



Máquinas de Transporte

Prof. Alexandre Lima // Prof. Carlos Catunda

(PARTE - 1/2)

Material disponível em:

<http://www.cefet-rj.br/index.php/demec-downloads>



Ementa

1. Generalidades sobre o trabalho das máquinas de transporte.
2. Estudo dos diversos órgãos específicos das máquinas de transporte: cabos, correntes, ganchos e talhas.
3. Características operacionais, construtivas e especificação de guindastes, pontes e pórticos rolantes.
4. Tipos e emprego de transportadores industriais de carga.
5. Especificação de motores, comandos e controles.
6. Manutenção preventiva.

Objetivos Gerais / Objetivos Específicos

1. Compreender os princípios de funcionamento das máquinas de transporte.
 - ❑ Identificar a estrutura e o funcionamento das máquinas de transporte e a sua operacionalidade.
 - ❑ Analisar os seus mecanismos e identificar suas aplicações, permitindo o cálculo de parâmetros.
2. Conhecer os fundamentos conceituais das máquinas de transporte e sua aplicação nos vários tipos de sistemas e ambientes.
 - ❑ Identificar e calcular os parâmetros fundamentais de projeto

Objetivos Gerais / Objetivos Específicos

3. Desenvolver capacidade de selecionar e aplicar esses equipamentos em projetos de instalações. Aprender noções de projeto destes equipamentos.
 - Identificar os princípios básicos de funcionamento e suas aplicações.

Sumário

Módulo 1

Capítulo 1 - Considerações Fundamentais Sobre as Máq. de Transporte

Capítulo 2 – Levantamento e Movimentação de carga (NBR8400)

Capítulo 3 – Elementos Mecânicos Flexíveis (Correias, Correntes e Cabos)

Capítulo 4 – Elementos Mecânicos Rígidos (Polias)

Capítulo 5 - Dispositivos de Suspensão de Carga

Módulo 2

Capítulo 6 - Órgão de Acionamento de Carga

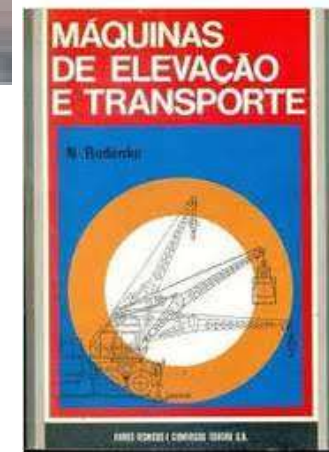
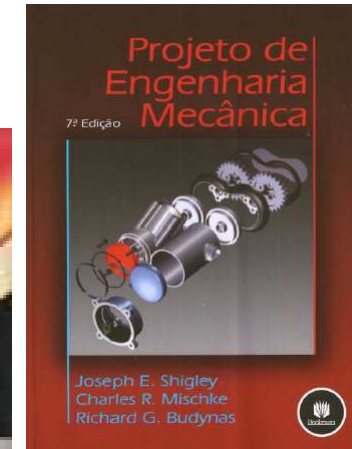
Capítulo 7 – Órgãos Especiais

Capítulo 8 – Máquinas de Elevação de Fabricação Seriada

Capítulo 9 – Máquinas de Elevação de Fabricação Especial

Bibliografia

1. BRASIL, H. V., **Máquinas de Levantamento**, Ed. Guanabara, Rio de Janeiro, 1985.
2. RUDENKO , N., **Máquinas de Elevação e Transporte**, Editora LTC, Rio de Janeiro, 1976.
3. Shigley, J. E.; et al, **Projeto de Engenharia Mecânica**, Ed BookMan, 7ªed, Porto Alegre, 2005.



Bibliografia Complementar

NBR 8400. **Cálculo de Equipamentos para Elevação e Movimentação de Carga**. ABNT, 1984.

Bibliografia Complementar

1. SHIGLEY, J. E., MISCHKE, C. R., Mechanical Engineering Design. 5th Edition, Editora MacGraw–Hill, New York, 1989.
2. SHIGLEY, J. E., MISCHKE, C. R., Projeto de Engenharia Mecânica, Editora Bookman, 2005.
3. ROCHA, P. M., Elementos Orgânicos de Máquinas, Coleção Schaum, Editora McGraw-Hill, 1970.

Capítulo 1 - Considerações Fundamentais Sobre as Máquinas de Transporte

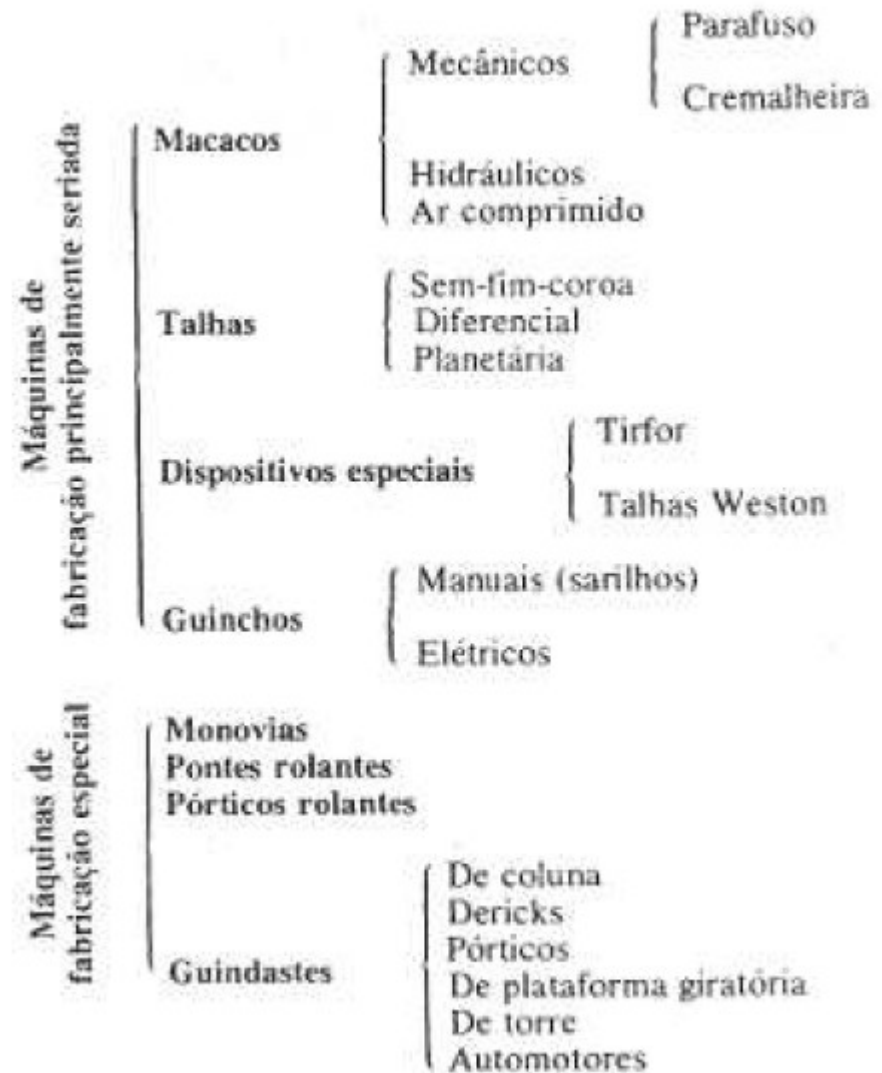
- ≡ 1.1. - Definição de máquinas de transporte
- ≡ 1.2. – Classificação geral e descrição sucinta das máquinas de transporte
- ≡ 1.3. - Considerações sobre o projeto das máquinas de transporte
- ≡ 1.4. – Classificação das máq. de transporte segundo o serviço executado
 - ≡ 1.4.1. Conceito de classe

1.1. Definição de máquinas de transporte

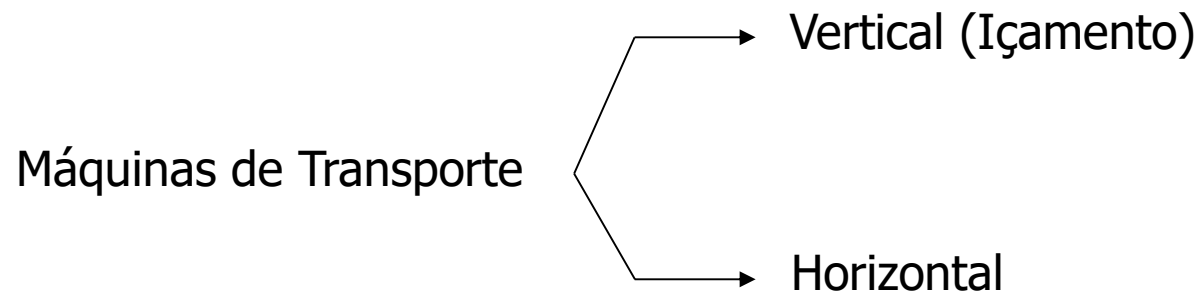
As máquinas de levantamento se destinam à movimentação horizontal e vertical na indústria e nos canteiros de obra, de equipamentos e materiais

CLASSIFICAÇÃO:

Essas máquinas podem ser classificadas obedecendo ao esquema ao lado



1.2. Classificação geral das máquinas de transporte



As máquinas de levantamento se destinam à movimentação **horizontal e vertical** na indústria e nos canteiros de obra, de equipamentos e materiais

1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Máquinas de fabricação seriada

- ❑ **Macacos:** destinam-se à elevação de cargas a pequenas alturas, com ou sem deslocamento horizontal, a pequenas distâncias;
- ❑ **Talhas:** são máquinas constituídas essencialmente por um redutor de velocidade ligado a um tambor e polias de acionamento e suspensão de carga;
- ❑ **Dispositivos especiais:** tem a mesma finalidade das talhas, usando porém sistemas de multiplicadores de forças;
- ❑ **Guinchos:** compostos essencialmente de tambor e cabo de aço, freio, redutor, motor e chassi. Destinam-se a elevação a grande altura ou distância;

1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Macaco:



1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Talhas de corrente:



Acionamento: manual e elétrico

1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Talhas de cabo de aço:



Acionamento: elétrico

1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Talhas de corrente:



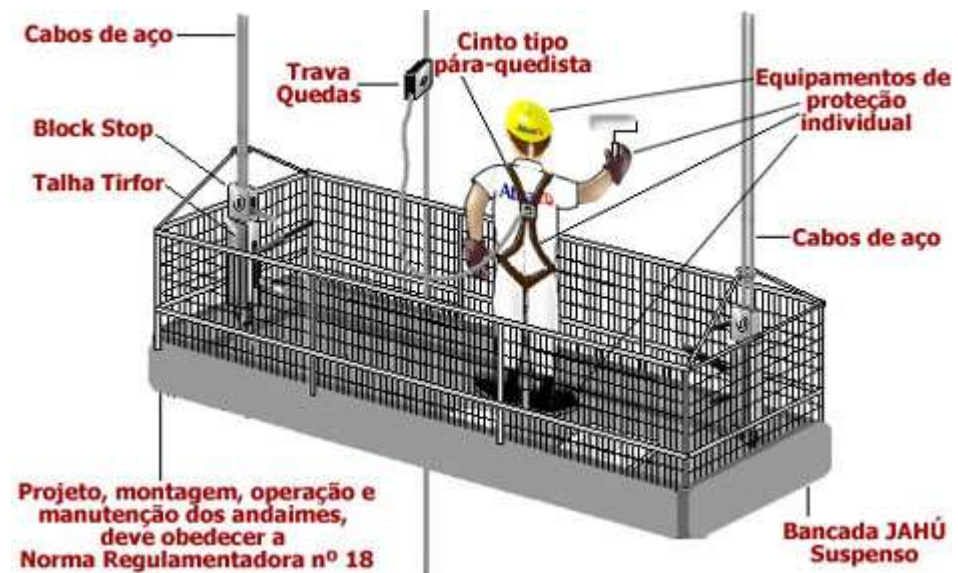
Talhas de cabo de aço:



Ambos com acionamento elétrico – comparação

1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

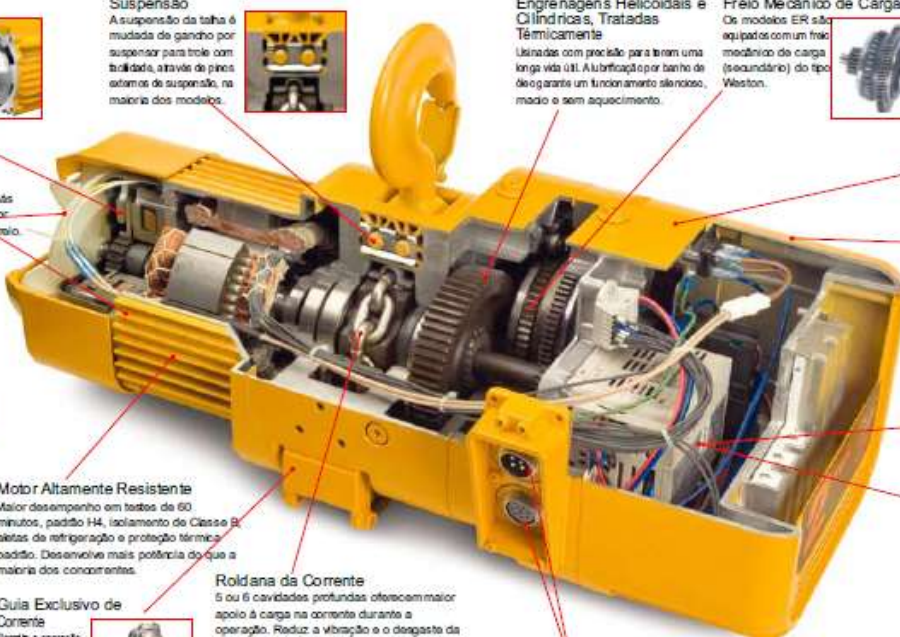
Talha Tirfor:



1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Talha Weston:

Características e Vantagens



A Tecnologia "The Guardian" de Freio Inteligente
Um revolucionário motor com freio eletromagnético de corrente contínua projetado para ser imune a quedas de tensão.

Suspensão
A suspensão da talha é mudada de gancho por suspensor para trole com facilidade, através de pines externos de suspensão, na maioria dos modelos.

Engrenagens Helicoidais e Cilíndricas, Tratadas Térmicamente
Usadas com precisão para terem uma longa vida útil. A lubrificação por banho de óleo garante um funcionamento silencioso, macio e sem aquecimento.

Freio Mecânico de Carga
Os modelos ER são equipados com um freio mecânico de carga (secundário) do tipo Weston.

Embreagem de Longa Duração
Protege a talha contra danos e limita o enrolamento da corrente. Nos modelos ER, a embreagem é amplada a um freio mecânico de carga do tipo Weston.

Motor Totalmente Encapsulado (TEFC)
O novo desenho desenvolvido pela engenharia para as aletas do motor, as pás do ventilador e para a tampa do ventilador aumentou a refrigeração do motor e do freio.

Corpo Compacto em Alumínio
O corpo fundido em alumínio é leve e de baixa altura construtiva – um dos melhores da indústria. A pintura é eletrostática.

Corpo Completamente Selado
Pode ser usado em ambientes internos ou externos, inclusive em más condições climáticas. (Veja detalhes no Manual do Proprietário). A qualidade das gavetas da talha atende ao padrão IP55.

Contatores
Contatores de alto desempenho, intertravados mecanicamente (talhas de única velocidade).

Inversor de Frequência Variável (VFD)
As duas velocidades são controladas pelo VFD integrado ao motor, que é padrão.

Contador Padrão de Horas de Operação
Auxilia na manutenção através do registro das partidas do motor, tempo em funcionamento e histórico do uso, mostrados em tela digital. O medidor opera independentemente da talha e é integrado ao VFD nos modelos de dupla velocidade.

Botoeira Pendente Durável
Fácil de usar, operado com uma mão apenas, padrão IP65. Funciona com tensão de 24 volts. Um cabo de aço é montado junto com o cabo da botoeira para maior segurança. A Parada de Emergência é padrão em todas as botoeiras pendentes.

Motor Altamente Resistente
Maior desempenho em testes de 60 minutos, padrão I4, isolamento do Classe B, aletas de refrigeração e proteção térmica padrão. Desenvolve mais potência do que a maioria dos concorrentes.

Roldana da Corrente
5 ou 6 cavidades profundas oferecem maior apoio à carga na corrente durante a operação. Reduz a vibração e o desgaste da corrente e oferece sustentação vertical positiva.

Conexões Diretas
Economiza tempo na instalação e na manutenção. O "Engate Rápido" substitui os fios soldados usados pela concorrência.

Corrente de Carga Resistente à Corrosão
Corrente aquejada, padrão DIN 80, oferece muito maior resistência e durabilidade.

Ganchos de Aço-Carbono Forjado
Abre-se lentamente sob cargas excessivas, sem quebrar. O uso de rolamentos permite uma rotação suave. O gancho inferior gira 360 graus. Travas de alta resistência são acessórios padrão.

Guia Exclusivo de Corrente
Permite a operação silenciosa e suave da corrente. Pode ser substituído sem desmontar a talha. Em ferro fundido, o que oferece maior resistência ao desgaste do que as peças de aço forjado usadas pela concorrência.

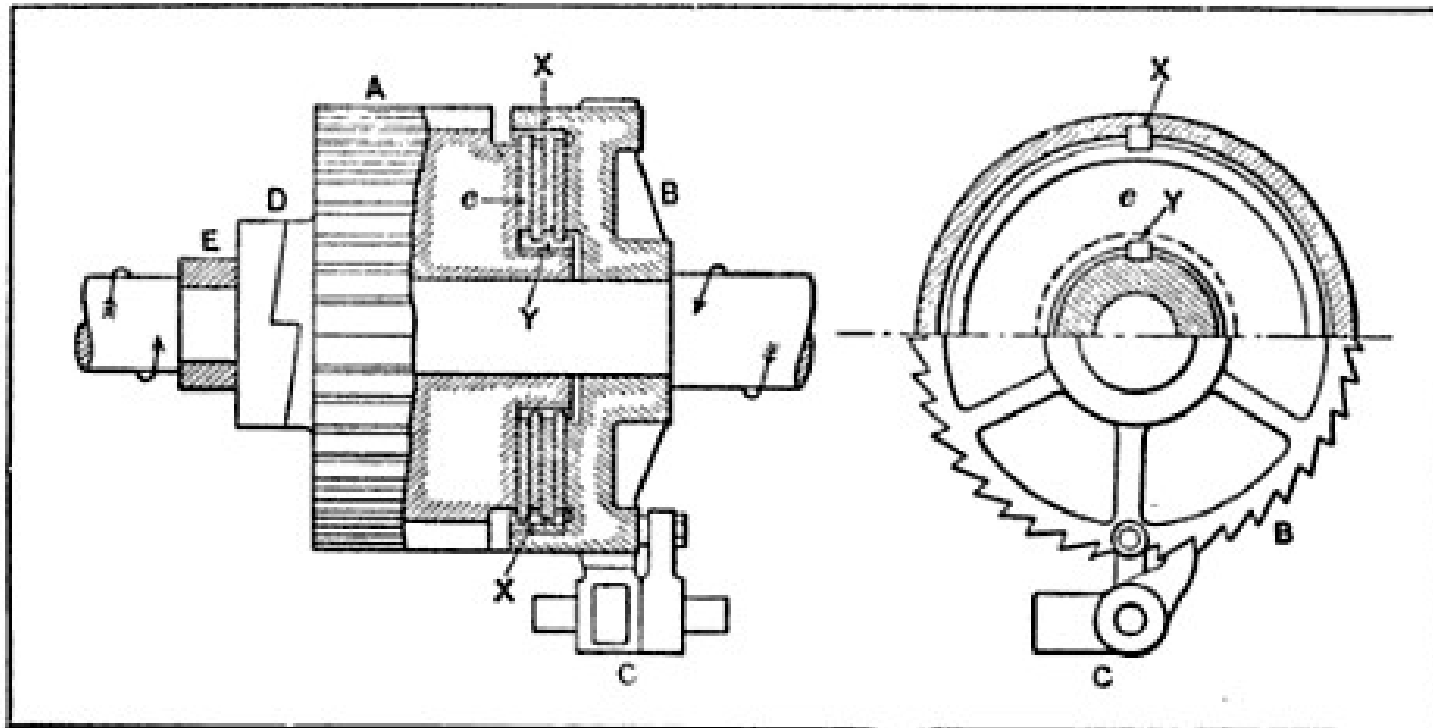
Interruptores de Fim de Curso Superior/Inferior
Interruptores de fim de curso superior e inferior oferecem um menor espaço entre os ganchos.

Condições de Operação
Uso recomendado entre -30°C e +40°C (-20°F a +104°F) e umidade 85% ou menos.

Painel de Controle de Fácil Manutenção
Disposição simples dos controles em um único painel que se abre para baixo. A capa que prende o painel contém o diagrama de ligações elétricas e permite acesso rápido no local da talha.

1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Talha Weston – Freio Weston:



1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Guincho:



1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Máquinas de fabricação especial

- ❑ **Monovias:** são talhas dotadas de sistema de translação sobre a aba inferior de uma viga I, motorizadas ou manuais;
- ❑ **Pontes Rolantes:** possuem uma estrutura horizontal em ponte que permite o movimento transversal de um guincho, simultâneo ou não com a translação da própria ponte;
- ❑ **Pórticos:** principal diferença das pontes rolantes é a estrutura própria e autônoma para a sua translação;
- ❑ **Guindastes:** qualquer máquina de levantamento dotada de lança. O elemento principal é o guincho.

1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Equipamentos de Movimentação Vertical (Içamento)

Pórtico

Catálogo

Fabricantes: Stahl, ...



1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Equipamentos de Movimentação Vertical (Içamento)

Ponte Rolante

Catálogo

Fabricantes: Demag, Stahl, ...



1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Equipamentos de Movimentação Vertical (Içamento)

Ponte Rolante

Capacidade 40t/20t



1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Equipamentos de Movimentação Vertical (Içamento)

Ponte Rolante

Qual a finalidade de dois ganchos?



1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Equipamentos de Movimentação Vertical (Içamento)

Semi-pórtico



1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Equipamentos de Movimentação Vertical (Içamento)

Diferença entre Pórtico e Ponte Rolante:

-posição do carro de transporte;

-trilhos.

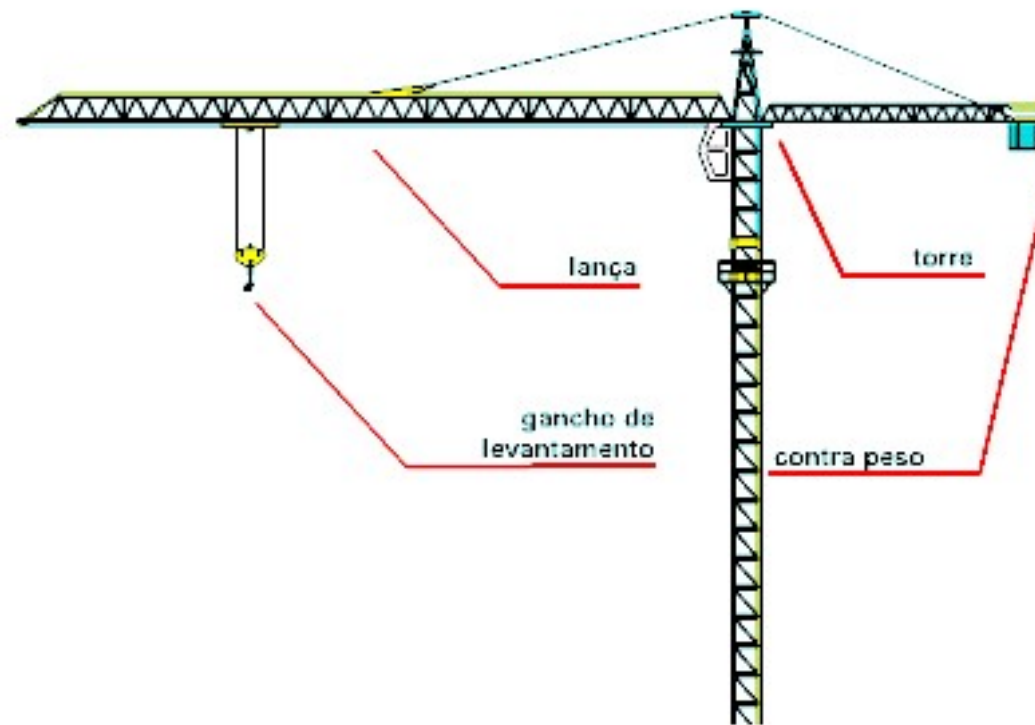


1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Equipamentos de Movimentação Vertical (Içamento)

Gruas (também chamados de Guindastes)

Componentes:

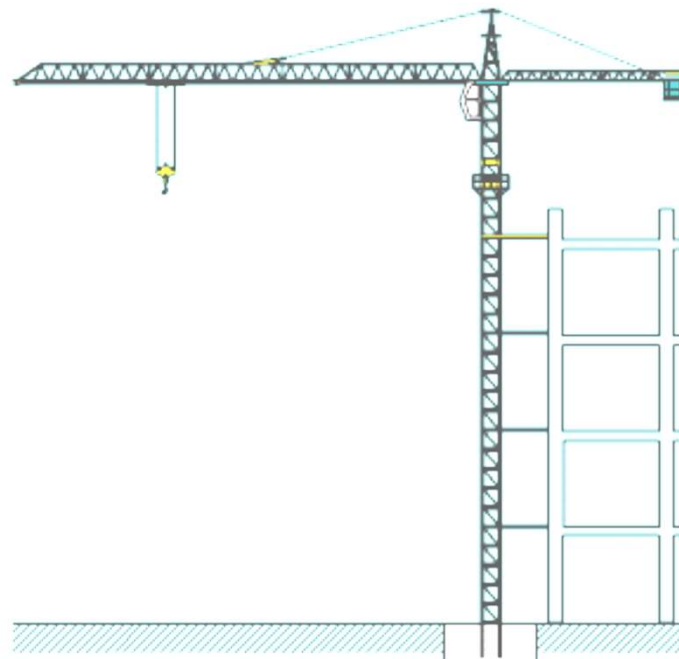


1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Equipamentos de Movimentação Vertical (Içamento)

Grua – Tipos:

Grua Fixa

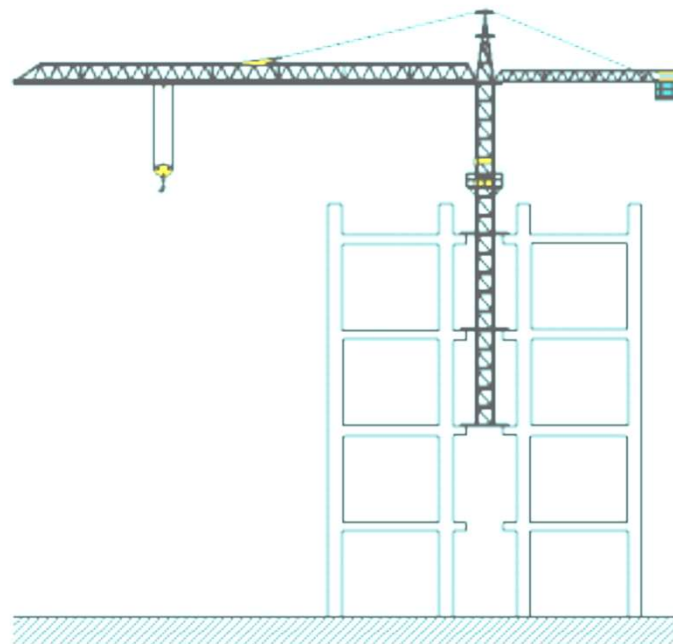


1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Equipamentos de Movimentação Vertical (Içamento)

Grua - Tipos:

Grua ascensional



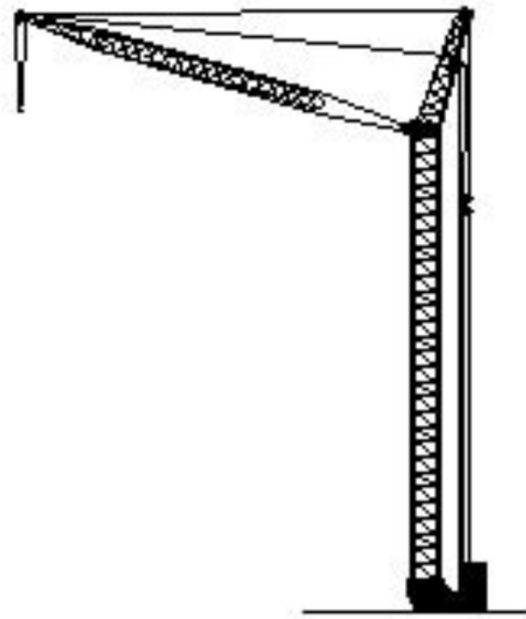
Catedral de Barcelona na Catalunha, Espanha.

