

ELEMENTOS DE MÁQUINAS

Antonio Jose Ramos de Souza Cruz

2 de Março de 2008

Conteúdo

1	CONCEITOS INICIAIS	1
1.1	Fatores de Projeto:	2
1.2	Dimensionamento:	2
2	ELEMENTOS DE FIXAÇÃO	3
2.1	Tipos de uniões:	3
2.1.1	Classificação da uniões:	3
3	UNIÕES POR ELEMENTOS ROSCADOS(Provisória)	4
3.1	Parafusos:	4
3.2	Montagens de parafusos:	7
3.2.1	Materiais para parafusos:	8
3.3	Acessórios	8
3.4	Roscas	12
3.4.1	Classificação das roscas:	13
3.4.2	Rosca Métrica ISO (perfil triangular)	15
3.4.3	Rosca Unificada(Unified)	17
3.5	Dimensionamento de Parafusos:	19
3.5.1	Parafusos solicitados à tração sem carga inicial:	19
3.5.2	Parafusos solicitados à tração com carga inicial:	20
3.5.2.1	Dimensionamento para carregamento estático:(Tipo I)	21
3.5.2.2	Parafusos de vasos de pressão:	22
3.5.3	Parafusos solicitados ao cisalhamento:	22
4	PINOS, CAVILHAS E ANÉIS ELÁSTICOS	24
5	REBITES	27
5.1	Rebites especiais	28
5.1.1	Rebites de expansão	29
5.1.2	Rebites tubulares	29
5.1.3	Rebite de repuxo	29
5.2	Tipos de juntas:	30
5.2.1	Juntas sobrepostas	30
5.2.2	Junta de topo	31
6	CHAVETAS E ESTRIAS	32
6.1	Chavetas	33
6.1.1	Chavetas planas	33
6.1.2	Chavetas de pinos	35
6.1.3	Chaveta côncava ou chaveta de sela	35
6.1.4	Chaveta rebaixada ou chaveta de cavalete	35
6.1.5	Chaveta woodruff ou chaveta meia lua	35
6.1.6	Lingüetas	36
6.2	Dimensionamento de chavetas planas	38
6.3	Estrias ou Ranhuras	39

7	ELEMENTOS DE TRANSMISSÃO	41
7.1	Princípios básicos:	42
7.1.1	Relação de transmissão: (i)	42
7.1.2	Momento de Torção ou Torque(Mt):	42
8	TRANSMISSÃO POR CORREIAS	44
8.1	Esquemas de montagem :	44
8.2	Correias Trapezoidais ou V	45
8.2.1	Fatores que afetam a vida e a capacidade de transmitir potência das correias trapezoidais:	45
8.2.2	As correias:	46
8.2.3	As polias:	46
8.2.4	Seleção de correias trapezoidais:	47
8.3	Correias Sincronizadoras	53
8.3.1	As correias:	53
8.3.2	As polias:	54
8.4	Correias Planas	54
8.4.1	As correias:	55
8.4.2	As polias:	55
9	TRANSMISSÃO POR CORRENTES	57
9.1	As correntes:	58
9.1.1	Correntes de rolos	58
9.1.1.1	O engrenamento:	59
9.1.1.2	Velocidade máxima da engrenagem motora:	59
9.1.1.3	Passo:	60
9.1.1.4	Número mínimo de dentes:	60
9.1.1.5	Número máximo de dentes:	60
9.1.1.6	Distância entre centre centros:	60
9.1.1.7	Comprimento da corrente:	60
9.1.1.8	Alinhamento:	60
9.1.2	Correntes de dentes(corrente de dentes invertidos ou corrente silenciosa):	61
10	ENGRENAGENS	62
10.1	Engrenagens evolventais:	63
10.2	Engrenagens cicloidalas:	64
10.3	Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos(ECDR):	64
10.3.1	Terminologia:	65
10.3.2	Lei do engrenamento:	66
10.3.3	Interferência de dentes evolventais:	66
10.3.4	Força nas engrenagens cilíndricas de dentes retos:	66
10.3.4.1	Forças componentes:	66
10.3.5	Dimensionamento de Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos:	67
10.3.5.1	Dimensionamento pela resistência	67
10.4	Engrenagens Cilíndricas de Dentes Helicoidais(ECDH):	71
10.5	Engrenagens Cônicas:	71
10.6	Parafuso sem-fim e engrenagem helicoidal:	72
11	ACOPLAMENTOS	73
11.1	ACOPLAMENTOS PERMANENTES:	73
11.1.1	Acoplamentos Rígidos:	73
11.1.1.1	Flanges	73
11.1.2	União de Compressão ou de Aperto (LUVA):	74
11.1.3	Acoplamentos Flexíveis ou Elásticos:	74
11.1.4	Acoplamentos Articulados:	75
11.2	Embreagens:	76
11.2.1	Aplicações:	77

12 EIXOS	78
12.1 Definição e classificação:	78
12.2 Materiais:	78
12.3 Dimensionamento de eixos:	78
12.3.1 Dimensionamento pela flexão simples:	79
12.3.2 DIMENSIONAMENTO PELA TORÇÃO SIMPLES:	79
13 MOLAS	80
13.1 Tipos de molas:	80
13.2 Molas helicoidais:	81
13.2.1 Molas helicoidais de compressão:	82
13.2.1.1 Tipos de acabamento das extremidades das molas helicoidais de compressão:	83
13.2.2 Molas helicoidais de tração:	83
13.2.3 Molas helicoidais de torção:	84
14 ELEMENTOS DE APOIO	86
14.1 Mancais	86
14.1.1 Mancais de deslizamento	87
14.1.1.1 Buchas para mancais radiais:	87
14.1.1.2 Buchas para esforço radial e axial:	88
14.1.1.3 Buchas para esforço axial:	88
14.1.2 Mancais de rolamento	89
14.1.2.1 Rolamentos radiais:	89
14.1.2.2 Rolamentos axiais:	90
14.1.2.3 Fatores que influem na escolha do tipo de rolamento:	91
14.1.2.4 Fatores que influem na escolha do tamanho do rolamento:	91
Apêndice A	I
A RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS	I
A.1 Tipos de esforços:	I
A.2 Resistência	III
A.2.1 Diagrama tensão / deformação:	III
A.2.2 Lei DE Hooke	V
A.2.3 Tipos de carregamento	V
Apêndice B	VII
B DIMENSIONAMENTO	VII
B.1 Simbologia das tensões	VII
B.2 Fadiga	VIII
B.2.1 Limite de Resistência à fadiga	VIII
B.2.2 Limite de resistência à fadiga para outras solicitações	VIII
B.2.3 Fatores de redução do limite de resistência à fadiga	IX

CONCEITOS INICIAIS

Um novo projeto de máquina aparece sempre para satisfazer uma necessidade. Surge da idealização de alguém transformado em um mecanismo que se destina a executar uma tarefa qualquer.

A partir daí segue-se o estudo detalhado de suas partes, a forma como serão montadas, tamanho e localização das partes tais como engrenagens, parafusos, molas, cames, etc.. Este processo passa por várias revisões onde melhores idéias substituem as iniciais até que se escolhe a que parece melhor.

Os elementos de máquinas podem ser classificados em grupos conforme sua função. Dentre os vários elementos de máquinas existentes, podemos citar alguns:

- *Elementos de fixação:*
 - Parafusos - Porcas - Arruelas;
 - Rebites;
 - Pinos e cavilhas;
 - Chavetas - Estrias;
 - Anéis elásticos - contrapinos, etc;
 - Solda.
- *Elementos de transmissão:*
 - Correias e polias;
 - Correntes;
 - Cames;
 - Parafusos de elevação e movimento;
 - Acoplamentos;
 - Engrenagens.
- *Elementos de Apoio:*
 - Mancais;
 - Guias
- *Outros:*
 - Molas;
 - Eixos.

1.1 Fatores de Projeto:

São algumas características ou considerações que influenciam o projeto de um elemento. Em geral, nem todos os fatores são levados em conta em um determinado projeto. A seguir uma lista de fatores que quase sempre são considerados nos projetos de elementos de máquinas:

- Resistência;
- Confiabilidade;
- Efeitos térmicos;
- Corrosão;
- Desgaste;
- Atrito;
- Processo de Fabricação;
- Utilidade;
- Custo;
- Segurança;
- Peso;
- Ruído;
- Estilo;
- Forma;
- Tamanho;
- Flexibilidade;
- Controle;
- Rigidez;
- Acabamento superficial;
- Lubrificação;
- Manutenção;
- Volume.

Como se pode ver acima, a escolha e o dimensionamento dos elementos de máquinas exige do projetista alguns conhecimentos básicos:

- a) Conhecimentos de resistência dos materiais e dos conceitos de mecânica aplicada para poder analisar corretamente os esforços que agem sobre as peças e determinar sua forma e dimensões para que sejam suficientemente fortes e rígidas.
- b) Conhecer as propriedades dos materiais através de estudos e pesquisas.
- c) Ter bom senso para decidir quando deve usar valores de catálogos ou uma determinada fórmula empírica ou se deve aplicar a teoria mais profunda;
- d) Senso prático;
- e) Ter cuidado com a parte econômica do projeto;
- f) Conhecer os processos de fabricação.

1.2 Dimensionamento:

Por dimensionamento entende-se a determinação das dimensões de um elemento de máquina de tal forma que ele possa resistir às solicitações durante o trabalho. Para tanto, é necessário o conhecimento dos fundamentos da Resistência dos Materiais e das propriedades dos Materiais.

Nos apêndices A e B encontram-se um resumo destes fundamentos.

ELEMENTOS DE FIXAÇÃO

A união de uma peça à outra tem como função limitar o movimento relativo das duas peças adjacentes. Várias são as soluções disponíveis para executar esta união. A escolha depende de uma série de fatores tais como:

a necessidade ou não de desfazer a união periodicamente, o grau de imobilização, a resistência mecânica, espaço disponível, etc..

2.1 Tipos de uniões:

2.1.1 Classificação da uniões:

- *Quanto ao movimento relativo entre as partes unidas:*
 - **Uniões fixas:**
Uma união é fixa ou rígida quando impede totalmente o deslocamento relativo das peças assegurando uma determinada posição entre elas independente da intensidade das solicitações externas.
Exemplo: união por meio de solda das partes da carroçaria do automóvel.
 - **Uniões móveis:**
Uma união é móvel quando somente alguns deslocamentos são evitados.
Exemplo: o uso de dobradiças permite que a porta se movimente, rotação, sem que deixe de estar unida à estrutura do automóvel.
Podem ser: reguláveis quando permitem que as peças unidas possam assumir posições variáveis dentro de certo limite; não reguláveis quando isto não for possível.
 - **Uniões elásticas:**
Uma união é dita elástica quando existe entre as peças unidas um elemento elástico (borracha, elastômero ou mola) que permite um deslocamento limitado entre as peças unidas. A amplitude deste deslocamento depende da solicitação externa.
Exemplo: a união da suspensão do automóvel à carroçaria.
- *Quanto a facilidade de separação das partes:*
 - **Uniões provisórias ou desmontáveis:**
Quando permitem a desmontagem e montagem com facilidade sem danificar as peças componentes.
Exemplo: a união das rodas do automóvel por meio de parafusos.
 - **Uniões permanentes:**
Quando a separação das peças é impossível ou se para ser feita for necessário a danificação de alguma delas.

UNIÕES POR ELEMENTOS ROSCADOS(Provisória)

3.1 Parafusos:

A união por elementos roscados permite a montagem e a desmontagem dos componentes quando necessário. Existe uma grande variedade de tipos de elementos roscados porém todos possuem uma parte comum que é a rosca.

No caso do parafuso, por exemplo, o corpo pode ser cilíndrico ou cônico, totalmente roscado ou parcialmente roscado. A cabeça pode apresentar vários formatos; porém, há parafusos sem cabeça.

- Parafuso de cabeça hexagonal(sextavada):

Em geral,esse tipo de parafuso é utilizado em uniões que necessitam de um forte aperto, sendo este realizado com auxílio de chave de boca ou de estria. Este parafuso pode ser usado com ou sem porca. Quando usado sem porca, a rosca é feita na peça.

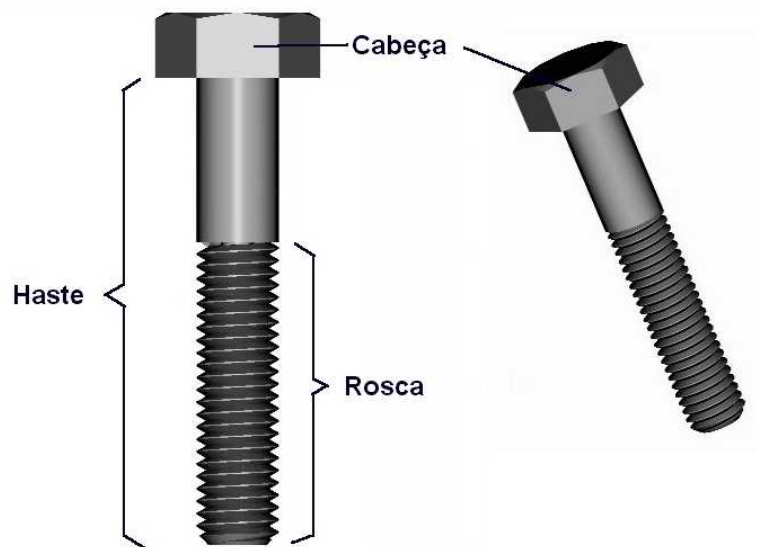


Figura 3.1: Parafuso de cabeça hexagonal

- Parafusos com fenda:***de cabeça tronco-cônica(escareada):**

Muito empregado em montagens que não sofrem grandes esforços e onde a cabeça do parafuso não pode exceder a superfície da peça. São fabricados em aço, aço inoxidável, cobre, latão, etc.



Figura 3.2: Parafuso de cabeça escareada

***de cabeça redonda:**

Também muito empregado em montagens que não sofrem grandes esforços. Possibilita melhor acabamento na superfície. São fabricados em aço, cobre e ligas como latão.

Figura 3.3: Parafuso de cabeça redonda

***de cabeça escareada abaulada:**

São utilizadas na união de elementos cujas espessuras sejam finas e quando é necessário que a cabeça do parafuso fique embutida no elemento. Permitem um bom acabamento na superfície. São fabricados em aço, cobre e ligas como latão.



Figura 3.4: Parafuso de cabeça escareada abaulada

***de cabeça cilíndrica:**

Figura 3.5: Paraf. de cab. cilíndrica

-Parafuso prisioneiro:

São parafusos roscados, em ambas as extremidades, utilizados quando necessita-se montar e desmontar frequentemente. Em tais situações, o uso de outros tipos de parafusos acaba danificando a rosca dos furos.

Figura 3.6: Parafuso prisioneiro

-Cabeça cilíndrica com sextavado interno (Allen):

Figura 3.7: Paraf. cab. cil. com sext. interno

Utilizado em uniões que exigem bom aperto, em locais onde o manuseio de ferramentas é difícil devido a falta de espaço. São normalmente fabricados em aço e tratados termicamente para aumentar sua resistência torção.

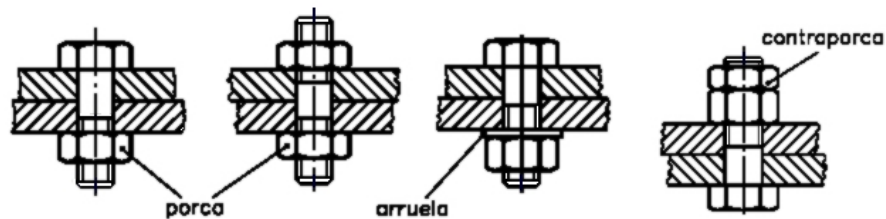
-Parafusos para madeira:

	parafuso para madeira, de cabeça sextavada
	parafuso para madeira, de cabeça quadrada
	parafuso para madeira, de cabeça escareado-abaulada com fenda
	parafuso para madeira, de cabeça redonda com fenda
	parafuso para madeira, de cabeça escareada com fenda
	parafuso para madeira, de cabeça escareado-abaulada com fenda cruzada
	parafuso para madeira, de cabeça redonda com fenda cruzada
	parafuso para madeira, de cabeça escareada com fenda cruzada
	parafuso tipo prego, de cabeça redonda
	parafuso tipo prego, de cabeça escareada

3.2 Montagens de parafusos:

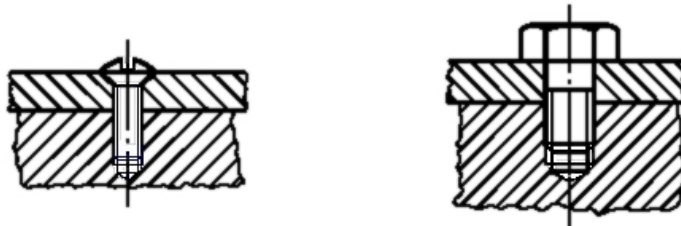
- Parafusos passantes:

Esses parafusos atravessam, de lado a lado, as peças a serem unidas, passando livremente nos furos. Dependendo do serviço, esses parafusos, além das porcas, utilizam arruelas e contraporcas como acessórios. Os parafusos passantes apresentam-se com cabeça ou sem cabeça.



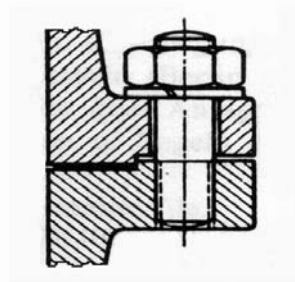
- Parafusos não passantes:

São parafusos que não utilizam porcas. O papel de porca é desempenhado pelo furo roscado, feito numa das peças a serem unidas.



- Parafuso prisioneiro:

As roscas dos parafusos prisioneiros podem ter passos diferentes ou sentidos opostos, isto é, um horário e o outro anti-horário. Para fixarmos o prisioneiro no furo da máquina, utilizamos uma ferramenta especial. Caso não haja esta ferramenta, improvisa-se um apoio com duas porcas travadas numa das extremidades do prisioneiro. Após a fixação do prisioneiro pela outra extremidade, retiram-se as porcas. A segunda peça é apertada mediante uma porca e arruela, aplicadas à extremidade livre do prisioneiro. O parafuso prisioneiro permanece no lugar quando as peças são desmontadas.



- Parafusos de travamento:

São usados para evitar o movimento relativo entre duas peças que tendem a deslizar entre si.



3.2.1 Materiais para parafusos:

Os parafusos são fabricados em aço, aço inoxidável ou ligas de cobre e, mais raramente, de outros metais. O material, além de satisfazer às condições de resistência, deve também apresentar propriedades compatíveis com o processo de fabricação, que pode ser a usinagem em tornos e roscadeiras ou por conformação como forjamento ou laminação (roscas roladas). A norma ABNT - EB - 168 estabelece as características mecânicas e as prescrições de ensaio de parafuso e peças roscadas similares, com rosca ISO de diâmetro até 39mm, de qualquer forma geométrica e de aço-carbono ou aço liga. Agrupa os parafusos em classes de propriedades mecânicas, levando em consideração os valores de resistência à tração, da tensão de escoamento e do alongamento. Cada classe é designada por dois números separados por um ponto. O primeiro número corresponde a um décimo do valor em kgf/mm^2 , do limite de resistência à tração mínima exigida na classe; o segundo número corresponde a um décimo da relação percentual entre a tensão de escoamento e a de resistência à tração, sendo estes os valores mínimos exigidos.

Resistência de parafusos

Classe	Resistência à tração		HB		Tensão de	
	kgf/mm^2		Dureza Brinell		Escoamento	Elasticidade
	Mínima	Máxima	Mínima	Máxima	kgf/mm^2	kgf/mm^2
3.6	34	49	90	150	20	—
4.6	40	55	100	170	24	—
4.8	40	55	100	170	32	—
5.6	50	70	140	215	30	—
5.8	50	70	140	215	40	—
6.8	60	80	170	245	48	—
8.8	80	100	225	300	—	64
10.9	100	120	280	365	—	90
12.9	120	140	330	425	—	108
14.9	140	160	390	—	—	126


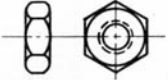
3.3 Acessórios

- Porcas:



Porca é uma peça de forma prismática ou cilíndrica geralmente metálica, com um furo roscado no qual se encaixa um parafuso, ou uma barra roscada. Em conjunto com um parafuso, a porca é um acessório amplamente utilizado na união de peças.

A porca está sempre ligada a um parafuso. A parte externa tem vários formatos para atender a diversos tipos de aplicação. Assim, existem porcas que servem tanto como elementos de fixação como de transmissão.

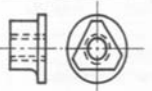


	porca sextavada
	porca sextavada chata

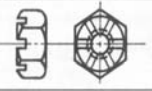
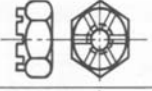

Porcas quadradas

	porca quadrada
	porca quadrada chata



Porcas triangulares

	porca triangular com ressalto
---	-------------------------------

Porcas castelo



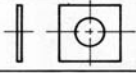








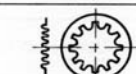

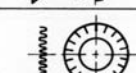
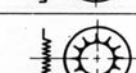

	porca sextavada com fendas
	porca castelo
	porca castelo chata


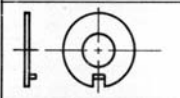


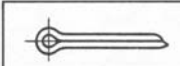

Porcas cegas

	porca cega baixa
	porca cega alta

- Arruelas:

Elemento de fixação responsável pela distribuição uniforme da força de aperto de parafusos e, em alguns casos, garantir que o mesmo não se solte devido ao efeito de vibrações, agindo desta forma, como elemento de trava.

Arruelas		
		arruela
		arruela chanfrada
		arruela quadrada
		arruela de furo quadrado
		arruela para perfis
Arruelas de pressão		
		arruela de pressão
		arruela de pressão e travamento
		arruela dupla de pressão
		arruela curva de pressão
		arruela ondulada de pressão
		arruela com denteado externo
		arruela com denteado interno
		arruela com denteado cônica
		arruela com serrilhado externo
		arruela com serrilhado interno
		arruela com serrilhado, cônica

Arruelas de travamento	
	arruela de travamento com orelha
	arruela de travamento com unha externa
	arruela de travamento com unha interna
	arruela de travamento com duas orelhas
Contrapinos	
	contrapino
	contrapino com ressalto

3.4 Roscas

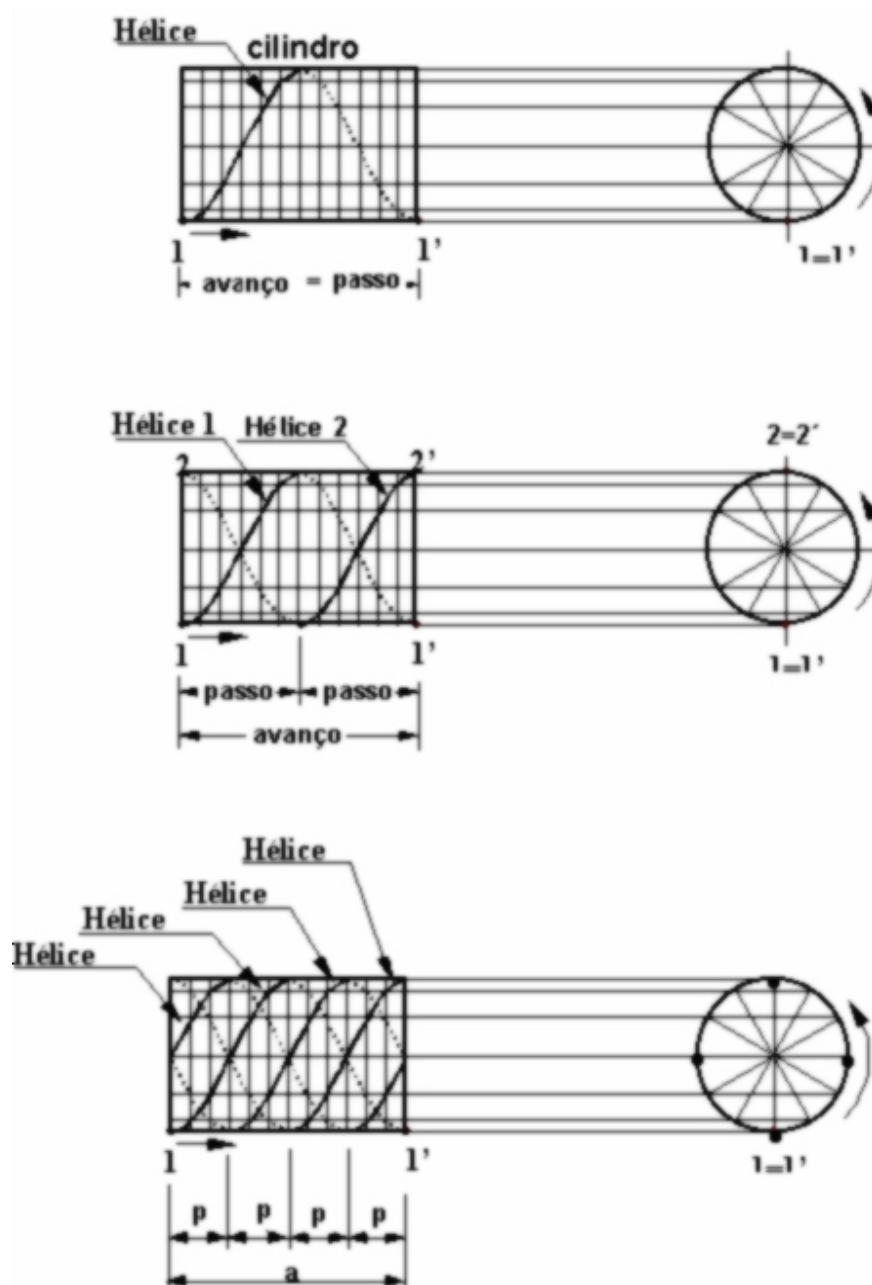
A rosca é formada por um ou mais filetes em forma de hélice. Podemos definir a hélice como sendo uma curva descrita num cilindro através de um ponto animado de dois movimentos uniformes:

- Movimento de rotação em torno do eixo do cilindro;
- Movimento de translação paralelo ao eixo do cilindro.

Podemos resumir as propriedades de uma rosca da seguinte maneira:

- A qualquer instante as distâncias percorridas em rotação e translação são proporcionais.
- Duas roscas tendo os mesmos avanços, sentido de giro e diâmetro podem coincidir e correr uma sobre a outra girando no cilindro gerador.

Abaixo, roscas de 1, 2 e 4 entradas.



O **Diâmetro de flanco** (d_2 , D_2) (também chamado de Diâmetro Efetivo) de uma rosca cilíndrica é o diâmetro de um cilindro coaxial imaginário o qual intercepta a superfície da rosca de tal forma que a distância em uma

geratriz do cilindro, entre os pontos onde esta encontra os flancos opostos do vão da rosca é igual à metade do passo da rosca.

O **Diâmetro Maior** (d , D) de uma rosca é o diâmetro de um cilindro coaxial imaginário que toca a crista de uma rosca externa ou a raiz de uma rosca interna.

O **Diâmetro menor** (d_1 , D_1) é o diâmetro de um cilindro que tangencia a raiz de uma rosca interna.

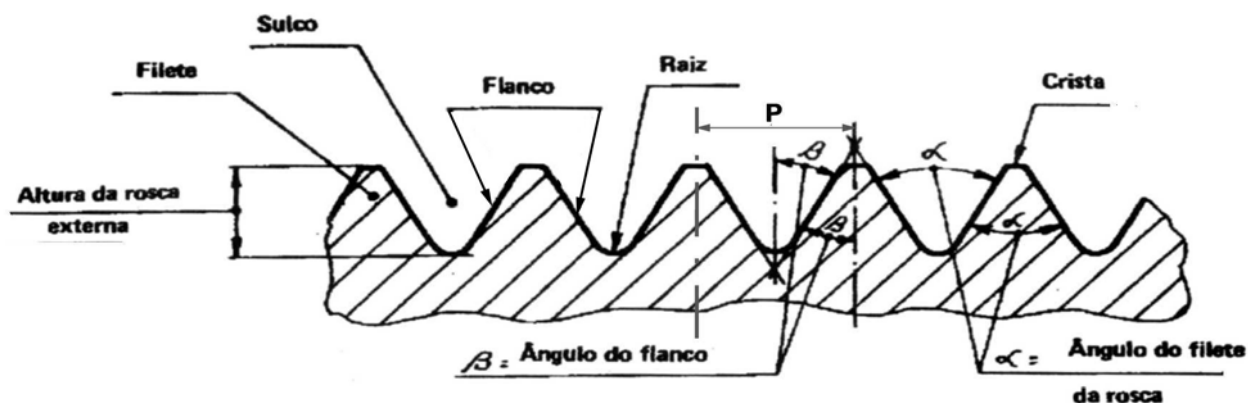
A **crista** de uma rosca é a parte proeminente de uma rosca, tanto interna como externa.

A **raiz** é o fundo do sulco entre de dois flancos de uma rosca, tanto interna como externa.

Os **flancos** de uma rosca são as superfícies que unem a crista e a raiz.

O **ângulo do filete** (α) é o ângulo entre os flancos, medido num plano axial.

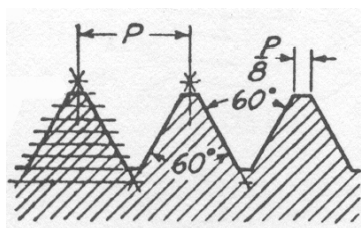
O **passo** (P) de uma rosca é uma distância, medida paralelamente ao seu eixo, entre pontos correspondentes em perfis de filetes adjacentes, no mesmo plano axial.



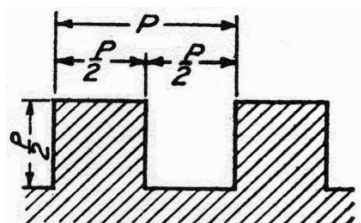
3.4.1 Classificação das roscas:

Podemos classificar as roscas de quatro maneiras:

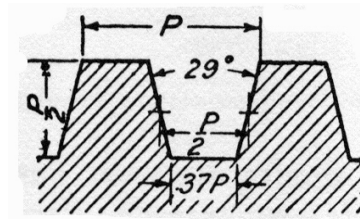
- Pela forma do perfil:
 - Triangulares (de diferentes ângulos);



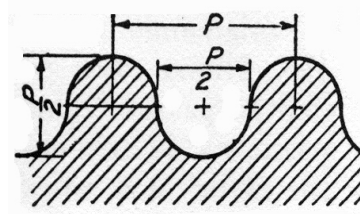
- Quadradas e retangulares;



- Trapezoidais (de diferentes ângulos);

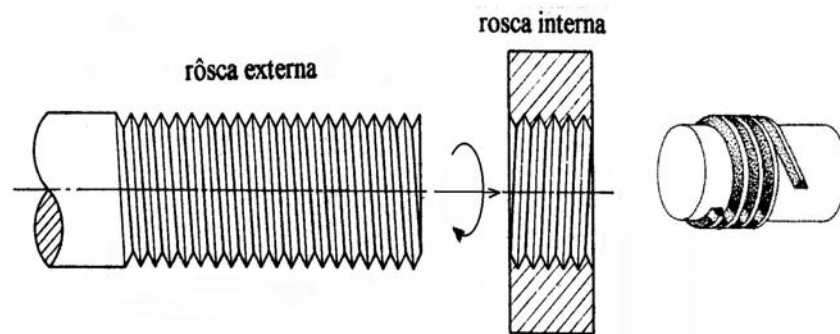


- Arredondadas e circulares.

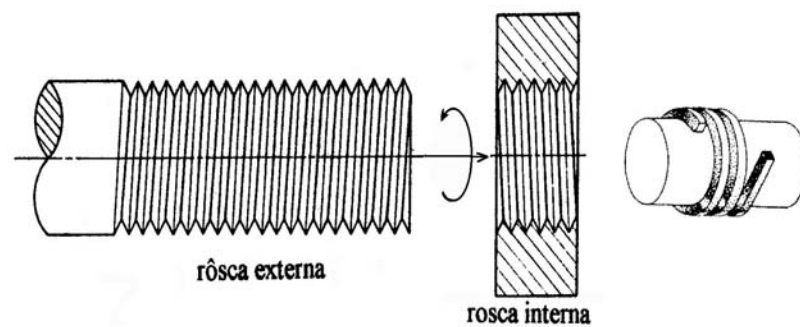


- Pelo sentido da hélice:

- Rosca direita;



- Rosca esquerda.



- Pelo número de hélices independentes e paralelas:

- Rosca simples de uma entrada;
- Rosca múltipla de duas ou mais entradas.

- Pela localização da rosca na peça:

- Roscas externas (parafusos e fusos);
- Roscas internas (porcas).

Tabela de combinação diâmetro/passo

Diâmetro nominal*			Passo Grosso	Passo fino**				d_3^{***}				A_i^{****}			
								Passo				Passo			
1	2	3		1	2	3	4	PG	1	2	3	PG	1	2	3
1,6			0,35	0,2											
	1,8		0,35	0,2											
2			0,4	0,25											
	2,2		0,45	0,25											
2,5			0,45	0,35											
3			0,5	0,35											
	3,5		0,6	0,35											
4			0,7	0,5											
	4,5		0,75	0,5											
5			0,8	0,5											
		5,5		0,5											
6			1	0,75											
		7	1	0,75											
8			1,25	1	0,75										
		9	1,25	1	0,75										
10			1,5	1,25	1	0,75									
		11	1,5	1	0,75										
12			1,75	1,5	1,25	1									
	14		2	1,5	1,75	1									
		15		1,5	1										
16			2	1,5	1	1									
		17		1,5	1										
	18		2,5	2	1,5	1									
20			2,5	2	1,5	1									
	22		2,5	2	1,5	1									
24			3	2	1,5	1									
		25		2	1,5	1									
	27		3	2	1,5	1									
		28		2	1,5	1									
30			3,5	3	2	1,5	1								
		32		2	1,5										
	33		3,5	3	2	1,5									
		35		1,5											
36			4	3	2	1,5									
	39		4	3	2	1,5									
		40		3	2	1,5									
42			4,5	4	3	2	1,5								
.															
.															
.															
	300		4												

* Deve-se dar preferência aos diâmetros da coluna 1. Havendo necessidade pode-se optar pelos da coluna 2. Os diâmetros da coluna 3 devem ser evitados.

