatas opostas este produto é determinado pelos seguintes fatores: área disponível no sistema, rigidez das estruturas adjacentes, pressão máxima fornecida pelo circuito hidráulico. Dessa forma, utilizando-se sapatas opostas é possível se ter um produto $p_1 A_e$ bem maior do que se teria com uma sapata simples, considerando que a carga externa seja a mesma. Logo, um par de sapatas opostas apresenta maior rigidez em comparação com uma sapata simples que suporta a mesma carga, pois além do produto $p_1 A_e$ ser maior, tem-se que, com sapatas em oposição, a rigidez resultante é a soma da rigidez das sapatas individuais.

Embora o sistema com sapatas opostas forneça maior rigidez que o sistema com sapatas simples, exige maior espaço para instalação das estruturas que abrigam as sapatas. Portanto, se o espaço é limitado, o sistema com sapatas opostas pode não oferecer maior rigidez devido à necessidade de usar menores sapatas em comparação com o sistema de sapatas simples. Contudo, se as cargas de trabalho são reversas é essencial o uso do sistema com sapatas opostas. Neste caso, se existe limitação de espaço, para se atingir a rigidez de projeto, pode-se adotar as seguintes soluções: aumentar a pressão de alimentação do óleo e/ou empregar restritores auto-reguláveis ou utilizar o sistema de vazão constante.

Todavia, deve-se observar que a rigidez total de um par de sapatas opostas depende da rigidez estrutural do elemento móvel. Assim, para um dado espaço disponível no sistema, um aumento da rigidez de sua parte estrutural (obtida pelo aumento de suas dimensões) causa a redução das áreas efetivas de suporte e conseqüentemente da rigidez hidrostática da sapata. Inversamente, uma redução

nas dimensões da parte estrutural (menor rigidez estrutural) resulta num aumento das áreas efetivas e, por conseguinte, da rigidez hidrostática. Então, surge o problema de encontrar a configuração ótima do sistema que resulte numa rigidez total máxima. Sugestões para esta otimização encontram-se na referência [58].

A elasticidade da estrutura do elemento móvel afeta a rigidez hidrostática da sapata, pois a pressão do óleo nas bolsas das sapatas provoca deflexões na estrutura, alterando a folga h das soleiras e, conseqüentemente, as resistências de saída das sapatas e as suas razões de resistências. Desta forma, a rigidez hidrostática ótima prevista para o projeto não mais se verificará. É possível contornar em parte este problema através da mudança dos restritores de entrada de forma a manter a razão de resistências no valor desejado [58].

3.5.1 Definição das características operacionais de sapatas convencionais diretamente opostas

Todas as equações desenvolvidas no tópico 3.4 para uma sapata simples podem ser também aplicadas para sapatas individuais de um par em oposição. Contudo, para o propósito de projeto, é mais conveniente expressar a rigidez e o empuxo resultante do par de sapatas numa simples equação.

Para o cálculo do empuxo resultante no sistema de sapatas diretamente opostas, usando restritores capilares, parte-se da equação (3.40a), como segue:

$$T_r = \frac{p_1 A_{e1}}{1 + k_1 \left(\frac{h_1}{h_d}\right)^3} - \frac{p_1 A_{e2}}{1 + k_2 \left(\frac{h_2}{h_d}\right)^3}$$

Sabendo-se que $h_1 + h_2 = 2h_d$, a equação acima será transformada para:

$$T_r = p_1 A_{e1} \left[\frac{1}{1 + k_1 \left(\frac{h_1}{h_d}\right)^3} - \frac{R_a}{1 + R_k k_1 \left(2 - \frac{h_1}{h_d}\right)^3} \right] \quad (3.70)$$

onde $R_a = \frac{A_{e2}}{A_{e1}}$ e $R_k = k_2/k_1$

Este empuxo resultante T_r é considerado positivo quando age no mesmo sentido do empuxo que é fornecido pela maior sapata.

Quando a carga na sapata é aumentada no sentido de diminuir a folga h_1 , o empuxo resultante aproxima-se de seu valor máximo que é dado por:

$$T_{r(\text{md})} = p_1 A_{e1} \left(1 - \frac{R_a}{1 + 8R_k k_1} \right) \quad (3.71a)$$

Quando a carga na sapata é aumentada no sentido oposto de tal forma a diminuir a folga h_2 , o empuxo resultante máximo reverso é dado por:

$$T_{r(\text{mr})} = p_1 A_{e1} \left(\frac{1}{1 + 8k_1} - R_a \right) \quad (3.71b)$$

As equações (3.71a) e (3.71b) são valores limites da equação (3.70) quando h_1 ou h_2 tende a zero, respectivamente. No caso em que são especificadas folgas mínimas permissíveis ($h_{1(\text{mín})}$ e $h_{2(\text{mín})}$), o valor máximo do empuxo no sentido direto ou reverso pode ser calculado através da expressão 3.70, substituindo-se o valor de $h_{1(\text{mín})}$ ou $h_{2(\text{mín})}$, respectivamente.

A rigidez resultante de um par de sapatas opostas é a soma da rigidez das sapatas individuais. A sua expressão, para o caso de se usar restritores capilares, é dada por:

$$\frac{dT_r}{dh_1} = - \frac{p_1 A_{e1}}{h_d} \left\{ \frac{3k_1 \left(\frac{h_1}{h_d} \right)^2}{\left[1 + k_1 \left(\frac{h_1}{h_d} \right)^3 \right]^2} + \frac{3R_a R_k k_1 \left(2 - \frac{h_1}{h_d} \right)^2}{\left[1 + R_k k_1 \left(2 - \frac{h_1}{h_d} \right)^3 \right]^2} \right\} \quad (3.72)$$

O sinal negativo na equação acima significa que o empuxo resultante decresce com o aumento de h_1 .

É bastante trabalhoso fazer uma análise das equações (3.70) a (3.72) visando obter-se valores ótimos de p_1 , A_{e1} , A_{e2} , k_1 , k_2 e h_d para um projeto específico de guias com sapatas diretamente opostas. É necessário examinar não somente os aspectos referentes ao empuxo e rigidez resultante, mas também à vazão, potência de bombeamento e elevação de temperatura do óleo. Para tornar este estudo viável, adotou-se como instrumento de análise, a construção de gráficos relacionando empuxo, rigidez, etc. com as variáveis de projeto sobre as quais têm-se algum controle. Através da análise

desses gráficos, é possível encontrar as soluções mais adequadas de forma rápida, evitando assim a necessidade de execução de cálculos em toda faixa de variação de cada variável.

Seja a equação (3.70) do empuxo resultante. Pode-se obter desta equação a relação T_R/p_1A_{e1} em função das variáveis k_1 , h_1/h_d , R_a e R_k . Se é assumido que os valores de R_a e R_k são constantes, então é possível construir curvas que mostram a variação do empuxo resultante como função da folga h_1 para diferentes valores da razão de resistências k_1 . A figura 3.23 mostra estas curvas para o caso em que $R_a = 0,75$ e $R_k = 1,0$ [51, 55].

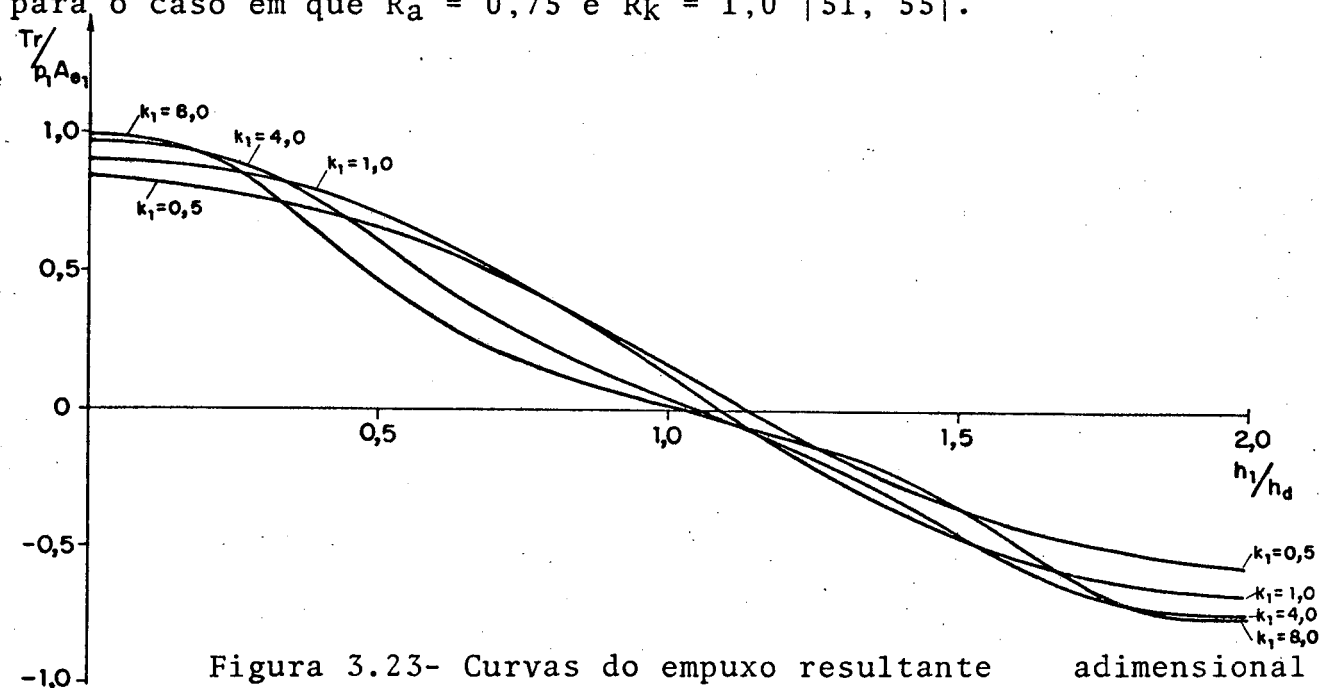


Figura 3.23- Curvas do empuxo resultante adimensional (T_R/p_1A_{e1}), de um par de sapatas diretamente opostas com $R_a = 0,75$ e $R_k = 1,0$, em função de h_1/h_d para vários valores de k_1 (resistor capilar).

Para facilitar a análise, é mais útil apresentar as informações contidas na figura 3.23 na forma de mapa onde cada curva refere-se a um valor constante do empuxo resultante adimensional (T_R/p_1A_{e1}). Desta forma, tem-se o mesmo caso mostrado na figura 3.24, onde nas abcissas é posta a relação h_1/h_d e nas ordenadas a razão de resistências k_1 [51, 55]. Com o uso deste mapa, pode-se determinar o valor de k_1 que permite acomodar a máxima carga direta e reversa dentro de uma faixa de variação admissível de h_1/h_d .

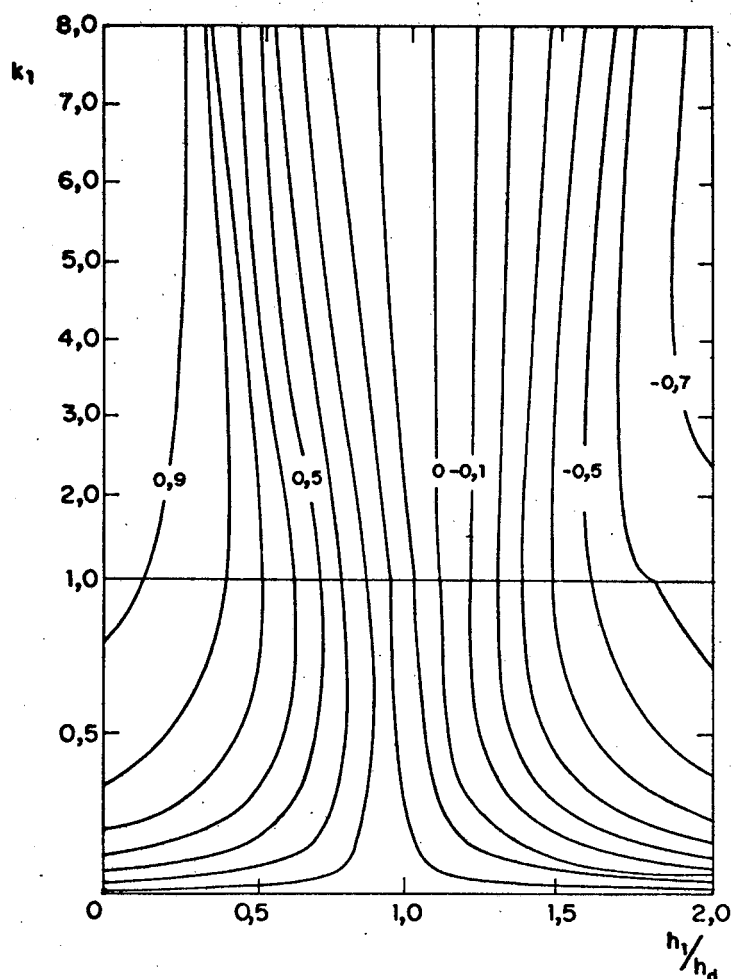


Figura 3.24- Mapa de curvas com valor constante do empuxo resultante adimensional ($T_R/p_1 A_{e1}$) para um par de sapatas diretamente opostas com $R_a = 0,75$ e $R_k = 1,0$ (restritor capilar).

Igualmente, pode-se construir curvas da rigidez resultante adimensional ($\frac{dT_R}{dh_1} \frac{p_1 A_{e1}}{h_d}$) em função de h_1/h_d para diferentes valores de k_1 . A figura 3.25 mostra estas curvas para o caso em que $R_a = 0,75$ e $R_k = 1,0$. A variação da rigidez dT_R/dh_1 como função de h_1/h_d apresenta em geral um único máximo para valores de $k_1 = 0,5$ a 2,0. Este máximo poderá ocorrer no intervalo $0,5 \leq h_1/h_d \leq 1,5$. Para valores de $k_1 > 4,0$ a rigidez apresenta dois máximos que tendem a ocorrer, um em torno de $h_1/h_d = 0,5$ e o outro em torno de $h_1/h_d = 1,5$. A maior rigidez média sobre a faixa de variação de h_1/h_d é geralmente obtida quando o valor de k_1 está em torno da unidade. Na faixa de k_1 entre 1,0 a 2,0, a rigidez é mais uniforme num maior intervalo de variação de h_1/h_d , porém o seu valor médio

decrece um pouco |51|.

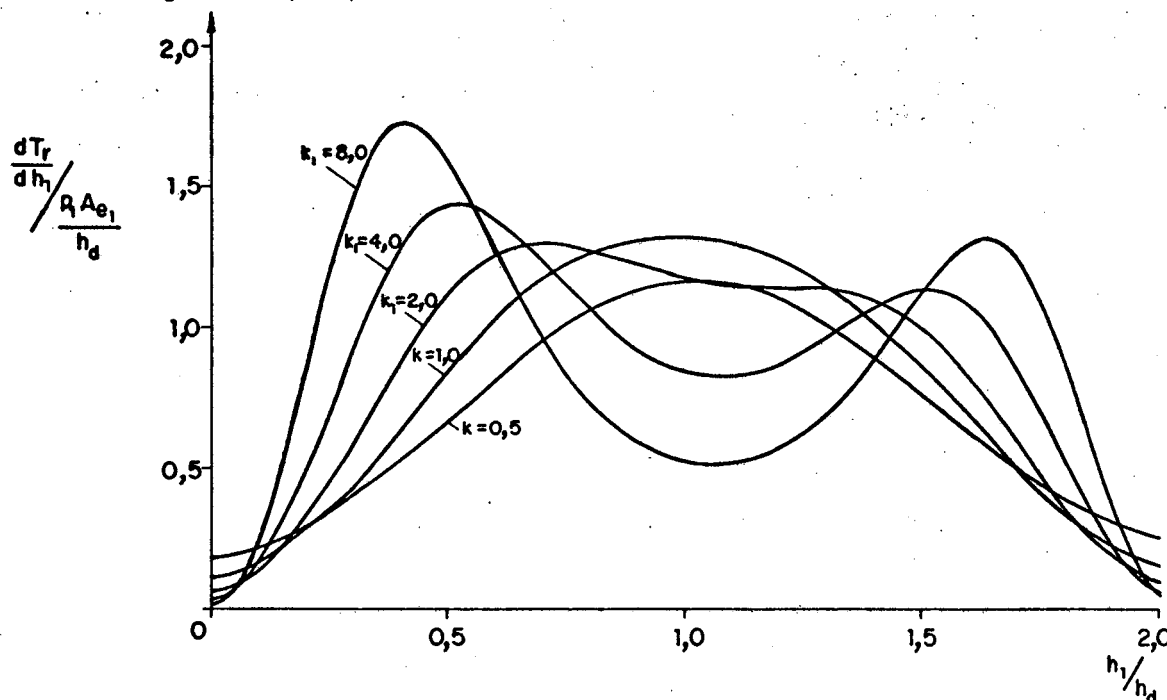


Figura 3.25- Curvas da rigidez resultante adimensional, de um par de sapatas diretamente opostas com $R_a = 0,75$ e $R_k = 1,0$, em função de h_1/h_d para vários valores de k_1 (restritor capilar).

Na figura 3.26, tem-se o mapa com as curvas de rigidez constante em função de k_1 e h_1/h_d para $R_a = 0,75$ e $R_k = 1,0$. Para verificar qual o conjunto mais apropriado de parâmetros de projeto a ser adotado, seria conveniente traçar vários mapas de empuxo e rigidez para outros valores de R_a e R_k de modo a obter a solução otimizada para o problema.

A seguir, serão fornecidos os valores limites praticáveis das variáveis de projeto, como também, serão dadas algumas orientações visando melhorar o desempenho de guias com sapatas diretamente opostas usando restritores capilares |51|:

- O valor de h_1/h_d varia de 0 ($h_1 = 0$) a 2 ($h_2 = 0$);
- Na prática usam-se, para as outras razões, os seguintes limites: $k_1 = 0,5$ a $8,0$, $R_a = 0$ a 1 e $R_k = 0$ a 4 ;
- A faixa de variação de h_1/h_d depende da carga máxima direta e da carga máxima reversa. Para se obter uma maior precisão de usinagem da máquina-ferramenta, é necessário que o elemento móvel tenha um deslocamento vertical o menor possível. Assim, para manter a variação de h_1/h_d dentro de limites admissíveis pode-se

adotar uma das seguintes alternativas: aumentar o valor de R_a ; aumentar o valor de A_{e1} ; aumentar o valor da pressão de alimentação p_1 ;

d) Para deslocar a faixa de variação de h_1/h_d para valores menores de h_1/h_d , pode-se aumentar R_a ou diminuir o valor de R_k .

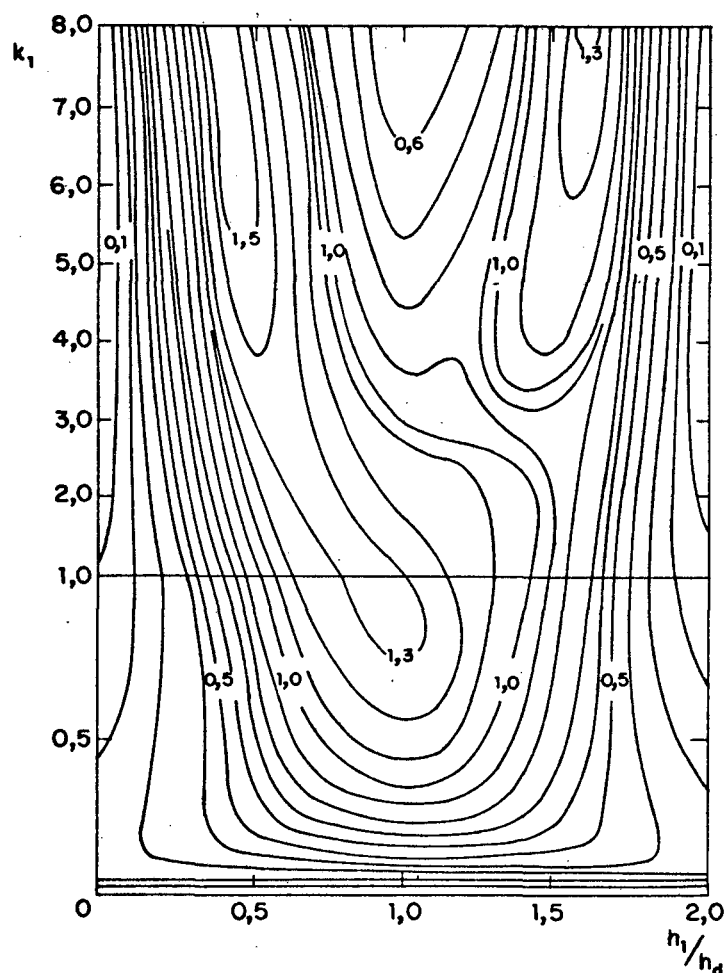


Figura 3.26- Mapa de curvas com valor constante da rigidez resultante adimensional para um par de sapatas diretamente opostas com $R_a = 0,75$ e $R_k = 1,0$ (restritor capilar).

Como já havia sido mencionado, com o emprego de sapatas opostas é possível aumentar o produto $p_1 A_{e1}$, até valores permissíveis ao sistema, independentemente do valor da carga de projeto. Isto é possível devido ao empuxo oposto que é oferecido pela segunda sapata. Assim, observando a equação 3.70 verifica-se que para manter a carga de trabalho constante (T_r) com o aumento de $p_1 A_{e1}$, é necessário aumentar também a razão R_a de forma a equilibrar a equação em questão. Como o produto $p_1 A_{e1}$ é também um fator multiplicativo na

equação da rigidez (3.72), e desde que o termo que contém R_a é aditivo, conclui-se que a rigidez resultante é aumentada.

Deverá ser observado que as equações (3.70) e (3.72), para empuxo e rigidez, ficam reduzidas para o caso de uma sapata simples quando $R_a = 0$ ($A_{e2} = 0$).

Em algumas aplicações práticas, instala-se restritor somente na maior sapata do par. Dessa forma, k_2 e R_k serão iguais a zero e o segundo termo da equação (3.70) torna-se igual a R_a . Isto significa que para suportar a carga de trabalho requer-se um maior valor de $p_1 A_{e1}$ do que seria necessário se não houvesse a segunda sapata ($R_a = 0$). Assim, se o produto $p_1 A_{e1}$ pode ser aumentado por este método, então a rigidez resultante que é diretamente proporcional a $p_1 A_{e1}$ será também aumentada. Contudo, como $R_k = 0$, o segundo termo da equação (3.72) torna-se nulo. Isto significa que a segunda sapata não contribui por si só para a rigidez, apenas fornece uma protensão hidrostática na primeira, possibilitando o aumento de sua rigidez.

Quando a folga h_1 ou h_2 torna-se nula, o empuxo resultante (T_R) é igual à força de suspensão inicial do par de sapatas opostas. Esta força é calculada para duas situações, a saber:

a) Para $h_1 = 0$ ($h_2 = 2h_d$)

$$T_{ri} = p_1 A_{e1} \left(\frac{A_{b1}}{A_{e1}} - \frac{R_a}{1 + 8k_2} \right) \quad (3.73a)$$

onde A_{b1} é a área da bolsa da sapata 1.

b) Para $h_2 = 0$ ($h_1 = 2h_d$)

$$T_{ri} = - p_1 A_{e1} \left(\frac{A_{b2}}{A_{e1}} - \frac{1}{1 + 8k_1} \right) \quad (3.73b)$$

onde A_{b2} é a área da bolsa da sapata 2.

Esta força foi calculada considerando que o empuxo exercido pela sapata que apresenta folga nula é dado pelo produto da pressão p_1 pela área da sua bolsa (A_b).

Maiores informações sobre teoria e projeto de sistemas de sapatas opostas podem ser obtidas nas referências [54, 55].

O tratamento teórico-matemático de sistemas genéricos de sapatas inclinadas é trabalhoso. Esta teoria torna-se mais simplificada para arranjos de sapatas que apresentam um plano de simetria e particularmente para o caso que se têm dois planos de simetria ortogonais entre si. Todavia, neste trabalho não será desenvolvida a teoria de sapatas inclinadas devido às razões mencionadas acima e pelo fato de não serem empregadas usualmente na prática.

3.5.2 Tipos de guias com sapatas opostas e dispositivos para controle de pressão

Serão apresentados neste subtópico alguns tipos de guias com sapatas opostas que são empregados em máquinas-ferramenta, bem como os dispositivos necessários para controle da pressão nas bolsas das sapatas.

A figura 3.27 mostra o desenho esquemático de uma guia com sapatas opostas simétricas, equipada com restritor de geometria fixa (capilar ou orifício). O óleo é fornecido para as sapatas a uma pressão constante p_1 . As características operacionais desta guia podem ser calculadas usando-se as expressões do subtópico anterior. Para aumentar a rigidez e a capacidade de carga deste sistema, pode-se utilizar restritores auto-reguláveis para cada sapata. Estes restritores diminuem a resistência ao escoamento do fluido quando a pressão na bolsa se eleva (folga h decresce). Contudo, verifica-se na prática, que o uso destes restritores, montados separadamente em cada sapata do par, pode provocar instabilidade no sistema.

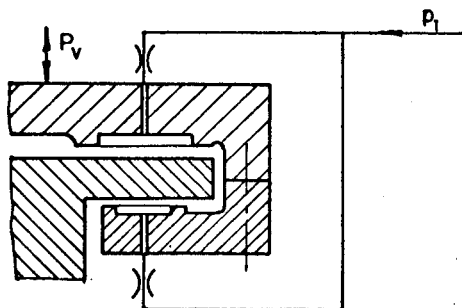


Figura 3.27- Guia de duplo efeito equipada com restritor capilar ou de orifício.

Este problema pode ser evitado utilizando-se um tipo especial de restritor auto-regulável como mostra a figura 3.28. Este restritor permite controlar, ao mesmo tempo, as pressões nas sapatas superior e inferior, de acordo com a carga externa que é aplicada sobre a guia. Ele consiste de um cilindro que aloja em seu interior um pequeno pistão (3). Este pistão está seguro na camisa interna do cilindro por um revestimento de borracha (4) que lhe confere uma determinada rigidez axial. Nas extremidades do pistão formam-se dois compartimentos de óleo (1 e 2) que oferecem, através das folgas H_1 e H_2 na soleira anular, uma resistência ao escoamento do fluido. Então, o óleo fornecido a pressão constante p_1 é conduzido para os compartimentos 1 e 2 do restritor auto-regulável e daí para o par de sapatas opostas da guia. Quando a carga sobre a guia aumenta, a folga h_1 tende a diminuir e a folga h_2 a aumentar. Isto provoca um acréscimo na pressão da bolsa da sapata superior e um decréscimo na pressão da sapata inferior. Esta mudança de pressão causa uma deflexão axial no pistão resultando no aumento da folga H_1 e no decréscimo da folga H_2 . Logo, a vazão de óleo na sapata superior é aumentada enquanto na sapata inferior é diminuída. Isto, conseqüentemente restaura as folgas iniciais nas sapatas. Com adequado projeto deste restritor é possível eliminar, em grande parte, o deslocamento vertical do elemento móvel devido a cargas externas. A referência [59] apresenta uma descrição mais minuciosa deste restritor auto-regulável.

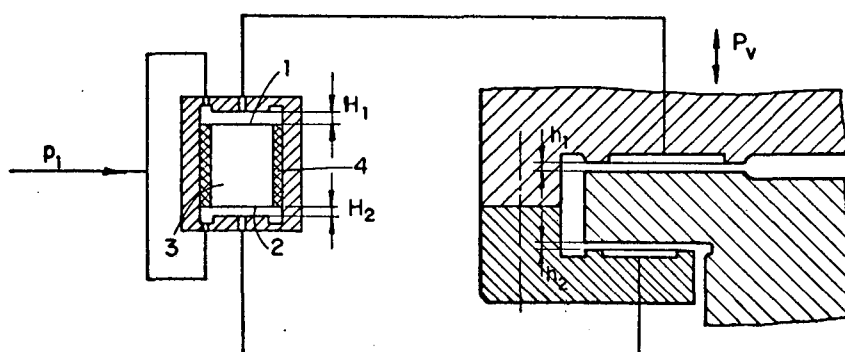


Figura 3.28- Guia de duplo efeito equipada com restritor auto-regulável de ação dupla [59].

A figura 3.29 mostra o esquema de um sistema de sapatas opostas que utiliza um restritor auto-regulável (D.C.R.), uma válvula de adição e uma sapata piloto. As sapatas empregadas são do

tipo flutuante selada. As funções do restritor D.C.R. e da sapata piloto já foram descritas no subtópico 3.4.4. A válvula de adição tem a função de manter a soma das pressões das sapatas 1 (p_{21}) e 2 (p_{22}) sempre igual à pressão de alimentação p_1 . O funcionamento deste sistema é descrito a seguir: após o acionamento da bomba, o óleo é fornecido para as sapatas através do restritor D.C.R. e da válvula de adição. Como a sapata piloto está em contato com a superfície da guia, ocorre um rápido crescimento da pressão do óleo, provocando assim uma maior deflexão no diafragma do restritor D.C.R.. Isto aumenta a vazão de óleo e conseqüentemente a pressão na bolsa da sapata 1 (p_{21}). Assim, o elemento móvel desloca-se verticalmente para cima causando um aumento na folga H_1 e um correspondente decréscimo na folga H_2 . O sistema encontra a sua posição de equilíbrio quando a folga na sapata piloto é a de projeto. Nesta situação, obtém-se o valor normal de pré-carregamento do par de sapatas opostas. Se agora uma carga externa é aplicada sobre o elemento móvel, a folga na sapata piloto decresce levemente provocando um aumento da pressão do óleo na sua linha de alimentação. Esta pressão (p'_{21}) atua sobre o diafragma do restritor D.C.R. aumentando a sua folga de controle e conseqüentemente a vazão de óleo para a sapata piloto. Simultaneamente, esta nova pressão p'_{21} atua na bolsa da sapata 1 e na válvula de adição (pressão de referência). Pela ação desta válvula a pressão na sapata 2 é reduzida (p'_{22}). Esta mudança nos valores das pressões das sapatas devido à aplicação da carga externa possibilita o aumento do empuxo resultante.

As vantagens principais deste sistema são as seguintes:

- a) permite a compensação de erros de planicidade, de desgaste e de deformações presente na guia;
- b) apresenta baixa vazão e potência de bombeamento;
- c) evita contaminação do óleo por impurezas externas;
- d) apresenta alta rigidez e capacidade de carga.

A referência |57| descreve com mais detalhes este sistema.

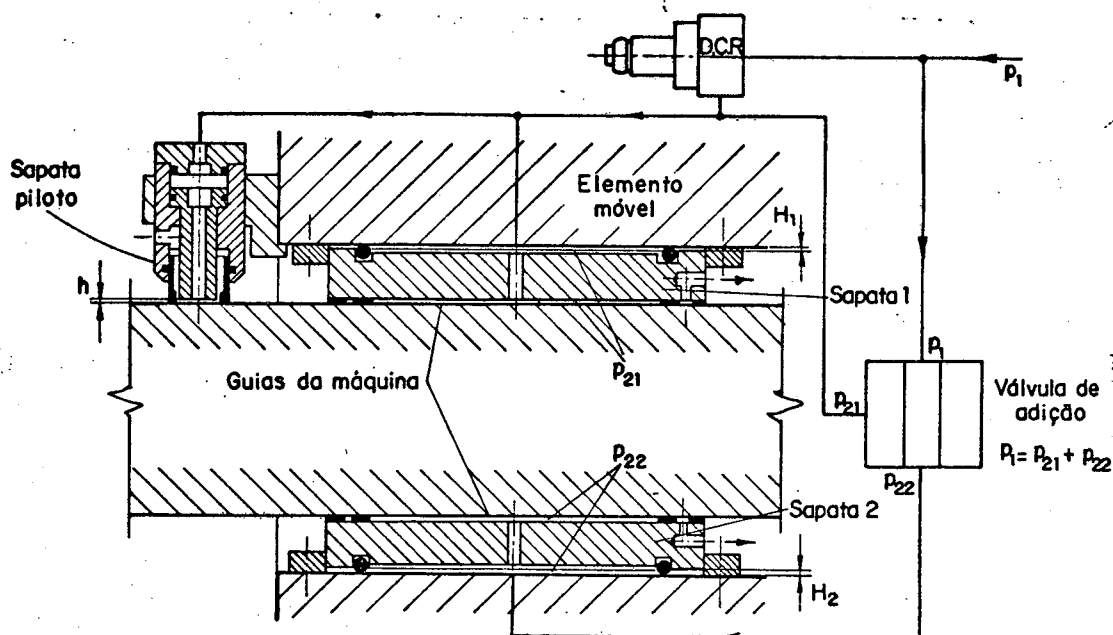


Figura 3.29- Guia de duplo efeito equipada com restritor D.C.R., sapata piloto e válvula de adição [57].