1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Equipamentos de Movimentação Vertical (Içamento)

Grua – Tipos:

Grua de lança móvel (Luffing)

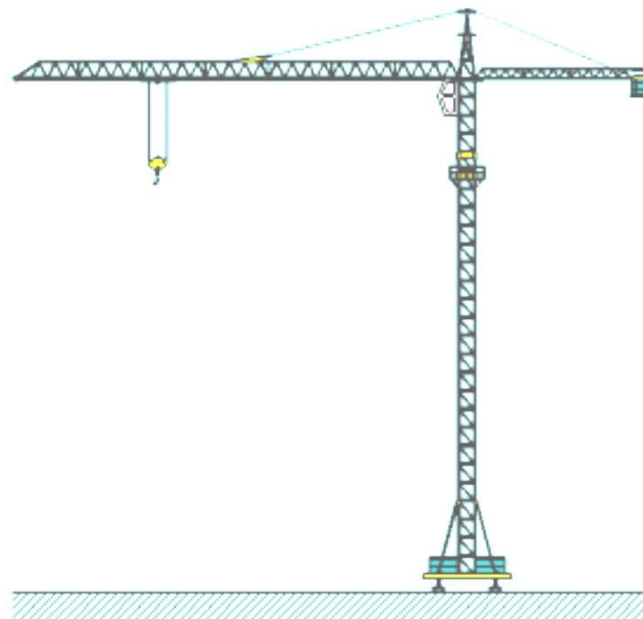


1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Equipamentos de Movimentação Vertical (Içamento)

Grua – Tipos:

Grua sobre trilhos



1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Equipamentos de Movimentação Vertical (Içamento)

Grua – Tipos:

Grua auto montante



1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Equipamentos de Movimentação Vertical (Içamento)

Como é montado uma grua no local?

- Usando um guindaste para montar os módulos da grua;
- Usando uma grua Auto Montante (vídeo);

1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Equipamentos de Movimentação Vertical (Içamento)

Grua:



1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Equipamentos de Movimentação Vertical (Içamentos)

Grua:



1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Guindaste Derick



1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Equipamentos de Movimentação Vertical (Içamento)

Gruas – Tipos:

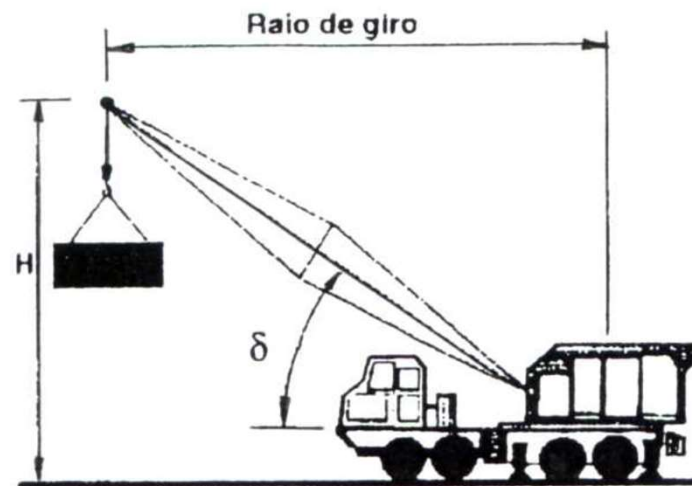
Grua sobre esteiras



1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Equipamentos de Movimentação Vertical (Içamento)

Características de identificação de um guindaste



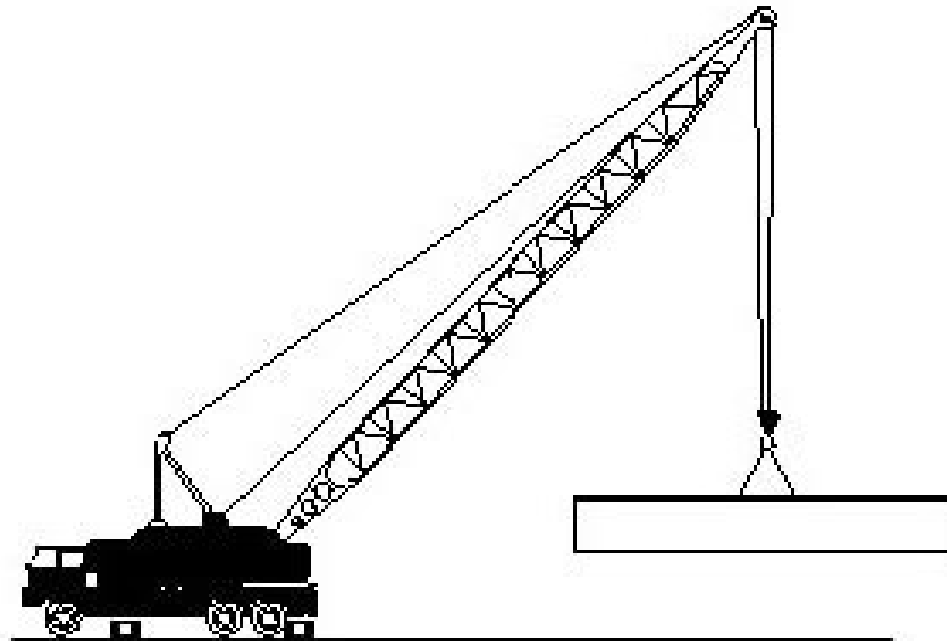
δ = ângulo da lança

H = distância de ponta de lança ao chão

1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Equipamentos de Movimentação Vertical (Içamento)

Guindastes Treliçados



1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Equipamentos de Movimentação Vertical (Içamento)

Guindastes (hidráulicos) sobre Veículos (hidráulicos)



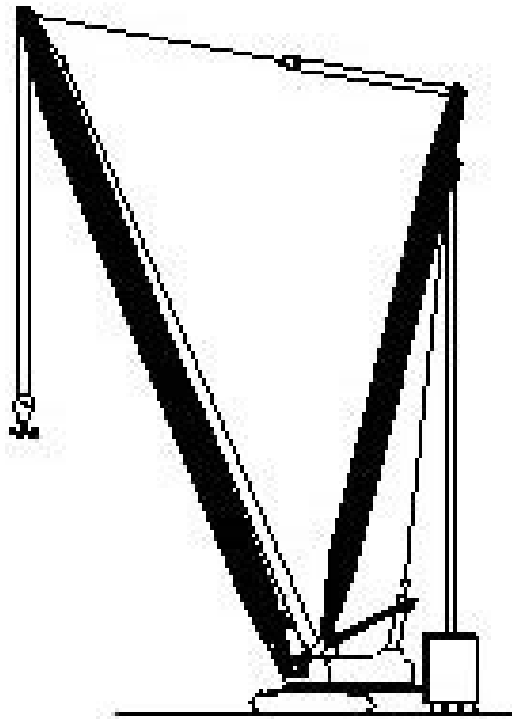
“Munck”



1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Equipamentos de Movimento Vertical (Içamento)

Guindastes com mastros (“pau de carga”)



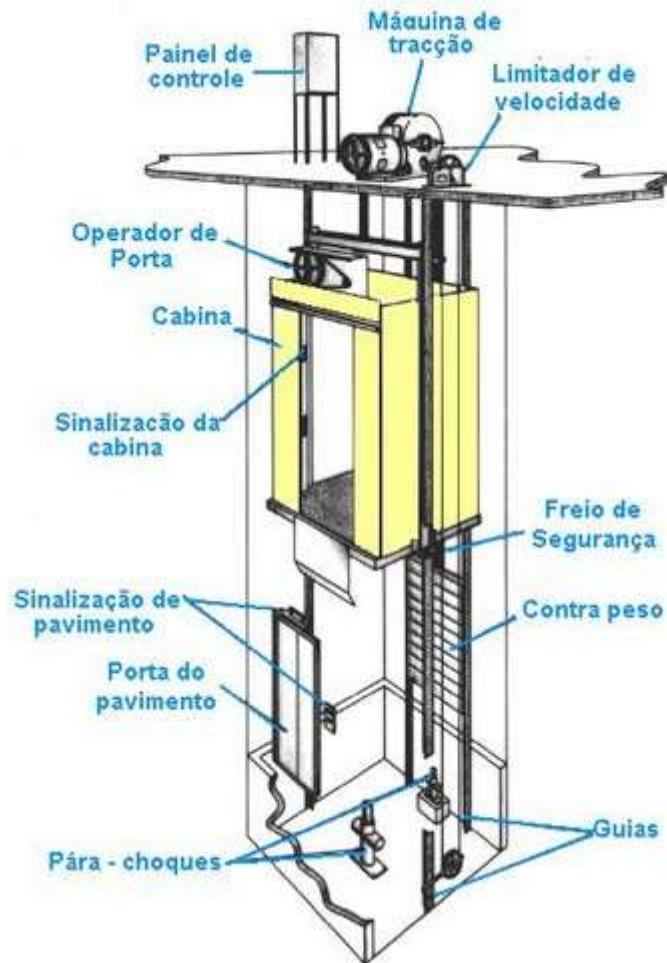
SSCV Thialf, OHT Black Marlin & North Nemba Topsides

North Nemba Project – Heerema Marine Contractors Nederland BV
North Nemba Field, Cabinda, Angola – March 5, 2001

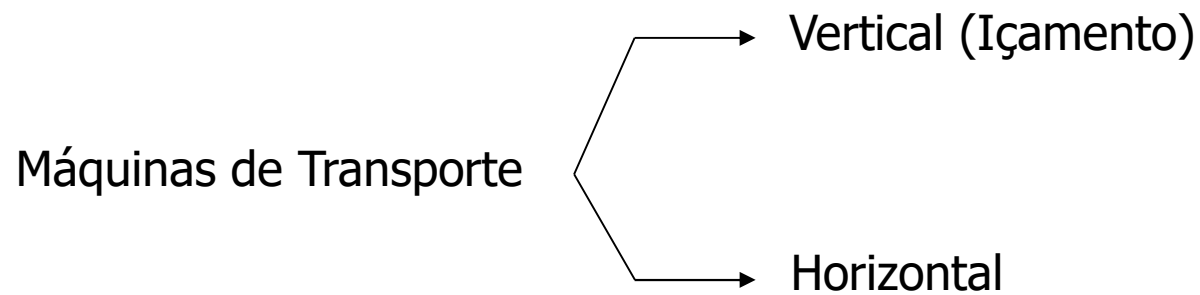
1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Equipamentos de Movimento Vertical (Içamento)

Elevador



1.2. Classificação geral das máquinas de transporte



1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Equipamentos de Movimentação Horizontal



1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Equipamentos de Movimentação Horizontal



3 eixos = “Vanderleia”

Romeu e Julieta é um caminhão que traciona reboque;

Bitrem é um cavalo tracionando dois semi-reboques, engatados entre si por meio de uma segunda quinta-roda;

Tritrem é um cavalo tracionando três semi-reboques engatados por meio duas quintas-rodas;

Rodotrem é um cavalo tracionando dois semi-reboques acoplados por meio de um dolly intermediário;

Treminhão é um caminhão tracionando dois ou mais reboques, engatados por meio de ralas.

1.2. Classificação geral das máquinas de transporte

Equipamentos de Movimentação Horizontal

Navios Heavy-Lift



Arrival Of OHT Black Marlin & North Nemba Topsides

North Nemba Project – Heerema Marine Contractors Nederland BV
North Nemba Field, Cabinda, Angola – March 5, 2001

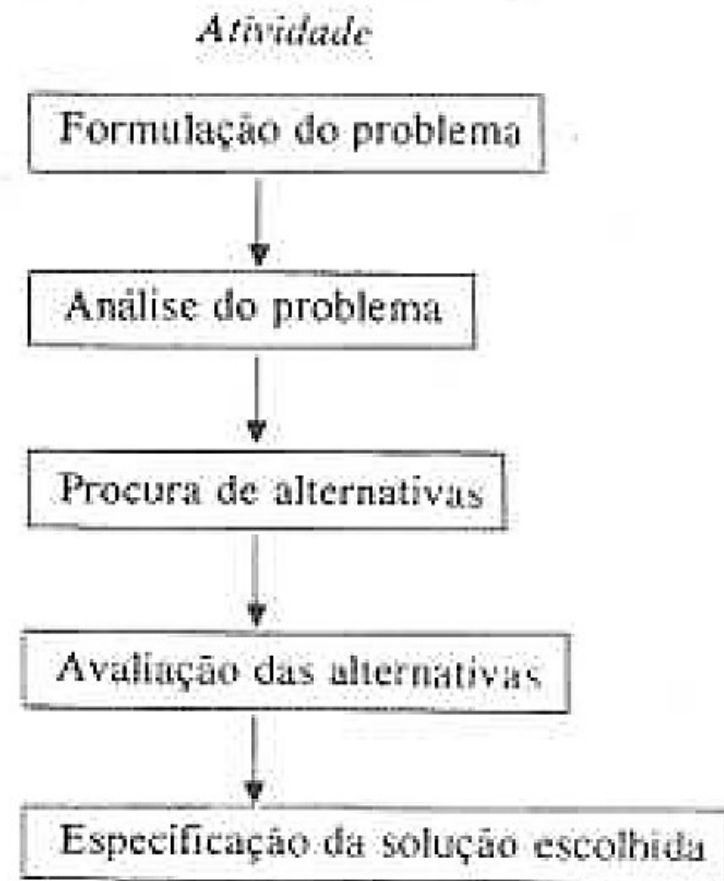
1.3. Considerações sobre projeto das máq. transp.

PROJETO

O estudo dessas máquinas é fundamental em todos os setores da Engenharia. O seu projeto lança mão dos variados conhecimentos nos campos de:

- resistência dos materiais,
- materiais de construção mecânica,
- elementos de máquinas,
- estruturas metálicas
- eletrônica.

De um modo geral , a resposta a um problema de manuseio de material, seja matéria-prima ou equipamento, implica na seguinte estratégia.



1.3. Considerações sobre projeto das máq. transp.

Sequência de resolução de problemas

O projeto propriamente dito de uma máquina de levantamento obedece em linhas gerais o diagrama abaixo.



1.3. Considerações sobre projeto das máq. transp

Normas:

NBR8400: Cálculo de Equipamento para Levantamento e Movimentação de Carga

NR11: Transporte, Movimentação, Armazenagem e Manuseio de Materiais

1.4. Classificação das máq. de transporte

1.4.1. Conceito de Classe

As máquinas de levantamento são sempre sujeitas a **solicitações repetidas**. Daí a necessidade de um critério que leve em consideração o **fator dinâmico e sua influência**.

O conceito de classe leva em conta a **frequência de utilização**. A norma **DIN4130** é a norma internacional que adota o critério de classe para o projeto de máquinas de elevação e transporte. A norma análoga nacional, que adota critério semelhante é a **NBR8400**.



O conceito de classe das máquinas de levantamento é regido pela norma **NBR8400** e internacionalmente pela norma **DIN4130**

1.4. Classificação das máq. de transporte

1.4.1. Conceito de Classe

Norma: DIN4130

CLASSE I

Máquinas manuais ou motorizadas para serviços ocasionais, como, por exemplo, para montagem de usina de força. Movimentos de baixa velocidade, 150% da capacidade nominal. O número de operações a plena carga é 6 por hora. Os rolamentos devem ser dimensionados para 3.000 horas de vida útil.

CLASSE II

Máquinas para serviço leve, como oficinas mecânicas, armazéns. Velocidades baixas, 125% da capacidade nominal. As operações por hora variam de 6 a 18 e os rolamentos devem ser dimensionados para 5.000 horas de vida útil.

CLASSE III

Máquinas para serviço moderado, como para fundições leves, pátios de depósito, montagens. Velocidades médias, serviço intermitente moderado, capacidade nominal de 100%. As operações por hora variam de 18 a 30 e os rolamentos devem ter vida útil de 15.000 horas.

1.4. Classificação das máq. de transporte

1.4.1. Conceito de Classe

Norma: DIN4130

CLASSE IV

São máquinas para serviço constante pesado, como em fundições e linhas de produção pesada. Velocidades médias e rápidas; 30 a 60 operações por hora, com rolamentos previstos para 30.000 horas de vida útil.

CLASSE V

Máquinas para serviço muito pesado, como na operação de eletroímãs, caçambas, equipamentos para grande siderurgia (fornos Pit, estripadeiras, de cadinho, lingoteira, fornos Siemens-Martin etc.). Aqui as altas velocidades conjugadas a um serviço constante em ambiente desfavorável exigem construção robusta. Número de operações por hora superior a 60. Capacidade nominal de 50%. Rolamentos para 50.000 horas de vida útil.

1.4. Classificação das máq. de transporte

1.4.1. Conceito de Classe

Norma: DIN4130

Essas 5 classes ficam mais claras se traduzidas em carga nominal.

≡ Por exemplo:

Uma **ponte rolante** de capacidade nominal de **60t**, na **classe III**, considerada como padrão de referência. Assim, as seguintes cargas admissíveis no carro são:

Classe I	— 90 t (150%)
Classe II	— 75 t (125%)
Classe III	— 60 t (100%) nominal
Classe IV	— 45 t (75%)
Classe V	— 30 t (50%)

Portanto, a seleção adequada dos equipamentos depende da classe escolhida, havendo entretanto fatores diversos (abrasão, poeira, temperatura) que podem introduzir modificações na classe de operação.

1.4. Classificação das máq. de transporte

1.4.1. Conceito de Classe

Para fins práticos apresentar-se-á nesta disciplina um conceito correlato as normas DIN e F.E.M., utilizando as normas nacionais tornando a definição de classe mais fina e flexível.

Este conceito é apresentado ao longo do capítulo seguinte.



O conceito de classe das máquinas de levantamento é regido pela norma **NBR8400**

Capítulo 2 – Levantamento e Movimentação de carga (NBR)

- ≡ Componentes de uma Máquina de Transporte
- ≡ Norma NBR8400
 - ≡ Definições
 - ≡ Estrutura
 - ≡ Procedimentos e Classificações

2.1. Componentes de uma Máquina de Transporte

Órgãos flexíveis de elevação (correntes e cabos);

Polias, sistemas de polias, rodas dentadas para correntes;

Dispositivos de manuseios de carga;

Dispositivos de retenção e frenagem;

Motores;

Transmissões (eixos e árvores, mancais, etc);

Trilhos e rodas de translação;

Estruturas;

Aparelhos de controle.

2.2. NBR8400

2.2.1. Definições

Definições NBR 8400:

Carga útil

Carga que é sustentada pelo gancho ou outro elemento de içamento (eletroímã, caçamba, etc.).

Carga de serviço

Carga útil acrescida da carga dos acessórios de içamento (moitão, gancho, caçamba, etc.).

Carga permanente sobre um elemento

Soma das cargas das partes mecânicas, estruturais e elétricas fixadas ao elemento, devidas ao peso próprio de cada parte.

Serviço intermitente

Serviço em que o equipamento deve efetuar deslocamentos da carga com numerosos períodos de parada durante as horas de trabalho.

2.2. NBR8400

2.2.1. Definições

Serviço intensivo

Serviços em que o equipamento é quase permanentemente utilizado durante as horas de trabalho, sendo os períodos de repouso muito curtos; é particularmente o caso dos equipamentos que estão incluídos em um ciclo de produção, devendo executar um número regular de operações.

Turno

Período de 8 h de trabalho.

Translação

Deslocamento horizontal de todo o equipamento.

Direção

Deslocamento horizontal do carro do equipamento.

Orientação

Deslocamento angular horizontal da lança do equipamento.

2.2. NBR8400

2.2.2. Estrutura

Estruturas NBR 8400:

As estruturas dos equipamentos serão classificadas em diversos grupos, conforme o serviço que irão executar, a fim de serem determinadas as solicitações que deverão ser levadas em consideração no projeto. Para determinação do grupo a que pertence a estrutura de um equipamento, são levados em conta dois fatores:

- a) classe de utilização;
- b) estado de carga/tensões.

2.2. NBR8400

2.2.2. Estrutura

Estruturas NBR 8400:

Classe de utilização da estrutura dos equipamentos

A classe de utilização caracteriza a frequência de utilização dos equipamentos. Não em função da utilização do movimento de levantamento, definindo-se quatro classes de utilização, conforme a tabela 1, que servem de base para o cálculo das estruturas.

Tabela 1 - Classes de utilização

Classe de utilização	Frequência de utilização do movimento de levantamento	Numero convencional de ciclos de levantamento
A	Utilização ocasional não regular, seguida de longos períodos de repouso	$6,3 \times 10^4$
B	Utilização regular em serviço intermitente	$2,0 \times 10^5$
C	Utilização regular em serviço intensivo	$6,3 \times 10^5$
D	Utilização em serviço intensivo severo, efetuado, por exemplo, em mais de um turno	$2,0 \times 10^6$

Obs.: Considera-se que um ciclo de levantamento é iniciado no instante em que a carga é içada e termina no momento em que o equipamento está em condições de iniciar o levantamento seguinte.

2.2. NBR8400

2.2.2. Estrutura

Estruturas NBR 8400:

Classe de utilização da estrutura dos equipamentos

Exemplo:

Vida útil esperada: 15 a 25 anos

Ponte rolante: 50 t

Número de utilizações por dia: 5

$$n^{\circ} \text{ ciclos_levant} = 5(\text{utilizacoes / dia}) \cdot 360(\text{ou } 260 \text{ dias úteis}) \cdot 20(\text{anos}) = 36000$$

Tabela 1 - Classes de utilização

Classe de utilização	Frequência de utilização do movimento de levantamento	Numero convencional de ciclos de levantamento
A	Utilização ocasional não regular, seguida de longos períodos de repouso	$6,3 \times 10^4$
B	Utilização regular em serviço intermitente	$2,0 \times 10^5$
C	Utilização regular em serviço intensivo	$6,3 \times 10^5$
D	Utilização em serviço intensivo severo, efetuado, por exemplo, em mais de um turno	$2,0 \times 10^6$

2.2. NBR8400

2.2.2. Estrutura

Estruturas NBR 8400:

Estado de carga/tensões

O estado de carga caracteriza em que proporção o equipamento levanta a carga máxima, ou somente uma carga reduzida, ao longo de sua vida útil. Esta noção pode ser ilustrada por diagramas que representam o número de ciclos para os quais uma certa fração P da carga máxima ($F/F_{m\acute{a}x.}$) será igualada ou excedida ao longo da vida útil do equipamento, caracterizando a severidade de serviço do mesmo. Estes quatro estados de carga estão definidos na tabela 2.

Tabela 2 - Estados de carga

Estado de carga	Definição	Fração mínima da carga máxima
0 (muito leve)	Equipamentos levantando excepcionalmente a carga nominal e comumente cargas muito reduzidas	$P = 0$
1 (leve)	Equipamentos que raramente levantam a carga nominal e comumente cargas de ordem de $1/3$ da carga nominal	$P = 1/3$
2 (médio)	Equipamentos que freqüentemente levantam a carga nominal e comumente cargas compreendidas entre $1/3$ e $2/3$ da carga nominal	$P = 2/3$
3 (pesado)	Equipamentos regularmente carregados com a carga nominal	$P = 1$

Exemplo:
 $P = 1/3$
 $1/3$ da capacidade

2.2. NBR8400

2.2.2. Estrutura

Estruturas NBR 8400:

Classificação em grupos da estrutura dos equipamentos e seus elementos

A partir das classes de utilização e dos estados de cargas levantadas (ou dos estados de tensões para os elementos), classificam-se as estruturas ou seus elementos em seis grupos, conforme a Tabela 4.

Tabela 4 - Classificação da estrutura dos equipamentos (ou elementos da estrutura) em grupos

Estado de cargas (ou estado de tensões para um elemento)	Classe de utilização e número convencional de ciclos de levantamento (ou de tensões para um elemento)			
	A $6,3 \times 10^4$	B $2,0 \times 10^5$	C $6,3 \times 10^5$	D $2,0 \times 10^6$
0 (muito leve) P = 0	1	2	3	4
1 (leve) P = 1/3	2	3	4	5
2 (médio) P = 2/3	3	4	5	6
3 (pesado) P = 1	4	5	6	6

2.2. NBR8400

2.2.2. Estrutura

Estruturas NBR 8400:

Os diversos grupos indicados na Tabela 4 classificam a estrutura para os equipamentos como um conjunto e determinam o valor do coeficiente da majoração M_x , que por sua vez caracteriza o dimensionamento da estrutura.

Tabela 10 - Valores do coeficiente de majoração para equipamentos industriais

Grupos	1	2	3	4	5	6
M_x	1	1	1	1,06	1,12	1,20

Entretanto, para os cálculos de fadiga, não é sempre possível utilizar o grupo do equipamento como critério único para a verificação de todos os elementos da estrutura, pois o número de ciclos de solicitação e os estados de tensões podem, para certos elementos, ser sensivelmente diferentes da classe de utilização e dos estados de carga do equipamento; nestes casos deve-se determinar para tais elementos o grupo a ser utilizado na verificação à fadiga.

2.2. NBR8400

2.2.2. Estrutura

Estruturas NBR 8400:

Tabela 10 - Valores do coeficiente de majoração para equipamentos industriais

Grupos	1	2	3	4	5	6
M_x	1	1	1	1,06	1,12	1,20

Tabela 11 - Valores do coeficiente de majoração para equipamentos utilizados na siderurgia e classificados no grupo 6

Equipamento	M_x	
Pontes, semipórticos e pórticos para pátio de sucata com ou sem eletrolimã	1,20	
Pontes, semipórticos e pórticos sem guta para manuseio de chapas, tarugos, trefilados, bobinas, barras e perfis		
Pontes para recozimento e decapagem		
Pontes com gancho para transporte de lingotelas		
Pontes para carregamento de metal líquido, mistura de metal e vazamento (ponte panela)		
Pontes com caçamba para sucata do forno elétrico		
Pórticos para quebra de casca e carepa		
Pórticos para bacia de decantação (limpeza de água)		
Pontes de quebra de gusa e crosta		1,25
Pontes, semipórticos e pórticos com guta de carga para manuseio de chapas, tarugos, trefilados, bobinas, barras e perfis		
Pontes de viga giratória	1,35	
Pontes para recuperação de carepa		
Pontes, semipórticos e pórticos sem guta de carga para basculamento de chapas (escarfagem)		
Pontes para carregamento de sucata na aciaria		
Semipórticos para carregamento da caçamba do BOF		
Pontes e pórticos para transporte da panela de escória		
Pórticos para coqueria		
Pórticos para coleta e mistura de minérios		
Pontes, semipórticos e pórticos com guta de carga para basculamento de chapas (escarfagem)		1,45
Pontes para manuseio de lingotes e lingotelas		
Pontes estripadoras		
Pontes para forno poço		
Pontes para carregamento de forno		
Pontes com virador de forja		

2.2. NBR8400

2.2.2. Estrutura

Estruturas NBR 8400:

Classificação em grupos da estrutura dos equipamentos e seus elementos

Exemplo:

Estado de carga >> $P=2/3$ >> tipo 2 médio

Classe de utilização >> C utilização em serviço intensivo >> $6,3 \times 10^5$

Qual é o valor do coeficiente de majoração M_x ?