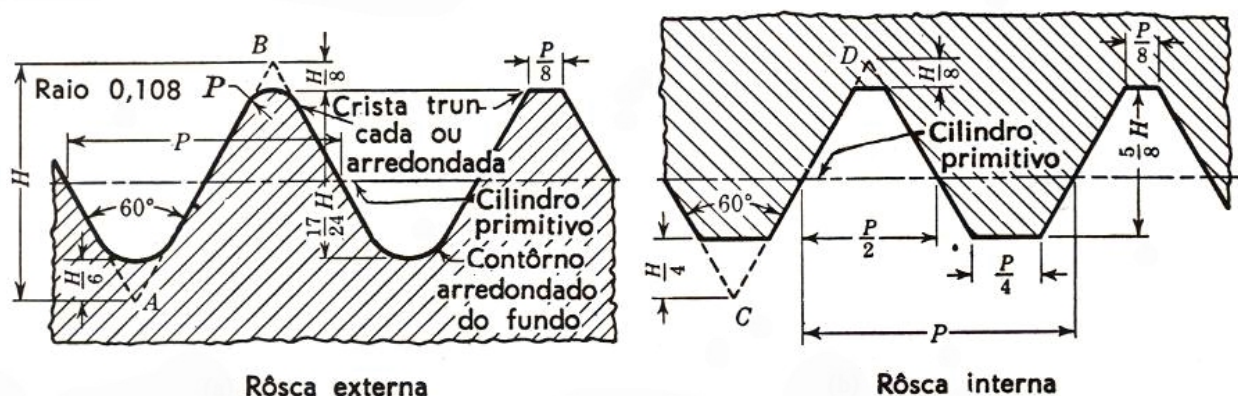
** A melhor opção para a escolha do passo é o da série grossa. Nos casos necessários a preferência é sempre do maior passo fino.
Quanto menor o passo para um determinado diâmetro, maior a dificuldade de fabricação da rosca no que diz respeito às tolerâncias.

*** Diâmetro menor da rosca externa. Também chamado de diâmetro do núcleo da rosca.

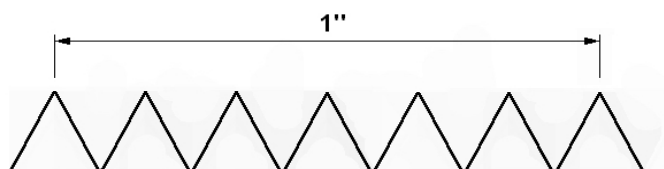
**** Área correspondente ao menor diâmetro da rosca externa. Usada para fins de resistência.

3.4.3 Rosca Unificada(Unified)

Em Novembro de 1948 um acordo entre a Inglaterra, os Estados Unidos e Canada adotou a rosca Unificada como único padrão para todos os países que usam a polegada como unidade. Em 1965 a BSI(British Standards Institution) lançou uma política de orientação na qual as organizações deveriam considerar as roscas BSW, BSF and BA como obsoletas. A primeira escolha para substituição para novos Projetos seria a rosca métrica ISO, sendo a rosca ISO com medidas em polegadas(Unificada) a segunda escolha. A rosca unificada possui perfil triangular igual ao perfil ISO. Suas dimensões são padronizadas em polegadas.



A rosca unificada possui várias séries diâmetro-passo. O passo nas roscas com dimensões em polegadas é dado de forma indireta pelo número de fios por polegada(fpp) que é igual ao número de perfis de filetes que cabem no comprimento de 1 polegada.



Assim, o passo será igual ao comprimento de uma polegada dividido pelo fpp.

$$p = \frac{1''}{fpp} \quad (3.8)$$

As séries mais comuns são:

- UNC - série de rosca grossa - é uma das mais usadas na produção de parafusos e porcas e outras aplicações em geral. É indicada para montagem e desmontagem rápida.
- UNF - série de rosca fina - indicadas para os casos onde a serie anterior não se aplica. As roscas externas desta série possuem uma área resistente maior do que as da série grossa com diâmetros correspondentes. Indicada também quando a espessura da parede é fina ou quando se deseja um ângulo de avanço menor.
- UNEF - série de rosca extrafina - Indicada para os mesmos casos da rosca fina e onde os passo da serie anterior não são suficientes.

ROSCA UNIFICADA			
Diâmetro pol	Fios por polegada(fpp)		
	UNC	UNF	UNEF
$\frac{1}{4}$	20	28	32
$\frac{5}{16}$	18	24	32
$\frac{3}{8}$	16	24	32
$\frac{7}{16}$	14	20	28
$\frac{1}{2}$	12	20	28
$\frac{9}{16}$	12	18	24
$\frac{5}{8}$	11	18	24
$\frac{11}{16}$	-	-	20
$\frac{3}{4}$	10	16	20
$\frac{13}{16}$	-	-	20
$\frac{7}{8}$	9	14	20
1	8	12	20
$1\frac{1}{16}$	-	-	18
$1\frac{1}{8}$	7	12	18
$1\frac{3}{16}$	-	-	18
$1\frac{3}{8}$	6	12	18
$1\frac{7}{16}$	-	-	18
$1\frac{1}{2}$	6	12	18
$1\frac{9}{16}$	-	-	18
$1\frac{5}{8}$	6	12	18
$1\frac{11}{16}$	-	-	18
$1\frac{3}{4}$	5	-	-
2	4,5	-	-
$2\frac{1}{4}$	4,5	-	-
$2\frac{1}{2}$	4	-	-
$2\frac{3}{4}$	4	-	-
3	4	-	-
$3\frac{1}{4}$	4	-	-
$3\frac{1}{2}$	4	-	-
$3\frac{3}{4}$	4	-	-
4	4	-	-

Os diâmetros em negrito devem ser preferidos.

3.5 Dimensionamento de Parafusos:

O dimensionamento de parafusos pode ser dividido nos seguintes casos:

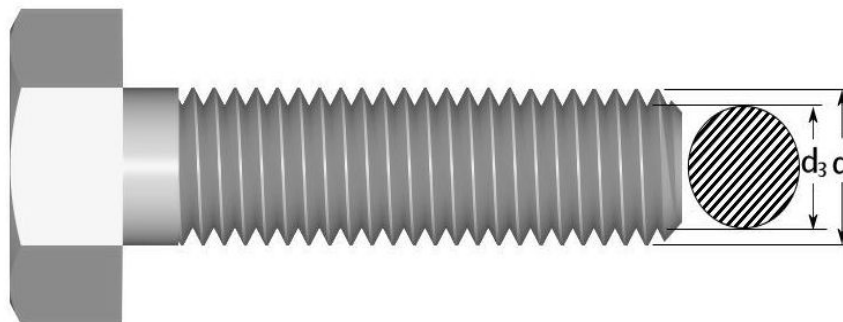
- Parafuso solicitados à tração:
 - sem carga inicial de aperto;
 - com carga inicial de aperto.
- parafusos solicitados ao cisalhamento

Devemos tomar cuidado com alguns fatores que podem comprometer as uniões por meio de parafusos:

1. O desconhecimento exato das forças externas a serem aplicadas. Devemos reduzir a tensão admissível.
2. Aperto incorreto do parafuso.
 - Parafusos pequenos podem ser facilmente degolados. Devemos utilizar material de alta resistência ou reduzir a tensão admissível;
 - Parafusos grandes normalmente não são suficientemente apertados;
 - Em junções com vários parafusos o aperto normalmente não é uniforme o que acarreta uma má distribuição das cargas. Devemos usar o torquímetro.
3. Apoio irregular do parafuso (apenas um lado) adicionando tensões de flexão.
4. etc..

3.5.1 Parafusos solicitados à tração sem carga inicial:

Neste caso, o parafuso não sofre força devido ao aperto sendo tracionado apenas pela carga externa. A área resistente do parafuso é a área do círculo cujo diâmetro é igual a média entre d_2 e d_3 . Por simplicidade, adotaremos a área do núcleo relativa a d_3 .



$$\sigma_t = \frac{F_e}{A_n}$$

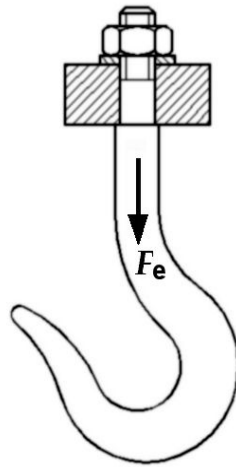
$$\sigma_t \leq \bar{\sigma}_t \Rightarrow A_n = \frac{F_e}{\bar{\sigma}_t}$$

$$A_n = \frac{F_e}{\sigma_t}$$

$$A_n = \frac{\pi d_3^2}{4} \tag{3.9}$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4A_n}{\pi}} \tag{3.10}$$

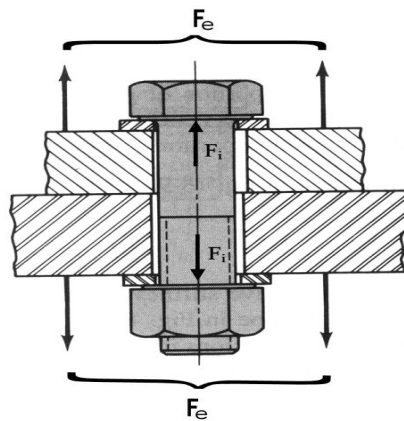
Exemplo:



3.5.2 Parafusos solicitados à tração com carga inicial:

Neste caso, o parafuso além de estar sujeito ao esforço produzido pela carga aplicada, existe uma força produzida pelo momento de torção aplicado no aperto. Esta força, chamada força inicial de tração devido ao aperto depende, claro, do valor do momento de aperto.

Esta força pode ser tão grande que pode romper o parafuso durante a montagem, principalmente em parafusos de pequenos diâmetros ($d \leq 12mm$).



Em montagens onde o aperto do parafuso é feito com chaves comuns, a força inicial depende da habilidade do mecânico, do comprimento da chave e das condições do parafuso e da rosca. Um parafuso apertado por um mecânico experiente pode induzir uma carga inicial de tração da ordem de:

$$F_i = 285d \quad (3.11)$$

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_n} \quad (3.12)$$

Onde:

F_i ► força inicial de tração devido ao aperto (kgf);

d ► diâmetro nominal da rosca em mm;

σ_i ► Tensão inicial.

A tensão inicial calculada para um parafuso de pequeno diâmetro pode chegar acima tensão de ruptura do material sendo este um aço de baixo teor de carbono. Isto explica porque é fácil romper um parafuso pequeno

durante o aperto.

Para que a união não fique sem pressão, a força inicial deve pelo menos ser igual ao valor da carga aplicada. Na prática, F_i é superior a F_e da ordem de 1,2 a 2 vezes maior.

$$F_i = (1,2 \text{ a } 2) F_e \quad (3.13)$$

O momento de aperto necessário para produzir uma determinada força inicial depende de alguns fatores. Podemos calcular o momento pela relação abaixo¹:

$$M_t = K \cdot d \cdot F_i \quad (3.14)$$

Onde:

M_t ► Momento de torção ou Torque (kgmm);

d ► diâmetro nominal da rosca;

K ► constante que depende das condições do conjunto (parafuso, porca, peças, etc...) F_i ► Força inicial de tração devido ao aperto (kgf).

O valor de K varia de 0,18 (rosca lubrificada) a 0,30 (acabamento bruto sem lubrificação). Adotaremos $K = 0,20$. Então:

$$M_t = 0,2d \cdot F_i \quad (3.15)$$

Neste caso, usamos um torquímetro, para garantir o momento de aperto e evitar que este ultrapasse o valor usado no dimensionamento.

3.5.2.1 Dimensionamento para carregamento estático: (Tipo I)

$$\sigma_t = \frac{F_p}{A_n} \quad (3.16)$$

$$F_p = F_e + F_i$$

$$A_n = \frac{F_p}{\sigma_t}$$

$$\sigma_t \leq \bar{\sigma}_t \Rightarrow A_n = \frac{F_p}{\bar{\sigma}_t}$$

$$A_n = \frac{\pi d_3^2}{4} \quad (3.17)$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4A_n}{\pi}} \quad (3.18)$$

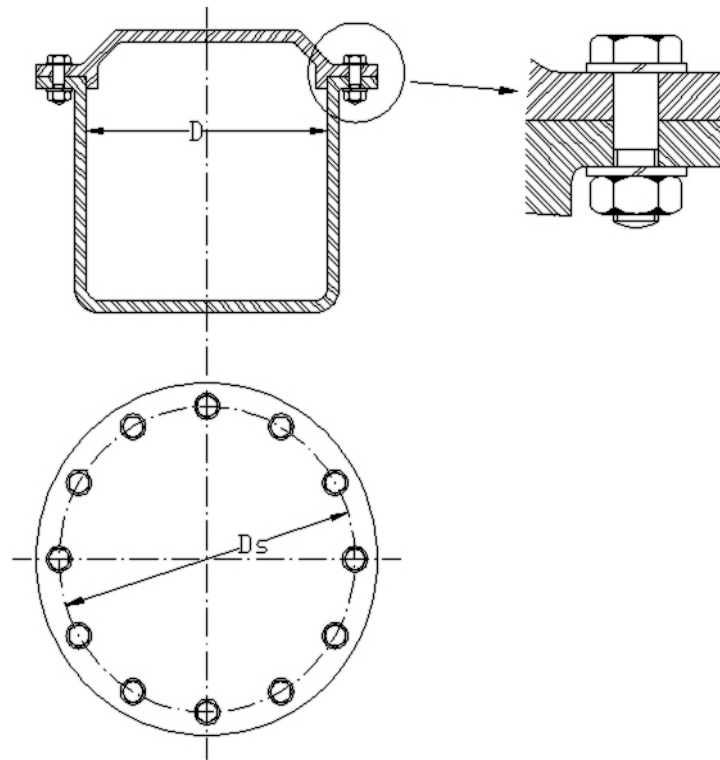
a tensão admissível deve ser:

$$\bar{\sigma}_t = \frac{\sigma_{te}}{N} \quad (3.19)$$

$$N = 3 \text{ a } 6,5 \quad (3.20)$$

¹Estas relações são usadas apenas como referência. Experiências mostraram que os valores variam bastante com o acabamento superficial, ângulo de inclinação de hélice e lubrificação.

3.5.2.2 Parafusos de vasos de pressão:



A força (F_e) devido à pressão interna aplicada em cada parafuso será igual à força total aplicada na tampa (F_t), pela pressão, dividida pelo número de parafusos (z).

$$F_e = \frac{F_t}{z} \quad (3.21)$$

$$F_t = pA \quad (3.22)$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad (3.23)$$

$$F_e = \frac{\pi D^2 p}{4ze} \quad (3.24)$$

onde: $e=1$ para água e $e=0,8$ para vapor.

A tensão admissível deve ser:

$$\bar{\sigma}_t = \frac{\sigma_{te}}{N} \quad (3.25)$$

$$N = 6,5$$

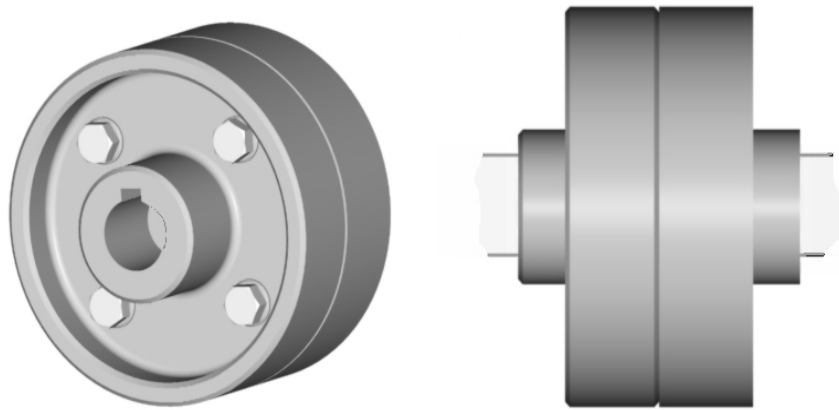
O número de parafusos depende do projeto. Uma regra para flanges e vasos de pressão é que a distância entre dois parafusos de ser no máximo 120mm.

3.5.3 Parafusos solicitados ao cisalhamento:

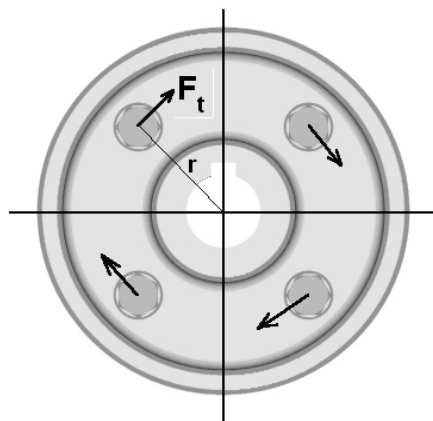
Os parafusos são normalmente dimensionados para trabalhar sob tração. Quando forem trabalhar ao cisalhamento, devemos tomar algumas precauções:

- O ajuste entre o corpo do parafuso e o furo deve ser justo, para evitar carga de flexão;
- A parte do corpo do parafuso que fica na região de união das peças não deverá ter rosca.

A melhor solução seria utilizar os parafusos para unir as partes e para suportar a carga de cisalhamento usarmos pinos. A aplicação mais comum de parafusos sujeitos ao cisalhamento é em sistemas de transmissão, especialmente em acoplamentos rígidos.



A força de corte(cisalhamento) que atua em cada parafuso é igual à força tangencial devido ao momento de torção aplicado no eixo dividida pelo número de parafusos.



$$F_t = \frac{M_t}{z \cdot r}$$

$$M_t = 72620 \frac{N}{n}$$

onde:

$M_t \rightarrow$ momento de torção em $kgcm$;

$N \rightarrow$ potência em HP;

$n \rightarrow$ velocidade angular em rpm;

$z \rightarrow$ número de parafusos.

Como:

$$\tau_c = \frac{F_t}{A}$$

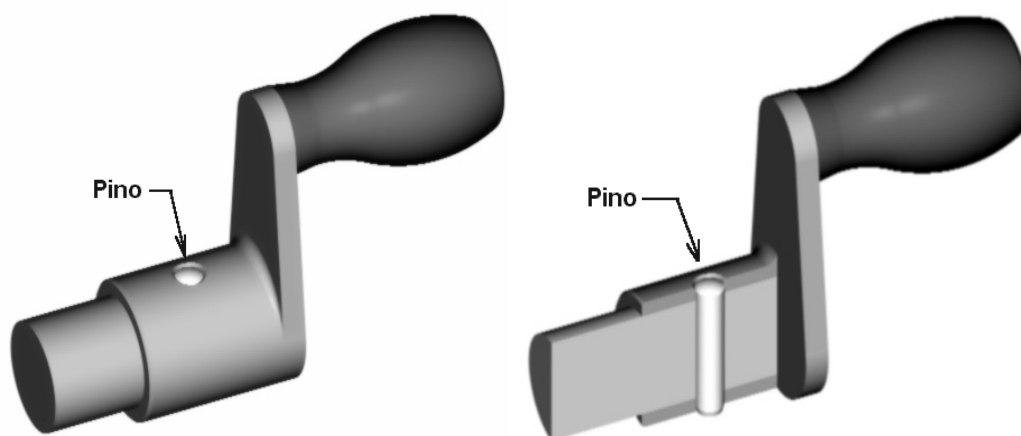
$$\tau_c \leq \bar{\tau}_c$$

$$A = \frac{F_t}{\bar{\tau}_c}$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4F_t}{\pi \bar{\tau}_c}}$$

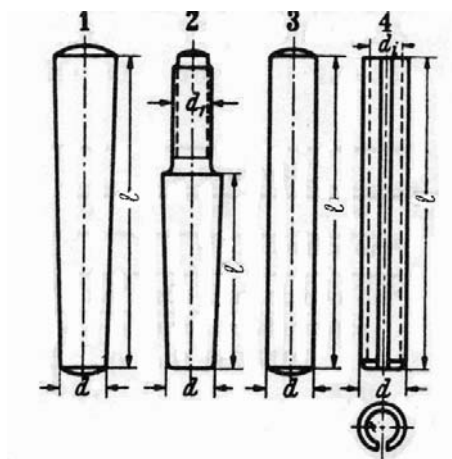
PINOS, CAVILHAS E ANÉIS ELÁSTICOS

Pinos são elementos de fixação mais antigos e simples utilizados na construção e máquinas. São usados para fixar ou para posicionar peças umas em relação à outra, servir como pinos de segurança e até mesmo como eixo. No exemplo abaixo um pino está sendo utilizado para fixar uma manivela ao eixo.

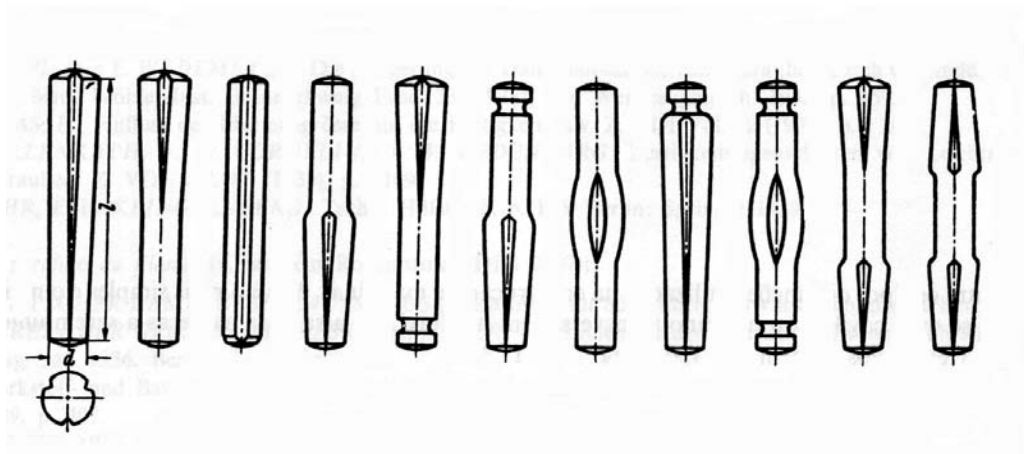


O ajuste pode ser com folga ou com interferência. O pinos se apresentam em diversas formas:

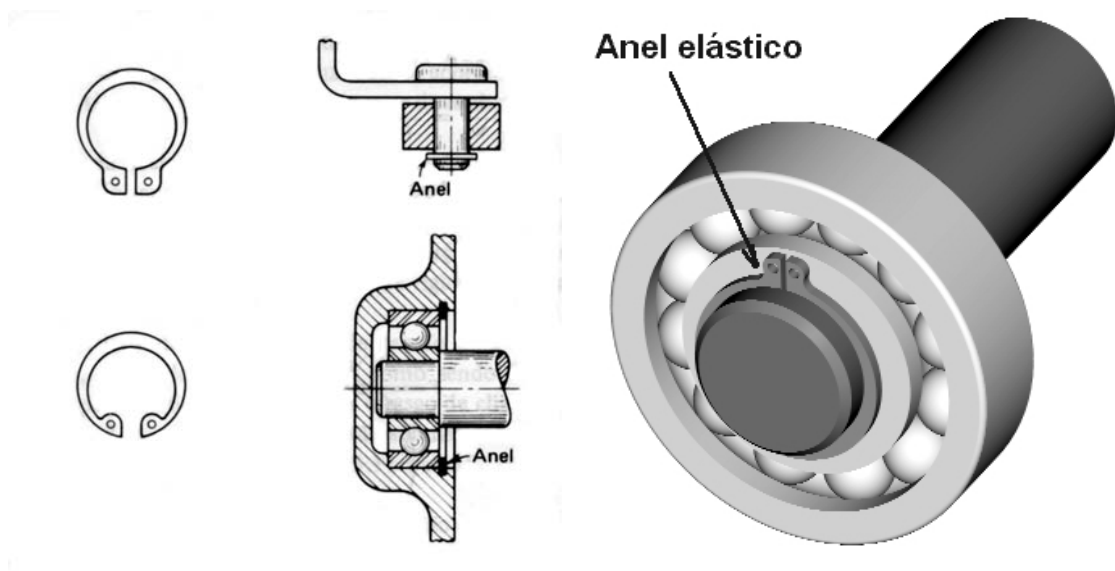
- Pinos cônicos (conicidade 1:50)
Exercem função de centragem e exigem furos precisos e de bom acabamento.
- Pinos cilíndricos;
Quando solicitados ao cisalhamento exigem furos de tolerância rigorosa.
- Pinos elásticos.
Devido à sua elasticidade, não exigem furos com tolerância muito precisa. São fabricados em aço mola.



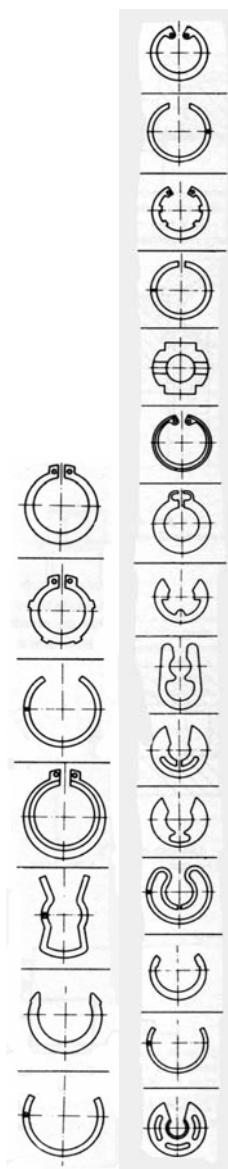
As cavilhas são pinos com três entalhes (ranhuras), que permitem sua deformação ao serem introduzidos nos furos.



Anéis elásticos(anéis de retenção) são usados para impedir o movimento axial de um rolamento, por exemplo, tanto no eixo como no seu alojamento.

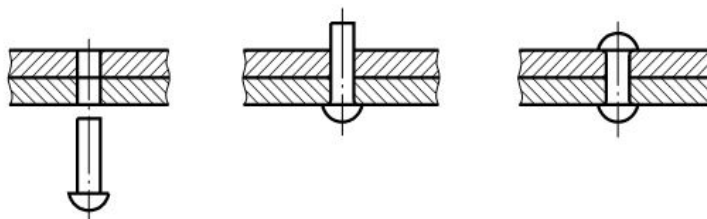


Diversos são os tipos de anéis de retenção ou elásticos. Abaixo, na primeira coluna anéis para eixo e na segunda para furo.



REBITES

A rebitagem consiste na união de peças, previamente perfuradas, por meio de elementos metálicos, os rebites.

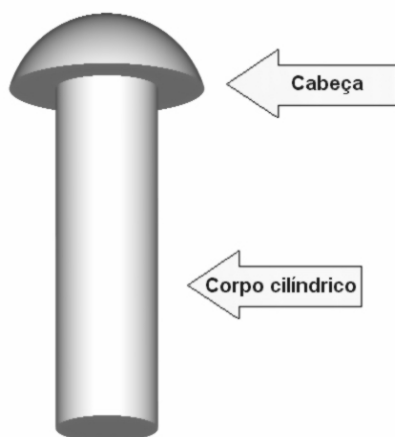


Os rebites são peças fabricadas em aço, alumínio, cobre ou latão. Unem rigidamente peças ou chapas, principalmente, em estruturas metálicas, reservatórios, caldeiras, máquinas, navios, aviões¹, veículos de transporte e treliças. Muitas vezes a escolha do rebite como elemento de união é melhor do que o uso de elementos roscados. O uso de rebites pode reduzir custos se comparado a uniões roscadas ou outros tipos de uniões porque eles exigem menos mão de obra de instalação e seu custo é relativamente baixo.

Além disso, por serem forjados, possuem boa resistência à compressão e ao cisalhamento.

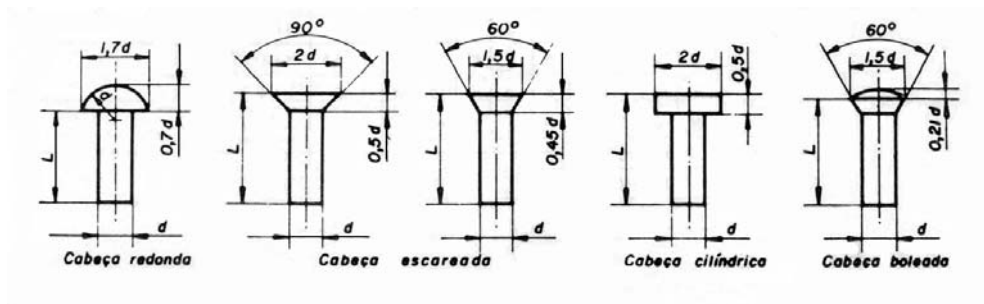
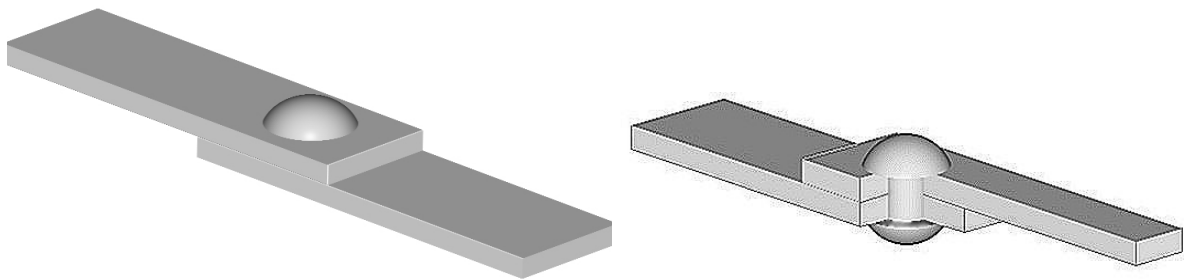
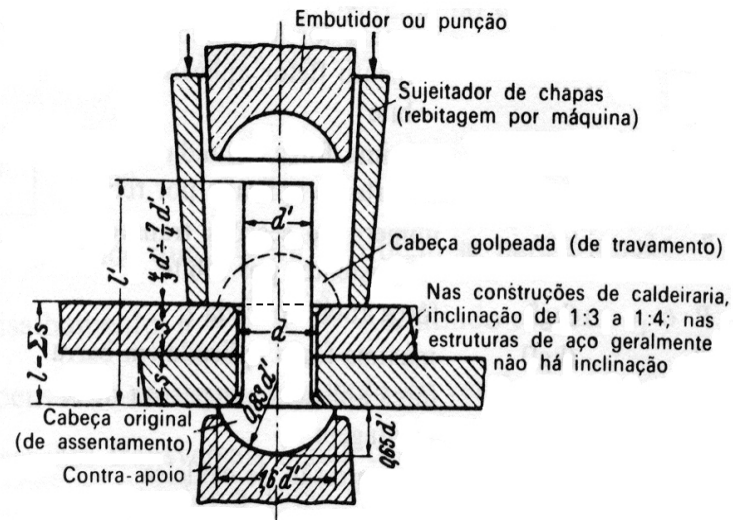
No entanto, os rebites têm desvantagens. A resistência à tração e à fadiga é menor do que a dos parafusos e por ser uma união permanente é necessário o uso de broca para retirar o rebite.

Os rebites são cilíndricos tendo em uma das suas extremidades uma cabeça que pode possuir vários formatos.



Na rebitagem, os rebites transpassam as peças a serem unidas e são golpeados em sua extremidade formando uma nova cabeça de tal forma a comprimir fortemente, uma contra a outra, as peças unidas.

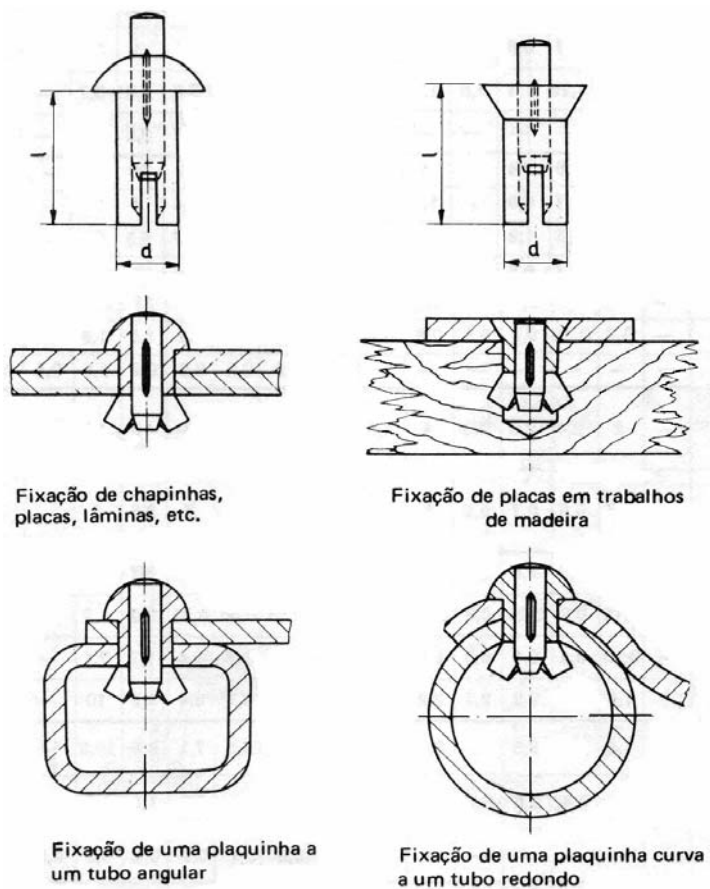
¹Um 747-400 tem 6 milhões de partes, das quais metade são rebites.



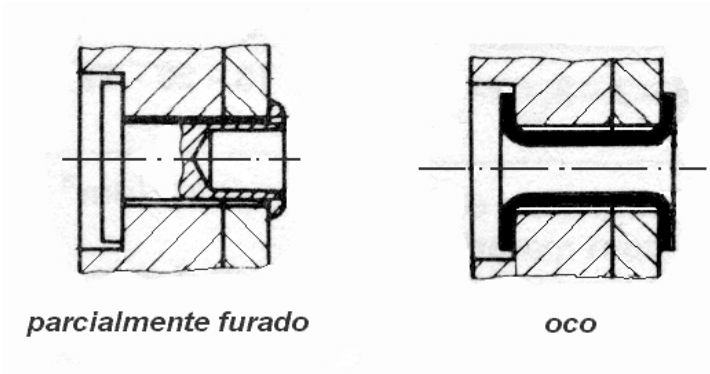
5.1 Rebites especiais

São indicados quando não existe a possibilidade de acesso à um dos lados da união.