A figura 3.30 mostra o desenho esquemático de uma guia com sapatas diretamente opostas equipada com restritor de geometria fixa (capilar ou orifício). A sapata inferior é do tipo flutuante. A pressão de alimentação p_1 atua na bolsa selada da sapata flutuante, produzindo um empuxo constante T_2 para baixo no elemento móvel. Este empuxo deve ser suficiente para suportar a soma da máxima carga reversa $P_{V(mr)}$ e do empuxo mínimo $T_{1(mín)}$ da sapata superior. Sob tal condição, a folga h_2 na sapata inferior permanece constante, independentemente do carregamento externo e do deslocamento vertical do elemento móvel. A folga h_1 é a que sofre variação. A sapata flutuante mantém-se em equilíbrio pela ação das pressões nas suas duas bolsas opostas. Na figura 3.30 estão também indicados os diagramas de distribuição de pressão nas sapatas. Quando se aplica uma carga externa para baixo, o elemento móvel se desloca nesta direção diminuindo a folga h_1 . Este deslocamento é compensado pela sapata flutuante de modo a manter constante a folga h_2 . O sistema encontra a sua posição de equilíbrio quando o empuxo resultante $(T_1 - T_2)$ for igual a carga externa. Quando se aplica uma carga para cima, a folga h_1 aumenta até que o sistema encontra a sua confi

guração de equilíbrio. É importante notar que o empuxo fornecido pela sapata flutuante (T_2) sobre o elemento móvel é sempre constante e independente do sentido da carga externa. Por isso, estas guias têm menor rigidez em comparação aos sistemas que apresentam variação do empuxo T_2 com a carga externa. Para contornar este problema, poder-se-ia usar uma válvula de adição pilotada pela pressão de referência da bolsa da sapata superior. Assim, seria possível variar a pressão na bolsa da sapata flutuante em função do carregamento externo.

Deve-se observar que a precisão de deslocamento do elemento móvel depende somente da precisão geométrica da guia principal (1), pois os erros de fabricação e deformações presentes na guia auxiliar (2) são compensados pela sapata flutuante.

Maiores informações sobre este tipo de guia podem ser encontradas nas referências [60, 61].

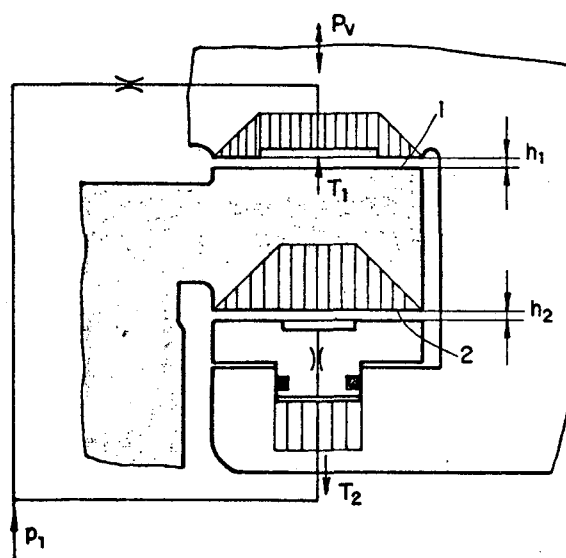


Figura 3.30- Guia de duplo efeito equipada com restritor de geometria fixa (capilar ou orifício) e com sapata flutuante (inferior) [60, 61].

Uma variante do sistema anterior está apresentada na figura 3.31. A sapata inferior, que é do tipo flutuante, apresenta uma folga h_2 em relação à guia auxiliar (2). A pressão do óleo nas bolsas das sapatas superior e inferior é controlada por uma válvula divisora de fluxo (4) (controlada por pressão), como mostra o

circuito da figura 3.31. Quando se aplica uma carga externa sobre a guia principal (1), a folga h_1 tende a diminuir causando aumento na pressão da bolsa da sapata superior e conseqüentemente na sua tubulação de alimentação (3). Isto provoca um deslocamento do carretel da válvula para a direita, proporcionando um aumento da vazão de óleo para a sapata superior e um correspondente decréscimo para a sapata inferior. Desta forma, ocorrerão alterações, para mais e para menos, nos valores das pressões das bolsas da sapata superior e inferior, respectivamente. Como conseqüência, tem-se um aumento do empuxo resultante até o valor necessário para a sustentação da carga externa. Este sistema apresenta maior rigidez em relação ao anterior (fig. 3.30), visto que, além do empuxo T_2 diminuir ao se aplicar a carga externa P_v para baixo, tem-se, adicionalmente, um acréscimo do empuxo T_1 em virtude da maior vazão de óleo que é fornecida para a sapata superior pela válvula divisora de fluxo |60|.

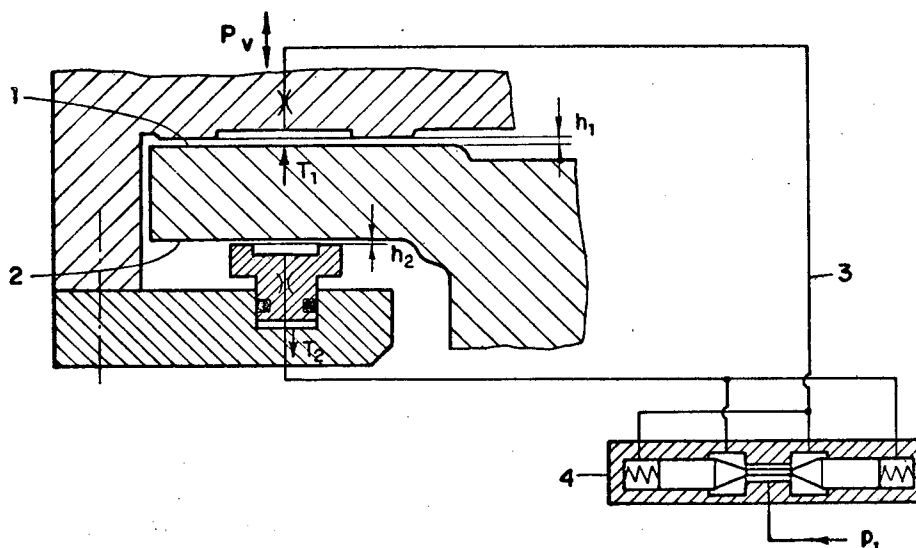


Figura 3.31- Guia de duplo efeito equipada com válvula divisora de fluxo controlada por pressão |60|.

A figura 3.32 mostra uma guia de sapatas opostas equipada com um sistema automático para controle do movimento vertical do elemento móvel. Com o emprego deste sistema, é possível aumentar a precisão de deslocamento do elemento móvel e compensar os erros de fabricação, desgastes ou deformações presentes nas superfícies das guias do barramento. As sapatas empregadas são do tipo flutuante com restritor capilar. O funcionamento deste sistema é descri

to a seguir: se por um motivo qualquer ocorrer uma mudança na posição do elemento móvel em relação à superfície do barramento, o sensor (1) aí instalado detecta esta variação e emite um sinal para o comparador (2). Este produz um sinal proporcional à diferença entre o valor atual e o requerido para a folga. Este sinal é enviado para o comparador hidráulico (3) que, de posse dos valores das pressões nas tubulações de alimentação (4 e 5) das sapatas superior e inferior, produz um sinal elétrico de controle. Este sinal após sofrer amplificação (6) é enviado para a válvula divisora de fluxo eletrohidráulica (7) que imediatamente altera a vazão do óleo das sapatas, possibilitando o retorno do elemento móvel a sua posição inicial [60].

Para se medir, em qualquer ponto, a variação da posição do elemento móvel em relação a guia do barramento, pode-se também utilizar um raio laser de referência e fotocélulas. Este sistema está sendo empregado recentemente [52].

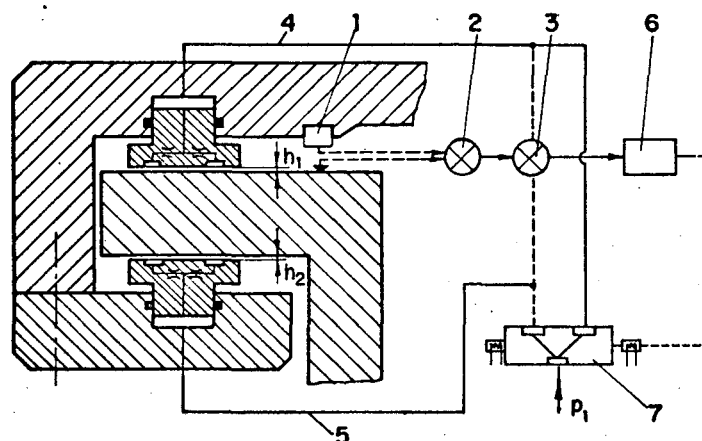


Figura 3.32- Guia de duplo efeito equipada com sistema eletrohidráulico para controle do movimento vertical do elemento móvel [60].

Por fim, será feita uma exposição sobre a guia servoestática. Esta guia foi desenvolvida no Instituto de Pesquisa de VUOSO. A figura 3.33 mostra seu desenho esquemático. O elemento móvel da máquina é equipado com duas sapatas servoestáticas diretamente opostas, que são controladas por uma válvula divisora de fluxo com controle mecânico (1). Estas sapatas são flutuantes e balanceadas hidraulicamente. Elas estão em permanente contato mecânico com as superfícies das guias do barramento, logo, o escoamento do óleo é vir

tualmente eliminado. A força de fricção resultante deste contato é muito pequena. As sapatas são equipadas com restritores capilares, porém a queda de pressão através destes é normalmente muito baixa pelo fato do fluxo de óleo através da sapata ser desprezável. A função destes restritores é impedir a fuga do óleo das bolsas no momento em que o sistema é ligado. As sapatas apresentam ranhuras ao longo da sua periferia que permitem a coleta do óleo que escapa das bolsas. Este óleo é drenado através de condutos, não retornando ao circuito hidráulico. Isto simplifica o projeto da máquina, já que se torna desnecessária a utilização de equipamentos para coleta e resfriamento de óleo. Como a vazão de óleo é muito baixa, o circuito hidráulico é alimentado por uma pequena bomba com válvula de alívio e filtro. Deste modo, o óleo tem praticamente a mesma temperatura da máquina. Uma outra vantagem das guias servoestáticas está na possibilidade de se usar altas pressões de alimentação. Isto possibilita a redução na largura das pistas de escorregamento em comparação aos sistemas hidrostáticos convencionais.

O funcionamento do sistema é apresentado a seguir: a figura 3.33 mostra que a extremidade inferior do carretel da válvula é pressionada contra uma guia padrão de referência (2). Esta guia define a estrutura de referência da máquina. Ela é montada numa posição tal que proporcione a simetria do carretel em relação ao conduto de alimentação. Se, por um motivo qualquer, houver um deslocamento vertical no elemento móvel, o carretel será deslocado, alterando assim as vazões de óleo para as sapatas inferior e superior e conseqüentemente as suas pressões. Assim, o sistema retornará à condição de equilíbrio. As sapatas flutuantes podem compensar os erros e as deformações nas guias de até 2 mm, sem causar qualquer redução na precisão de deslocamento do elemento móvel.

Em vista do exposto, verifica-se que a posição de trabalho do elemento móvel depende somente do posicionamento da guia de referência em relação à máquina e não é influenciada pelas deformações elásticas e erros geométricos nas guias do barramento.

Maiores informações sobre guias servoestáticas podem ser obtidas na referência |62|.

Para finalizar, é necessário salientar que os sistemas de sapatas opostas descritos neste subtópico, podem ser também empre-

gados para guiar o elemento móvel no plano horizontal. Contudo, como os esforços laterais aplicados nas guias são relativamente pequenos e não sofrem grandes variações, podem-se utilizar nestes casos os sistemas de concepção mais simples, pois além de serem mais baratos, fornecem, na medida exata, a capacidade de carga e precisão de movimentos requeridas.

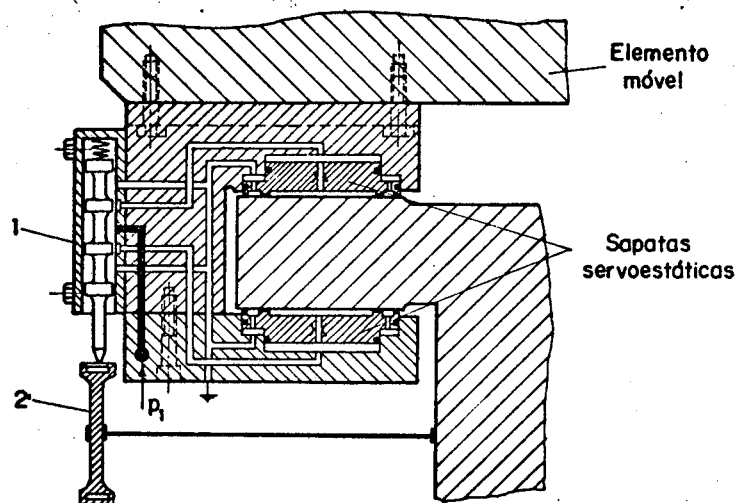


Figura 3.33- Guia de duplo efeito servoestática [62].

3.6 Considerações sobre os elementos de compensação utilizados em guias hidrostáticas

Existem vários métodos utilizados para compensação da carga em guias hidrostáticas. Os mais simples e mais baratos são os restritores capilares e de orifício. Estes são normalmente empregados na maioria das aplicações práticas. Contudo, nas situações em que se deseja alta rigidez faz-se necessário o uso dos restritores auto-reguláveis ou das válvulas especiais de controle. Estes elementos de compensação proporcionam maior rigidez à guia hidrostática e conseqüentemente maior precisão de trabalho à máquina-ferramenta.

Primeiramente, serão feitas algumas considerações sobre a seleção entre restritor capilar e de orifício. O restritor de orifício tem o mérito de ser compacto, porém necessita ser fabricado com extrema precisão, pois um pequeno erro no seu diâmetro " d_o " produzirá um grande erro no valor da resistência R_e . Este problema torna-se ainda mais pronunciado sabendo-se que o diâmetro requeri-

do para o orifício é sempre menor do que para o capilar. O restritor capilar mais simples e barato é um tubo capilar de vidro. Este pode ser encontrado no mercado numa ampla faixa de diâmetros. Desde que a resistência R_e não depende somente do diâmetro, mas também do comprimento do tubo capilar, para se obter um dado valor de R_e basta escolher um adequado diâmetro comercial " d_c " e calcular o comprimento l_c de tubo a ser cortado. O restritor capilar apresenta menor risco de ser obstruído por impurezas que se encontram presentes no óleo. Isto porque seu diâmetro é maior do que o do orifício.

Por outro lado, o restritor de orifício confere maior rigidez à guia hidrostática do que o capilar. Isto já foi explicado no tópico 3.4 e pode ser facilmente verificado através dos gráficos das equações (3.44 a e b) e (3.45 a e b) (figs. 3.12 e 3.13).

A temperatura do óleo poderá ou não afetar a rigidez da guia hidrostática dependendo do tipo de restritor utilizado. A mudança da temperatura do óleo provoca variação na sua viscosidade e conseqüentemente nas resistências de saída (R_s) das sapatas. Quando se utiliza restritor capilar, a resistência de entrada (R_e) sofre variação na mesma proporção, pois tanto R_e como R_s são diretamente proporcionais a μ . Assim, a razão de resistências k não é afetada pela temperatura do óleo quando restritores capilares são empregados. De modo contrário, a razão k é afetada quando se utiliza restritor de orifício, pois neste caso a resistência R_e não depende da viscosidade. Concluindo, tem-se que a rigidez da guia hidrostática variará com a temperatura do óleo quando esta for compensada com restritores de orifício, não sofrendo alteração no caso de restritor capilar.

Para o restritor de orifício, a resistência ao escoamento é diretamente proporcional à vazão, enquanto no capilar a resistência independe da vazão. Logo, com a variação da viscosidade do óleo, devido à mudança de temperatura, tem-se menor variação da vazão quando o orifício é utilizado.

A seguir, serão apresentados alguns tipos construtivos de restritores capilares. Como já foi dito anteriormente, o restritor mais simples e barato é um tubo capilar de vidro. Após a seleção do diâmetro d_c e do cálculo do comprimento l_c do tubo capilar, o mesmo é montado em um cartucho de metal, conforme mostra a figura

3.34 a. O tubo capilar é envolvido por uma mangueira de borracha ao longo de seu comprimento. Isto é para evitar o escoamento do óleo pela periferia. Este tipo de capilar apresenta um diâmetro muito pequeno de tal forma que a resistência requerida é obtida com um pequeno comprimento l_c . O diâmetro do capilar é escolhido em função do tamanho das partículas contaminantes que possam estar presentes no óleo. Para capilares de maior diâmetro, utilizam-se tubos enrolados na forma de espiral (fig. 3.34 b) |51, 52|.

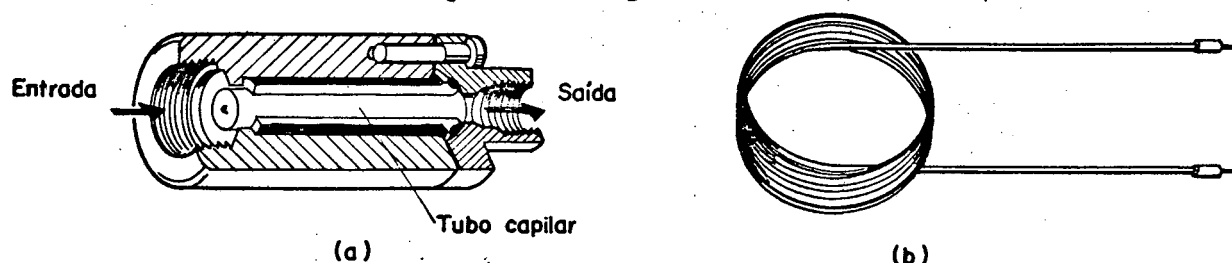


Figura 3.34- Restritores capilares: (a) tubo capilar curto (reto); (b) tubo capilar comprido (em espiral) |51, 52|.

A figura 3.35 mostra um restritor ajustável equipado com uma barra circular chanfrada. A resistência ao escoamento do óleo é oferecida pela folga existente entre a superfície do chanfro e as paredes internas do restritor. O ajuste desta resistência é possível através do parafuso que está fixo a uma das extremidades da barra. Girando-se este parafuso, a barra desloca-se axialmente no interior do restritor variando assim o comprimento de escoamento estrangulado do óleo. Dessa forma, é possível através de testes de vazão e pressão ajustar a resistência do capilar a um valor desejado. Para este tipo de restritor, é possível fazer a sua desobstrução em caso de entupimento. De modo contrário, no caso de restritor de tubo capilar (fig. 3.34), havendo entupimento torna-se necessária a sua substituição |51|.

A figura 3.36 mostra um restritor ajustável que utiliza as ranhuras helicoidais da rosca como capilar. O elemento rosqueado é montado sem folga dentro de um furo localizado no corpo do restritor. Através de testes de pressão e vazão, faz-se o ajuste da resistência hidráulica desejada modificando-se a posição axial do elemento rosqueado através da porca e parafuso localizados na sua parte superior. Este tipo de restritor é mais compacto do que o anterior, podendo ser instalado em locais de pouco espaço.

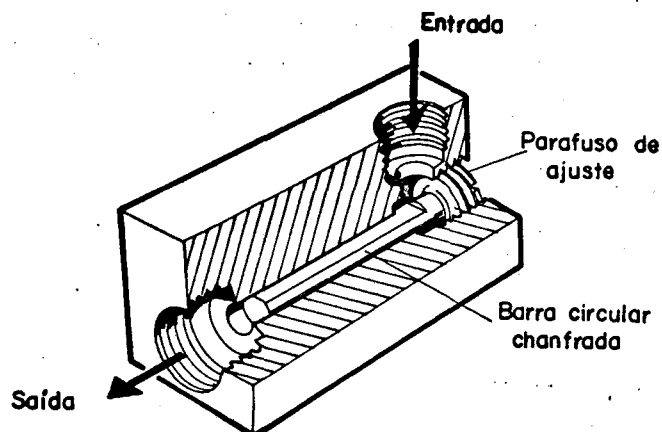


Figura 3.35- Restritor capilar ajustável com barra circular chanfrada |51|.

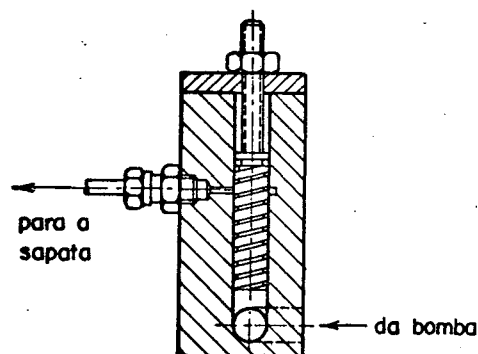


Figura 3.36- Restritor capilar ajustável que utiliza as ranhuras do elemento rosqueado para o escoamento do óleo |52|.

Outros tipos de restritores capilares podem ser encontrados nas referências |51, 52|.

Os restritores auto-reguláveis operam no sentido de diminuir a sua resistência quando ocorre aumento do carregamento externo. Isto proporciona uma maior taxa de variação da pressão da bolsa em relação à folga h , comparativamente aos restritores de geometria fixa. É possível, em princípio, projetar restritores auto-reguláveis que proporcionem rigidez infinita à guia hidrostática, porém, na prática, quanto mais o projeto se aproxima do ideal (altíssima rigidez) maior é o perigo de se ter instabilidade na folga h . Existem vários tipos de restritores auto-reguláveis, os quais apresentam, entre si, características de operação distintas. Logo, a vazão, a potência de bombeamento, a rigidez, etc. do sistema, dependem do tipo de restritor auto-regulável empregado.

A seguir, serão apresentados alguns tipos de restritores auto-reguláveis que são utilizados em guias hidrostáticas. A figura 3.37 mostra o desenho esquemático de um restritor controlado por diafragma (D.C.R.) atuando como elemento de compensação de uma sapata hidrostática. A resistência ao escoamento do óleo neste restritor é fornecida pela folga existente entre a sapata circular (1) e o diafragma de aço (2). Esta folga é ajustada através de uma mola (3) de baixa rigidez que é pressionada contra o diafragma. O grau de compressão da mola é fornecido pela porca de ajuste (4). O ajuste é feito com a sapata totalmente descarregada (pressão atmosférica). O óleo flui a uma pressão de suprimento constante para a sapata através desta folga. Quando a carga nesta sapata aumenta, a pressão na sua bolsa aumenta, causando uma maior deflexão do diafragma e um conseqüente acréscimo na vazão do óleo. Desta forma, a folga h tende a se manter praticamente constante. Pela lei de Hagen-Poiseuille (equação 3.26) pode-se concluir que,

$$h^3 = \frac{Q}{p_2} \frac{12\mu l}{b} \quad (3.74)$$

Da equação acima deduz-se que para manter a folga h constante é necessário que a vazão Q varie linearmente com a pressão da bolsa p_2 . Assim, os parâmetros de projeto de um restritor D.C.R. devem ser escolhidos de tal forma que a folga h seja mantida constante, dentro da faixa de variação da carga de trabalho (veja gráfico da fig. 3.37).

As figuras 3.18, 3.20 e 3.29 mostram o emprego do restritor D.C.R. em diferentes sistemas de sapatas hidrostáticas.

As principais vantagens relacionadas aos restritores D.C.R. são as seguintes:

- fornecem altíssima rigidez;
- possuem boas características dinâmicas;
- têm baixo custo de fabricação e são comercializados numa ampla faixa de tamanhos padronizados;
- confiabilidade em operação.

Existem vários tipos construtivos de restritores D.C.R.. A referência [63] fornece uma orientação para o projeto destes restritores.

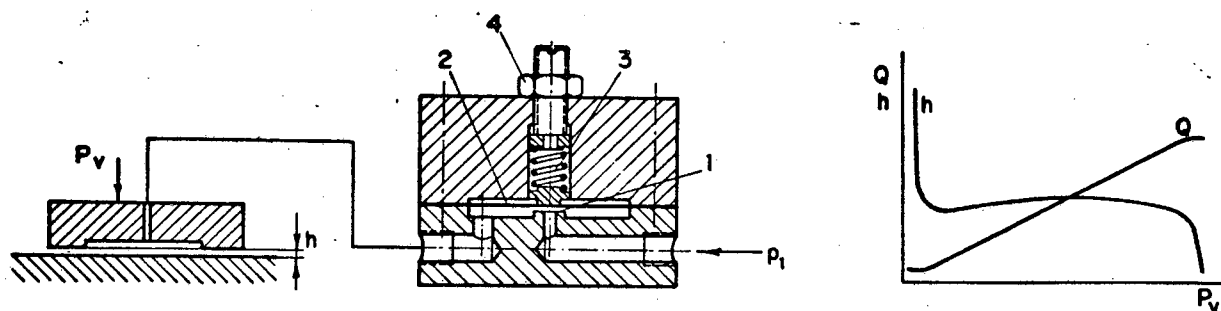


Figura 3.37- Desenho esquemático de um restritor auto-regulável com diafragma (D.C.R.) [63]. À direita têm-se as curvas $Q \times P_v$ e $h \times P_v$ de uma sapata que opera com este tipo de restritor [1].

A figura 3.38 mostra um outro tipo de restritor auto-regulável que utiliza como elemento elástico uma luva com ranhuras anulares (1) em vez de um diafragma. Em linhas gerais este restritor apresenta as mesmas características do D.C.R.. Ele é composto de dois componentes básicos: um interno (2) por onde o óleo entra e sai e outro externo (luva elástica) que permite a regulação da vazão de óleo da sapata. Quando a carga externa na sapata aumenta, a folga h tende a diminuir causando aumento na pressão de sua bolsa (p_2). Este aumento de pressão é transmitido para a superfície inferior da tampa (3) do restritor, que está fixa (por parafusos) à luva elástica. Isto provoca um deslocamento axial da tampa, reduzindo assim a resistência à passagem do óleo. Logo, ocorrerá um acréscimo na vazão de óleo que de imediato compensa o aumento da carga sobre a sapata. A folga h mantém-se praticamente constante.

Mais detalhes sobre este tipo de restritor são encontrados na referência [63].

A figura 3.28 mostra um restritor auto-regulável de ação dupla que controla, ao mesmo tempo, as pressões nas bolsas das duas sapatas opostas. Neste caso, o efeito de mola é fornecido pelo revestimento de borracha que confere uma certa rigidez axial ao pistão. Com algumas modificações construtivas pode-se utilizar este restritor para controle da pressão de uma única sapata. O princípio de operação deste restritor já foi descrito no subtópico 3.5.2. Fazendo-se uso deste princípio pode-se conceber uma variedade de tipos construtivos de restritores auto-reguláveis que utilizam co-

mo elemento de controle uma mola e um pistão.

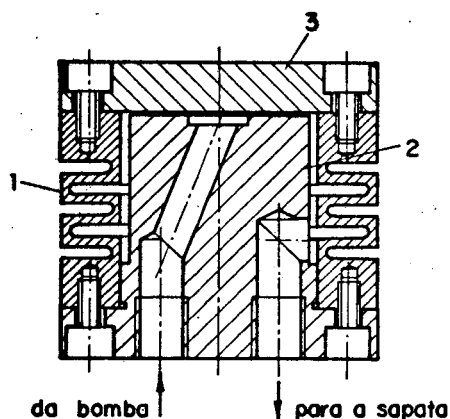


Figura 3.38- Desenho esquemático de um restritor auto-regulável com luva elástica tipo fole [63].

Existem também alguns tipos especiais de válvulas hidráulicas que podem ser utilizadas para a compensação da carga em guias hidrostáticas. Essas válvulas são controladas pela pressão da bolsa ou pela variação da configuração geométrica do sistema. A seguir serão apresentadas algumas dessas válvulas.

A figura 3.39 mostra o desenho esquemático de uma válvula controladora de vazão compensada por pressão. Ela opera no sentido de manter constante a vazão de óleo da sapata. O óleo é fornecido a uma pressão constante p_1 . Quando a carga aumenta, a folga na sapata diminui e a pressão na sua bolsa aumenta (p_2). Logo, este aumento de pressão é comunicado para a câmara situada no lado esquerdo da válvula, causando assim o movimento do carretel para a direita, até que o balanço das forças determine a sua nova posição de equilíbrio. Isto provoca um equivalente aumento na pressão de saída da válvula (p_5). Desta forma, consegue-se manter a queda de pressão ($p_5 - p_2$) constante através da resistência fixa R_0 e conseqüentemente a mesma vazão de óleo. Estas válvulas têm um dispositivo que permite a variação da resistência R_0 , de tal forma que é possível ajustá-la num dado valor que resulte na vazão de óleo requerida para a sapata. As curvas apresentadas na figura 3.39 mostram o comportamento da folga h e da vazão Q em função da carga externa P_V para a válvula em questão [1].

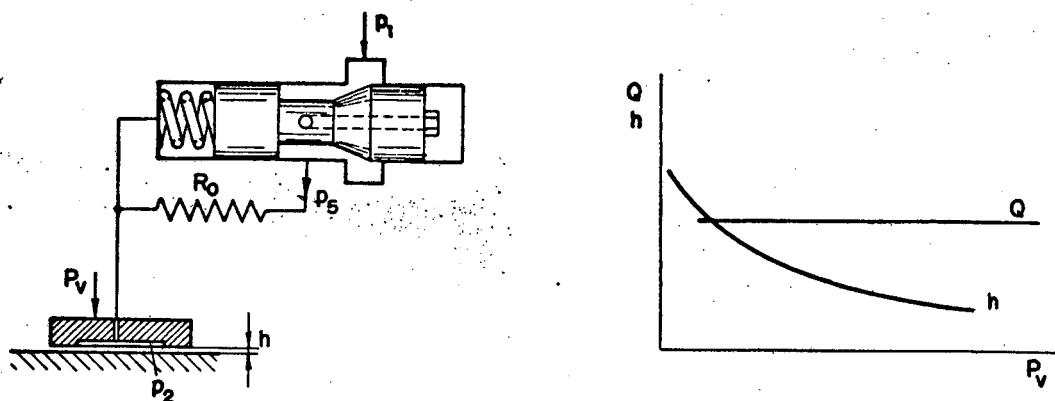


Figura 3.39- Desenho esquemático de uma válvula controladora de vazão compensada por pressão. À direita têm-se as curvas $Q \times P_V$ e $h \times P_V$ de uma sapata que opera com esta válvula [1].

A figura 3.40 mostra o desenho esquemático de uma válvula de carretel de variação proporcional. Nesta válvula, a razão p_4/p_2 e a folga h da sapata permanecem constantes dentro de uma certa faixa de variação da carga. A razão A_2/A_4 entre as áreas do êmbolo principal do carretel (1) é igual a $\xi > 1$. Para que o carretel fique em equilíbrio, é necessário que $p_4 = \xi p_2$. O acréscimo da carga da sapata provoca aumento na pressão de sua bolsa (p_2'), provocando um leve deslocamento do carretel para a direita. Na configuração de equilíbrio, a nova pressão p_4' que atua na área A_4 será igual a $\xi p_2'$. Como na saída da válvula existe uma resistência R_0 fixa, então a vazão de óleo que chega à sapata aumentará linearmente com a pressão da bolsa p_2 . Esta, por sua vez, é diretamente proporcional ao carregamento externo da sapata (P_V). A figura 3.40 mostra também as curvas $Q \times P_V$ e $h \times P_V$ relativas a esta válvula. É bom mencionar que esta válvula foi patenteada por J. K. Royle [1].

As válvulas tipo carretel quando usadas para controle da folga h apresentam algumas características indesejáveis que limitam a sua aplicação. Estas são: resistência ao início do movimento do carretel; vazamentos (principalmente se são empregados fluidos de baixa viscosidade); problemas de fabricação e resposta dinâmica lenta.

As válvulas divisoras de fluxo estão apresentadas nas figuras 3.31, 3.32 e 3.33 (veja subtópico 3.5.2). Estas válvulas são utilizadas para sistemas com sapatas opostas. Elas controlam o fluxo de óleo que é enviado para cada uma das sapatas do par. A alteração desse fluxo ocorre em função da variação do carregamento ex-

Nota-se, também, que nos gráficos das figuras 3.41 e 3.42, as curvas interceptam-se num único ponto. Este ponto na figura 3.41 tem abcissa $p_2 = 1/2 p_1$. A intersecção de todas as curvas num único ponto foi forçada propositalmente com o objetivo de facilitar a comparação.

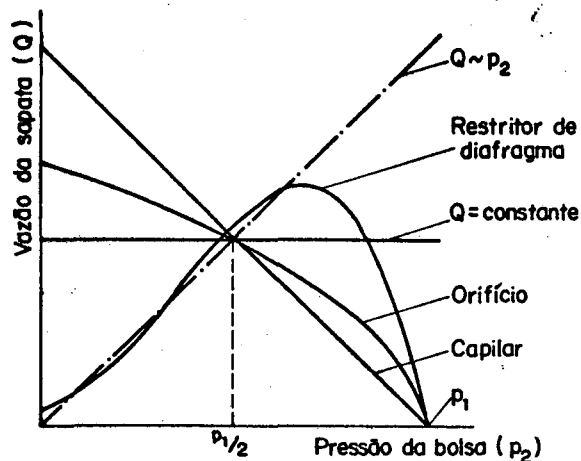


Figura 3.41- Gráficos de $Q \times p_2$ de vários tipos de restritores que são utilizados em sistemas hidrostáticos [63].