Tabela 4 - Classificação da estrutura dos equipamentos (ou elementos da estrutura) em grupos

Estado de cargas (ou estado de tensões para um elemento)	Classe de utilização e número convencional de ciclos de levantamento (ou de tensões para um elemento)			
	A $6,3 \times 10^4$	B $2,0 \times 10^5$	C $6,3 \times 10^5$	D $2,0 \times 10^6$
0 (muito leve) $P=0$	1	2	3	4
1 (leve) $P=1/3$	2	3	4	5
2 (médio) $P=2/3$	3	4	5	6
3 (pesado) $P=1$	4	5	6	6

Tabela 10 - Valores do coeficiente de majoração para equipamentos industriais

Grupos	1	2	3	4	5	6
M_x	1	1	1	1,06	1,12	1,20

2.2. NBR8400

2.2.2. Estrutura

Estruturas NBR 8400:

O cálculo da estrutura do equipamento é efetuado determinando-se as tensões atuantes na mesma durante o seu funcionamento. Estas tensões são calculadas com base nas seguintes solicitações:

- a) principais exercidas sobre a estrutura do equipamento suposto imóvel, no estado de carga mais desfavorável;
- b) devidas aos movimentos verticais;
- c) devidas aos movimentos horizontais;
- d) devidas aos efeitos climáticos;
- e) diversas.

2.2. NBR8400

2.2.2. Estrutura

Estruturas NBR 8400:

a) Solicitações principais

As solicitações principais são:

a) as devidas aos pesos próprios dos elementos, S_G ;

b) as devidas à carga de serviço, S_L .

Os elementos móveis são supostos na posição mais desfavorável. Cada elemento de estrutura é calculado para uma determinada posição do equipamento, cujo valor da carga levantada (compreendida entre 0 e a carga de serviço) origina, no elemento considerado, as tensões máximas.

Em certos casos a tensão máxima pode corresponder à ausência de carga de serviço.

2.2. NBR8400

2.2.2. Estrutura

Estruturas NBR 8400:

b) Solicitações devido aos movimentos verticais

As solicitações devidas aos movimentos verticais são provenientes do içamento relativamente brusco da carga de serviço, durante o levantamento, e de choques verticais devidos ao movimento sobre o caminho de rolamento.

Nas solicitações devidas ao levantamento da carga de serviço, levam-se em conta as oscilações provocadas pelo levantamento brusco da carga, multiplicando-se as solicitações devidas à carga de serviço por um fator chamado coeficiente dinâmico (ψ).

O valor do coeficiente dinâmico a ser aplicado à solicitação devida à carga de serviço é dado na Tabela 5.

2.2. NBR8400

2.2.2. Estrutura

Estruturas NBR 8400:

b) Solicitações devido aos movimentos verticais

O coeficiente dinâmico determina o valor da amplitude máxima das oscilações na estrutura no momento do levantamento da carga.

Mais usual

Tabela 5 - Valores do coeficiente dinâmico ψ

Equipamento	Coeficiente dinâmico ψ	Faixa de velocidade de elevação da carga (m/s)
Pontes ou pórticos rolantes	1,15	$0 < v_L \leq 0,25$
	$1 + 0,6 v_L$	$0,25 < v_L < 1$
	1,60	$v_L \geq 1$
Guindaste com lanças	1,15	$0 < v_L \leq 0,5$
	$1 + 0,3 v_L$	$0,5 < v_L < 1$
	1,3	$v_L \geq 1$

v_L velocidade de levantamento com máximo de 1 m/s

2.2. NBR8400

2.2.2. Estrutura

Estruturas NBR 8400:

S_G =Solicitação devido ao peso próprio

b)Solicitações devido aos movimentos verticais

S_L =Solicitação devido a carga de serviço

Para certos equipamentos, as solicitações devidas ao peso próprio e as devidas à carga de serviço são de sinais contrários e convém, nestes casos, comparar a solicitação do equipamento em carga, aplicando o coeficiente dinâmico à carga de serviço, com a solicitação do equipamento em vazio, levando em conta as oscilações provocadas pelo assentamento de carga, ou seja:

a) determinar a solicitação total no assentamento da carga pela expressão:

$$S_G - S_L \left(\frac{\psi - 1}{2} \right)$$

b) comparar com a solicitação do equipamento em carga determinada pela expressão:

$$S_G + \psi S_L$$

Comparar e utilizar para os cálculos o valor mais desfavorável.

2.2. NBR8400

2.2.2. Estrutura

Estruturas NBR 8400:

c) *Solicitações devido aos movimentos horizontais*

As solicitações devidas aos movimentos horizontais são:

a) os efeitos da inércia devidos às acelerações ou desacelerações dos movimentos de direção, de translação, de orientação e de levantamento de lança, calculáveis em função dos valores destas acelerações ou desacelerações (Tabela 6);

b) os efeitos de forças centrífugas;

c) as reações horizontais transversais provocadas pela translação direta;

d) os efeitos de choque.

Tabela 6 - Tempos de aceleração e acelerações

Velocidade a atingir		Equipamentos de velocidade lenta e média		Equipamentos de velocidade média e alta (aplicações comuns)		Equipamentos de alta velocidade com fortes acelerações	
(m/s)	(m/min)	Tempos de aceleração (s)	Acelerações (m/s ²)	Tempos de aceleração (s)	Acelerações (m/s ²)	Tempos de aceleração (s)	Acelerações (m/s ²)
4,00	240	-	-	8,0	0,50	6,0	0,67
3,15	189	-	-	7,1	0,44	5,4	0,58
2,50	150	-	-	6,3	0,39	4,8	0,52
2,00	120	9,1	0,22	5,6	0,35	4,2	0,47
1,60	96	8,3	0,19	5,0	0,32	3,7	0,43
1,00	60	6,6	0,15	4,0	0,25	3,0	0,33
0,63	37,8	5,2	0,12	3,2	0,19	-	-
0,40	24	4,1	0,098	2,5	0,16	-	-
0,25	15	3,2	0,078	-	-	-	-
0,16	9,6	2,5	0,064	-	-	-	-

2.2. NBR8400

2.2.2. Estrutura

Estruturas NBR 8400:

d) devidas aos efeitos climáticos

As solicitações devidas aos efeitos climáticos são as resultantes das seguintes causas:

- a) ação do vento;
- b) variação de temperatura.

A ação do vento depende essencialmente da forma do equipamento. Admite-se que o vento possa atuar horizontalmente em todas as direções. Esta ação é traduzida pelos esforços de sobrepressão e de depressão cujos valores são proporcionais à pressão aerodinâmica.

A pressão aerodinâmica é determinada pela fórmula:

$$P_a = \frac{V_w^2}{1,6}$$

V_w é a velocidade do vento em m/s.

2.2. NBR8400

2.2.2. Estrutura

Estruturas NBR 8400:

d) devidas aos efeitos climáticos

Tabela 7 - Valores da pressão aerodinâmica

Altura em relação ao solo	Vento limite de serviço			Vento máximo (equipamento fora de serviço)		
	Velocidade		Pressão aerodinâmica (N/m ²)	Velocidade		Pressão aerodinâmica (N/m ²)
(m)	(m/s)	(km/h)		(m/s)	(km/h)	
0 a 20	20	72	250	36	130	800
20 a 100				42	150	1100
Mais de 100				48	165	1300

O esforço devido à ação do vento em uma viga é uma força cujo componente na direção do vento é dado pela relação:

$$F_w = C.A.P_a$$

A é a superfície exposta ao vento em um plano perpendicular [m²];

C é o coeficiente aerodinâmico que depende da configuração da viga;

P_a é a pressão aerodinâmica, [N/m²].

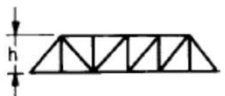
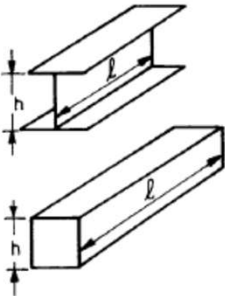
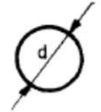
2.2. NBR8400

2.2.2. Estrutura

Estruturas NBR 8400:

d) devidas aos efeitos climáticos

Tabela 8 - Valores de coeficiente aerodinâmico

Tipo de viga	Croqui	Relação	Coeficiente aerodinâmico (C)
Treliça composta por perfis		-	1,6
Viga de alma cheia ou caixa fechada		$\frac{l}{h} = 20$	1,6
		$\frac{l}{h} = 10$	1,4
		$\frac{l}{h} = 5$	1,3
		$\frac{l}{h} = 2$	1,2
Elementos tubulares e treliça composta por tubos (d em m)		$d\sqrt{P_a / 10} \leq 1$	1,2
		$d\sqrt{P_a / 10} > 1$	0,7

2.2. NBR8400

2.2.2. Estrutura

Estruturas NBR 8400:

e) diversas

Para o dimensionamento de acessos e passadiços, cabinas, plataformas, prevê-se como cargas concentradas:

- a) 3000 N para acessos e passadiços de manutenção, onde podem ser depositados materiais;
- b) 1500 N para acessos e passadiços destinados somente à passagem de pessoas;
- c) 300 N de esforço horizontal nos guarda-corpos e corrimãos.

2.2. NBR8400

2.2.2. Estrutura

Estruturas NBR 8400:

Casos de solicitação:

São previstos nos cálculos três casos de solicitações:

- a) Caso I – serviço normal sem vento;
- b) Caso II – serviço normal com vento limite de serviço;
- c) Caso III – Solicitações excepcionais.



Exemplo NBR8400 - Estrutura

Caso I – Equipamentos em serviço normal sem vento

Estruturas NBR 8400:

Caso I – Equipamentos em serviço normal sem vento

Considera-se:

as solicitações estáticas devido ao peso próprio S_G ;

as solicitações devidas à carga de serviço S_L multiplicadas pelo coeficiente dinâmico Ψ ;

os dois efeitos horizontais mais desfavoráveis.

O conjunto é multiplicado pelo coeficiente de majoração M_x .

$$\sigma_a \geq M_x (S_G + \psi \cdot S_L + S_H)$$



Exemplo NBR8400 - Estrutura

Caso II – Equipamentos em serviço normal com vento

Estruturas NBR 8400:

Caso II – Equipamentos em serviço normal com vento

Considera-se:

as solicitações do caso I;

as solicitações devidas os efeitos dos ventos S_W ;

Eventualmente, a solicitação devido a variação de temperatura.

$$\sigma_a \geq M_x (S_G + \psi \cdot S_L + S_H) + S_W$$



Exemplo NBR8400 - Estrutura

Caso III – Equip. submetidos a solicitações excepcionais

Estruturas NBR 8400:

Caso III – Equipamentos submetidos a solicitações excepcionais

As solicitações excepcionais são os seguintes casos:

- a) Equipamentos fora de serviço com vento máximo;
- b) Equipamentos em serviço sob efeito de amortecimento;



Exemplo NBR8400 - Estrutura

Caso III – Equip. submetidos a solicitações excepcionais

Estruturas NBR 8400:

Caso III – Equipamentos submetidos a solicitações excepcionais

ρ_1 e ρ_2 são os coeficientes de sobrecarga;

ρ_1 → Coeficiente de ensaio dinâmico=1,2/carga nominal

ρ_2 → Coeficiente de ensaio estático=1,4/carga nominal

$$\sigma_a \geq S_G + S_{WMAX}$$

ocorrência de vento máximo

$$\sigma_a \geq S_G + S_L + S_T$$

ocorrência de choques

$$\sigma_a \geq S_G + \Psi \rho_1 S_L \quad \text{ou} \quad \sigma_a \geq S_G + \rho_2 S_L$$

ocorrência de sobrecarga

2.2. NBR8400

2.2.2. Estrutura (Método de Cálculo)

Estruturas NBR 8400:

Método de Cálculo:

Equações Genéricas de Projeto – Limite de Escoamento:

Caso I: $\sigma_a \geq M_x (S_G + \psi \cdot S_L + S_H)$

Caso II: $\sigma_a \geq M_x (S_G + \psi \cdot S_L + S_H) + S_W$

Caso III: $\sigma_a \geq S_G + S_{WMAX}$
 $\sigma_a \geq S_G + S_L + S_T$

$\sigma_a \geq S_G + \Psi \rho_1 S_L$ ou $\sigma_a \geq S_G + \rho_2 S_L$

ocorrência de vento máximo

ocorrência de choques

ocorrência de sobrecarga

S_G solicitação do peso próprio

S_H solicitação horizontal

M_x coeficiente de majoração

S_L solicitação devido a carga

S_W solicitação do vento

S_T solicitação de choque

Ψ coeficiente dinâmico

2.2. NBR8400

2.2.2. Estrutura (Método de Cálculo)

Estruturas NBR 8400:

Método de Cálculo:

Equações Genéricas de Projeto – Limite de Escoamento:

Nos **elementos solicitados à tração ou compressão simples**, a tensão de tração ou compressão calculada não deve ultrapassar os valores da tensão admissível σ_a dados pela tabela 12, para aços com $\sigma_e/\sigma_r < 0,7$.

Tabela 12 - Tensões admissíveis à tração (ou compressão) simples

Casos de solicitação	Caso I	Caso II	Caso III
Tensão admissível σ_a	$\frac{\sigma_e}{1,5}$	$\frac{\sigma_e}{1,33}$	$\frac{\sigma_e}{1,1}$



Estudo Dirigido Atividade em grupo (em sala)

DIMENSIONAMENTO PONTE ROLANTE - EXEMPLO

Características construtivas da ponte rolante:

CARACTERÍSTICAS	DADOS	UNID.
Altura de levante	5	m
Distância de translação da talha	4,7	m
Distância de translação da ponte	24	m
Carga de serviço	5000	Kg
Velocidade de elevação	$\leq 0,1$	m/s
Velocidade de translação da talha	$\leq 0,5$	m/s
Velocidade de translação da ponte	$\leq 0,5$	m/s
Tempo médio diário de funcionamento	4	h
Material	AÇO SAE 1020 Laminado à frio	

Viga da ponte: Perfil I

Peso da viga: 53 kg/m

Comprimento da viga: 5,5 m

Velocidade de elevação: 0,1 m/s

Peso estimado talha e trole: 500 kg

Carga nas rodas: 5792 kg

Coefficiente devido ao rolamento: 0,12

Número convencional de ciclos: $6,3 \times 10^4$

Estado de carga: $P=2/3$



Estudo Dirigido
Atividade em grupo (em sala)
DIMENSIONAMENTO PONTE ROLANTE - EXEMPLO

EXERCICIO - DIMENSIONAMENTO PONTE ROLANTE - EXEMPLO
Resolução em sala de aula.

Capítulo 3 – Elementos Mecânicos Flexíveis

- ≡ Correias
 - ≡ Transmissão de Correias Planas e Redondas
 - ≡ Correias em V e Trapezoidais
 - ≡ Correias de Tempo *
- ≡ Correntes
 - ≡ Correntes soldadas *
 - ≡ Correntes de Rolos
- ≡ Corda/Cabo de Fio
- ≡ Cintas de Elevação

3. Elementos Mecânicos Flexíveis

Introdução

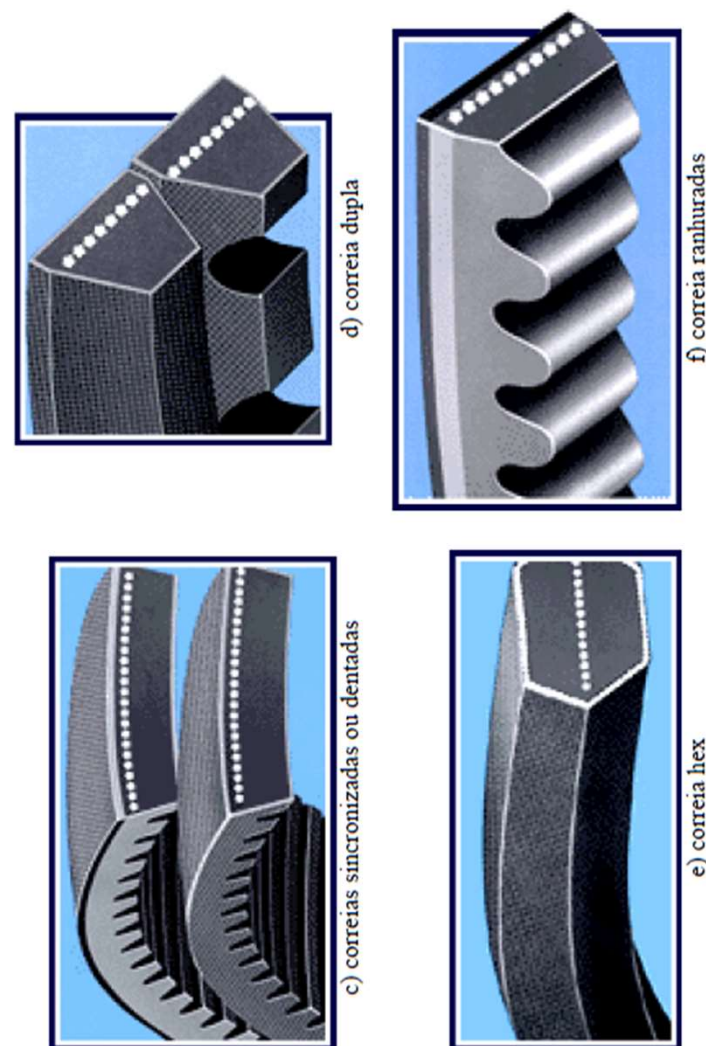
Correias, cordas, cabos, correntes e outros elementos similares, elásticos ou flexíveis, de máquinas são usados em sistemas de transporte e na transmissão de potência por comparativamente **longas distâncias**. Com frequência, esses elementos podem ser utilizados para substituir engrenagens, eixos, mancais e outros dispositivos rígidos de transmissão de potência. Em muitos casos, **seu uso simplifica o projeto de uma máquina** e substancialmente **reduz o custo**.

Além disso, visto que tais elementos são elásticos e normalmente muito longos, eles ocupam uma posição importante no que diz respeito a **absorver cargas de choque e amortecer e isolar os efeitos de vibração**. Essa é uma vantagem importante para a vida da máquina.

3.1. Correias

As correias, juntamente com as polias são um dos meios mais antigos de transmissão de movimento. É um elemento flexível, normalmente utilizado para transmissão de potência entre dois eixos paralelos distantes. Elas são fabricadas em várias formas e com diversos materiais. Os tipos mais comuns estão apresentados na figura 1.1.

As correias são largamente utilizadas nas indústrias de máquinas operatrizes (M.Opt) e automotiva; são encontradas em diversos equipamentos, desde pequenos aparelhos eletrônicos até equipamentos industriais de grande porte.



3.1. Correias

O grande sucesso na utilização das correias é devido, principalmente, às seguintes razões: a boa economia proporcionada por esta transmissão, sua grande versatilidade e a segurança.

Razões econômicas

- ❑ padronização,
- ❑ facilidade de montagem e manutenção (a disposição é simples e o acoplamento e o desacoplamento são de fácil execução),
- ❑ ausência de lubrificantes e
- ❑ durabilidade, quando adequadamente projetadas e instaladas.

3.1. Correias

Razões de segurança

- ❑ reduzem significativamente choques e vibrações devido à sua flexibilidade e ao material que proporciona uma melhor absorção de choques e amortecimento, evitando a sua propagação,
- ❑ limitam sobrecargas pela ação do deslizamento (podem funcionar como “fusível mecânico”).
- ❑ funcionamento silencioso,

Razões de versatilidade

- ❑ permitem grandes variações de velocidade (i recomendado ≤ 6)
- ❑ possibilitam rotações nos mesmo sentido (correia aberta) ou em sentidos opostos (correia fechada) – Figura 1.9.
- ❑ facilidade de variação de velocidade:
 - ❑ contínuo (fig1.2.a) // descontínuo (pol.escalonadas–fig.1.2.b)

3.1. Correias

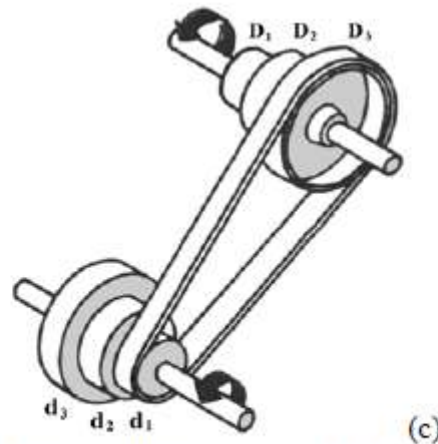
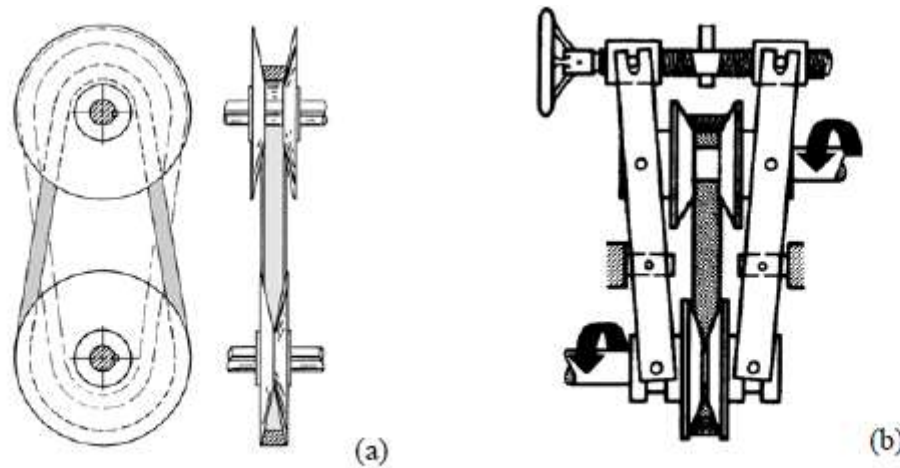
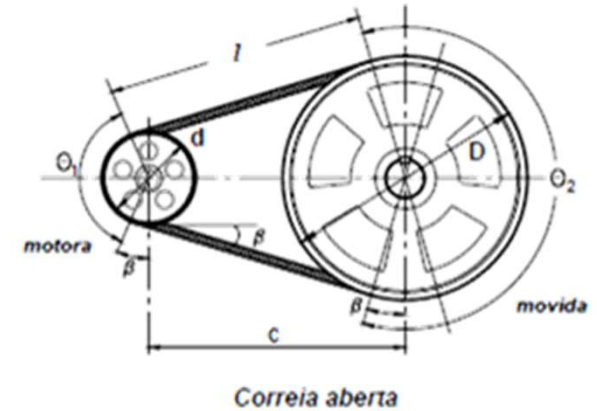
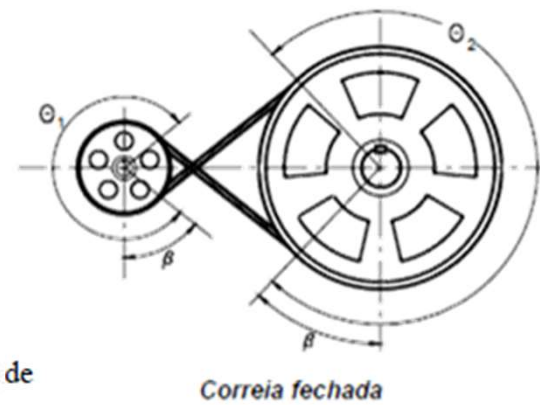


Figura 1.2 – Transmissões variáveis contínua - com correia em “V” (a) e (b) e escalonada (cone de polias) com correia plana (c).



Correia aberta

Figura 1.9 – Transmissão cc



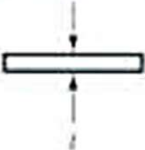
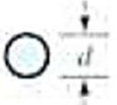
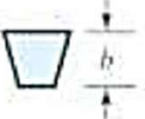
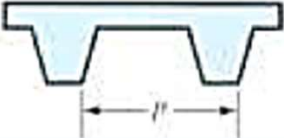
Correia fechada

Figura 1.9 – Transmissão com correia aberta e fechada

3.1. Correias

Os 4 principais tipos de correias são mostrados na Tabela abaixo.

Polias coroadas são usadas para correias planas, e polias ranhuradas ou acanaladas para correias redonadas e em V. Correias de tempo requerem rodas dentadas ou catracas.

Tipo de correia	Figura	Junta	Intervalo de tamanho	Distância de centro
Plana		Sim	$t = \begin{cases} 0,03 \text{ a } 0,20 \text{ in} \\ 0,75 \text{ a } 5 \text{ mm} \end{cases}$	Nenhum limite superior
Redonda		Sim	$d = \frac{1}{8} \text{ a } \frac{3}{4} \text{ in}$	Nenhum limite superior
V		Nenhuma	$b = \begin{cases} 0,31 \text{ a } 0,91 \text{ in} \\ 8 \text{ a } 19 \text{ mm} \end{cases}$	Limitada
De tempo		Nenhuma	$p = 2 \text{ mm e acima}$	Limitada

3.1. Correias

3.1.1. CARACTERÍSTICAS, APLICAÇÕES E MAT. FABRICAÇÃO

Características

As principais características das transmissões por correias são:

- ❑ é uma transmissão essencialmente por atrito e este é resultante de uma compressão inicial entre a correia e a polia, através de uma carga inicial quando estacionária.
- ❑ é adequada para grandes distâncias entre eixos.

Aplicações

As aplicações são as mais diversas. Alguns exemplos são apresentados abaixo.

Variadores escalonados de velocidade - Transmissões por correia com relação de multiplicação variável em degraus. Diâmetros das polias devem ser feitos de tal maneira que o comprimento necessário da correia seja suficiente para todos os degraus (Figura 1.2 (b))

3.1. Correias

3.1.1. CARACTERÍSTICAS, APLICAÇÕES E MAT. FABRICAÇÃO

Aplicações

Variadores contínuos – são normalmente utilizados para relação de transmissão (i) entre 0,8 e 1,2, com graduação através do deslocamento axial dos discos cônicos, onde os diâmetros úteis (d_m) das polias acionadora e acionada variam opostamente, de tal forma que se conserva a tensão sem a variação da distância entre os eixos (Figura 1.5).

3.1. Correias

3.1.1. CARACTERÍSTICAS, APLICAÇÕES E MAT. FABRICAÇÃO

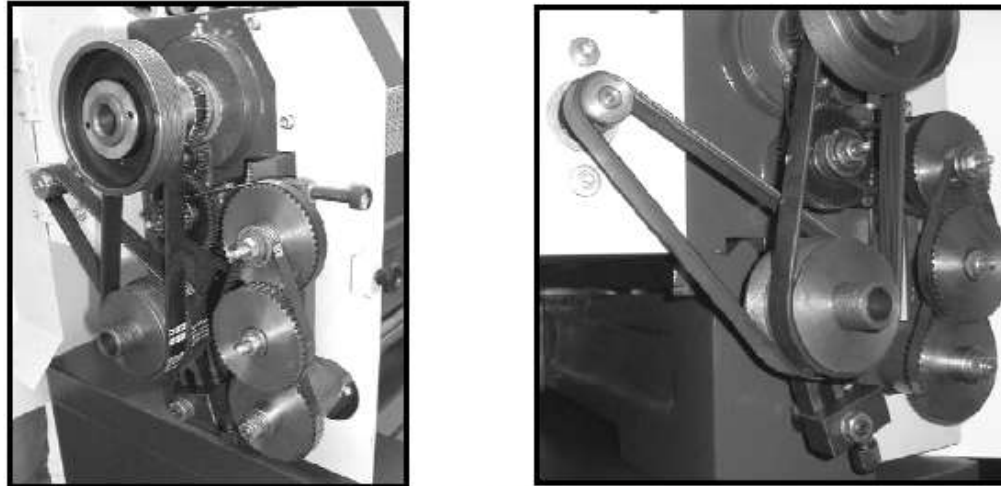


Figura 1.4 – Exemplo de aplicação de correias
(Cortesia da Wabeco Lathe).