5.1.1 Rebites de expansão



5.1.2 Rebites tubulares



5.1.3 Rebite de repuxo

Conhecido por rebite "POP" é empregado para fixar peças com rapidez, economia e simplicidade. Além disso, permite a fixação mesmo quando não se tem acesso ao outro lado.

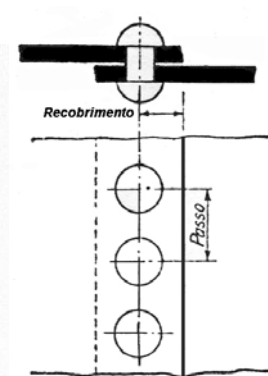
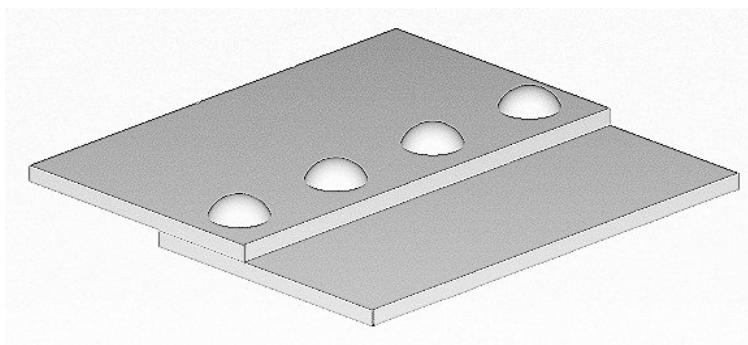


5.2 Tipos de juntas:

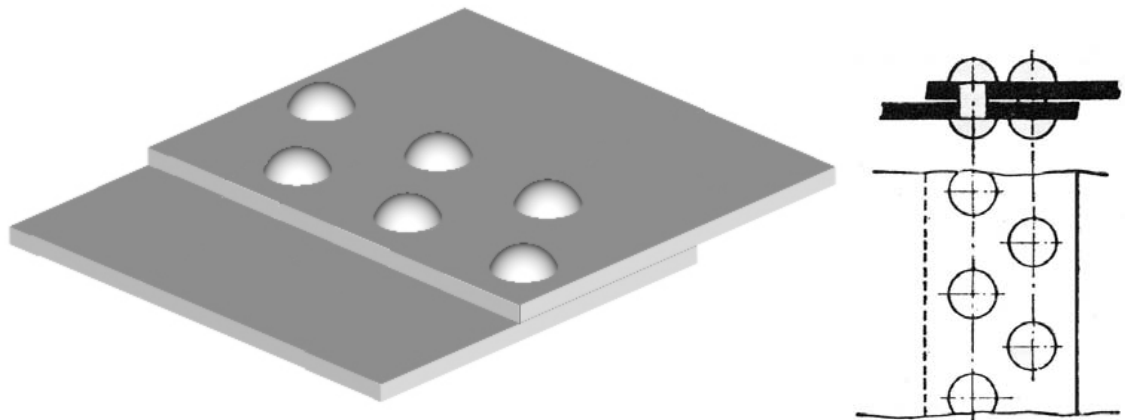
As juntas rebitadas se dividem em duas grandes categorias: juntas sobrepostas e juntas de topo. Na primeira, as peças a unir estão superpostas, enquanto na segunda são colocadas de topo, a união sendo feita por intermédio de uma ou duas chapas suplementares, denominadas cobrejuntas. Para a união de peças, os rebites são colocados em fileiras, constituindo a costura. Existe costura simples e costura múltipla (dupla, tripla, etc). Segundo o fim a que se destinam, pode-se distinguir a costura de força, a estanque e a mista. Na primeira, o que se deseja é obter resistência e rigidez (estruturas metálicas); na segunda, é uma vedação perfeita (depósito em geral); na terceira, são os dois fatores (depósitos sob pressão interna).

5.2.1 Juntas sobrepostas

- junta sobreposta com 1 fileira

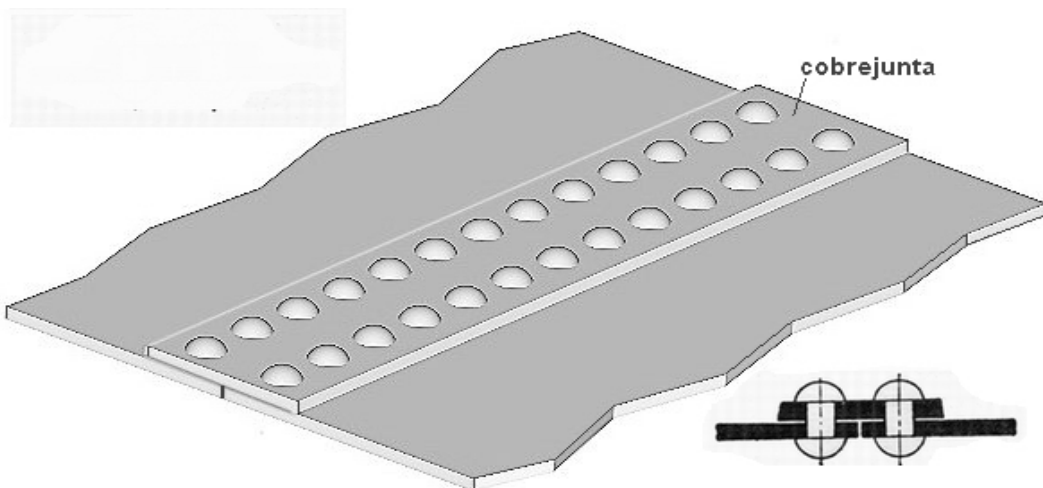


- junta sobreposta com 2 fileiras

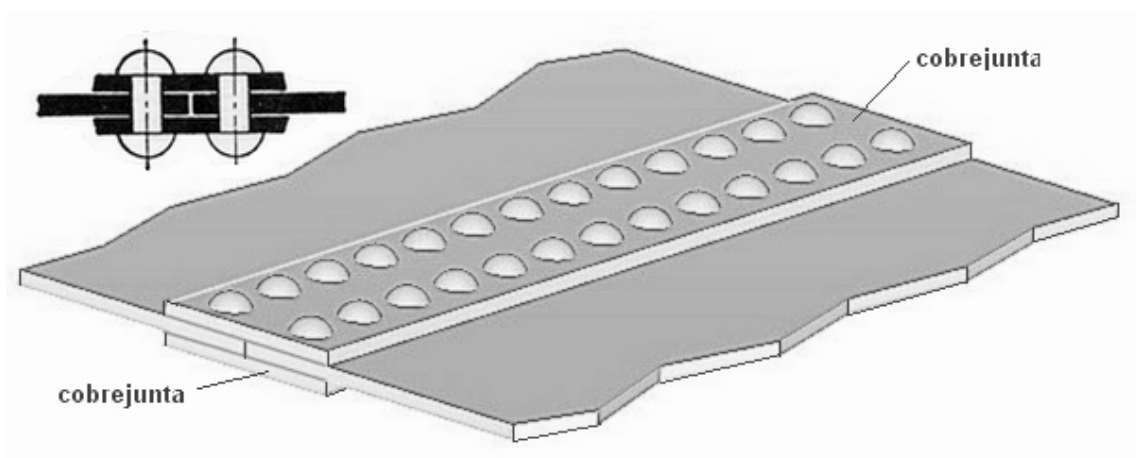


5.2.2 Junta de topo

- junta de topo com cobrejunta simples



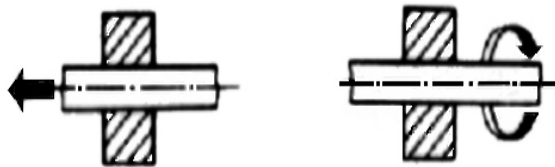
- junta de topo com cobrejunta duplo



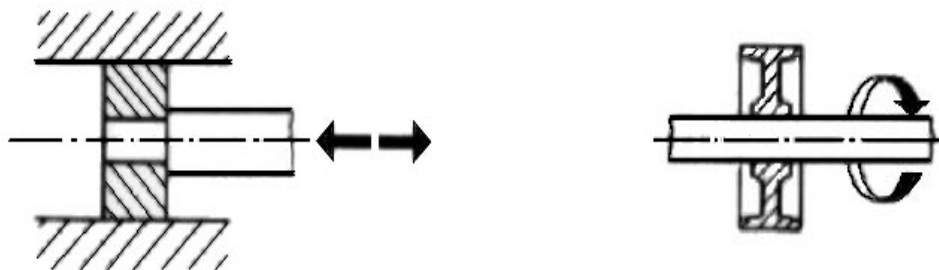
CHAVETAS E ESTRIAS

Diversas são as formas de unirmos o cubo com o eixo. As soluções devem ser tal que a união seja rígida ou móvel e preferencialmente provisória. Além disso, o tipo de esforço recebido ou transmitido também será fator decisivo na escolha da solução. Estes podem ser classificadas em duas categorias:

- esforços predominantemente axiais;
- esforços predominantemente tangenciais.



Em ambos os casos o esforço pode ser transmitido do eixo ao cubo ou vice-versa. Como exemplos típicos podemos citar para o primeiro caso a união haste-pistão e, para o segundo, a união eixo engrenagem.

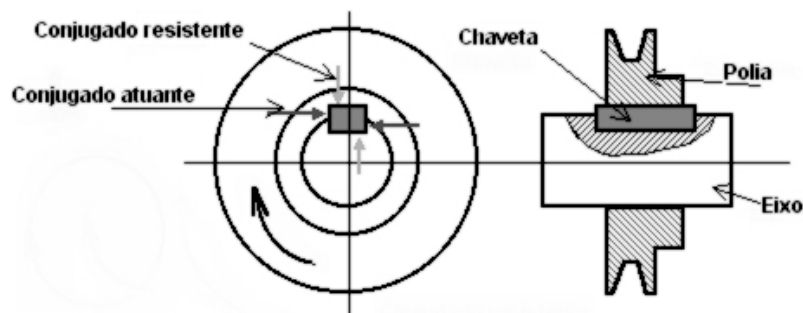


Engrenagens, polias, etc., podem ser fixadas a eixos e árvores por montagem forçada, por um ou mais dos vários tipos de chaveta, por conexões estriadas, por pinos ou por algum meio especialmente idealizado para este fim.

6.1 Chavetas

Chavetas são elementos utilizados para transmissão de torque e para união entre eixo e cubo. A maioria das chavetas são chavetas planas ou quadradas. As chavetas planas têm seção retangular, com a menor dimensão localizada na direção radial e podem ou não ser afiladas (em cunha). As chavetas quadradas têm seção quadrada e, igualmente podem ou não ser afiladas.

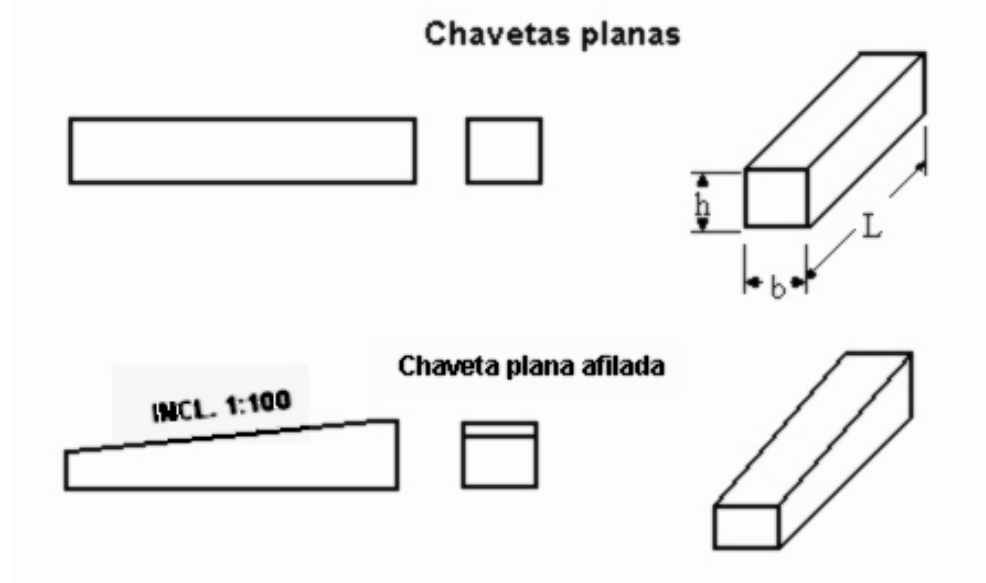
Quando uma chaveta está no lugar, o cubo faz pressão sobre a sua metade superior de um lado e árvore sobre sua metade inferior do outro lado, resultando um conjugado, que vai atuar tendendo a virar a chaveta na sua sede. Quando a chaveta realmente vira, depende da ajustagem no topo e na base, porque o conjugado resistente atua nessas superfícies.

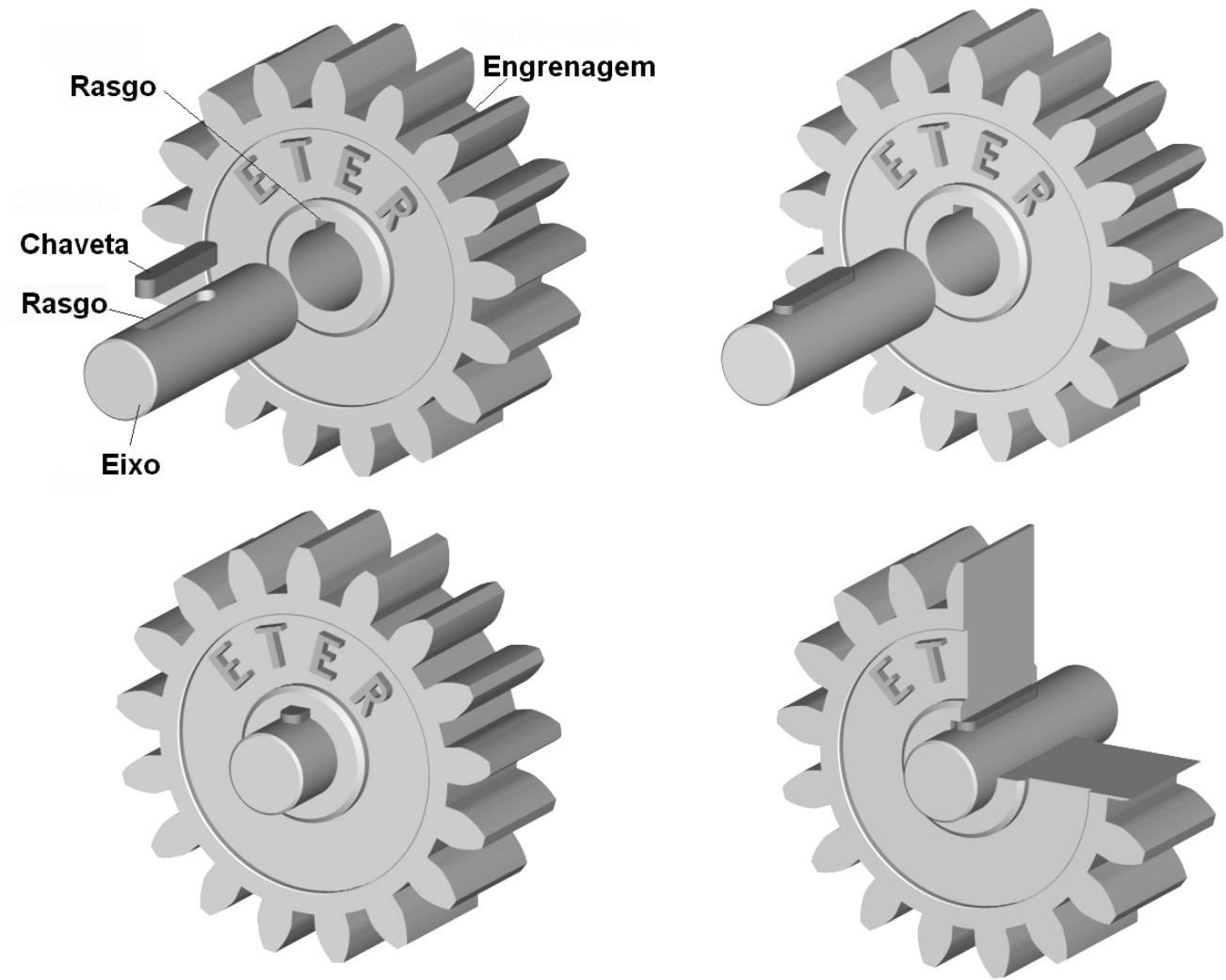
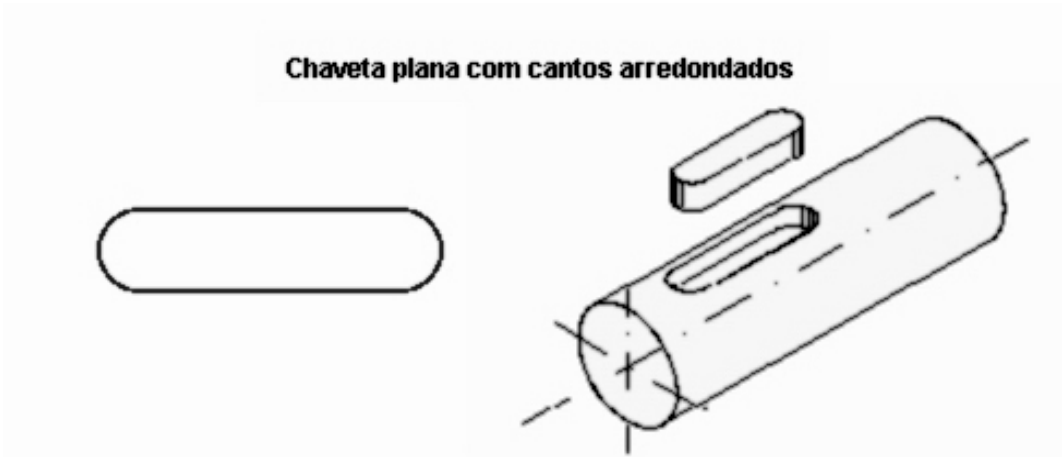


6.1.1 Chavetas planas

As ranhuras não devem ser muito profundas, no eixo, uma vez que a resistência diminui à medida que a ranhura se aprofunda, mas devem ser suficientemente profundas para oferecerem boa proporção. Nas tabelas a seguir encontram-se as dimensões da seção das chavetas planas e quadradas de acordo com o diâmetro do eixo.

As chavetas planas tanto retangulares quanto quadradas podem ser afiladas para facilitar a montagem e retirada do lugar e também para permitir montar o cubo apertado (justo) contra árvore. O rasgo afilado é feito no cubo e não na árvore. A alta pressão provocada pelas chavetas afiladas resulta numa grande força de atrito que ajuda na transmissão da potência e pode ser tão grande a ponto de induzir tensões perigosas.

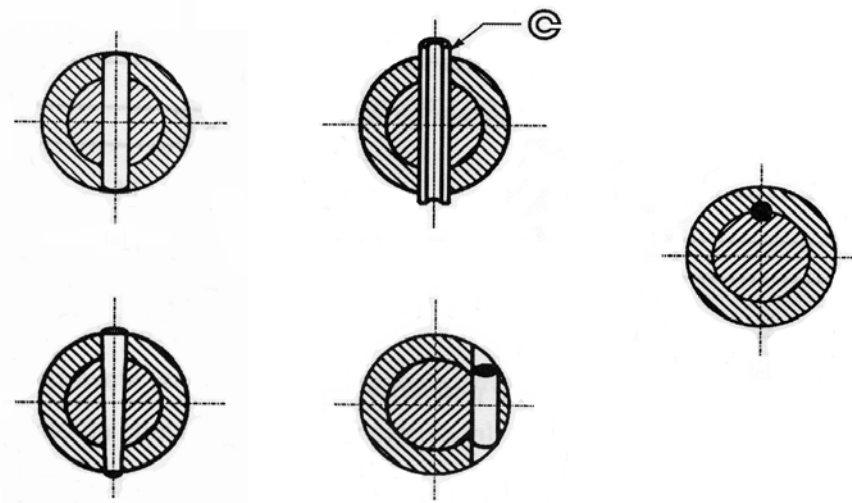




6.1.2 Chavetas de pinos

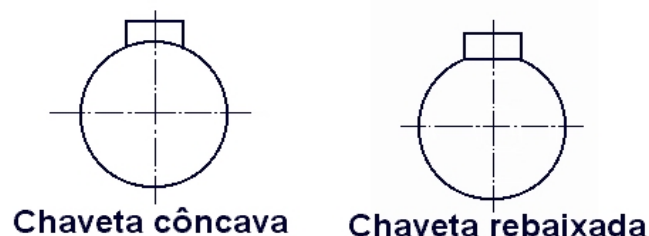
Um pino, cilíndrico ou cônico usado como chaveta, é chamado de chaveta de pino. Pode ser instalada longitudinalmente ou transversalmente em relação ao eixo. No primeiro caso a potência transmitida é menor do que no segundo. Chavetas de pino são fáceis de instalar e, quando montadas na posição transversal, são algumas vezes usadas como pinos de cisalhamento. Com os pinos cônicos obtém-se uma montagem mais firme.

Outro tipo de pino são os chamados pinos elásticos, que consistem num pino cilíndrico vazado com um rasgo em um dos lados. Uma de suas extremidades é chanfrada para facilitar sua entrada no orifício que possui diâmetro menor, provocando o fechamento do rasgo. O pino exerce uma pressão contra as paredes do orifício produzindo seu travamento.



6.1.3 Chaveta côncava ou chaveta de sela

Esta chaveta depende do atrito para evitar o movimento relativo entre o cubo e árvore. A superfície curva da chaveta, próximo a árvore, deve ter um raio de curvatura ligeiramente menor que o desta e a chaveta deve ter um afilamento pequeno. Este tipo de chaveta é especialmente indicado quando se deseja mudar a posição do cubo em relação ao eixo, periodicamente. Não é indicado para cargas pesadas.



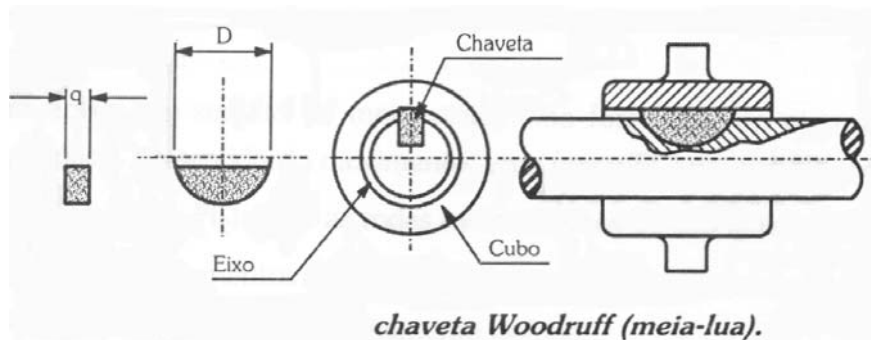
6.1.4 Chaveta rebaixada ou chaveta de cavalete

Para potência pequena e fácil montagem, a chaveta pode ser colocada sobre uma superfície plana fresada na árvore, como se vê na figura acima. A chaveta deve ser afilada para assegurar o efeito de atrito entre o cubo e a árvore.

6.1.5 Chaveta woodruff ou chaveta meia lua

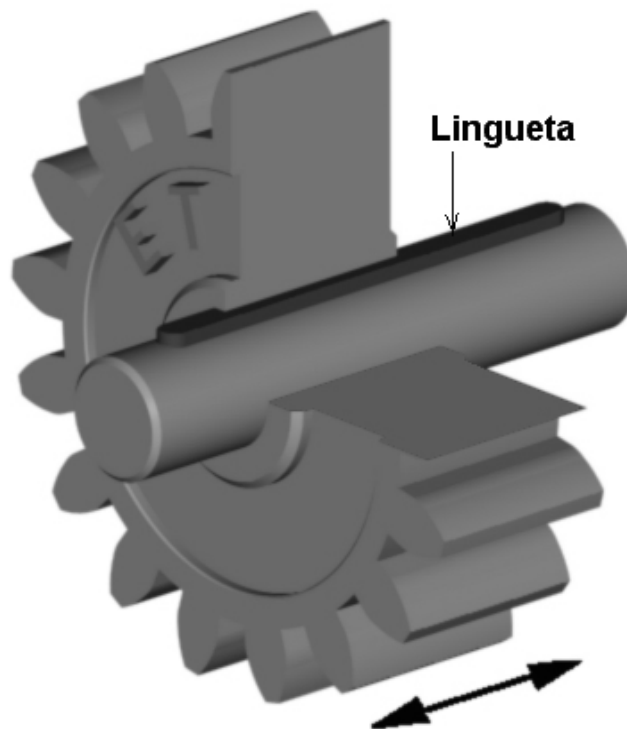
A chaveta woodruff (meia lua), é usada para pequenos esforços e, na maioria das vezes, com montagem eixo-cubo cônica. A chaveta comum tem a tendência de virar no alojamento, quando a potência é aplicada.

Tal fato é as vezes evitado por meio de parafusos de travamento. A chaveta woodruff aprofundando-se na árvore, elimina praticamente este problema.



6.1.6 Lingüetas

Uma lingüeta permite ao cubo mover-se ao longo da árvore, porém impede a rotação isolada do mesmo é usada, por exemplo, para permitir o movimento de uma engrenagem para engate ou desengate, e para ligar ou desligar uma embreagem de dentes. A lingüeta pode ser fixa na árvore, ou no cubo é preferível usar duas lingüetas deslocadas de 180° porque neste caso a força necessária para o deslocamento axial é bem menor.



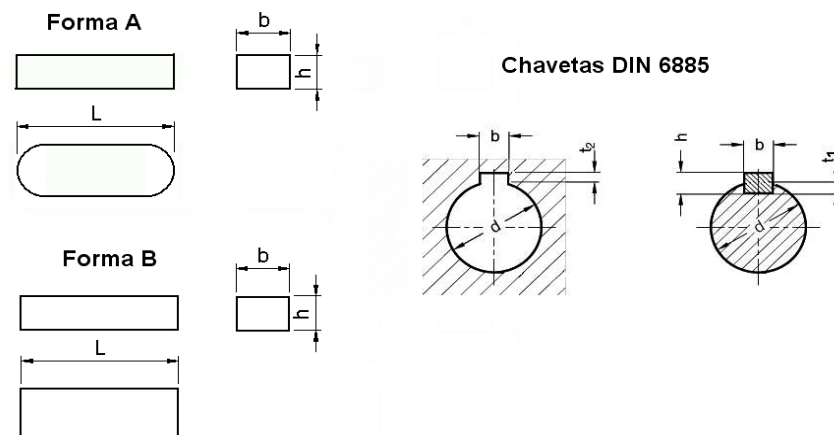
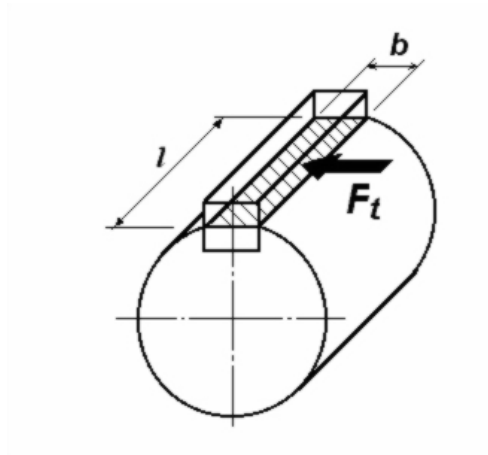


Tabela de dimensões para chavetas planas DIN 6885

Diâmetro do eixo d	Chaveta b x h	Rasgo		L comprimentos normalizados
		t_1	t_2	
>6 até 8	2 x 2	1,1	1,0	6 - 8 - 10 - 12 - 14 - 16 - 18 - 20
>8 até 10	3 x 3	1,7	1,4	6...20 - 22 - 25 - 28 - 32 - 36
>10 até 12	4 x 4	2,4	1,7	8...36 - 40 - 45
>12 até 17	5 x 5	2,9	2,2	10.....36 - 40 - 45
>17 até 22	6 x 6	3,5	2,6	14...56 - 63 - 70
>22 até 30	8 x 7	4,1	3,0	18...70 - 80 - 90
>30 até 38	10 x 8	4,7	3,4	22...90 - 100 - 110
>38 até 44	12 x 8	4,9	3,2	28...110 - 125 - 140
>44 até 50	14 x 9	5,5	3,6	36...140 - 160
>50 até 58	16 x 10	6,2	3,9	45...160 - 180
>58 até 65	18 x 11	6,8	4,3	50...180 - 200
>65 até 75	20 x 12	7,4	4,7	56...200 - 220
>75 até 85	22 x 14	8,5	5,6	63...220 - 250
>85 até 95	25 x 14	8,7	5,4	70...250 - 280
>95 até 110	28 x 16	9,9	6,2	80...280 - 315
>110 até 130	32 x 18	11,1	7,1	90...315 - 355
>130 até 150	36 x 20	12,3	7,9	100...355 - 400
>150 até 170	40 x 22	13,5	8,7	110...400
>170 até 200	45 x 25	15,3	9,9	125...400
>200 até 230	50 x 28	17	11,2	140...400
>230 até 260	56 x 32	19,3	12,9	160...400
>260 até 290	63 x 32	19,6	12,6	180...400
>290 até 330	70 x 36	22	14,2	200...400
>330 até 380	80 x 40	24,6	15,6	220...400
>380 até 440	90 x 45	27,5	17,7	250...400
>440 até 500	100 x 50	30,4	19,8	280...400

6.2 Dimensionamento de chavetas planas

Uma análise de tensões simplifica consideravelmente a situação. Admitimos que uma chaveta pode ser cisalhada na seção entre o eixo e o cubo ou que ela pode falhar por compressão sobre os lados.



A área de cisalhamento para um comprimento de chaveta L , é:

$$A_{cis} = b \cdot \ell$$

A tensão de cisalhamento devido à força F_t ,

$$\tau_c = \frac{F_t}{A_{cis}}$$

$$\tau_c = \frac{F_t}{b \cdot \ell}$$

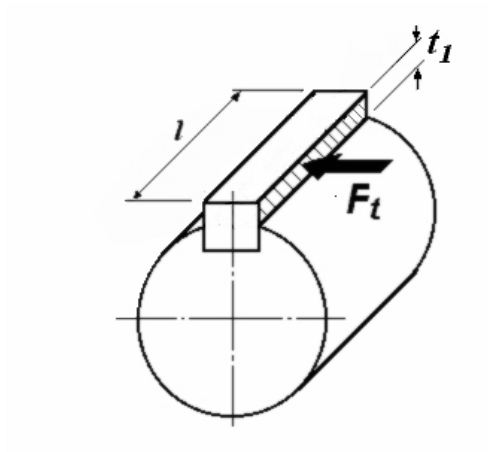
Mas para o dimensionamento,

$$\tau_c \leq \bar{\tau}_c$$

então:

$$\frac{F_t}{b \cdot \ell} \leq \bar{\tau}_c$$

$$\ell \geq \frac{F_t}{\bar{\tau}_c \cdot b}$$



A área de compressão(esmagamento) é:

$$A_{comp} = t_1 \cdot \ell$$

A tensão de compressão devido à força F_t ,

$$\sigma_c = \frac{F_t}{A_{comp}}$$

$$\sigma_c = \frac{F_t}{t_1 \cdot \ell}$$

Mas para o dimensionamento,

$$\sigma_c \leq \bar{\sigma}_c$$

então:

$$\frac{F_t}{t_1 \cdot \ell} \leq \bar{\sigma}_c$$

$$\ell \geq \frac{F_t}{\bar{\sigma}_c \cdot t_1}$$

O cálculo deve ser feito para as duas situações e devemos aceitar como comprimento ℓ da chaveta o maior valor calculado.

6.3 Estrias ou Ranhuras

A transmissão de momentos de torção elevados pode exigir um comprimento de chaveta muito grande. Podemos resolver este problema com o uso de duas ou mais chavetas o que com certeza enfraqueceria o eixo. A solução então é fresar várias chavetas equidistantes, diretamente no eixo e conseqüentemente são feitas canaleta no cubo.

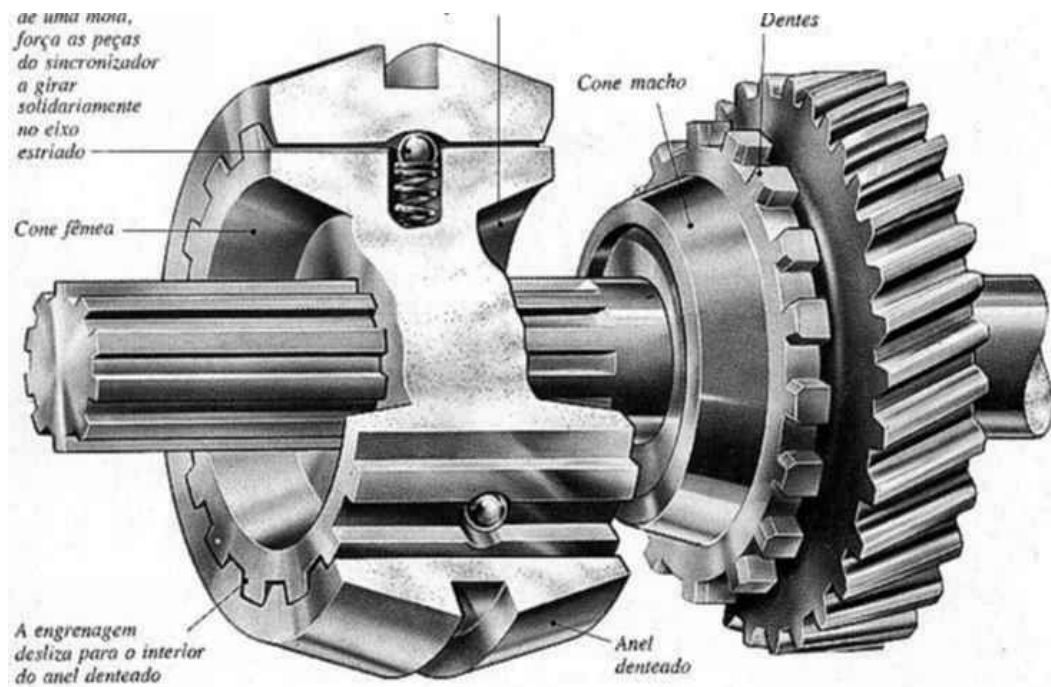


Figura 6.1: Eixo estriado

Desta forma, um eixo estriado é, na realidade, um eixo de chavetas múltiplas, com as chavetas nela incorporadas.