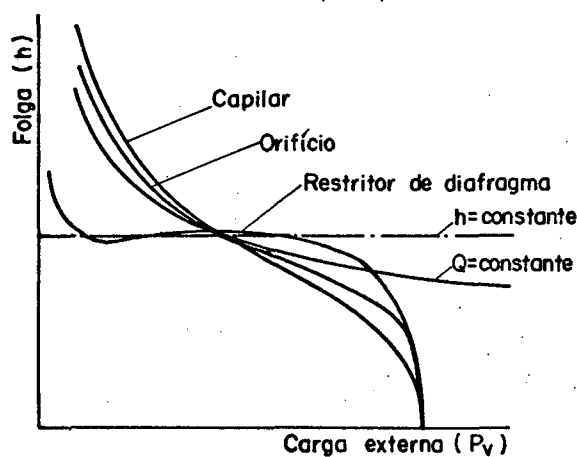


Figura 3.42- Gráficos de $h \times P_v$ de vários tipos de restritores que são utilizados em sistemas hidrostáticos [63].

3.7 Considerações sobre o sistema hidráulico

Para o perfeito funcionamento de uma guia hidrostática numa máquina-ferramenta, faz-se necessária a montagem de um sistema hidráulico para suprimento de óleo. As funções associadas a este sistema são:

- a) suprir todas as sapatas da guia com suficiente quantidade de óleo sob condições de pressão constante (p_1) ou vazão constante (Q);
- b) retirar todo calor do óleo proveniente das perdas energéticas associadas às potências de fricção e de bombeamento;
- c) fazer a filtragem do óleo para evitar que contaminações externas prejudiquem o funcionamento do sistema ou danifiquem os seus componentes;
- d) evitar danos às superfícies da guia hidrostática ou mesmo à própria máquina, quando houver quebra da bomba ou funcionamento irregular desta.

Inicialmente serão apresentados dois métodos alternativos para manter a pressão de alimentação p_1 constante (sistema de alimentação sob pressão constante) |51|.

Um método simples de manter a pressão de alimentação p_1 constante é utilizar uma bomba de vazão constante com capacidade suficiente para atender a máxima demanda (que ocorre para a mínima carga) e incluir no sistema hidráulico uma válvula de alívio para abrir numa determinada pressão, permitindo que a vazão de óleo em excesso retorne ao reservatório. Este método para controle da pressão p_1 está esquematicamente apresentado na figura 3.43a. Como desvantagem tem-se a perda de potência relativa ao óleo que volta ao reservatório através da válvula de alívio, contribuindo assim para a elevação de sua temperatura. Contudo, este método tem a vantagem do baixo custo inicial. Ele é comumente utilizado onde a potência de acionamento da bomba é pequena quando comparada com a potência motora da máquina. Uma vantagem adicional se apresenta quando a guia é projetada para as condições de desempenho ótimo e não tem a necessária força de suspensão inicial. Neste caso, eleva-se inicialmente a pressão do óleo por uma regulagem manual da válvula de alívio.

Outro método para manter a pressão do óleo constante é através do uso de bomba de vazão variável. A vazão da bomba é controlada pela pressão de alimentação do óleo (p_1). Desse modo, quando a pressão p_1 tende a variar, a bomba automaticamente altera a sua configuração interna, proporcionando variação na sua vazão, de forma a manter aproximadamente constante a pressão p_1 . Neste caso, normalmente utilizam-se bombas de deslocamento variável controladas por piloto interno (fig. 3.43b). Estas bombas funcionam com compensação interna da pressão. As bombas de deslocamento variável comumente empregadas são as de palheta, as de êmbolo axial ou radial.

O emprego de bomba de vazão variável causa menos aquecimento ao fluido, como também, requer menos potência do motor. Isto porque este tipo de bomba fornece o produto vazão x pressão na medida exata que é requerida pelo circuito hidráulico. Assim, quando a pressão do circuito tende a aumentar acima do valor especificado para operação do sistema (p_1), a bomba automaticamente reduz sua vazão, o que provoca redução no torque do seu eixo e conseqüentemente na potência motora.

Por outro lado, com a utilização de bomba de vazão constante e válvula de alívio, ocorre que o torque de entrada na bomba mantém-se sempre constante. Logo, para a situação em que a pressão no circuito aumenta, uma grande parte da vazão da bomba retorna ao reservatório de óleo através da válvula de alívio. Como já foi dito, isto acarreta um grande desperdício de potência que é convertida em calor provocando aumento da temperatura do óleo.

Para os dois métodos citados acima, os restritores empregados são capilares, orifícios ou mesmo os auto-reguláveis.

A figura 3.44 mostra o esquema de um circuito hidráulico mais geral para uma guia hidrostática que opera com alimentação de óleo sob pressão constante. Neste caso, foi adotado o método da figura 3.43a para controle da pressão de alimentação p_1 . Os componentes deste circuito são: motor, bomba, filtro, válvula de alívio, pressostato de segurança, válvula de retenção, acumulador hidráulico, manômetros, restritores, bomba de sucção, trocador de calor e reservatório de óleo |52|.

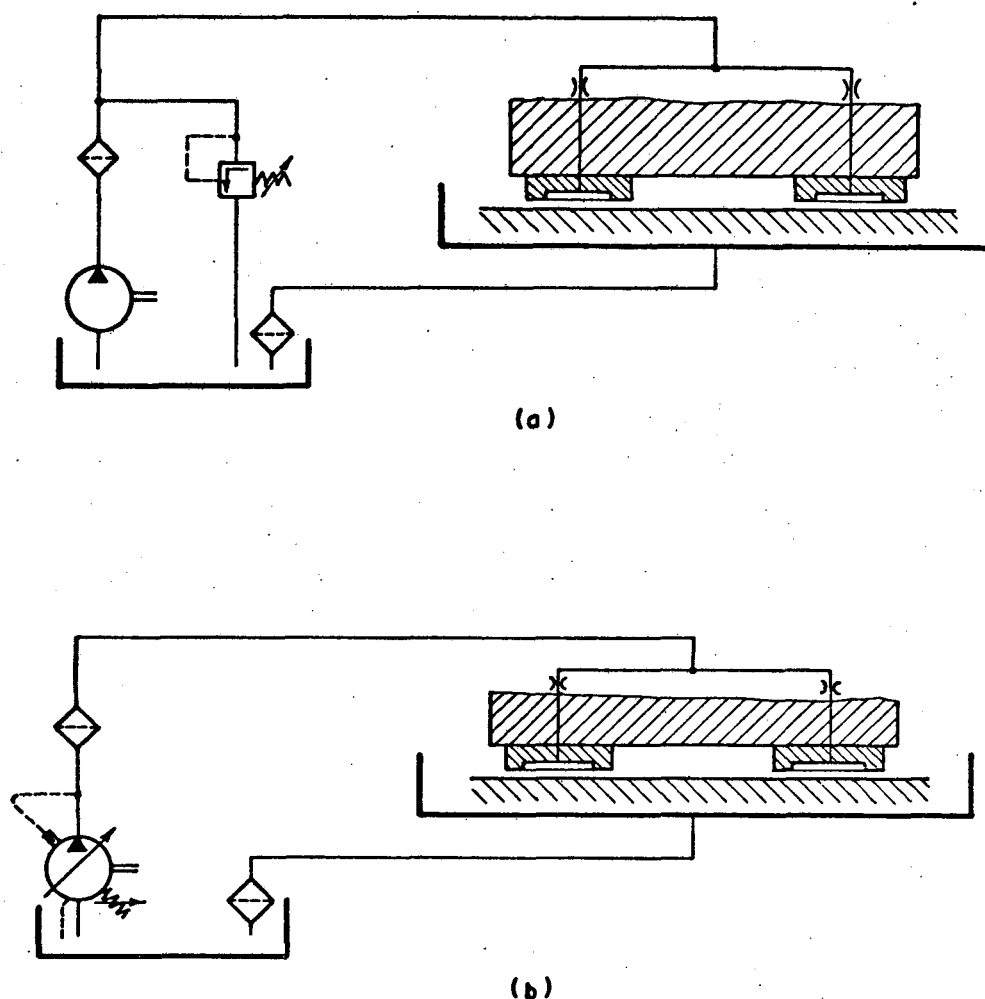


Figura 3.43- Métodos utilizados para manter a pressão de alimentação p_1 constante: a) bomba de deslocamento fixo e válvula de alívio; b) bomba de deslocamento variável controlada por piloto interno.

Existem vários tipos de bombas que são utilizadas para bombeamento do óleo, dentre as quais, têm-se: bomba de êmbolo axial ou radial, bomba de palheta, de engrenagem e de parafuso. A bomba de engrenagem é geralmente empregada por ser de baixo custo.

O pressostato de segurança é um dispositivo que tem a função de ligar ou desligar uma chave elétrica conforme o nível de pressão do óleo fornecido pela bomba. Assim, quando houver, por um motivo qualquer, queda na pressão da bomba até um valor mínimo especificado, o pressostato é acionado desligando a chave elétrica do motor de acionamento do elemento móvel (mesa, carro, etc.), evitando assim que sejam causados danos às superfícies da guia ou mesmo a outros elementos da máquina.

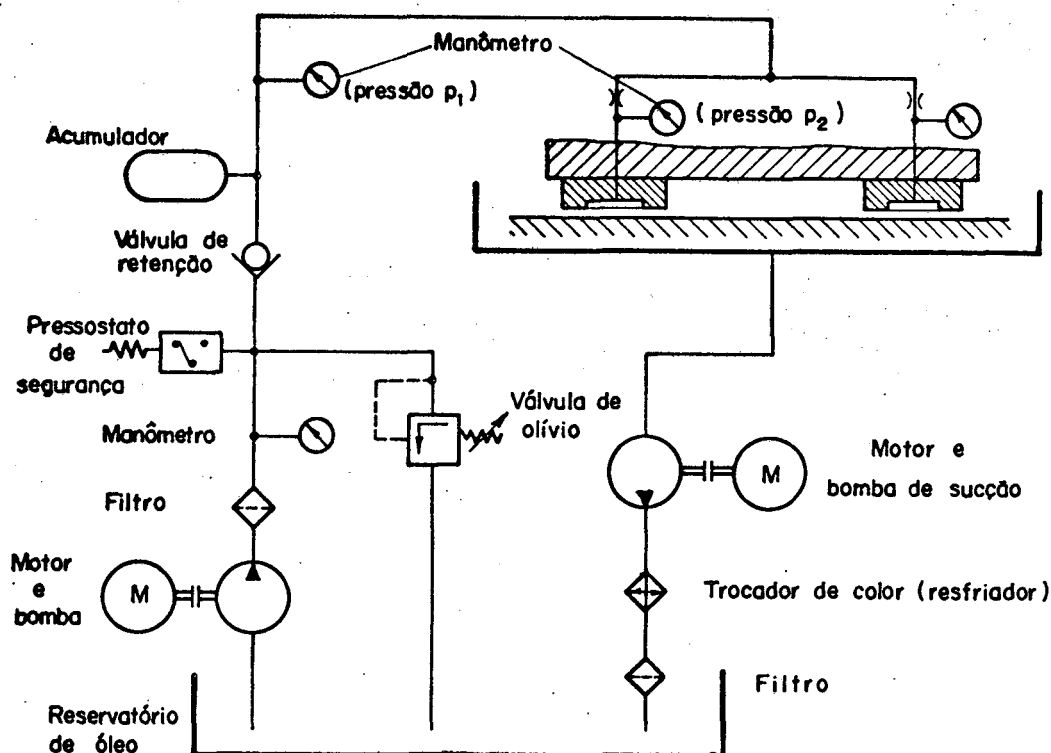


Figura 3.44- Circuito hidráulico de uma guia hidrostática que opera com o sistema de alimentação sob pressão constante [52].

Para o propósito deste circuito, o acumulador hidráulico atua como dispositivo de segurança que visa suprir de óleo todas as sapatas, por um período de tempo limitado, no momento em que houver falta de energia elétrica ou ausência do funcionamento da bomba. Dessa forma, eliminam-se ou reduzem-se os danos sobre as superfícies das guias, principalmente se a máquina estiver sobrecarregada. O acumulador tem uma função adicional que é a de uniformizar a pressão fornecida pela bomba. Todas as bombas, umas mais outras menos, provocam uma certa pulsação na pressão do óleo (regime pulsátil). Para evitar que esta instabilidade seja transmitida para as sapatas, o acumulador hidráulico atua no sentido de estabilizar as ondas de pressão.

O acumulador hidráulico é geralmente mais empregado onde se têm mancais hidrostáticos radiais (por exemplo, em árvores de máquinas-ferramenta), pois neste caso faltando energia a árvore continuará girando devido à sua inércia rotativa, podendo assim causar danos às superfícies do mancal. Nas guias hidrostáticas este efeito inercial é bem menos pronunciado.

As guias hidrostáticas estão sujeitas à contaminação por impurezas oriundas dos elementos do circuito hidráulico, como também, de materiais externos (cavaco, limalha de ferro) associados ao ambiente de trabalho da máquina. Dessa forma, é necessária a instalação de dois filtros de óleo no circuito, um após a bomba e outro no final da linha de retorno.

A válvula de retenção impede que o óleo armazenado no acumulador seja descarregado através da bomba, quando houver ausência de funcionamento desta ou falta de energia elétrica.

O óleo que escoar das bolsas das sapatas é bombeado de volta ao reservatório através de uma bomba de sucção. Na saída desta bomba, o óleo passa através de um trocador de calor sofrendo resfriamento. A maioria dos circuitos hidráulicos para guias hidrostáticas operam sem bomba de sucção.

Para o sistema de alimentação sob vazão constante, normalmente utiliza-se uma bomba de vazão constante para cada bolsa. Neste caso não existe no circuito válvula de alívio nem restritores de entrada. Então, a pressão na bolsa será igual a pressão da bomba. Por questões de segurança da guia hidrostática ou mesmo da própria máquina, faz-se necessária a instalação de um pressostato na tubulação de entrada de cada bolsa. Assim, havendo quebra ou mau funcionamento de uma bomba qualquer do circuito, o pressostato desliga a chave elétrica do motor do sistema de avanço. Da mesma forma, quando se dá a partida na máquina, o pressostato só liga o motor do sistema de avanço após o estabelecimento de uma pressão mínima de óleo nas bolsas de todas as sapatas.

Outro modo alternativo de manter a vazão constante, consiste em utilizar um sistema comum de alimentação com pressão constante p_1 e instalar na entrada de cada bolsa uma válvula controladora de vazão compensada por pressão (veja tópico 3.6, fig. 3.39).

3.8 Discussão sobre a utilização de guias aerostáticas

Inicialmente, faz-se necessário estabelecer as principais diferenças entre os fluidos utilizados em guias pressurizadas a líquido ou a gás, como segue [51]:

a) Os gases são altamente compressíveis, enquanto os líquidos são considerados incompressíveis para a maioria das aplica-

ções práticas;

b) A viscosidade dos líquidos é bem maior do que as dos gases (por exemplo, a viscosidade de um óleo hidráulico fino é cerca de 1000 vezes a viscosidade do ar);

c) A viscosidade de um gás aumenta levemente com o acréscimo da temperatura, enquanto a dos líquidos decresce;

d) Pelo fato dos gases serem compressíveis, mais energia deve ser gasta para se obter um dado volume de gás a uma dada pressão do que é necessário para o mesmo volume de líquido nesta mesma pressão;

e) Em vista de (d) acima, tem-se que um dado volume de gás a alta pressão contém muito mais energia do que o mesmo volume de líquido diante da mesma pressão;

f) Uma parte da energia gasta para comprimir um gás, é responsável pelo aumento de sua temperatura. Inversamente, quando um gás comprimido se expande rapidamente, sua temperatura cai brusca-mente. Por outro lado, quando um líquido é bombeado sua temperatura aumenta devido ao seu cisalhamento interno e ao atrito com as paredes dos tubos. Porém, este processo não é reversível.

As principais diferenças entre guias pres-surizadas a óleo e a ar estão relacionadas a três fatores básicos: a extrema baixa viscosidade do ar relativamente ao óleo; a alta compressibilidade do ar; a inabilidade do ar para agir como lubrificante limite e para proteger os metais da corrosão [51].

Tomando como base os fatores mencionados acima, será apresentada a seguir uma análise comparativa entre as guias pressurizadas a óleo e a ar:

1) Embora o ar esteja disponível em grandes quantidades e sendo o mais barato dos fluidos de trabalho, é necessária a utilização de compressor para o seu bombeamento e de equipamentos auxiliares para remoção da umidade e das impurezas presentes no mesmo. O custo para fornecimento de ar limpo e seco em grandes quantidades e numa adequada pressão é considerável. Por outro lado, devido à baixa viscosidade do ar, as guias aerostáticas requerem uma maior vazão de fluido do que as guias pressurizadas a óleo, para o mesmo trabalho. Desta forma, torna-se necessário utilizar para estas guias, folgas bem menores no sentido de limitar a vazão de ar,

ida

reduzindo assim o custo para o seu fornecimento (pequenos compressores, filtros, etc.). Contudo, devido à necessidade de se manter folgas bastante estreitas entre a soleira e a superfície de suporte, tais guias devem ser fabricadas com maior precisão (acabamento superficial, planicidade, etc.), o que provoca aumento no seu custo.

Nas guias pressurizadas a óleo é possível utilizar folgas bem maiores, reduzindo assim o custo para a sua fabricação. Isto é devido à possibilidade de escolher um óleo que tenha adequada viscosidade na temperatura de operação, tal que folgas razoavelmente grandes não acarretarão potência de bombeamento e vazão excessivas;

2) Em contrapartida, a baixa viscosidade do ar fornece um atrito fluido praticamente desprezável entre as partes deslizantes da guia aerostática. Da mesma forma, o calor gerado devido ao cisalhamento do filme de ar é insignificante. Por outro lado, verifica-se que uma parte do trabalho de compressão do ar é transformado em calor, elevando assim a sua temperatura (energia interna). Porém, boa parte deste calor é perdido por condução e radiação. Conseqüentemente, quando ocorre a expansão do ar através das sapatas (a pressão p_1 cai para p_3) sua temperatura tende a cair, mantendo-se assim as partes da guia aerostática com uma temperatura inferior ou igual à do meio ambiente. Desta forma, considerando o processo de resfriamento do ar devido à sua expansão e o ínfimo calor gerado proveniente do seu cisalhamento em trabalho, conclui-se que as guias aerostáticas são as mais adequadas para sistemas deslizantes que operam em altíssimas velocidades e/ou onde dilatações térmicas devam ser as mínimas possíveis.

3) As discussões precedentes indicam que os critérios a serem estabelecidos para otimização do projeto das guias aerostáticas serão necessariamente diferentes para as guias pressurizadas a óleo. Assim, considerando as guias aerostáticas, sua otimização consiste na determinação da pressão de alimentação, do tamanho e proporções geométricas das sapatas tais que proporcionem adequada rigidez e capacidade de carga com um mínimo de vazão de ar. Por outro lado, no caso das guias pressurizadas a óleo, a otimização do projeto consiste na determinação da pressão, do tamanho e proporções geométricas das sapatas tais que se obtenham a rigidez e capacidade de carga necessárias, assegurando também um equilíbrio

ótimo entre as potências de fricção e de bombeamento (vazão).

4) As guias aerostáticas quando submetidas a cargas pulsantes apresentam praticamente a mesma rigidez quando sujeitas a cargas constantes ou que variam lentamente. De modo contrário, nas guias pressurizadas a óleo a rigidez cresce rapidamente com o aumento da frequência de oscilação da carga aplicada. Estas diferenças relacionam-se ao fato de que nas guias pressurizadas a óleo a ação do "squeeze-film" é bem mais pronunciada do que nas guias aerostáticas. Como se sabe, o "squeeze-film" origina-se quando um filme fluido é comprimido entre duas superfícies. À medida que a folga entre as superfícies é diminuída, surge uma resistência à expulsão do fluido que impede o contato sólido-sólido. Esta resistência é devida basicamente ao cisalhamento do filme fluido, que depende de sua velocidade e viscosidade. Deste modo, quando as folgas entre as superfícies se tornam muito pequenas, a velocidade de cisalhamento do filme fluido se torna bastante grande, originando uma elevação de pressão no fluido que tende a impedir o contato entre as superfícies. Portanto, devido à baixa viscosidade do ar, a ação do "squeeze-film" numa guia aerostática (mesmo para pequenas folgas) resulta em baixas pressões de reação do filme de ar, incapazes de oferecerem uma resistência razoável a forças pulsantes. De modo contrário, no filme de óleo, pelo efeito do "squeeze-film", criam-se altas pressões reativas quando cargas pulsantes externas tendem a decrescer bruscamente a folga de trabalho. Tais pressões são responsáveis pelo rápido aumento da rigidez do filme de óleo.

5) O efeito do "squeeze-film" fornece também às guias pressurizadas a óleo, uma maior ação de amortecimento responsável pela dissipação de energia vibratória associada ao elemento móvel. A energia dissipada é convertida em calor pelo cisalhamento do filme de fluido.

Isto justifica em parte o fato das guias pressurizadas a óleo serem mais estáveis no trabalho do que as guias aerostáticas. Portanto, com o emprego de guias pressurizadas a óleo, as máquinas-ferramenta terão uma maior rigidez dinâmica proporcionada pelo efeito de amortecimento do "squeeze-film".

6) Pelo fato do ar apresentar alta compressibilidade, as bolsas das guias aerostáticas devem ser de pequeno tamanho para

evitar instabilidade no elemento suportado (vibrações) e para reduzir o tempo de resposta da pressão da bolsa quando ocorrerem mudanças bruscas na folga de trabalho. Desse modo, no projeto de uma sapata aerostática utilizam-se amplas soleiras e pequeníssimas bolsas, para assim minorar os efeitos, da elasticidade do fluido compressível (ar), sobre a rigidez e estabilidade da guia aerostática. Portanto, sendo a maior parte da sapata aerostática constituída de soleira, as guias pressurizadas a ar apresentam uma baixa capacidade de carga. Comparativamente, para o mesmo trabalho, as guias pressurizadas a óleo apresentam menor tamanho do que as aerostáticas, ainda que o ar possa ser fornecido à mesma pressão do óleo. Isto se deve basicamente a dois fatores: à necessidade de se ter grandes soleiras e à necessidade de se evitar altas pressões de alimentação.

O comportamento mecânico instável das guias aerostáticas é determinado, fundamentalmente, pela quase ausência da ação do "squeeze-film" nas soleiras das sapatas e pela alta compressibilidade do ar.

Em vista do exposto nos itens 4, 5 e 6 conclui-se que as guias pressurizadas a óleo são as mais adequadas onde se têm as seguintes condições de operação e requisitos de projeto:

- alta rigidez estática e dinâmica;
- as cargas aplicadas são altas e/ou pulsantes;
- estabilidade de operação (ausência de vibrações);
- alta capacidade de amortecimento de vibrações na direção normal;
- alta capacidade de carga.
- menor espaço disponível para instalação.

7) A teoria das guias aerostáticas é mais complicada em comparação com a das guias pressurizadas a óleo, pelo fato das relações entre pressão e vazão naquelas serem mais complexas devido à compressibilidade do ar. Conseqüentemente, o projeto das guias aerostáticas apresenta maior dificuldade.

8) As guias aerostáticas são lubrificadas por um filme de ar, porém pode ocorrer eventualmente atrito sólido entre as superfícies dos membros móvel e fixo, devido a sobrecargas ou à falha no sistema de alimentação de ar. Neste caso, devido à inabili-

dade do ar de agir como lubrificante limite, podem resultar sérios danos às superfícies deslizantes. Adicionalmente, o ar também é incapaz de proteger as superfícies metálicas das guias da corrosão. De modo contrário, o filme de óleo presente na bolsa e na soleira de uma guia hidrostática fornece alguma lubrificação para intervalos de tempo limitado e também alguma proteção contra corrosão. Desta forma, é essencial, no caso das guias aerostáticas, selecionar materiais especiais e/ou tratamentos superficiais para as partes em atrito, tais que propiciem a redução dos danos associados à corrosão e a eventuais situações de atrito sólido.

9) Pelo fato de um dado volume de ar comprimido ter muito mais energia do que um igual volume de líquido à mesma pressão, altas pressões pneumáticas são mais perigosas do que altas pressões hidráulicas, sendo estas últimas também mais facilmente atingidas. Desta forma, no projeto de uma guia aerostática, maiores precauções devem ser tomadas contra acidentais vazamentos de ar. Do mesmo modo, especiais precauções devem ser tomadas em todo sistema de alimentação de ar para evitar a formação da mistura óleo-ar sujeita a explosões por auto-ignição sob altas pressões.

Para finalizar, serão mencionadas algumas vantagens adicionais relacionadas às guias aerostáticas:

- a) O ar é quimicamente inerte e pode ser usado onde existe problemas associados com contaminação de materiais;
- b) O ar não precisa de equipamento para retorno e coleta após o uso;
- c) Como consequência de (a) e (b), têm-se que é permitido o ar escapar livremente da guia, não sendo necessário o uso de selos de vedação.

CAPÍTULO 4

GUIAS DE ROLAMENTO

4.1 Introdução

Neste capítulo, será apresentada uma abordagem sobre guias de rolamento abrangendo os seguintes tópicos: a) tipos e arranjos utilizados; b) descrição das características operacionais e de projeto, tais como: capacidade de carga estática e dinâmica, atrito, vida nominal, pré-carga, etc.; c) considerações sobre cálculo da carga nos elementos rolantes, da rigidez e deformação na guia de rolamento; d) recomendações para fabricação e montagem; e) lubrificação; f) dispositivos de proteção.

O projetista de máquinas-ferramenta está interessado em selecionar a guia de rolamento mais apropriada para uma determinada aplicação. Neste sentido, o objetivo deste capítulo não é desenvolver uma metodologia para o projeto de guias de rolamento, visto que estes elementos de máquina já foram exaustivamente estudados e podem ser adquiridos, no mercado, em forma e tamanho normalizados. Assim, a preocupação principal neste trabalho, é fazer uma exposição descritiva sobre as guias de rolamento, ao mesmo tempo fornecendo orientações para a sua correta seleção e aplicação.

Em linhas gerais, as guias de rolamento para movimentos lineares são utilizadas em máquinas-ferramenta pelos seguintes motivos:

a) apresentam baixa resistência ao movimento e pequena diferença entre o coeficiente de atrito estático e dinâmico (ausência de "stick-slip"). Logo, obtém-se um alto rendimento mecânico, como também, excelente precisão de posicionamento, mesmo diante de baixas velocidades de avanço;

b) devido à sua baixa resistência ao atrito, pouco calor é gerado, permitindo assim movimentos de alta velocidade. Isto aumenta a produtividade da máquina-ferramenta;

c) proporcionam economia de potência elétrica e redução nos custos da máquina, visto que os esforços para acionamento e a

energia dissipada por atrito são pequenos, possibilitando assim a instalação de componentes compactos (motor, fuso de movimento, mancais, etc.);

d) apresentam grande vida útil e alta precisão. Esta última é mantida por longo período de tempo;

e) exigem pouca manutenção.

4.2 Tipos de guias de rolamento

O tipo de guia de rolamento a ser empregado numa dada aplicação depende dos seguintes fatores:

- tipos, valores e direções das cargas externas;
- espaço disponível na máquina;
- valor relativo do curso (limitado ou ilimitado);
- rigidez estática e precisão requeridas;
- facilidade de montagem e ajustagem;
- nível de vibrações e choques associados ao trabalho da máquina;
- valores da máxima velocidade, aceleração e frequência de deslocamento do elemento móvel;
- custo de aquisição.

Antes de descrever os tipos principais de guias de rolamento, será apresentado na figura 4.1 um diagrama que permite enquadrar os diferentes tipos de guias dentro de uma classificação mais geral. Conforme este diagrama, as guias de rolamento podem ser classificadas, primeiramente, de acordo com a forma dos elementos rolantes. Desse modo, têm-se *as guias de esferas, as de rolos cilíndricos e as de agulhas*.

O segundo critério escolhido para classificação, é o modo de movimentação dos elementos rolantes. Assim, têm-se *as guias não-recirculantes e as recirculantes*. As primeiras têm curso limitado, ou seja, os elementos rolantes não sofrem recirculação durante o movimento. As segundas permitem curso ilimitado e são empregadas quando o curso é longo ou o elemento móvel é menor do que o curso. Neste caso, os elementos rolantes recirculam quando em movimento. No diagrama foram designadas como *normais* as guias convencionais que não apresentam características

especiais.

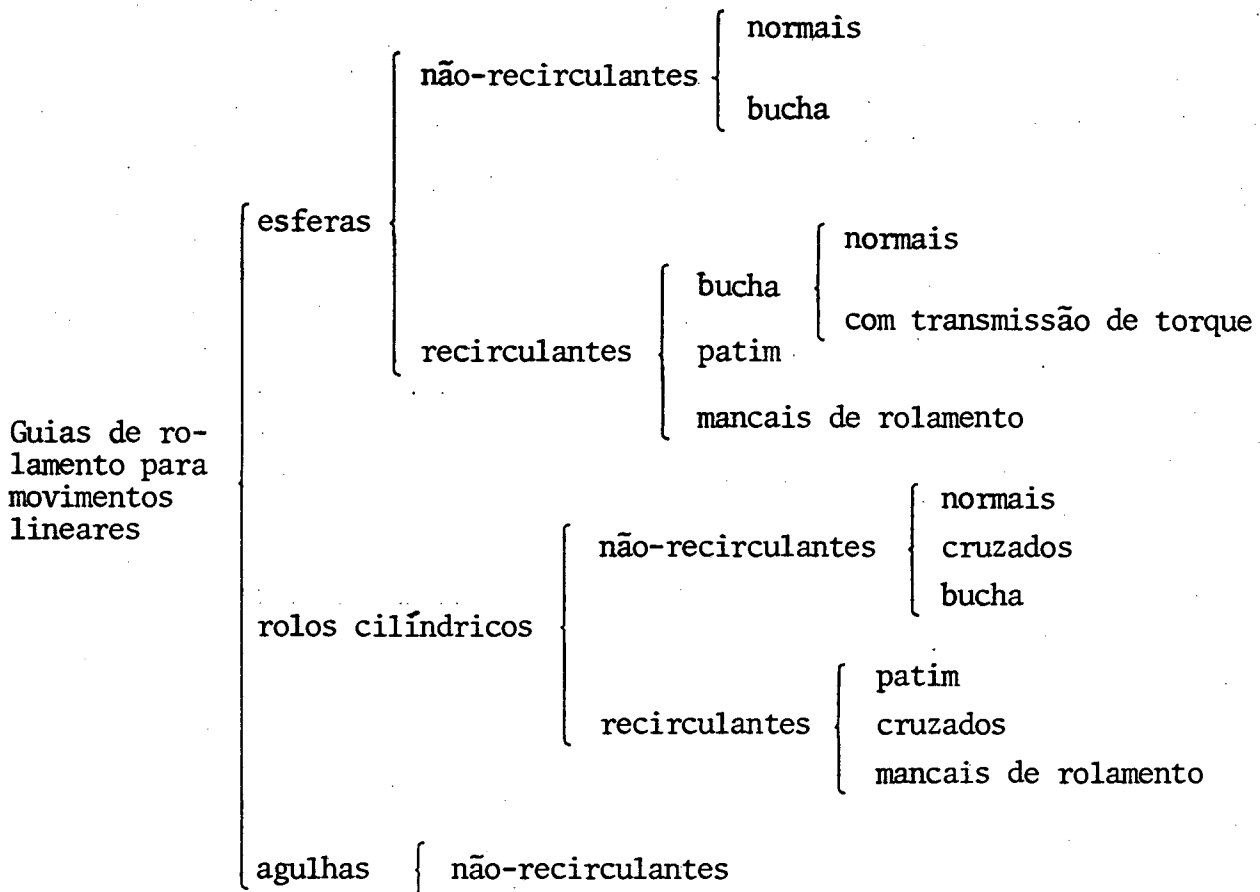


Figura 4.1 - Classificação das guias de rolamento.

Uma das funções da guia é a de suportar cargas externas que atuam no elemento móvel. Assim, é importante inicialmente saber quais as forças e/ou momentos que cada guia pode suportar. Isto é conhecido através da *matriz carregamento* [65]. Esta matriz é mostrada na figura 4.2, juntamente com o sistema de coordenadas para forças e momentos. Os elementos desta matriz podem assumir os valores 0 (zero) (liberdade de movimento na direção e sentido da carga) e 1 (um) (restrição ao movimento). A matriz carregamento permite a caracterização de todas as guias, desde a que só admite o suporte de forças num único sentido, até as que resistem a todos os tipos de carregamentos externos.

No texto abaixo, serão descritos os tipos construtivos das guias apresentadas no diagrama (fig. 4.1), bem como os desenhos esquemáticos e as correspondentes matrizes carregamento.