Figura 1.5 – Transmissão por correia com variação contínua (CVT) na relação de multiplicação através do deslocamento da correia sobre a polia em movimento

3.1. Correias

3.1.2. Composição Básica e Materiais de Fabricação

As correias mais antigas eram fabricadas em couro. Atualmente este material está em desuso e se utilizado o é apenas para **correias planas**.

A composição das correias modernas é de **material compósito**. É uma mistura de polímeros (borracha) com fibras vegetais (algodão ou cânhamo) ou materiais metálicos (arames ou cabos de aço).

A composição mínima das correias trapezoidais e planas está mostrada na figura 1.6 (a) e (b).

3.1. Correias

3.1.2. Composição Básica e Materiais de Fabricação

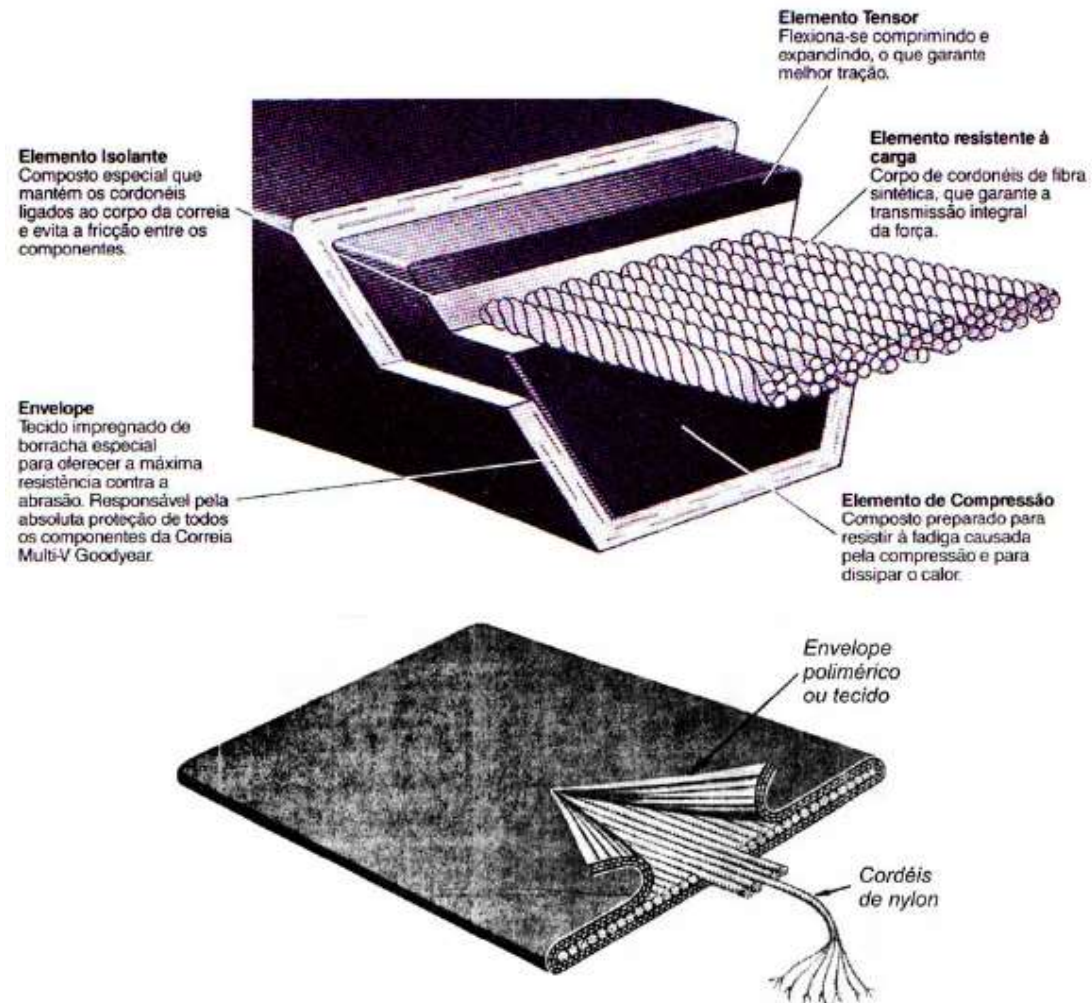


Figura 1.6 – Composição mínima das correias trapezoidais e planas.

3.1. Correias

3.1.2. Composição Básica e Materiais de Fabricação

Os elementos de tração por sua vez podem ser compostos de cordas de nylon ou fibra sintética, ou arames de aço ou mesmo cabos de aço, conforme mostra a figura 1.7. Este elemento é diretamente responsável pela capacidade de transmissão das correias. Porém, quanto maior a resistência destes elementos menor é a flexibilidade da correia.

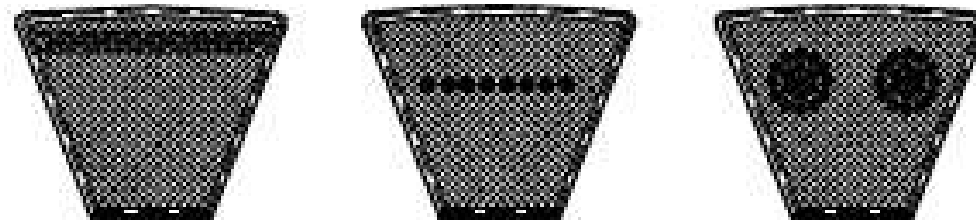


Figura 1.7 – Seção das correias.

A capacidade de carga de uma correia depende dos elementos internos de tração (fios de nylon ou arames ou cabos de aço, etc.), das condições de trabalho e da velocidade.

3.1. Correias

3.1.3. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

Como foi exposto anteriormente é uma transmissão por atrito que é resultante de uma compressão inicial entre a correia e a polia, através de uma carga inicial (F_i) ou pré-carga na correia quando estacionária (figura 1.8.a.), ficando ambos os lados da correia submetidos ao mesmo esforço.

Quando a transmissão está em funcionamento, observa-se que os lados da correia não estão mais submetidos à mesma tensão; isso ocorre uma vez que a polia motora tensiona mais a correia em um lado (ramo tenso) do que do outro (ramo frouxo), conforme pode se observar na figura 1.8.b.

Essa diferença de tensões entre os lados tenso e frouxo da correia é causadora de uma deformação na correia denominada creep.

3.1. Correias

3.1.3. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

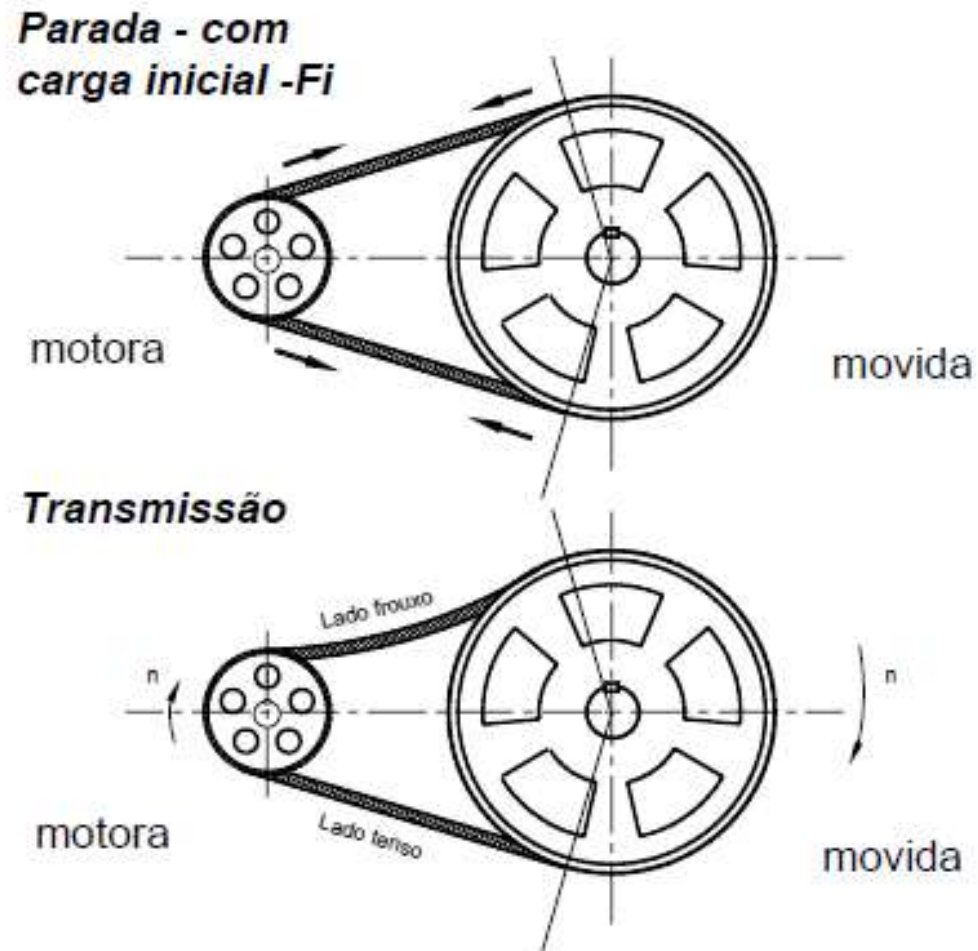


Figura 1.8 – Transmissão por correias

3.1. Correias

3.1.3. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

Na polia motora, a correia entra tensa devido ao esforço de girar a polia movida, e sai frouxa; assim, à medida que a correia passa em torno da polia, a tensão gradualmente diminui de F_1 para F_2 e a correia sofre uma contração também gradual.

Em consequência disso, a correia deixa a polia motora mais contraída, uma vez que perde um pouco do seu alongamento ao mover-se em torno da polia. Na polia movida, o fenômeno se repete, mas inversamente.

Outro fenômeno que pode acontecer em transmissões por correias é o deslizamento, sendo este consequência de uma tensão inicial insuficiente ou de uma sobrecarga excessiva no eixo resistente, o que causa uma compressão insuficiente da correia sobre a polia, não desenvolvendo o atrito necessário entre elas.

3.1. Correias

3.1.3. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

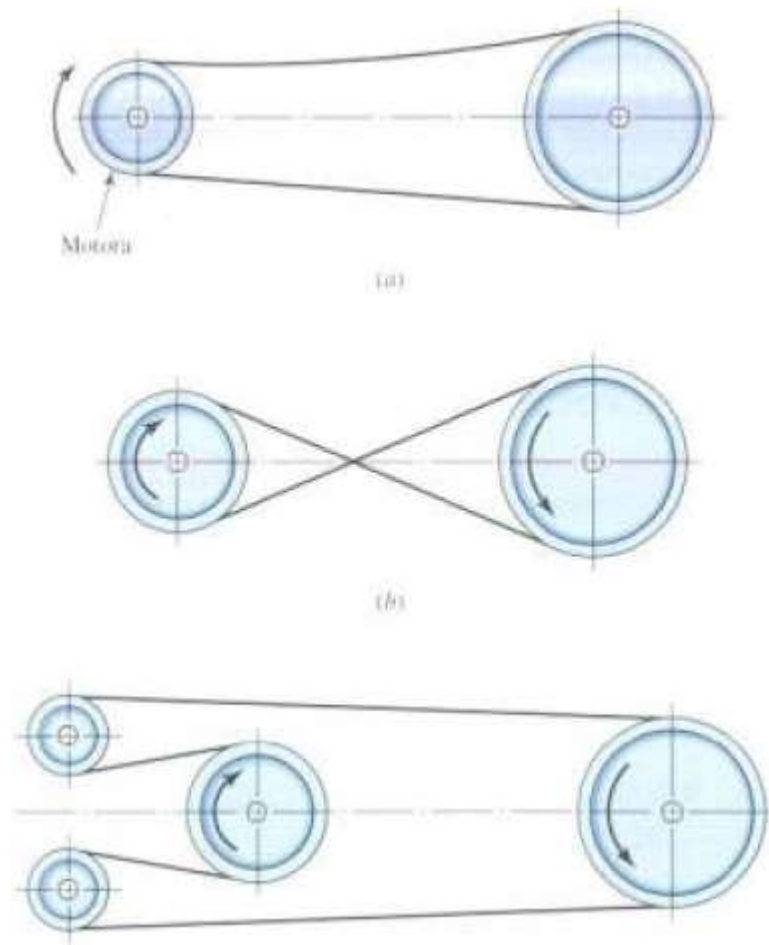
Ambos os efeitos diminuem o rendimento da transmissão. O creep é inevitável, pois é consequência da elasticidade do material da correia, porém a perda decorrente é pequena e não afeta de modo sensível a transmissão. O deslizamento, quando excessivo, além de diminuir apreciavelmente o rendimento da transmissão, gerar calor capaz de danificar a superfície da correia. O deslizamento é evitado com a aplicação de uma tensão inicial adequada.

3.1. Correias

3.1.3. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

Outras geometrias típicas de transmissão

Transmissão reversível e não reversível de correias. (a) Correia aberta e não reversível, (b) Correia cruzada reversível. As correias cruzadas devem ser separadas para prevenir roçamento, se materiais de alta fricção forem usados (c) Transmissão de correias aberta reversível de correia de torção de quatro partes; polia de guia intermediária deve ser usada se o movimento for em ambas as direções



3.1. Correias

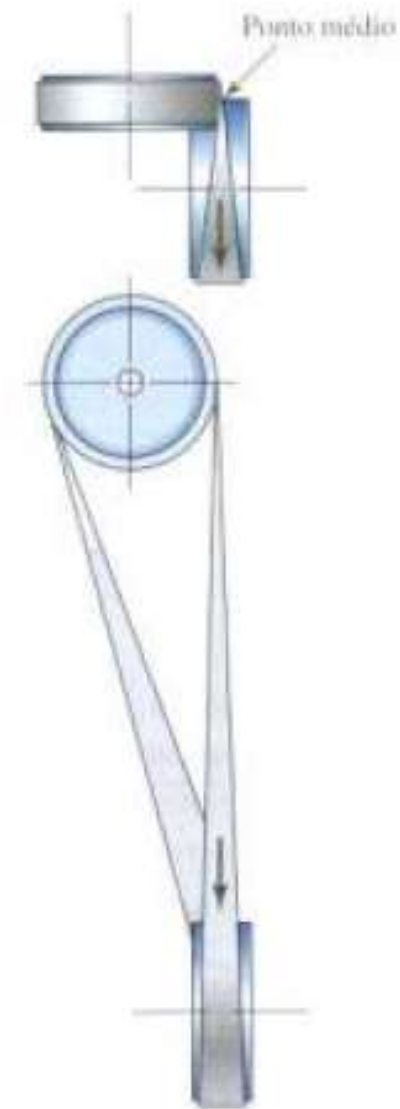
3.1.3. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

Outras geometrias típicas de transmissão

Transmissão de correia de torção de quatro partes; polia de guia intermediária deve ser usada se o movimento for em ambas as direções

Observe que ambos os lados da correia contatam as polias assim, essa configuração **não pode ser usada com correias em V trapezoidais**.

Obs: Os eixos **não** necessitam estar em ângulos retos como no caso da imagem

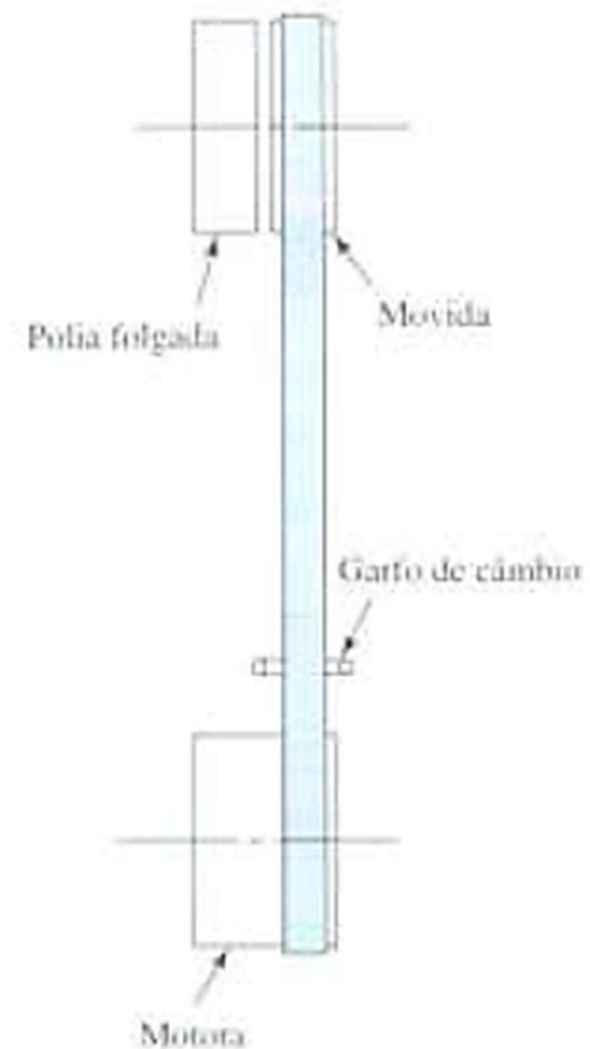


3.1. Correias

3.1.3. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

Outras geometrias típicas de transmissão

Uma outra vantagem das correias planas é a questão da transmissão (quando necessário). Essa transmissão elimina a necessidade de uma embreagem. A correia plana pode ser mudada para a esquerda ou para a direita pelo uso de um garfo.



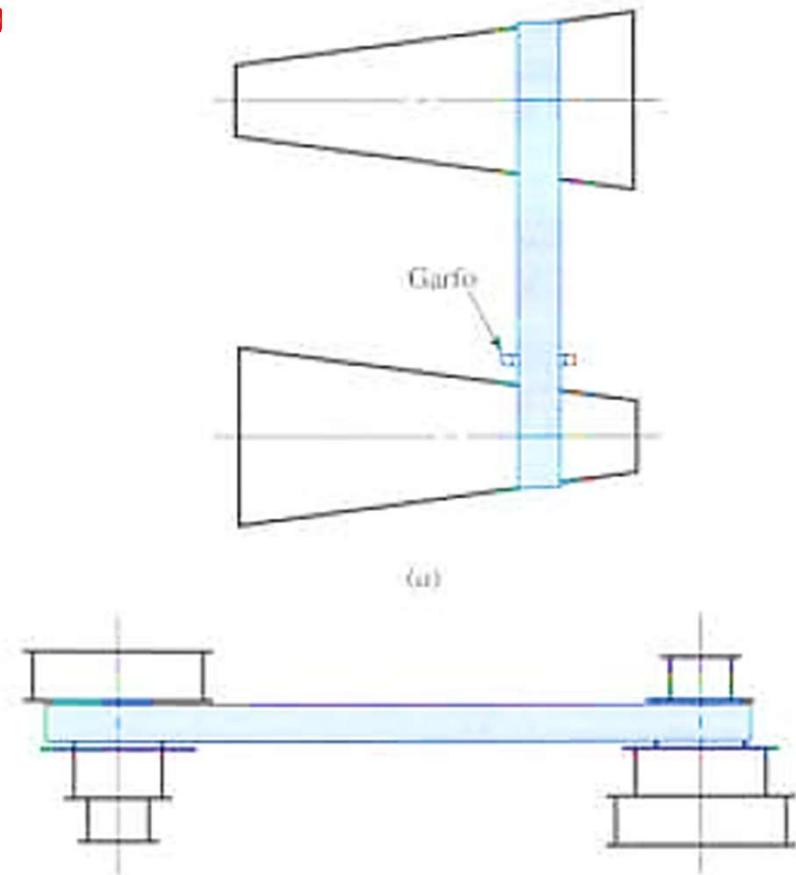
3.1. Correias

3.1.3. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

Outras geometrias típicas de transmissão

Transmissão de correia de velocidade variável

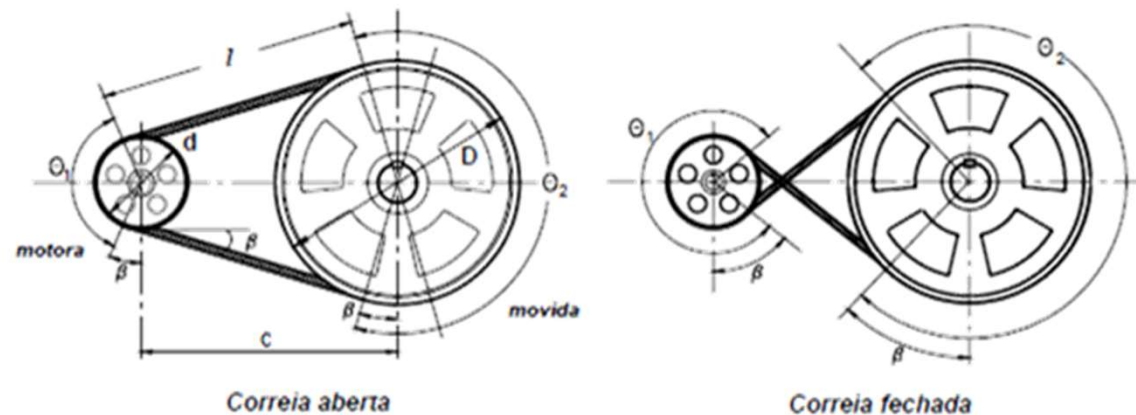
(a) Comumente utilizada apenas para correias planas, (b) pode também ser utilizada para correias em V trapezoidais e redondas mediante polias sulcadas



3.1. Correias

3.1.4. RELAÇÕES PRINCIPAIS, NOMENCLATURA, DEFINIÇÕES E SIMBOLOGIAS

A figura 1.9 mostra transmissões por correia aberta e fechada. As principais relações, definições, simbologias e nomenclaturas adotadas neste trabalho são mostradas a seguir.



Correia aberta

Correia fechada

Figura 1.9 – Transmissão com correia aberta e fechada

$$\theta_{1,2} = \text{ângulo de abraçamento} \Rightarrow \theta_{1,2} = \pi \pm 2 \cdot \text{sen}^{-1} \left(\frac{D-d}{2 \cdot c} \right)$$

$$c = \text{distância entre centros} \Rightarrow c = \frac{k + [k^2 - 32 \cdot (D-d)^2]^{0,5}}{16}$$

$$\text{onde: } k = 4 \cdot L - 2 \cdot \pi \cdot (D+d)$$

$$L = \text{comprimento da correia} \Rightarrow L = 2 \cdot c + \frac{\pi}{2} (D+d) + \frac{(D-d)^2}{4 \cdot c}$$

3.1. Correias

3.1.4. RELAÇÕES PRINCIPAIS, NOMENCLATURA, DEFINIÇÕES E SIMBOLOGIAS

$$\left. \begin{array}{l} D = \text{diâmetro maior} \\ d = \text{diâmetro menor} \end{array} \right\} D_{\text{médio}} = \frac{D+d}{2} \text{ (correias em "V")}$$

$$l = \sqrt{4 \cdot c - (D-d)^2} + \frac{1}{2}(D\theta_L + d\theta_S)$$

$n_{1,2}$ = rotações das polias motora (1) e movida (2)

Definição:

Relação de transmissão $\rightarrow \frac{\text{rotação da motora}}{\text{rotação da movida}} = i = \frac{n_1}{n_2}$

$\left\{ \begin{array}{l} \text{se } n_2 > n_1 \Rightarrow \text{multiplicação } i < 1 \quad \text{Ex. } i = 0,25 = 1/4 \text{ ou mult } 4:1 \text{ ou } 1:4 \\ \text{se } n_2 < n_1 \Rightarrow \text{redução } i > 1 \quad \text{Ex. } i = 3 = 1/4 \text{ ou redução } 3:1 \text{ ou } 1:3 \end{array} \right.$

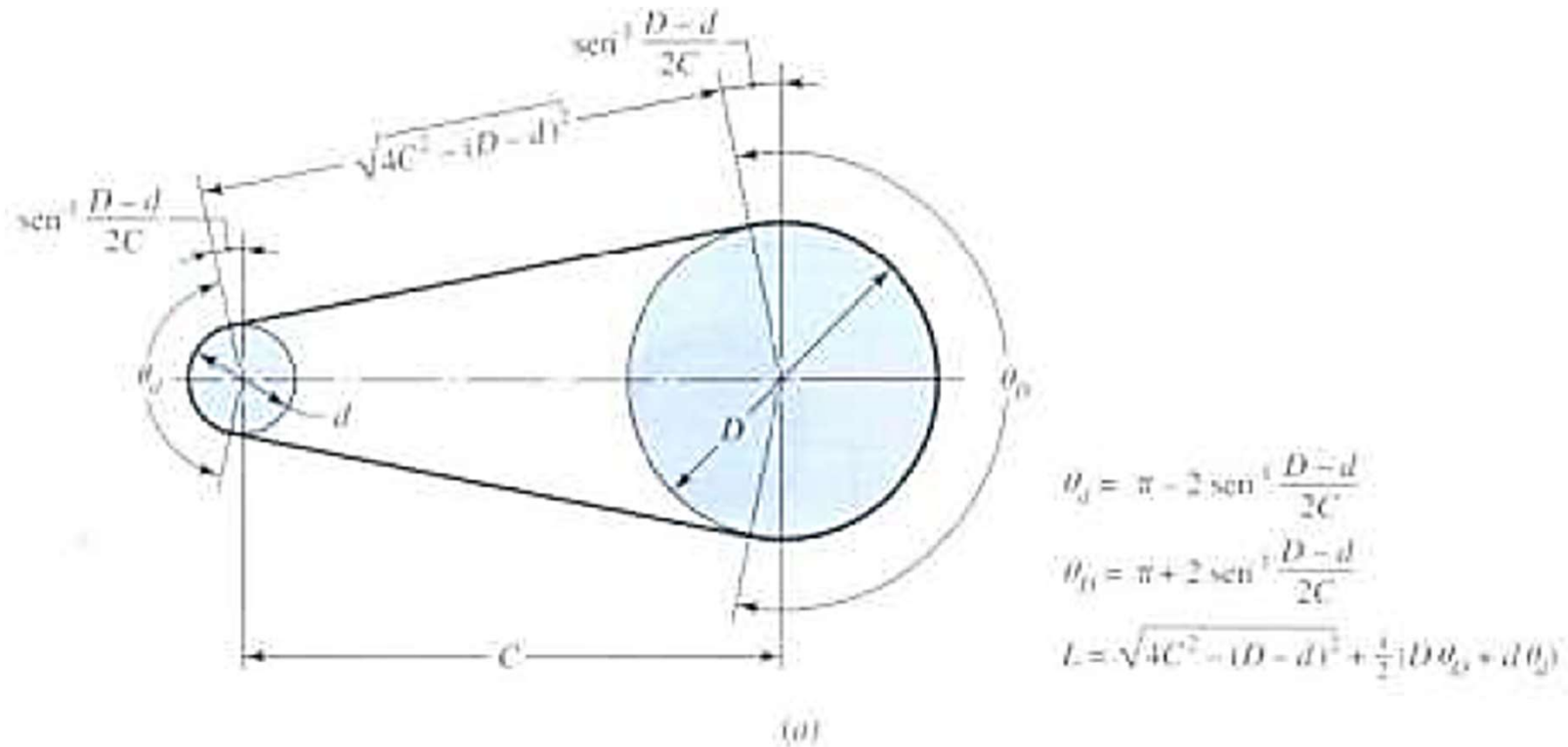
$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = i$$

[2]

3.1. Correias

3.1.4. RELAÇÕES PRINCIPAIS, NOMENCLATURA, DEFINIÇÕES E SIMBOLOGIAS

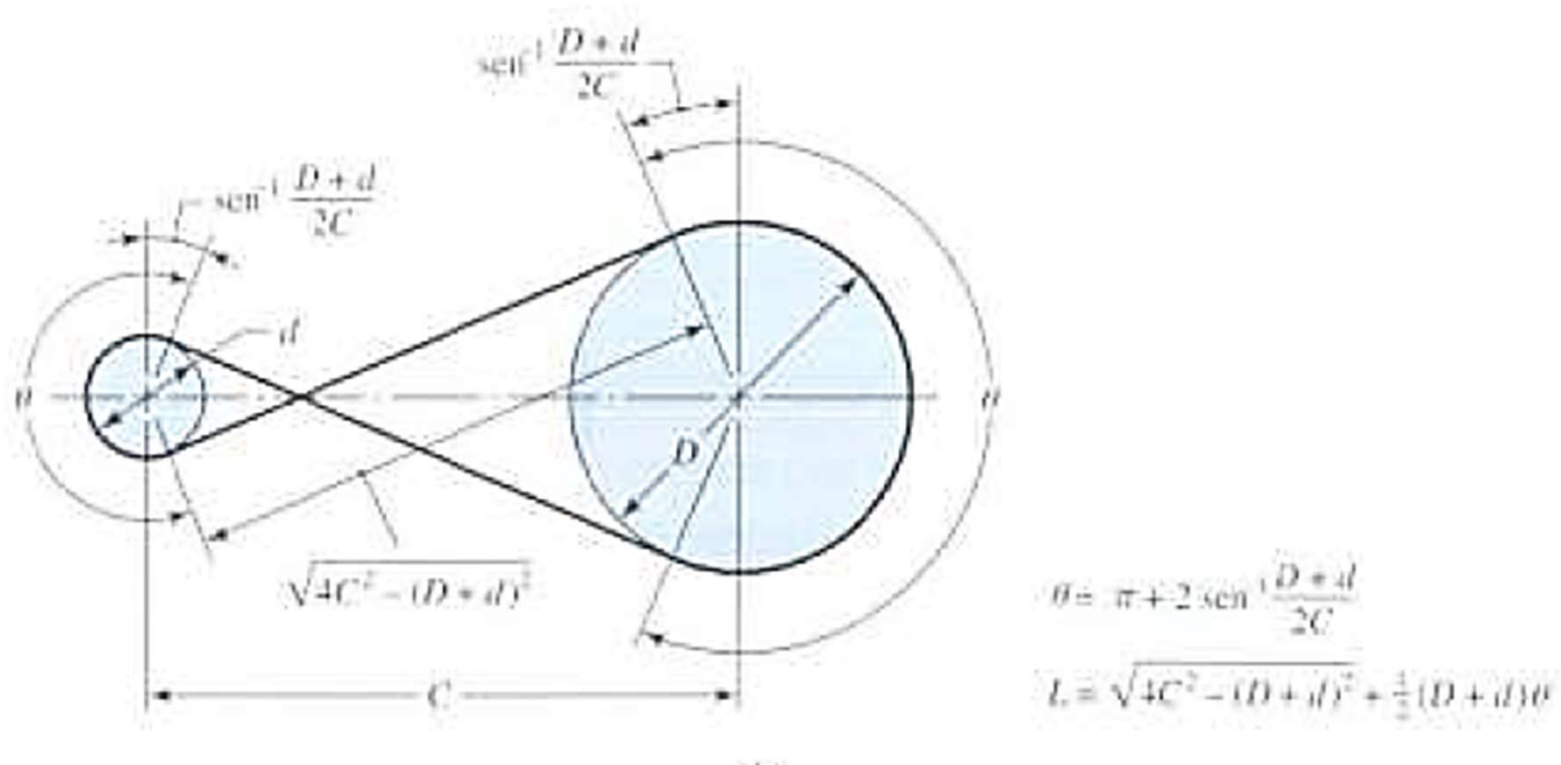
A figura abaixo mostra a descrição geométrica mais detalhada para **correia aberta**, conforme já mostrado no slide anterior.