Amplamente utilizada na indústria automobilística, as estrias apresentam como principais vantagens:

- transmissão de maior torque;
- maior resistência à fadiga;
- melhor alinhamento (balanceamento);
- melhor estabilidade em altas rotações.

A execução de estrias em qualquer das seções de uma árvore de transmissão, além de substituir as chavetas, permite a transmissão de momentos muito elevados, de atuação cíclica ou com pesados choques. Para uma mesma transmissão, a árvore estriada é mais forte do que a árvore com chavetas.

O perfil das estrias pode ser:

- de lados retos e paralelos ao eixo de simetria:

Esse tipo de perfil apresenta uma série de ranhuras longitudinais em torno de sua circunferência. Essas ranhuras engrenam-se com os sulcos correspondentes de peças que serão montadas no eixo. Este tipo de estria é utilizada para transmitir grande força.

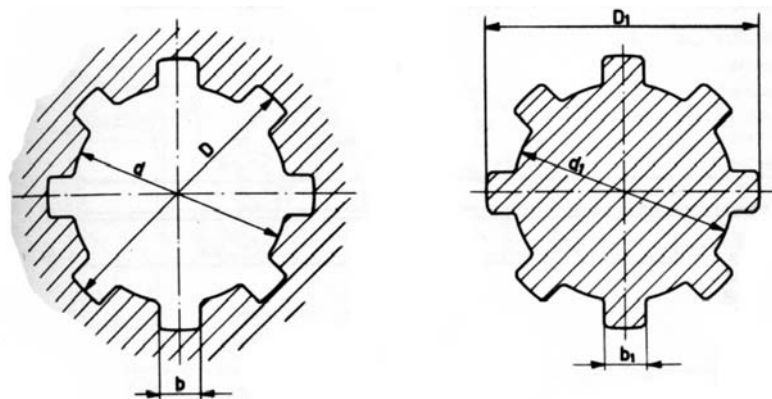


Figura 6.2: Perfis retos

- de lados com perfil evolvente:

Estas estrias apresentam vantagens sobre as anteriores, podendo-se citar como as principais, as seguintes: maior capacidade de carga; concentração de tensões bem mais reduzidas; centragem mais perfeita, dada a tendência de auto-alinhamento resultante da construção; possibilidade de execução em máquinas de grande produção e alta precisão. A Figura abaixo apresenta o perfil típico, mostrando também as três possibilidades de centragem normalmente utilizadas.

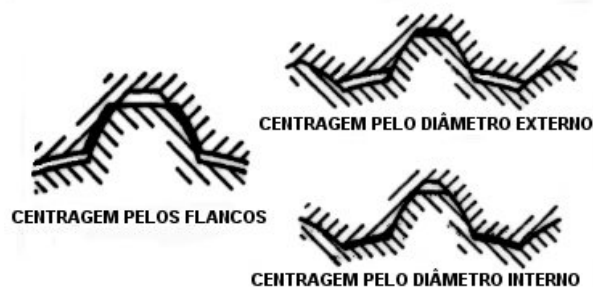


Figura 6.3: Perfis evolventes

ELEMENTOS DE TRANSMISSÃO

As máquinas, mesmo as mais complicadas, podem ser decompostas em várias máquinas simples. Nela cada elemento transmite ou recebe o próprio movimento por meio de mecanismos chamados transmissões.

A transmissão entre dois elementos tem por objetivo transferir ou transformar os movimentos e forças em outras com direções e valores diferentes.

As transmissões entre elementos de máquinas podem se realizar:

1. Por contato direto:

- rodas de atrito;
- engrenagens;
- cames;
- etc.

2. Por ligação flexível:

- correias;
- correntes;
- cabos.

3. Por ligação rígida:

- biela;
- manivela;
- excêntricos.

Existem também os elementos que fazem a ligação entre dois eixos ou árvores¹:

1. Acoplamentos:

- Rígidos;
- Flexíveis;
- Articulados.

2. Embreagens:

- De fricção;
- de engate.

Nas transmissões, os eixos podem ser classificados quanto a sua disposição no espaço:

- Eixos paralelos - Dois eixos são paralelos se eles não possuem interseção e estão em um mesmo plano.
- Dois eixos são concorrentes se eles têm um ponto em comum. Os eixos perpendiculares são eixos concorrentes que formam entre si um ângulo reto.
- Dois eixos são ditos reversos quando um não tem interseção com o outro e eles não são paralelos. Isto significa que eles estão em planos diferentes.

¹Eixos são elementos de máquinas que têm função de suporte de outros componentes mecânicos e não transmitem potência. As árvores, além de suporte, transmitem potência. Geralmente, na prática, usa-se apenas o termo eixo para denominar estes componentes.

$$\begin{aligned} \text{como : } R &= \frac{D}{2} \\ M_t &= \frac{F_t \cdot D}{2} \end{aligned} \quad (7.5)$$

Nos problemas de mecânica normalmente temos como dados, a potência e a velocidade angular do motor (rpm). O Momento de torção também pode ser calculado através destes dados.

Para M_t em $\text{kgf} \cdot \text{cm}$

$$M_t = 71620 \frac{N}{n} \quad N \rightarrow (CV) \quad n \rightarrow (rpm) \quad (7.6)$$

$$M_t = 72620 \frac{N}{n} \quad N \rightarrow (HP) \quad n \rightarrow (rpm) \quad (7.7)$$

$$M_t = 97,4 \frac{N}{n} \quad N \rightarrow (W) \quad n \rightarrow (rpm) \quad (7.8)$$

TRANSMISSÃO POR CORREIAS

As transmissões por correias possuem como principais características:

- permitem a transmissão de potência entre eixos relativamente distantes um do outro;
- baixo custo;
- absorvem vibrações devido a flexibilidade da correia;
- funcionamento silencioso.

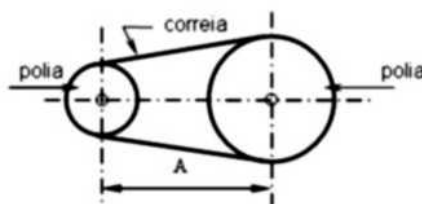


Figura 8.1: Polias e correias (A - distância entre centros.)

A polia que transmite o movimento é chamada de polia motriz ou acionadora.

A polia que recebe o movimento é chamada de polia movida ou acionada.

8.1 Esquemas de montagem :

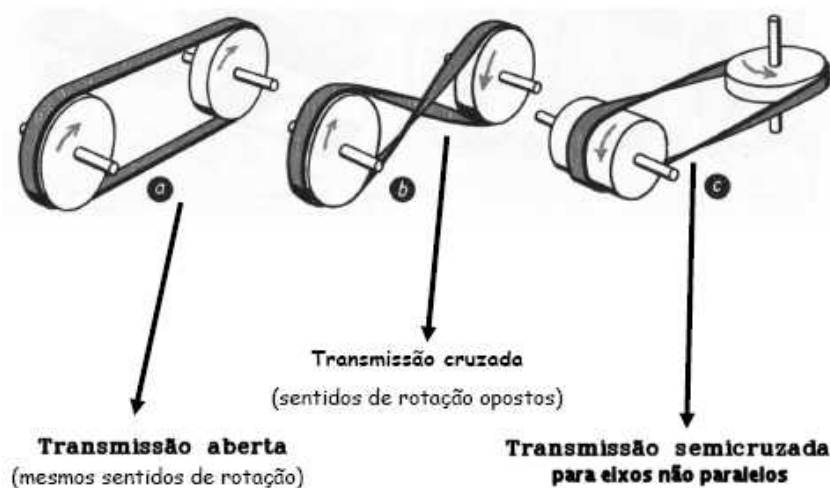


Figura 8.2: Montagens

Com exceção da montagem aberta as outras exigem que a correia tenha maior flexibilidade.

As transmissões por correias podem ser classificadas quanto a relação de transmissão em:

- **TRANSMISSÃO REDUTORA:** Quando a frequência da polia movida é menor do que a frequência da polia motriz ou seja : $i > 1$
- **TRANSMISSÃO MULTIPLICADORA:** Quando a frequência da roda movida é maior do que a frequência da roda motriz ou seja : $i < 1$

8.2 Correias Trapezoidais ou V

As correias trapezoidais são muito utilizadas pois além do seu baixo custo, baixo ruído e de não necessitarem de rolos tensores, têm a vantagem de no caso de transmissão por correias múltiplas, se ocorrer o rompimento de uma das correias a substituição não precisa ser imediata. Como existem mais correias, pode-se aguardar o melhor momento para a substituição sem atrapalhar a produção. Neste caso, a substituição deverá ser feita não só da correia rompida mas de todas porque as outras encontram-se deformadas e a nova poderá receber carga suficiente para parti-la.



Figura 8.3: Transmissão múltipla por correias trapezoidais

8.2.1 Fatores que afetam a vida e a capacidade de transmitir potência das correias trapezoidais:

- Encurvamento da correia em torno da polia:
É um fator de grande importância na vida útil das correias, quanto menor o raio da polia, maior a flexão da correia, provocando um maior esforço de tração nas fibras externas da correia.
- Tração inicial:
A tração inicial não deve ser muito grande, nem muito pequena, pois no primeiro caso haverá esforço excessivo na correia, bem como cargas elevadas nos mancais. No segundo caso poder haver escorregamento.
- Força centrífuga:
Importante nas altas velocidades, provocando a tendência de separar a correia da polia.
- Velocidade:
Quanto maior a velocidade mais freqüentemente um determinado trecho da correia é flexionado em torno da polia. Assim para as mesmas condições de carga uma correia durará menos quanto maior for a sua velocidade de trabalho.
- Comprimento:
Quanto maior a correia com menor freqüência, um determinado trecho da correia, será flexionada em torno da polia. Assim, para uma mesma condição de velocidade e carga, uma correia durará mais quanto maior seu comprimento.
- Arco de contato:
Quanto menor o arco de contato, menor a capacidade de transmissão de potência da correia. O arco de contato varia relativamente com os diâmetros das polias e a distância entre centros.

8.2.2 As correias:

As correias são construídas com seção trapezoidal e contínua. Na figura vemos um corte mostrando os elementos que compõem a correia.

Como o próprio nome diz, as correias possuem uma seção (perfil) em forma de trapézio isósceles.

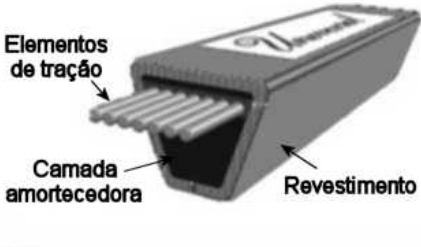


Figura 8.4: Elementos de uma correia trapezoidal.

Os perfis padronizados para aplicações industriais são:

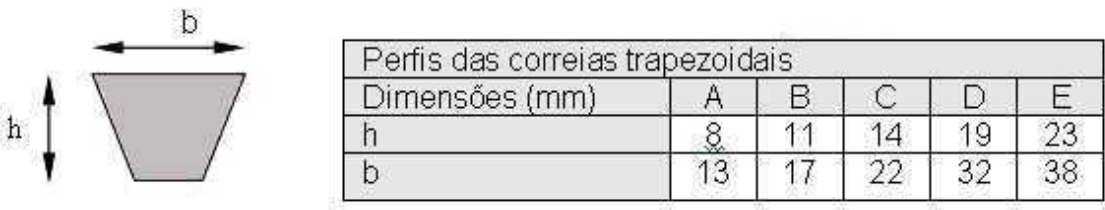


Figura 8.5: Perfis de correias trapezoidais.

8.2.3 As polias:

As polias possuem canais para encaixar as correias de acordo com seu perfil. O número de canais é variado podendo existir polias para apenas uma correia ou polias com 2, 3, 4 ou mais canais dependendo da necessidade. Nas figuras 8.6 e 8.7 vemos as dimensões padronizadas para polias de correias trapezoidais.

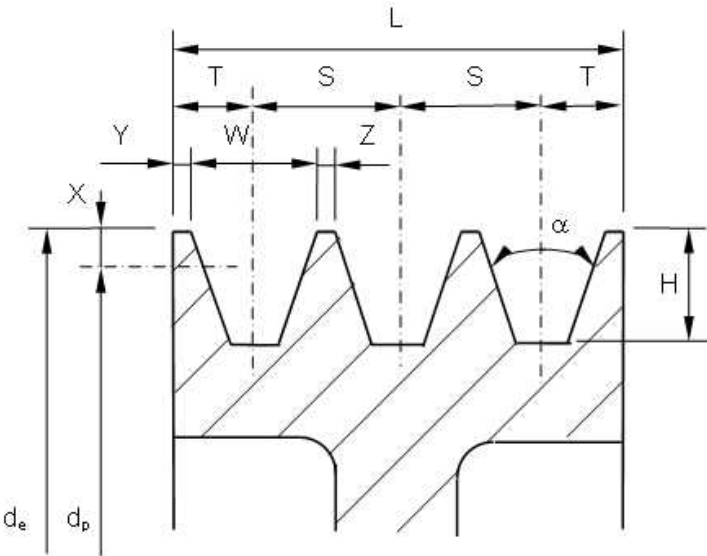


Figura 8.6: Geometria dos canais para polias.

PERFIL DO CANAL	ÂNGULO DO CANAL		DIMENSÕES (mm)						
	α	d_e	T	S	W	Y	Z	$H_0^{+2,5}_0$	X
A	$34^{\circ \pm 1^\circ}$	75 a 170	$9,5^{+2}_{-1}$	$15^{\pm 0,3}$	13	3	2	13	$3,3^{\pm 0,2}$
	$38^{\circ \pm 1^\circ}$	> 170							
B	$34^{\circ \pm 1^\circ}$	130 a 240	$11,5^{+2}_{-1}$	$19^{\pm 0,4}$	17	3	2	17	$4,2^{\pm 0,2}$
	$38^{\circ \pm 1^\circ}$	> 240							
C	$34^{\circ \pm 30'}$	200 a 350	$15,25^{+2}_{-1}$	$25,5^{\pm 0,5}$	22,5	4	3	22	$5,7^{\pm 0,2}$
	$36^{\circ \pm 30'}$	> 350							
D	$36^{\circ \pm 30'}$	300 a 450	$22,0^{+3}_{-1}$	$36,5^{\pm 0,6}$	32	6	4,5	28	$8,1^{\pm 0,5}$
	$38^{\circ \pm 30'}$	> 450							
E	$36^{\circ \pm 30'}$	385 a 630	$27,25^{+4}_{-1}$	$44,5^{\pm 0,7}$	38,5	8	6	33	$9,6^{\pm 0,6}$
	$38^{\circ \pm 30'}$	> 630							

Figura 8.7: Dimensões dos canais para polias.

8.2.4 Seleção de correias trapezoidais:

Para a seleção (escolha) de correias para um determinado serviço, devemos ter em mãos os seguintes dados:

1. Potência de projeto (normalmente será a potência do motor) N (HP);
2. Fator de serviço;
3. Frequência das polias, motriz n_1 (rpm) e da polia movida n_2 (rpm) ou, relação de transmissão (i);
4. Distância aproximada entre centros A_0 .

Se a distância entre centros não estiver determinada, atribui-se um valor, sendo recomendado que seja aproximadamente igual à soma dos diâmetros das polias:

$$A_0 = d_1 + d_2 \quad (8.1)$$

Inicia-se o cálculo determinando a potência corrigida (N_{cor}):

$$N_{cor} = N \cdot fs \quad (8.2)$$

O valor de fs encontra-se na tabela da figura 8.8 em função do tipo de equipamento (máquina acionada) onde a transmissão está sendo usada e do tipo de máquina acionadora (motor).

Com esse valor como abscissa (eixo horizontal) e com a frequência da polia mais rápida como ordenada (eixo vertical), na figura 8.9, determina-se na intersecção um ponto que nos dará a indicação do perfil mais apropriado para a correia. Se o ponto localizar-se entre duas regiões (A e B por exemplo), calcula-se para os dois perfis e escolhe-se a solução mais adequada (menor custo por exemplo).

Após a escolha do perfil determina-se os diâmetros primitivos das polias. Normalmente, por questões óbvias pretende-se usar o menor diâmetro possível porém, como vimos anteriormente, um encurvamento excessivo da correia reduz sua durabilidade. Por esse motivo o diâmetro mínimo das polias é limitado, segundo recomendação dos fabricantes.

Calcula-se o comprimento aproximado da correia com a fórmula:

$$L_0 = 2A_0 + 1,57(d_1 + d_2) + \frac{(d_1 - d_2)^2}{4A_0} \quad (8.3)$$

Com esse valor, pela tabela da figura 8.14 determinamos o comprimento padronizado L escolhendo o valor mais próximo de L_0 e maior. Deve-se depois corrigir a distância entre centros A_0 pela fórmula:

$$A = A_0 + \frac{L - L_0}{2} \quad (8.4)$$

O passo seguinte é determinar o número de correias necessárias para transmitir a potência.

$$n_c = \frac{N_{cor}}{N_e} \quad (8.5)$$

onde:

$$N_e = N_{pc} G f_c \quad (8.6)$$

De acordo com o perfil da correia os valores de N_{pc} encontram-se nas tabelas das figuras 8.11, 8.12 e 8.13. Na primeira coluna estão as rotações para polia mais rápida (polia menor), em rpm, e na primeira linha estão os diâmetros primitivos para a polia menor, em polegadas, cruzando-se estas informações encontramos o valor da potência por correia em HP.

Este valor precisa ser corrigido ¹para encontrarmos a potência efetiva de cada correia. O fator de correção devido ao arco de contato (G) depende da relação:

$$\frac{|d_1 - d_2|}{A} \quad (8.7)$$

Com o resultado da relação acima encontramos na tabela da figura 8.10 o valor de G .

O fator de correção devido ao comprimento da correia²(f_c) é encontrado na tabela da figura 8.15. O valor de f_c é dado para uma determinada faixa de comprimentos de correia conforme perfil de correia. Lembre-se ao calcular o número de correias necessárias, dividindo-se a potência corrigida pela potência efetiva devemos arredondar o valor para o número inteiro imediatamente superior³.

¹O arco de contato influi na capacidade da correia de transmitir potência. Por isto devemos corrigir o valor da potência por correia.

² O comprimento da correia é outro fator que influi na capacidade de transmitir potência da correia.

³Não faz sentido um número fracionado de correias por exemplo 1,25 correias. O número de correias será sempre inteiro.

Máquina conduzida	Máquina condutora					
As máquinas relacionadas abaixo são apenas alguns exemplos. Escolha o grupo que melhor representa a máquina em consideração.	Motores CA Torque normal, rotor gaiola de anéis, síncronos, divisão de fases. Motores CC Enrolados em derivação Motores estacionários Combustão interna de múltiplos cilindros.			Motores CA Alto torque, alto escorregamento, repulsão-indução, monofásico, enrolado em série, anéis coletores. Motores CC Enrolados em série, enrolados mistos. Motores estacionários: Combustão interna de um cilindro. Eixos de transmissão Embreagens		
	Serviço intermitente 3 a 5 horas /dia ou periodicamente	Serviço normal 8 a 10 horas por dia	Serviço contínuo 16 a 24 horas por dia	Serviço intermitente 3 a 5 horas /dia ou periodicamente	Serviço normal 8 a 10 horas por dia	Serviço contínuo 16 a 24 horas por dia
Agitadores para líquidos, exaustores, ventiladores até 10 HP, bombas centrífugas e compressores, transportadores de carga leve.	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Correias transportadoras para areia e cereais, ventiladores acima de 10 HP, geradores, eixos de transmissão, máquinas de lavanderia, punções, prensas, tesourões, máquinas gráficas, bomba centrífuga de deslocamento positivo, peneiras vibratórias.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Máquinas para olaria, elevadores de caneca, excitadores, compressores de pistão, moinho de martelos, moinho para indústria de papel, bombas de pistões, serrarias e máquinas de carpintaria, máquinas têxteis.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,5
Britadores (giratório e de mandíbula), guindastes, misturadores, calandras e moinho para borracha.	1,3	1,4	1,5	1,6	1,6	1,8

Figura 8.8: Fator de serviço.

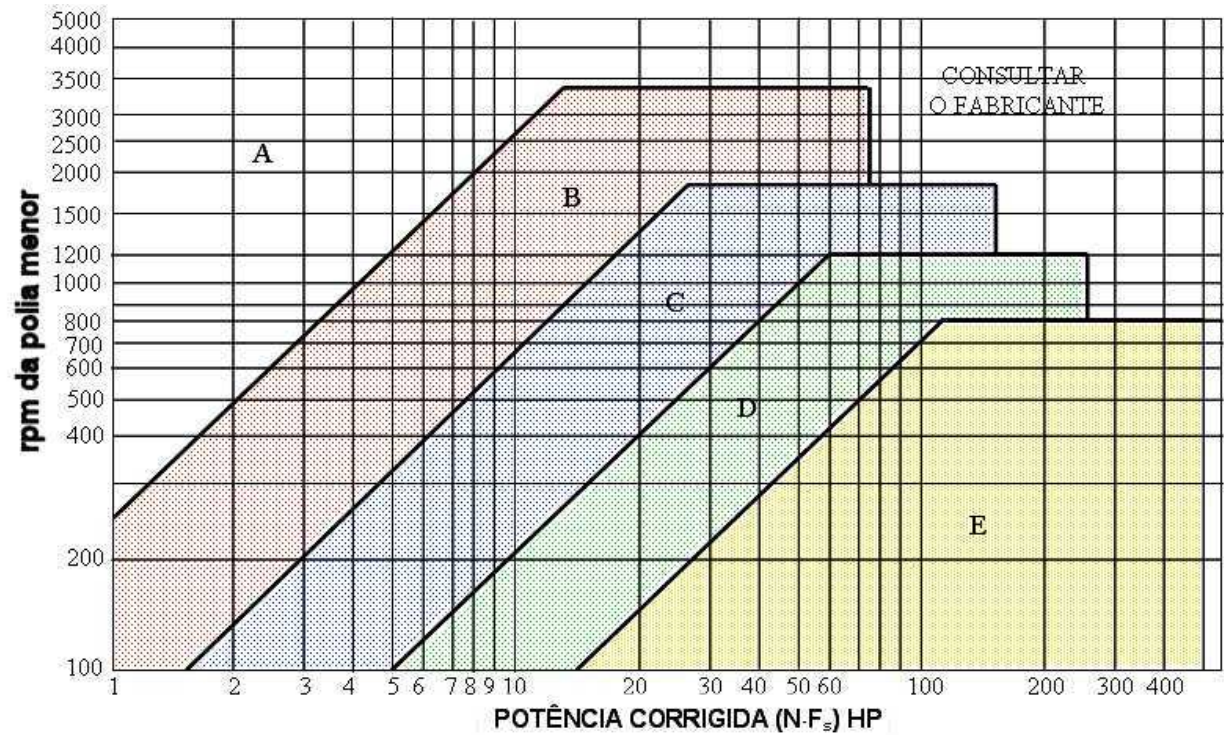


Figura 8.9: Perfil da correia.

$\frac{D-d}{A}$	Fator G	Ângulo correspondente ao arco de contato na polia menor graus
0,00	1,00	180
0,10	0,99	174
0,20	0,97	169
0,30	0,96	163
0,40	0,94	157
0,50	0,93	151
0,60	0,91	145
0,70	0,89	139
0,80	0,87	133
0,90	0,85	127
1,00	0,82	120
1,10	0,80	113
1,20	0,77	106
1,30	0,73	99
1,40	0,70	91
1,50	0,65	83

Figura 8.10: Fator de correção G.

Frequência da polia menor rpm	POTÊNCIA POR CORREIA HP																	
	DIÂMETRO PRIMITIVO DA POLIA MENOR (POL.)																	
	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8	4,0	4,2	4,4	4,6	4,8	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5
200	0,24	0,30	0,35	0,40	0,46	0,51	0,56	0,61	0,66	0,72	0,77	0,82	0,87	1,00	1,12	1,25	1,37	1,50
400	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00	1,09	1,19	1,29	1,38	1,48	1,58	1,81	2,05	2,28	2,51	2,74
600	0,52	0,67	0,81	0,96	1,10	1,24	1,38	1,52	1,66	1,80	1,94	2,08	2,22	2,56	2,89	3,23	3,56	3,88
800	0,62	0,81	1,00	1,19	1,37	1,56	1,74	1,92	2,10	2,28	2,46	2,64	2,81	3,25	3,68	4,11	4,53	4,95
950	0,69	0,91	1,13	1,35	1,56	1,78	1,99	2,20	2,41	2,62	2,83	3,03	3,24	3,74	4,24	4,74	5,22	5,70
1000	0,71	0,94	1,17	1,40	1,62	1,85	2,07	2,29	2,51	2,73	2,94	3,16	3,37	3,90	4,42	4,94	5,44	5,94
1160	0,77	1,03	1,29	1,55	1,81	2,06	2,32	2,57	2,82	3,06	3,31	3,55	3,80	4,40	4,99	5,56	6,13	6,69
1200	0,78	1,05	1,32	1,59	1,85	2,12	2,38	2,63	2,89	3,15	3,40	3,65	3,90	4,52	5,12	5,72	6,30	6,88
1400	0,84	1,15	1,46	1,77	2,07	2,37	2,66	2,96	3,25	3,54	3,83	4,11	4,40	5,09	5,78	6,45	7,10	7,74
1425	0,85	1,17	1,48	1,79	2,09	2,40	2,70	3,00	3,29	3,59	3,88	4,17	4,46	5,15	5,86	6,53	7,20	7,85
1600	0,89	1,24	1,59	1,93	2,27	2,60	2,93	3,26	3,59	3,91	4,23	4,55	4,86	5,64	6,39	7,13	7,84	8,54
1750	0,92	1,30	1,67	2,04	2,41	2,77	3,13	3,48	3,83	4,18	4,52	4,86	5,20	6,02	6,83	7,61	8,36	9,10
1800	0,93	1,32	1,70	2,08	2,45	2,82	3,19	3,55	3,91	4,26	4,61	4,96	5,30	6,15	6,96	7,76	8,53	9,27
2000	0,97	1,39	1,80	2,22	2,62	3,03	3,42	3,82	4,21	4,59	4,97	5,34	5,71	6,62	7,49	8,34	9,15	9,93
2850	1,01	1,57	2,12	2,67	3,20	3,73	4,24	4,75	5,24	5,73	6,20	6,67	7,12	8,21	9,23	10,2	11,0	11,8
3450	0,95	1,60	2,24	2,86	3,46	4,05	4,63	5,19	5,74	6,27	6,78	7,28	7,76	8,89	9,89	10,8	11,5	

Figura 8.11: Hp por correia. Perfil A

Frequência da polia menor rpm	POTÊNCIA POR CORREIA HP																
	DIÂMETRO PRIMITIVO DA POLIA MENOR (POL.)																
	4,4	4,6	4,8	5,0	5,2	5,4	5,6	5,8	6,0	6,2	6,4	6,6	6,8	7,0	7,2	7,4	7,6
200	0,80	0,88	0,96	1,04	1,13	1,21	1,29	1,37	1,45	1,53	1,61	1,69	1,77	1,84	1,92	2,00	2,08
400	1,38	1,53	1,68	1,83	1,99	2,14	2,29	2,44	2,59	2,74	2,88	3,03	3,18	3,33	3,47	3,62	3,76
600	1,86	2,08	2,30	2,52	2,74	2,96	3,17	3,39	3,60	3,82	4,03	4,24	4,45	4,66	4,87	5,08	5,29
725	2,14	2,40	2,66	2,92	3,17	3,43	3,68	3,94	4,19	4,44	4,69	4,94	5,19	5,44	5,68	5,93	6,17
800	2,29	2,58	2,96	3,14	3,42	3,70	3,98	4,25	4,53	4,80	5,07	5,35	5,62	5,88	6,15	6,42	6,58
870	2,43	2,73	3,04	3,34	3,64	3,94	4,24	4,54	4,83	5,13	5,42	5,71	6,00	6,29	6,58	6,86	7,14
950	2,58	2,91	3,24	3,57	3,89	4,21	4,54	4,86	5,17	5,49	5,80	6,12	6,43	6,74	7,05	7,35	7,66
1000	2,67	3,02	3,36	3,70	4,04	4,38	4,71	5,05	5,38	5,71	6,04	6,36	6,69	7,01	7,33	7,65	7,97
1160	2,94	3,33	3,72	4,11	4,50	4,88	5,26	5,64	6,01	6,38	6,75	7,12	7,48	7,85	8,21	8,56	8,92
1200	3,01	3,41	3,81	4,21	4,61	5,0	5,39	5,78	6,16	6,54	6,92	7,39	7,68	8,05	8,42	8,78	9,15
1400	3,30	3,76	4,22	4,67	5,12	5,56	6,01	6,44	6,88	7,31	7,73	8,16	8,58	8,99	9,41	9,81	10,2
1425	3,34	3,81	4,27	4,73	5,18	5,63	6,08	6,52	6,96	7,40	7,83	8,26	8,66	9,11	9,52	9,94	10,3
1600	3,57	4,08	4,58	5,09	5,58	6,08	6,57	7,05	7,53	8,00	8,47	8,93	9,39	9,85	10,3	10,7	11,2
1750	3,74	4,29	4,83	5,37	5,90	6,43	6,95	7,46	7,97	8,47	8,97	9,46	9,95	10,4	10,9	11,4	11,8
1800	3,79	4,35	4,91	5,46	6,00	6,08	6,57	7,05	7,53	8,00	8,47	8,93	9,39	9,85	10,3	10,7	11,2
2000	3,98	4,59	5,19	5,78	6,35	6,94	7,51	8,07	8,62	9,17	9,71	10,2	10,8	11,3	11,8	12,3	12,8
2850	4,39	5,15	5,89	6,61	7,32	8,01	8,68	9,34	9,97	10,6	11,2	11,8	12,3	12,8	13,4	13,8	14,3
3450	4,25	5,07	5,86	6,63	7,36	8,07	8,74	9,39	10,0	10,6	11,1	11,6	12,1	12,6			

Figura 8.12: HP por correia. Perfil B

Frequência da polia menor rpm	POTÊNCIA POR CORREIA HP																	
	DIÂMETRO PRIMITIVO DA POLIA MENOR (POL.)																	
	6,5	7,0	8,0	8,5	9,0	9,5	10,0	10,5	11,0	11,5	12,0	12,5	13,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0
575	4,35	5,19	6,03	6,86	7,69	8,51	9,32	10,1	10,9	11,7	12,5	13,3	14,0	14,8	16,3	17,8	19,3	20,7
690	4,95	5,95	6,93	7,90	8,86	9,82	10,8	11,7	12,6	13,5	14,5	15,3	16,2	17,1	18,9	20,6	22,2	23,8
725	5,13	6,17	7,19	8,20	9,21	10,2	11,2	12,2	13,1	14,1	15,0	16,0	16,9	17,8	19,6	21,3	23,1	24,7
870	5,81	7,02	8,21	9,39	10,6	11,7	12,8	14,0	15,1	16,2	17,2	18,3	19,4	20,4	22,4	24,4	26,3	28,1
950	6,16	7,46	8,74	10,0	11,3	12,5	13,7	14,9	16,1	17,2	18,4	19,5	20,6	21,7	23,8	25,9	27,8	29,7
1160	6,97	8,49	9,99	11,5	12,9	14,3	15,7	17,1	18,4	19,7	21,0	22,3	23,5	24,7	27,0	29,2	31,2	33,1
1425	7,79	9,56	11,3	13,0	14,7	16,3	17,8	19,4	20,8	22,3	23,7	25,0	26,3	27,5	29,8	31,9	33,7	35,3
1750	8,48	10,5	12,5	14,4	16,2	18,0	19,6	21,3	22,8	24,2	25,6	26,9	28,1	29,2	31,1			
400	3,31	3,93	4,53	5,14	5,74	6,34	6,93	7,52	8,10	8,68	9,26	9,84	10,4	11,0	12,1	13,2	14,3	15,4
500	3,92	4,67	5,41	6,15	6,88	7,60	8,32	9,04	9,75	10,4	11,1	11,8	12,5	13,2	14,6	15,9	17,2	18,5
600	4,48	5,36	6,23	7,09	7,95	8,80	9,64	10,5	11,3	12,1	12,9	13,7	14,5	15,3	16,9	18,4	19,9	21,4
700	5,01	6,01	7,00	7,99	8,96	9,93	10,9	11,8	12,8	13,7	14,6	15,5	16,4	17,3	19,1	20,8	22,5	24,1
800	5,49	6,62	7,73	8,83	9,92	11,0	12,1	13,1	14,2	15,2	16,2	17,2	18,2	19,2	21,1	23,0	24,8	26,5
900	5,94	7,19	8,41	9,63	10,8	12,0	13,2	14,3	15,5	16,6	17,7	18,8	19,8	20,9	23,0	24,9	26,9	28,7
1000	6,36	7,72	9,05	10,4	11,7	12,9	14,2	15,5	16,7	17,9	19,1	20,2	21,4	22,5	24,7	26,7	28,7	30,6

Figura 8.13: HP por correia. Perfil C

PERFIL A		PERFIL B		PERFIL C		PERFIL D		PERFIL E	
Ref.	Comprimento primitivo mm	Ref.	Comprimento primitivo mm	Ref.	Comprimento primitivo mm	Ref.	Comprimento primitivo mm	Ref.	Comprimento primitivo mm
A-25	695	B-35	935	C-51	1370	D-120	3130	E-180	4685
A-31	820	B-38	1010	C-55	1470	D-128	3335	E-195	5065
A-33	870	B-42	1110	C-60	1595	D-136	3540	E-202	5245
A-35	920	B-46	1215	C-68	1800	D-144	3740	E-210	5448
A-38	1000	B-48	1265	C-75	1980	D-158	4095	E-225	5830
A-41	1075	B-50	1315	C-81	2130	D-162	4200	E-240	6210
A-42	1100	B-51	1340	C-85	2230	D-173	4480	E-270	6972
A-46	1200	B-53	1390	C-90	2360	D-180	4655	E-300	7734
A-50	1305	B-55	1440	C-96	2510	D-195	5035	E-325	8369
A-51	1330	B-60	1570	C-100	2615	D-210	5340	E-330	8496
A-53	1380	B-63	1645	C-105	2740	D-225	5799	E-360	9258
A-54	1405	B-64	1670	C-112	2920	D-240	6180	E-390	10020
A-55	1430	B-65	1695	C-120	3120	D-270	6942	E-420	10782
A-60	1560	B-68	1770	C-128	3325	D-300	7704	E-480	12306
A-62	1610	B-71	1850	C-136	3530	D-330	8466		
A-64	1660	B-75	1950	C-144	3730	D-360	9228		
A-68	1760	B-78	2025	C-158	4085	D-390	9990		
A-71	1835	B-81	2105	C-162	4190	D-420	10752		
A-75	1940	B-85	2205	C-173	4465	D-480	12276		
A-80	2065	B-90	2330	C-180	4645				
A-85	2190	B-93	2405	C-195	5025				
A-90	2320	B-95	2460	C-210	5405				
A-96	2470	B-97	2510	C-225	5789				
A-105	2700	B-105	2710	C-240	6169				
A-112	2875	B-112	2890	C-255	6550				
A-120	3080	B-120	3070	C-270	6931				
A-128	3285	B-124	3195	C-300	7693				
A-136	3485	B-128	3295	C-330	8455				
A-144	3690	B-136	3500	C-360	9217				
A-158	4045	B-144	3705	C-390	9979				
A-162	4145	B-158	4060	C-420	10741				
A-173	4425	B-162	4160						
A-180	4605	B-173	4440						
		B-180	4615						
		B-195	5000						
		B-210	5380						
		B-225	5761						
		B-240	6142						
		B-270	6904						
		B-300	7666						
		B-330	8428						
		B-360	9190						

Figura 8.14: Comprimentos padronizados.