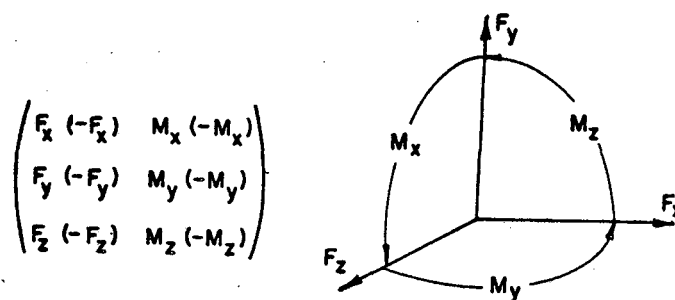


Figura 4.2 - Matriz carregamento genérica [65].

Guias de esferas

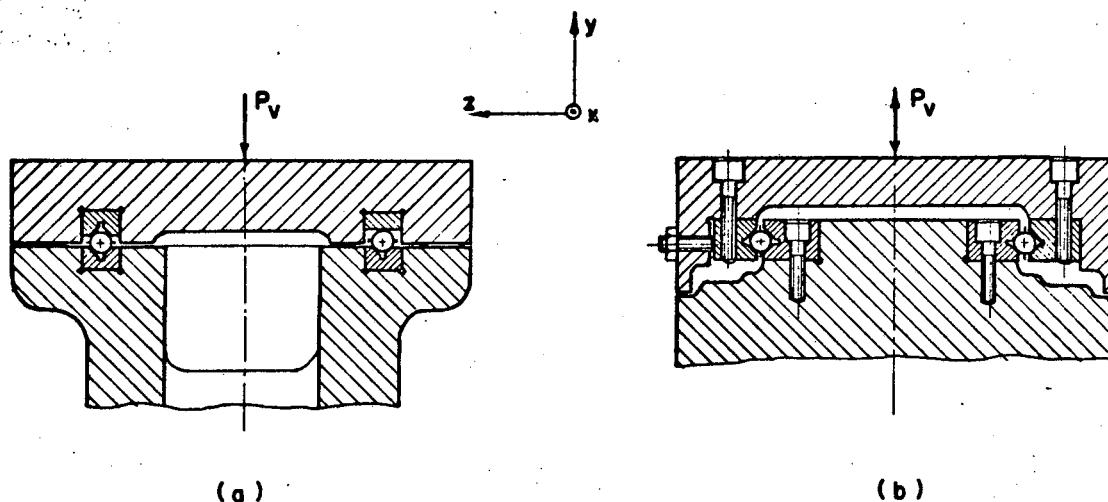
a) não-recirculantes

As figuras 4.3 a e b mostram dois tipos construtivos de *guias normais*. A da figura 4.3a é *aberta*, ou seja, só suporta carga vertical (P_V) para baixo, enquanto a da figura 4.3b é *fechada*, suporta carga vertical (P_V) em ambos sentidos. As suas matrizes carregamento fornecem às solicitações externas que podem ser suportadas pelas respectivas guias.

As guias da figura 4.3b são pré-carregadas lateralmente para eliminar a folga e aumentar a sua rigidez. Isto proporciona aumento da precisão de movimento (ver tópico 4.4).

As esferas rolam entre trilhos de aço temperado e retificado. As pistas dos trilhos podem ser polidas, após a retificação, para melhorar seu acabamento superficial. Para evitar que as esferas sejam espalhadas, estas são alojadas numa gaiola (corrente) porta-esferas. A velocidade de translação das esferas é a metade da velocidade do elemento móvel. Assim, a gaiola de esferas desloca-se sempre a metade da distância percorrida pelo elemento móvel (ver tópico 4.4).

As guias normais podem ser adquiridas no mercado já completas. Neste caso, o fabricante fornece os trilhos, os parafusos, a gaiola de esferas, bem como as instruções para montagem. É possível também comprar somente a gaiola e construir os trilhos na própria empresa, conforme especificações do fabricante. Existem, também, empresas especializadas que fornecem apenas os trilhos.



$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix}$$

Figura 4.3 - Guias de esferas não-recirculantes normais: (a) aberta; (b) fechada.

A guia da figura 4.3a tem sua aplicação quando a carga vertical total - F_y , é devida em sua maior parte ao peso próprio do elemento móvel e varia levemente durante as operações de usinagem. A da figura 4.3b suporta todo tipo de solicitação externa, exceto forças na direção x . Devido ao pré-carregamento, esta guia é bem mais rígida do que a anterior. Em geral, as guias de esferas não-recirculantes são empregadas para cargas leves e moderadas.

As guias de bucha de curso limitado permitem movimento circular e linear. Desta forma, podem ser empregadas em mecanismos que apresentam uma combinação destes movimentos. A figura 4.4 mostra o desenho esquemático de um tipo construtivo. A gaiola porta-esferas desloca-se entre o eixo cilíndrico de suporte e a bucha. As esferas são dispostas na gaiola em zig-zag de forma a terem trajetórias distintas durante o movimento, contribuindo assim para a redução da fadiga superficial das pistas de rolamento. Esta disposição proporciona também uma distribuição de carga mais uniforme.

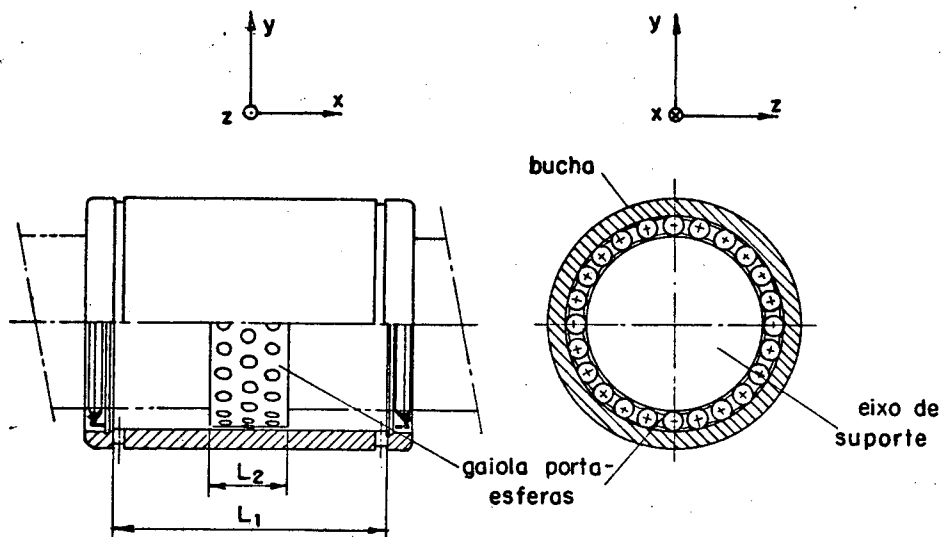
O curso é dado pela seguinte expressão:

$$C_s = 2(L_1 + L_2 - 2L_3) \quad (4.1)$$

onde;
 L_1 - comprimento efetivo da bucha
 L_2 - comprimento da gaiola
 L_3 - comprimento de superposição da gaiola e bucha.

A figura 4.5 mostra o esquema de deslocamento máximo de uma bucha para o caso em que $L_2 \geq L_1$. Para a bucha da figura 4.4 tem-se $L_2 < L_1$ e $L_3 = L_2$.

As buchas de curso limitado apresentam menor preço, maior capacidade de carga e vida nominal comparando-se com as de esferas recirculantes de mesmo tamanho.



$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix}$$

Figura 4.4 - Guia de bucha com esferas não-recirculantes [66].

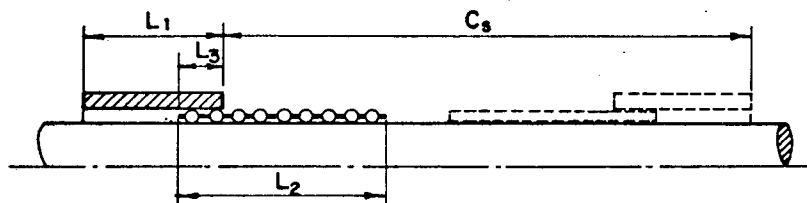


Figura 4.5 - Esquema de deslocamento máximo de uma bucha de esferas de curso limitado [67].

b) recirculantes

As guias de bucha normais (fig. 4.6) permitem curso ilimitado

mitado, porém não suportam torques em torno do eixo do movimento linear ($\pm M_x$). A figura 4.6 mostra o desenho de uma guia de bucha com 6 (seis) circuitos de esferas recirculantes. As esferas rolam entre o eixo cilíndrico e a bucha. Como, durante o movimento, as esferas se atrasam em relação à bucha, é necessário prover circuitos internos para a sua recirculação.

A capacidade de carga estática e dinâmica (ver tópico 4.4) dessas guias varia de acordo com o número de circuitos de esferas recirculantes, bem como com a posição da carga em relação aos circuitos.

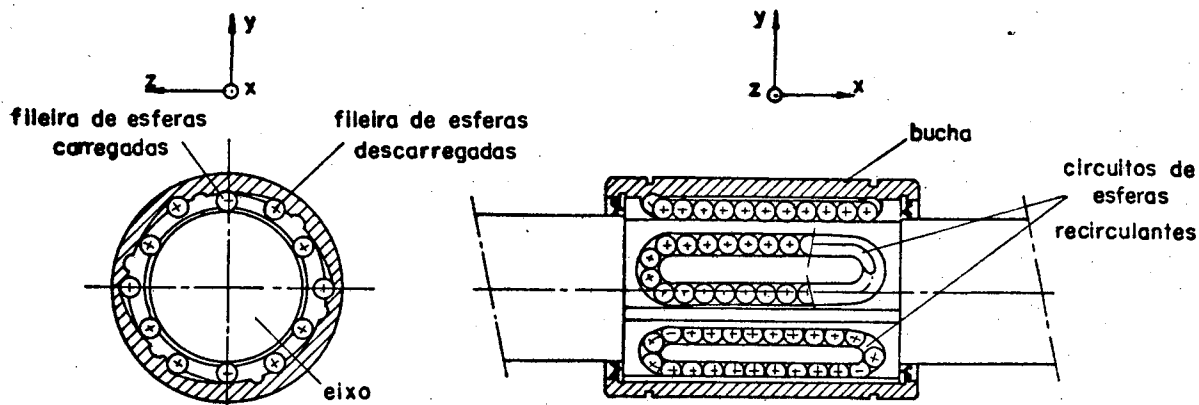
Existem vários tipos construtivos de guias de buchas normais, a saber:

tipo fechado (fig. 4.6) é montado no eixo cilíndrico sem folga. Este tipo não permite ajuste de pré-carga;

tipo ajustável (fig. 4.7a) apresenta um rasgo longitudinal na bucha. Assim, é possível se fazer o ajuste de folgas através de um alojamento com diâmetro regulável. O valor da pré-carga é dado em função do maior ou menor aperto que é fornecido pelo alojamento da bucha;

tipo aberto (fig. 4.7b) é empregado nos casos onde se necessita apoiar o eixo na região de movimento de trabalho. Isto é feito para evitar a flexão do eixo, principalmente se este for longo.

As guias de bucha normais apresentam baixa capacidade de carga e rigidez. Isto se deve ao limitado número de circuitos de esferas suportantes e ao contato pontual destas com o eixo. Assim, são empregadas para situações de trabalho com cargas leves e moderadas. Os requisitos de precisão para instalação são exigentes.



$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix}$$

Figura 4.6 - Guia de bucha normal com esferas recirculantes |66|.

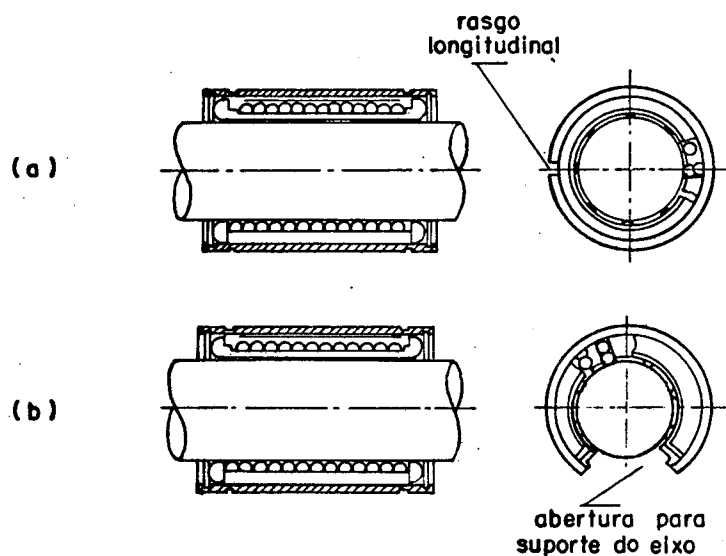


Figura 4.7 - Guia de bucha normal com esferas recirculantes: (a) tipo ajustável; (b) tipo aberto |67|.

A figura 4.8 mostra um tipo construtivo de *guia de bucha* que permite a transmissão de torque em torno do eixo do movimento linear ("Ball spline"). As esferas rolam em contato angular entre o eixo ranhurado e as pistas da bucha. Assim, além de suportar forças na direção perpendicular ao movimento, as buchas podem transmitir torques.

Com o emprego dessas buchas é possível guiar o elemento móvel e transmitir momentos de torção através de um único eixo.

Elas permitem movimentos linear e de rotação de alta velocidade . Nas aplicações em que se deseja transportar a carga de trabalho sem rotação, estas buchas apresentam vantagens em relação às buchas normais, tais como:

- é possível utilizar apenas um eixo, obtendo assim um projeto mais compacto e econômico (as buchas normais exigem dois eixos para suportar momentos torçores);

- facilidade de instalação (elimina-se a dificuldade para alinhamento de eixos paralelos);

- permite o suporte de maiores momentos ($\pm M_x$) e forças radiais ($\pm F_y$, $\pm F_z$).

Forç

Estas guias já vem pré-carregadas de fábrica. A seleção da classe de pré-carga depende do tipo de aplicação.

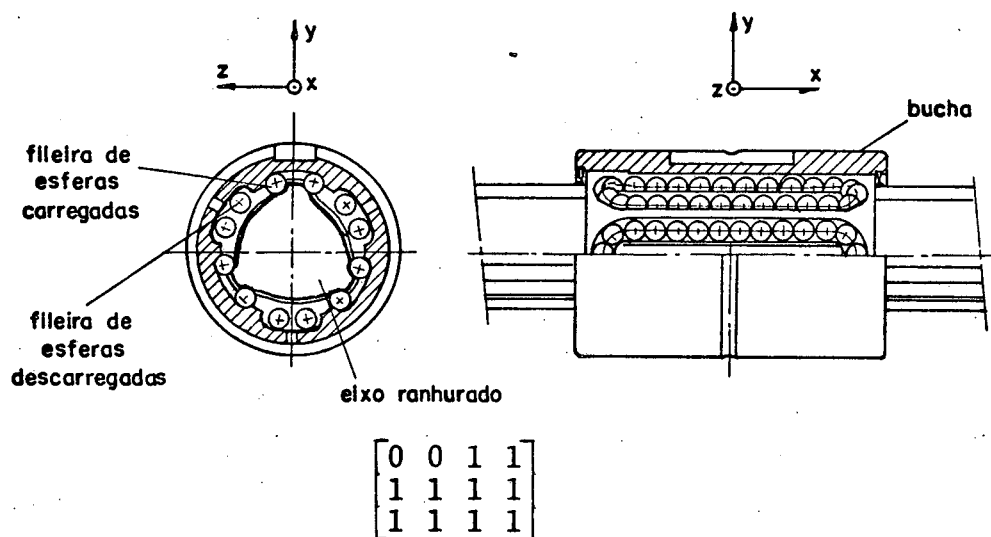


Figura 4.8 - Guia de bucha de esferas recirculantes com transmissão de torque ($\pm M_x$) |66|.

A figura 4.9 mostra dois tipos construtivos de *guia de patim*. Cada um deles apresenta igual capacidade de carga nas direções vertical e horizontal em ambos sentidos. Como se vê nesta figura, quatro fileiras de esferas suportam as cargas externas, ao mesmo tempo que recirculam no interior do patim durante o movimento. As pistas de rolamento podem ser construídas com perfil na forma de arco circular (fig. 4.9a) ou gótico (fig. 4.9b). No primeiro caso, cada esfera tem dois pontos de contato com as pistas, enquanto no segundo, quatro pontos de contato. Sob ação de car-

gas, ocorrem deformações elásticas e/ou plásticas nas esferas e pistas, tal que o contato não mais se dá num ponto, mas numa pequena área. Como consequência, tem-se um escorregamento da esfera, na região de contato, durante o seu rolamento. Este fenômeno é conhecido como *escorregamento diferencial* [66,68]. Ele ocorre pelo fato da esfera apresentar rolamento puro em torno de apenas um único ponto (centro instantâneo de rotação) dentro da região de contato. Os outros pontos da zona de contato sofrem escorregamento durante o movimento. A figura 4.10 mostra que o arco circular fornece menor escorregamento diferencial em comparação ao arco gótico. Isto significa que guias de patim com arco de contato circular oferecem menor resistência à fricção, como também, menor desgaste (maior vida útil) em relação às com arco gótico.

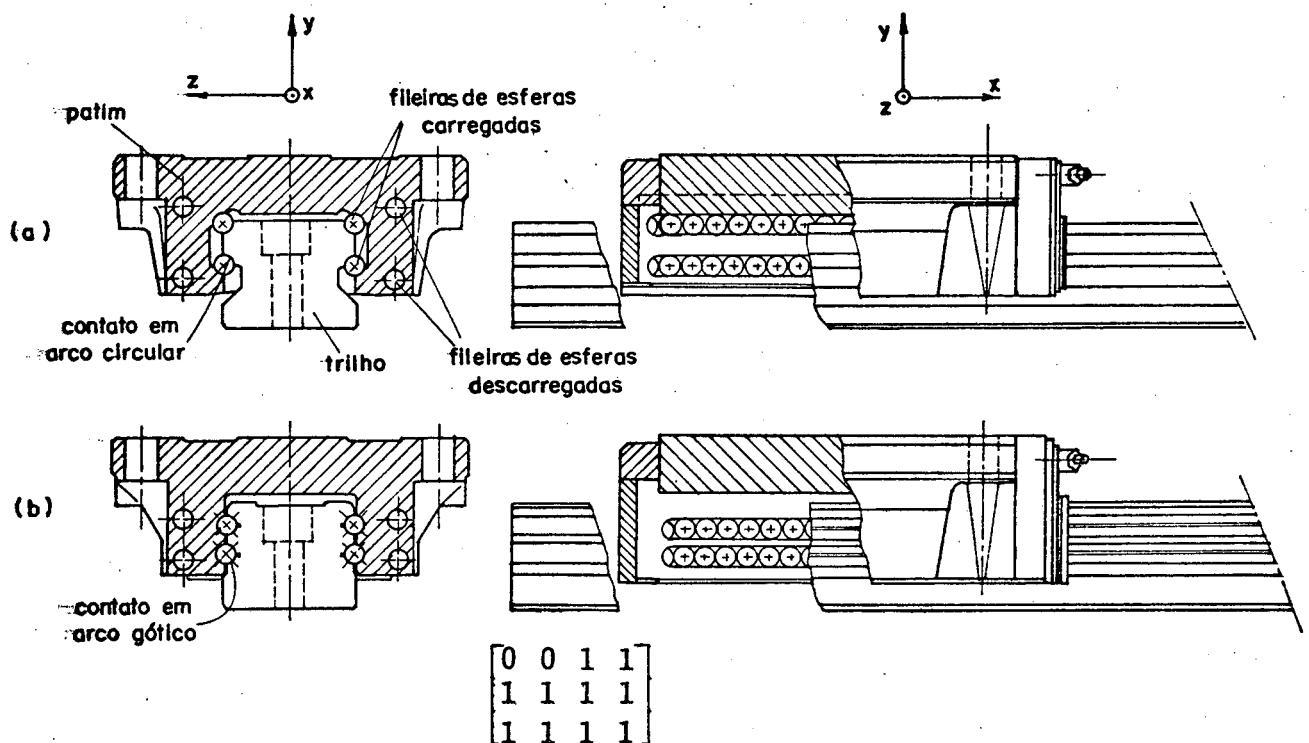


Figura 4.9 - Guias de patim de esferas: (a) com arco circular de contato; (b) com arco gótico de contato [66,69].

Por outro lado, para o mesmo número de fileiras e tamanho de esferas, as guias de patim com arco gótico têm maior capacidade de carga do que as com arco circular, pois apresentam o dobro de pontos de contato.

As guias de patim com arco circular têm maior habilida-

de, em relação às com arco gótico, para absorver erro de nivelamento e planicidade do barramento, como também, deflexões da mesa. Esta capacidade de auto-ajustagem é extremamente necessária, pois do contrário, grandes forças e momentos internos seriam originados nos patins devido aos erros de montagem [68].

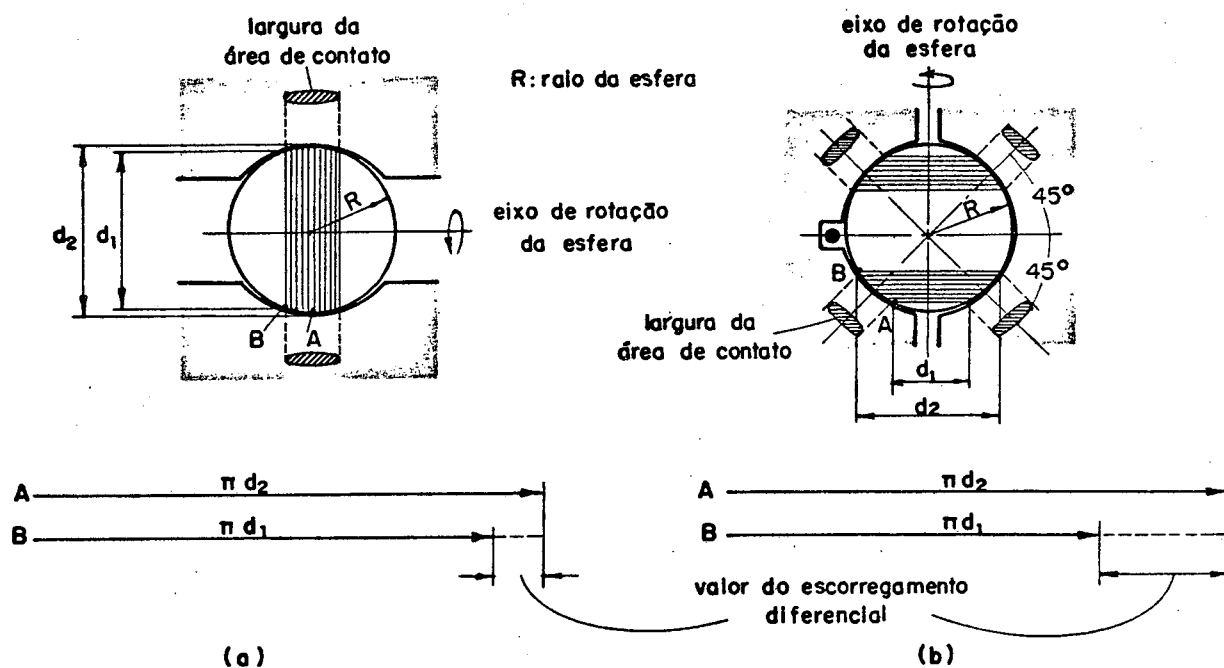


Figura 4.10 - Contato esfera/pista de rolamento: (a) arco circular; (b) arco gótico [66].

As guias de patim mostradas na figura 4.9 são fornecidas pelos fabricantes em vários níveis de pré-carga (folga normal, leve pré-carga, média pré-carga, etc.). Estes tipos construtivos não têm dispositivos para ajuste da pré-carga.

Os patins podem ser fixados à mesa através de parafusos com a rosca alojada no patim ou na mesa. A escolha entre estas duas formas de fixação depende das possibilidades construtivas e das facilidades de montagem do patim na mesa.

Os patins são comercializados em várias classes de precisão. A escolha de uma determinada classe depende do tipo de aplicação.

Estas guias são normalmente empregadas para situações onde se requer alta capacidade de carga nas direções y e z , bem como alta rigidez e precisão de movimento.

A figura 4.11 mostra uma *guia de patim tipo separado*. Ela tem igual capacidade de carga nas direções horizontal e verti

cal. O ajuste da pré-carga é possível através de dispositivos específicos, tais como, parafuso, régua em cunha, pino excêntrico. Este tipo construtivo de patim é empregado, principalmente, nas situações onde se tem pouco espaço para instalação.

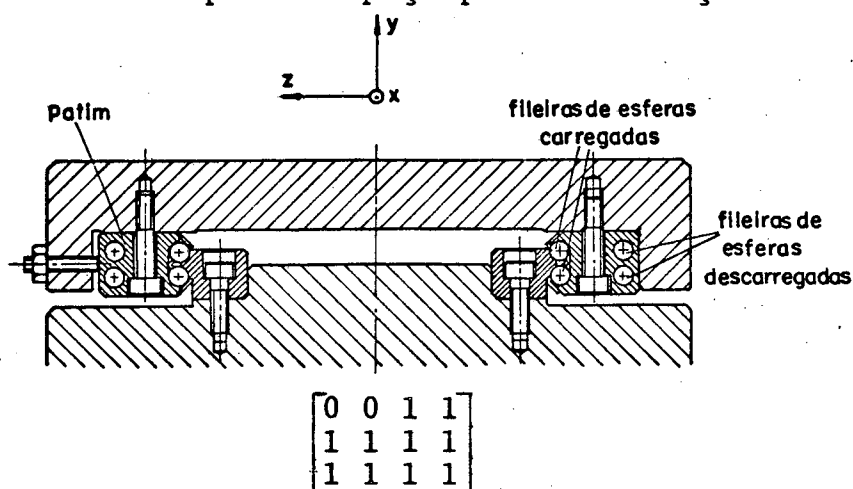


Figura 4.11 - Guia de patim tipo separado |66|.

A figura 4.12 mostra dois tipos construtivos de guias que utilizam mancais de rolamento de esferas. Sua aplicação em máquinas-ferramenta é pouco frequente. Normalmente são empregadas

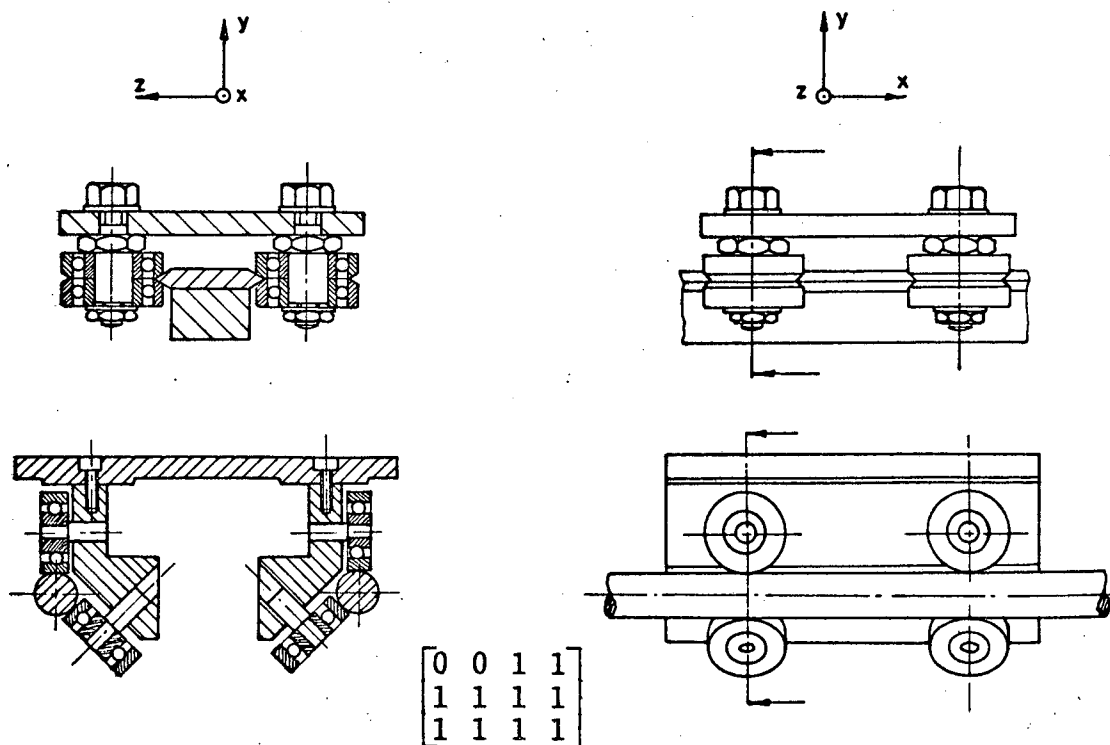


Figura 4.12 - Guias com mancais de rolamento de esferas |65|.

em carros e mesas de pequeno tamanho que operam com cargas leves. Pode-se, também, utilizar mancais de rolos cilíndricos (veja fig. 4.1).

Guias de rolos cilíndricos

Os rolos cilíndricos, presentes nas guias, apresentam grande tendência para terem desvios angular (*inclinação*) e lateral no plano de rolamento. Tais desvios provocam aumento da resistência à fricção e aceleram o processo de desgaste (menor vida útil) nos rolos, nas gaiolas e pistas de rolamento, como também, reduzem a precisão de movimento da guia. Estes processos se tornam bem mais intensos nos casos em que as gaiolas são defeituosas (erro de fabricação, empenamento, etc.) e as pistas das guias não paralelas. Os fabricantes utilizam diversos meios para minimizar este problema (veja referências [66,71,73,75]). Por outro lado, as guias de esferas não apresentam estes problemas durante o seu movimento, porém, têm menor capacidade de carga e rigidez do que as guias de rolos (contato pontual ao invés de linear).

Para evitar o surgimento de picos de tensão nas extremidades dos rolos (tensões de canto), é aconselhável utilizar rolos com perfil em forma de barril, entre a parte central cilíndrica e os cantos. Este tipo de perfil proporciona uma distribuição uniforme das tensões ao longo da linha de contato, como também, torna os rolos e as pistas menos susceptíveis a danos devido a erros de inclinação e de alinhamento [70,71].

a) não-recirculantes

A figura 4.13 mostra dois tipos construtivos de guias que utilizam *rolos normais* (fig. 4.13a) e *agulhas* (fig. 4.13b). Os elementos rolantes são alojados em gaiolas planas fabricadas de aço ou plástico. Estas gaiolas podem ter uma ou duas fileiras de rolos ou agulhas. As de duas fileiras podem ser conformadas em ângulo. Neste caso, são empregadas em guias em forma de "V".

As guias de agulhas têm maior capacidade de carga e rigidez do que as de rolos de mesmo comprimento. Isto se deve ao efeito predominante do maior número de agulhas por unidade de com

primento. Por outro lado, exigem maior precisão de fabricação e maior cuidado com limpeza.

É possível, através de uma adequada combinação e arranjo de diferentes formas de trilhos, projetar uma variedade de tipos construtivos de guias (com rolos ou agulhas) de curso limitado. Estas guias são empregadas nas situações em que se requer alta capacidade de carga e rigidez, como também, baixa resistência ao atrito.

Alguns fabricantes fornecem tanto as gaiolas como os trilhos em tamanhos normalizados. Outros fornecem apenas os trilhos ou as gaiolas [72,73].

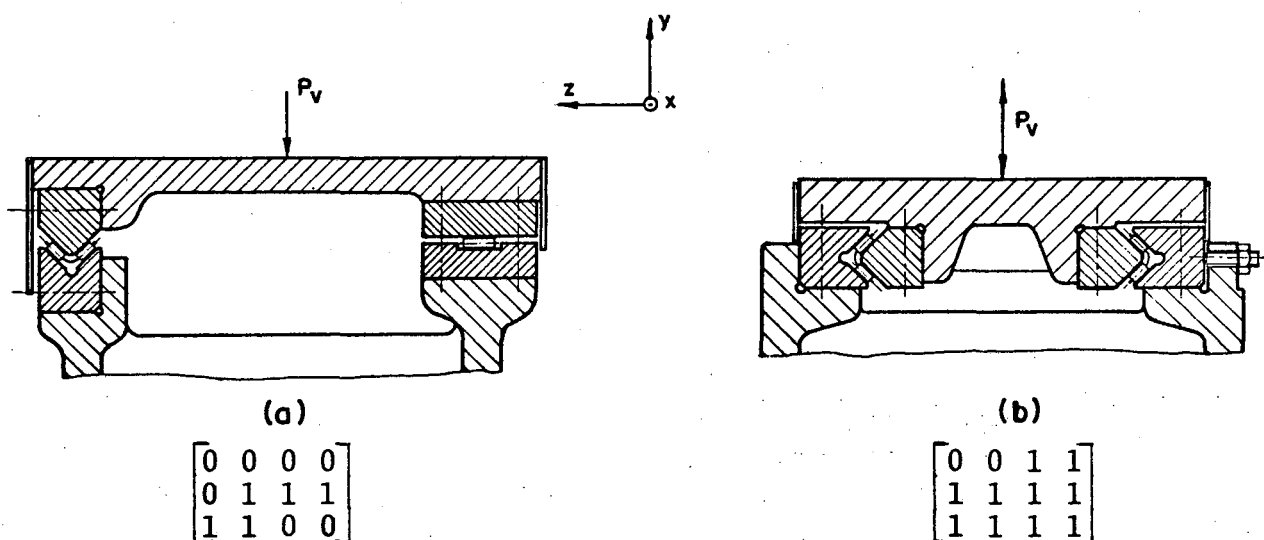


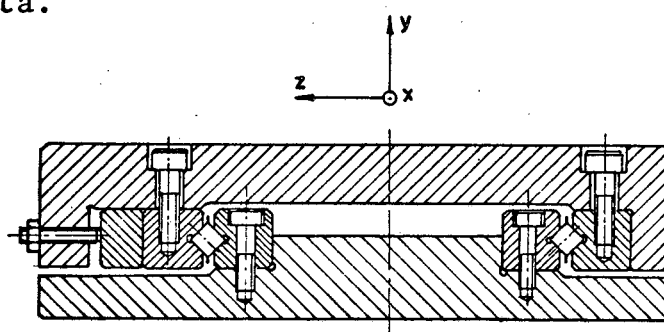
Figura 4.13 - Guias não-recirculantes normais: (a) rolos cilíndricos; (b) agulhas [72].