3.1. Correias

3.1.4. RELAÇÕES PRINCIPAIS, NOMENCLATURA, DEFINIÇÕES E SIMBOLOGIAS

A figura abaixo mostra a descrição geométrica mais detalhada para **correia fechada (cruzada)**, conforme já mostrado no slide anterior.



3.1. Correias

3.1.5. ANÁLISE DAS CARGAS E DETERMINAÇÃO DAS CARGAS

As correias estão submetidas basicamente a dois tipos de tensões: tensão devido ao tracionamento e tensão devido à flexão da correia em torno da polia. A figura 1.10 mostra a configuração da força normal (N) resultante do tracionamento inicial, que origina a força de atrito ($\mu.N$) necessária à transmissão, tanto para correias planas (figura 1.10a) como para trapezoidais (figura 1.10b).

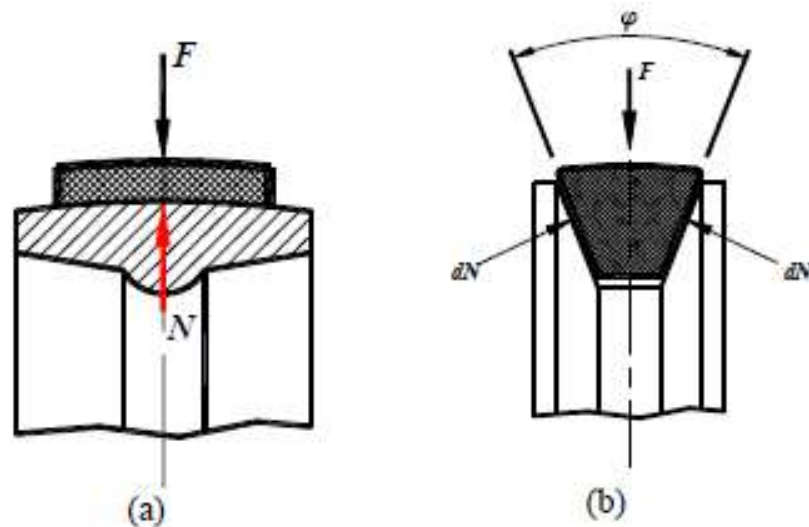


Figura 1.10 – Força de atrito entre a correia e a polia (a) plana e (b) trapezoidal.

3.1. Correias

3.1.5. ANÁLISE DAS CARGAS E DETERMINAÇÃO DAS CARGAS

Algumas análises e definições, baseadas na figura 1.11, serão agora feitas.

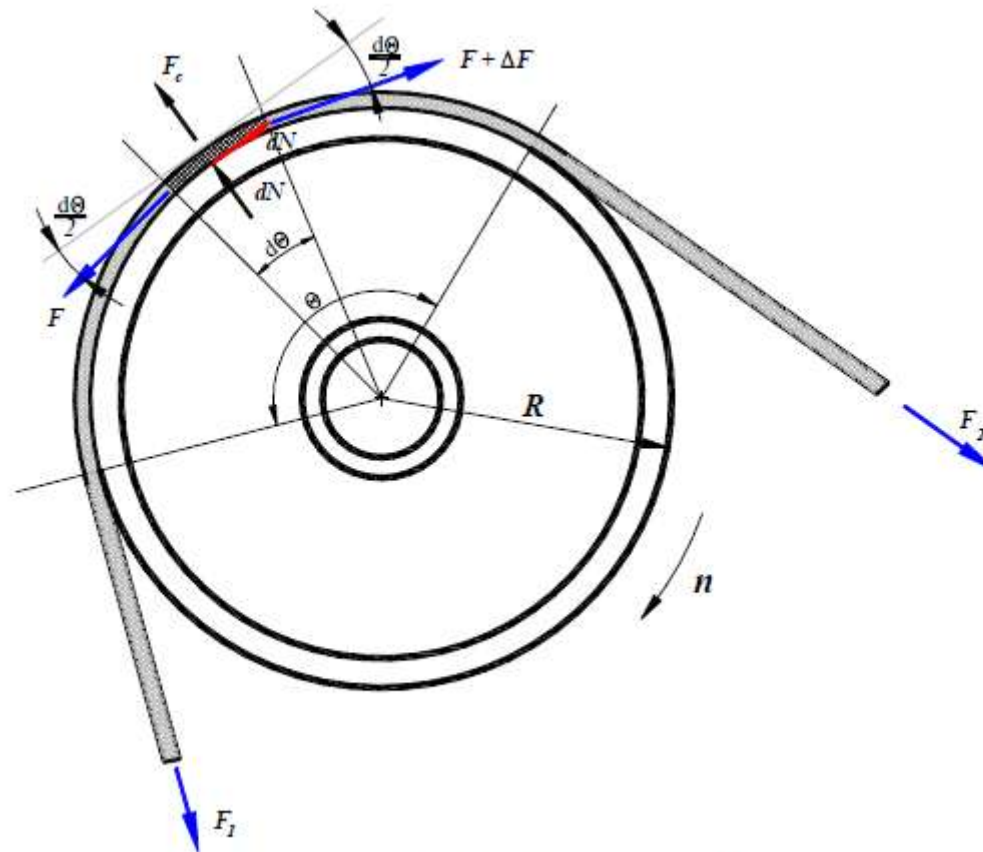


Figura 1.11 – Cargas atuantes em correias planas.

3.1. Correias

3.1.5. ANÁLISE DAS CARGAS E DETERMINAÇÃO DAS CARGAS

Definições:

F_i = carga inicial ou pré-carga

F_1 = força no ramo tenso

F_2 = força no ramo frouxo

R = resultante na correia - carga útil, carga transmitida

5.1 – Carga inicial - F_i

$$R = F_1 - F_2$$

Se $T = 0$ (parado) $\Rightarrow R = 0 \Rightarrow F_i = F_1 - F_2$

Se $T > 0$ (transmissão) $\Rightarrow \begin{cases} F_1 = F_i + \Delta F \\ F_2 = F_i - \Delta F \end{cases} \quad F_1 - F_2 = R = 2 \cdot \Delta F \Rightarrow \Delta F = \frac{R}{2} \quad F_r = \frac{T}{2}$

Se $R \uparrow$ (limite) $\Rightarrow \begin{cases} F_1 = F_i + \frac{R}{2} \\ F_2 = F_i - \frac{R}{2} \end{cases} \quad F_1 + F_2 = R = 2 \cdot F_i$

$\begin{cases} F_2 \text{ min} = 0 \text{ (não há compressão)} \\ F_1 \text{ máx} = R = 2F_i \Rightarrow F_i \text{ máx} = R / 2 \end{cases} \quad \text{como } F_2 > 0 \Rightarrow F_i = \frac{F_1 + F_2}{2}$

Assim, o único modo de transmitir potência é aumentar a força inicial (F_i).

3.1. Correias

3.1.5. ANÁLISE DAS CARGAS E DETERMINAÇÃO DAS CARGAS

5.2 - Análise da relação entre as cargas nos ramos da correia (F1 e F2)

$$\sum F_v = 0 \Rightarrow (F + dF) \cdot \text{sen} \frac{d\theta}{2} + F \cdot \text{sen} \frac{d\theta}{2} - dN = 0$$

$$\sum F_H = 0 \Rightarrow (F + dF) \cdot \text{cos} \frac{d\theta}{2} - F \cdot \text{cos} \frac{d\theta}{2} - \mu \cdot dN = 0$$

porém, $\text{cos} \frac{d\theta}{2} = 1; \text{sen} \frac{d\theta}{2} = d\theta$

$$F \text{sen} \frac{d\theta}{2} + dF \text{sen} \frac{d\theta}{2} + F \text{sen} \frac{d\theta}{2} - dN \Rightarrow F d\theta = dN \quad [3]$$

$$F + dF - F - \mu dN \Rightarrow dF = \mu dN \quad [4]$$

substituindo (4) em (3), vem:

$$dF = \mu \cdot F \cdot d\theta \Rightarrow dF/F = \mu d\theta$$

integrando: $\int_{F_1}^{F_2} \frac{dF}{F} = \mu \int_0^\theta d\theta \Rightarrow \ln \frac{F_1}{F_2} = \mu \theta \Rightarrow \boxed{\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \theta}}$ \Rightarrow correias planas [5]

3.1. Correias

3.1.5. ANÁLISE DAS CARGAS E DETERMINAÇÃO DAS CARGAS

5.2 - Análise da relação entre as cargas nos ramos da correia (F1 e F2)

A equação [4] é denominada equação fundamental das correias. Essa equação representa, considerando os demais parâmetros constantes, a relação máxima entre as forças F1 e F2 que a correia pode operar sem deslizamento. Para correias trapezoidais a equação [4] torna-se:

$$\boxed{\frac{F_1}{F_2} = e^{\frac{\mu\theta}{\sin(\varphi/2)}}} \Rightarrow \text{correias em "V"} \quad [6]$$

3.1. Correias

3.1.5. ANÁLISE DAS CARGAS E DETERMINAÇÃO DAS CARGAS

5.3 - Análise da força centrífuga – F_c

$$F_c = \frac{mv^2}{r} = \frac{f \cdot b \cdot t \cdot r \cdot dv^2}{gr} = \frac{f \cdot b \cdot t \cdot v^2 \cdot d\theta}{g} \Rightarrow \text{aplicando na eq. (3), tem-se:}$$

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{\mu\theta}$$

\Rightarrow aplicando na eq. (4), tem-se:

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{\frac{\mu\theta}{\sin\phi/2}}$$

A figura 1.12 mostra a relação entre $\frac{F_1}{F_2} \times \theta$ para correias planas.

3.1. Correias

3.1.5. ANÁLISE DAS CARGAS E DETERMINAÇÃO DAS CARGAS

5.3 - Análise da força centrífuga – F_c

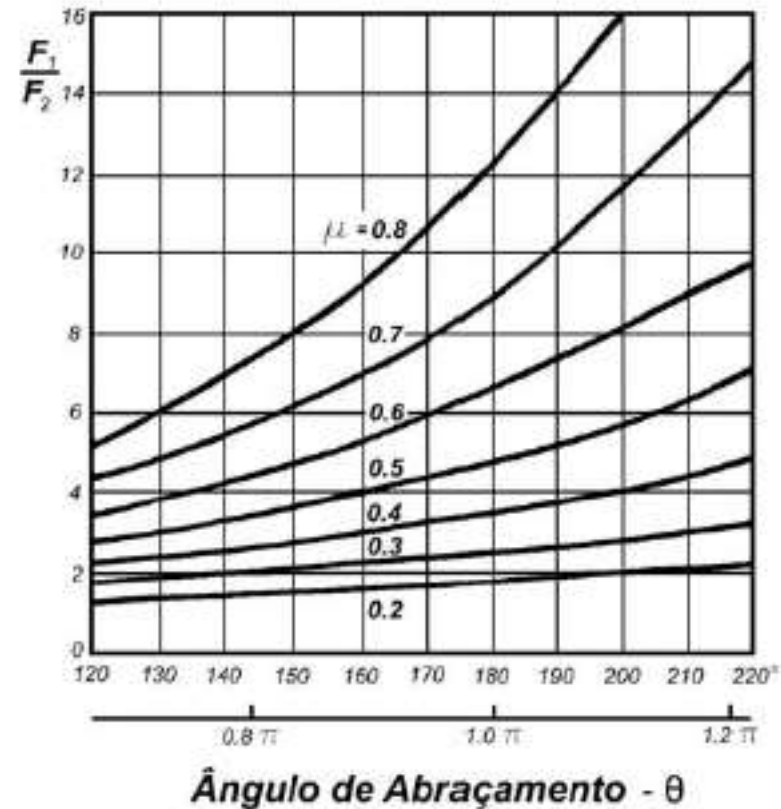


Figura 1.12 – Relação entre as cargas na correia e o ângulo de abraçamento.

3.1. Correias

3.1.5. ANÁLISE DAS CARGAS E DETERMINAÇÃO DAS CARGAS

5.4 - Carga devido à flexão da correia

As cargas provenientes da flexão da correia em torno da polia, apesar de apresentarem baixos valores, são cíclicas, podendo causar a ruptura da correia por fadiga. Quanto menor a polia, maior a carga.

A figura 1.13 apresenta a distribuição de tensões ao longo da correia em uma volta.

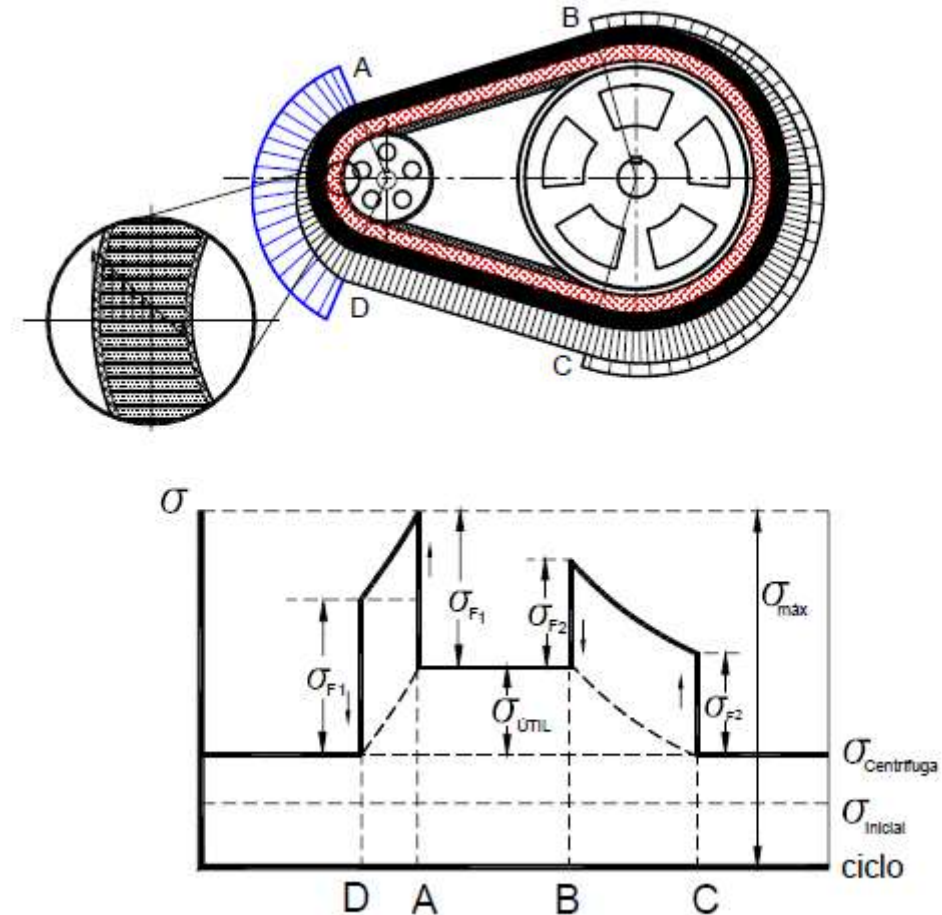
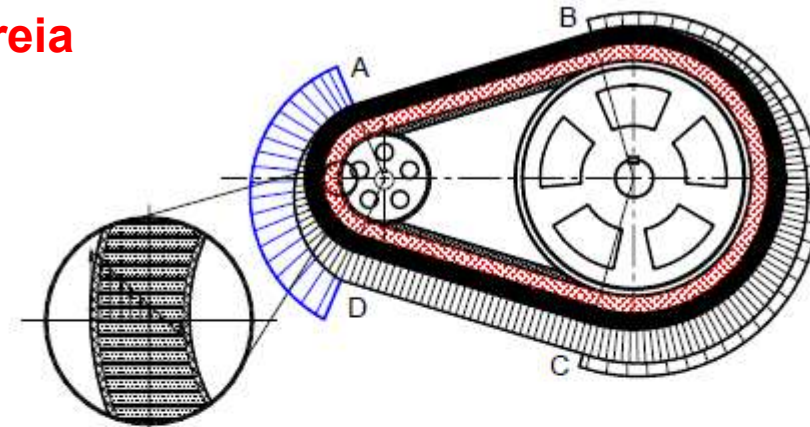


Figura 1.13 – Distribuição de tensões ao longo da correia.

3.1. Correias

3.1.5. ANÁLISE DAS CARGAS E DETERMINAÇÃO DAS CARGAS

5.4 - Carga devido à flexão da correia



$\sigma_c \Rightarrow$ tensão devido à força centrífuga - F_c

$\sigma_u \Rightarrow$ tensão útil

$\sigma_{F1} \Rightarrow$ tensão de flexão na polia 1

$\sigma_{F2} \Rightarrow$ tensão de flexão na polia 2

$\sigma_1 \Rightarrow$ tensão devido à força F_1 (ramo tenso)

$\sigma_2 \Rightarrow$ tensão devido à força F_2 (ramo frouxo)

$\alpha_G \Rightarrow$ ângulo de deslizamento

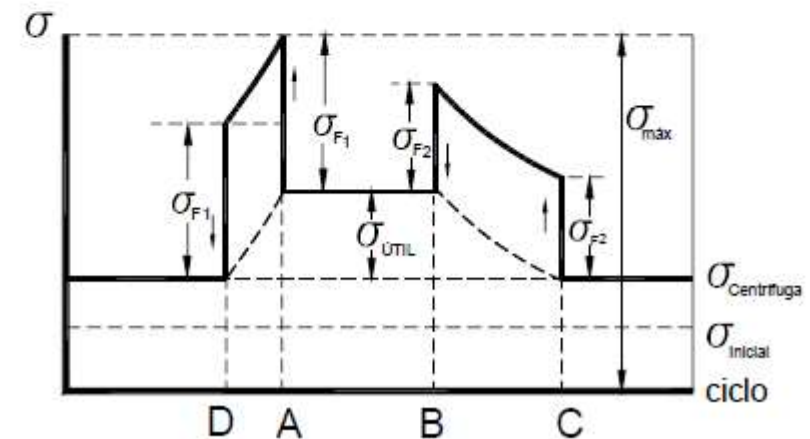


Figura 1.13 – Distribuição de tensões ao longo da correia.

3.1. Correias

3.1.5. ANÁLISE DAS CARGAS E DETERMINAÇÃO DAS CARGAS

5.4 - Carga devido à flexão da correia

A influência do diâmetro da polia menor sobre a vida da correia é alta. A tabela 1 apresenta o resultado de um estudo sobre este efeito. Pode-se observar que um decréscimo de cerca de 20 % no diâmetro recomendado da polia menor implica na redução da vida da correia na ordem de 70 %.

Diâmetro da polia menor - d ($d_{recomendação} = 254 \text{ mm}$)		VIDA DA CORREIA (%)
mm	in	
305	12	260
280	11	165
254	10	100
230	9	59
203	8	30
178	7	15

Tensão nas correias:

- Sub-tracionamento provoca deslizamento e geração de calor devido ao atrito entre a correia e a polia.
- Super-tracionamento diminui a vida das correias e mancais.

3.1. Correias

3.1.5. ANÁLISE DAS CARGAS E DETERMINAÇÃO DAS CARGAS

5.5. Determinação das Cargas

As cargas atuantes nesta transmissão são determinadas a partir da potência ou torque transmitidos e na equação fundamental das correias.

1. Potência:

$$\boxed{P = T \cdot n} \Rightarrow (F_1 - F_2) = \frac{P \cdot K_1}{r \cdot n} \left. \begin{array}{l} T[N.m] \\ r[m] \\ n[rpm] \end{array} \right\} \begin{cases} P[kW] \Rightarrow K_1 = 9550 \\ P[HP] \Rightarrow K_1 = 7120 \\ P[CV] \Rightarrow K_1 = 7026 \end{cases}$$

2. Equações [5] ou [6]

$$\boxed{\frac{F_1}{F_2} = e^{K_2}}$$

onde: $K_2 = \mu \cdot \theta$

- para correias planas

$$K_2 = \frac{\mu \cdot \theta}{\text{sen}\left(\frac{\phi}{2}\right)}$$

- para correias em "V"

3.1. Correias

3.1.5. Parâmetros empíricos para projeto de correias planas

Os fabricantes proveem especificações para suas correias que incluem a tensão admissível F_a (ou σ_{ad}), sendo esta expressa em unidade de força por largura. A intensidade da flexão na polia e seu efeito sobre a vida estão refletidos em um **fator de correção de polia**, C_p . Velocidades em excesso de 600ft/min e seus efeitos sobre a vida estão refletidos em um **fator de correção de velocidade**, C_v . Um **fator de serviço** K , é utilizado para desvios de carga a partir da nominal como $H_d = H_{nom} K n_d$, em que n_d é o **fator de projeto por exigências**. Esses efeitos são incorporados como se segue:

$$(F_1)_a = b F_a C_p C_v$$

$(F_1)_a$ = máxima tensão admissível, lbf c_p = fator de correção de polia (Tabela 17-4)

b = largura da correia, in

F_a = Tensão permitida pelo fabricante, lbf/in c_v = fator de correção de velocidade

Material	Especificação	Tamanho, in	Diâmetro mínimo de polia, in	Tensão admissível por unidade de largura a 600 ft/min, lbf/in	Peso específico, lbf/in ³	Coefficiente de fricção
Couro	1 camada	$t = \frac{11}{64}$	3	30	0,035-0,045	0,4
		$t = \frac{13}{64}$	3 $\frac{1}{2}$	33	0,035-0,045	0,4
	2 camadas	$t = \frac{18}{64}$	4 $\frac{1}{2}$	41	0,035-0,045	0,4
		$t = \frac{20}{64}$	6 ^a	50	0,035-0,045	0,4
		$t = \frac{23}{64}$	9 ^a	60	0,035-0,045	0,4
Poliamida ^b	F-0 ^c	$t = 0,03$	0,60	10	0,035	0,5
	F-1 ^c	$t = 0,05$	1,0	35	0,035	0,5
	F-2 ^c	$t = 0,07$	2,4	60	0,051	0,5
	A-2 ^c	$t = 0,11$	2,4	60	0,037	0,8
	A-3 ^c	$t = 0,13$	4,3	100	0,042	0,8
	A-4 ^c	$t = 0,20$	9,5	175	0,039	0,8
	A-5 ^c	$t = 0,25$	13,5	275	0,039	0,8
Uretano ^d	w = 0,50	$t = 0,062$	Veja a	5,2 ^e	0,038-0,045	0,7
	w = 0,75	$t = 0,078$	Tabela	9,8 ^e	0,038-0,045	0,7
	w = 1,25	$t = 0,090$	17-3	18,9 ^e	0,038-0,045	0,7
	Redonda	$d = \frac{1}{4}$	Veja a	8,3 ^e	0,038-0,045	0,7
		$d = \frac{3}{8}$	Tabela	18,6 ^e	0,038-0,045	0,7
		$d = \frac{1}{2}$	17-3	33,0 ^e	0,038-0,045	0,7
		$d = \frac{3}{4}$		74,3 ^e	0,038-0,045	0,7

^a Adicionar 2 in a tamanhos de polia para correias de largura de 8 in ou mais.
^b Fonte: Habasit Engineering Manual, Habasit Belting, Inc., Chamblee (Atlanta), Ga.
^c Cobertura de fricção de borracha acrilonitrila butadieno em ambos os lados.
^d Fonte: Eagle Belting Co. Des Plaines, Ill.
^e A 6% de elongação; 12% é o valor máximo admissível.

Tabela 17.2 – Propriedades de algumas correias planas e redondas

3.1. Correias

3.1.5. Parâmetros empíricos para projeto de correias planas

Estilo de correia	Tamanho de correia, in	Razão da velocidade de polia pelo comprimento de correia rev/(ft • min)		
		Até 250	250 a 499	500 a 1000
Plana	0,50 x 0,062	0,38	0,44	0,50
	0,75 x 0,078	0,50	0,63	0,75
	1,25 x 0,090	0,50	0,63	0,75
Redonda	$\frac{1}{4}$	1,50	1,75	2,00
	$\frac{3}{8}$	2,25	2,62	3,00
	$\frac{1}{2}$	3,00	3,50	4,00
	$\frac{3}{4}$	5,00	6,00	7,00

Fonte: Eagle Belting Co., Des Plaines, Ill.