A			B			C			D		
Comprimento da correia		f_c	Comprimento da correia		f_c	Comprimento da correia		f_c	Comprimento da correia		f_c
de	até		de	até		de	até		de	até	
376	418	0,70	495	550	0,70	785	873	0,70	1312	1458	0,70
419	465	0,72	551	611	0,72	874	969	0,72	1459	1620	0,72
466	516	0,74	612	678	0,74	970	1075	0,74	1621	1797	0,74
517	571	0,76	679	751	0,76	1076	1192	0,76	1798	1992	0,76
572	633	0,78	752	832	0,78	1193	1320	0,78	1993	2205	0,78
634	700	0,80	833	920	0,80	1321	1460	0,80	2206	2440	0,80
701	774	0,82	921	1017	0,82	1461	1614	0,82	2441	2697	0,82
775	854	0,84	1018	1123	0,84	1615	1782	0,84	2698	2978	0,84
855	943	0,86	1124	1239	0,86	1783	1966	0,86	2979	3286	0,86
944	1039	0,88	1240	1366	0,88	1967	2167	0,88	3287	3672	0,88
1040	1144	0,90	1367	1504	0,90	2168	2387	0,90	3673	3989	0,90
1145	1260	0,92	1505	1655	0,92	2388	2627	0,92	3990	4390	0,92
1261	1385	0,94	1656	1820	0,94	2628	2889	0,94	4391	4828	0,94
1386	1522	0,96	1821	2000	0,96	2890	3174	0,96	4829	5304	0,96
1523	1671	0,98	2001	2196	0,98	3175	3485	0,98	5305	5823	0,98
1672	1833	1,00	2197	2409	1,00	3486	3823	1,00	5824	6388	1,00
1834	2009	1,02	2410	2640	1,02	3824	4190	1,02	6389	7003	1,02
2010	2201	1,04	2641	2892	1,04	4191	4590	1,04	7004	7671	1,04
2202	2409	1,06	2893	3166	1,06	4591	5024	1,06	7672	8396	1,06
2410	2634	1,08	3167	3462	1,08	5025	5495	1,08	8397	9183	1,08
2635	2879	1,10	3463	3784	1,10	5496	6005	1,10	9184	10036	1,10
2880	3145	1,12	3785	4133	1,12	6006	6559	1,12	10037	10962	1,12
3146	3432	1,14	4134	4511	1,14	6560	7159	1,14	10963	11964	1,14
3433	3744	1,16	4512	4920	1,16	7160	7808	1,16	11965	13049	1,16
3745	4080	1,18	4921	5363	1,18	7809	8510	1,18	13050	14223	1,18
4081	4444	1,20	5364	5841	1,20	8511	9270	1,20	14224	15492	1,20
4445	4838	1,22	5842	6358	1,22	9271	10090	1,22	15493	16863	1,22
4839	5263	1,24	6359	6917	1,24	10091	10976	1,24	16864	18344	1,24
5264	5721	1,26	6918	7519	1,26	10977	11933	1,26	18345	19942	1,26
5722	6216	1,28	7520	8169	1,28	11934	12964	1,28	19943	21666	1,28
6217	6749	1,30	8170	8870	1,30	12965	14076	1,30	21667	23525	1,30

Figura 8.15: Fator de correção f_c .

8.3 Correias Sincronizadoras

As correias sincronizadoras (correias dentadas) vêm substituindo as correias tradicionais por não possuir algumas das desvantagens comuns à estas transmissões. Variações de velocidade devido ao escorregamento nas correias planas e trapezoidais, ou vibração devido à variação de passo nas transmissões por correntes.

Dentre as vantagens podemos citar:

- não necessitam de tensionamento pois não dependem do atrito (melhor aproveitamento da carga transmitida e redução da carga nos mancais);
- baixo ruído;
- possibilitam o sincronismo entre as polias.

Um exemplo bastante conhecido nos dias de hoje é a correia dentada usada no acionamento do eixo de comando de válvulas do motor de combustão interna. Além de garantir o sincronismo, as correias dentadas não necessitam de lubrificação.

8.3.1 As correias:

As correias são fabricadas em neoprene e revestidas com nylon. Possuem internamente cordões de nylon que são os elementos de tração. Estes cordões ficam situados na linha do comprimento primitivo da correia. A distância entre dois dentes consecutivos é igual ao passo da correia. A seleção da correia se faz pelo passo o qual depende do tipo de serviço. O quadro abaixo faz uma comparação dos diversos passos e o tipo de serviço relacionado.

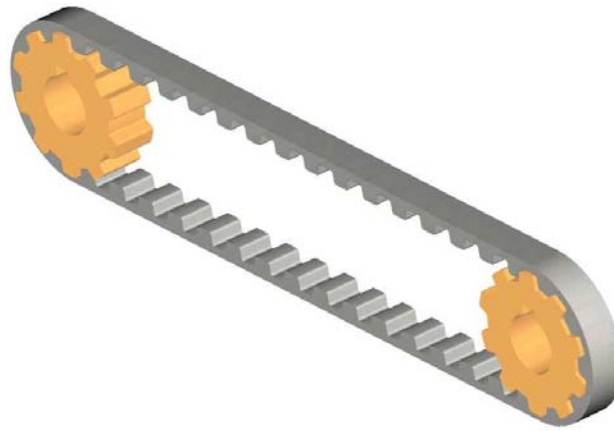


Figura 8.16: Correia sincronizadora.

PASSO (POL.)	SERVIÇO	APLICAÇÃO
1/5	EXTRA LEVE	Máquinas de escritório, instrumentação
3/8	LEVE	Ferramentas pequenas, eletrodomésticos, ventiladores.
1/2	PESADO	Máquinas ferramentas, bombas, ventiladores, prensas, geradores.
7/8	EXTRA PESADA	Máquinas industriais (para torque alto)
1 1/4	EXTRA - EXTRA PESADO	Máquinas industriais (para torque alto em condições severas).

Figura 8.17: Passo x serviço.

8.3.2 As polias:

As polias, devido aos dentes das correias, possuem sulcos onde estes encaixam-se. Estes sulcos possuem forma adequada para que o atrito entre a polia e correia seja mínimo.

Para evitar o escorregamento lateral da correia as polias possuem flanges. Em geral, somente a polia menor é flangeada. Porém, quando os eixos são verticais ou quando a distância entre centros é maior ou igual a 8 vezes o diâmetro da polia menor as duas polias são flangeadas.

As polias são padronizadas e na tabela 14 encontramos, como exemplo, o número de dentes ou sulcos para as polias de passo 3/8". Da mesma forma que as correias trapezoidais, o diâmetro mínimo da polia é limitado em função do passo da correia.

Devemos tomar os seguintes cuidados na montagem:

- alinhar bem as polias para evitar a tendência de escorregamento lateral, evitando um desgaste excessivo das bordas da correia;
- esticadores podem ser usados para eliminar a folga da correia e evitar que os dentes pulem de um sulco para outro. No entanto, para uma vida longa da correia, evite forçar a correia em demasia e não forçar os mancais.
- usar sempre polias e correias com o mesmo passo e sempre que possível com diâmetro padrão.

8.4 Correias Planas

As correias planas dependem do atrito para transmitir a força tangencial entre as polias do mesmo modo que as correias trapezoidais. No entanto, as planas levam desvantagem com relação às trapezoidais pois escorregam



Figura 8.18: Polia.

bem mais. São também mais sujeitas a perdas de atrito pela poeira, óleo e umidade. As transmissões com correias planas em geral exigem rolos tensores:

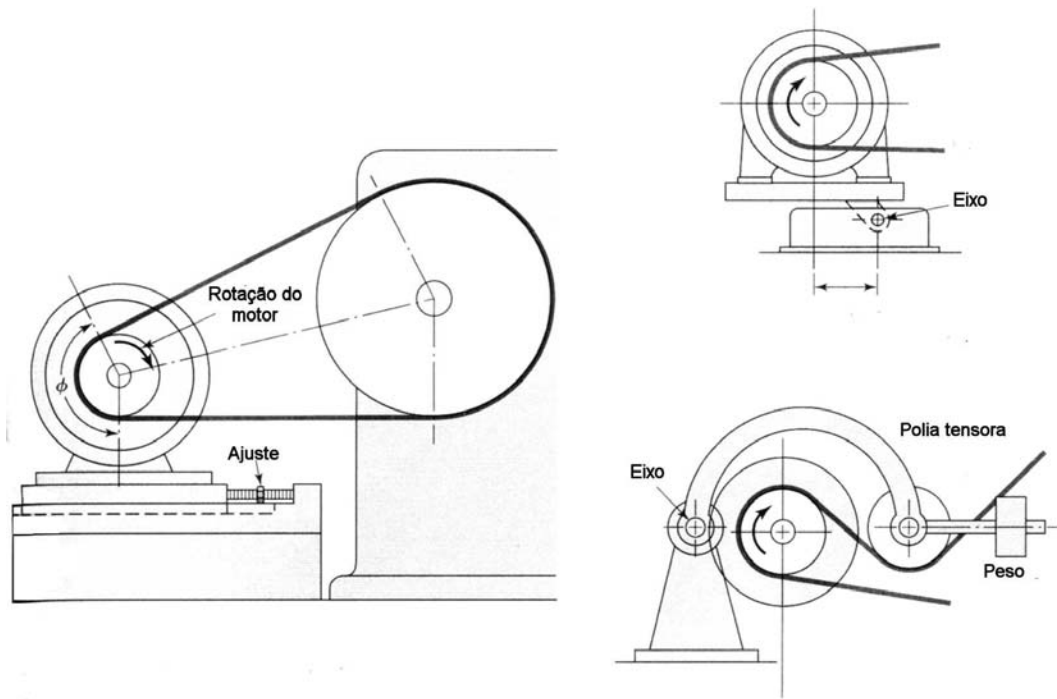


Figura 8.19: Tensionamento da correia.

8.4.1 As correias:

As correias podem ser fabricadas com diversos materiais:

- couro;
- tecido;
- materiais sintéticos;
- fitas metálicas.

8.4.2 As polias:

As polias são fabricadas em ferro fundido ou alumínio. A superfície da polia deve ser bem lisa para diminuir o escorregamento e evitar o desgaste da correia. Nos casos em que é possível faz-se um abaulamento na polia

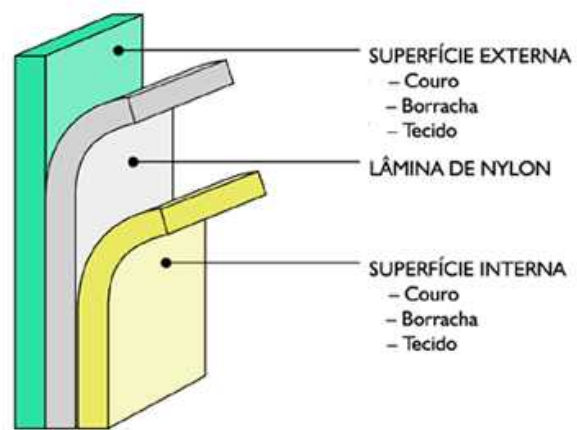


Figura 8.20: Correia plana.

para manter a correia no centro da polia.

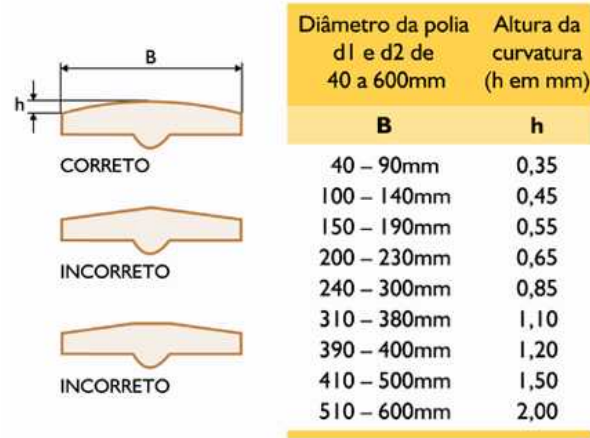


Figura 8.21: Polia.

- não patinam, portanto mantêm a relação de transmissão;
- garantem rendimento de 96% a 98%;
- podem transmitir potência em locais de difícil acesso;
- permitem montagens com grandes distâncias entre centros;
- permitem o acionamento simultâneo de vários eixos;
- em geral, não necessitam de tensionadores;
- podem ser usados em locais poeirentos, com temperaturas elevadas e locais úmidos.

Uma boa lubrificação é condição para um funcionamento suave e duradouro.

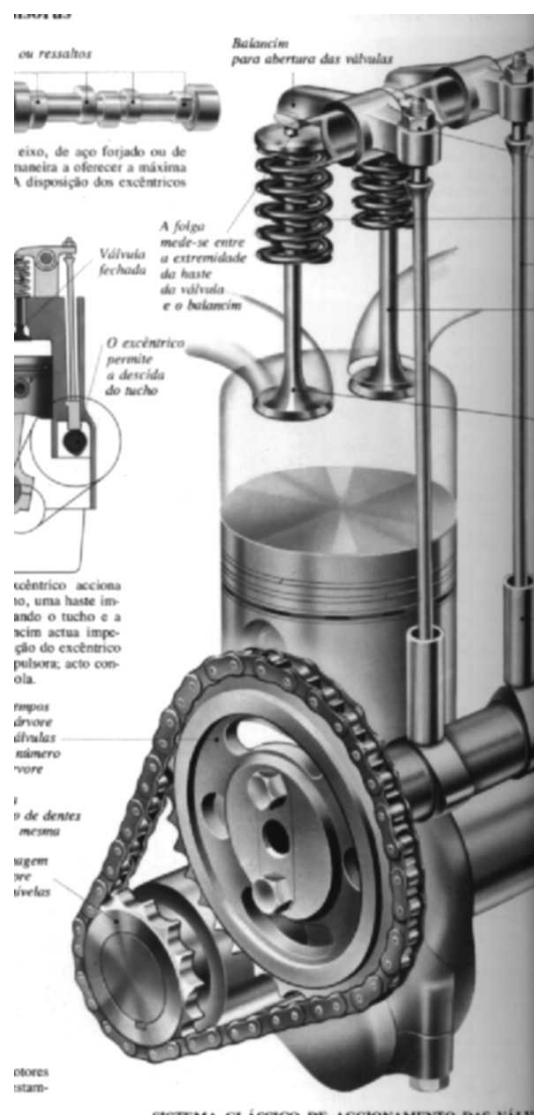


Figura 9.1: Transmissão por correntes.

9.1 As correntes:

9.1.1 Correntes de rolos

Existe vários tipos de correntes de transmissão porém a mais utilizada é a corrente de rolos. O uso mais popular deste tipo é na bicicleta.

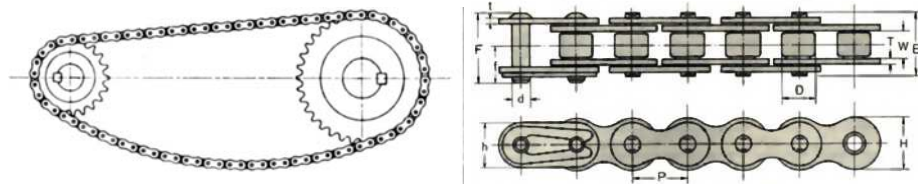


Figura 9.2: Corrente de rolos.

As correntes podem ser simples com uma fileira de rolos ou múltiplas com duas ou mais fileiras de rolos.

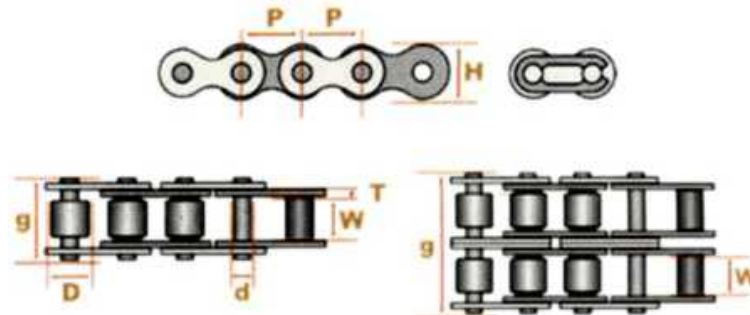


Figura 9.3: Corrente de rolos com uma e duas fileiras.

A distância de um rolete para o rolete mais próximo é o passo da corrente.

As engrenagens para corrente são fabricadas de acordo com o passo da corrente e tipo. Na figura abaixo, vê-se uma engrenagem para corrente.

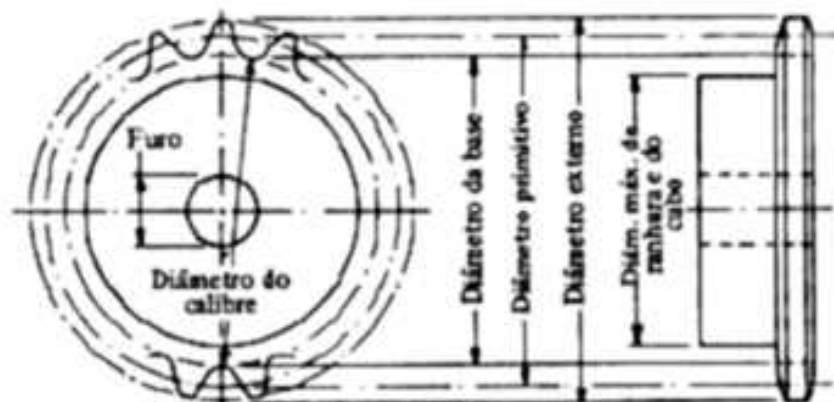


Figura 9.4: Engrenagem para corrente de rolos.

9.1.1.1 O engrenamento:

Deve-se levar em consideração a limitação quanto ao número mínimo de dentes da engrenagem para correntes. Esta limitação se deve ao efeito poligonal das forças, conforme é mostrado nas figuras abaixo:

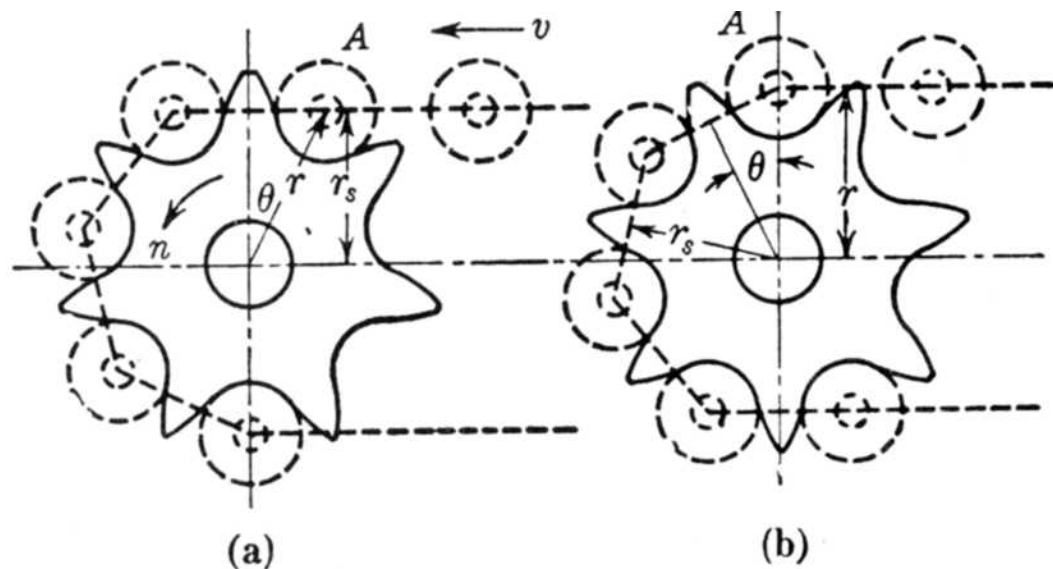


Figura 9.5: Efeito poligonal.

Observe que conforme a posição do dente da engrenagem, a distância do rolete ao centro da engrenagem é diferente. Na figura 9.5 a distância (r) é maior do que (r_s). Isto provoca uma variação da velocidade tangencial do rolete, havendo variação de velocidade haverá aceleração o que levará ao surgimento de forças pois $F = m a$. Na direção vertical também haverá variação de velocidade acarretando choques e vibrações. Para minimizar este problema, devemos aumentar o número de dentes da engrenagem, pois conforme aumentamos este número, a diferença entre a distância do rolete ao centro da engrenagem, para as duas posições extremas mostradas nas figuras, diminui. Recomenda-se que o no de dentes seja maior ou igual a 17.

O número de dentes das engrenagens deve ser ímpar e o número de elos da corrente deve ser par, para que o desgaste seja melhor distribuído pois desta maneira, um elo não entrará sempre em contato com o mesmo dente.

9.1.1.2 Velocidade máxima da engrenagem motora:

Para uma correta lubrificação e para um número de dentes situados na faixa de 17 a 25, pode-se seguir a tabela abaixo:

PASSO DA CORRENTE in	VELOCIDADE ANGULAR MÁXIMA rpm
3/8	5000
1/2	3750
5/8	2750
3/4	2000
1	1500
1 1/4	1200
1 1/2	900
1 3/4	700
2	550
2 1/2	450
3	300

Tabela 9.1: VELOCIDADE MÁXIMA DO PINHÃO

9.1.1.3 Passo:

O passo da corrente é escolhido em função da potência a ser transmitida, da frequência do pinhão e do tipo de corrente, simplex, duplex ou triplex.

9.1.1.4 Número mínimo de dentes:

Como já foi visto anteriormente, para diminuirmos o efeito poligonal das forças, devemos limitar o número mínimo de dentes para a engrenagem.

O uso de engrenagens com número de dentes inferior ao recomendado traz alguns inconvenientes tais como:

- o engrenamento torna-se cada vez mais "duro" a medida que diminui o número de dentes;
- Surgem vibrações;
- diminui a vida útil da corrente e;
- há perda de potência.

Nº DE DENTES	PERCENTAGEM DO APROVEITAMENTO DA rpm MAX	PERCENTAGEM DE APROVEITAMENTO DA POTÊNCIA
11	20	30
13	30	40
15	50	60
17	80	90

Tabela 9.2: PERDA DE POTÊNCIA PELA REDUÇÃO DO NO DE DENTES

9.1.1.5 Número máximo de dentes:

A engrenagem não deverá ter mais que 120 dentes. Numa transmissão a soma dos dentes das duas engrenagens não deve ser menor que 50 dentes.

9.1.1.6 Distância entre centre centros:

A distância entre centros deve estar situada na faixa de 30 a 80 vezes o passo.

9.1.1.7 Comprimento da corrente:

O comprimento da corrente pode ser calculado pela fórmula abaixo:

$$L = 2A + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_1 - z_2)^2}{40A} \quad (9.1)$$

onde:

L comprimento da corrente;

A distância entre centros;

z_1 e z_2 : número de dentes das engrenagens.

9.1.1.8 Alinhamento:

O alinhamento da transmissão é importante para um bom funcionamento e garantia da vida útil. Abaixo vemos dois tipos de desalinhamentos.

De acordo com a figura acima podemos considerar dois tipos de desalinhamento:

Angular Dado pela relação: $\frac{A-B}{C} \cdot 100 \leq 0,3\%$

Axial Dado pela relação $\frac{E}{A} \cdot 100 \leq 0,1\%$

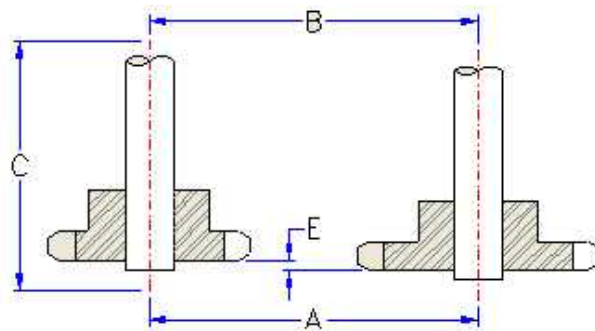


Figura 9.6: Desalinhamentos.

9.1.2 Correntes de dentes (corrente de dentes invertidos ou corrente silenciosa):

A corrente de dentes, também chamada de corrente silenciosa devido sua operação relativamente silenciosa, são constituídas de elos dentados que são conectados por pinos que permitem articulação. Com relação às correntes de rolos podemos citar algumas vantagens:

- Significante aumento de velocidade e potência transmitida;
- Mais silenciosa;
- Transmissão mais suave, menos vibração;
- Menos choques durante o engrenamento da corrente com a engrenagem;
- Maior eficiência (em torno de 99%)
- Maior vida útil da engrenagem.

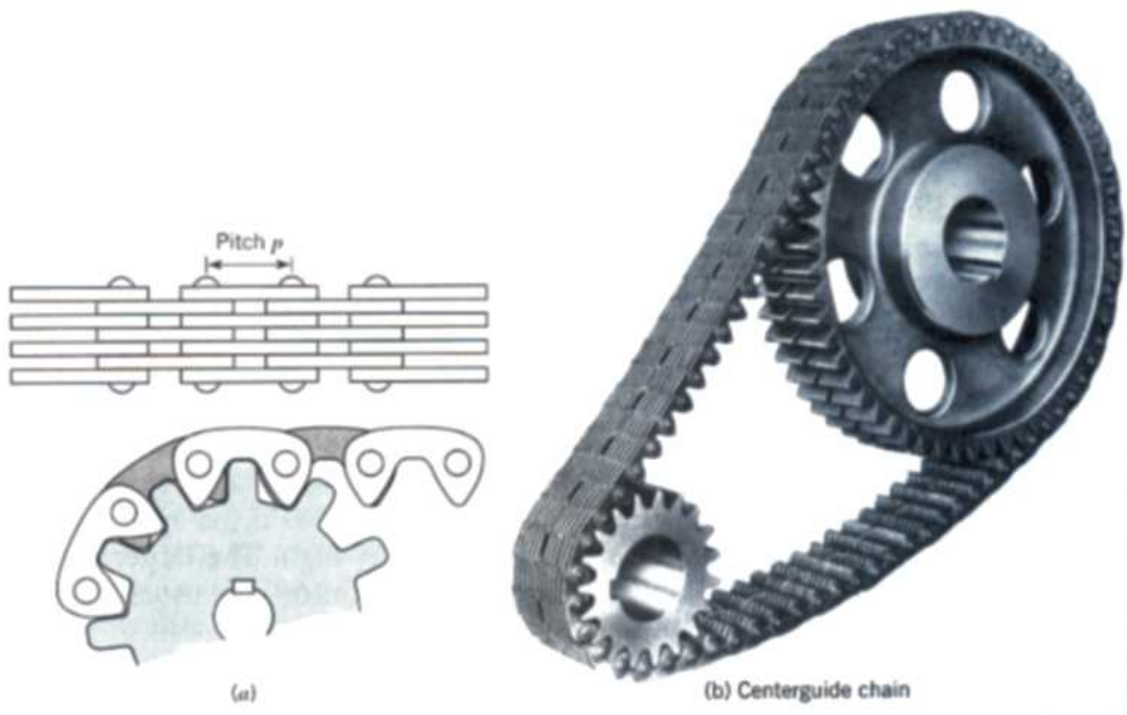


Figura 9.7: Corrente de dentes.

ENGRENAGENS

Dentre os elementos disponíveis para transmissão de movimento entre eixos, sejam eles paralelos, reversos ou concorrentes, as engrenagens são sem dúvida as mais usadas. Isto se deve ao fato de, se comparadas a correntes e correias, possuírem grande resistência, grande vida útil, pequenas dimensões, permitirem a transmissão com velocidade constante e pelo alto rendimento ($\sim 98\%$). Além disso podem ser fabricadas com diversos materiais.

Veja abaixo alguns tipos de transmissão usando engrenagens.



Figura 10.1: Engrenagens cilíndricas de dentes retos, engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais, engrenagens espinha de peixe, engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais com eixos reversos, engrenagens cônicas, par coroa e sem-fim e engrenagem cilíndrica com cremalheira.

Engrenagens são rodas dentadas cujos dentes são de forma e espaçamentos iguais. Durante a transmissão os dentes da roda motriz empurram os dentes da roda movida de tal forma que o contato se faz sem escorregamento.

As circunferências primitivas representam os diâmetros das rodas de atrito que transmitiriam o mesmo movimento com a mesma relação de transmissão das engrenagens, desde que não haja escorregamento.

No caso das rodas de fricção, existe um ponto de contato fixo que é o ponto de tangência entre as rodas. Porém, no caso das engrenagens, este ponto não é fixo. A medida que as engrenagens giram este ponto desloca-se ao longo de uma curva no perfil do dente que é chamada CURVA OU LINHA DE CONTATO.

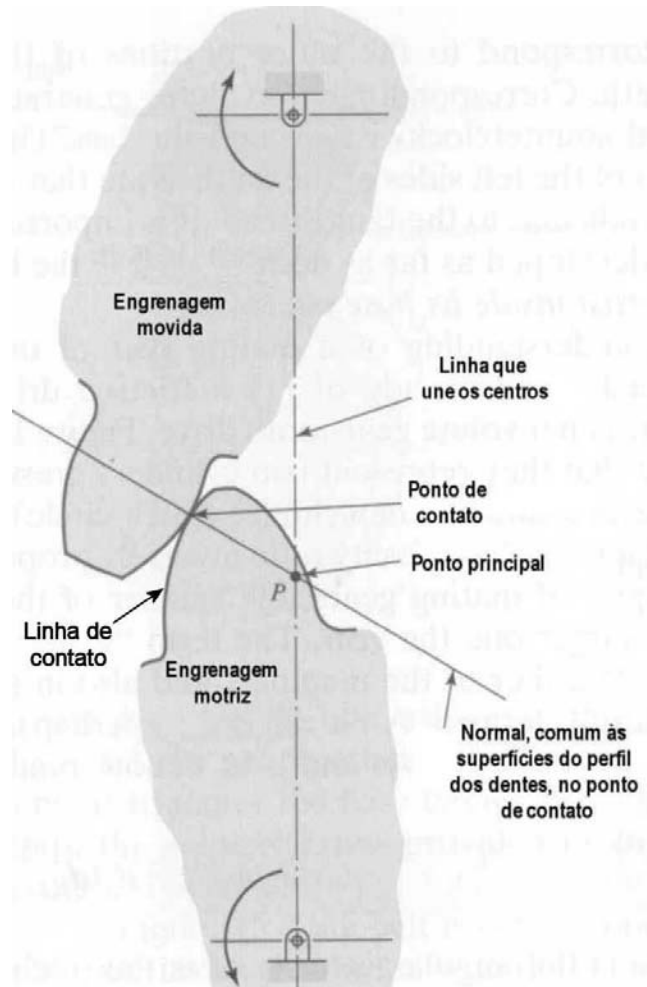


Figura 10.2: Linha de contato

As curvas usadas para o perfil do dente são curvas conjugadas as quais obedecem à lei do engrenamento. Dentre as curvas conjugadas as que são mais usadas para o perfil do dente são:

- **Cicloidais:**

- **Ciclóide:** Curva gerada por um ponto de uma circunferência que rola, sem escorregar, sobre uma reta chamada reta base.
- **Epiciclóide:** Curva gerada por um ponto de uma circunferência que rola, sem escorregar, sobre uma outra circunferência chamada circunferência de base.
- **Hipociclóide:** Curva gerada por um ponto de uma circunferência que rola, sem escorregar, dentro de outra circunferência chamada de circunferência de base.

- **Evolvente:** Curva gerada por um ponto de uma reta que rola, sem escorregar, sobre uma circunferência de base.

10.1 Engrenagens evolventais:

O perfil do dente é formado por um trecho de evolvente.

Vantagens:

1. São de fácil fabricação pois o perfil apresenta uma única curvatura;

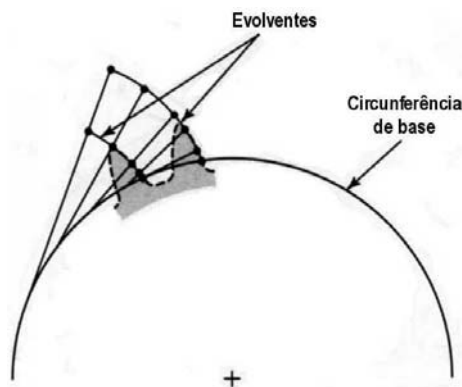


Figura 10.3: Curva evolvente. Perfil do dente.

2. São pouco sensíveis à variação na distância entre centros;
3. Os dentes são mais fortes na base do que as cicloidais equivalentes;
4. As engrenagens podem formar par com qualquer outra equivalente independente do número de dentes.

Desvantagem: Como o contato se dá em uma região muito pequena, a pressão de contato é elevada.

10.2 Engrenagens cicloidais:

O perfil do dente é formado por duas curvas cíclicas, a cabeça é uma epiciclóide e o pé é uma hipociclóide. Então o perfil possui dois trechos de curva sendo uma convexa e outra côncava.

As engrenagens cicloidais apresentam como vantagem o fato de que como o perfil é uma curva formada por uma trecho convexo e outro côncavo, o contato se faz numa faixa maior reduzindo a pressão de contato e o desgaste.