A figura 4.14 mostra uma *guia de rolos cruzados*. Os rolos são colocados, alternadamente, numa corrente porta-rolos com eixos de rotação deslocados de 90°. Esta corrente é montada entre dois trilhos com pistas em forma de "V" (90°) (veja figs. 4.15a e b). Assim, é possível suportar forças nas direções vertical (y) e horizontal (z), como também, momentos em relação aos eixos x, y e z. Estas guias são pré-carregadas lateralmente por meio de parafusos, régua paralela ou em cunha.

Durante a operação, a corrente e os rolos deslocam - se somente metade da distância percorrida pelo trilho móvel. Limitadores de curso são instalados nas extremidades dos trilhos (fig. 4.15a).

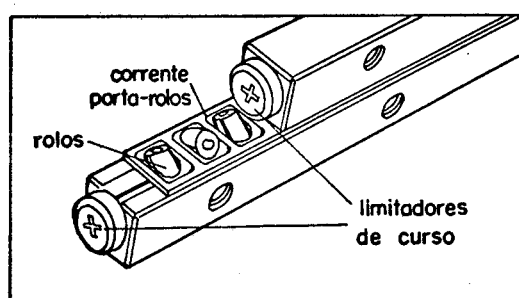
Os trilhos móveis são fixados por parafusos, seja com a rosca alojada no elemento móvel ou no trilho. A escolha entre estes dois modos de fixação, depende das facilidades construtivas e de montagem. Os trilhos fixos são normalmente aparafusados com a rosca no barramento.

As correntes de rolos cruzados são comercializadas numa faixa de tamanhos normalizados de modo a atender os diversos níveis de carregamento (leve, médio, pesado) exigidos pelas máquinas-ferramenta.

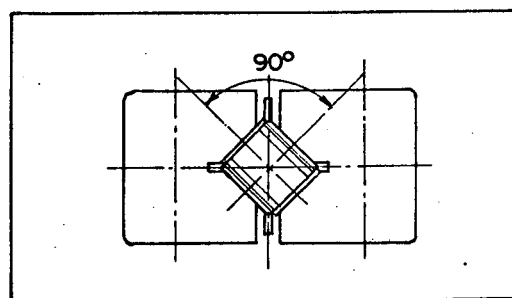


$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix}$$

Figura 4.14 - Guia de rolos não-recirculantes cruzados |66|.



(a)



(b)

Figura 4.15 - Par de trilhos móvel e fixo com corrente porta-rolos |74|.

As guias de bucha de curso limitado são construídas com rolos abaulados, possibilitando a sua adaptação às superfícies curvas da bucha e do eixo (fig. 4.16). Como, em cada rolo, se têm três linhas de contato para a transmissão de forças, estas buchas apresentam uma capacidade de carga, de aproximadamente, 6 (seis) vezes maior do que às de esferas não-recirculantes de mesmo tama-

no. Do mesmo modo, selecionando-se um adequado valor de pré-car_{ga}, pode-se obter uma rigidez da ordem de 9 (nove) vezes em relação às aquelas últimas [75]. As guias de bucha de rolos não suportam momentos torçores em torno do eixo x ($\pm M_x$).

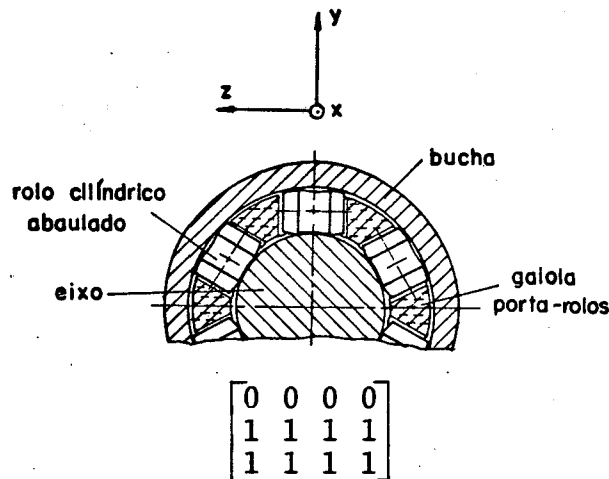


Figura 4.16 - Guia de bucha com rolos não-recirculantes [75].

b) recirculantes

A figura 4.17 mostra um tipo construtivo de *guia de patim com rolos*. Os rolos, alojados numa gaiola (retentor), recirculam no interior do patim durante o seu movimento. Os patins de rolos, apresentam a mais alta relação da capacidade de carga/tamanho, entre todos os sistemas compactos de guias recirculantes. Por isso, são apropriados para situações onde se necessita de curso i limitado e ao mesmo tempo, grande capacidade de carga, rigidez, repetibilidade e precisão de posicionamento [66].

Em geral, as guias recirculantes sofrem variação em sua rigidez durante o movimento. Isto se deve à contínua mudança do número de elementos rolantes suportantes (de n a $n+1$) na zona de carregamento [52]. Por isso, tais guias, em maior ou menor grau, provocam variações na altura do elemento suportado durante o seu movimento, quando este está submetido a carga constante. Em vista das considerações acima, é de extrema importância que o projeto dos patins de rolos seja efetuado, de modo que a entrada e saída dos elementos rolantes da zona de carga se façam gradualmente (sem choques).

Geralmente, os patins são montados um contra o outro, aos pares (fig. 4.19b), e pré-carregados através de régua paralela, em cunha ou por parafusos e molas especiais [66,73]. Outros métodos para pré-carga destes patins estão descritos na referência [80].

A montagem dos patins se dá através de parafusos com rosca alojada no elemento móvel ou no patim.

Os valores dos elementos da matriz carregamento dependem do arranjo construtivo dos patins na guia. Normalmente, utilizam-se arranjos cuja matriz é igual à da figura 4.14 (veja tópico 4.3).

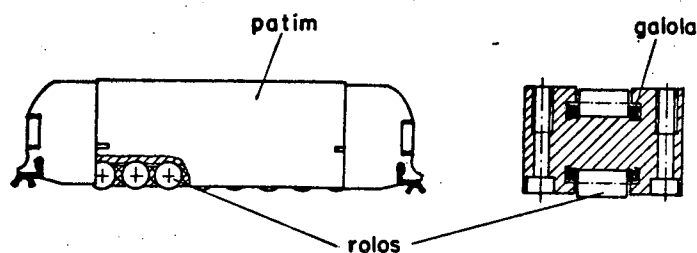


Figura 4.17 - Guia de patim de rolos recirculantes [73]

Utilizando-se de uma corrente de rolos cruzados montada sobre um par de polias em "V" (fig. 4.18a), é possível construir uma guia de rolos cruzados de curso ilimitado. O diâmetro das polias deve ser escolhido de modo que, no mínimo, sete elos da corrente caibam no seu semicírculo. A parte livre da corrente deve ser apoiada para evitar o surgimento de grandes flechas e ao mesmo tempo para reduzir a pré-carga de tração [76]. A figura 4.18b mostra a montagem do conjunto acima descrito numa mesa. Neste caso, a pré-carga foi dada através de régua em cunha [52]. Outras formas de aplicação da pré-carga são por meio de pinos excêntricos ou por ajuste prensado.

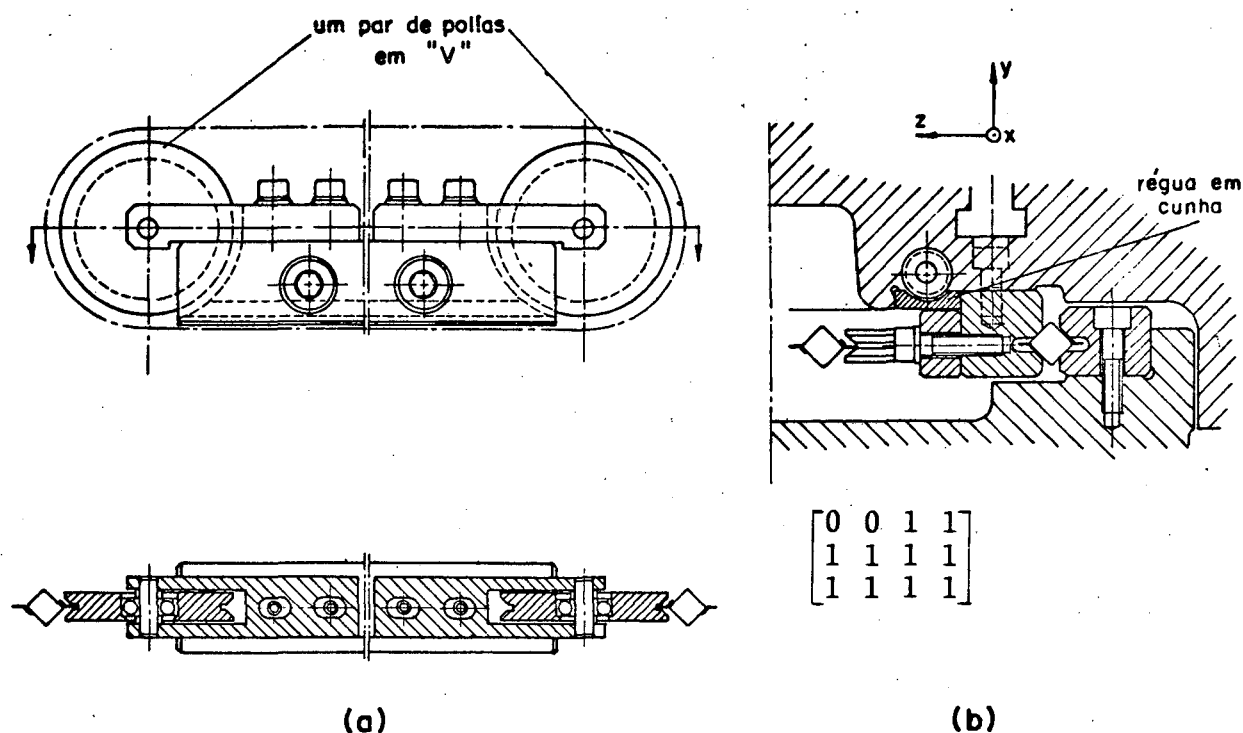


Figura 4.18 - Guia de rolos recirculantes cruzados [52, 76].

4.3 Arranjos construtivos

Neste tópicó serão apresentados alguns tipos de arranjos construtivos de guias de rolamento que são empregados em máquinas-ferramenta (fig. 4.19). Para a composição destes arranjos, utilizaram-se tipos de guias semelhantes ou distintos. A seleção de um determinado arranjo depende dos seguintes fatores: disponibilidade de espaço na máquina, configuração e valor das solicitações externas, facilidades construtivas e de montagem, capacidade de carga e rigidez requeridas nas diferentes direções, custo, etc..

Para a concepção de um determinado arranjo construtivo, deve-se escolher os tipos de guias e a configuração geométrica mais adequada, de modo que se incorpore no arranjo as vantagens e características individuais de cada guia, bem como compense as suas deficiências específicas. Neste processo de elaboração do arranjo, deve-se ter em mente que o objetivo final, é o atendimento dos requisitos de operação e de projeto da máquina com um mínimo de custo.

Outros tipos de arranjos já foram apresentados no tópicó

anterior. A matriz carregamento das guias da figura 4.19 é igual à da figura 4.14.

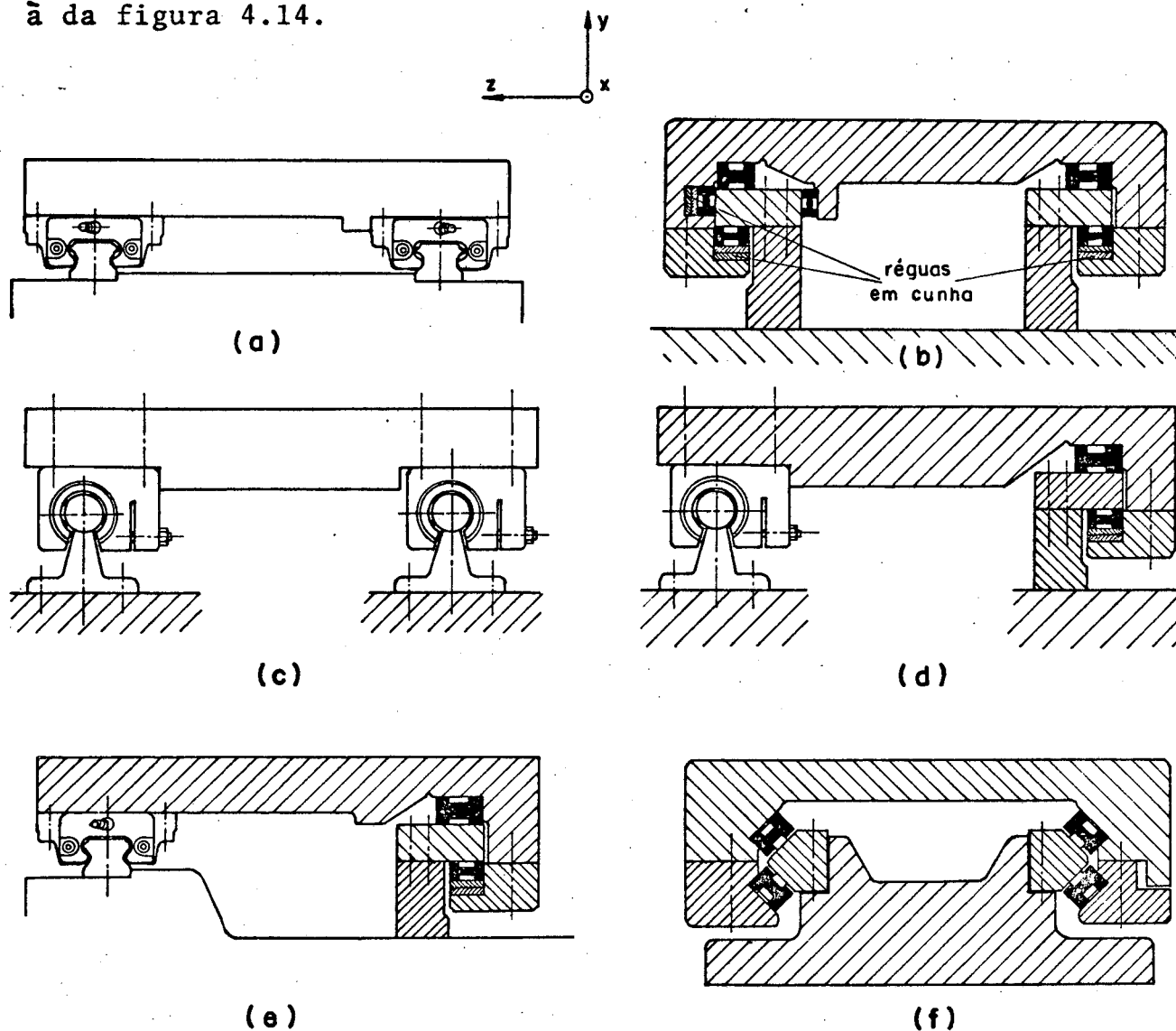


Figura 4.19 - Tipos de arranjos construtivos de guias recirculantes: (a) patim de esferas; (b) e (f) patim de rolos; (c) bucha de esferas; (d) combinação patim de rolos e bucha de esferas; (e) combinação patim de esferas e de rolos.

4.4 Definições das características operacionais e de projeto

Atrito

A resistência ao movimento oferecida por uma guia de rolamento é devida a três tipos de atrito, a saber: atrito de rola-

mento; de escorregamento e fluido |70|.

a) *atrito de rolamento* - Este tipo de atrito é devido às deformações elásticas e/ou plásticas que ocorrem na região de contato entre o elemento rolante e a pista. Basicamente ocorrem dois processos distintos que são responsáveis pela resistência ao movimento:

- durante o rolamento, os materiais sofrem, na região de contato, um processo cíclico de compressão e descompressão diferenciado entre o elemento rolante e a pista. Isto causa um escorregamento entre os corpos e, conseqüentemente uma resistência ao movimento |70|;

- uma outra componente do atrito de rolamento é originada pela *histerese do material*. Durante o movimento de rolamento na direção circunferencial, as seções na frente do elemento rolante são deformadas. A energia requerida para isto é somente parcialmente recuperada atrás desse elemento, ajudando o movimento de rolamento - o resto é transformado em calor.

Verificou-se que o atrito de rolamento é influenciado pelos seguintes fatores: carga normal; dureza e número de pontos de contato entre o elemento rolante e a pista; geometria das superfícies em contato; dimensões dos elementos rolantes; acabamento superficial da pista e dos corpos rolantes |21,70,72|.

Testes, também, mostraram que o atrito de rolamento varia muito pouco com a velocidade |66,73|.

b) *atrito de escorregamento* - Este é devido ao atrito de Coulomb que ocorre entre os elementos rolantes e a gaiola, ou entre os próprios corpos rolantes (caso de inexistência de gaiola). Outra componente deste atrito é proveniente da resistência friccional oferecida pelos selos de vedação e/ou raspadores. Este tipo de atrito pode aumentar, consideravelmente, nas situações onde se têm lubrificação deficiente, contaminação e altas velocidades |70|.

c) *atrito fluido* - Ocorre devido ao cisalhamento do filme de lubrificante que se encontra entre as partes em movimento relativo. A magnitude deste atrito depende da quantidade e viscosidade do lubrificante e da velocidade de operação. Em baixas velocidades, ele é praticamente desprezável, enquanto em altas, torna-se bastante significativo, principalmente se houver ex

cesso de lubrificante |70|.

Em vista do exposto, será definida a expressão da *resistência ao atrito de uma guia de rolamento*, como segue:

$$F_r = f_r N + F_e + F_f \quad (4.2)$$

onde,

F_r é a força de resistência ao rolamento

f_r é o coeficiente de atrito de rolamento

N é a carga normal

F_e é a força devida ao atrito de escorregamento

F_f é a força devida ao atrito fluido.

As magnitudes das forças F_e e F_f são, em geral, menores que a parcela relativa ao atrito de rolamento ($f_r N$). Através de experimentos verificou-se que o valor de $f_r \leq 0,005$, para os vários tipos de guias de rolamento. Este coeficiente engloba somente a parcela do atrito de rolamento, e portanto, sofre a influência daqueles fatores. Constatou-se que o valor deste coeficiente varia muito pouco com a velocidade, ou seja, existe uma pequena diferença entre o atrito estático e o dinâmico. Isto implica na ausência de movimento "stick-slip" |66,73|.

Desgaste e vida nominal

O principal tipo de desgaste que ocorre em guias de rolamento é a *fadiga superficial*. Como já foi mencionado no subtópico 2.6.3, este desgaste surge em decorrência do ciclo periódico de tensões de contato (carga e descarga) que atuam nas pistas e nos elementos rolantes. Ele se manifesta na forma de trincas subsuperficiais e superficiais, resultando na fragmentação das camadas superficiais das pistas e dos corpos rolantes com consequente desprendimento de partículas. Paralelamente, as guias de rolamento sofrem também desgastes abrasivo e corrosivo causados, respectivamente, por partículas duras provenientes do meio interno e externo, e por água de condensação, umidade, como também, por subs

tâncias químicas agressivas oriundas de aditivos E.P. |70|.

Em vista do exposto, a *vida de uma guia de rolamento* é dada pela distância total percorrida pelo elemento móvel, até o aparecimento dos primeiros sinais de fadiga superficial nas pistas ou nos corpos rolantes. Todavia, testando-se várias unidades de guias de rolamento do mesmo tipo e sob as mesmas condições de operação e carregamento, observou-se que tais unidades apresentaram vidas bastante diferentes. Por esta razão, achou-se por bem definir o conceito de *vida nominal* (L_n). Esta vem ser a distância total (em km) que é alcançada ou excedida por 90% de um grupo suficientemente grande de guias de rolamento de mesmo tipo (submetido às mesmas condições de carga e de operação), imediatamente antes do aparecimento da fadiga superficial nos materiais |66,69,73|.

A seguir, serão apresentadas algumas expressões para o cálculo da vida nominal de guias de rolamento de esferas e de rolos cilíndricos.

a) esferas

$$L_n = \left(\frac{C}{P}\right)^3 50 \quad (4.3a)$$

b) rolos

$$L_n = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} 100 \quad (4.3b)$$

onde,

L_n é a vida nominal (km)

P é a carga que atua sobre a guia (N)

C é a capacidade de carga dinâmica (N).

A *capacidade de carga dinâmica* é a carga constante que agindo sobre cada unidade de um grupo suficientemente grande de guias de rolamento de mesmo tipo (submetido às mesmas condições de operação) resulta numa vida nominal $L_n \geq 50$ km (guia de esferas) ou $L_n \geq 100$ km (guia de rolos), para 90% das unidades do grupo. Normalmente, a capacidade dinâmica que é fornecida pela tabela dos fabricantes corresponde à dureza de pistas ≥ 58 HRC.

Todavia, a vida nominal de uma guia de rolamento sofre

a influência de vários fatores, entre os quais podem-se citar: dureza das pistas, temperatura de trabalho, grau de distribuição da carga, vibrações e choques, etc.. Para considerar todos estes fatores, as equações (4.3a e b) foram modificadas, como segue [66]:

a) esferas

$$L_n = \left(\frac{f_h \cdot f_t \cdot f_c}{f_w} \frac{C}{P_c} \right)^3 50 \quad (4.4a)$$

b) rolos

$$L_n = \left(\frac{f_h \cdot f_t \cdot f_c}{f_w} \frac{C}{P_c} \right)^{10/3} 100 \quad (4.4b)$$

onde,

f_h (fator de dureza) - é utilizado para corrigir o valor de C quando a dureza das pistas for < 58 HRC.

f_t (fator de temperatura) - corrige o valor de C quando a temperatura de operação da guia ultrapassa 100°C.

f_c (fator de contato) - corrige o valor de C em função do grau de uniformidade da distribuição da carga sobre os elementos de suporte da guia.

f_w (fator de carga) - como é difícil estimar as cargas devidas a vibrações, choques, acelerações, etc., adotou-se um fator de carga f_w para corrigir a carga teórica calculada P_c . Logo, a carga real $P = f_w P_c$. Na figura abaixo estão apresentados os fatores de carga para várias condições de operação.

Condições de operação	fator de carga f_w
operação sem vibrações e choques	1,0 - 1,5
operação normal (vibrações e choques não notáveis)	1,5 - 2,0
operação com vibrações e choques	2,0 - 3,5

Figura 4.20 - Fator de carga f_w em função das condições de operação. [66].

Os fatores adimensionais f_h , f_t e f_c são maiores que zero e menores ou iguais a 1,0. Seus valores são encontrados nos catálogos dos fabricantes.

É necessário fazer algumas observações a respeito das informações contidas neste item:

a) A definição da capacidade de carga dinâmica que considera uma distância de 50km (esferas) e 100km (rolos), depende do fabricante. Alguns fabricantes adotam outros valores de referência. Por exemplo: 250km (rolos) [74]. Outros definem C em função de uma vida de um milhão de cursos duplos [76];

b) Alguns fabricantes não fornecem os valores da capacidade de carga dinâmica tabelados. Neste caso, o valor de C é calculado através de uma expressão desenvolvida por eles próprios [76];

c) Para avaliação da vida nominal das guias, existem diferenças de fabricante para fabricante, quanto às recomendações de emprego dos fatores acima citados. Alguns fabricantes recomendam o emprego de apenas dois daqueles fatores. Outros, por exemplo, propõem a utilização de um fator de desalinhamento [73]. Em qualquer caso, cabe ao projetista, no momento de calcular a vida da guia, efetuar uma análise das condições de operação e, com isto, selecionar os fatores que julgar importantes;

d) Para a obtenção da capacidade de carga dinâmica C de guias de rolamento, os fabricantes consideram que a carga aplicada tenha direção e magnitude constantes e especificadas. Contudo, numa situação real de operação, a guia está submetida a um conjunto de cargas que não correspondem às condições especificadas na definição de C . Algumas vezes, estas cargas variam com a distância percorrida pelo elemento móvel. Dessa forma, torna-se necessário definir o conceito de *carga dinâmica equivalente* (P_e) [70,76]. Esta é a carga que atuando nas mesmas condições de definição de C , forneceria a mesma vida que o carregamento real da guia. Assim, para se obter a vida nominal de uma guia de rolamento, calculam-se inicialmente as cargas atuantes sobre a mesma, e em seguida, transforma-se este carregamento num carregamento dinâmico equivalente (P_e). Este último é substituído nas equações de L_n (4.4 a e b), ou seja, $P_c = P_e$ [66,76];

e) Os fabricantes fornecem expressões para se calcular

a carga dinâmica equivalente. A determinação destas expressões levam em consideração os seguintes aspectos: forma construtiva da guia; tipo, sentido e direção das cargas atuantes sobre a guia; excentricidade da carga; variação da carga com o percurso ou tempo. Não serão apresentadas neste trabalho tais expressões em virtude da grande variedade dos tipos de guias e situações de carregamento.

Capacidade de carga estática

Inicialmente, é necessário esclarecer que quando se trata de mancais e guias de rolamento, os termos *estático* e *dinâmico* referem-se ao modo de operação destes elementos de máquina, e não ao tipo de carga externa aplicada sobre eles (constante ou variável) [70]. Portanto, neste item o objetivo é estudar a capacidade de carga de guias de rolamento sob condições *estáticas*, ou seja, em repouso ou operando em baixas velocidades.

Quando uma guia de rolamento está submetida a grandes cargas de choques ou a sobrecargas elevadas, ocorrem deformações permanentes nas pistas e nos elementos rolantes na região de contato. Tais deformações não podem exceder um certo valor, pois prejudicam a suavidade do movimento linear da guia, além de reduzir a precisão de trabalho.

A *capacidade de carga estática* C_0 é a carga estática constante que atuando sobre a guia de rolamento, sob condições de operação definidas, causa uma deformação permanente nos elementos rolantes e pistas igual a 0,01% do diâmetro destes elementos. Geralmente, a máxima carga estática que pode ser aplicada sobre a guia é igual a C_0 , para se evitar deformações locais excessivas. Contudo, para considerar as condições de operação, um fator estático de segurança $f_s (\geq 1,0)$ é aplicado sobre C_0 . Desse modo, a *carga estática equivalente* P_0 [70], calculada do carregamento real atuante na guia, deve ser $\leq C_0/f_s$, ou seja:

$$P_0 \leq \frac{C_0}{f_s} \quad (4.5)$$

onde,

P_0 (carga estática equivalente) é a carga constante

(com direção e sentido de definição de C_0) que produz as mesmas deformações permanentes máximas que as cargas reais atuantes sobre a guia [70].

A figura 4.21 mostra os valores do fator estático de segurança f_s em função das condições de operação.

Condições de operação		f_s
normalmente nenhum movimento é realizado	leves cargas de choque	1,0 - 1,3
	cargas de choque e de torção	2,0 - 3,0
normalmente existe movimento	cargas normais	1,0 - 1,5
	cargas de choque e de torção	2,5 - 5,0

Figura 4.21 - Fator estático de segurança f_s em função das condições de operação [66].

A capacidade de carga estática de uma guia de rolamento depende dos seguintes fatores: dureza dos elementos rolantes e das pistas; forma, número e dimensões dos elementos rolantes; geometria de contato entre os elementos rolantes e a pista; precisão de fabricação; temperatura de trabalho; etc..

Os fabricantes adotam alguns fatores para corrigir o valor de C_0 que é fornecido nos seus catálogos, igualmente como foi feito no caso da capacidade de carga dinâmica. Estes fatores são: f_{h_0} (fator de dureza), f_{t_0} (fator de temperatura), f_{c_0} (fator de contato). Normalmente, os valores destes fatores são diferentes daqueles referentes à capacidade de carga dinâmica [66,69,73]. A maioria dos fabricantes empregam, comumente, o fator de dureza (f_{h_0}) [69,73].

As capacidades de carga estática e dinâmica encontradas nos catálogos dos fabricantes, normalmente são definidas para uma carga vertical constante, aplicada na posição central da guia e com sentido de cima para baixo. Desse modo, é necessário converter o carregamento real atuante sobre a guia num carregamento equivalente que se adapte às condições de definição de C_0 e C . Para isso, utilizaram-se os conceitos de carga estática equivalente (P_0) e carga dinâmica equivalente (P_e).

Alguns fabricantes apresentam expressões para obtenção das capacidades de carga estática e dinâmica para outras direções

e sentidos de aplicação da carga, em função dos valores de C e C_0 referentes à direção e sentido pré-definidos [66,69].

No tópico 4.5, será desenvolvida uma expressão para o cálculo da carga estática equivalente para o caso particular de guias submetidas a cargas verticais excêntricas.

Rigidez estática e pré-carga

A figura 4.22a mostra a curva de carga (P_V) versus deformação (δ_V) para uma guia de rolamento genérica. A relação entre P_V e δ_V é dada por:

$$P_V = A_0 \delta_V^a \quad (4.6)$$

onde, A_0 e a são constantes que dependem dos seguintes fatores: tipo de guia; forma, número, dimensões e geometria de contato dos elementos rolantes; valor da pré-carga; etc.. A rigidez estática definida na posição central da guia (linha de ação de P_V) é expressa por:

$$S = \frac{dP_V}{d\delta_V} \quad (4.7)$$

Esta rigidez é obtida pelo coeficiente angular da tangente à curva num ponto. Através da figura 4.22a observa-se que a rigidez aumenta com a carga externa. A partir de um certo valor de carga P_{V1} , a rigidez torna-se praticamente constante, pois a curva, neste intervalo, é aproximadamente linear. A rigidez estática também depende daqueles fatores mencionados acima.

As guias de rolamento de máquinas-ferramenta são normalmente pré-carregadas. A pré-carga é uma carga inicial que é aplicada nos elementos rolantes com o objetivo de:

- aumentar a rigidez estática da guia;
- eliminar as folgas;
- aumentar a precisão de movimento;
- reduzir ou eliminar desalinhamentos devidos a cargas externas;
- aumentar a rigidez dinâmica e amortecimento da guia.

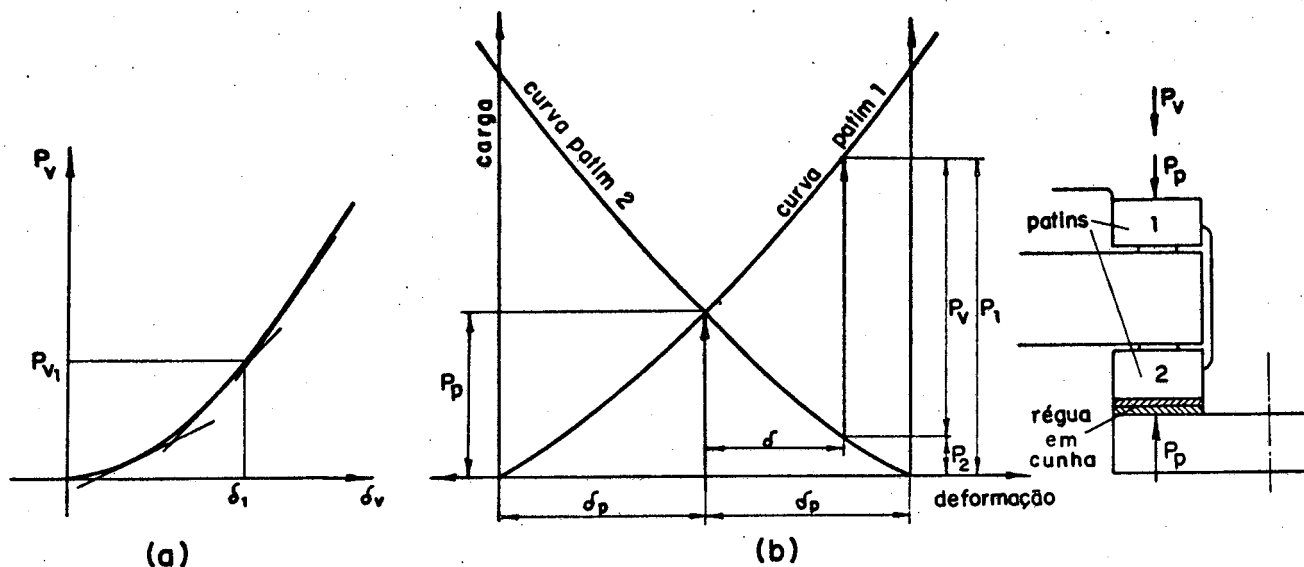


Figura 4.22 - Curvas de carga x deformação de guias de rolamento: (a) genérica; (b) para um par de patim pré-carregados [73].