Tabela 17.3 – Tamanhos mínimos de polias para correias de uretano planas e redondas

3.1. Correias

3.1.5. Parâmetros empíricos para projeto de correias planas

Material	Diâmetro menor de polia, in					
	1,6 a 4	4,5 a 8	9 a 12,5	14, 16	18 a 31,5	Acima de 31,5
Couro	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Poliamido, F-0	0,95	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
F-1	0,70	0,92	0,95	1,0	1,0	1,0
F-2	0,73	0,86	0,96	1,0	1,0	1,0
A-2	0,73	0,86	0,96	1,0	1,0	1,0
A-3	—	0,70	0,87	0,94	0,96	1,0
A-4	—	—	0,71	0,80	0,85	0,92
A-5	—	—	—	0,72	0,77	0,91

* Os valores médios de C_p para os intervalos dados foram aproximados de curvas no *Hobasit Engineering Manual*, Hobasit Belting, Inc., Chamblee (Atlanta), Ga.

Tabela 17.4 – Fator de correção de polias para correias planas

3.1. Correias

3.1.5. Parâmetros empíricos para projeto de correias planas

Diâmetro ISO de polia, in	Altura de coroa, in	Diâmetro ISO de polia, in	Altura de coroa	
			w ≤ 10 in	w > 10 in
1,6, 2, 2,5	0,012	12,5, 14	0,03	0,03
2,8, 3,15	0,012	12,5, 14	0,04	0,04
3,55, 4, 4,5	0,012	22,4, 25, 28	0,05	0,05
5, 5,6	0,016	31,5, 35,5	0,05	0,06
6,3, 7,1	0,020	40	0,05	0,06
8, 9	0,024	45, 50, 56	0,06	0,08
10, 11,2	0,030	63, 71, 80	0,07	0,10

* A coroa deve ser arredondada, e não pontiaguda; a rugosidade é $R_a = AA \text{ } 63 \text{ } \mu\text{in}$.

Tabela 17.5 – Altura de coroa e diâmetros ISO de polias para correias planas

3.1. Correias

3.1.5. ANÁLISE DAS CARGAS E DETERMINAÇÃO DAS CARGAS

Passo a passo da Seleção de Correias Planas

O procedimento para a seleção da correia mais adequada segue a seguinte sequência ou passos:

1º) Encontrar $\exp(f\phi)$ a partir da geometria da transmissão de correia e fricção

2º) A partir da geometria da corrente e da velocidade, encontrar F_t

3º) A partir de $T = 63025 H_{\text{nom}} K_t n_d/n$, encontrar o torque necessário.

4º) A partir do torque T, encontrar o necessário $(F_1)_a - F_2 = 2T/D$

5º) Encontrar F_2 a partir de $(F_1)_a - [(F_1)_a - F_2]$

6º) A partir de $F_1 = (F_1 + F_2)/2 - F_c$, encontrar a tensão inicial necessária F_i

7º) Verificar a evolução da fricção. $f' < f$. Utilizar a equação solucionada para f' .

$$f' = \frac{1}{\phi} \ln \frac{(F_1)_a - F_c}{F_2 - F_c}$$

8º) Encontrar o fator de segurança a partir de $n = H_a / (H_{\text{nom}} K_d)$

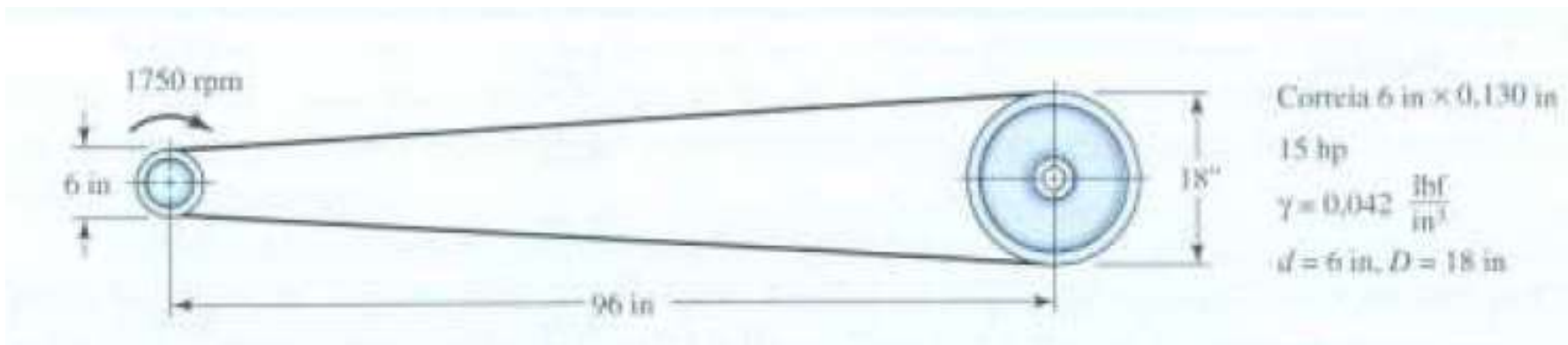


Estudo Dirigido Atividade em grupo (em sala)

DIMENSIONAMENTO DE CORREIAS PLANAS- EXEMPLO 1

Uma correia plana de poliamida A-3, com largura de 6 in. é usada para transmitir 15 hp sob condições de choque leve, em que $K_1 = 1,25$, e um fator de segurança igual a ou maior que 1,1 é apropriado. Os eixos de rotação da polia são paralelos e estão no plano horizontal. Eles estão 8 ft à parte. A polia motora de 6 in gira a 1750 rpm, de uma maneira tal que o lado folgado está em cima. A polia movida tem diâmetro de 18 in. Veja a Figura 17-10. O fator de segurança destina-se a exigências não-qualificáveis.

- Estime a tensão centrífuga F_c e o torque T .
- Estime as F_1 , F_2 e F_t admissíveis, bem como a potência admissível H_a .
- Estime o fator de segurança. Ele é satisfatório?





Estudo Dirigido Atividade em grupo (em sala)

DIMENSIONAMENTO DE CORREIAS PLANAS- EXEMPLO 1

Solução

(a) Equação (17-1):

$$\phi = \theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \left[\frac{18 - 6}{2(8)12} \right] = 3,0165 \text{ rad}$$

Fator de fricção @Tabela 17.2

$$\exp(f\phi) = \exp[0,8(3,0165)] = 11,17$$

$$V = \pi(6)1750/12 = 2749 \text{ ft/min}$$

Tabela 17-2:

$$w = 12\gamma bt = 12(0,042)6(0,130) = 0,393 \text{ lbf/ft}$$

Resposta

Equação (e):

$$F_c = \frac{w}{g} \left(\frac{V}{60} \right)^2 = \frac{0,393}{32,17} \left(\frac{2749}{60} \right)^2 = 25,6 \text{ lbf}$$

$$T = \frac{63\,025 H_{\text{nom}} K_s n_d}{n} = \frac{63\,025(15)1,25(1,1)}{1750}$$

Resposta

$$= 742,8 \text{ lbf} \cdot \text{in}$$



Estudo Dirigido Atividade em grupo (em sala)

DIMENSIONAMENTO DE CORREIAS PLANAS- EXEMPLO 1

(b) A necessária $(F_1)_a - F_2$ para transmitir o torque T , a partir da Equação (h), é

$$(F_1)_a - F_2 = \frac{2T}{d} = \frac{2(742,8)}{6} = 247,6 \text{ lbf}$$

Da Tabela 17-2, $F_u = 100$ lbf. Para correias de poliamida $C_v = 1$ e a partir da Tabela 17-4 $C_p = 0,70$. A partir da Equação (17-12) a máxima tração admissível na correia $(F_1)_a$ é

$$(F_1)_a = bF_u C_p C_v = 6(100)0,70(1) = 420 \text{ lbf}$$

então

$$F_2 = (F_1)_a - [(F_1)_a - F_2] = 420 - 247,6 = 172,4 \text{ lbf}$$

e, a partir da Equação (i),

$$F_i = \frac{(F_1)_a + F_2}{2} - F_c = \frac{420 + 172,4}{2} - 25,6 = 270,6 \text{ lbf}$$



Estudo Dirigido Atividade em grupo (em sala)

DIMENSIONAMENTO DE CORREIAS PLANAS- EXEMPLO 1

A combinação de $(F_1)_a$, F_2 e F_1 transmitirá a potência de projeto de $15(1,25)(1,1) = 20,6$ hp e protegerá a correia. Verificamos o desenvolvimento da fricção solucionando a Equação (17-7) para f' :

$$f' = \frac{1}{\phi} \ln \frac{(F_1)_a - F_c}{F_2 - F_c} = \frac{1}{3,0165} \ln \frac{420 - 25,6}{172,4 - 25,6} = 0,328$$

A partir da Tabela 17-2, $f = 0,8$. Uma vez que $f' < f$, isto é, $0,328 < 0,80$, não existe perigo de deslizamento.



Estudo Dirigido Atividade em grupo (em sala)

DIMENSIONAMENTO DE CORREIAS PLANAS- EXEMPLO 1

(c)

$$n_{fs} = \frac{H}{H_{nom} K_s} = \frac{20,6}{15(1,25)} = 1,1 \quad (\text{como esperado})$$

A correia é satisfatória, e a tensão máxima admissível de correia existe. Se a tensão inicial for mantida, a capacidade será a potência de projeto de 20,6 hp.

3.1. Correias

3.1.5. ANÁLISE DAS CARGAS E DETERMINAÇÃO DAS CARGAS

Correias planas de Metal

As correias finas planas de metal, com suas estabilidades geométricas e resistências mecânicas, não poderiam ser fabricadas até que a **soldagem a laser** e **tecnologia fina de rolamento** tornassem possíveis correias tão finas como as de 0,002 in e tão estreitas como as de 0,026 in.

As correias de metal possuem as seguintes características:

- ❑ Razão elevada de resistência por peso
- ❑ Estabilidade dimensional
- ❑ Sincronia precisa
- ❑ Utilidade para temperaturas de até 370°C
- ❑ Boas propriedades elétricas e de condução térmica

3.1. Correias

3.1.5. ANÁLISE DAS CARGAS E DETERMINAÇÃO DAS CARGAS

Correias planas de Metal

Também podem ser chamadas de: **transmissão por fricção**, **transmissão sincronizadas ou de posicionamento**, ou de **transmissão de fita**.

Podem ser revestidas de metal ou perfuradas.

A introdução de **perfurações** permite aplicações **sem deslizamento**

As ligas de aço inoxidáveis oferecem correias adequadas a ambientes hostis (corrosivos), como por exemplo para aplicações alimentícias e de fármacos.

3.1. Correias

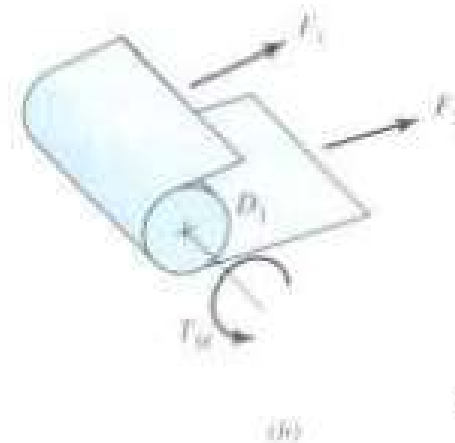
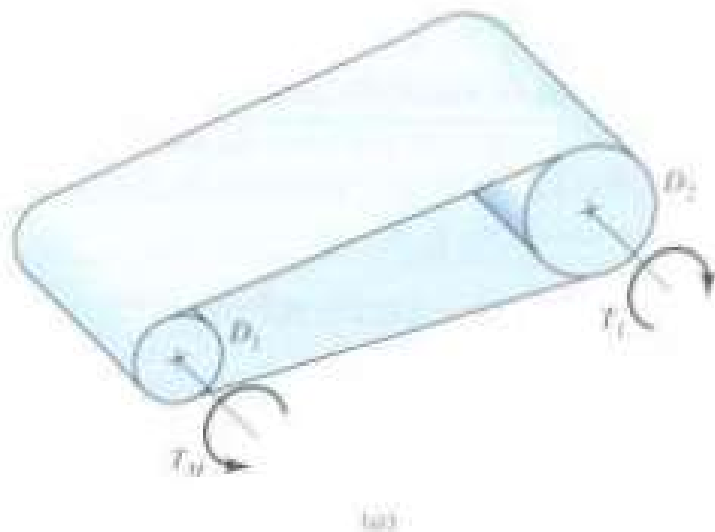
3.1.5. ANÁLISE DAS CARGAS E DETERMINAÇÃO DAS CARGAS

Correias planas de Metal

A imagem abaixo mostra uma correia fina plana de metal, com tensões no lado apertado F_1 e no lado com folga F_2 , descrito exatamente com as mesmas formulações das seções anteriores.

Uma tensão de flexão é criada ao fazer a correia se conformar à polia, e sua magnitude de tração σ_b é:

$$\sigma_b = \frac{Et}{(1-\nu^2)D} = \frac{E}{(1-\nu^2)(D/t)}$$



E = módulo de Young
 t = espessura de correia
 ν = coeficiente de Poisson
 D = diâmetro de polia

3.1. Correias

3.1.5. ANÁLISE DAS CARGAS E DETERMINAÇÃO DAS CARGAS

Correias planas de Metal

As tensões de tração $(\sigma)_1$ e $(\sigma)_2$ impostas pelas tensões de correia F_1 e F_2 são:

$$(\sigma)_1 = F_1/(bt) \text{ e } (\sigma)_2 = F_2/(bt)$$

A maior tensão de tração é $(\sigma_b)_1 + F_1/(bt)$ e a menor $(\sigma_b)_2 + F_2/(bt)$. Durante uma passagem de correia, ambos os níveis de tensão aparecem (**fadiga**).

As tabelas a seguir fornecem informações de **vida em fadiga** (expectativa de vida) e algumas informações adicionais relevantes, para **correias metálicas de aço inoxidável**.

Vida de correia para transmissões* de fricção de aço inoxidável

$\frac{D}{f}$	Passagens da correia
625	$\geq 10^6$
400	$0,500 \cdot 10^6$
333	$0,165 \cdot 10^6$
200	$0,085 \cdot 10^6$

* Dados cedidos como cortesia da Belt Technologies, Agawam, Mass.

3.1. Correias

3.1.5. ANÁLISE DAS CARGAS E DETERMINAÇÃO DAS CARGAS

Correias planas de Metal

Diâmetro* mínimo de polia

Espessura de correia, in	Diâmetro mínimo de polia, in
0,002	1,2
0,003	1,8
0,005	3,0
0,008	5,0
0,010	6,0
0,015	10
0,020	12,5
0,040	25,0

* Dados cedidos como cortesia da Belt Technologies, Agawam, Mass.

Vida de correia para transmissões* de fricção de aço inoxidável

$\frac{D}{f}$	Passagens da correia
625	$\geq 10^6$
400	$0,500 \cdot 10^6$
333	$0,165 \cdot 10^6$
200	$0,085 \cdot 10^6$

* Dados cedidos como cortesia da Belt Technologies, Agawam, Mass.

3.1. Correias

3.1.5. ANÁLISE DAS CARGAS E DETERMINAÇÃO DAS CARGAS

Correias planas de Metal

Propriedades típicas de materiais, correias metálicas*

Liga	Resistência de escoamento, kpsi	Módulo de Young, Mpsi	Coefficiente de Poisson
301 ou 302 Aço inoxidável	175	28	0,285
BeCu	170	17	0,220
1075 ou 1095 Aço carbono	230	30	0,287
Titânio	150	15	—
Inconel	160	30	0,284

* Dados cedidos como cortesia da Belt Technologies, Agawam, Mass.

$\frac{D}{t}$	Passagens da correia	
625	$\geq 10^6$	48.914
400	$0,500 \cdot 10^6$	76.428
333	$0,165 \cdot 10^6$	91.805
200	$0,085 \cdot 10^6$	152.855

$$\sigma = 14\,169\,982 N_p^{-0,407};$$

$$= 14,17(10^6) N_p^{-0,407}$$

Exemplo: Com $E=28\text{Mpsi}$ e $\nu=0,29$, as tensões de flexão correspondentes às quatro entradas da Tabela são 48.914; 76.428; 91.805; 152.855 psi. Utilizando uma transformação natural log da tensão e das passagens, a linha de regressão ($r=-0,96$) é: Em que N_p é o número de passagens da correia

3.1. Correias

3.1.5. ANÁLISE DAS CARGAS E DETERMINAÇÃO DAS CARGAS

Passo a passo da Seleção Plana de Metal

O procedimento para a seleção da correia mais adequada segue a seguinte sequência ou passos:

1 Encontrar $\exp(f\phi)$ da geometria e da fricção

2 Encontrar a resistência

$$S_f = 14,17(10^6)N_p^{-0,407} \quad 301, 302 \text{ inoxidável}$$

$$S_f = S_s/3 \quad \text{outros}$$

3 Tensão admissível

$$F_{1a} = \left[S_f - \frac{Et}{(1-\nu^2)D} \right] tb = ab$$

4 $\Delta F = 2T/D$

5 $F_2 = F_{1a} - \Delta F = ab - \Delta F$

6 $F_f = \frac{F_{1a} + F_2}{2} = \frac{ab + ab - \Delta F}{2} = ab - \frac{\Delta F}{2}$

7 $b_{\min} = \frac{\Delta F \exp(f\phi)}{a \exp(f\phi) - 1}$

8 Escolher $b > b_{\min}$, $F_1 = ab$, $F_2 = ab - \Delta F$, $F_f = ab - \Delta F/2$, $T = \Delta F D/2$

9 Verificar o desenvolvimento friccional f' :

$$f' = \frac{1}{\phi} \ln \frac{F_1}{F_2} \quad f' < f$$



Estudo Dirigido Atividade em grupo (em sala)

DIMENS. DE CORREIAS PLANAS DE METAL - EXEMPLO 3

Uma correia de aço inoxidável de transmissão de fricção gira sobre duas polias de metal de 4 in ($f = 0,35$). A espessura dessa correia deve ser de 0,003 in. Para uma vida excedendo a 10^6 passagens de correia com torque suave ($K_s = 1$), (a) selecione a correia, se o torque tiver de ser de 30 lbf · in, e (b) encontre a tensão inicial F_i .

Solução:

A partir do passo 1, $\phi = \theta_d = \pi$; portanto, $\exp(0,35\pi) = 3,00$. A partir do passo 2,

$$(S_f)_{10^6} = 14,17(10^6)(10^6)^{-0,407} = 51\,210 \text{ psi}$$

A partir dos passos 3, 4, 5 e 6,

$$F_{1a} = \left[51\,210 - \frac{28(10^6)0,003}{(1 - 0,285^2)4} \right] 0,003b = 85,1b \text{ lbf} \quad (1)$$

$$\Delta F = 2T/D = 2(30)/4 = 15 \text{ lbf} \quad (2)$$

$$F_2 = F_{1a} - \Delta F = 85,1b - 15 \text{ lbf}$$

$$F_i = \frac{F_{1a} + F_2}{2} = \frac{85,1b + 15}{2} \text{ lbf} \quad (3)$$



Estudo Dirigido Atividade em grupo (em sala)

DIMENS. DE CORREIAS PLANAS DE METAL - EXEMPLO 3

Solução (Cont.)

A partir do passo 7,

$$b_{\min} = \frac{\Delta F}{a} \frac{\exp(f\phi)}{\exp(f\phi) - 1} = \frac{15}{85,1} \frac{3,00}{3,00 - 1} = 0,264 \text{ in}$$

Decisão

Selecione uma correia disponível com largura de 0,75 in e espessura de 0,003 in.

Equação (1): $F_1 = 85,1(0,75) = 63,8 \text{ lbf}$

Equação (2): $F_2 = 85,1(0,75) - 15 = 48,8 \text{ lbf}$

Equação (3): $F_f = (63,8 + 48,8)/2 = 56,3 \text{ lbf}$

$$f' = \frac{1}{\phi} \ln \frac{F_1}{F_2} = \frac{1}{\pi} \ln \frac{63,8}{48,8} = 0,0853$$

Observe que $f' < f$, isto é, $0,0853 < 0,35$.

3.1. Correias

3.1.6. ESPECIFICAÇÃO DE CORREIAS TRAPEZOIDAIS

Padronização

As correias industriais trapezoidais são fabricadas basicamente com dois conjuntos de perfis: o perfil Hi-Power (A, B, C, D e E) e o perfil PW (3V, 5V e 8V), conforme mostra a figura 1.13.

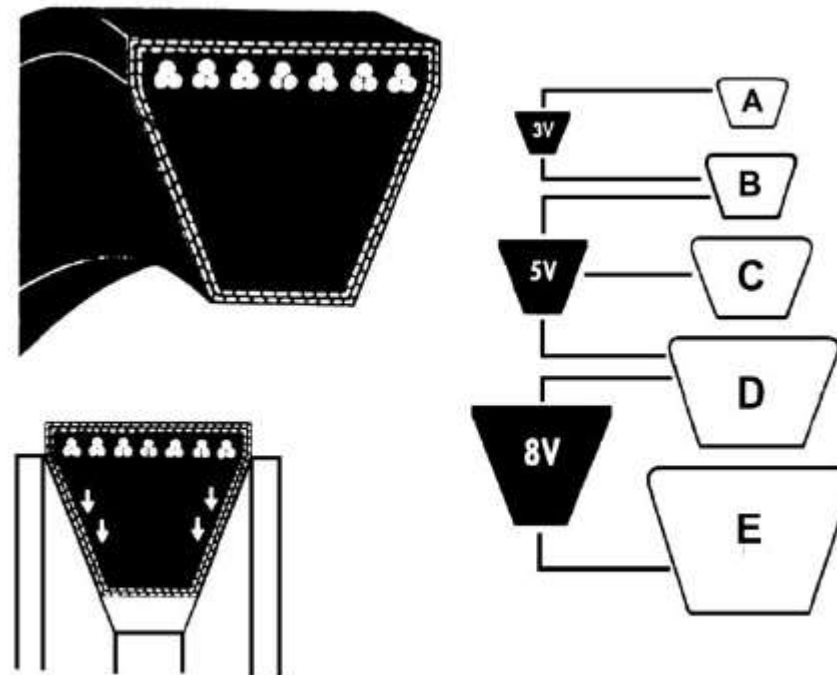


Figura 1.13 – Padronização de correias trapezoidais.

3.1. Correias

3.1.6. ESPECIFICAÇÃO DE CORREIAS TRAPEZOIDAIS

Padronização

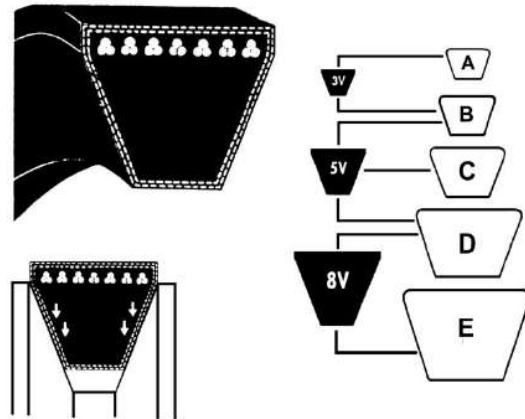


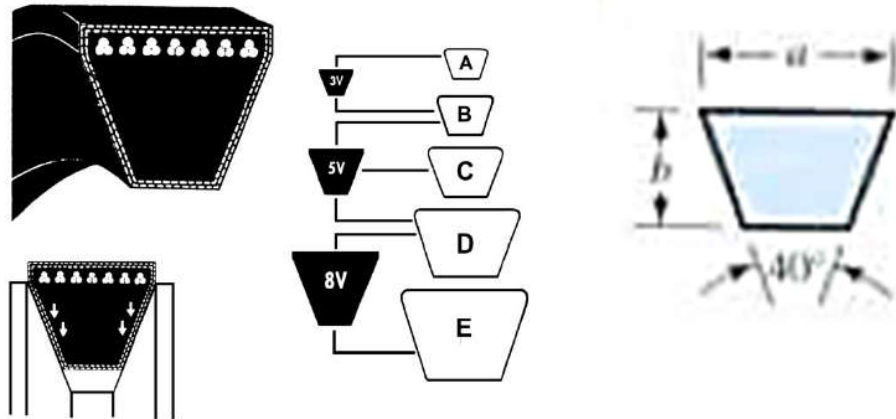
Figura 1.13 – Padronização de correias trapezoidais.

<i>HI-POWER</i>	Seção	b [mm]	t [mm]	Faixa recomendada de diâmetros para a polia menor [mm]		
				d_{min}	$d_{máx}$	d_{limite}
	A	13	8	76	127	710
	B	17	11	127	188	1000
	C	22	14	188	330	1600
	D	32	19	330	432	2000
	E	38	23	432	710	2500
	3V	9.5	8	68	304	–
	5V	16	13.5	180	406	–
	8V	25.4	22	320	570	–
$\varphi = \text{ângulo da correia "V"} (34^\circ \text{ a } 42^\circ)$						

3.1. Correias

3.1.6. ESPECIFICAÇÃO DE CORREIAS TRAPEZOIDAIS

Padronização



Secção de correia	Largura a , in	Espessura b , in	Diâmetro mínimo de polia acanalada, in	Intervalo, uma ou mais correias
A	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{32}$	3,0	$\frac{1}{4}$ -10
B	$\frac{21}{32}$	$\frac{7}{16}$	5,4	1-25
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{17}{32}$	9,0	15-100
D	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	13,0	50-250
E	$1\frac{1}{2}$	1	21,6	100 e acima

3.1. Correias

3.1.6. ESPECIFICAÇÃO DE CORREIAS TRAPEZOIDAIS

Padronização

Circunferências internas das correias padronizadas em V

Secção	Circunferência, in
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300
C	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420
D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660

3.1. Correias

3.1.6. ESPECIFICAÇÃO DE CORREIAS TRAPEZOIDAIS

Passo a passo da Seleção de Correias Trapezoidais

O procedimento para a seleção da correia mais adequada segue a seguinte sequência ou passos:

- 1º) Determinação da potência de projeto
- 2º) Escolha da seção mais adequada
- 3º) Cálculo da potência transmitida por 1 correia
- 4º) Determinação do número de correias
- 5º) Determinação do comprimento e especificação da correia

3.1. Correias

3.1.6. ESPECIFICAÇÃO DE CORREIAS TRAPEZOIDAIS

Seleção de Correias Trapezoidais

1º) Potência de Projeto - PHP

Normalmente, em uma transmissão, é conhecida a potência da máquina condutora (P). Esta deve ser multiplicada por um fator de serviço que levará em consideração certas condições de funcionamento, tais como o arranque, o tempo de funcionamento, a carga (intermitente ou contínua), o tipo de choque e etc.. Quando a potência da máquina conduzida for conhecida esta pode ser utilizada como potência de projeto (PHP).

$$P_{HP} = P \cdot FS$$

onde: P = potência do motor.
 FS = fator de serviço.

O ANEXO 1 apresenta uma tabela com fatores de serviço que devem ser utilizados quando se tem conhecimento exato das máquinas motora e movidas. Caso a transmissão não se encontre entre as listadas, as tabelas 3 e 4 podem ser utilizadas.

3.1. Correias

3.1.6. ESPECIFICAÇÃO DE CORREIAS TRAPEZOIDAIS

Seleção de Correias Trapezoidais

1º) Potência de Projeto - PHP

Tabela 3 - Fator de Serviço – FS.