Porém, possuem a desvantagem de possuir uma base mais estreita, menor resistência, maior dificuldade de execução e são bem mais sensíveis à variação da distância entre centros porque para dois dentes em contato, um ponto no perfil de um dente corresponde a um ponto bem definido no outro dente. Além disso, os pares são construídos um em relação ao outro ou seja, uma engrenagem deste par não poderá trabalhar com outra equivalente se o número de dentes for diferente daquela que formava par com esta.

As engrenagens podem ser classificadas com relação à forma da superfície externa dos dentes:

- **ENGRENAGENS CILÍNDRICAS** : São usadas para transmitir movimento entre eixos paralelos ou eixos reversos;
- **ENGRENAGENS CÔNICAS**: São usadas para transmitir movimento entre eixos que se cruzam;
- **CREMALHEIRAS**: As cremalheiras são usadas em conjunto com uma engrenagem cilíndrica com o objetivo de transformar o movimento circular em linear. São engrenagens de superfície plana.

As engrenagens também podem ser classificadas pelo ângulo entre a direção do dente e o eixo da engrenagem:

ENGRENAGENS DE DENTES RETOS: Quando os dentes são paralelos ao eixo da engrenagem.

ENGRENAGENS DE DENTES HELICOIDAIS: Quando os dentes são inclinados em relação ao eixo da engrenagem.

10.3 Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos(ECDR):

Engrenagens cilíndricas de dentes retos são rodas dentadas, cujos dentes são retos e paralelos ao eixo. São usadas para transmitir potência entre árvores paralelas quando estas não estão muito afastadas e quando se deseja uma razão de velocidade constante. A relação de transmissão é a mesma que seria obtida por dois cilindros imaginários comprimidos um contra o outro, girando sem deslizamento.

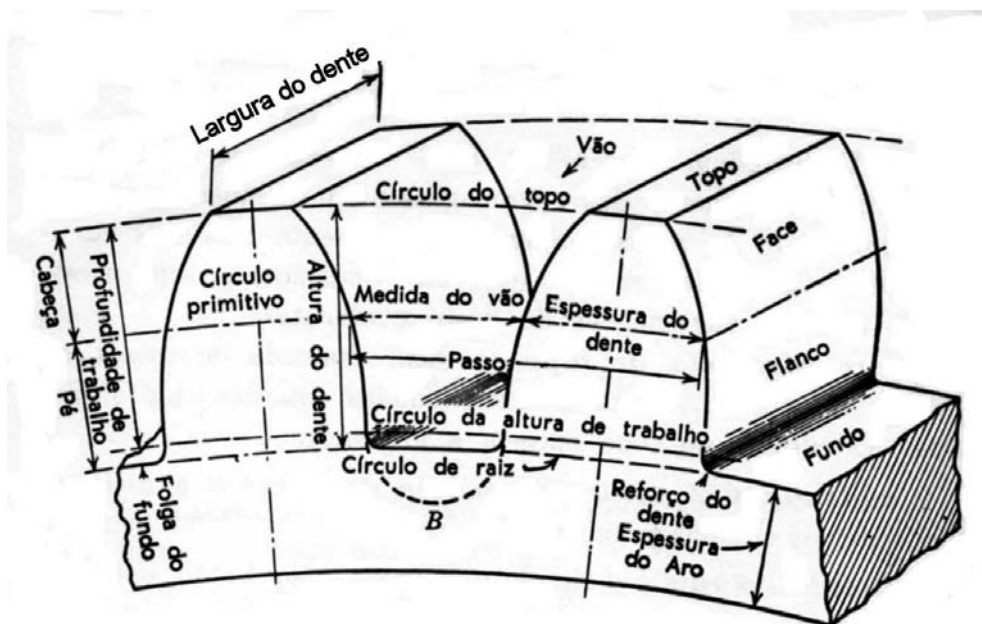


Figura 10.4: Terminologia

10.3.1 Terminologia:

Circunferência primitiva: É a base do dimensionamento das engrenagens e seu diâmetro caracteriza a engrenagem. Os pares de engrenagens têm suas circunferências primitivas tangentes.

Circunferência de raiz: É a circunferência que passa pelo fundo dos vãos dos dentes. É também chamada de circunferência interna.

Circunferência de topo: Também chamada externa, limita as extremidades externas (topo) dos dentes.

Cabeça do dente: É a distância radial entre as circunferências primitiva e de topo.

Pé do dente: É a distância radial entre as circunferências primitiva e de raiz.

Espessura do dente: É o comprimento do arco de circunferência primitiva, compreendido entre os flancos do mesmo dente.

Folga do fundo: É a diferença entre o pé do dente e a cabeça do dente.

Folga no vão: É a diferença entre o vão do dente de uma engrenagem e a espessura do dente da engrenagem conjugada. Esta folga, embora muito pequena, é necessária para compensar erros e imperfeições na forma do dente, para garantir um espaço para o lubrificante e para permitir a dilatação dos dentes com a temperatura. O valor da folga em média é de $0,04 \times$ o módulo da engrenagem.

Face do dente: É a parte da superfície do dente limitada pelo cilindro primitivo e o cilindro de topo.

Flanco do dente: É a superfície do dente entre os cilindros primitivos e de raiz.

Topo: É a superfície superior do dente.

Fundo: É a superfície da base do vão do dente.

Largura do dente: É a largura medida axialmente.

Passo: É a distância medida ao longo da circunferência primitiva de um certo ponto em um dente, ao ponto correspondente do dente adjacente.

Circunferência de base e ângulo de pressão: A circunferência de base é a circunferência que origina a evolvente. A linha AA da fig. 2 é tangente à circunferência primitiva. Se através do ponto de tangência for traçada a linha BB, tangente ao círculo de base 1 e que passa pelo ponto principal, a evolvente obtida desta circunferência de base, e usada para o perfil do dente da engrenagem, é uma evolvente de 1 graus.

A evolvente originária da circunferência de base 2, tangente à linha inclinada 2 graus em relação à AA, dará um perfil de dente com evolvente de 2 graus. O ângulo é chamado de ângulo de pressão, porque a direção da força que atua perpendicularmente ao perfil do dente, tem a mesma direção da reta BB, para 1, e a mesma direção de CC para 2 quando dois dentes estão em contato, com as circunferências primitivas tangentes.

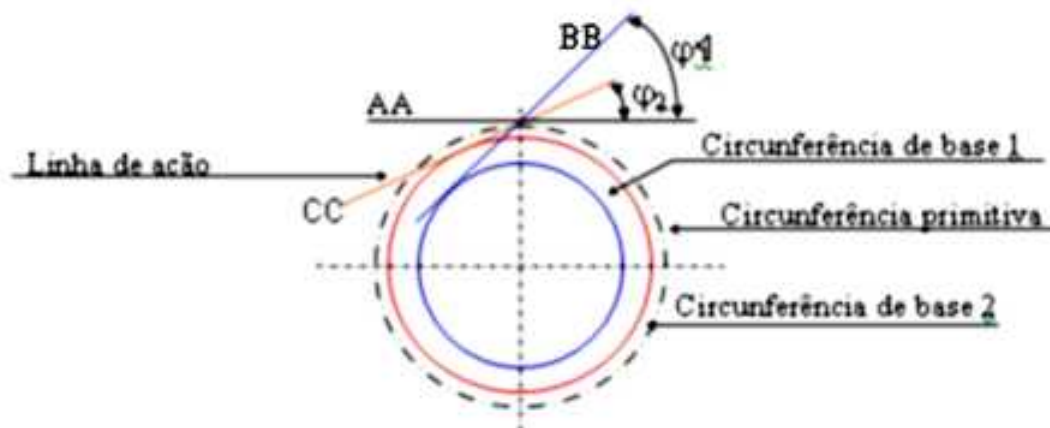


Figura 10.5: Ângulo de pressão

A linha BB é a linha de ação ou linha de pressão, isto é, o lugar geométrico dos pontos de contato dos dentes durante o engrenamento. Nas engrenagens evolventais a linha de ação é sempre perpendicular aos perfis no ponto de contato. Os ângulos de pressão usuais são: $14^{\circ}30'$ e 20° .

10.3.2 Lei do engrenamento:

A lei do engrenamento estabelece que, para um par de dentes que se engrenam transmitir uma razão de velocidade constante, as curvas dos perfis dos dentes devem ser tais que *"as perpendiculares comuns aos perfis no ponto de contato passem sempre no ponto principal"*.

10.3.3 Interferência de dentes evolventais:

Quando o dente da engrenagem é suficientemente longo para se projetar para dentro da circunferência de base do pinhão, a cabeça do dente da engrenagem tende a penetrar no flanco do dente do pinhão se a rotação for forçada caracterizando a interferência. A interferência diminui à medida que a coroa diminui para um determinado pinhão, ou à medida que um pinhão aumenta com relação à uma dada coroa. Onde as condições autorizam o custo mais elevado, podem ser usados dentes de cabeça e pé desiguais, para evitar a interferência. Nesta solução do problema, a cabeça do dente do pinhão é aumentada e o pé diminuído, enquanto na coroa a cabeça é diminuída e o pé aumentado, ajustando o engrenamento. Estas engrenagens não são intercambiáveis.

Um sistema de engrenagens intermutáveis é aquele que qualquer engrenagem de um determinado passo trabalhará corretamente com outras de mesmo passo. As condições para esta intermutabilidade são:

1. Todas as engrenagens terem o mesmo módulo ou diametral pitch;
2. Todas as engrenagens terem o mesmo ângulo de pressão;
3. As engrenagens serem normais, ou seja, não terem cabeça e pé desiguais.

10.3.4 Força nas engrenagens cilíndricas de dentes retos:

10.3.4.1 Forças componentes:

É importante saber as componentes das forças que atuam nos dentes pois estas serão transmitidas para os mancais.

O momento torçor que age sobre a engrenagem é:

RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO (i)	ÂNGULO DE PRESSÃO(φ)	
	14°30'	20°
1	22	12
2	27	14
3	29	15
4	30	16
∞	32	18

Tabela 10.1: Número mínimo de dentes.

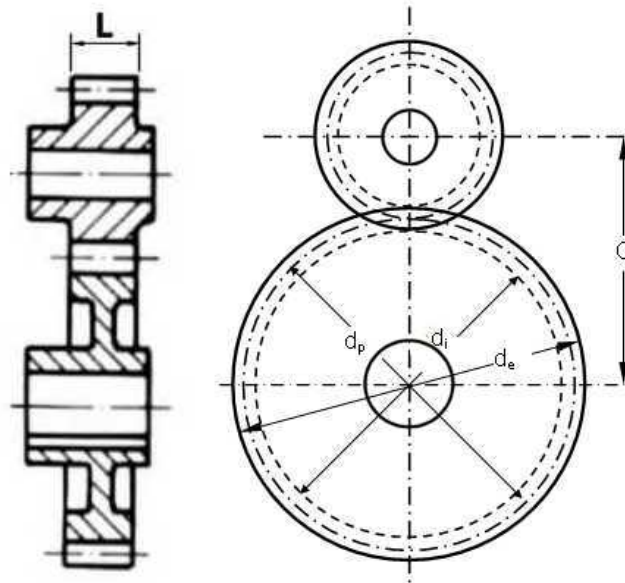


Figura 10.6: Par de engrenagens.

$$\begin{aligned}
 M_t &= F_t r \\
 r &= \frac{d_p}{2} \\
 M_t &= F_t \frac{d_p}{2}
 \end{aligned} \tag{10.1}$$

10.3.5 Dimensionamento de Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos:

10.3.5.1 Dimensionamento pela resistência

Pelo critério da resistência:

$$F f_R \geq F_t \tag{10.2}$$

Onde F_R é a força resistente do dente. Usaremos a equação de Lewis que baseia-se na tensão de flexão atuante no pé do dente:

$$F_R = \frac{\sigma_n L m y}{e} \tag{10.3}$$

$F_R \Rightarrow$ força resistente do dente;

$\sigma_n \Rightarrow$ tensão de fadiga do material da engrenagem ¹;

SÍMBOLO	DESCRIÇÃO	FÓRMULA
m	módulo	
z	n ^o de dentes	
φ	ângulo de pressão	
a	cabeça do dente	$a = m$
b	pé do dente	$b = 1,167m$
h	altura do dente	$h = a + b = 2,167m$
p	passo	$p = \pi m$
d_p	diâmetro primitivo	$d_p = mz$
d_e	diâmetro externo	$d_e = d_p + 2m$
d_i	diâmetro interno	$d_i = d_p - 2,334m$
f	folga no pé do dente	$f = 0,167m$
L	largura do dente	$L = km$
α	ângulo do dente	$\alpha = \frac{90^\circ}{z}$
C	distância entre centros	$C = \frac{d_{p1} + d_{p2}}{2}$

Tabela 10.2: Dimensões das engrenagens cilíndricas de dentes retos

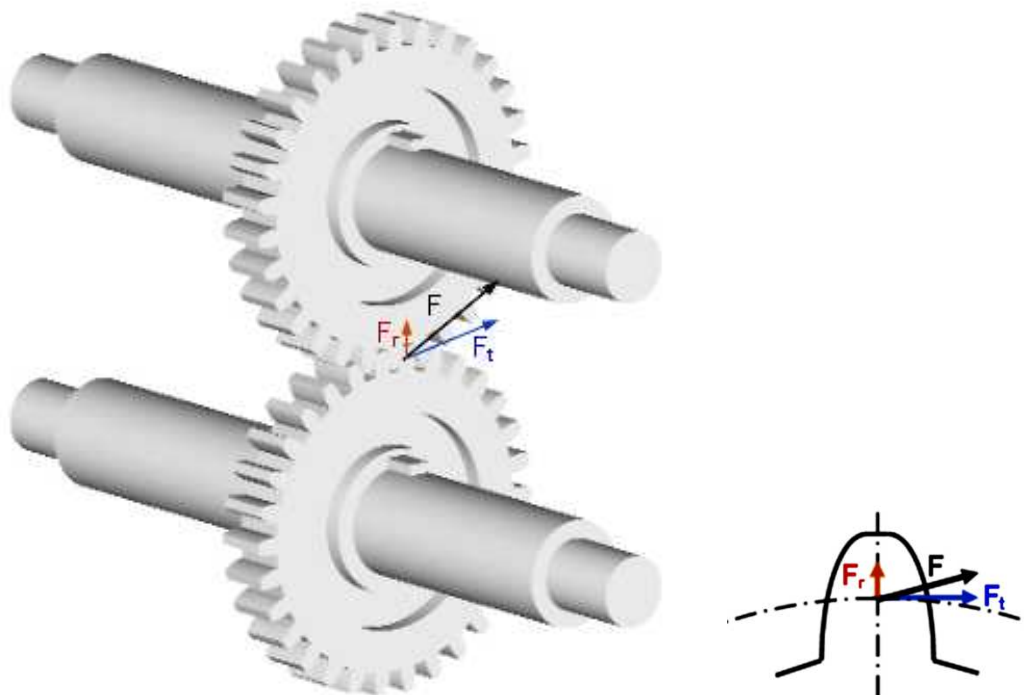


Figura 10.7: Forças.

$L \Rightarrow$ largura do dente da engrenagem;

$m \Rightarrow$ módulo;

$y \Rightarrow$ fator de forma (depende do perfil do dente, tab.01 do apêndice);

$e \Rightarrow$ fator de serviço: $e=1$ para máquinas onde a carga é uniforme; $e= 1.25$ para máquinas com choque médio, $e=1,5$ para máquinas com choque alto e $e=2$ para choques violentos.

A equação acima calcula a resistência de uma determinada engrenagem cujo módulo é conhecido. Porém se quisermos dimensionar uma engrenagem para um determinado serviço, teremos que calcular o módulo desta engrenagem e a equação ficaria assim:

¹Para os aços $\sigma_n = 0,5\sigma_r$, para os ferros fundidos $\sigma_n = 0,4\sigma_r$

$$m = \frac{F_R e}{\sigma_n L y} \quad (10.4)$$

como $F_R \geq F_t$ e considerando a condição mínima onde $F_R = F_t$, teremos:

$$m = \frac{F_t e}{\sigma_n L y} \quad (10.5)$$

O cálculo do módulo através da equação acima exige que tenhamos estabelecido um valor para L também para o diâmetro primitivo. Porém a largura da engrenagem é limitada por uma faixa de valores recomendada, o que nos levaria a um vai e vem no cálculo, pois após arbitrarmos um valor para a largura e calcularmos o módulo, teríamos que verificar se a largura esta dentro da faixa recomendada. Além disso, o diâmetro arbitrado também deve ser verificado. Sendo assim adaptaremos a fórmula acima para que tenhamos condições de estabelecer um parâmetro para a largura e o diâmetro primitivo. A equação de LEWIS está baseada na hipótese de que a carga é distribuída uniformemente na área de contato em toda a largura da engrenagem. Algumas vezes em decorrência de desalinhamentos ou empeno dos dentes, a carga poderá incidir inteiramente sobre um canto. Para reduzir tal problema a largura da engrenagem deve ter uma proporção apropriada. A faixa recomendada para a largura é:

$$8 m \leq L \leq 12 m \quad (10.6)$$

Podemos dizer então que:

$$L = K m \quad (10.7)$$

onde K varia de 8 a 12.

Da eq. 11.3, o valor da força transmitida F_t é:

$$F_t = \frac{2M_t}{d_p} \quad (10.8)$$

Porém o valor de d_p é desconhecido (lembre-se que estamos calculando o valor do módulo da engrenagem e $d_p = m z$), então:

$$F_t = \frac{2M_t}{m z} \quad (10.9)$$

Substituindo eq. 11.9 e 11.11 em 11.7:

$$\begin{aligned} m &= \frac{\frac{2M_t}{m z} e}{\sigma_n K m y} \\ m &= \frac{2M_t e}{\sigma_n K m^2 z y} \\ m m^2 &= \frac{2M_t e}{\sigma_n K z y} \\ m^3 &= \frac{2M_t e}{\sigma_n K z y} \\ m &= \sqrt[3]{\frac{2M_t e}{\sigma_n K z y}} \end{aligned} \quad (10.10)$$

Na equação acima devemos lembrar que:

- 1 o momento torçor e o número de dentes deverão ser da mesma engrenagem;
- 2 deveremos escolher o menor valor de y do par;
- 3 o valor de σ_n deverá ser o da engrenagem mais fraca do par.

Nº de dentes	Perfil normal $\phi 14^{\circ}30'$ e cicloidal	Perfil normal $\phi 20^{\circ}$	Rebaixado $\phi 20^{\circ}$	Nº de dentes	Perfil normal $\phi 14^{\circ}30'$ e cicloidal	Perfil normal $\phi 20^{\circ}$	Rebaixado $\phi 20^{\circ}$	Nº de dentes	Perfil normal $\phi 14^{\circ}30'$ e cicloidal	Perfil normal $\phi 20^{\circ}$	Rebaixado $\phi 20^{\circ}$
10	0,176	0,201	0,261	24	0,302	0,337	0,411	50	0,346	0,408	0,474
11	0,192	0,226	0,289	25	0,305	0,340	0,416	55	0,352	0,415	0,480
12	0,210	0,245	0,311	26	0,308	0,344	0,421	60	0,355	0,421	0,484
13	0,223	0,264	0,324	27	0,311	0,348	0,426	65	0,358	0,425	0,488
14	0,236	0,276	0,339	28	0,314	0,352	0,430	70	0,360	0,429	0,493
15	0,245	0,289	0,349	29	0,316	0,355	0,434	75	0,361	0,433	0,496
16	0,255	0,295	0,360	30	0,318	0,358	0,437	80	0,363	0,436	0,499
17	0,264	0,302	0,368	32	0,322	0,364	0,443	90	0,366	0,442	0,503
18	0,270	0,308	0,377	33	0,324	0,367	0,445	100	0,368	0,446	0,506
19	0,277	0,314	0,386	35	0,327	0,373	0,449	150	0,375	0,458	0,518
20	0,283	0,320	0,393	37	0,330	0,380	0,454	200	0,378	0,463	0,524
21	0,289	0,326	0,399	39	0,335	0,386	0,457	300	0,382	0,471	0,534
22	0,292	0,330	0,404	40	0,336	0,389	0,459	∞	0,390	0,484	0,550
23	0,296	0,333	0,408	45	0,340	0,399	0,468				

Figura 10.8: Valores de y para equação de Lewis

Atualmente, em adição aos fatores considerados na equação de *Lewis*, o procedimento para projeto de engrenagens leva em consideração vários fatores adicionais que influenciam a tensão de flexão que age no dente da engrenagem.

1. Velocidade tangencial no diâmetro primitivo;
2. Precisão de fabricação;
3. Grau de engrenamento;
4. Concentração de tensões no pé do dente;
5. Carga de Choque;
6. Rigidez e precisão de montagem;
7. Momento de inércia das engrenagens e elementos rotativos ligados.

Assim como, a tensão de fadiga de flexão no dente da engrenagem leva em consideração outros fatores como:

- Acabamento superficial;
- confiabilidade;
- temperatura de trabalho.

Em resumo, o projeto de engrenagens é um processo altamente complexo e que está em constante evolução.

O procedimento de cálculo apresentado, serve como referência para dimensionar engrenagens porém, para uma análise mais refinada devemos consultar normas atualizadas.

10.4 Engrenagens Cilíndricas de Dentes Helicoidais(ECDH):

A face e o flanco de um dente de engrenagem cilíndrica reta são superfícies paralelas ao eixo da engrenagem. Estes mesmos elementos em um dente helicoidal são hélices cilíndricas e, assim, uma extremidade do dente é avançada circunferencialmente em relação à outra. Como resultado, a extremidade avançada entra em contato primeiro, daí resultando que o dente recebe a carga gradualmente.

A maior resistência e o engrenamento mais suave, como explicado, acima dão às engrenagens helicoidais e às chamadas espinha de peixe, vantagens de tal forma que são usadas em redutores para serviço pesado de transmissão entre árvores paralelas. Os dentes helicoidais são sujeitos a muito menos choques que os dentes de engrenagens retas, por causa da gradual transferência de carga de dente para dente, e podem, em consequência, funcionar em velocidades periféricas muito mais elevadas. A gradual transferência de carga conduz a um funcionamento silencioso. Este funcionamento silencioso é devido, em parte, à menor deflexão dos dentes sob carga.

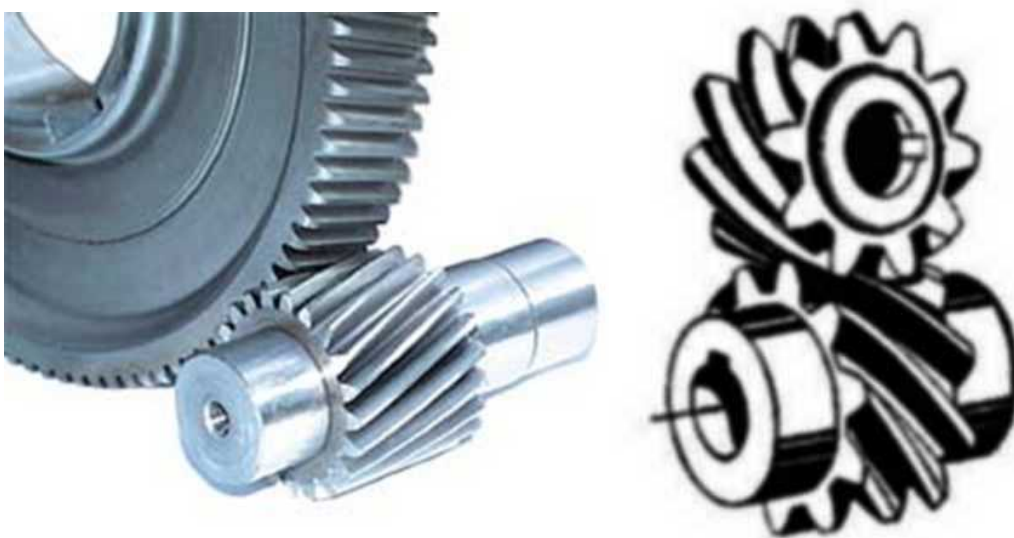


Figura 10.9: Engrenagem Cilíndrica de Dentes Helicoidais com eixos paralelos e com eixos reversos.

As engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais diferem das de dentes retos porque os dentes daquela são cortados em hélice enquanto que os destas são paralelos ao eixo de rotação. As engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais podem ser usadas para ligar árvores paralelas ou não como mostra a figura anterior.

10.5 Engrenagens Cônicas:

São usadas para transmitir potência entre eixos concorrentes ou reversos(vide cap.8). Podem ser classificadas de acordo com o valor do semi ângulo do cone primitivo. As que possuem ângulo menor que 90° , são chamadas de engrenagens externas. As que possuem ângulo igual a 90° , são chamadas de engrenagens planas. As que possuem ângulo maior que 90° , são chamadas de engrenagens internas.

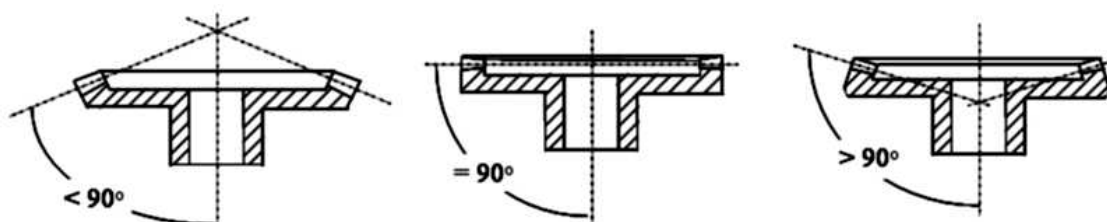


Figura 10.10: Engrenagens cônicas externas, planas e internas.

A soma dos ângulos dos cones primitivos de um par de engrenagens cônicas é igual ao ângulo formado pelos eixos.

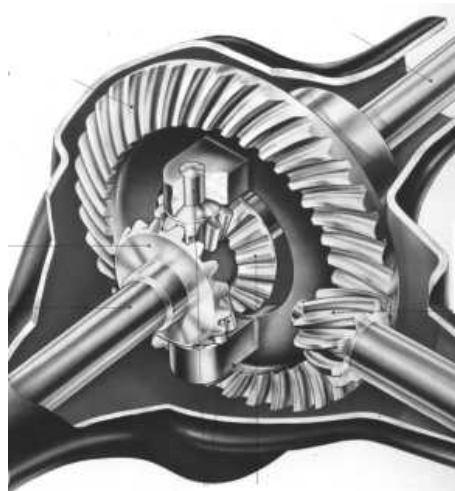


Figura 10.11: Engrenagens cônicas. Diferencial.

10.6 Parafuso sem-fim e engrenagem helicoidal:

Os parafusos sem-fim são usados para transmitir potência entre eixos reversos. O ângulo formado entre os eixos é na grande maioria dos casos 90° .

Relações de transmissão relativamente altas podem ser obtidas satisfatoriamente num espaço mínimo, porém com sacrifício do rendimento, comparativamente com outros tipos de engrenagens. Nos parafusos sem-fim a rosca desliza em contato com os dentes da engrenagem helicoidal, evitando assim o efeito do impacto entre os dentes como nos casos dos outros tipos de engrenagem. Este efeito resulta num funcionamento silencioso se o projeto e confecção forem adequados. Este deslizamento provoca um maior atrito, que pode levar algumas vezes a problemas de aquecimento e perda de rendimento. O parafuso sem-fim pode ter uma, duas, três ou mais entradas. O passo axial da rosca sem-fim é igual ao passo frontal da engrenagem helicoidal. O avanço é a distância axial que o parafuso se desloca em cada volta completa.



Figura 10.12: Parafuso sem-fim e engrenagem helicoidal.

ACOPLAMENTOS

São usados para conectar eixos. Podem ser permanentes ou não. Quando não são permanentes são chamados de embreagens.

11.1 ACOPLAMENTOS PERMANENTES:

Os acoplamentos permanentes são usados para conectar eixos que durante o funcionamento da máquina ou equipamento não existe a necessidade de haver sua desconexão, o que só ocorrerá em caso de manutenção.

São usados onde:

- a) os eixos das árvores são colineares; por exemplo: acoplamento de flange;
- b) os eixos das árvores se cruzam; por exemplo: junta universal;
- c) os eixos das árvores são paralelos; por exemplo: junta Oldham.

Acoplamentos permanentes ligando árvores colineares são de dois tipos: **rígidos** e **flexíveis**.

Por causa da dificuldade prática de colocar e manter duas árvores em alinhamento exato, um acoplamento rígido pode induzir tensões que acarretam falhas por fadiga.

11.1.1 Acoplamentos Rígidos:

11.1.1.1 Flanges

O acoplamento por flange é o método clássico de conectar árvores e é bem adequado à transmissão de potência elevada em baixa velocidade. Para assegurar um alinhamento preciso, estes acoplamentos são feitos freqüentemente, com uma protuberância que encaixa num rebaixo. Algumas vezes, o alinhamento é obtido, fazendo-se uma árvore ultrapassar o seu flange e avançar um pouco no furo do flange conjugado e, algumas vezes, faceando os flanges no lugar após terem sido forçados nas árvores. Os parafusos de ligação dos flanges devem suportar as suas porções de carga tão uniformemente quanto possível. Para isso devem ser encaixados precisamente e apertados firmemente. Para melhores resultados, os orifícios para parafusos devem ser alinhados e retificados no lugar.

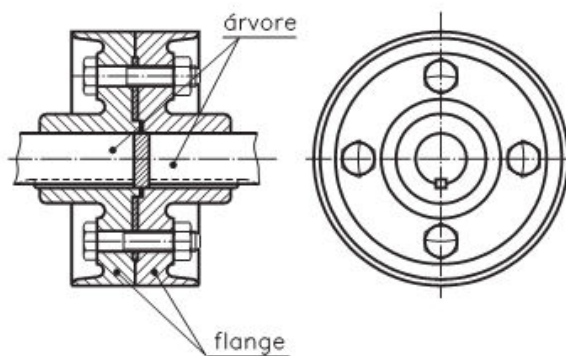


Figura 11.1: Acoplamento rígido com flanges

11.1.2 União de Compressão ou de Aperto (LUVA):

São montadas sobre a junção de dois eixos com uma chaveta, encaixada em ambos os eixos, passando ao longo de toda a sua extensão. Possui a vantagem de poder ser removida sem precisar mexer nos eixos.

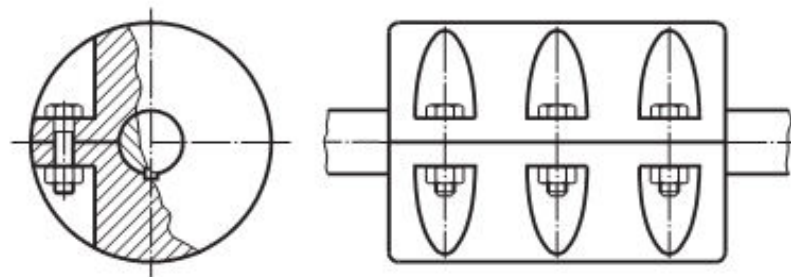


Figura 11.2: Acoplamento rígido de aperto

11.1.3 Acoplamentos Flexíveis ou Elásticos:

O perfeito alinhamento permanente entre dois eixos ligados é impossível. Eixos ligeiramente desalinhados, conectados por acoplamentos rígidos, são forçados a sofrer inversão de tensão contínuas, que podem conduzir à uma ruptura progressiva. Uma pressão além do normal é lançada sobre os mancais, provocando superaquecimento e, possivelmente, problemas mais graves. Estes inconvenientes, provenientes da flexão dos eixos, são eliminados ou aliviados quando um acoplamento flexível é usado. Eles permitem pequenos desvios angulares e deslocamento dos eixos e, possuem também a capacidade de absorver alguns choques.

Os acoplamentos flexíveis, consistem de dois cubos, um em cada eixo, projetados de modo que ambos se liguem com um elemento intermediário, flexível ou flutuante, ou ambas as coisas.

Os eixos devem ser cuidadosamente alinhados pois estes são usados para absorver desalinhamentos casuais, tal como os que decorrem do assentamento de pisos ou fundações, desgastes dos mancais, variações de temperatura ou uma deflexão anormal provocada por uma correia apertada demais.

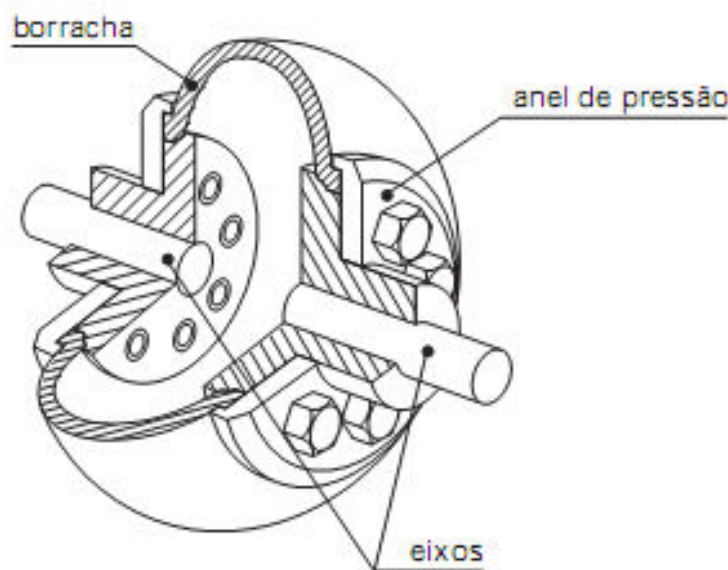


Figura 11.3: Acoplamento Perflex. Os discos de acoplamento são unidos perifericamente por uma ligação de borracha apertada por anéis de pressão.

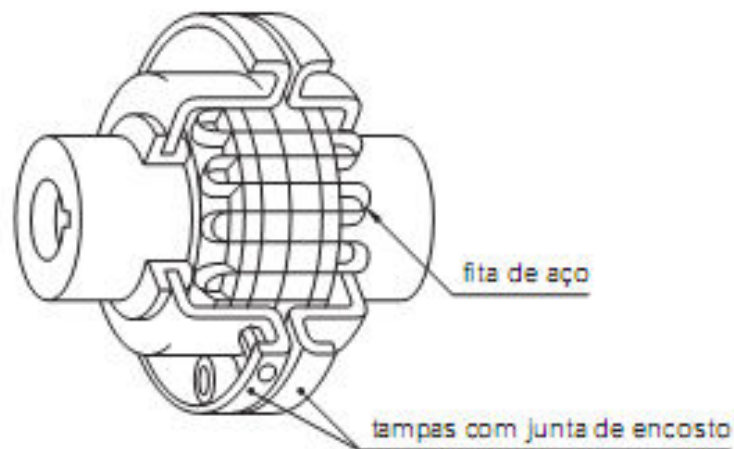


Figura 11.4: Acoplamento elástico de fita de aço. Consiste de dois cubos providos de flanges ranhuradas, nos quais está montada uma grade elástica que liga os cubos. O conjunto está alojado em duas tampas providas de junta de encosto e de retentor elástico junto ao cubo. Todo o espaço entre os cubos e as tampas \emptyset preenchido com graxa.