Através de um par de patim de rolos pré-carregados (fig. 4.22b) será mostrado de que forma a rigidez estática das guias aumenta com a aplicação da pré-carga. De posse de uma régua aplicou-se uma pré-carga de valor P_p em cada patim, resultando numa deformação correspondente δ_p . Como consequência imediata disto, tem-se a elevação da rigidez do par de contato elemento rolan-te-pista [68,77,78]. Este é o primeiro efeito da pré-carga no aumento da rigidez da guia. Aplicando-se agora uma carga de operação P_v (veja gráfico fig. 4.22b) verifica-se que o patim 1 ficará mais carregado (P_1) e o patim 2 se descarregará parcialmente (P_2). Desta forma, tem-se que a deformação vertical sofrida pelo sistema no sentido da carga P_v será δ , que é bem menor do que o caso de não se ter pré-carregamento. Este efeito de descarregamento do patim 2 causado pela carga externa P_v , reduz a deformação vertical do sistema e, conseqüentemente, aumenta a rigidez estática da guia. Este mecanismo de ganho de rigidez devido à pré-carga pode ser visto no gráfico da figura 4.22b [73].

Uma pré-carga excessiva não produz aumento efetivo na rigidez da guia, e pode reduzir sua capacidade de carga e vida nominal.

O valor da pré-carga é dado em função das condições e requisitos de operação da guia. Assim, por exemplo: guias sujei-

tas a cargas de choques e vibrações, grandes forças de corte ou sobrecargas, devem ser montadas com forte pré-carga; guias sujeitas a forças de corte moderadas, leves vibrações ou que necessitam de rigidez e precisão normais devem ser montadas com valor médio de pré-carga.

Geralmente, os fabricantes fornecem em seus catálogos os valores de pré-carga para cada tipo de guia e condição de operação.

A pré-carga também aumenta a vida nominal de guias sujeitas a cargas de choques e vibrações [66,69]. Por outro lado, verificou-se que a resistência ao atrito de uma guia de rolamento cresce com o valor da pré-carga [78]. A elevação do nível de atrito resulta no aumento do amortecimento da guia (na direção de movimento) e, conseqüentemente, da sua rigidez dinâmica [79]. Em contrapartida, tem-se o aumento no erro de posicionamento do mecanismo de avanço. Mais detalhes sobre este assunto serão vistos no item seguinte.

Os métodos mais empregados para aplicação da pré-carga em guias de rolamento são: ajuste prensado (por tolerância dimensional) (figs. 4.6, 4.9); parafusos de ajuste (figs. 4.3b, 4.11); régua paralela (fig. 4.14); régua em cunha (figs. 4.18b e 4.19b) ou pino excêntrico. Com exceção do primeiro método, todos os outros permitem ajuste da pré-carga durante a vida da guia. Isto significa que o valor da pré-carga inicial, dado na montagem da guia, pode ser alterado caso se deseje eliminar folgas (causadas por desgastes) ou ocorra uma mudança expressiva nas condições de operação.

A escolha entre estes diferentes métodos depende do tipo de guia, da rigidez e precisão requeridas, da necessidade de ajuste da pré-carga e das facilidades construtivas e de montagem. Os métodos por ajuste prensado e por régua em cunha são recomendados nos casos onde se deseja alta rigidez e precisão.

As régua paralela e em cunha são semelhantes às régua para ajuste de folga (em guias de escorregamento) que foram apresentadas no capítulo 2 (subtópico 2.2.2).

Maiores informações sobre pré-carga podem ser obtidas nas referências [66,69,73,74,75,76,80].

Rigidez dinâmica e amortecimento

O gradiente de amortecimento mecânico de um mecanismo de avanço pode ser expresso pela seguinte equação |81|:

$$D_m = \frac{1}{2} C_v \sqrt{\frac{1}{K_m}} = \frac{C_v}{C_c} \quad (4.8)$$

onde,

C_v é o coeficiente de amortecimento viscoso equivalente total

K é a rigidez do mecanismo de avanço

m é a massa do elemento móvel

C_c é o coeficiente de amortecimento crítico

Este gradiente mede a capacidade de amortecimento do mecanismo de avanço. A maior parte de D_m é proveniente do atrito originado nas guias da máquina |81|. Para aumentar o gradiente deve-se elevar, fundamentalmente, o valor de C_v . Para isso, é necessário aumentar, na medida do possível, todos os coeficientes de amortecimento viscoso relativos ao mecanismo de avanço, ou seja, C_1 , C_2 e C_{eq} (veja tópico 2.5). O valor de C_1 está relacionado às diversas formas de amortecimento presentes nos mancais, fuso de movimento, acoplamentos, etc.. O valor de C_2 depende da viscosidade e aditivo do óleo lubrificante. O C_{eq} , neste caso, relaciona-se com a parcela de atrito de rolamento e escorregamento que efetivamente contribui para o amortecimento das vibrações no elemento móvel.

Como as guias de rolamento têm baixo atrito e normalmente operam sem razoável filme de lubrificante, elas apresentam baixa capacidade de amortecimento. Isto pode ser explicado através do seguinte raciocínio: trocando na equação (2.26) do C_{eq} , a força F_c por F_r (força de resistência ao rolamento), verifica-se que o valor de C_{eq} será reduzido, pois F_r é bastante pequeno. Logo, o gradiente D_m que em sua maior parte é devido a C_{eq} e C_2 , será também pequeno. Por outro lado, verifica-se, indiretamente, que quanto maior a velocidade de avanço (v) ou amplitude da velocidade de vibração (X_w) menor será o gradiente D_m (veja eqs. 2.26 e 4.8) |79|.

Como já havia sido mencionado, o aumento da pré-carga

causa um acréscimo do nível de atrito e conseqüentemente do gradiente de amortecimento. Porém, para velocidades de avanço $v > 1000\text{mm/min}$, a pré-carga praticamente não têm influência sobre o valor de D_m [78]. Em contrapartida, a elevação do nível de atrito provoca aumento do erro de posicionamento. Para satisfazer estes dois requisitos adequadamente, recomenda-se utilizar para o gradiente de amortecimento do mecanismo de avanço, valores na faixa de 0,1 a 0,2 [81]. Uma forma de se aumentar este gradiente é utilizar guias combinadas do tipo rolamento/escorregamento [75, 78, 81].

Pode-se, também, elevar o gradiente de amortecimento de guias de rolamento com o emprego de gaiólas artificialmente amortecidas [79].

A capacidade de amortecimento das guias de rolamento na direção normal é similar à direção de movimento. A pré-carga tem um efeito positivo sobre o amortecimento nestas duas direções, porém de modo limitado. Para aumentar o gradiente de amortecimento na direção normal ao movimento, pode-se utilizar dispositivos de "squeeze-film" [78].

O emprego de óleos com aditivo polar causa um crescimento no gradiente de amortecimento de guias de rolamento [81].

A rigidez dinâmica de guias de rolamento aumenta com a rigidez estática e com o nível de amortecimento. Por sua vez, como já foi visto, estes parâmetros sofrem acréscimo com a elevação do nível de pré-carga. Da mesma forma, todos os outros meios citados acima para aumento do gradiente de amortecimento têm um efeito positivo sobre a rigidez dinâmica.

Vale salientar que a frequência natural e a rigidez do mecanismo de avanço têm também influência sobre o gradiente de amortecimento (veja ref. [81]).

Comprimento dos trilhos

As guias não-recirculantes apresentam limitações de curso (veja fig. 4.23). Isto se deve basicamente a dois fatores: a) a velocidade de translação dos corpos rolantes é a metade da velocidade do elemento móvel; b) os corpos rolantes não recirculam durante o movimento. Assim, conclui-se que a gaiola porta-esfe-

ras ou rolos desloca-se sempre a metade da distância percorrida pelo elemento móvel (fig. 4.23).

Para evitar que a gaiola saia fora dos trilhos nas posições finais de curso, é necessário que o comprimento do trilho (móvel e fixo) satisfaça a seguinte expressão:

$$L_t \geq L_g + C_s/2 \quad (4.9)$$

onde,
 C_s - curso
 L_t - comprimento do trilho
 L_g - comprimento da gaiola

A expressão (4.9) sofrerá alteração dependendo do tipo de arranjo de proteção utilizado. Ademais, poderá ocorrer que o comprimento do trilho móvel seja diferente do fixo. Para maiores informações sobre este assunto consultar referência [76].

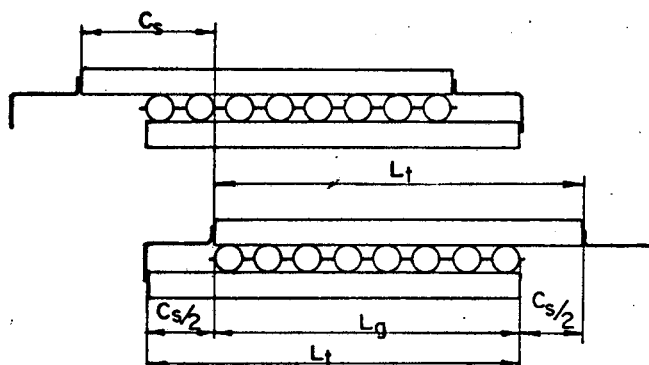


Figura 4.23 - Esquema de deslocamento de uma guia não-recirculante.

4.5 Considerações sobre distribuição de carga nos elementos rolan-tes, carga estática e rigidez equivalentes

A distribuição e o valor da carga que atua sobre os elementos rolan-tes, bem como, as deformações que ocorrem nas guias de rolamento, são influenciadas pelos seguintes fatores [82]:

- valor, distribuição e tipo de carga externa;
- valor e distribuição do peso próprio do elemento móvel (mesa, carro, etc.), dos dispositivos de fixação e da peça de trabalho;
- flexibilidade do elemento móvel;

- d) flexibilidade do barramento;
- e) flexibilidade dos dispositivos de fixação e da peça de trabalho;
- f) flexibilidade do par de contato pista-elemento rolante;
- g) não-uniformidade da forma geométrica dos elementos rolantes;
- h) imprecisões de fabricação e de montagem da guia;
- i) valor da pré-carga;
- j) concepção construtiva da guia (arranjo, número e tipo dos elementos rolantes).

Para se calcular a distribuição de carga sobre os elementos rolantes e a deformação em um ponto qualquer da guia de rolamento, é necessário considerar todos estes fatores. Isto, porém, é bastante complexo e trabalhoso. É difícil, por exemplo, introduzir no método de cálculo as imprecisões de fabricação e de montagem, a não-uniformidade da forma geométrica dos elementos rolantes, etc..

Em vista do exposto, os métodos utilizados consideram somente uma parte destes fatores. Mesmo assim, são feitas muitas hipóteses simplificadoras.

A referência |82| apresenta um método de cálculo simplificado que considera os fatores citados nas letras a-d, f,i,j. A precisão da solução obtida dependerá em muito, da maior ou menor proximidade do modelo hipotético (utilizado para a implementação deste método) para o modelo real.

O método de elementos finitos poderá também ser utilizado para o cálculo das deformações em guias de rolamento e da distribuição de carga nos elementos rolantes.

Nas linhas abaixo, será feita uma abordagem sobre a conceituação e importância da carga estática e rigidez equivalentes, na seleção do tamanho da guia de rolamento, que atenda às condições de carga e rigidez de projeto |83|.

Inicialmente serão apresentadas as hipóteses segundo as quais este estudo se baseia:

- 1) O elemento móvel e o barramento são considerados placas rígidas. Como consequência disto, resulta que os pontos do

elemento móvel que se encontram no mesmo plano, permanecem nele após a deformação;

2) A relação carga x deformação do contato elemento rolante e pistas é linearizada, ou seja, $P_r = K_r \delta_r$. A expressão real desta relação é |68,70|:

$$P_r = K_r \delta_r^n \quad (4.10)$$

onde,

P_r - carga que atua normal à superfície de contato do elemento rolante

K_r - constante carga-deformação

δ_r - deformação elástica de contato do elemento rolante e das pistas

n - expoente de carga-deformação. $n=1,5$ (esferas);
 $n = 10/9$ (rolos).

A constante K_r depende das dimensões dos elementos rolantes, da geometria de contato e dos materiais empregados na sua fabricação e das pistas;

3) Não atuam momentos externos sobre o elemento móvel, somente forças (concentradas e/ou distribuídas) na direção do eixo z (fig. 4.24);

4) A guia de rolamento considerada é simétrica em relação ao plano xz (fig. 4.24);

5) As pistas são idealmente planas e todos os elementos rolantes apresentam exatamente as mesmas dimensões;

6) A guia não apresenta imprecisões (desalinhamento, empenamento, etc.) devido à montagem.

Para implementação deste estudo, tomar-se-á como exemplo uma guia de rolos não-recirculante que está mostrada esquematicamente na figura 4.24. Aplicando-se uma força excêntrica F_z sobre o elemento móvel, este se desloca verticalmente conforme mostra a figura 4.25. A rigidez vertical definida no ponto de aplicação da força F_z é dada por S_z .

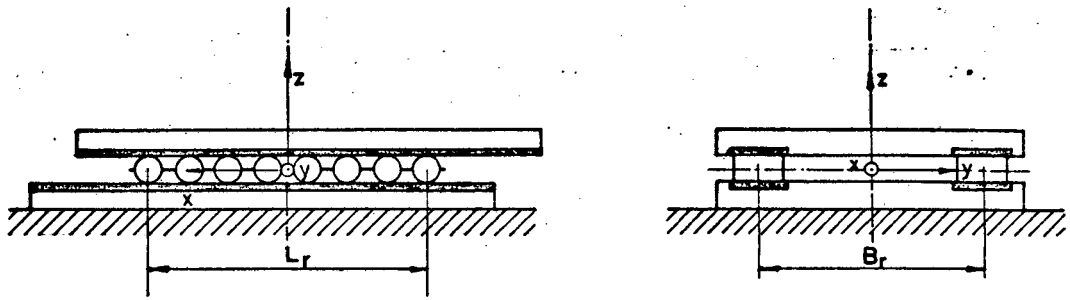


Figura 4.24 - Modelo teórico de uma guia de rolos não-recirculante.

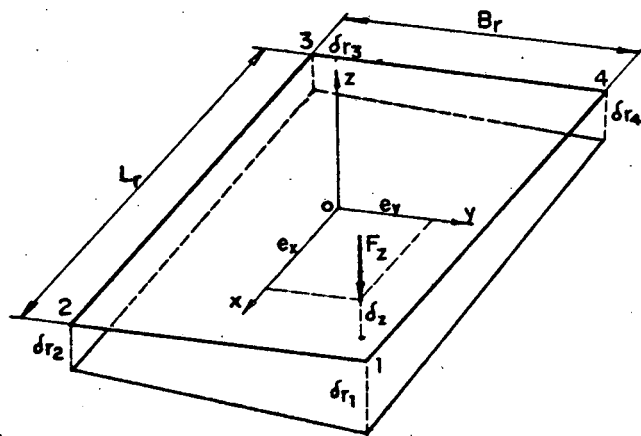


Figura 4.25 - Distribuição das deformações dos rolos e pistas causada pela aplicação da força F_z no elemento móvel.

Nas figuras supracitadas valem as seguintes definições

|83|:

- a origem do sistema de coordenadas está no plano dos elementos rolantes e no centro do retângulo formado pelas fileiras de rolos sob carga;

- o sistema de coordenadas é solidário com o movimento de translação dos elementos rolantes;

- o eixo x é paralelo às fileiras de rolos;

- o eixo y é perpendicular às fileiras de rolos;

- o eixo z é perpendicular ao plano dos elementos rolantes;

- L_r é o comprimento da fileira de rolos;

- B_r é a distância entre as fileiras de rolos.

Na realidade, o que se fez foi transformar a guia real num modelo hipotético, em que o elemento móvel e o barramento foram considerados placas rígidas, e os elementos rolantes com os seus contatos foram substituídos por molas lineares.

A carga sobre os rolos se distribui de forma linear devido às hipóteses formuladas. A carga sobre o rolo mais solicitado (P_{rm}) deve ser menor ou igual à carga máxima permissível por rolo (P_{rp}). Esta última é a carga que provoca uma deformação permanente dos rolos e das pistas igual a 0,0001 do diâmetro do elemento rolante. |70|.

Geralmente, os fabricantes de guias de rolamento especificam nos seus catálogos a capacidade de carga estática (C_0) e rigidez estática nominal (S_n), que são definidas na posição central da guia. Porém, na prática, normalmente as forças aplicadas sobre a guia e as deformações resultantes são excêntricas. Desta forma, para seleccionar o tamanho da guia, através dos catálogos de fabricantes, é necessário converter os valores da força e rigidez excêntricas, determinadas pelo projetista, em valores equivalentes definidos na origem do sistema de coordenadas (figs. 4.24 e 4.25). Para isso, é necessário substituir F_z por uma força vertical P_0 (carga estática equivalente) atuando na origem O do sistema, tal que produza a mesma deformação permanente máxima (nos rolos e pistas) que a força real F_z . Do mesmo modo, é preciso encontrar a rigidez vertical S_0 (rigidez equivalente) definida na origem O do sistema, tal que assegure a rigidez excêntrica S_z requerida para a guia |83|.

Em vista do exposto, a seleção do tamanho da guia será feita com base no preenchimento das seguintes inequações:

$$P_0 \leq C_0/f_s \quad (4.11)$$

$$S_0 \leq S_n$$

A referência |83| calcula as expressões para P_0 e S_0 em função de F_z e S_z , respectivamente. Tais expressões foram obtidas considerando as hipóteses formuladas acima, as equações de equilíbrio e de deformação da guia e os conceitos de P_0 e S_0 . Elas são dadas por:

$$P_0 = F_z \left(1 + 6 \frac{e_x}{L_r} + 2 \frac{e_y}{B_r} \right) \quad (4.12a)$$

$$S_0 = S_z \left[1 + 12 \left(\frac{e_x}{L_r} \right)^2 + 4 \left(\frac{e_y}{B_r} \right)^2 \right] \quad (4.12b)$$

Para concluir este tópico, serão feitos alguns comentários sobre as aplicações e erros envolvidos nas expressões 4.12a e b:

- a carga estática equivalente P_0 , calculada pela expressão 4.12a, pode ser empregada para guias submetidas a forças verticais (eixo z) concentradas e distribuídas. Neste caso, o valor de F_z e de sua linha de ação serão dados pela resultante de todas as forças externas;

- estas expressões podem ser aplicadas para guias de esferas ou de rolos, pré-carregadas ou não, recirculante ou não, com formas construtivas variadas, desde que possam ser consideradas a aquelas hipóteses (principalmente a (3) e (4));

- os erros relacionados com a determinação das expressões 4.12a e b são consideráveis. A maior parte destes erros é devido às hipóteses 1, 2 e 5. Na realidade, o elemento móvel e o barramento têm flexibilidade longitudinal e transversal, que influenciam bastante a distribuição de carga sobre os elementos rolantes e a deformação da guia. Da mesma forma, a relação carga x deformação para os elementos rolantes e pistas não é linear (veja hipótese 2). Por outro lado, as pistas normalmente têm imperfeições de fabricação (ondulação superficial, falta de paralelismo e de retilineidade, etc.) e os elementos rolantes apresentam variações nas suas dimensões. As hipóteses 1 e 5 são as que contribuem com a maior percentagem de erro no cálculo das expressões 4.12a e b. Em vista dessas observações, deve-se tomar cuidado com o emprego de tais expressões, pois estas são bastante aproximadas, servindo apenas para fornecer uma estimativa dos valores de P_0 e S_0 . Para maiores informações sobre esta questão, consultar as referências |82,84|.

4.6 Aspectos de fabricação e montagem

O desempenho de uma guia de rolamento está diretamente relacionado com a precisão obtida na sua fabricação e montagem.

Os trilhos devem ser construídos com grande precisão geométrica e dimensional. Geralmente, são fabricados de aço e acabados por retificação. As pistas de rolamento são endurecidas por têmpera superficial (por chama ou indução). A espessura da camada endurecida deve ser $\geq 2,0\text{mm}$. Este valor depende das dimensões dos elementos rolantes e das condições de carga. A dureza das pistas deve estar na faixa de 58 a 64 HRC [66,73].

Após o tratamento térmico, as pistas sofrem acabamento superficial por retificação. O valor da rugosidade superficial em R_a deve ser $\leq 0,6\mu\text{m}$ [73]. Isto proporciona suavidade de rolamento e menor atrito. Quando se quer melhorar o acabamento das pistas, faz-se o polimento após a retificação [76].

Para guias sujeitas a cargas moderadas podem-se utilizar trilhos de ferro cinzento endurecido.

Ondulações superficiais das pistas podem originar-se durante o aparafusamento dos trilhos sobre o barramento e elemento móvel. Para evitar isto, dá-se o acabamento final das pistas (na retífica) com os trilhos já aparafusados no corpo da máquina [66].

Como já foi mencionado, sabe-se que a precisão de fabricação dos elementos rolantes afeta consideravelmente a precisão de movimento e deformações da guia, a distribuição de carga nos elementos rolantes, a rigidez e capacidade de carga da guia, etc.. As esferas são fabricadas com maior precisão e menor custo comparando-se aos rolos cilíndricos. É relativamente fácil obter tolerância de diâmetro e esfericidade em torno de $0,2\mu\text{m}$. Em contrapartida, a precisão dimensional e geométrica (circularidade e cilíndricidade) obtida para os rolos é da ordem de $2\mu\text{m}$ [68].

Os elementos rolantes, em geral, apresentam maior dureza do que as pistas.

As gaiolas ou correntes porta-elementos rolantes são fabricadas de aço, bronze, latão ou plástico. A precisão de movimento da guia é também bastante afetada pela precisão de condução dos elementos rolantes na gaiola, bem como pelos erros de fabrica-

ção e montagem desta.

Na montagem dos trilhos, é necessário verificar os seguintes aspectos:

- planicidade e número de pontos de suporte das pistas, bem como das faces dos encostos do barramento e do elemento móvel. A verificação do número de pontos de suporte é feita através de tinta azul da prússia |76|;

- paralelismo e retilineidade dos trilhos, bem como das pistas que se contrapõem. Isto é medido através de aparelhos de medição, tais como: relógio comparador, autocolimador, laser interferométrico ou de alinhamento, etc..

Após a montagem completa da guia, faz-se necessário testar a sua precisão de movimento. Isto é feito medindo-se os desvios (μm) horizontais e verticais que ocorrem no elemento móvel, quando este percorre um determinado curso (mm). Para isso, utilizam-se também os aparelhos citados acima.

4.7 Lubrificação

O óleo e a graxa são os lubrificantes normalmente utilizados em guias de rolamento. A seleção entre eles depende dos seguintes aspectos:

- condições de operação (velocidade, carga, temperatura, etc.);
- projeto e manutenção da guia.

A lubrificação à graxa não exige sistemas especiais para suprimento e também permite uma simples selagem. Este último fato é importante, principalmente, quando se considera a posição de trabalho da guia. A graxa também fornece proteção contra o ingresso de partículas externas na guia. Por outro lado, o óleo é recomendável nas situações onde existe grande geração de calor interno, causado pelas altas cargas e velocidades de operação da guia. Neste caso, sistemas de lubrificação com circulação de óleo são utilizados para dissipar o calor interno, reduzindo assim a temperatura interna da guia. Em contrapartida, o óleo exige selos de vedação mais complexos e caros. Como regra geral, é aconselhável utilizar-se óleos com alta viscosidade. Porém, nos ca-

·sos de guias que operam em altas velocidades, é preferível usar óleos de menor viscosidade, isto para reduzir o atrito fluido e a temperatura da guia [66,70]. Na prática, verifica-se que o uso da graxa é mais freqüente do que o do óleo.

As guias de rolamento requerem bem menor quantidade de lubrificante do que as guias de escorregamento, e permitem maiores intervalos de relubrificação.

Alguns tipos de guias de rolamento podem operar com lubrificação permanente ou mesmo sem lubrificação (por exemplo: guias de bucha recirculantes) [66].

A freqüência de lubrificação é determinada em função das condições operacionais e da experiência prática adquirida.

Os métodos normalmente utilizados para lubrificação de guias de rolamento são: pino graxeiro, copo de óleo, lubrificação centralizada com perda de lubrificante (óleo ou graxa), lubrificação por circulação forçada (óleo).

No projeto do sistema de lubrificação, deve-se considerar a posição de trabalho da guia, de modo a garantir que o lubrificante tenha acesso a todas as partes em atrito.

Maiores informações sobre tipos e especificações de lubrificantes, métodos e intervalos de lubrificação, etc., podem ser obtidas através dos fabricantes de guias de rolamento.

4.8 Dispositivos de proteção

O ingresso de contaminação externa nas guias de rolamento provoca considerável aumento na taxa de desgaste das pistas e dos elementos rolantes. Com conseqüência, tem-se uma redução na precisão de movimento e na vida nominal da guia. Assim, torna-se necessário protegê-la de substâncias estranhas.

Os dispositivos de proteção apresentados no tópico 2.9 são também utilizados em guias de rolamento. Estes dispositivos sofrem algumas modificações construtivas para que possam se adaptar ao tipo de guia de rolamento.

Maiores detalhes sobre a montagem e seleção destes dispositivos, podem ser encontrados em catálogos de fabricantes.

CAPÍTULO 5

ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE GUIAS DE ESCORREGAMENTO, HIDRO E AEROSTÁTICAS, E DE ROLAMENTO

5.1 Introdução

Neste capítulo, far-se-á uma análise comparativa entre guias de escorregamento, hidrostáticas, aerostáticas e de rolamento, tendo como referência os parâmetros que afetam o seu desempenho. O objetivo desta análise, é estabelecer os campos de utilização, limites e condições de aplicabilidade para cada uma dessas guias. São analisados os seguintes aspectos: atrito; desgaste; rigidez; amortecimento mecânico; capacidade de carga; precisão de movimento e de posicionamento; eficiência mecânica; velocidade de operação; materiais; lubrificação; fabricação; instalação; proteção; manutenção e custos.

Com este estudo, pretende-se também fornecer uma visão global e comparativa das características das guias acima citadas e, ao mesmo tempo, orientar o projetista na seleção do tipo de guia, em função do porte, precisão e tipo da máquina-ferramenta.

No texto abaixo, será desenvolvida esta análise comparativa considerando os aspectos supramencionados.

5.2 Atrito, precisão de posicionamento e velocidades de operação

É sabido que a característica de atrito das guias de máquinas-ferramenta tem uma influência fundamental sobre: a precisão de posicionamento e uniformidade de movimento do elemento móvel; o nível de amortecimento mecânico do sistema de avanço; o valor da força necessária para deslocar o elemento móvel; a quantidade de energia calorífica gerada pelo atrito; a faixa de velocidades de operação.

A figura 5.1 mostra o comportamento típico do coeficiente de fricção em relação à velocidade, para os seguintes tipos de guias: a) escorregamento (metal/metal); b) escorregamento (plástico/metal); c) rolamento; d) hidrostática; e) aerostática.

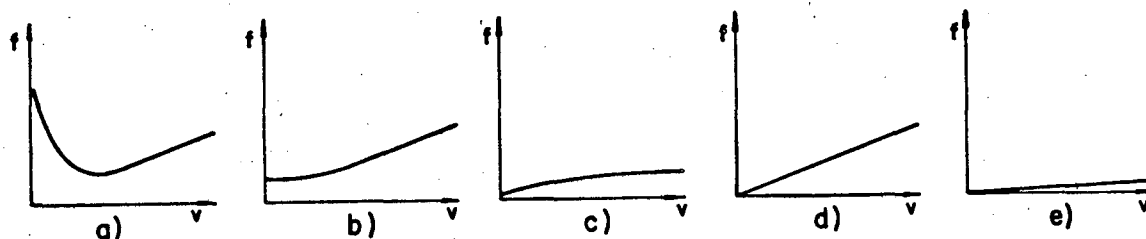


Fig. 5.1 - Curvas do coeficiente de fricção f em função da velocidade de translação v para vários tipos de guias.

Considerando os aspectos em questão, valem as seguintes conclusões:

1) o valor da resistência ao movimento devida ao atrito nos tipos de guias citados acima decresce no sentido de (a) para (e). Os coeficientes de fricção normais médios, sob condições de lubrificação, para as guias designadas nos itens de (a) a (e), são respectivamente, 0,1, 0,05, 0,003, $< 0,001$, $\ll 0,001$;

2) a precisão de posicionamento é inversamente proporcional ao nível de atrito nas guias. Desta forma tem-se, para as guias da figura 5.1, que tal precisão cresce no sentido de (a) para (e);

3) somente a guia de escorregamento (metal/metal) está sujeita ao fenômeno do "stick-slip", principalmente em velocidades muito baixas (veja apêndice B). Isto se deve à declividade negativa da curva $f \times v$ na região de lubrificação limite e mista, associada à elasticidade dos elementos de transmissão mecânica. A não uniformidade de movimento causada pelo "stick-slip" afeta negativamente a precisão de posicionamento e de usinagem, o acabamento superficial das peças e a quantidade de desgaste das guias. Por outro lado, o "stick-slip" causa também instabilidade no sistema de controle de posição de máquinas com comando numérico;

4) a potência de fricção (calorífica) gerada pelo atrito nas guias varia diretamente com o coeficiente de fricção e com a velocidade do elemento móvel. Esta potência decresce no senti-

do das guias citadas nas letras de (a) a (e). Sob este aspecto, o emprego de guias aerostáticas, hidrostáticas ou de rolamento é recomendável, principalmente para situações onde se têm velocidades muito altas (veja apêndice B). Contudo, em guias hidrostáticas, se a velocidade do elemento móvel exceder a velocidade de saída do óleo da sapata na direção do movimento, ocorrerá entrada de ar através da folga h para o interior das sapatas de frente, prejudicando, assim, todo desempenho da guia (capacidade de carga, rigidez, etc.). Por isso, é desaconselhável o seu uso em velocidades acima desse limite;

5) para a análise da faixa de velocidades de operação (veja apêndice B) das guias em questão, serão considerados os seguintes fatores: geração de calor; regularidade de movimento (efeito "stick-slip"); desgaste (vida útil); degeneração dos materiais. Sejam, então, as observações a seguir: (i) não se recomenda o uso de guias de escorregamento (metal/metal) em máquinas que operam, frequentemente, em velocidades muito baixas e sob cargas elevadas (problemas causados pelo "stick-slip"). Sob condições de carga e lubrificação bastante favoráveis, em regime permanente de lubrificação hidrodinâmica, tais guias podem operar em velocidades muito altas. Contudo, a taxa de geração de calor será elevada (espessura do filme de óleo bastante pequena e grande área das superfícies das guias em atrito). Em vista do exposto, conclui-se que estas guias são mais adequadas para máquinas que operam nas faixas de velocidades baixas, médias e altas; (ii) os novos materiais plásticos (veja subtópicos 2.6.2 e 2.6.4), que são utilizados em guias de escorregamento, fornecem uma curva $f \times v$ com inclinação positiva (ausência de "stick-slip"). Desta forma, guias de plástico/metal podem ser empregadas em máquinas que operam na faixa que vai das muito baixas às altas velocidades. Não é aconselhável utilizar tais guias em velocidades muito altas, pois, mesmo que o produto pressão de contato (p) \times velocidade (v) seja satisfeito, o material plástico que normalmente é fixado ao elemento móvel estará em permanente fricção e, evidentemente, sofrerá um aquecimento exagerado em velocidades de escorregamento muito e levadas. Isto provocará rápida degeneração do revestimento plástico; (iii) as guias aerostáticas, hidrostáticas e de rolamento

são adequadas para todas as faixas de velocidades de máquinas-fer_{ra}menta. Para as hidrostáticas valem as restrições apresentadas no item (4); (iv) é necessário salientar que as velocidades máximas de operação de guias de escorregamento (a e b) e de rolamento, são limitadas pelas cargas de trabalho. A razão disto é a seguinte: à medida que a carga aumenta, é necessário diminuir as velocidades de operação para se limitar a quantia de desgaste da guia e a taxa de geração de calor. Estes dois processos estão relacionados, respectivamente, com a vida útil da guia e com as deformações e tensões térmicas na máquina. Além do mais, pode acontecer que a temperatura máxima de trabalho do lubrificante seja ultrapassada, ocasionando sua rápida deterioração (ou inibição dos seus aditivos), o que pode levar a um processo de desgaste acelerado das superfícies das guias.

5.3 Desgaste

As guias hidrostáticas e aerostáticas por trabalharem em regime de lubrificação de filme fluido, sob todas as condições de operação previstas no projeto, não apresentam desgastes nas suas superfícies de trabalho. Contudo, pode ocorrer, eventualmente, atrito sólido entre as superfícies de fricção dos elementos móvel e fixo, devido a sobrecargas ou à falha no sistema de alimentação de fluido (óleo ou ar). Isto pode causar sérios danos às superfícies deslizantes (desgaste adesivo). Ademais, no caso das guias aerostáticas, pode-se ter desgaste corrosivo das superfícies de trabalho, em virtude da possibilidade do ar comprimido ou ambiental estar contaminado e/ou úmido.