<i>TIPO DE TRABALHO</i>	<i>FATOR DE SERVIÇO</i>	<i>CONDIÇÃO DE TRABALHO</i>
LEVE	1.0	Utilização: uso intermitente, menos de 6 h/dia Sem sobrecarga.
NORMAL	1.2	Utilização: 6 a 16 h/dia Sobrecarga momentânea, < 150 % da carga nominal.
MÉDIO	1.4	Utilização: 16 a 24 h por dia. Sobrecarga momentânea, < 200 % da carga nominal.
PESADO	1.6	Utilização: 16 a 24 h/dia Sobrecarga momentânea, < 250 % da carga nominal.
EXTRA-PESADO	1.8 – 2.0	Utilização: 24 h/dia, 7 dias/semana. Sobrecarga freqüente, < 250 % da carga nominal.

3.1. Correias

3.1.6. ESPECIFICAÇÃO DE CORREIAS TRAPEZOIDAIS

Seleção de Correias Trapezoidais

1º) Potência de Projeto - PHP

Tabela 4 - Fator Adicional a ser aplicado ao Fator de Serviço.

<i>CONDIÇÕES DE FUNCIONAMENTO</i>			<i>ADICIONAR AO FATOR DE SERVIÇO - FS</i>
Ambiente poeirento			0.1
Ambiente úmido			0.1
Polias tensoras	Ramo frouxo	internamente	0.1
		externamente	0.1
	Ramo tenso	internamente	0.1
		externamente	0.2
Polia motora maior do que a conduzida			0.2

3.1. Correias

3.1.6. ESPECIFICAÇÃO DE CORREIAS TRAPEZOIDAIS

Seleção de Correias Trapezoidais

2º) Escolha do perfil (seção) da correia

A determinação da seção mais adequada à transmissão é feita utilizando-se os gráficos mostrados nas figuras 1.14 (a) e (b). Deve-se decidir previamente o tipo de correia a ser utilizado (Hi-Power ou PW). Em seguida deve-se encontrar a interseção entre a rotação da polia menor (ou eixo mais rápido) e a potência de projeto (PHP), calculada no 1º passo. A região onde estiver a interseção mostrará o perfil de correia mais indicado.

3.1. Correias

3.1.6. ESPECIFICAÇÃO DE CORREIAS TRAPEZOIDAIS

Seleção de Correias Trapezoidais

2º Escolha do perfil (seção) da correia

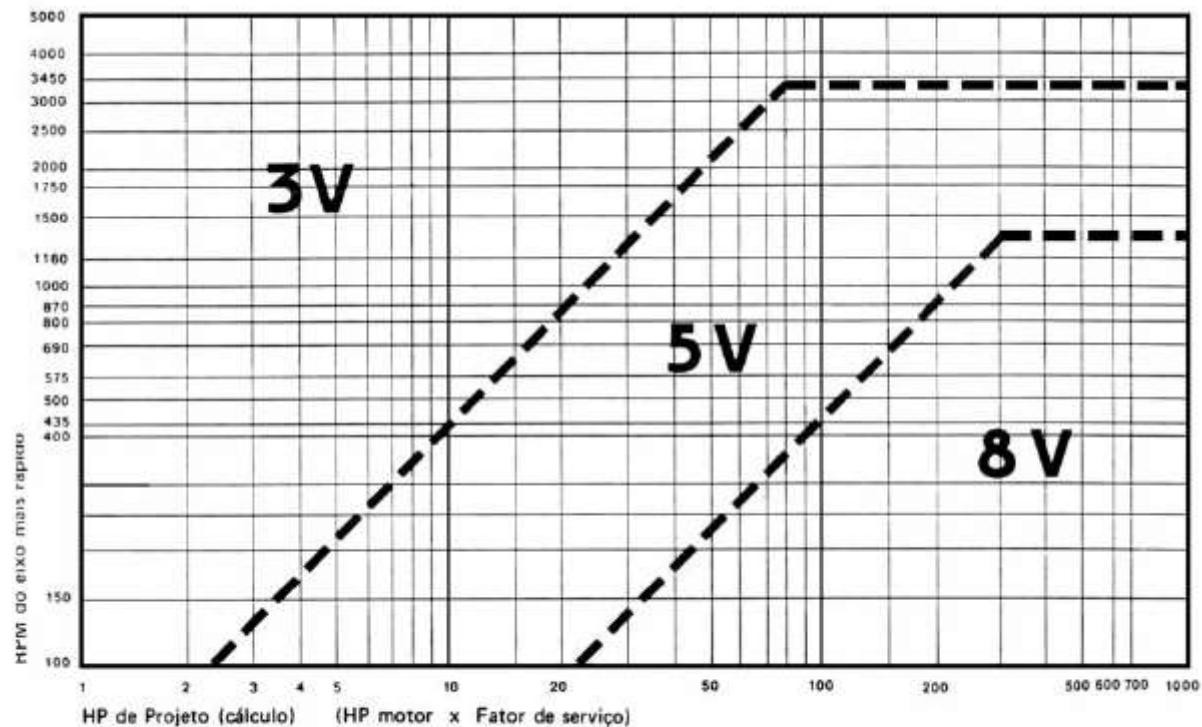


Figura 1.14 (a) - Gráficos para determinação da seção das correias 3V, 5V e 8V.
 $P_{HP} \times rpm$ do eixo mais rápido (polia menor).

3.1. Correias

3.1.6. ESPECIFICAÇÃO DE CORREIAS TRAPEZOIDAIS

Seleção de Correias Trapezoidais

2º Escolha do perfil (seção) da correia

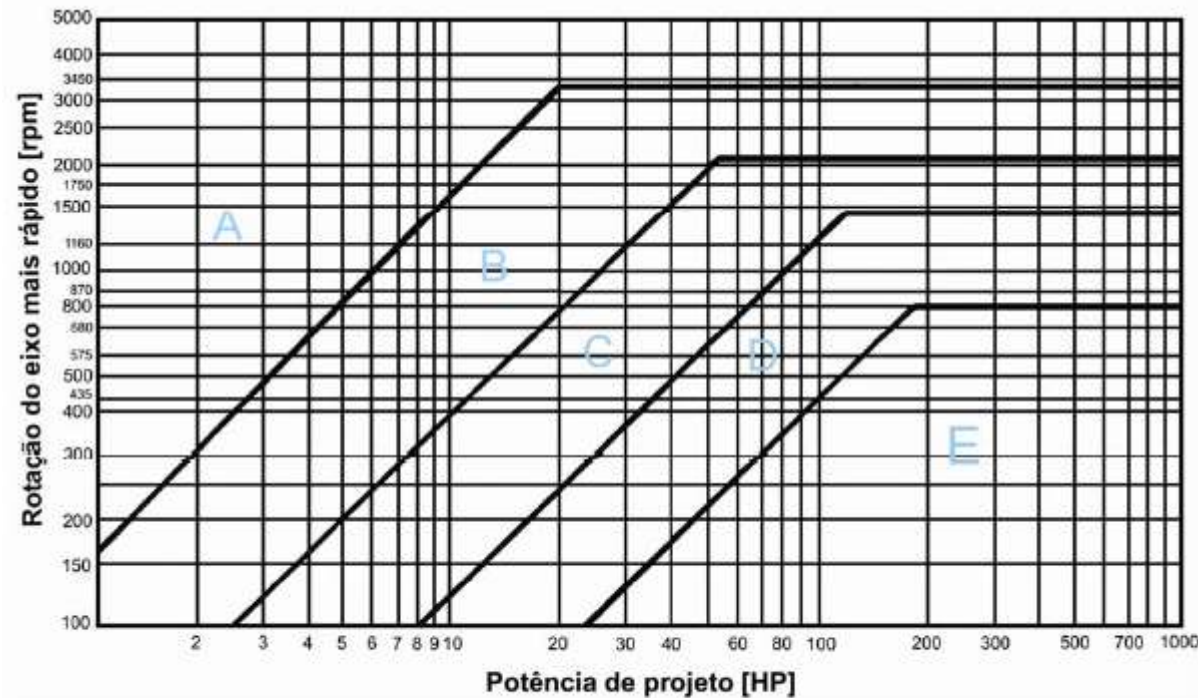


Figura 1.14 (b) - Gráficos para determinação da seção das correias A, B, C, D e E.
 P_{HP} x rpm do eixo mais rápido (polia menor).

3.1. Correias

3.1.6. ESPECIFICAÇÃO DE CORREIAS TRAPEZOIDAIS

Seleção de Correias Trapezoidais

3º) Potências por Correias (P_{corr})

A próxima etapa consiste na determinação da potência que uma correia com o perfil determinado no passo anterior, pode transmitir naquela velocidade.

Esta potência é determinada pelo fabricante, através de ensaio realizado com polias de canais iguais (arco de contato igual a 180°), comprimentos médios e fator de operação igual a 1.0. Ela é normalmente fornecida em forma de tabelas, coeficientes a serem aplicados em fórmulas ou gráficos e varia de acordo com o fabricante, em função dos materiais componentes da correia.

O segundo método consiste em determinar-se a potência que 1 correia pode transmitir, porém através de equações, tabelas e gráficos fornecidos nos catálogos dos fabricantes.

A seguir será apresentado o processo de seleção baseado no catálogo da Goodyear. Determina-se a potência que 1 correia pode transmitir através da equação [7], abaixo.

3.1. Correias

3.1.6. ESPECIFICAÇÃO DE CORREIAS TRAPEZOIDAIS

Seleção de Correias Trapezoidais

3º) Potências por Correias (P_{corr})

$$P_{corr} = (HP_{básico} + HP_{adicional}) \times F_L \quad [7]$$

onde:

- $HP_{básico}$ é a capacidade de transmissão da correia caso as polias possuam o mesmo diâmetro.
- $HP_{adicional}$ é um fator de correção aplicado devido a diferença entre os diâmetros das polias; depende da relação de transmissão (i).

Assim, $HP_{básico} = f(\text{perfil, } d, \text{rpm})$ e $HP_{adicional} = f(\text{perfil, } d, \text{rpm, } i)$.

Ambos os valores são obtidos na mesma tabela, que se encontra no ANEXO 3. Na equação [7], F_L é um fator de correção para o comprimento da correia e seu perfil. Seu valor é obtido da seguinte forma:

1. Determina-se o comprimento ideal da correia através da equação [1];
2. Especifica-se seu comprimento real utilizando a tabela do ANEXO 2;



3.1. Correias

3.1.6. ESPECIFICAÇÃO DE CORREIAS TRAPEZOIDAIS

Seleção de Correias Trapezoidais

3º) Potências por Correias (P_{corr}) O valor de FL é então obtido na tabela 5

Tabela 5 - Fator de correção - F_L

Designação do tamanho	Fator de correção - F_L				
	A	B	C	D	E
26	0.78				
31	0.82				
35	0.85	0.80			
38	0.87	0.82			
42	0.89	0.84			
46	0.91	0.86			
51	0.93	0.88	0.80		
55	0.95	0.89	0.81		
60	0.97	0.91	0.83		
68	1.00	0.94	0.85		
75	1.02	0.96	0.87		
80	1.04	0.97	0.88		
81	1.045	0.98	0.89		
85	1.05	0.99	0.90		
90	1.07	1.00	0.91		
96	1.08	1.01	0.92		
97	1.09	1.02	0.93		
105	1.10	1.03	0.94		
112	1.12	1.05	0.95		
120	1.13	1.06	0.96	0.86	
128	1.15	1.08	0.98	0.89	
144		1.10	1.00	0.91	
158		1.12	1.02	0.93	
173		1.14	1.04	0.94	
180		1.15	1.05	0.95	0.92
195		1.17	1.06	0.96	0.93
210		1.18	1.07	0.98	0.95
240		1.22	1.10	1.00	0.97
270		1.24	1.13	1.02	0.99
300		1.27	1.15	1.04	1.01
330			1.17	1.06	1.03
360			1.18	1.07	1.04
390			1.20	1.09	1.06
420			1.21	1.10	1.07
480				1.13	1.09
540				1.15	1.11
600				1.17	1.13
660				1.18	1.15

3.1. Correias

3.1.6. ESPECIFICAÇÃO DE CORREIAS TRAPEZOIDAIS

Seleção de Correias Trapezoidais

4º No de Correias (N)

Assim, o n° de correias (N) mais adequado à transmissão é determinado através da relação entre a potência a ser transmitida (PHP) e a capacidade de transmissão da correia escolhida (Pcorr). Esta relação é expressa pela equação [8]

$$N = \frac{P_{HP}}{(P_{corr} \cdot Ca)} \quad [8]$$

onde:

$Ca \rightarrow$ fator de correção para o arco de contato = $f(\text{dimensões } (D, d \text{ e } c), \text{ tipo de polias (V-V ou V-plana)})$ – tabela 6.

3.1. Correias

3.1.6. ESPECIFICAÇÃO DE CORREIAS TRAPEZOIDAIS

Seleção de Correias Trapezoidais

4º No de Correias (N)

Tabela 6 - Fator de correção para o arco de contato - C_a

$\frac{(D-d)}{c}$	Ângulo de contato [°]	Fator de correção - C_a	
		V-V	V-plana
0.0	180	1.00	0.75
0.1	174	0.99	0.76
0.2	169	0.97	0.78
0.3	163	0.96	0.79
0.4	157	0.94	0.80
0.5	151	0.93	0.81
0.6	145	0.91	0.83
0.7	139	0.89	0.84
0.8	133	0.87	0.85
0.9	127	0.85	0.86
1.0	120	0.82	0.82
1.1	113	0.80	0.80
1.2	106	0.77	0.77
1.3	99	0.73	0.73
1.4	91	0.70	0.70
1.5	83	0.65	0.65

3.1. Correias

3.1.6. ESPECIFICAÇÃO DE CORREIAS TRAPEZOIDAIS

Seleção de Correias Trapezoidais

5º Comprimento da Correia (L)

Para finalizar a especificação da correia basta determinar seu comprimento. É necessário conhecer previamente a distância entre os centros (c). Caso esta seja desconhecida a seguinte relação pode ser utilizada:

$$i < 3 \Rightarrow c = \frac{(D+d)}{2} + d$$
$$i \geq 3 \Rightarrow c = D$$

Calcula-se o comprimento através da equação [1], reproduzida abaixo, e então procura-se na tabela de comprimentos standard de correias (ANEXO 2), o comprimento real mais próximo do calculado..

$$L_{\text{calculado}} = 2 \cdot c + \frac{\pi}{2}(D+d) + \frac{(D-d)^2}{4 \cdot c}$$

$$L_{\text{calculado}} \rightarrow \text{ANEXO 2} \rightarrow L_{\text{real}}$$

3.1. Correias

3.1.6. ESPECIFICAÇÃO DE CORREIAS TRAPEZOIDAIS

Seleção de Correias Trapezoidais

5º Comprimento da Correia (L)

Algumas vezes pode ser necessário recalcular a distância entre centros (c_{real}) em função do comprimento real da correia ($L_{real} \rightarrow c_{real}$). Substituindo o valor de L_{real} na equação [1], vem:

$$c_{real} = \frac{K + \sqrt{K^2 - 32 \cdot (D - d)^2}}{16}$$

onde: $K = 4 \cdot L_{real} - 2 \cdot \pi \cdot (D + d)$

3.1. Correias

3.1.7. ESTIMATIVA DE VIDA DA CORREIA

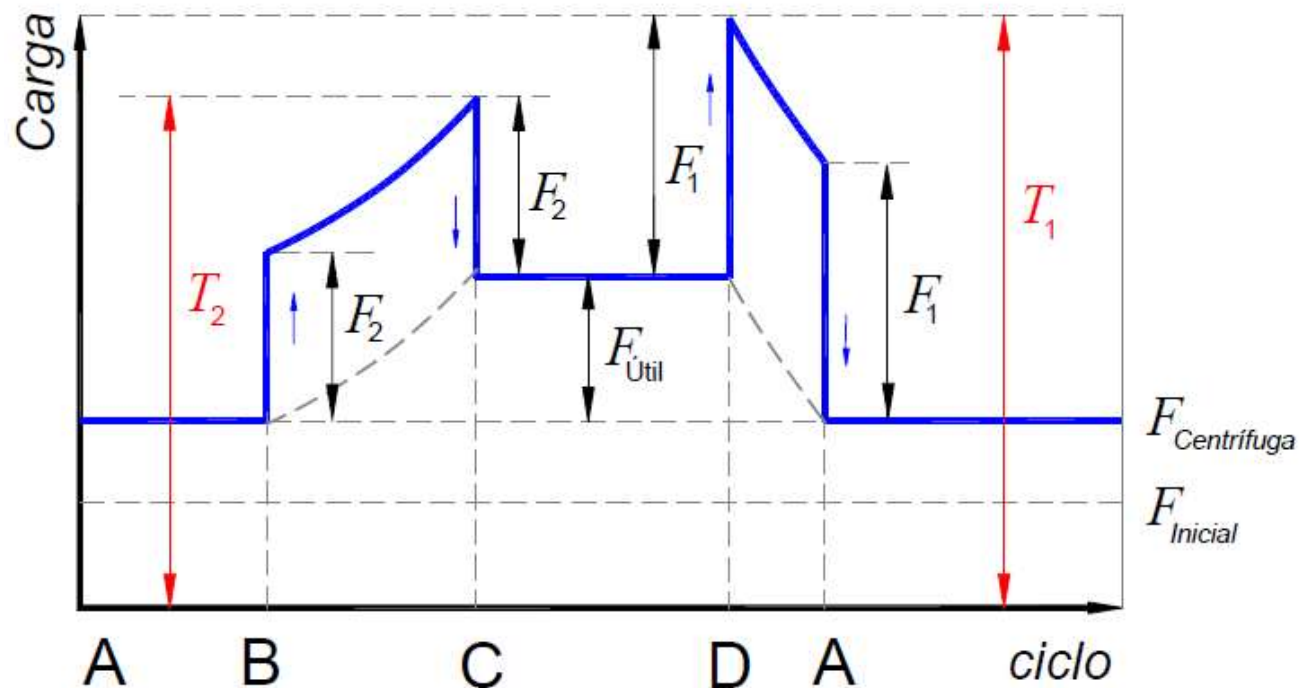
Após a especificação, uma estimativa da vida desta correia pode ser feita. O enfoque importante é a análise da ordem de grandeza desta vida. Se ela não atender os critérios projeto existem parâmetros que podem ser alterados a fim de se obter uma alternativa possível.

Os fatores que influenciam a vida de uma correia são: as cargas de tração e de flexão, o número de picos de carga e os efeitos centrífugos. Baseado nestes conhecimentos, algumas observações podem ser feitas: quanto menor o diâmetro da polia e o comprimento e quanto maior a velocidade, mais severa é a transmissão e menor é a vida da correia. Estes fatores normalmente estão embutidos na capacidade de transmissão das correias, porém uma estimativa mais acurada é necessária.

Observando os pontos críticos C e D, no gráfico de distribuição de carga por ciclo na correia, na figura 1.13, aqui repetida, pode-se determinar a intensidade dos picos de carga.

3.1. Correias

3.1.7. ESTIMATIVA DE VIDA DA CORREIA



No ponto D: $T_1 = F_C + F_1 + F_{Flex1}$

No ponto C: $T_2 = F_C + F_2 + F_{Flex2}$

onde: F_1 e F_2 \Rightarrow forças de tração nos ramos tenso e frouxo, respectivamente.

F_{Flex1} e F_{Flex2} \Rightarrow cargas devido à flexão em torno da polia.

F_C \Rightarrow carga gerada pelos efeitos centrífugos.

3.1. Correias

3.1.7. ESTIMATIVA DE VIDA DA CORREIA

O cálculo das cargas devido à flexão e efeitos centrífugos seja executado da seguinte forma (Spotts, M.F.):

$$\left. \begin{aligned} F_{Flex1} &= \frac{K_b}{d} \quad e \quad F_{Flex2} = \frac{K_b}{d} \\ F_c &= K_c \cdot \left(\frac{V}{1000} \right)^2 \\ M_1 &= \left(\frac{Q}{F_1} \right)^x \quad e \quad M_2 = \left(\frac{Q}{F_2} \right)^x \end{aligned} \right\}$$

M1 e M2 correspondem ao número de picos de carga F1 e F2 que a correia é capaz de suportar. Os valores de Kb, Kc, Q e x estão listados na tabela 7, abaixo.

* Para o cálculo de M1 e M2 utilizando os valores de Q e x da tabela 7, as cargas F1 e F2 deverão estar em [lbf].

Tabela 7 – Valores de K_b , K_c , Q e x .

SEÇÃO	K_b	K_c	Q^*	x^*
A	24.87	96610.8	674	11.089
B	65.11	166184.4	1193	10.924
C	180.85	295515.4	2038	11.173
D	642.01	2378262.5	4208	11.105

3.1. Correias

3.1.7. ESTIMATIVA DE VIDA DA CORREIA

Assim, a vida da correia é determinada utilizando-se o método de Minner [02], que prediz que o número de ciclos que a correia pode suportar é:

$$\frac{1}{N} = \frac{1}{M_1} + \frac{1}{M_2} \Rightarrow N = \frac{M_1 \cdot M_2}{M_1 + M_2} \text{ ciclos de aplicação de carga.}$$

A vida da correia pode ser estimada ainda em:

$$N_h = \frac{N \cdot L}{(12 \cdot V \cdot 60)} \text{ [horas]}$$

ou

$$N_m = \frac{N_h}{160}, \text{ em meses de 20 dias úteis com 8 horas de trabalho.}$$

3.1. Correias

3.1.8. RECOMENDAÇÕES E ORIENTAÇÕES DE PROJETO

1. Para garantir tensão suficiente e/ou aumentar o arco de contato, pode-se recorrer a dispositivos de estiramento (figura 1.16.a) ou polias tensoras, estiradores, fixas ou oscilantes (figura 1.16.b).

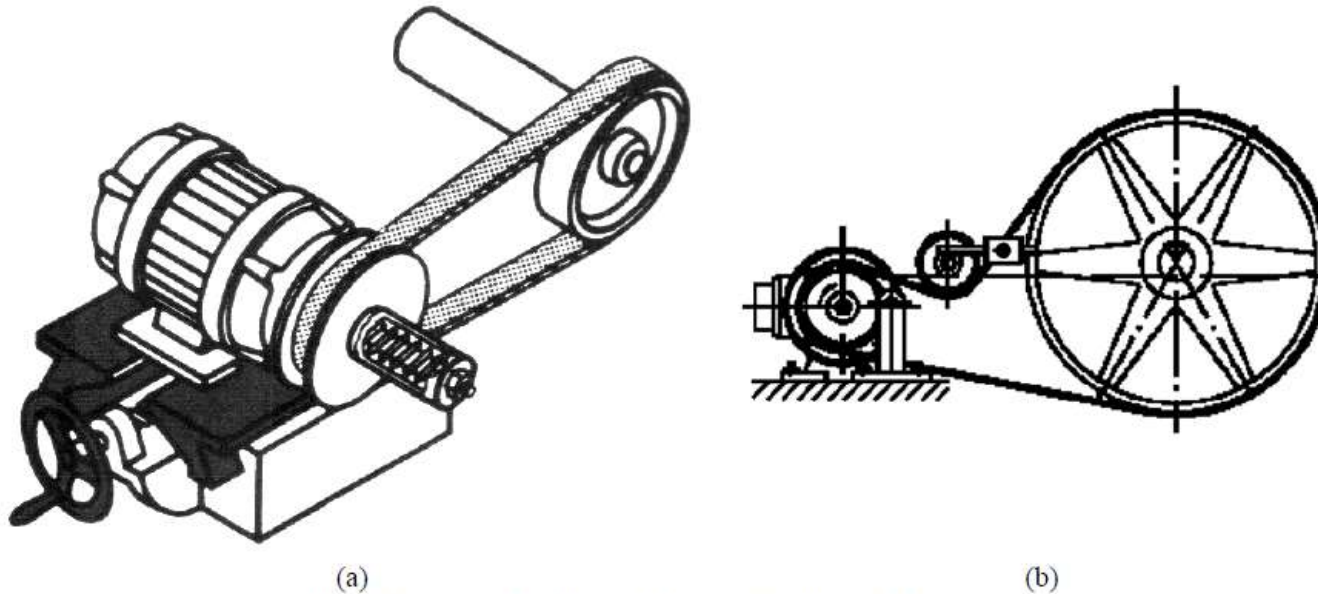


Figura 1.16 – Dispositivos de estiramento de correias.

2. O ângulo de abraçamento deve ser maior que 120° na polia menor.

3.1. Correias

3.1.8. RECOMENDAÇÕES E ORIENTAÇÕES DE PROJETO

3. No caso de ruptura de uma correia em uma transmissão múltipla, deve ser feita a substituição de todas as correias, para evitar que as correias já estiradas, trabalhem conjuntamente com novas.
4. Sempre que possível, o ramo frouxo da carreira deve estar para cima, para aumentar o arco de contato.

5. A tabela 8 mostra os resultados do estudo da influência do número de correias na vida das correias de transmissão. Observa-se que o acréscimo de uma correia na transmissão aumenta a vida do conjunto cerca de 40 %, enquanto que a diminuição de uma correia diminui a vida na ordem de 35%.

Tabela 8 – Influência do número de correias sobre a vida da correia.

Número de correias ($N_{recomendado} = 10$)	<i>VIDA DA CORREIA (%)</i>
12	200
11	145
10	100
9	65
8	41
7	23
6	13

3.1. Correias

3.1.8. RECOMENDAÇÕES E ORIENTAÇÕES DE PROJETO

6. A força centrífuga afeta a vida das correias. Isto limita a velocidade de trabalho da correia. Até 10 m/s a força resultante é aceitável, porém acima de 20 m/s é considerado crítico.
7. A influência da temperatura na vida de correias é sentida a partir de 70° C conforme mostra a figura 1.17, abaixo. Uma temperatura de trabalho de 80° C reduz a vida da correia em cerca de 50 %.

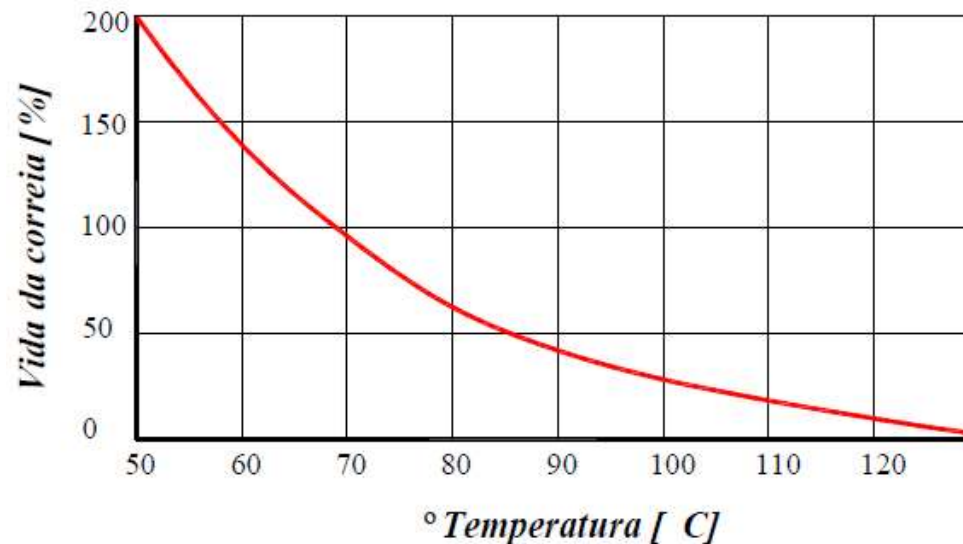


Figura 1.17 – Influência da temperatura na vida das correias.