11.1.4 Acoplamentos Articulados:

Acoplamentos ligando árvores que formam um ângulo permanente entre si são as chamadas juntas articuladas. Dentre as juntas articuladas as juntas universais são as mais usadas.

As juntas universais consistem basicamente de dois cubos que possuem cada um garfo os quais são ligados à uma cruzeta. São usadas para ligar eixos que formam ângulo permanente entre si. As juntas universais ligando eixos que se cruzam possuem o inconveniente de não transmitirem o movimento à frequência constante.

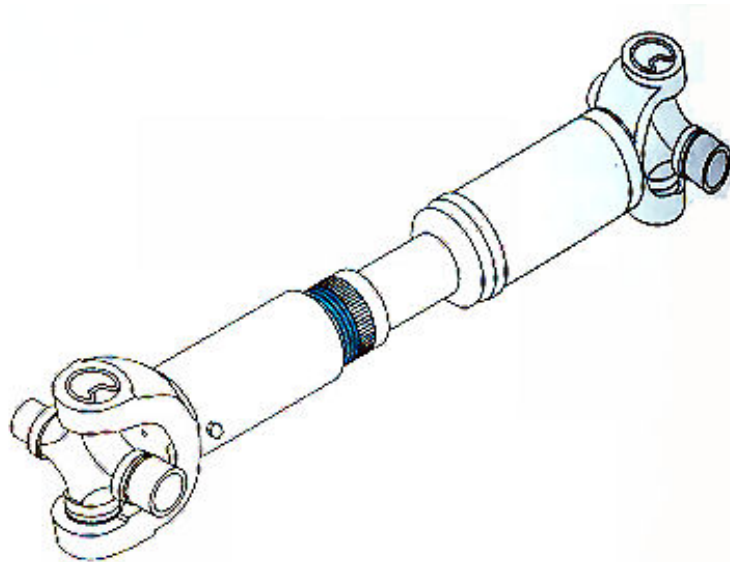


Figura 11.5: Junta Universal. Também conhecida por junta Cardan.

Detalhe da cruzeta. Duas árvores paralelas ligadas por uma junta universal dupla podem ter movimentos uniformes.

11.2 Embreagens:

Os acoplamentos não permanentes são chamados de embreagens. São usados quando necessita-se que haja a conexão e a desconexão das árvores sem a necessidade de desmontar o acoplamento. As embreagens podem ser basicamente de dois tipos quanto ao sistema de conexão:

- Embreagens por adaptação de forma;
- Embreagens por atrito.

As embreagens de adaptação de forma são aquelas em que um cubo é conectado ao outro através do encaixe de um pino, um dente ou um ressalto qualquer. As embreagens por adaptação de forma só podem ser conectadas em sincronismo, ou seja, quando as duas árvores possuem a mesma velocidade.

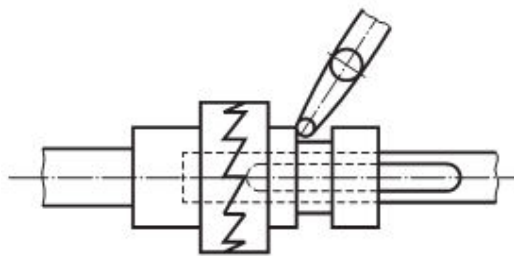


Figura 11.6: Embreagem por encaixe de dentes.

As embreagens por atrito são aquelas em que o acoplamento se faz através do atrito entre duas ou mais superfícies. Este tipo de embreagem permite o acoplamento mesmo sem que haja sincronismo.

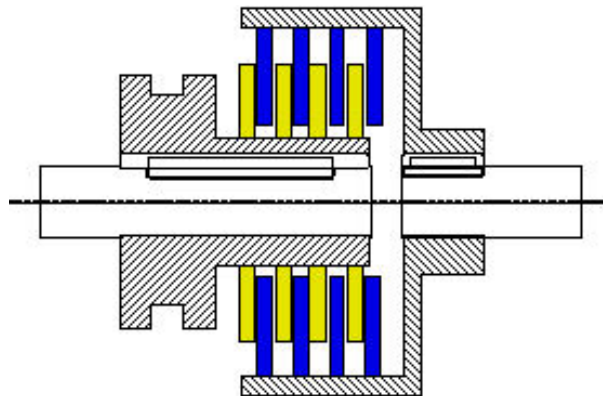


Figura 11.7: Embreagem de discos.

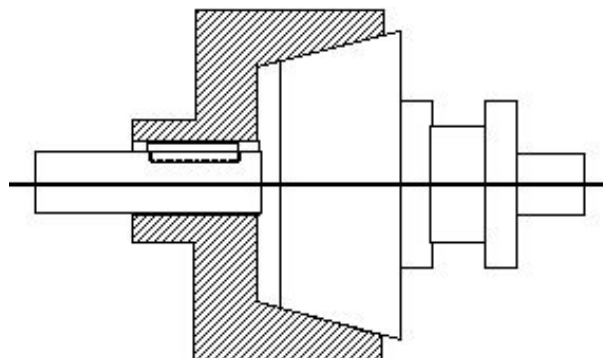


Figura 11.8: Embreagem cônica.

Para que se possa conectar e desconectar as árvores são usados diversos tipos de acionamento das embreagens.

- Acionamento manual - por meio de alavancas ou pedais;
- Acionamento eletromagnético - por meio de solenóides ou bobinas;
- Acionamento hidráulico - por meio de pistões hidráulicos;
- Acionamento pneumático - por meio de pistões pneumáticos;
- Acionamento por mola - através da pressão de uma mola.

11.2.1 Aplicações:

As embreagens podem ser usadas com diversas finalidades, dentre elas destacamos:

- Aceleração;
- Reversão de movimento;
- Mudança de velocidade;
- Segurança.

EIXOS

12.1 Definição e classificação:

Eixos geralmente são peças que servem para apoiar peças de máquinas que podem ser fixadas a eles ou serem móveis (giratórias ou oscilantes).

Os eixos podem ser fixos ou móveis (giratórios ou oscilantes). Os eixos não transmitem momento de torção e são solicitados principalmente à flexão. Eixos curtos são também chamados de pinos. As partes dos eixos onde se apóiam são chamadas "apoios" e quando móveis (apoiados sobre mancais) "moentes".

Eixos-árvore são aqueles que transmitem momento de torção e portanto, podem ser solicitados a torção ou a flexão e torção.

Quanto a sua seção transversal, eixos e eixos-árvore podem ser maciços ou ocos. Podem ser redondos (circulares), quadrados, sextavados, ranhurados, etc.).

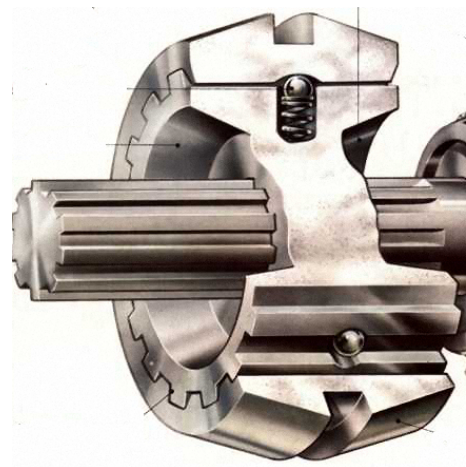
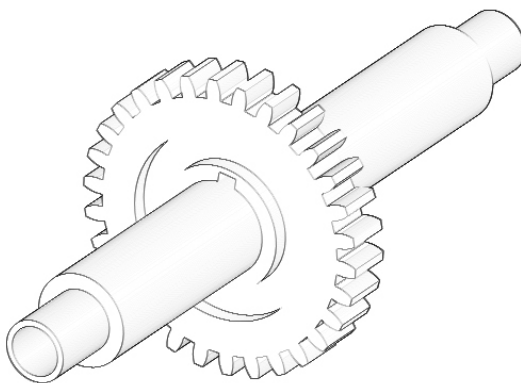


Figura 12.1: Eixo oco; eixo ranhurado.

12.2 Materiais:

Os eixos podem ser fabricados em aço carbono (SAE 1030, SAE 1045), aço ao Ni e Cr (SAE 3140, SAE 3150), aço ao Cr (SAE 5140, aço ao Ni e Mo (SAE 4640) ou aço ,Ni-Cr-Mo (SAE 8640).e outros.

12.3 Dimensionamento de eixos:

Os eixos quando em trabalho podem estar sujeitos, principalmente, às seguintes solicitações:

- FLEXÃO SIMPLES;
- TORÇÃO SIMPLES;
- FLEXO-TORÇÃO.

12.3.1 Dimensionamento pela flexão simples:

No dimensionamento pela flexão simples, devemos calcular a seção do eixo para resistir à máxima tensão de flexão. Para um eixo de seção homogênea a tensão de flexão será máxima onde for máximo o momento fletor.

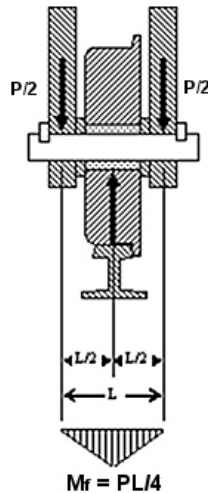


Figura 12.2: Flexão Simples

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_f} \quad (12.1)$$

Onde :

$\sigma_f \Rightarrow$ Tensão de flexão

$M_f \Rightarrow$ Momento de flexão

$W_f \Rightarrow$ Módulo de resistência a flexão

12.3.2 DIMENSIONAMENTO PELA TORÇÃO SIMPLES:

A tensão de torção em uma determinada seção do eixo será:

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t} \quad (12.2)$$

Onde :

$\tau_t \Rightarrow$ Tensão de torção

$M_t \Rightarrow$ Momento de torção

$W_t \Rightarrow$ Módulo de resistência a torção

Nas equações acima, vale lembrar que o valor das tensões de flexão e torção deve ser limitado à tensão admissível do material.

Para eixos submetidos à cargas tipo II ou tipo III devem ser calculados considerando a fadiga.

Neste caso os eixos devem ter bom acabamento (retificado)¹.

Rasgos de chaveta, canais, furos, etc., introduzem concentrações de tensão que devem ser considerados na avaliação do coeficiente de segurança.

¹Ver item 2.2.3 do apêndice B

MOLAS

Molas são elementos mecânicos fundamentais que formam a base de muitos sistemas mecânicos. Uma mola pode ser definida como sendo um elemento elástico que exerce uma força resistente quando sua forma é modificada.

As molas são usadas, principalmente, nos casos de:

- **armazenamento de energia** como nos mecanismos de relógios, de brinquedos;
- **amortecimento de choques** como as molas da suspensão dos automóveis;
- **distribuição de cargas** como por exemplo o colchão de molas;
- **preservação de junções ou contatos**. como na figura, mantém o contato do rolete sobre a superfície do came.

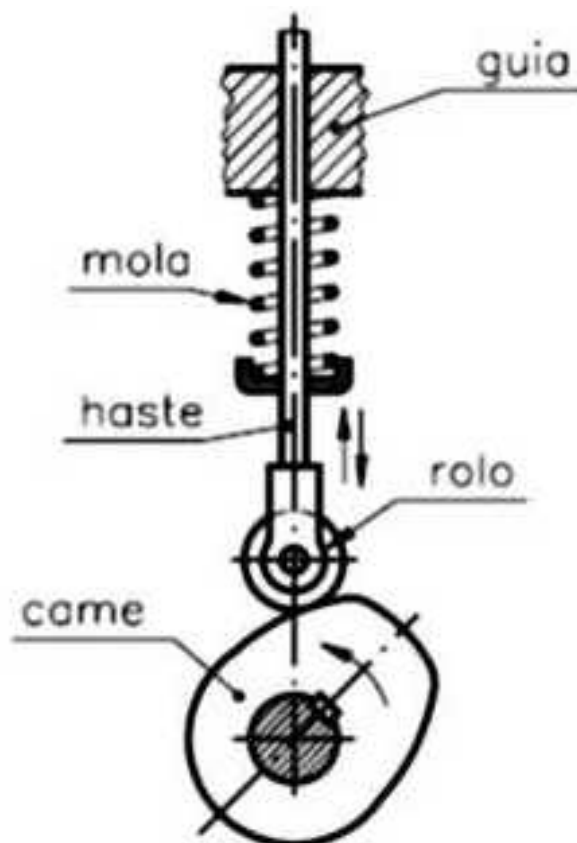


Figura 13.1: Mantendo o contato.

13.1 Tipos de molas:

As molas podem ser classificadas em:

- * Quanto a forma do material:

- ▷ arame;
 - ◊ redondo;
 - ◊ quadrado;
 - ◊ especial.
 - ▷ plana.
 - ◊ lâmina;
 - ◊ disco cônico(Belleville);
- * Quanto a forma da mola:
- ▷ Helicoidais;
 - ▷ Helicoidais cônicas;
 - ▷ Espirais;
 - ▷ Em balanço;
 - ▷ Feixe de molas;
 - ▷ Formas especiais.
- * Quanto ao esforço:
- ▷ Molas de tração;
 - ▷ Molas de compressão;
 - ▷ Molas de torção;
 - ▷ Molas de flexão.

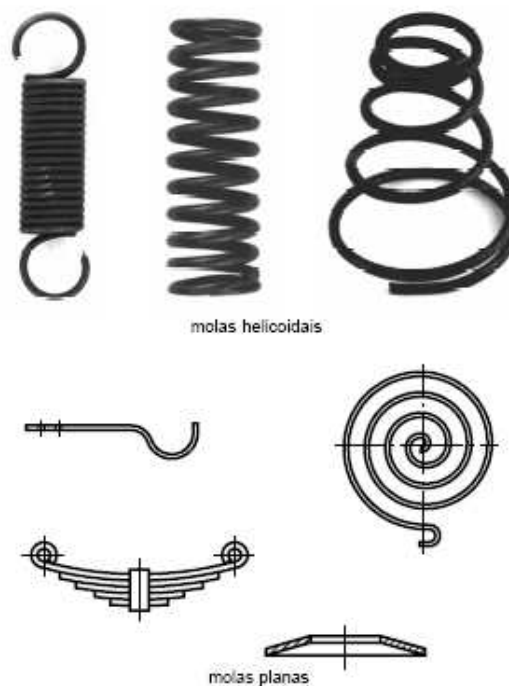


Figura 13.2: Tipos de molas.

13.2 Molas helicoidais:

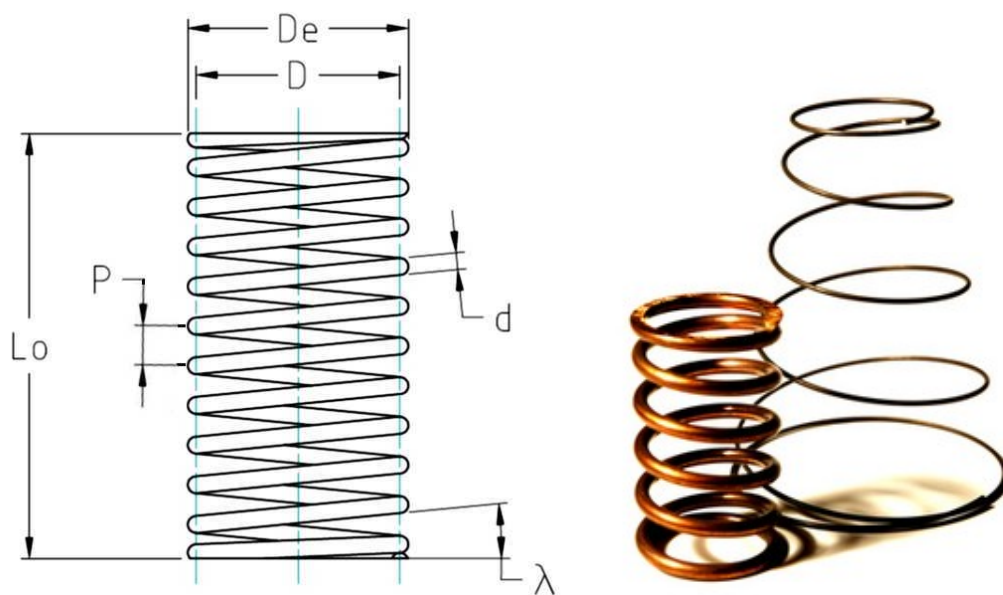
A mola helicoidal é a mais usada em mecânica. Ela é feita de barra enrolada em forma de hélice cilíndrica ou cônica. A barra pode ter seção retangular, circular(arame), quadrada, etc. e poder ser de aço ou liga não ferrosa. As molas helicoidais podem funcionar por compressão, por tração ou por torção.



Figura 13.3: Molas helicoidais.

13.2.1 Molas helicoidais de compressão:

Como visto, as molas helicoidais podem ser fabricadas em barras de seções diversas mas, em sua maioria, são fabricadas em aço redondo. A mola helicoidal de compressão quando é comprimida por alguma força, o espaço entre as espiras diminui, tornando menor o comprimento da mola. O **comprimento livre** (L_o) é o comprimento máximo da mola antes da montagem portanto livre de carregamento. O **comprimento sólido** (L_s) é o comprimento mínimo da mola quando a carga aplicada é suficiente para eliminar todos os espaços entre as espiras. Na figura vemos as principais dimensões de uma mola helicoidal de compressão.



D_e	Diâmetro Externo
D	Diâmetro Médio
d	Diâmetro do arame
p	Passo
L_o	Comprimento livre
N_a	Número de espiras ativas
λ	Ângulo de hélice

Figura 13.4: Mola helicoidal de compressão.

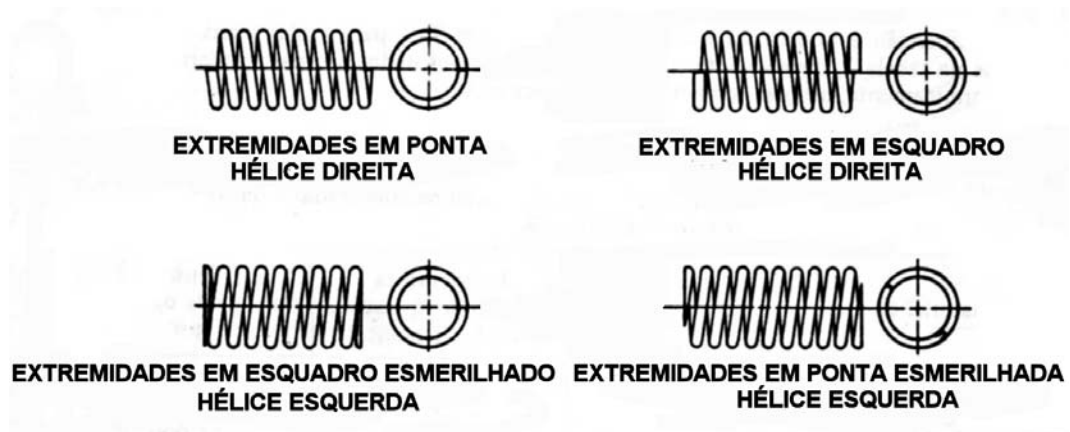


Figura 13.5: Acabamentos das extremidade de molas helicoidais de compressão.

13.2.1.1 Tipos de acabamento das extremidades das molas helicoidais de compressão:

	Em ponta	Em esquadro	Em ponta esmerilhada	Em esquadro esmerilhada
N_a	N_t	$N_t - 2$	$N_t - 1$	$N_t - 2$
L_o	$N_a p + d$	$N_a p + 3d$	$N_t p$	$N_a p + 2d$
L_s	$(N_t + 1)d$	$(N_t + 1)d$	$N_t d$	$N_t d$

As **espiras ativas**(N_a) are the são as espiras que deformam quando a mola é carregada, enquanto que as espiras inativas em cada extremidade não deformam.

13.2.2 Molas helicoidais de tração:

As molas helicoidais de tração são similares às molas helicoidais de compressão no entanto elas precisam de extremidades especiais para que a carga possa ser aplicada. Estas extremidades são chamadas de ganchos que podem ter diversos formatos.

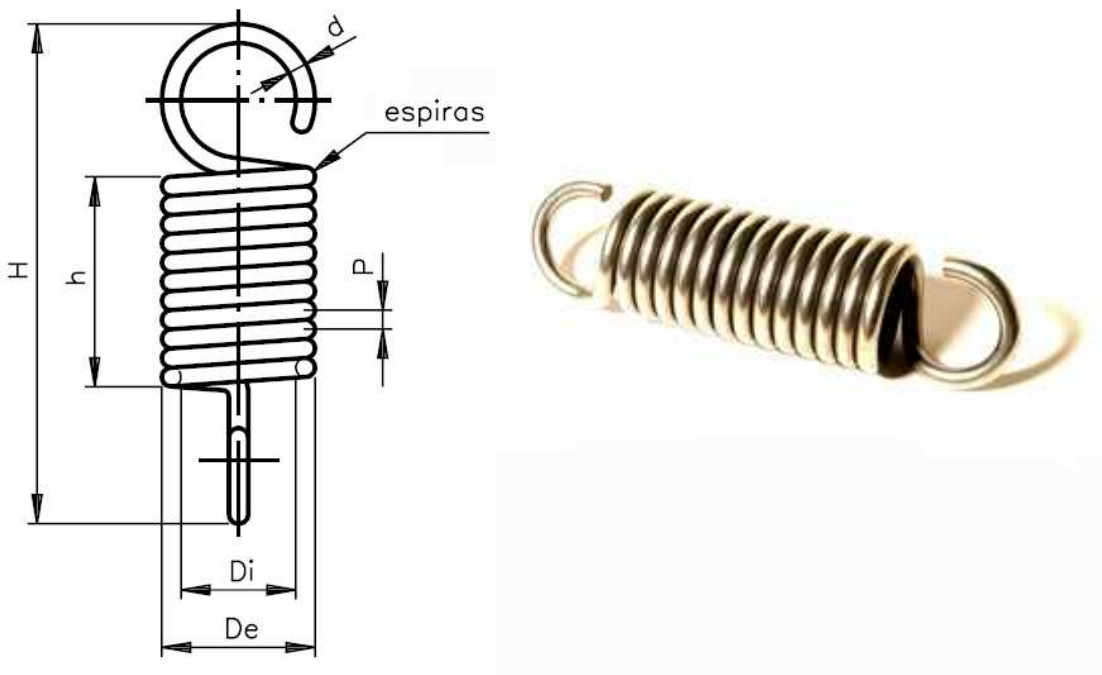


Figura 13.6: Mola helicoidal de Tração.

As molas de tração quando é tracionada por alguma força o espaço entre as espiras aumenta tornando

maior o comprimento da mola. Rigorous duties thus usually call for compression rather than tension springs. A tension spring can be wound with initial pre-load so that it deforms only after the load reaches a certain minimum value. Springs which are loaded both in tension and in compression are rare and restricted to light duty.

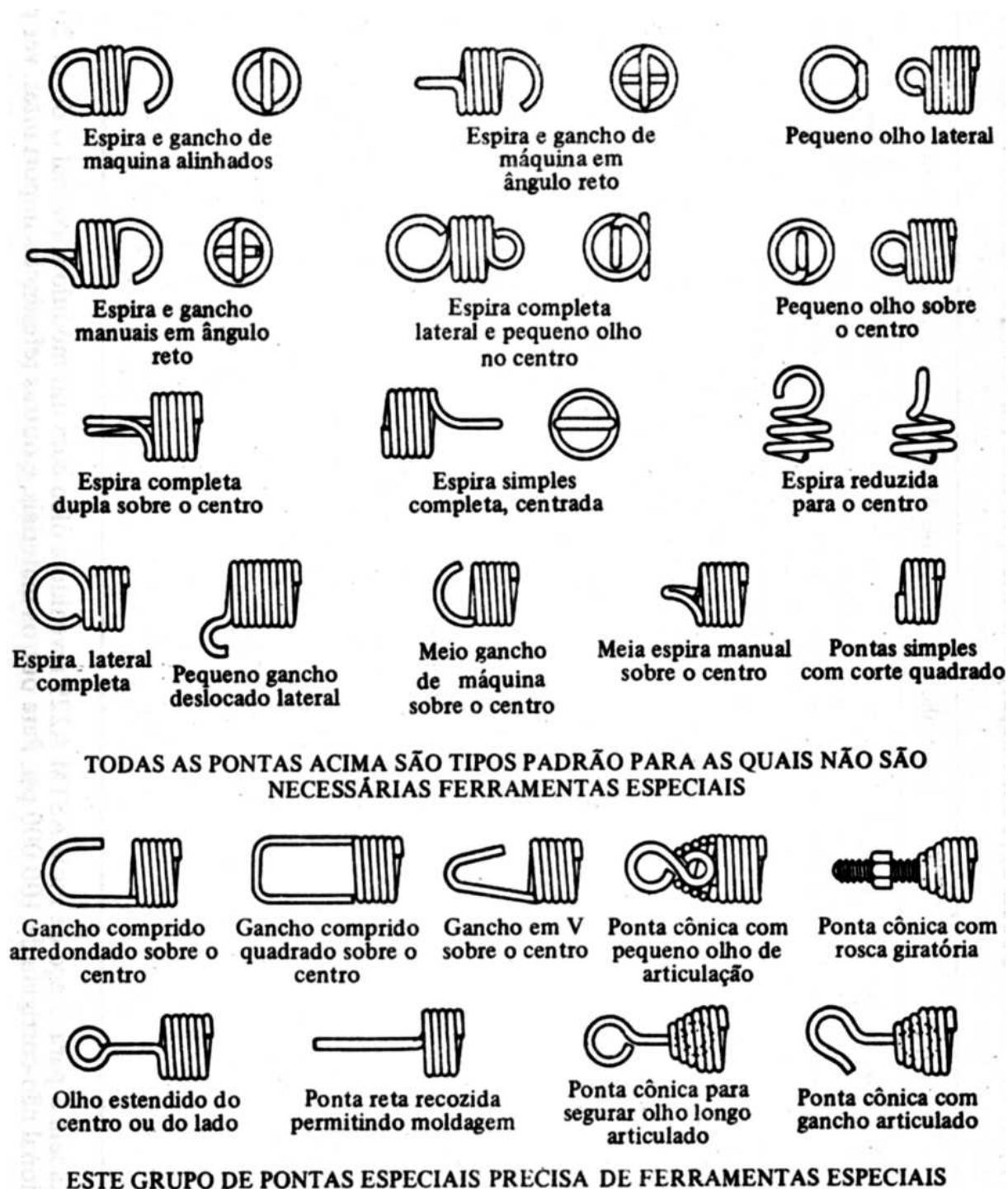


Figura 13.7: Tipos de extremidades das molas helicoidais de tração.

13.2.3 Molas helicoidais de torção:

As molas helicoidais de torção possuem extremidades em forma de braços de alavanca onde é aplicada a força. A carga aplicada as molas helicoidais de torção quando submetidas ao esforço tendem a enrolar ainda

mais suas espiras.

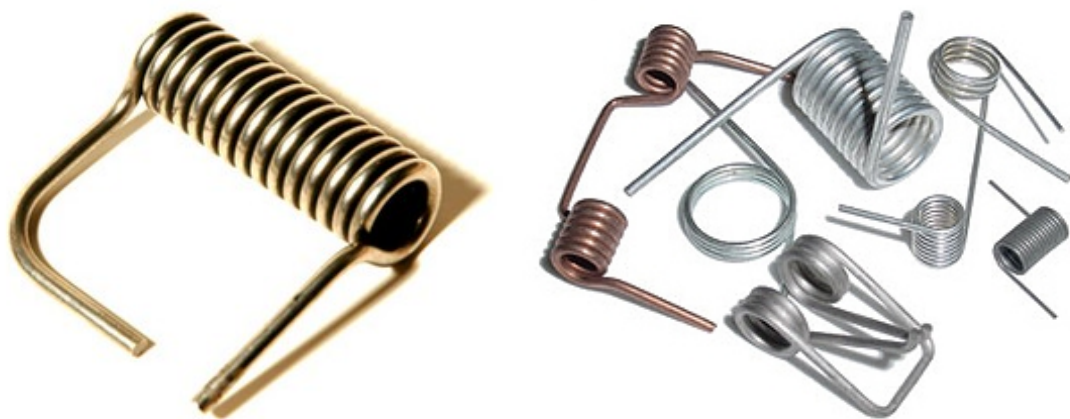


Figura 13.8: Mola helicoidal de Torção.

ELEMENTOS DE APOIO

Os elementos de apoio aqui estudados referem-se aqueles usados em eixos. Os elementos de apoio são: Dentre os elementos de apoio destacamos:

- Mancais
 - Mancais de deslizamento;
 - Mancais de rolamento.
- Guias
 - Guias de deslizamento;
 - Guias de rolamento

14.1 Mancais

Os mancais são elementos de máquinas usados como apoio para os eixos e árvores. A parte do eixo que é introduzida no mancal é denominada de munhão. Devido ao atrito existente entre as superfícies de contato existe no mancal um elemento que tem como função reduzir o atrito e também facilitar a manutenção. Este elemento pode ser:

- Bucha;
- Rolamento.

Quando o mancal possui uma bucha é denominado de mancal de deslizamento devido ao tipo de atrito que neste caso é de deslizamento (fricção).

Quando o mancal possui um rolamento é denominado de mancal de rolamento devido ao atrito de rolamento.

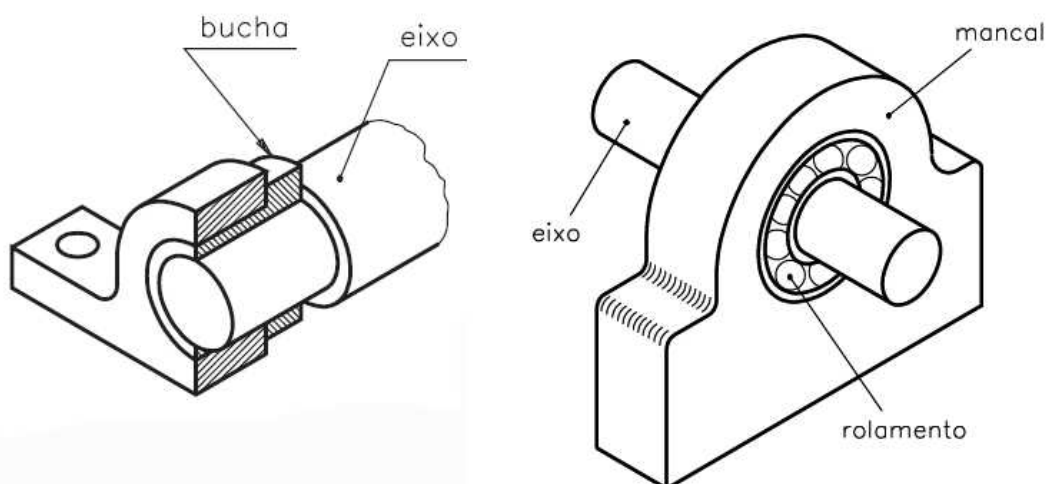


Figura 14.1: Mancal de deslizamento e mancal de rolamento.

14.1.1 Mancais de deslizamento

Os mancais de deslizamento possuem uma bucha que tem a função de receber o atrito direto com a superfície do eixo.

De acordo com o tipo de esforço, podemos classificar os mancais em:

- mancais para cargas radiais;
- mancais para cargas axiais (mancal de encosto ou escora);
- mancais para cargas radiais e axiais.

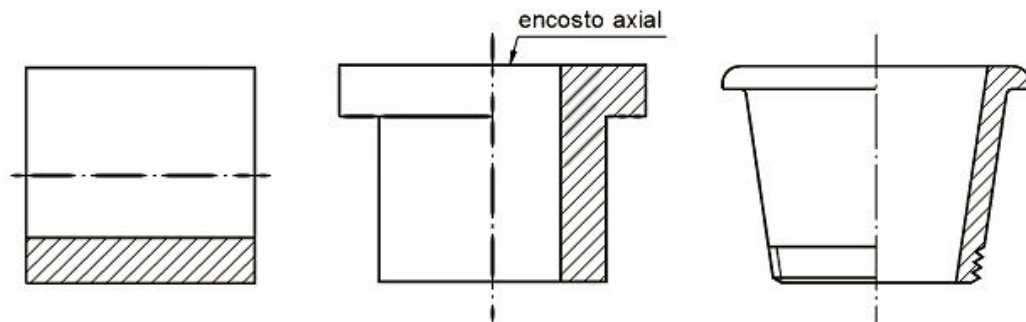


Figura 14.2: Bucha para esforço radial, para esforço axial e bucha cônica.

14.1.1.1 Buchas para mancais radiais:

Estas buchas são geralmente cilíndricas e possuem um furo para possibilitar a passagem do lubrificante. Podem possuir também rasgos para melhorar a passagem do lubrificante.

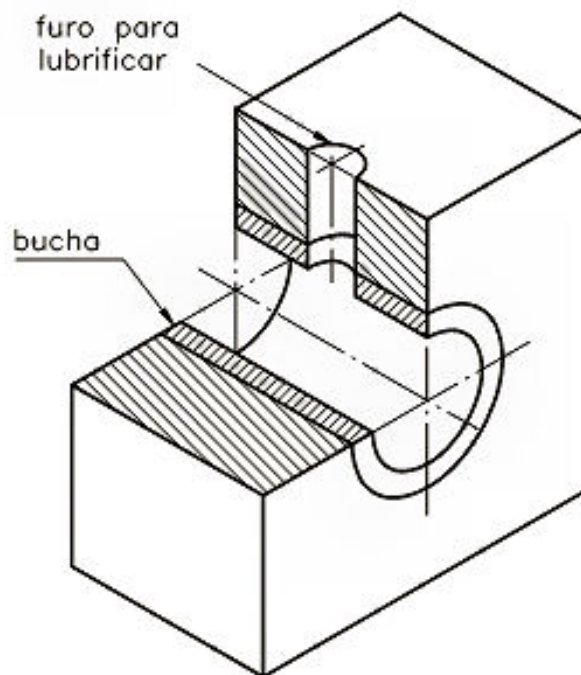


Figura 14.3: Bucha para esforço radial.