Por outro lado, em guias de escorregamento e nas de rolamento, normalmente ocorrem processos de desgaste em suas superfícies de trabalho. As primeiras apresentam os desgastes adesivo e abrasivo como os mais significativos, enquanto as segundas, o desgaste por fadiga superficial. Sob as mesmas condições de operação, a taxa de desgaste das guias de escorregamento é bem maior do que a das de rolamento. Isto significa que a guia de rolamento apresenta uma vida útil bem maior do que a de escorregamento. Quando contaminadas por partículas abrasivas, estas duas guias apresentam altas taxas de desgaste abrasivo.

Como regra geral, as guias de escorregamento plástico / metal apresentam menor taxa de desgaste do que as de metal/metal. Nas situações onde se tem desgaste adesivo ou abrasivo de três corpos, o par plástico/metal apresenta menor desgaste individual (elemento superior e inferior do par) em relação ao par metal/metal. Contudo, nos casos onde ocorre desgaste abrasivo de dois corpos, o plástico apresenta desgaste bem maior do que o metal (por exemplo: aço ou ferro). Em qualquer caso, por ser o plástico mais mole e ter menor afinidade atômica com o metal, ele causa menor desgaste no outro elemento do par (metal). Este fato é importante, visto que é a guia do barramento a responsável pelo alinhamento do elemento móvel.

É necessário lembrar que os plásticos referidos no parágrafo anterior, são aqueles mencionados no subtópico 2.6.4.

5.4 Capacidade de carga e rigidez

Nos capítulos anteriores foi visto que a capacidade de carga e rigidez das guias descritas na figura 5.1, eram afetadas por um grande número de parâmetros de projeto. Para exemplificar, tem-se nas guias de escorregamento: par de materiais; área de contato; acabamento superficial; dureza; pressão admissível de contato. Nas hidrostáticas: pressão de alimentação de óleo; área efetiva; razão de resistências. Nas de rolamento: forma, número, dimensões e geometria de contato dos elementos rolantes. Além disso, dependiam também das condições operacionais (regime de lubrificação, velocidades de operação, faixa de variação da carga, etc.) e das concepções construtivas da guia. Em vista do exposto, fica difícil fazer uma comparação quantitativa entre estas guias, quanto à capacidade de carga e rigidez, devido à dificuldade de se ter condições semelhantes para a comparação dos diferentes tipos de guias. Assim, a análise será feita sob o aspecto qualitativo.

Como regra geral, pode-se dizer que a guia hidrostática apresenta a maior capacidade de transporte de carga, vindo acompanhada, em ordem decrescente, pelas guias de escorregamento (metal ou plástico), de rolamento e aerostáticas.

Com o emprego de guias hidrostáticas pode-se obter alta capacidade de carga. Isto dependerá basicamente da pressão de a-

limentação de óleo, das áreas efetivas das sapatas, da folga de trabalho e dos restritores utilizados. A grande vantagem destas guias é que elas podem transportar cargas pesadas com baixíssima resistência ao atrito, alta precisão de posicionamento, ausência de "stick-slip" e de desgaste adesivo (grande vida útil). As guias de rolamento também apresentam estas características, porém, além de estarem sujeitas ao desgaste por fadiga superficial (menor vida útil), são anti-econômicas para as altas cargas.

A guia de escorregamento (metal ou plástico) apresenta maior capacidade de carga do que as de rolamento, pois a transmissão de força entre os elementos móvel e fixo do par se dá através de contato superficial, enquanto nas de rolamento, ocorre, essencialmente, por contato pontual ou linear. Isto não significa, porém, que as guias de rolamento tenham baixa capacidade de carga. Para confirmar isto, tem-se, por exemplo, as guias de patim com rolos recirculantes e as de agulhas não-recirculantes, que apresentam grande capacidade de carga.

Por outro lado, sabe-se que a capacidade de carga das guias de escorregamento é limitada, principalmente, pelo produto pressão de contato x velocidade (desgaste adesivo). Nas de rolamento, tais limitações estão relacionadas com as deformações permanentes máximas permissíveis das pistas e elementos rolantes e com a vida nominal requerida para a guia.

Como regra geral, pode-se afirmar que a guia de escorregamento (metal ou plástico), apresenta a maior rigidez estática por unidade de área, vindo acompanhada, em ordem decrescente, pelas guias hidrostáticas, de rolamento e aerostáticas. Contudo, é possível obter alta rigidez com qualquer uma dessas guias, exceto com as aerostáticas. Isto depende basicamente da escolha dos parâmetros de projeto, da forma e componentes construtivos da guia e da pré-carga.

Os plásticos apresentam menor dureza e módulo de elasticidade que os metais (por exemplo: aço ou f_0f_0). Além do mais, os materiais plásticos de forma geral, exibem certa fluência a frio ("creep") sob ação de cargas. Desse modo, as guias de escorregamento (plástico/metal) têm menor rigidez estática/unidade de área do que as de metal/metal.

Com guias hidrostáticas, pode-se obter altíssima rigi-

dez utilizando-se arranjo de sapatas pré-carregadas (duplo efeito) com restritores auto-reguláveis (por exemplo: D.C.R.). Para que isso seja possível, é necessário, adicionalmente, que todas as suas estruturas construtivas e adjacentes sejam bastante rígidas e resistentes aos empuxos hidráulicos, a fim de se evitar deformações de corpo indesejáveis que venham a comprometer todo o desempenho previsto no projeto. Este fato constitui a principal desvantagem da guia hidrostática do ponto de vista técnico.

Embora a rigidez das guias de rolamento seja relativamente menor que as outras (exceto as aerostáticas), pode-se encontrar alguns tipos construtivos que apresentam alta rigidez. Por exemplo: guia de patim com rolos e de agulhas não-recirculantes. A rigidez estática de um único patim varia de 700 a 1.950 N/ μ m de acordo com o tamanho [73]. A rigidez das guias de agulha varia de 1.000 a 4.000 N/ μ m (para comprimento de gaiola de 100mm), conforme dimensões dos elementos rolantes e forma construtiva dos trilhos [72]. Utilizando-se arranjos construtivos pré-carregados, pode-se ter rigidez ainda maior.

Como foi visto anteriormente, as guias de rolamento apresentam uma rigidez estática relativamente menor que as de escorregamento e hidrostáticas. Com o objetivo de aumentar a rigidez estática normal de máquinas-ferramenta que operam com guias de rolamento, pode-se utilizar uma guia de escorregamento atuando paralela à de rolamento. Com esta combinação, obtêm-se as vantagens técnicas da guia de escorregamento (alta rigidez e amortecimento) e da de rolamento (baixo atrito). A figura 5.2 mostra um modelo construtivo de guia combinada escorregamento/rolamento, que utiliza patins de rolos pré-carregados com molas prato [75]. As pistas das guias de escorregamento e de rolamento são dispostas em paralelo, de modo que a carga vertical seja distribuída em cada uma delas. As molas prato são dimensionadas de forma que as guias de escorregamento (metal ou plástico) suportem, por exemplo, cerca de 20% do peso próprio do elemento móvel (carro, mesa). Os restantes 80% são absorvidos pelos patins de rolos. Como a flexibilidade das molas prato é bem maior que a da guia de escorregamento, pode-se considerar que praticamente toda a carga externa (forças de corte, peso da peça de trabalho) é suportada pela guia de escorregamento. A força nos patins, que é determinada pela

compressão das molas, quase não sofre alteração após aplicação das forças externas. Este modelo construtivo de guia combinada é adequado para máquinas de grande porte (veja apêndice B), onde as forças de operação (peso da peça de trabalho e/ou forças de corte verticais) são pequenas quando comparadas ao peso do elemento móvel (carro, mesa). Nesta situação, a maior parte das forças verticais atuantes sobre as guias é suportada pelos patins de rolos. Isto significa que a *resistência ao movimento proporcionada pela fricção nas guias será baixa*, pois o *atrito de rolamento nos patins terá efeito predominante*. Por outro lado, como as forças de operação são suportadas quase que totalmente pelas *guias de escorregamento*, verifica-se que durante o processo de usinagem, a máquina operará com *alta rigidez*.

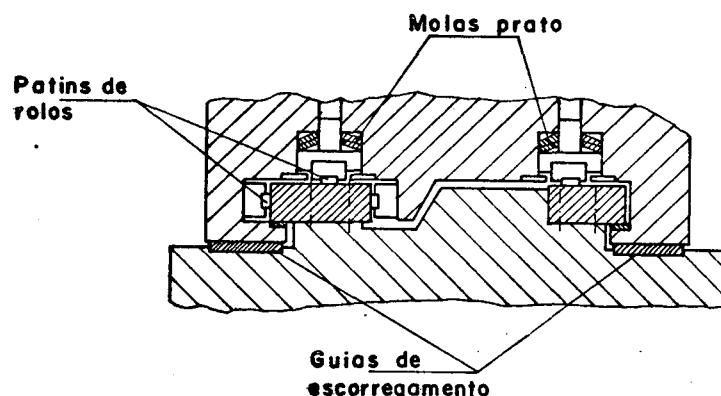


Figura 5.2 - Guia combinada escorregamento/rolamento com patins de rolos e molas prato |75|.

5.5 Precisão de movimento

A precisão do movimento linear depende basicamente das folgas, da rigidez estática, do desgaste e da precisão de fabricação das guias. A rigidez estática da guia é responsável pelos desalinhamentos do elemento móvel sob ação de cargas. Desse modo, guias de maior rigidez proporcionam maior precisão de movimento. Por outro lado, o desgaste das superfícies de trabalho das guias reduz, gradativamente, a sua precisão de movimento ao longo da vida útil.

As guias de escorregamento (metal ou plástico) fornecem boa precisão de movimento, desde que sejam construídas com razoável precisão geométrica (planicidade, retidão, etc.) e mínimas folgas de trabalho. Estas folgas juntamente com os desgastes

tes adesivo e abrasivo são os principais fatores que reduzem a sua precisão de movimento.

As guias de rolamento por serem, em geral, fabricadas com bastante precisão e por operarem sem folgas (pré-carga), apresentam ótima precisão de movimento.

Para as guias hidrostáticas, a precisão de movimento depende muito pouco dos erros de fabricação. Isto se deve à sua "ação de compensação média" que tende a reduzir, consideravelmente, os efeitos negativos dos erros geométricos locais sobre o seu desempenho. Além disto, existe a possibilidade de construção de guias com sistemas de sapatas não-convencionais que permitem a compensação de erros geométricos, de desgaste e de deformações relacionados às suas superfícies de suporte (veja tópico 3.4.4 e figs. 3.29, 3.32 e 3.33).

Como estas guias apresentam grande rigidez estática (pré-carga), pequena variação na espessura do filme de óleo (folga h) durante o trabalho e, adicionalmente, não estão sujeitas ao desgaste, tem-se que a sua precisão de movimento é excelente.

As guias aerostáticas apresentam também excelente precisão de movimento, porém, necessitam ser fabricadas com elevada precisão (folga de trabalho h em torno de $10\mu\text{m}$).

5.6 Amortecimento mecânico

Inicialmente, é necessário diferenciar as duas direções segundo as quais as guias amortecem vibrações: na direção do movimento e na direção normal ao movimento. Considerando a primeira, conclui-se como regra geral que: para baixas velocidades de avanço (onde a máxima velocidade de vibração é maior do que a velocidade de avanço), as guias de escorregamento (metal ou plástico) apresentam maior capacidade de amortecimento, vindo acompanhadas, em ordem decrescente, pelas guias hidrostáticas, de rolamento e aerostáticas. Para altas velocidades de avanço (onde a máxima velocidade de vibração é menor do que a velocidade de avanço), todas as guias têm praticamente o mesmo nível de amortecimento [12,14], exceto a guia aerostática que apresenta menor capacidade de amortecimento de vibrações devido à baixíssima viscosidade do ar.

Sabe-se que o gradiente de amortecimento mecânico de um sistema de avanço (eq.4.8) é diretamente proporcional ao coefi-

ciente de amortecimento viscoso equivalente total C_v . Este coeficiente engloba tanto as componentes de fricção que são proporcionais à velocidade de deslizamento, quanto as que independem desta velocidade (por exemplo: o atrito de Coulomb). Como já foi apresentado nos capítulos 2 e 4, para altas velocidades de avanço, onde não mais ocorre inversão do movimento do elemento móvel, o efeito do atrito de Coulomb no amortecimento desaparece, justificando assim, a afirmativa de que, naquelas velocidades, os vários tipos de guias, com exceção das aerostáticas, apresentam praticamente o mesmo nível de amortecimento. Neste caso, somente as forças de fricção que são diretamente proporcionais à velocidade, contribuem para o amortecimento das vibrações no elemento móvel.

Outro aspecto importante para o amortecimento das guias é sua curva fricção x velocidade (veja fig. 5.1). Neste sentido, é desejável se ter esta curva com declividade positiva, como é o caso das guias de escorregamento (plástico/metal), hidrostáticas e aerostáticas, e até mesmo das guias de rolamento. Esta característica é importante, pois contribui para o amortecimento das vibrações no elemento móvel. Caso contrário, pode ocorrer inclusive vibrações auto-excitadas (efeito "stick-slip").

Considerando agora a direção normal ao movimento, pode-se concluir que: as guias de escorregamento (metal ou plástico) têm maior capacidade de amortecimento normal, vindo seguidas, em ordem decrescente, pelas hidrostáticas, rolamento e aerostáticas. Os mecanismos de amortecimento neste caso são: efeito "squeeze-film" (guia hidrostática e de escorregamento); *microdeslizamentos* na zona de contato (efeito friccional) e *histerese dos materiais* gerada pelas deformações elásticas e/ou plásticas das rugosidades superficiais em contato (guia de escorregamento e rolamento).

As guias de rolamento e as aerostáticas têm baixa capacidade de amortecimento tanto na direção de movimento como na normal. Uma forma de aumentar o amortecimento nestas duas direções, consiste em se fazer a combinação destas guias com as de escorregamento. Pode-se também utilizar dispositivos de "squeeze-film" |78| para aumentar o amortecimento na direção normal. Maiores informações sobre guias combinadas escorregamento/rolamento ou aerostática são encontradas nas referências |14,75,81|.

5.7 Eficiência mecânica

Neste tópico, será feita uma abordagem sobre a influência do tipo de guia sobre o rendimento mecânico do sistema de avanço, considerando o porte do elemento móvel e o tipo de fuso de movimento.

O porte do elemento móvel é dado pelo parâmetro G/F_u , onde G é o peso do elemento móvel (carro, mesa) e F_u é a força de usinagem (avanço ou corte) na direção do movimento linear. Fazendo-se uma análise criteriosa e de posse das informações da referência [86], pode-se concluir que: um elemento móvel é considerado pequeno quando G/F_u está em torno de 1,0 e grande quando G/F_u está próximo a 10,0.

O estudo desenvolvido abaixo abrange basicamente dois tipos de guias, a saber: escorregamento e rolamento. Para o cálculo do rendimento do mecanismo de avanço, tomar-se-ã por base os valores 0,1 e 0,005 para os coeficientes de fricção (f_2) das guias supracitadas, respectivamente. Embora esta análise seja dirigida para estes dois tipos de guias, as conclusões a serem obtidas referentes às guias de rolamento, são válidas, fundamentalmente, para as hidrostáticas e aerostáticas, ou seja, sob o aspecto de eficiência mecânica do sistema de avanço, estas guias comportam-se de forma semelhante às de rolamento.

A figura 5.3 mostra o esquema de um mecanismo de avanço com fuso de movimento. Para o propósito deste estudo, o motor será acoplado diretamente ao fuso. Existem basicamente três tipos de fuso, a saber: escorregamento (rosca trapezoidal), rolamento (esferas recirculantes) e hidrostático. Na análise em questão, serão considerados apenas os dois primeiros, visto que sob o aspecto de eficiência mecânica, o fuso hidrostático comporta-se, praticamente, igual ao de rolamento.

Desprezando-se o momento de atrito do motor, o rendimento do sistema de avanço da figura 5.3 é dado pela seguinte expressão [86]:

$$\eta = \frac{100}{1 + \frac{G}{F_u} f_2 + (1 + \frac{G}{F_u} f_2) f_1 \pi \frac{d}{h}} \quad (\%) \quad (5.1)$$

onde, f_1 é o coeficiente de fricção do par porca/fuso. Para o fuso de escorregamento considerou-se $f_1=0,1$ e para o de rolamento $f_1=0,005$. A razão d/h entre o diâmetro do fuso (d) e o seu passo (h) varia na faixa de 2 a 20 [81].

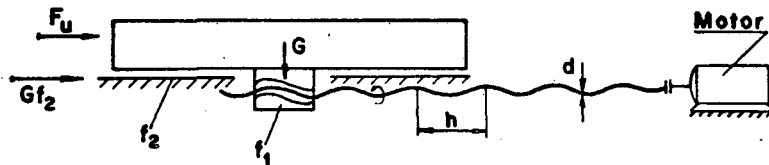


Figura 5.3 - Mecanismo de avanço genérico com fuso de movimento.

A figura 5.4 mostra as curvas do rendimento η (eq.5.1) em função de G/F_u para $d/h=5$ e diferentes tipos de fusos e guias.

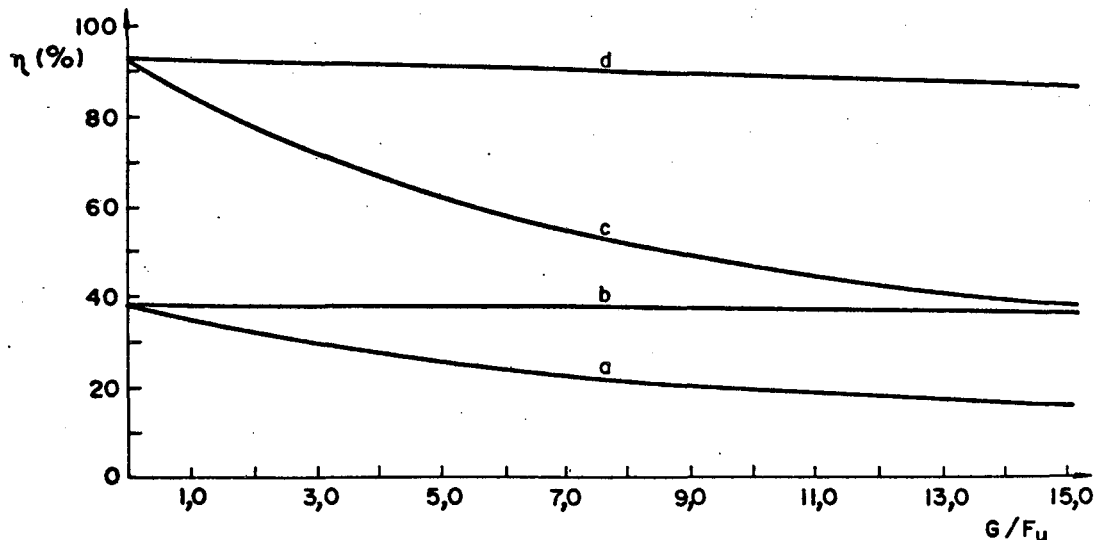


Figura 5.4 - Curvas do rendimento η (%) do sistema de avanço em função da relação G/F_u para $d/h=5$ e os seguintes tipos de fusos e guias: (a) fuso de escorregamento/guia de escorregamento; (b) fuso de escorregamento/guia de rolamento; (c) fuso de rolamento/guia de escorregamento; (d) fuso de rolamento/guia de rolamento.

Baseado nestes gráficos e nas informações precedentes, podem-se tirar as seguintes conclusões:

1) para valores de G/F_u em torno de 1,0 (elemento móvel pequeno), o fuso de rolamento tem bem maior influência no rendi -

mento (η) do que a guia de rolamento. Isto é visto pela grande diferença entre os valores de η nas curvas "c" e "a" e também nas curvas "c" e "b", para G/F_u próximo a 1,0. Por outro lado, pode-se ver através das curvas "c" e "d" (para G/F_u em torno de 1,0), que mantendo-se o fuso de rolamento e trocando-se a guia de escorregamento (c) pela de rolamento (d) obteve-se um pequeno ganho no rendimento. Em vista do exposto e do ponto de vista de eficiência mecânica, verifica-se que não é vantajoso empregar guias de rolamento em sistema de avanço de máquinas cujo elemento móvel é pequeno;

2) para valores de G/F_u em torno de 10 (elemento móvel grande), a guia de rolamento tem uma maior influência no rendimento comparando-se a valores de G/F_u próximos a 1,0. Isto é comprovado pela grande diferença entre os valores de η das curvas "d" e "c" para G/F_u em torno de 10. Por outro lado, a diferença entre as curvas "c" e "b" reduz bastante quando G/F_u cresce. Isto significa que a importância da guia de rolamento, relativamente ao fuso de rolamento, cresce à medida que G/F_u aumenta;

3) analisando as curvas da figura 5.4 com atenção, verifica-se que em qualquer caso (elemento móvel pequeno ou grande), o fuso de rolamento tem uma importância fundamental no rendimento do sistema de avanço. Veja, por exemplo, a grande diferença que existe entre os valores das curvas "d" e "b" em toda faixa de variação de G/F_u . Ao mesmo tempo, para valores de G/F_u em torno de 10, constata-se que a guia e o fuso de rolamento são indispensáveis. Assim, sob o aspecto de eficiência mecânica, recomenda-se utilizar guia de rolamento (ou hidrostática) e fuso de rolamento (ou hidrostático) em sistemas de avanço de máquinas cujo elemento móvel é grande;

4) o rendimento η decresce com o aumento de G/F_u . Isto significa que para o mesmo tipo de guia e fuso, as máquinas pesadas operam com menor eficiência no sistema de avanço. Por outro lado, nota-se dos gráficos da figura 5.4 que o rendimento cai mais rapidamente quando se utiliza guia de escorregamento (curvas a e c);

5) o rendimento do sistema de avanço aumenta com o decréscimo da razão d/h , mantendo-se constante as outras variáveis (veja fig. 5.5). As conclusões apresentadas nos itens anteriores

são válidas, também, para outros valores de d/h . Contudo, à medida que a razão d/h se aproxima de 2,0, a influência da guia de rolamento no rendimento cresce em relação ao fuso de rolamento, principalmente para valores de G/F_u em torno de 10 (fig.5.5).

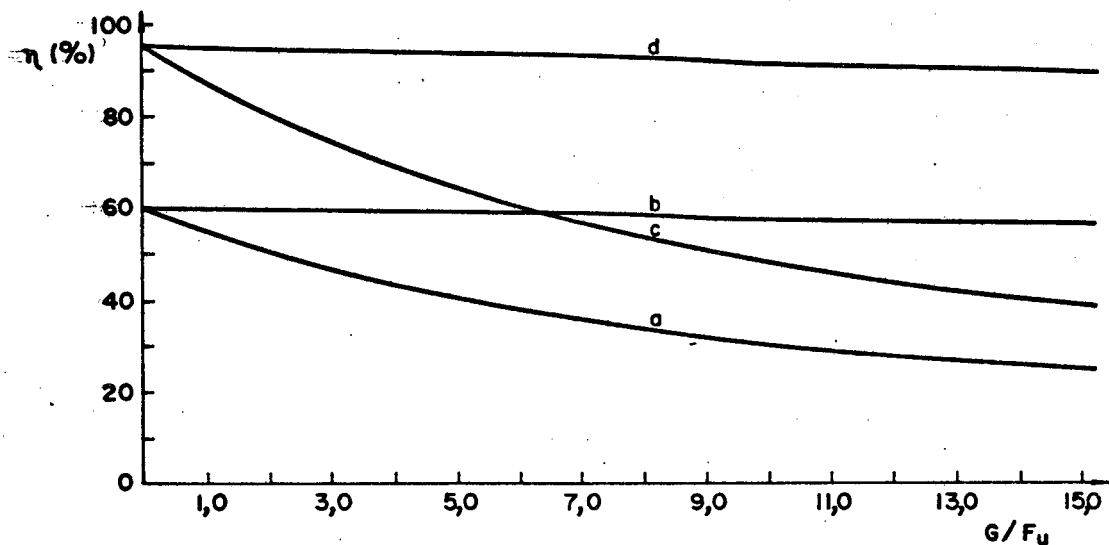


Fig. 5.5 - Curvas do rendimento $\eta(\%)$ do sistema de avanço em função da relação G/F_u para $d/h=2$ e os seguintes tipos de fusos e guias: (a) fuso de escorregamento/guia de escorregamento; (b) fuso de escorregamento/guia de rolamento; (c) fuso de rolamento/guia de escorregamento; (d) fuso de rolamento/guia de rolamento.

Para finalizar serão feitos alguns comentários sobre a análise apresentada neste tópico:

— a expressão (5.1) é válida apenas quando $F_u \neq 0$. Porém, nas operações de posicionamento o elemento móvel não está sujeito a forças de usinagem, ou seja, $F_u=0$. Neste caso, o trabalho útil será aquele necessário para vencer a força de atrito nas guias. Logo, o rendimento η será calculado pelo produto da eficiência mecânica de todos os componentes do sistema de avanço que dissipam energia, com exceção das guias. Por exemplo, para o sistema da figura 5.3 com $F_u=0$, tem-se $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2$, onde, η_1 e η_2 são respectivamente, as eficiências do motor e do par porca/fuso. Desprezando-se as perdas no motor ($\eta_1=1$), o rendimento será dado por:

$$\eta = \eta_2 = \frac{1}{1 + \frac{d}{h} \pi f_1} \quad (5.2)$$

Generalizando, pode-se concluir que nas operações de posicionamento, o rendimento η não dependerá do tipo de guia, mas sim dos outros componentes do sistema de avanço que dissipam energia;

- no cálculo do rendimento η não foram consideradas as forças externas verticais que as guias podem suportar (por exemplo: força de corte, peso da peça de trabalho). Levando-se em conta tais forças, constata-se que o valor do rendimento será menor em relação ao fornecido pela expressão (5.1). Em essência, tudo se passa como se o peso G do elemento móvel aumentasse e, então, pela expressão acima, o rendimento decresceria. Contudo, nas operações de posicionamento, o rendimento se mantém constante com a variação da carga vertical sobre a guia.

as

A consideração das forças externas verticais no cálculo do rendimento não afeta as conclusões apresentadas anteriormente.

5.8 Materiais

Geralmente, empregam-se, na construção de guias de escorregamento, os seguintes materiais: ferro fundido cinzento ou nodular (endurecido ou não), aço temperado e retificado e plásticos a base de PTFE, de resina epoxi, de poliamida ou de acetal (veja subtópico 2.6.5).

As guias de rolamento são fabricadas em aço temperado e retificado (veja tópico 4.6).

Nas guias hidrostáticas e aerostáticas empregam-se revestimentos plásticos ou metal anti-desgaste nas superfícies da soleira do elemento móvel, para evitar danos às superfícies deslizantes em caso de falha no sistema de alimentação de fluido (óleo ou ar) ou de sobrecargas. Por outro lado, as guias do barramento podem ser de $f^o f^o$ ou aço. Quando endurecidas e retificadas apresentam melhor acabamento superficial e precisão geométrica, como também, são mais resistentes a danos eventuais que possam ocorrer no seu transporte, montagem e manutenção. Contudo, têm maior custo de fabricação devido ao tratamento térmico e retificação [75].

Em guias aerostáticas de máquinas de altíssima precisão utiliza-se, atualmente, para as pistas do barramento, o granito. Este material apresenta excelente estabilidade dimensional, pois seu processo de envelhecimento tornou-se estável. Com o emprego do granito, é possível se ter folga de trabalho h da ordem de $0,2 \mu\text{m}$.

5.9 Lubrificação

As guias de escorregamento (metal ou plástico) exigem maior cuidado com a lubrificação do que as de rolamento. Isto por que seu desempenho (atrito, desgaste, precisão, etc.) é sensivelmente afetado pelas características do sistema de lubrificação e dos lubrificantes. Além do mais, as guias de rolamento necessitam de bem menos lubrificante e permitem, também, menor frequência de lubrificação. As guias de plástico/metal podem operar, sob certas condições, em regime de atrito seco. Quanto ao tipo de lubrificante, usualmente empregam-se óleo ou graxa para as guias de rolamento e somente óleo para as de escorregamento (veja tópicos 2.7 e 4.7).

Para as guias hidrostáticas, é necessário se ter um sistema hidráulico relativamente complexo (veja fig. 3.44), com canais para retorno do óleo ao tanque após a sua utilização. Isto também é válido para as guias aerostáticas, com a diferença que, neste caso, o ar (limpo e seco) não precisa retornar após o uso (veja tópico 3.8).

5.10 Instalação e manutenção

Quanto à instalação, verifica-se que as guias de escorregamento (metal/metal) são as mais fáceis de instalar, seguidas, em ordem crescente de dificuldade, das guias plástico/metal, de rolamento, hidrostáticas e aerostáticas.

Para instalação de uma guia de escorregamento (plástico/metal), é necessário desenvolver um conjunto de procedimentos para aplicação do material plástico. A dificuldade encontrada na execução destes procedimentos depende bastante da disponibilidade das ferramentas e dispositivos apropriados, da precisão requerida para as guias, como também, do tipo de plástico e do seu estado físico (fluido, pastoso, sólido) antes da aplicação (veja subtópico 2.6.4).

Para as guias de rolamento, dependendo da sua classe de precisão e complexidade, podem-se ter grandes dificuldades na instalação e ajuste dos seus elementos (trilhos, gaiolas, patins, etc.), em virtude das pequenas tolerâncias requeridas na sua montagem.

A instalação de uma guia hidrostática e aerostática é complexa, em virtude da dificuldade de montagem e regulagem de todo sistema hidráulico (ou pneumático), bem como dos elementos de suporte (guias do barramento e elemento móvel).

Quanto ao aspecto de manutenção, observa-se que as guias hidrostáticas e aerostáticas apresentam os menores requisitos de manutenção, seguidas das guias de rolamento, das de escorregamento plástico/metal e das de metal/metal.

5.11 Proteção

Como já foi visto no tópico 5.3, as guias de escorregamento e de rolamento quando contaminadas por partículas abrasivas apresentam altas taxas de desgaste. Logo, torna-se necessário empregar dispositivos de proteção. A escolha do protetor mais adequado depende de fatores, tais como: tipo, porte e precisão da máquina; espaço disponível; condições de trabalho (se a seco ou em meio líquido); faixa de velocidades de operação; quantidade, tipos de detritos e cavacos. Geralmente, utilizam-se protetores herméticos (sanfonados e telescópicos) em máquinas de precisão igual ou maior que a normal. Para máquinas da classe de precisão inferior ou igual à normal, podem-se utilizar protetores não-herméticos (veja tópico 2.9). Isto, porém, dependerá ainda da análise dos fatores supracitados. Seja qual for o protetor empregado, é sempre recomendável usar, adicionalmente, raspadores para limpar as pistas das guias.

Em guias hidrostáticas empregam-se, normalmente, protetores sanfonados ou telescópicos para evitar a contaminação do óleo por impurezas externas e a troca frequente de filtros.

Para guias aerostáticas é suficiente o uso de raspadores.

5.12 Custos

As guias de escorregamento apresentam menor custo de produção, seguidas das de rolamento, das hidrostáticas e aerostáticas. Esta característica deve-se, basicamente, à sua facilidade de projeto e fabricação. Contudo, considerando o custo de re-

paração ao longo da vida da máquina, as guias hidrostáticas e de rolamento, podem, dependendo do porte e precisão da máquina, aproximar seus custos totais aos das guias de escorregamento, após um certo tempo de vida. Paralelamente, sabe-se que o emprego de guias de baixo atrito (rolamento, hidrostática) numa máquina-ferramenta reduz os custos iniciais associados com alguns componentes do mecanismo de avanço (motor, fuso de movimento, etc.).

Nos dias atuais, a guia de escorregamento é ainda o tipo de guia que tem a maior aplicação em máquinas-ferramenta. A principal razão disto deve-se ao fato de tal guia apresentar uma baixa relação custo de produção/desempenho, principalmente para as exigências de máquinas convencionais (sem NC) de pequeno e médio porte (veja apêndice B). Além do mais, com a utilização de materiais plásticos apropriados, pode-se melhorar ainda mais esta relação, bem como, reduzir os custos de operação e reparação, proporcionado, respectivamente, pela diminuição do nível de atrito, pela facilidade de aplicação e menor volume de usinagem requerido para o plástico.

Em máquinas cujo peso do elemento móvel (mesa, carro) seja inferior a 20kN, a guia de rolamento é mais barata do que a hidrostática. Contudo, acima deste limite, os preços das guias de rolamento crescem de forma exagerada. Comparativamente, os custos iniciais das guias hidrostáticas crescem mais vagarosamente com o tamanho da máquina [22,24].

As guias de rolamento requerem maior nível de precisão e acabamento superficial na sua fabricação, vindo seguidas, em ordem decrescente, da guia aerostática, da de escorregamento e hidrostática. Estes fatores contribuem de modo mais acentuado para a elevação dos custos de fabricação das guias de rolamento, relativamente aos outros tipos de guias. Isto porque seu desempenho depende, fundamentalmente, da precisão de fabricação e acabamento superficial dos seus componentes.

Por outro lado, verifica-se que, como regra geral, as guias hidrostáticas apresentam maior custo de operação, vindo seguidas, em ordem decrescente, pelas aerostáticas, escorregamento e rolamento. Isto deve-se ao fato das guias hidrostáticas terem consumo de potência para bombeamento de óleo e operarem, geralmente, com perdas de óleo nas vias de alta pressão, nas canalizações

de retorno, nas vedações, etc. Nas guias aerostáticas tem-se, praticamente, os custos associados com a potência de bombeamento de ar. Nas de escorregamento, além da potência de fricção ser relativamente alta, verifica-se, também, grande consumo de óleo lubrificante.

Enfim, pode-se dizer que, do ponto de vista técnico, as guias hidrostáticas são ótimas, porém, ainda são inviáveis economicamente para serem usadas, principalmente em máquinas convencionais (sem NC) de pequeno e médio porte. Isto se deve, basicamente, ao fato da razão custo da guia/preço da máquina no mercado ser ainda alto. Contudo, tem-se empreendido esforços no sentido de reduzir os custos destas guias através de adequadas medidas de projeto e fabricação. Como exemplo, pode-se citar a solução adotada na referência [87] para as guias de um torno NC.

5.13 Aplicabilidade

Neste tópico, pretende-se fornecer uma orientação para a escolha do tipo de guia em função do porte, precisão e tipo de máquina-ferramenta, tomando-se por base todos os aspectos analisados nos itens anteriores. Os parâmetros mais importantes para esta escolha são: capacidade de transporte de carga; rigidez; atrito; desgaste e custo de produção da guia.

De forma geral, pode-se concluir o seguinte:

a) em máquinas de pequeno porte (apêndice B), recomenda-se empregar guias de escorregamento (metal ou plástico) ou de rolamento. Para as de médio porte, pode-se utilizar qualquer tipo de guia. A escolha dependerá de outros fatores (precisão e preço da máquina, com ou sem NC, etc). Para as máquinas de grande porte, recomenda-se o uso de guias hidrostáticas. Isto se deve ao fato destas guias proporcionarem alta capacidade de transporte de carga e rigidez, baixo atrito, ausência de "stick-slip" e de desgaste (grande vida útil). As guias de rolamento não são adequadas para máquinas de grande porte, pois, além de não apresentarem capacidade de carga e rigidez satisfatórias, estão sujeitas ao desgaste por fadiga superficial (menor vida útil) e são anti-econômicas para cargas pesadas;

b) em máquinas de precisão menor ou igual à normal utiliza-se, geralmente, guia de escorregamento (metal ou plástico). Em máquinas de precisão acima da normal, a preferência recai nas guias de rolamento, nas hidrostáticas ou nas aerostáticas. As guias plástico/metal podem ser empregadas neste caso, se as folgas de trabalho nas guias não afetarem significativamente a precisão da máquina;

c) em máquinas NC recomenda-se utilizar guias de rolamento, hidrostáticas ou aerostáticas. Isto é justificado pelo seguinte: as máquinas NC, para serem viáveis economicamente, necessitam ter baixa frequência de manutenção (por exemplo: grande vida útil das guias) e velocidades de operação relativamente altas. As guias plástico/metal podem ser empregadas em máquinas NC, desde que as folgas de trabalho não afetem a precisão de movimento requerida para o elemento móvel (mesa, carro) e a taxa normal de trabalho não seja elevada (pressões de contato e velocidades lineares);

d) o tipo de máquina-ferramenta influencia pouco a escolha do tipo de guia a ser adotada. De forma geral, verifica-se que cada uma das guias, ou seja, escorregamento, rolamento, hidrostática e aerostática, tem aplicação nos vários tipos de máquinas. A precisão, o nível de automação ou controle e o porte da máquina são os fatores preponderantes na seleção do tipo de guia. Contudo, as referências [14,88] fornecem dados estatísticos e recomendações, obtidos da experiência prática, que mostram a aplicabilidade de cada guia em função do tipo de máquina-ferramenta;

e) baseado nos itens anteriores, conclui-se, como regra geral, que: *as guias de escorregamento (metal/metal)* aplicam-se em máquinas convencionais (sem NC) de pequeno e médio porte com precisão menor ou igual à normal; *as guias plástico/metal* empregam-se em máquinas de pequeno e médio porte (com ou sem NC) com precisão menor ou igual à normal; *as guias de rolamento* são aplicadas em máquinas de pequeno e médio porte (com ou sem NC) cuja precisão seja acima da normal; *as guias hidrostáticas* são comumente empregadas em máquinas de grande porte (com ou sem NC) ou em máquinas de médio porte (com ou sem NC) onde se deseja precisão acima da normal, alta rigidez e capacidade de carga e boas características de amortecimento. Neste último caso, é necessário que o

custo da guia hidrostática seja compatível com o preço de mercado estimado para a máquina; *as guias aerostáticas* (veja referência |75|) aplicam-se em máquinas de médio porte (com ou sem NC) com precisão maior que a normal, principalmente se ocorrem velocidades muito altas. É necessário, também, verificar se a relação custo da guia/preço da máquina é aceitável.

Para concluir este tópico serão feitos alguns comentários finais:

- *as guias combinadas escorregamento/rolamento* estão sendo cada vez mais usadas em máquinas-ferramenta. Estas guias são normalmente empregadas em máquinas de médio e grande porte (com ou sem NC) com precisão igual ou maior que a normal, principalmente quando se requer atrito relativamente baixo, grande rigidez e bom nível de amortecimento;

- para se ter uma idéia geral do grau de utilização dos diferentes tipos de guias no universo das máquinas-ferramenta, a referência |88| mostra que no conjunto de 60 máquinas pesquisadas de vários tipos, portes e precisão, 60% apresentavam guias de escorregamento, 19% guias de rolamento, 14% guias combinadas (escor./rolam.) e 7% guias hidrostáticas e aerostáticas.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Para a elaboração desta dissertação, foi necessário fazer uma ampla pesquisa bibliográfica. O trabalho foi desenvolvido tomando-se por base as informações contidas nesta bibliografia. A principal dificuldade encontrada na realização desta dissertação, relacionou-se com o levantamento de dados atualizados sobre os diferentes assuntos abordados, bem como com a sua interligação e comparação, em vista da grande diversidade de situações existentes e condições (de operação ou experimentais) específicas. Muitas vezes, as informações encontradas sobre um determinado assunto eram escassas ou se referiam a situações particulares, de modo que limitava o espectro da análise efetuada e, em consequência, restringia as conclusões e as possíveis recomendações. Para exemplificar, encontrou-se deficiência de dados nos seguintes tópicos: curvas $f \times v$ de diferentes tipos de guias sob condições de operação variadas; pressões máximas admissíveis de contato (em guias de escorregamento); rigidez estática/unidade de área para diferentes tipos de guias e condições de projeto; influência da guia no amortecimento e rigidez dinâmica de sistemas de avanço; análise do custo de produção, de operação e de reparação dos vários tipos de guias; etc..

Em vista do exposto, serão apresentadas a seguir, sugestões para trabalhos e pesquisas que venham ampliar o espectro deste estudo e complementar o campo de conhecimento neste assunto:

a) fazer um levantamento dos materiais plásticos fabricados no Brasil que podem ser utilizados em guias de máquinas-ferramenta. Realizar experimentos com pares plástico/aço ou $f^0 f^0$, visando obter as suas características de atrito (curva $f \times v$), desgaste, rigidez estática, amortecimento, etc.. Verificar, também, as possíveis formas de aplicação e acabamento destes plásticos, e catalogar os problemas que possam ocorrer na sua fixação. Estimar os custos associados com emprego de plásticos nas guias. Por fim, fornecer recomendações gerais sobre: tipos de plásticos mais apropriados para guias de escorregamento de máquinas-ferramenta;

bric

procedimentos para aplicação e reparação; tipo de lubrificante a ser empregado; valores de pressão máxima admissível de contato em função da velocidade de operação; etc.;

b) empreender estudo teórico e experimental sobre guias combinadas. Verificar quais as combinações de tipos de guias que efetivamente resultam numa melhoria de desempenho. Investigar quais as formas construtivas mais vantajosas e seu campo de aplicação. Procurar desenvolver tipos de guias combinadas que se adaptem, especificamente, às solicitações e requisitos de operação de determinado tipo de máquina. Verificar a possibilidade de utilizar *controle adaptativo*, para tornar a guia adaptável às diferentes situações de trabalho da máquina. Pesquisar, também, novas concepções de guias, a nível de princípio de operação, como por exemplo: guia semiflutuante aerostática ("Pneumatic Half-floating Slideway") (ver referências [13,89]);

c) desenvolver um CAD para projetar guias hidrostáticas otimizadas. Este CAD deve abranger um maior número de situações de projeto: guias de simples ou duplo efeito; diferentes tipos de sapatas e restritores; formas construtivas variadas; possibilidade de introduzir condições de carga, de rigidez, de deslocamento vertical, etc.. Utilizando-se do CAD, pode-se, também, empreender estudos para aperfeiçoar guias hidrostáticas e reduzir os seus custos de produção, viabilizando assim, a sua aplicação em máquinas de pequeno e médio porte;

d) desenvolver formulação teórica e programas de elementos finitos para se calcular a distribuição de carga, as deformações nos elementos rolantes, a carga estática e rigidez equivalentes, bem como, os deslocamentos em qualquer ponto de uma guia de rolamento. Neste estudo, deve-se propor um modelo de guia que seja o mais real possível (veja tópico 4.5). Estes programas devem ser capazes de resolver diferentes formas construtivas sob carregamentos externos os mais variados. Fazer testes num modelo experimental para avaliar a formulação teórica proposta;

e) empreender estudo teórico e experimental sobre amortecimento de guias de escorregamento e de rolamento. Montar banca de testes para averiguar a importância da guia no amortecimento de vibrações associadas ao sistema de avanço. Analisar a influência de fatores, tais como: atrito (curva $f \times v$); tipo e vis

cosidade do óleo; pré-carga; tipo de fuso; velocidade linear; massa; rigidez e frequência natural do mecanismo de avanço; amplitude e frequência da força excitadora; etc..

Embora, em alguns aspectos, este trabalho tenha limitações devidas à escassez de dados, ele apresenta uma vasta coletânea de informações sobre projeto e seleção de guias de máquinas-ferramenta, fornecendo, ao pesquisador ou projetista de máquinas, orientações e subsídios que lhe permitem compreender e analisar melhor todos os aspectos importantes sobre o assunto e, em consequência, decidir com maior conhecimento nos seus projetos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- |1| KOENIGSBERGER, F., Design Principles of Metal-Cutting Machine Tools. Pergamon Press Ltd., Oxford, England, 1964.
- |2| ACHERKAN, N., PUSH, V., IGNATYEV, N. e KUDINOV, V., Machine Tool Design, Vol. 3. Mir Publishers, Moscow, 1982.
- |3| VOROB'EV, S.A., Narrow Slideways for Machine Tools. Machines and Tooling, Vol. XLIV, nº 6, pp. 23-24, 1973.
- |4| HARDY, H.W., Machine-Tool Slides and Sliding Elements. The Machinery Publishing Co., Ltd., nº 47, 1960.
- |5| LAPIDUS, A.S., Research on Machine-Tool Slideways Wear. Proceedings of the 8th International Machine Tool Design and Research Conference, Manchester, pp. 1139-1154, 1967.
- |6| BACK, N., Deformations in Machine Tool Joints. Ph.D. Thesis, UMIST, Manchester, England, 1972.
- |7| BURDEKIN, M., BACK, N. e COWLEY, A., Analysis of the Local Deformations in Machine Joints. Journal Mechanical Engineering Science, Vol. 21, nº 1, pp. 25-32, 1979.
- |8| BELL, R. e BURDEKIN, M., Dynamic Behaviour of Plain Slideways. Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 181, Pt.1, nº 8, pp. 169-181, 1966-67.
- |9| PORTMAN, V.T., Slideways Shape Optimization for Accuracy Maintenance. Machines and Tooling, Vol. XLV, nº 5, pp. 15-19, 1974.
- |10| HAJDU, G., The Influence of the Characteristics of Machine Tool Guideways Concerning the Dynamic Behaviour of Machine Tool Slides.

- [11] PAL, D.K. e BASU, S.K., Surface Preparation of Machine Tool Slideways and its Influence on the Contact Stiffness. *Tribology*, pp. 172-177, october, 1973.
- [12] POLÁČEK, M. e VAVRA, Z., The Influence of Different Types of Guideways on the Static and Dynamic Behaviour of Feed Drives. Proc. 8th Int. MTDR Conference, Manchester, pp. 1127-1138, 1967.
- [13] FURUKAWA, Y., MIZUKANE, M. e SHIOZAKI, S., An Analysis of Dynamic Performance of Half-floating Slideways and its Application to Machine-Tool Feed Drive Systems. *Annals of the CIRP*, Vol. 27, nº 1, pp. 295-299, 1978.
- [14] LEVINA, Z.M., Ways of Improving Slideways in Modern NC Machines. *Machines and Tooling*, Vol. 49, nº 10, pp.23-27, 1978.
- [15] SOMMER, E.A., Squeeze-Film Damping. *Machine Design*, May 26, pp. 163-165, 1966.
- [16] RICHARDS, E.J. e LENZI, A., On the Prediction of Impact Noise, VII: The Structural Damping of Machinery. *Journal of Sound and Vibration*, 97(4), pp. 549-586, 1984.
- [17] VIEIRA, R.R., FALLEIROS, I.G.S., PIESKE, A. e GOLDENSTEIN, H., *Materiais para Máquinas-Ferramenta*. IPT, São Paulo, 1974.
- [18] HEMINGRAY, C.P., *The Friction and Wear of Plastics, with Special Reference to Machine Tool Slideways*.
- [19] RABINOWICZ, E., *Friction and Wear of Materials*. Wiley and Sons, Inc., New York, 1965.
- [20] MAMOUN, M.M., A Review of Solid Friction - Part I: Laws of Friction and Role of Adhesion. *Design Technology Transfer*, ASME, Proc. of the Desig. Engin. Tech. Conference, pp. 295-303, 1974.

- |21| MAMOUN, M.M., A Review of Solid Friction - Part II: Junction Growth, Surface Contaminants and Effects of Deformations and Speed. Design Technology Transfer, ASME, Proc. of the Desig. Engin. Tech. Conference, pp. 304-314, 1974.
- |22| NEALE, M.J. (Editor), Tribology Handbook. Newnes-Butterworths, 1973.
- |23| MOORE, D.F., Principles and Applications of Tribology. Pergamon Press, 1975.
- |24| BURDEKIN, M., COWLEY, A. e HEMINGRAY, P., Wear of Slideways. Tribology, February, pp. 15-20, 1971.
- |25| BELL, R. e BURDEKIN, M., A Study of the Stick-Slip Motion of Machine Tool Feed Drives. The Institution of Mechanical Engineers, 1970.
- |26| DOMRÖS, D., Über das Verschleiß-und Reibungsverhalten von Werkzeugmaschinen-Gleitführungen. Dr. Thesis, Technischen Hochschule, Aachen, 1966.
- |27| BELL, R. e BURDEKIN, M., An Investigation into the Steady-State Characteristics of Plain Slideways. The Institution of Mechanical Engineers, 1970.
- |28| KATO, S., YAMAGUCHI, K. e MATSUBAYASHI, T., Stick-Slip Motion of Machine Tool Slideway. Journal of Engineering for Industry-ASME, May, pp. 557-566, 1974.
- |29| KATO, S. e MATSUBAYASHI, T., On the Dynamic Behaviour of Machine Tool Slideway (1st Report, Characteristics of Static Friction in Stick-Slip Motion). Bulletin of the JSME, Vol. 13, n° 55, pp. 170-179, 1970.
- |30| KATO, S., YAMAGUCHI, K. e MATSUBAYASHI, T., On the Dynamic Behaviour of Machine Tool Slideway (2nd Report, Characteristics of Kinetic Friction in Stick-Slip Motion). Bulletin of the JSME, Vol.13, n° 55, pp. 180-188, 1970.

- |31| KATO, S., MATSUBAYASHI, T. e MORI, N., On the Dynamic Behaviour of Machine Tool Slideway (3rd Report, Pitching and Yawing Motion of Moving Element Caused Stick-Slip). Bulletin of the JSME, Vol. 13, n° 64, pp. 1255-1263, 1970.
- |32| BELL, R. e BURDEKIN, M., An Investigation into the Mechanism of the Frictional Damping of Machine Tool Slideways. The Institution of Mechanical Engineers, 1970.
- |33| SELYUKOV, Y.Z. e NIBERG, A.N., The Effect of the Characteristics of Cast-Iron and Certain Plastics on Sliding Stability. Machines and Tooling, Vol. 50, n° 5, pp. 16-18, 1979.
- |34| LIPSON, C., Wear Considerations in Design. Prentice-Hall, 1967.
- |35| CRNKOVIC, S.J. e PURQUÉRIO, B.M., Guia para Projeto e Seleção de Mancais de Atrito Seco. EESC-USP, Depto. Eng. Mecânica, São Carlos, 1984.
- |36| COLLINS, J.A., Failure of Materials in Mechanical Design - Analysis, Prediction, Prevention. John Wiley & Sons, 1981.
- |37| TOWN, H.C., The Design and Construction of Machine Tools. Iliffe Books Ltd., The Butterworth Group, 1971.
- |38| DEVAL, R., The Selection of Lubricants. CME, March, pp. 48 - 52, 1979.
- |39| DAPIRAN, A., A New Method for Bonding Strip Slideways. Proc. 9th Int. MTDR Conference, pp. 897-905, 1968.
- |40| NEUREUTHER, H., A Critical Evaluation of the Problems of Slideway Covers on High Traverse Speed Machine Tools.
- |41| SHULTS, V.M., Improving Slideway-Protection Devices. Machines and Tooling, Vol. XLV, n° 5, pp. 28-29, 1974.

- [42] PEKELIS, G. e GELBERG, B., Repair of Metal-Cutting Machines. Mir Publishers, Moscow, 1979.
- [43] ELIAS, E.F., PIVATO, O. e CAMANHO, R., Princípios Básicos para Manutenção de Máquinas CN. Publicação da SOBRACON, 1987.
- [44] RABINOWICZ, E., A Study of the Stick-Slip Process. Proc. Symp. Friction and Wear, Detroit, 1957.
- [45] ASTROP, A.W., An Interesting Approach to Plastics-Faced Slideways. Machinery and Production Engineering, 5, october, pp. 332-334, 1977.
- [46] BRENDLELL, H., Friction Characteristics of Non-Metallic Machine Tool Slideway. Machines and Tooling, Vol.50, nº 11, pp. 14-16, 1979.
- [47] MARKLEW, J.J., SKC 3 - A Low-Friction Slideway Material that is New to the UK. Mach. and Prod. Eng. (GB), Vol. 126, nº 3244, 5, Feb., pp.124-127, 1975.
- [48] BLASS, A., Processamento de Polímeros. Editora da UFSC, Série Didática, Florianópolis, 1985.
- [49] MTIRA, The Comparative Wear and Friction Behaviour of some Materials for use on Machine Tool Slideways. Research Report nº 62, 1975.
- [50] WEBER, E., Plastisch Verarbeitbarer Gleitwerkstoff für den Maschinenbau. Werkstatt und Betrieb, 106, 8, pp. 595-599, 1973.
- [51] STANSFIELD, F.M., Hydrostatic Bearings for Machine Tools and Similar Applications. The Machinery Publishing Co., Ltd., 1970.

- [52] WECK, M., Werkzeugmaschinen - Konstruktion und Berechnung, Band 2. VDI - Verlag GmbH, Düsseldorf, 1979.
- [53] BACK, N., Teoria da Lubrificação. UFSC, Depto. Eng. Mecânica, Florianópolis, 1975.
- [54] OPITZ, H., Aufbau und Auslegung Hydrostatischer Lager und Führungen und Konstruktive Gesichtspunkte bei der Gestaltung von Spindellagerungen mit Wälzlagern. Bericht über VDW-Konstrukteur-Arbeitstagung am 21. und 22. Febr., TH Aachen, 1969.
- [55] BURDEKIN, M. (Organising Lecturer), Spindles Bearings & Guideways for Machine Tools. UMIST, Manchester, 1972.
- [56] WONG, G.S.K., Interface Restrictor Hydrostatic Bearing. Proc. 6th Int. MTDR Conference, pp. 271-291, 1965.
- [57] ENNIS, B. e COWLEY, A., Application of Sealed Hydrostatic Bearings to the Vertical Slide of an Horizontal Drilling Machine. Proc. 11th Int. MTDR Conference, pp. 265-288, 1970.
- [58] GIORGI, M.S., POLLINI, S.G. e FAVARETO, M.M., Optimisation of Hydrostatic Slideways Including Structure Elasticity. Proc. 13th Int. MTDR Conference, pp. 113-117, 1972.
- [59] SUKHOLUTSKII, Y.A., Closed-Loop Hydrostatic Slideways with Regulators. Machines and Tooling, Vol. XLVI, n° 7, pp. 24-28, 1975.
- [60] AIZENSHTOK, G.I., Closed Hydrostatic Slideways with Floating Supports. Machines and Tooling, Vol. XLV, n° 7, pp. 25-30, 1974.
- [61] GEVASIMOV, A.D., Developments in Hydrostatics for Heavy Machine Tools: Their Present State and Future Prospects. Machines and Tooling, Vol. 49, n° 10, pp. 27-30, 1978.

- [62] ZELENÝ, J., Servostatic Guideways - A new Kind of Hydraulically Operating Guideways for Machine Tools. Proc. 10th Int. MTDR Conference, pp. 193-201, 1969.
- [63] DITTRICH, E., Untersuchung Hydrostatischer Lager mit Gesteuerter und Geregelter Ölzufuhr. Dr. Thesis, Technischen Hochschule, Aachen, 1967.
- [64] BUREK, D. e RÖSLER, H., Kunststoff-Geradföhrungen für Werkzeugmaschinen. Wt - Z. ind. Fertig. 74, n° 9, pp. 557-559, 1984.
- [65] KOCHER, H., Konstruktionskatalog Geradföhrungen mit Wälzkörnern. VDI-Z Bd. 126, n° 7, April (I), pp. 233-241, 1984.
- [66] THK AMERICA, Inc., Linear Motion Systems. Catalog n° 75EA, USA, 1986.
- [67] ROLAMENTOS PAULISTA RPL LTDA., Catálogo Geral. São Paulo, 1985.
- [68] THK AMERICA, Inc., LM Guide Application Technology Indispensable for Mechatronics. USA, 1986.
- [69] NSK NIPPON SEIKO K.K., Precision Linear Guides. Pr.n° 21318a, Tokyo, Japan, 1985.
- [70] ESCHMANN, P., HASBARGEN, L., WEIGAND, K. e BRANDLEIN, J., Ball and Roller Bearings - Theory, Design and Application. John Wiley and Sons, 1985.
- [71] SCHIESSER, W., Leichtgängige Föhrungen mit Umlaufenden Wälzkörnern für Lineare Bewegungen. Werkstatt und Betrieb, 118, 9, pp. 627-629, 1985.
- [72] HYDREL AG, Längsföhrungen. Katalog WL 190B. Schweiz, Romanshorn, 1979.

- [73] INA BEARING COMPANY, Ltd., INA Recirculating Linear Roller Bearings; INA Flat Cages; Application Examples. Birmingham.
- [74] NSK NIPPON SEIKO K.K., Precision Crossed-Roller Guides. Pr. n° 21319, Tokyo, Japan, 1984.
- [75] ERNST, P. e THEIMERT, P.H., Führungen für Geradlinige Bewegungen. Werkstatt und Betrieb, 110, 4, pp. 203-212, 1977.
- [76] SKF, Wälzlager in Werkzeugmaschinen, 1968.
- [77] TLUSTY, J., Construção de Árvores para Máquinas-Ferramenta. IPT, São Paulo, 1975.
- [78] HALLOWES, J.G.M. e BELL, R., The Dynamic Stiffness of Antifriction Roller Guideways.
- [79] BAUMGARTNER, H., Gedämpfte Längsführungen mit Wälzkörpern. Werkstatt und Betrieb, 110, 8, pp. 529-531, 1977.
- [80] LEVINA, Z.M. e BOIM, A.G., Tests on Roller Bearing Units for Slideways of Machine Tools. Machines and Tooling, Vol. 47, n° 10, pp. 27-31, 1976.
- [81] STUTE, G., BOBEL, K.H., HESSELBACH, J., HODEL, U. e STOF, P., Electrical Feed Drives for Machine Tools. Siemens Aktiengesellschaft, Berlin and München; John Wiley & Sons Ltd., Chichester.
- [82] HOUSA, J., Calculation of Antifriction Guideways. International Journal of Machine Tool Design & Research, Vol.11, June, pp. 177-197, 1971.
- [83] FRAINE, J., The Choice of Ballslideways for Machine Tools. Proc. 12th Int. MTDR Conference, pp. 193-197, 1971.

- |84| HOUSA, J., PÍC, J. e VOGEL, J., The Investigation of Linear Rolling Slides by Means of Digital Computation. Proc.7th Int. MTDR Conference, pp. 299-318, 1966.

- |85| ABIMAQ e SINDIMAQ, Máquinas-Ferramenta Brasileiras. São Paulo, 1986.

- |86| SALJÉ, E., Wirkungsgrad von Vorschubantrieben für Werkzeugmaschinen. Wt - Z. ind. Fertig. 61, n° 9, pp. 548-549, 1971.

- |87| JUNKLEWITZ, H., Wertanalyse am Beispiel Hydrostatischer Führungen einer NC-Drehmaschine. Werkstatt und Betrieb, 112, 4, pp. 220-222, 1979.

- |88| WECK, M. e RINKER, U., Einsatz von Geradführungen an Werkzeugmaschinen. Industrie Anzeiger, n° 79, Vol.30,9, 103, Jg., pp. 26-30, 1981.

- |89| MIZUKANE, M., FURUKAWA, Y. e SHIOZAKI, S., Performance of Pneumatic Half-floating Slideway with Constant Frictional Force Independent of Load. J. Japan Soc. Precision Eng., Vol. 47, n° 10, pp. 1210-1215, 1981.

- |90| PETERSON, M. B. e WINER, W.O. (Editors), Wear Control Handbook. The American Society of Mechanical Engineers (ASME), 1980.

APÊNDICE A

FABRICANTES DE PLÁSTICOS PARA GUIAS DE ESCORREGAMENTO DE MÁQUINAS-FERRAMENTA

A seguir, serão apresentados alguns fabricantes de plásticos que podem ser empregados em guias de escorregamento de máquinas-ferramenta.

1) Material a base de PTFE

No Brasil:

- a) Hoechst do Brasil S/A (produtos: Hostafilon TF modificado com cargas de bronze, carvão, grafite, vidro ou MoS₂);
- b) Dayco do Brasil Indústria e Comércio Ltda (produto: Prolub - PTFE + grafite);
- c) Tecnoflon Industrial e Comercial de Plásticos Ltda (produto: Turflex - PTFE + bronze + inibidores de desgaste);
- d) Profon Plásticos de Precisão Ltda.

No Exterior:

- e) Shamban (produto: Turcite-B - PTFE + 50% de bronze);
- f) Dixon Corporation (produto: Rulon LD - PTFE + material cerâmico);
- g) Henry Crossley (Packings) Ltd. (produto: Rulon LD - PTFE + material cerâmico);
- h) Vinyls Group, ICI Ltd. (produtos: VB60 - PTFE + bronze, VX2 - PTFE + bronze + grafite);
- i) Crane Packing Co. (produtos: Chemloy - PTFE com cargas de vidro, MoS₂, bronze ou uma combinação destas);
- j) Freidenberg (produto: PTFE - 552).

2) Resinas a base de epoxi com enchimentos especiais

No Brasil:

a) Diamant Plasticmetal Ltda (produto: Diamant - Moglice).

No Exterior:

b) Gleitbelag - Technik GmbH (produto: SKC-3).

3) Poliamida (náilon) com enchimento de grafite, MoS_2 , fibra de vidro, PTFE ou uma combinação destes.

No Brasil:

a) Du Pont do Brasil S/A

4) Acetal com enchimento de MoS_2 , cerâmica ou PTFE

No Brasil:

a) Du Pont do Brasil S/A (produto: Delrin AF - resina a cetal + fibras de PTFE);

b) Hoechst do Brasil S/A (produtos: Hostaform modificado com cargas de MoS_2 , PTFE ou material cerâmico).

APÊNDICE B

CLASSIFICAÇÃO DE MÁQUINAS-FERRAMENTA DE USINAGEM SEGUNDO O PORTE E VELOCIDADES LINEARES

Para se estabelecer o porte e as faixas de velocidades lineares de máquinas-ferramenta de usinagem, foi feita uma pesquisa entre os principais fabricantes de máquinas-ferramenta existentes no Brasil. Esta pesquisa baseou-se nos dados fornecidos pela referência [85]. Nesta análise, foram também consideradas as proposições feitas por diversos autores e pessoas que atuam nesta área há bastante tempo. A pesquisa abrangeu um total de 50 máquinas dos mais variados tipos, portese modelos, com e sem comando numérico.

b1) Classificação segundo as velocidades lineares

Em máquinas-ferramenta de usinagem existem dois tipos de velocidades lineares de operação, a saber: a velocidade linear de avanço ou de corte e a velocidade linear em rápido. A primeira relaciona-se com o movimento linear de avanço ou de corte e a segunda com os movimentos auxiliares (posicionamento, profundidade e de correção) e de retorno. Estas máquinas, geralmente operam, na maioria do tempo, com velocidades de avanço e de corte. A velocidade linear em rápido é utilizada para deslocar os elementos móveis quando estes operam em vazio (sem forças de usinagem). Normalmente, as máquinas trabalham por pouco tempo em tais velocidades. Em vista do exposto, é mais coerente classificar as faixas de velocidades de máquinas-ferramenta, tomando por base a velocidade que efetivamente ocorre na maior parte do tempo de funcionamento da máquina, ou seja, a velocidade linear de avanço ou de corte.

Para o propósito deste trabalho, achou-se por bem dividir o campo total de velocidades em cinco faixas, a saber: velocidades muito baixas, baixas, médias, altas e muito altas. Os limites destas faixas foram dispostos em sequência, numa série geométrica. Isto é justificado do seguinte modo: verificou-se, em pri

meiro lugar, a opinião das pessoas que trabalham na área, quanto aos valores de velocidades que cada faixa compreenderia e quais os tipos de máquinas que seriam representativos das diferentes faixas; em segundo lugar, procurou-se verificar as classificações existentes na bibliografia. Isso feito e de posse dos dados dos fabricantes, verificou-se o campo de velocidades lineares existente e tentou-se agrupar as 50 máquinas analisadas dentro das cinco faixas propostas. Constatou-se, então, que os limites das faixas distribuam-se, aproximadamente, numa série geométrica. Através da análise de diferentes séries, procurou-se aquela que melhor representasse o consenso. O resultado desta pesquisa está mostrado na tabela abaixo.

Velocidades lineares	m/min
muito baixas	0 - 0,25
baixas	0,25 - 1,25
médias	1,25 - 6,30
altas	6,30 - 31,50
muito altas	> 31,50

O objetivo desta classificação, neste trabalho, foi servir de referência para se estabelecer os campos de velocidades de operação de cada tipo de guia.

b2) Classificação segundo o porte da máquina

Através da análise da questão, verificou-se que os fatores mais importantes para a definição do porte de uma máquina ferramenta são: a) peso do elemento móvel principal (mesa, carro, etc.); b) volume da região de operação da ferramenta; c) dimensões e peso máximos da peça de trabalho; d) capacidade de remoção de cavaco por unidade de tempo; e) potência do motor principal; f) força de corte máxima. O porte da máquina, poderia ser bem definido através de um parâmetro único que englobasse todos ou alguns dos fatores acima citados, por exemplo: "a", "b" e "d". Contudo, existe uma certa dificuldade para a obtenção de dados referentes àqueles fatores, para os vários tipos de máquinas. Em vista disso, verificou-se, através de observações práticas e da bibliogra-

fia existente [88], que a potência do motor principal é um parâmetro que, dentro de certos limites, define com razoável precisão o porte da máquina. Além do mais, tal potência é facilmente encontrada nos catálogos dos fabricantes de máquinas-ferramenta. Em última análise, verifica-se que o valor desta potência está diretamente relacionado com as forças de corte, a taxa de remoção de material, secção de cavaco, etc.

Em vista do exposto, achou-se por bem definir o porte da máquina em função do valor desta potência. Assim, procurou-se classificar as máquinas-ferramenta em três faixas, a saber: pequeno, médio e grande porte. Para determinação dos limites destas faixas, adotou-se também o critério da progressão geométrica, utilizando a mesma metodologia que no caso das velocidades. A tabela a seguir mostra as conclusões obtidas.

Porte da máquina	Potência do motor principal da máquina (kW)
pequeno porte	0 - 10
médio porte	10 - 35
grande porte	> 35