Um tipo interessante de buchas para mancais radiais é a que vemos na figura abaixo. Ela possui uma superfície externa cônica e seu corpo possui rasgos longitudinais. Suas extremidades são roscadas o que permite reajustar a folga quando ela sofrer desgaste.

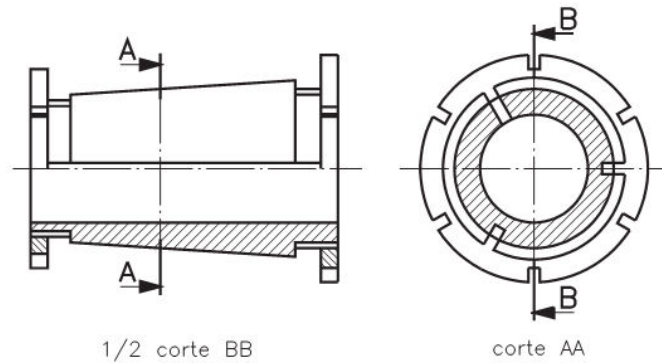


Figura 14.4: Bucha ajustável para esforço radial.

14.1.1.2 Buchas para esforço radial e axial:

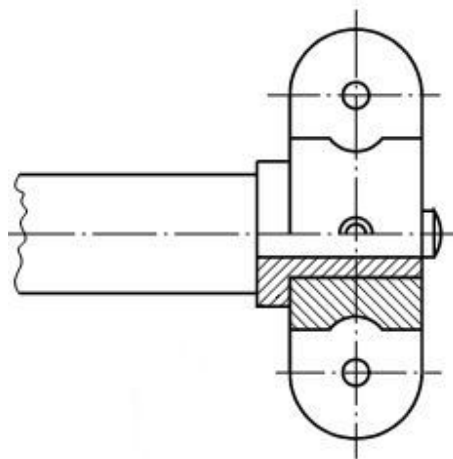


Figura 14.5: Bucha radial e axial.

14.1.1.3 Buchas para esforço axial:

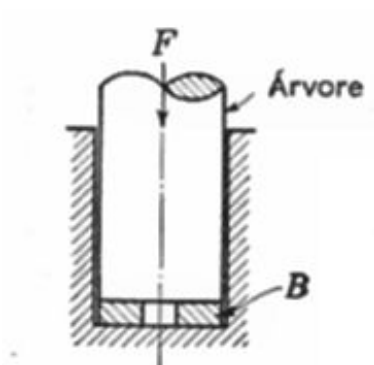


Figura 14.6: Bucha de encosto ou escora; disco de escora B.

14.1.2 Mancais de rolamento

Nos mancais de rolamento as superfícies em movimento são separadas por esferas ou roletes e então, o atrito de fricção é substituído pelo atrito de rolamento.

Como a área de contato é pequena e as tensões são grandes, as partes girantes dos rolamentos são confeccionadas de materiais duros e de alta resistência.

A maior vantagem dos mancais de rolamentos é que o atrito na partida é pequeno praticamente igual ao de operação em contraste com o atrito inicial de metal contra metal dos mancais de fricção.¹ Os rolamentos podem ser classificados em:

- Radiais
- Axiais

14.1.2.1 Rolamentos radiais:

Os rolamentos radiais são constituídos basicamente de dois anéis concêntricos, sendo o anel externo montado na caixa do mancal e o anel interno montado no eixo. Entre os anéis existem os elementos girantes que podem ser esferas, rolos cilíndricos, rolos cônicos ou rolos esféricos. Para manter a uniformidade do espaçamento entre os elementos girantes e, principalmente, para diminuir o atrito entre eles, existem as gaiolas.

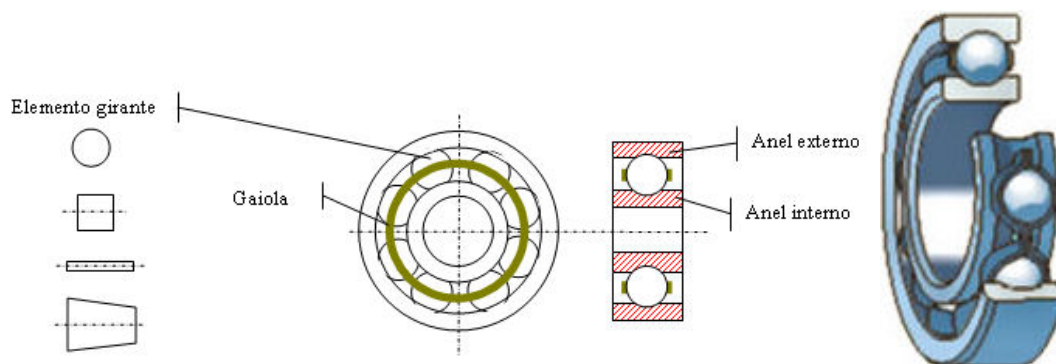


Figura 14.7: Rolamento radial.

Rolamento de esferas:

Rolamentos que possuem esferas como corpos rolantes. Podem conter uma ou mais carreiras de esferas. Eles possuem fricção muito baixa e podem operar em alta velocidade. Utilizados em cargas moderadas.

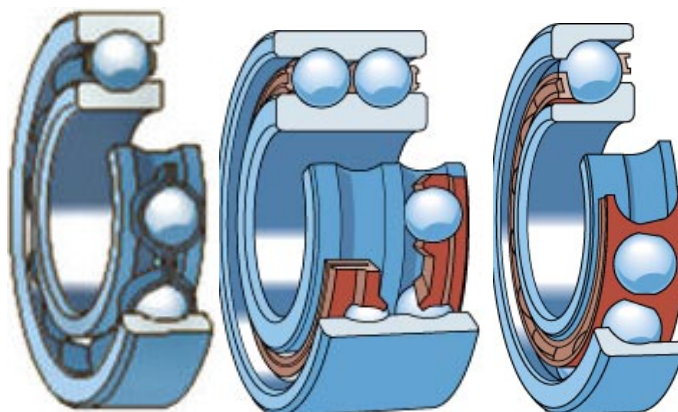


Figura 14.8: Rolamento de uma fileira de esferas; de duas fileiras de esferas; de contato angular.

¹Nos mancais de fricção o atrito só é comparável ao de rolamento quando o filme de lubrificante se forma separando as superfícies.

Rolamento de rolos:

Rolamentos que utilizam rolos como corpos rolantes, contendo uma ou mais carreiras de rolos. Eles têm uma capacidade de carga maior que os rolamentos de esferas de tamanho semelhante.

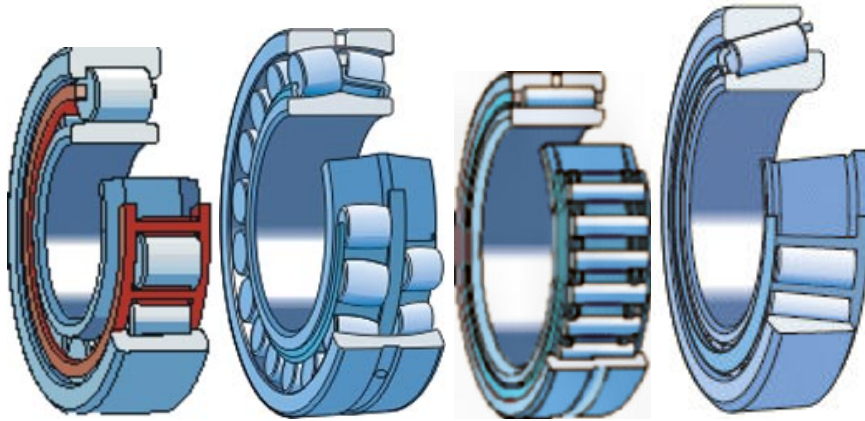


Figura 14.9: Rolamento de uma fileira de rolos; autocompensador de rolos; de agulhas; de rolos cônicos.

14.1.2.2 Rolamentos axiais:

A diferença fundamental entre os rolamentos radiais e os rolamentos axiais é que nestes os anéis são montados lado a lado.

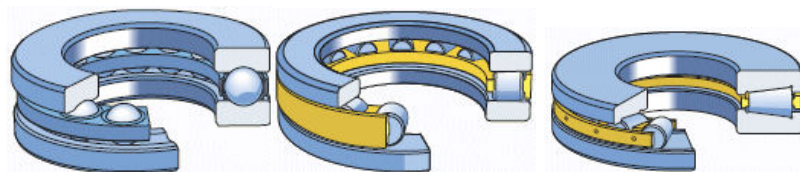


Figura 14.10: Rolamento axial de esferas; de rolos; de rolos cônicos.

Os rolamentos autocompensadores são insensíveis a desalinhamentos angulares do eixo em relação à caixa. São particularmente adequados para aplicações em que possa haver deflexões do eixo ou desalinhamento consideráveis. Além disso, os rolamentos autocompensadores de esferas apresentam o menor atrito entre todos os rolamentos, o que lhes permite funcionar com uma temperatura mais baixa mesmo em altas velocidades.

14.1.2.3 Fatores que influem na escolha do tipo de rolamento:

- *ESPAÇO DISPONÍVEL*
- *CARGAS*
 - VALOR DA CARGA
 - DIREÇÃO DA CARGA
 - * RADIAL
 - * AXIAL
 - * COMBINADA
- DESALINHAMENTO
- PRECISÃO
- VELOCIDADE
- NÍVEL DE RUÍDO
- RIGIDEZ
- DESLOCAMENTO AXIAL
- FACILIDADE DE MONTAGEM E DESMONTAGEM

14.1.2.4 Fatores que influem na escolha do tamanho do rolamento:

O tamanho de um rolamento a ser usado em uma determinada aplicação é escolhido primeiramente pela sua capacidade de carga relativamente as cargas aplicadas e a sua vida útil.

- CAPACIDADE DE CARGA
 - * CARGA DINÂMICA: Carga a que um rolamento está submetido em rotação. A capacidade de carga dinâmica é a carga que o rolamento pode suportar para atingir a vida nominal ISO de 1000000 de rotações.
 - * CARGA ESTÁTICA: É utilizada nos cálculos dos rolamentos que giram com frequência muito baixa, quando estão submetidos a movimentos lentos de oscilação ou quando ficam parados sob carga durante certos períodos. Quando o rolamento está submetido a carga sob rotação mas atua sobre ele cargas elevadas de choque de curta duração também devemos utilizar a capacidade de carga estática.
- VIDA: Define-se vida de um rolamento como sendo o número de rotações (ou horas a uma determinada velocidade constante) que o rolamento pode atingir antes que se manifeste o primeiro sinal de fadiga (descascamento) em um de seus anéis ou em um dos seus elementos girantes.

RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS

A.1 Tipos de esforços:

Os esforços podem ser classificados em externos e internos:

ESFORÇOS EXTERNOS (SOLICITAÇÕES):

- Ativos: são cargas externas aplicadas ao elemento tais como carga distribuída, carga concentrada e momento estático de forças;
- Reativos: são as reações de apoio em mancais ou vínculos.

ESFORÇOS INTERNOS:

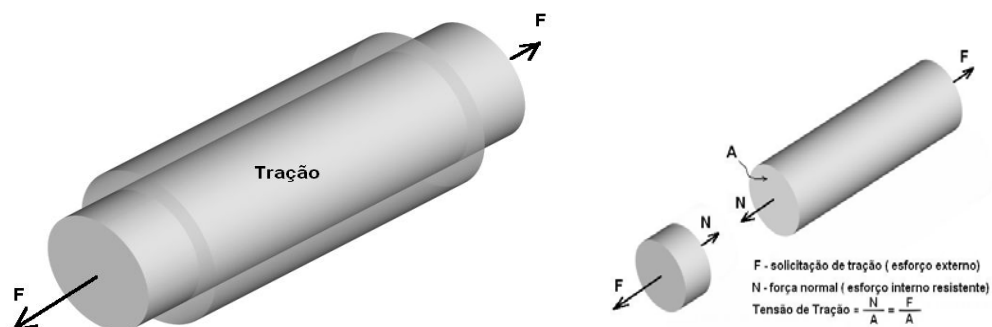
Os esforços internos são produzidos no elemento devido às solicitações externas e podem ser classificados em:

- Força Normal - devido à componente axial da carga externa;
- Força Cortante - devido à componente tangencial da carga externa;
- Momento Fletor - devido ao momento estático da carga externa;
- Momento de Torção - devido à aplicação de um conjugado externo.

As solicitações, esforços externos, podem ser classificadas, de acordo com o efeito produzido no corpo, em cinco categorias:

- solicitação de Tração:

A solicitação de tração simples acontece quando a resultante das forças externas que atuam sobre uma dada seção do corpo, está orientada segundo seu eixo e tende a provocar um alongamento.



- solicitação de Compressão:

A solicitação de compressão simples acontece quando a resultante das forças externas que atuam sobre uma dada seção do corpo, está orientada segundo seu eixo, como na tração, porém tende a provocar um encurtamento.



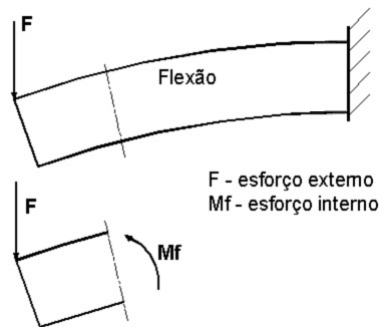
F - solicitação de compressão (esforço externo)

N - força normal resistente (esforço interno)

$$\text{Tensão de compressão} = \frac{N}{A} = \frac{-F}{A}$$

- solicitação de Flexão:

A solicitação de flexão simples acontece quando forças externas tendem a modificar o eixo do corpo.

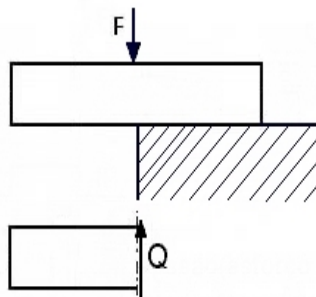


F - esforço externo
Mf - esforço interno

$$\text{Tensão de flexão} = \frac{M_f}{W}$$

- solicitação de Cisalhamento:

A solicitação de cisalhamento acontece quando duas seções de um corpo tendem a escorregar uma em relação à outra devido à forças externas.



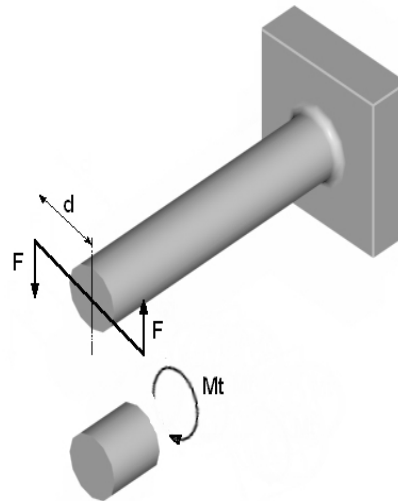
F - solicitação de cisalhamento (esforço externo)

Q - força cortante (esforço interno)

$$\text{Tensão de cisalhamento} = \frac{Q}{A} = \frac{F}{A}$$

- solicitação de Torção:

A solicitação de torção acontece quando duas seções de um corpo tendem a girar, uma em relação a outra, devido à um momento aplicado por forças externas.



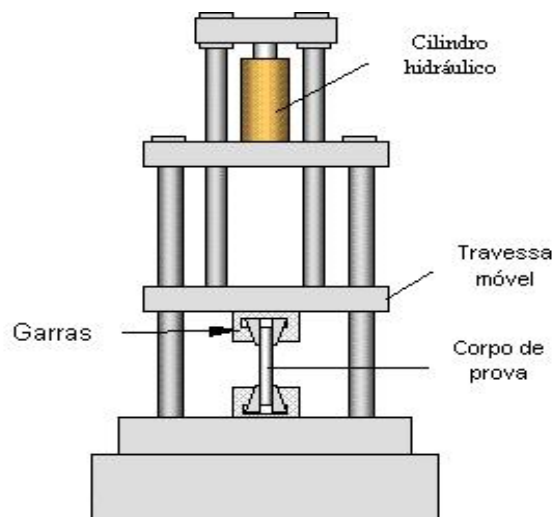
$$Tensao\ de\ torcao = \frac{M_t}{z}$$

A.2 Resistência

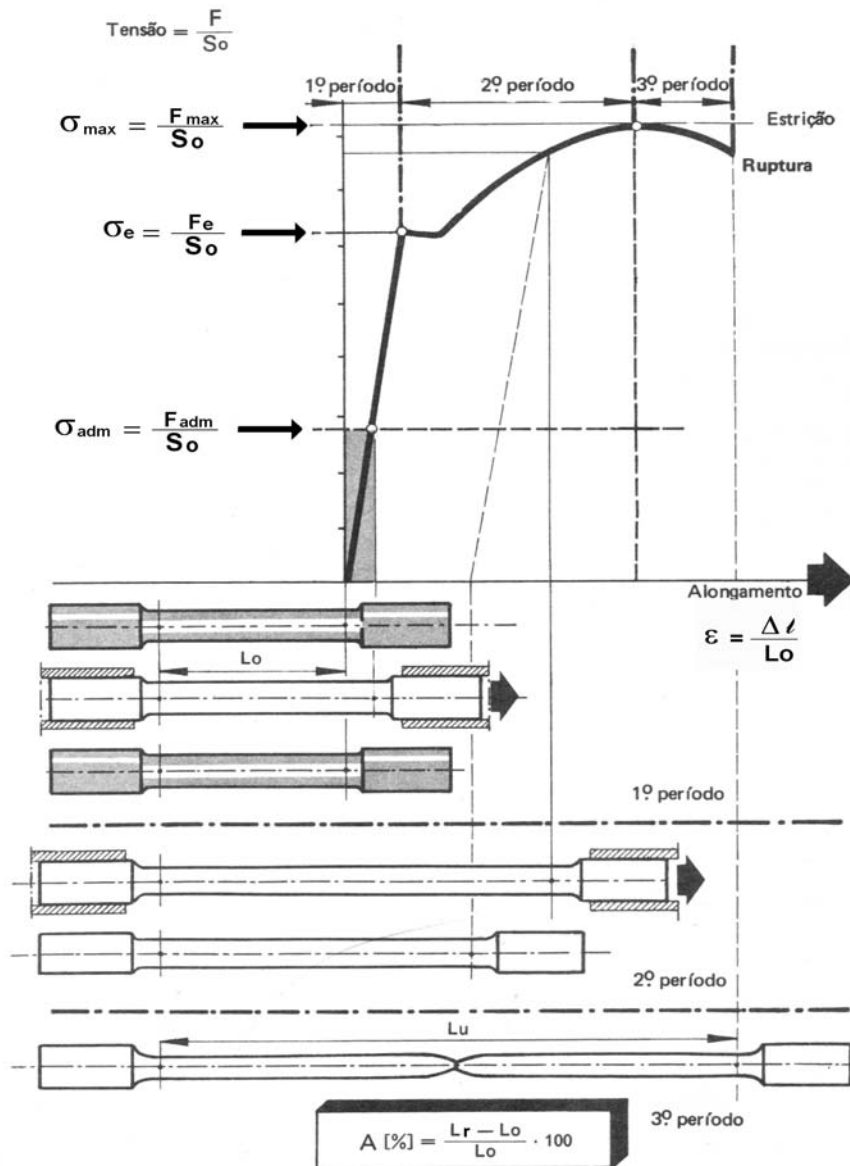
Para o dimensionamento é necessário sabermos até que valor de tensão um determinado material resiste. Os valores de resistência são determinados em laboratório através de ensaios. O ensaio de tração é o mais utilizado para determinação das características dos materiais.

A.2.1 Diagrama tensão / deformação:

O ensaio de tração consiste em aplicarmos a um corpo de prova uma força axial que vai aumentando de valor, deformando-o até a sua ruptura. O ensaio é realizado em uma máquina, conforme a figura ao lado, que consiste basicamente de uma prensa hidráulica. Durante o ensaio ao aumentarmos a força aumentamos também a deformação e dividindo-se a força aplicada pela área da seção do corpo de prova temos a tensão.



Podemos representar o resultado do ensaio através de um gráfico onde no eixo das abscissas (horizontal) marcamos as deformações e no eixo das ordenadas (vertical) marcamos a tensão correspondente.



O gráfico acima representa o comportamento típico de um aço de baixo teor de carbono (aço doce).

- 1o período: Predominância da deformação elástica.

Neste trecho é válida a lei de Hooke que pode ser expressa assim:

"As deformações são diretamente proporcionais às tensões que as produzem."

Em outras palavras dizemos que se dobramos a tensão dobramos também a deformação. Na verdade, o limite de proporcionalidade não coincide com o fim deste período. Antes existe um pequeno trecho curvo onde a proporcionalidade não mais existe. Este trecho é dividido em dois. No primeiro, as deformações ainda são elásticas e no segundo ainda predominam as deformações elásticas mas já não são mais puras e sim combinadas com deformações plásticas.

- 2o período: Escoamento.

A partir do fim do período anterior a tensão sofre pequenas oscilações porém sem aumentar praticamente seu valor e o material deforma-se bastante. Este fenômeno é chamado de escoamento e a tensão correspondente tensão de escoamento (σ_{te}). é bom destacar que o escoamento é típico dos aços doces e alguns outros materiais. O escoamento marca o início das grandes deformações permanentes. Continuando o ensaio, a curva do gráfico adquire um aspecto definido.

- 3o período: Estricção e ruptura.

Continuando o ensaio aparece o fenômeno da estricção, que é uma redução acentuada da seção do corpo de prova localizada na região aonde vai se efetuar a ruptura, e por fim acontece a ruptura do corpo de prova. A tensão correspondente ao ponto de ruptura é a tensão de ruptura (σ_{tr}). Observe que no gráfico existe um valor máximo que é maior do que a tensão de ruptura. Isto parece um absurdo, pois como pode o material romper-se com um valor de tensão menor do que o valor máximo do ensaio. O que acontece na realidade é que a tensão é calculada sempre pelo valor da seção inicial do corpo de prova. Porém durante o ensaio o corpo de prova sofre uma redução na sua seção, esta deformação é chamada de deformação transversal. Sendo assim se calcularmos a tensão de ruptura pelo valor real da seção no momento da ruptura, esta terá um valor maior.

A diferença entre estes valores no gráfico é maior para materiais que sofrem grandes deformações, haja visto que o diâmetro diminui mais neste caso.

A.2.2 Lei DE Hooke

Pelo enunciado descrito acima as deformações são diretamente proporcionais às tensões que as produzem então podemos escrever:

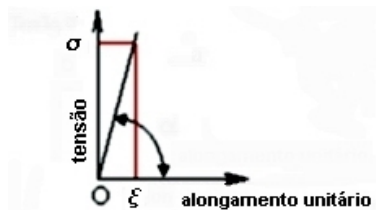
$$\sigma = \varepsilon \times \text{fator de proporcionalidade}$$

Este fator é o Módulo de elasticidade (E):

$$\sigma = \varepsilon \cdot E$$

O valor do módulo de elasticidade depende do material e sua unidade é a mesma da tensão (força/área). Observe que:

O módulo de elasticidade do material é retirado do resultado do ensaio bastando para isto dividirmos qualquer par de valores (σ, ε) do gráfico tensão deformação desde que este par seja do trecho OP onde é válida a lei de Hooke.



Existem ensaios específicos para cada tipo de solicitação (compressão, cisalhamento, flexão, etc.).

Mas podemos ter um valor aproximado para as tensões de ruptura, tensões de escoamento no cisalhamento, por exemplo, aplicando-se um fator ao valor destas tensões obtidas no ensaio de tração. Assim, por exemplo, a tensão de ruptura no cisalhamento para os aços pode ser considerada como igual à 75% da tensão de ruptura na tração, ou seja:

$$\tau_{cr} = 0,75 \sigma_{tr} \text{ (para os aços)}$$

A.2.3 Tipos de carregamento

O carregamento, carga aplicada ao elemento, pode ser:

- Estático: quando a carga é aplicada lenta e gradualmente;
- Carga subitamente aplicada¹: quando a carga é aplicada de tal forma que, varia de zero até seu valor instantaneamente;
- com choque: quando a carga é aplicada por impacto.

O carregamento também pode ser:

- Constante:
O valor da carga não varia após sua aplicação.

¹Uma carga subitamente aplicada cria uma tensão igual ao dobro daquela que seria criada pela mesma carga aplicada lentamente.

- Variável:

O valor da carga varia ao longo do tempo. Trataremos apenas das cargas variáveis periódicas, ou seja, a variação segue um ciclo que se repete num determinado intervalo de tempo.

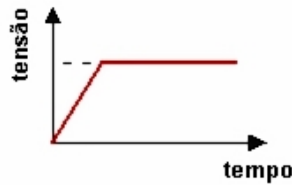
A seguir, os valores principais que este tipo de tensão pode assumir:

- $\sigma_m \rightsquigarrow$ tensão média;
- $\sigma_{max} \rightsquigarrow$ tensão máxima;
- $\sigma_{min} \rightsquigarrow$ tensão mínima;
- $\sigma_v \rightsquigarrow$ tensão variável.

Dos tipos de carregamentos acima podemos destacar:

- Carregamento Tipo I (PERMANENTE):

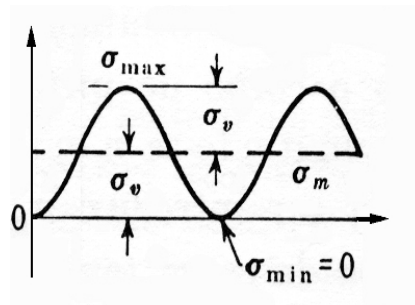
A carga é aplicada lenta e gradualmente e após atingir seu valor, permanece constante ao longo do tempo.



$$\sigma_m = \sigma_{max} = \sigma_{min}, \quad \sigma_v = 0 \quad (\text{A.1})$$

- Carregamento Tipo II (PULSANTE ou REPETIDO):

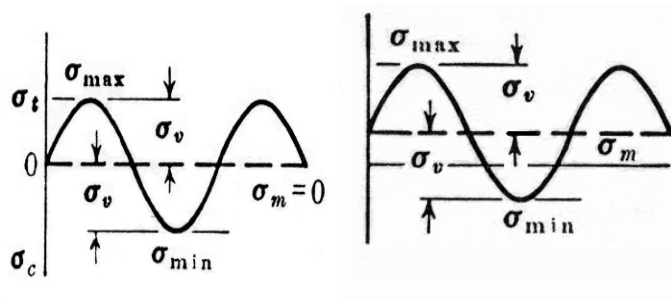
A carga atinge seu valor máximo e retorna a zero repetidamente.



$$\sigma_{min} = 0, \quad \sigma_v = \sigma_m = \frac{\sigma_{max}}{2} \quad (\text{A.2})$$

- Carregamento Tipo III (ALTERNADO):

A carga atinge um valor máximo, retorna a zero e inverte a direção atingindo um valor mínimo retornando a zero novamente; repetidamente.



$$\sigma_m = 0, \quad \sigma_v = \sigma_{max} \quad (\text{A.3})$$

DIMENSIONAMENTO

No projeto de um componente de máquina ou de uma estrutura, existe a necessidade de determinarmos as dimensões necessárias, para que o componente possa suportar as solicitações.

- Tensão de trabalho - é a tensão produzida pela carga aplicada nas condições normais de trabalho (K_t).
- Tensão admissível - é a máxima tensão de trabalho permitida para um determinado material. A tensão admissível depende do tipo de material, do tipo de carregamento, da possibilidade de sobrecargas e outros fatores.

A tensão admissível pode ser calculada como:
para materiais frágeis:

$$\bar{K} = \frac{K_r}{N}$$

para materiais dúcteis:

$$\bar{K} = \frac{K_e}{N}$$

onde N é o Fator de Segurança¹

Tabela de valores de referência para o fator de segurança (N)*

Tipo de Carga		Aços materiais dúcteis		Ferro fundido materiais frágeis	Madeiras
		Baseado no escoamento	Baseado na ruptura		
Carga gradualmente aplicada	Tipo I	1,5 a 2	3 a 4	5 a 6	7
	Tipo II	3	6	7 a 8	10
	Tipo III	4	8	10 a 12	15
Cargas aplicadas bruscamente		Multiplicar os valores acima por 2			

* Para solda usar 1,7 na tração e 2,5 no cisalhamento aplicados a tensão de escoamento.

Propriedades mínimas da solda

Tipo de eletrodo AWS	Resistência à tração MPa	Tensão de escoamento MPa	Alongamento %
E60xx	427,20	344,52	17-25
E70xx	482,33	392,75	22
E80xx	551,23	461,66	19
E90xx	620,13	530,56	14-17
E100xx	689,04	599,46	13-16
E120xx	826,85	737,27	14

B.1 Simbologia das tensões

Tipo	Geral	Tração	Compressão	Flexão	Flambagem	Cisalhamento	Torção
Trabalho	K_t	σ_t	σ_c	σ_f	σ_{fl}	τ_c	τ_t
Escoamento	K_e	σ_{te}	σ_{ce}	σ_{fe}	σ_{fle}	τ_{ce}	τ_{te}
Ruptura	K_r	σ_{tr}	σ_{cr}	σ_{fr}	σ_{flr}	τ_{cr}	τ_{tr}
Admissível	\bar{K}	$\bar{\sigma}_t$	$\bar{\sigma}_c$	$\bar{\sigma}_f$	$\bar{\sigma}_{fl}$	$\bar{\tau}_c$	$\bar{\tau}_t$

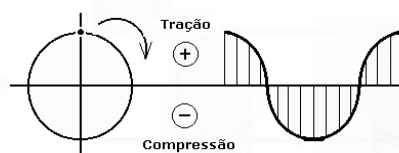
¹O Fator de segurança pode também ser chamado de Fator de Projeto ou Coeficiente de Segurança.

B.2 Fadiga

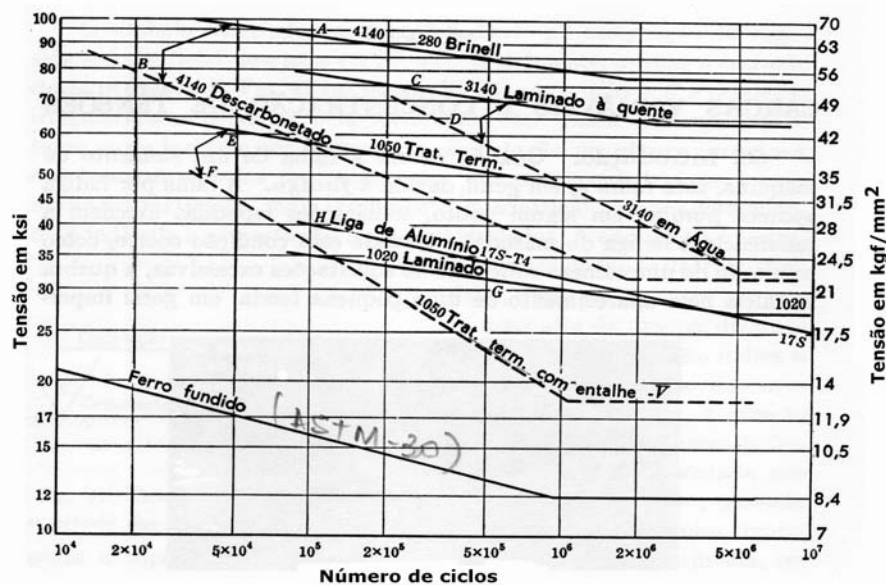
Quando um elemento de máquina "quebra" em funcionamento, isto se deve geralmente à *fadiga* do material. A falha acontece porque as solicitações repetidas excedem à resistência à fadiga do material.

B.2.1 Limite de Resistência à fadiga

O limite de resistência à fadiga é determinado colocando-se um corpo de prova em uma máquina que aplica uma solicitação de flexão enquanto ele gira. A consequência disto é que as fibras do corpo de prova sofrem uma solicitação variável ao longo de uma volta completa. Uma fibra do material começa, por exemplo, com solicitação de tração e, ao girar 90, a solicitação zera. Girando mais 90, a solicitação inverte seu sentido e passa à solicitação de compressão mais 90 e zera novamente e, por fim mais 90 volta à solicitação de tração. Assim temos um carregamento do tipo III, no caso flexão alternada.



O **Limite de Resistência à Fadiga**, σ'_n é a tensão máxima alternada que pode ser repetida um numero indefinido de vezes em um corpo de prova padrão, polido, sujeito à flexão, sem causar a falha do mesmo.



Os materiais não ferrosos não apresentam um limite de resistência à fadiga definido. A resistência a fadiga de tais materiais deve citar o número de ciclos correspondentes.

Para os aços, podemos dizer que:

$$\sigma'_n = 0,5\sigma_r \quad (\text{B.1})$$

Para os ferros fundidos:

$$\sigma'_n = 0,35\sigma_r \quad (\text{B.2})$$

B.2.2 Limite de resistência à fadiga para outras solicitações

- Resistência à fadiga com carga axial:
 $\sigma'_{na} = 0,8 \sigma'_n$
- Resistência à fadiga por torção:
 $\tau'_n = 0,6 \sigma'_n$

B.2.3 Fatores de redução do limite de resistência à fadiga

O limite de resistência à fadiga de um elemento de máquina, σ_n , pode ser muito menor do que aquele determinado no ensaio de flexão rotativa, σ'_n . Várias condições fornecem fatores de correção. Assim, escrevemos:

$$\sigma_n = k_a k_b k_c k_d k_e k_f \sigma'_n \quad (\text{B.3})$$

$\sigma_n \triangleright \triangleright$ limite de resistência à fadiga da peça;

$\sigma'_n \triangleright \triangleright$ limite de resistência à fadiga do corpo de prova no ensaio de flexão rotativa;

$k_a \triangleright \triangleright$ fator de superfície;

$k_b \triangleright \triangleright$ fator de tamanho;

$k_c \triangleright \triangleright$ fator de confiabilidade;

$k_d \triangleright \triangleright$ fator de temperatura;

$k_e \triangleright \triangleright$ fator de concentração de tensões;

$k_f \triangleright \triangleright$ fator de efeitos diversos.

O estudo destes fatores foge ao escopo deste trabalho. Veremos, apenas como exemplo, a influência da superfície. O corpo de prova do ensaio de flexão rotativa possui uma superfície muito polida. Como os elementos de máquinas nem sempre possuem um acabamento deste nível devemos usar um fator de redução.