3.1. Correias

3.1.8. RECOMENDAÇÕES E ORIENTAÇÕES DE PROJETO

8. Variação do comprimento da correia e do coeficiente de atrito:
 - alongamento permanente devido ao desgaste – deve-se utilizar estiradores.
 - alongamento devido a temperatura e umidade – deve-se utilizar uma proteção.
 - alongamento relativo entre a correia e a polia, devido à variação de tensão (creep).
 - O escorregamento devido ao creep não deve ultrapassar 2% da velocidade da correia.
8. A transmissão por correias terá maiores dimensões e menor capacidade de carga quando comparada a transmissões por correntes e engrenagens.
9. Os rendimentos das correias são na ordem de:
 - correia plana → 95 a 98 %
 - correia em “V” → 70 a 96 %

3.1. Correias

3.1.8. RECOMENDAÇÕES E ORIENTAÇÕES DE PROJETO

10. As polias utilizadas para correias planas devem ser abauladas para se manterem centradas; a norma ABNT PB 30 padroniza estas polias.
11. Na utilização de sistemas mistos (polias lisas e ranhuradas) a polia maior deve ser lisa com acabamento superficial não muito bom, p/ aumentar o atrito.
12. Seguir sempre as recomendações do fabricante.



Estudo Dirigido

Atividade em grupo (em sala)

DIMENSIONAMENTO DE CORREIAS EM V – EXEMPLO 4

1. Para o acionamento mostrado abaixo, pede-se:
 - a. Especifique a correia em “V” mais adequada.
 - b. A distância real entre centros
 - c. O diâmetro do eixo da contra-marcha para que a deflexão não ultrapasse 0.3 mm.
 - d. A carga inicial na correia.

Dados: - relação de transmissão: $i = 4$ (1:4)

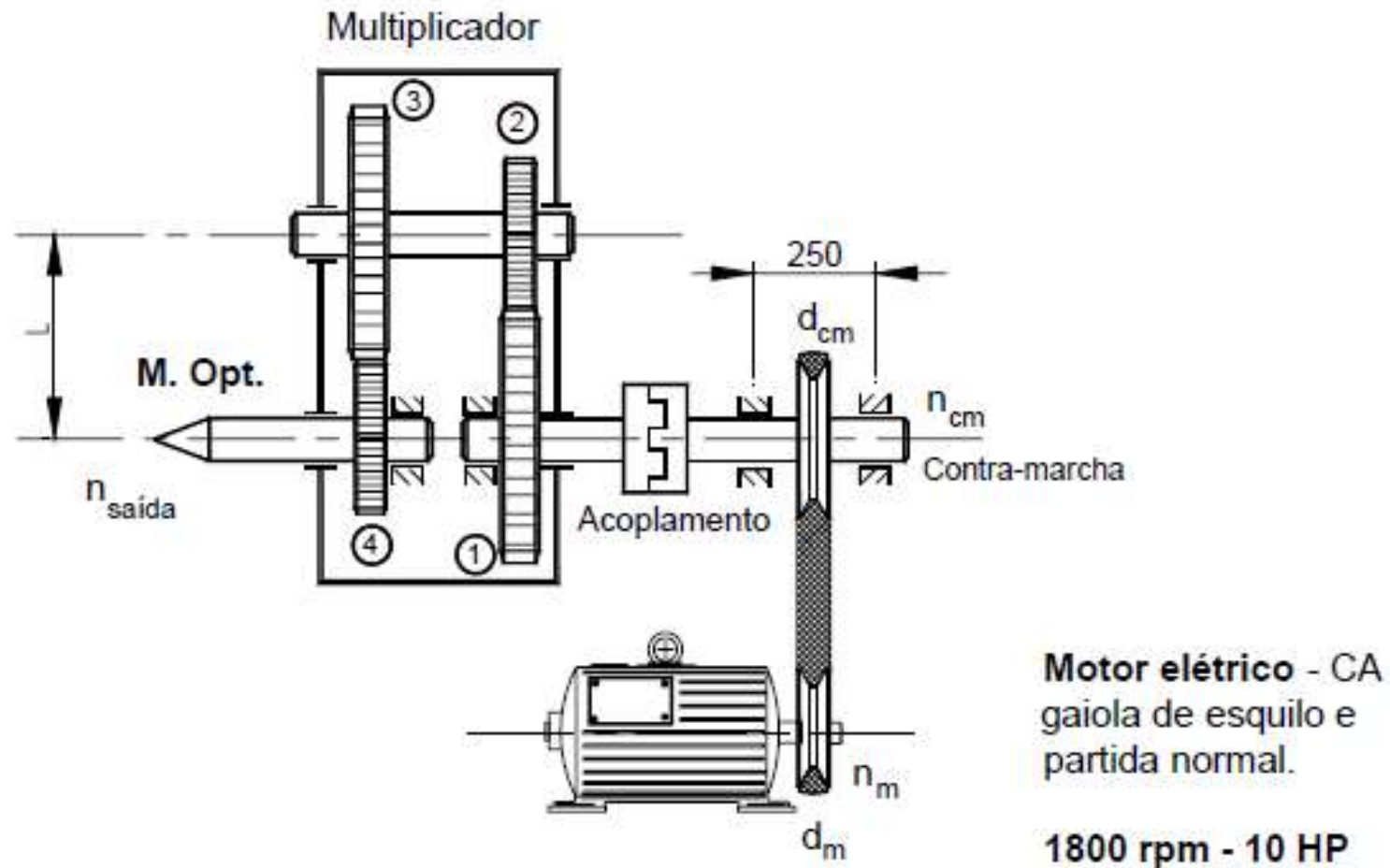
- coeficiente de atrito correia/polia: $\mu = 0.3$

- uso intermitente, ambiente úmido e poeirento, ausência de sobrecarga.



Estudo Dirigido Atividade em grupo (em sala)

DIMENSIONAMENTO DE CORREIAS EM V – EXEMPLO 4





Estudo Dirigido Atividade em grupo (em sala)

DIMENSIONAMENTO DE CORREIAS EM V – EXEMPLO 4

SOLUÇÃO:

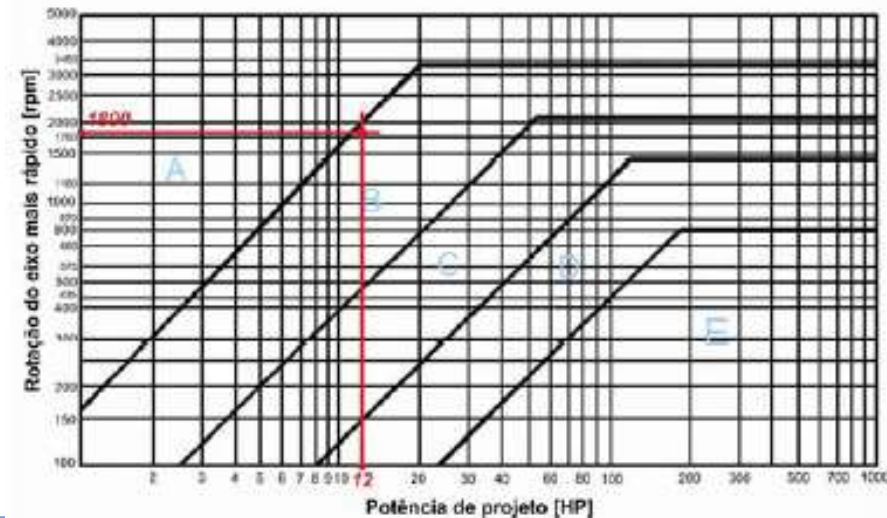
a) Especificação da correia:

1º Passo: Potência de Projeto: $P_{HP} = P \cdot FS$

$$P_{HP} = 10 \cdot \left(\underbrace{1.0}_{\text{Tabela 2}} + \overbrace{\left(\underbrace{0.1}_{\text{amb. úmido}} + \underbrace{0.1}_{\text{poeira}} \right)}^{\text{Tabela 3}} \right) \Rightarrow P_{HP} = 12 \text{ HP}$$

2º Passo: Escolha da seção mais adequada:

Figura 1.14(b) $\left\{ \begin{array}{l} P_{HP} = 12 \\ rpm = 1800 \end{array} \right. \Rightarrow \text{SEÇÃO } \underline{B}$





Estudo Dirigido Atividade em grupo (em sala)

DIMENSIONAMENTO DE CORREIAS EM V – EXEMPLO 4

3º Passo: Capacidade de transmissão de 1 correia de seção B, nas condições especificadas:

$$P_B = (HP_{\text{básico}} + HP_{\text{adicional}}) \times F_L$$

$$HP_{\text{básico}} \rightarrow \text{ANEXO 3.2} \quad \rightarrow n = 1800 \text{ rpm} \quad \rightarrow \boxed{HP_{\text{básico}} = 4.40 \text{ HP}}$$
$$\rightarrow d_{\text{min}} = 5'' = 127 \text{ mm}$$

$$HP_{\text{adicional}} \rightarrow \text{ANEXO 3.2 (mesma linha)} \quad i = 4 \quad \rightarrow \boxed{HP_{\text{adicional}} = 0.63}$$

Fator de correção para o comprimento – F_L :

$$- \quad i = 4 \text{ (recomendação: } i > 3) \Rightarrow c = D = 508 \text{ mm}$$

$$- \quad L_{\text{calculado}} = 2 \cdot c + \frac{\pi}{2}(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4 \cdot c} = (2 \cdot 508) + \frac{\pi}{2} \cdot (508 + 127) + \left[\frac{(508 - 127)^2}{4 \cdot 508} \right]$$

$$- \quad L_{\text{calculado}} = 2085 \text{ mm} \Rightarrow \text{ANEXO 2} \rightarrow L_{\text{real}} = 2105 \text{ mm} = \text{B-81} \rightarrow \text{tabela 5} \rightarrow \boxed{F_L = 0.98}$$

$$\text{Assim: } P_B = (4.40 + 0.63) \times 0.98 \Rightarrow \boxed{P_B = 4.93 \text{ HP}}$$



Estudo Dirigido Atividade em grupo (em sala) DIMENSIONAMENTO DE CORREIAS EM V – EXEMPLO 4

4º Passo: Determinação do número de correias de seção B:

$$N_B = \frac{P_{HP}}{(P_B \cdot Ca)} = \frac{12}{(4.93 \times 0.88)} = 2.76 \Rightarrow \boxed{3 \text{ correias B-81}}$$

Fator de correção para o arco de contato – Ca ;

$$\frac{(D-d)}{c} = \frac{(508-127)}{508} = 0.75 \Rightarrow \text{tabela 6} \rightarrow \boxed{Ca_{v-v} = 0.88}$$



Estudo Dirigido Atividade em grupo (em sala)

DIMENSIONAMENTO DE CORREIAS EM V – EXEMPLO 4

b) distância efetiva entre centros:

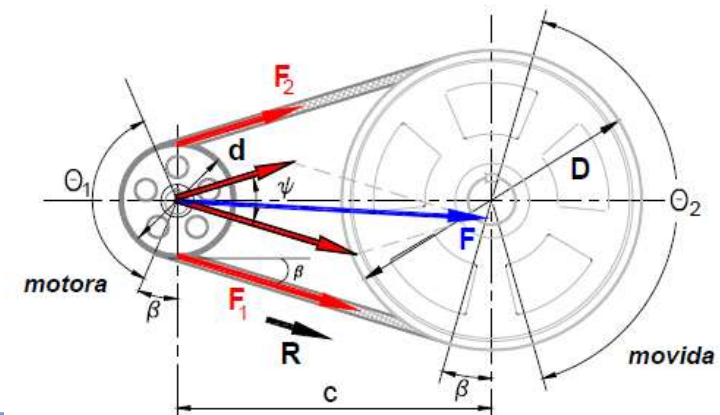
$$c_{real} = \frac{K + \sqrt{K^2 - 32 \cdot (D - d)^2}}{16}$$

$$\begin{cases} c_1 = 518.8 \\ c_2 = 34.6 \end{cases} \Rightarrow c_{real} = 518.8 \text{ mm}$$

$$K = 4 \cdot L_{real} - 2 \cdot \pi \cdot (D + d) = (4 \cdot 2105) - 2 \cdot \pi \cdot (508 + 127) \Rightarrow K = 4432.2$$

c) diâmetro mínimo do eixo: $d_{cm} = (?) \rightarrow y_{m\acute{a}x} = 0.3 \text{ mm}$

$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{F \cdot \ell^3}{48 \cdot E \cdot I} \Rightarrow d = \left[\left(\frac{64}{48 \cdot \pi} \right) \cdot \left(\frac{F \cdot \ell^3}{E_{a\acute{c}o} \cdot y_{m\acute{a}x}} \right) \right]^{1/4}$$





Estudo Dirigido Atividade em grupo (em sala)

DIMENSIONAMENTO DE CORREIAS EM V – EXEMPLO 4

c) diâmetro mínimo do eixo: $d_{cm} = (?) \rightarrow y_{m\acute{a}x} = 0.3 \text{ mm}$

- cálculo de F :

$$F = (F_1 + F_2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos(\gamma))^{1/2}$$

$$\gamma = 2 \cdot \beta = \theta_2 - 180^\circ \Rightarrow \gamma = 43.09^\circ = 0.752 \text{ rd}$$

$$\theta_{1,2} = \pi \pm 2 \cdot \text{sen}^{-1}\left(\frac{D-d}{2 \cdot c}\right) \Rightarrow \begin{cases} \theta_1 = 136.8^\circ = 2.389 \text{ rd} \\ \theta_2 = 223.1^\circ = 3.894 \text{ rd} \end{cases}$$

$$R = F_1 - F_2 = \frac{P \cdot K}{r \cdot n} = \frac{10 \times 7.120}{\left(\frac{508}{2}\right) \cdot 450} \Rightarrow F_1 - F_2 = 623 \text{ N} \quad (1)$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{k_1} \Rightarrow \frac{F_1}{F_2} = 7.4 \quad (2)$$

$$k_1 = \frac{\mu \cdot \theta_1}{\sin\left(\frac{\phi}{2}\right)} = \frac{0.3 \times 2.389}{\sin\left(\frac{42}{2}\right)} \Rightarrow k_1 = 2$$



Estudo Dirigido

Atividade em grupo (em sala)

DIMENSIONAMENTO DE CORREIAS EM V – EXEMPLO 4

c) diâmetro mínimo do eixo: $d_{cm} = (?) \rightarrow y_{máx} = 0.3 \text{ mm}$

Substituindo (1) em (2), tem-se que: $F_1 = 720 \text{ N}$ e $F_2 = 97.3 \text{ N}$

$$\text{Assim, } F = (720^2 + 97.3^2 + 2 \cdot (720) \cdot (97.3) \cdot \cos(43.09^\circ))^{1/2} \Rightarrow \boxed{F = 794 \text{ N}}$$

$E_{aço} = 207000 \text{ MPa}$, vem:

$$d = \left[\left(\frac{64}{48 \cdot \pi} \right) \cdot \left(\frac{794 \cdot 250^3}{207000 \cdot 0.3} \right) \right]^{1/4} \Rightarrow \boxed{d_{\min} = 17 \text{ mm}}$$



Estudo Dirigido

Atividade em grupo (em sala)

DIMENSIONAMENTO DE CORREIAS EM V – EXEMPLO 4

d) Carga inicial - F_i :

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} = \frac{720 + 97.3}{2} \Rightarrow F_i = 408.5 \text{ N}$$



PROJETO DESAFIO 1

DIMENSIONAMENTO DE CORREIAS

1. Para o acondicionamento com as características abaixo, pede-se:

- motor diesel 600 rpm
- bomba centrífuga 9000 rpm e 18HP
- ambiente úmido, 24 horas/dia; $\mu = 0,3$; $\eta = 0,85$; $l_m = 50$ mm
 - a) especificar a correia em “V” mais adequada,
 - b) calcular a distância efetivamente entre os centros,
 - c) determinar a carga atuante no eixo,
 - d) calcular o diâmetro do eixo para uma deformação máxima ($y_{m\acute{a}x}$) de 0,5 mm.



PROJETO DESAFIO 2

DIMENSIONAMENTO DE CORREIAS

2. Um motor elétrico com anéis coletores transmite a potência de 14 HP a 1420 rpm para a árvore de trabalho de uma M.Opt. As características da transmissão são:

- relação de transmissão: 0.2,
- utilização contínua, ambiente úmido e choque moderado,
- coeficiente de atrito entre a correia e a polia: 0.5,
- ângulo de inclinação: 40°
 - a) especificar a correia mais adequada à transmissão,
 - b) calcular a distância efetivamente entre os centros,
 - c) determinar a carga atuante no eixo,
 - d) calcular o diâmetro do eixo para uma deformação máxima ($y_{\text{máx}}$) de 0,5 mm.

3.1. Correias

3.1.9. Correias de Tempo *

Uma correia de tempo, do ponto de vista de materiais constituintes, não difere muito das correias anteriormente estudadas. Geralmente é feita de um tecido emborrachado revestido, por sua vez, de um tecido de nylon e tem, em seu interior, fios de aço para suportar a carga e tensão. A diferença então é que ela possui dentes que cabem nos cortes de sulcos, na periferia das polias (*Fig Prox. Slide*).

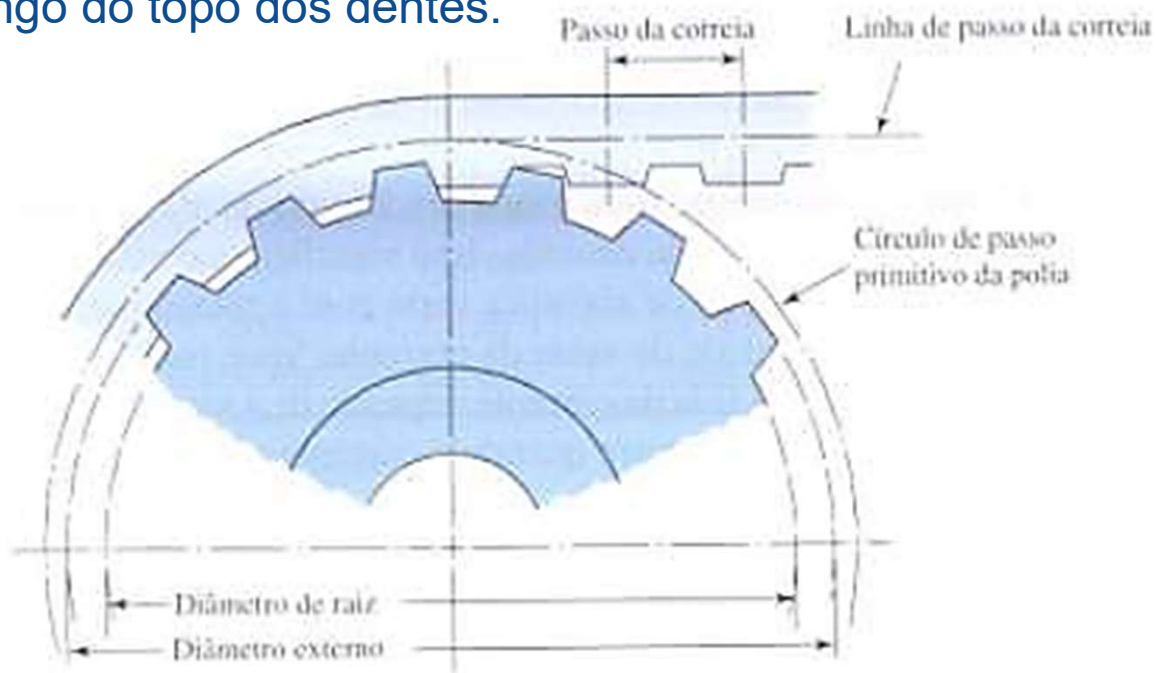
Uma correia de tempo não estica apreciavelmente, ou desliza e, conseqüentemente **transmite potência a uma razão constante de velocidade angular**. Nenhuma tensão inicial é necessária.

O **processo de projeto** e seleção para correias de tempo é muito similar àquele para **correias em V**, conforme exposto nas seções anteriores.

3.1. Correias

3.1.9. Correias de Tempo *

Transmissão de correia de tempo mostrando porções da polia e da correia. Observe que o diâmetro primitivo da polia é maior que a distância diametral medida ao longo do topo dos dentes.



O fio de aço, membro de tensão de uma correia de tempo, está localizado na linha de passo da correia. Logo, o comportamento de passo é o mesmo, independente da espessura do reforço.

3.1. Correias

3.1.9. Correias de Tempo *

Tais correias apresentam as seguintes características construtivas:

- ❑ Podem operar em um intervalo muito amplo de velocidades
- ❑ Tem eficiência no intervalo de 97 a 99%
- ❑ Não requerem lubrificação
- ❑ São mais silenciosas que as transmissões de corrente
- ❑ **Não** possuem variação de **velocidade cardal** (*característica das transmissões por corrente – próxima seção*). Dessa forma elas constituem uma solução atrativa para requisitos de **transmissão precisa**.

3.1. Correias

3.1.9. Correias de Tempo *

Os 5 passos padronizados da série em polegadas disponíveis para este tipo de correia estão listados na Tabela abaixo, com suas designações usuais (de letra). Os comprimentos padronizados de passo estão disponíveis de tamanhos que variam de 6 a 180 pol. As polias vêm em tamanhos de diâmetros de passo primitivo de 0,60 pol até 35,8 pol e com número de sulcos de 10 a 120.

Serviço	Designação	Passo p , in
Extroleve	XL	$\frac{1}{5}$
Leve	L	$\frac{3}{8}$
Pesado	H	$\frac{1}{2}$
Extrapesado	XH	$\frac{7}{8}$
Duplamente extrapesado	XXH	$1\frac{1}{4}$

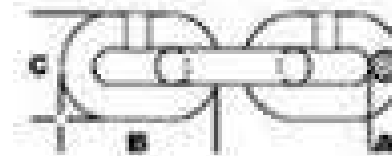
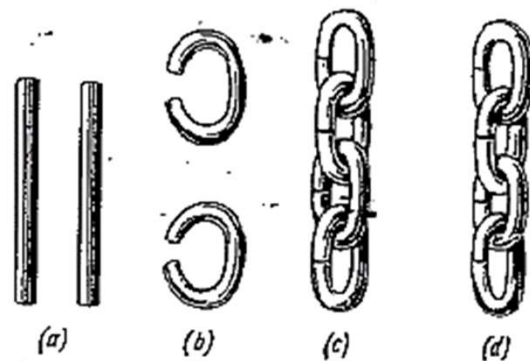
Passos padronizados das correia de tempo

3.2. Correntes

3.2.1. Correntes soldadas

Órgãos flexíveis de rotação – Correntes e cabos

As correntes soldadas são formadas por elos ovais de aço.



As principais dimensões são:

t: passo

B: largura externa

d: diâmetro da barra da corrente.

Correntes de elo curto = $t \leq 3d$

Correntes de elo longo = $t > 3d$



3.2. Correntes

3.2.1. Correntes soldadas

A precisão de fabricação divide as correntes soldadas em:

Correntes calibradas - passo de $\pm 0,03d$ e largura externa de $\pm 0,05d$

Correntes não calibradas – passo e largura de $\pm 0,1d$

Ao mais comuns métodos de fabricação são o de solda a martelo (forja) e a solda de resistência elétrica.

As correntes soldadas devem ser ensaiadas sob uma carga igual a metade da carga de ruptura.

Não se admite deformação permanente depois do ensaio.



3.2. Correntes

3.2.1. Correntes soldadas

Fórmula geral para selecionar correntes soldadas à tração:

$$S_g = \frac{S_{br}}{K}$$

Onde:

S_g : carga admissível suportada pela corrente [kgf]

S_{br} : carga de ruptura [kgf]

K: fator de segurança

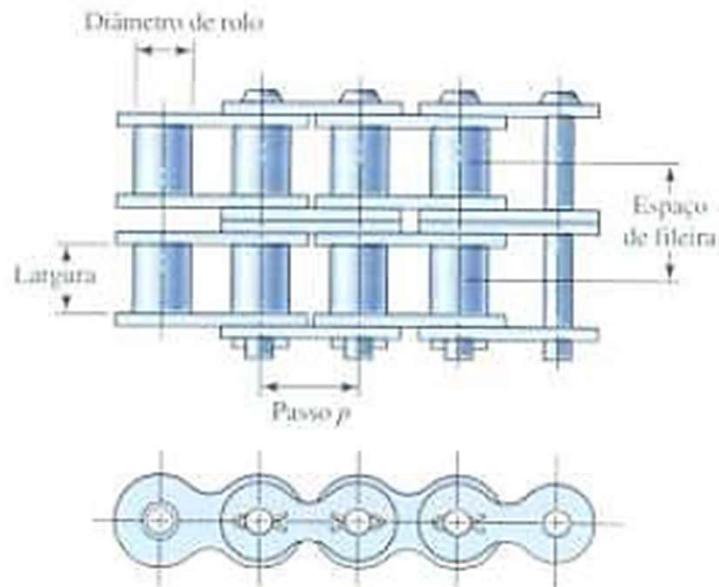
TABELA 4. Dados para a Seleção de Correntes

Correntes	Acionamento	Fator de segurança K	Razão $\frac{D}{d}$	Número mínimo de dentes na roda dentada
Soldadas calibradas e não calibradas	À mão	3	20	5
	A motor	6	30	5
Soldadas calibradas em poliss de cavidades	À mão	4,5	20	—
	A motor	8	30	—
Soldadas não calibradas (lingas) passando em torno da carga	—	6	—	—
Idem, não passando em torno da carga	—	5	—	—
De rolos	—	5	—	8

3.2. Correntes

3.2.2. Correntes de Rolos

As correntes de rolos foram padronizadas quanto aos tamanhos pela ANSI. A Figura abaixo mostra a respectiva nomenclatura. O passo é a distância linear entre os centros dos rolos, e a largura é o espaço entre as placas internas de conexão. Essas correntes são manufaturadas em **fileiras única, dupla, tripla e quádrupla**. As dimensões de tamanhos padronizados estão listadas na Tabela (prox. Slide).



Curiosidade!

As correntes de rolos são compostas por chapas articuladas por pinos. As correntes para cargas são feitas com duas chapas, para cargas mais pesadas o número de chapas pode chegar até 12.

Porção de uma corrente de rolos de fileira dupla

3.2. Correntes

3.2.2. Correntes de Rolos

Número de corrente ANSI	Passo, in (mm)	Largura, in (mm)	mínima de tração, lbf (N)	média, lbf/ft (N/m)	Diâmetro de rolo, in (mm)	de fileiras múltiplas in (mm)
25	0,250 (6,35)	0,125 (3,18)	780 (3 470)	0,09 (1,31)	0,130 (3,30)	0,252 (6,40)
35	0,375 (9,52)	0,188 (4,76)	1 760 (7 830)	0,21 (3,06)	0,200 (5,08)	0,399 (10,13)
41	0,500 (12,70)	0,25 (6,35)	1 500 (6 670)	0,25 (3,65)	0,306 (7,77)	— —
40	0,500 (12,70)	0,312 (7,94)	3 130 (13 920)	0,42 (6,13)	0,312 (7,92)	0,566 (14,38)
50	0,625 (15,88)	0,375 (9,52)	4 880 (21 700)	0,69 (10,1)	0,400 (10,16)	0,713 (18,11)
60	0,750 (19,05)	0,500 (12,7)	7 030 (31 300)	1,00 (14,6)	0,469 (11,91)	0,897 (22,78)
80	1,000 (25,40)	0,625 (15,88)	12 500 (55 600)	1,71 (25,0)	0,625 (15,87)	1,153 (29,29)
100	1,250 (31,75)	0,750 (19,05)	19 500 (86 700)	2,58 (37,7)	0,750 (19,05)	1,409 (35,76)
120	1,500 (38,10)	1,000 (25,40)	28 000 (124 500)	3,87 (56,5)	0,875 (22,22)	1,789 (45,44)
140	1,750 (44,45)	1,000 (25,40)	38 000 (169 000)	4,95 (72,2)	1,000 (25,40)	1,924 (48,87)
160	2,000 (50,80)	1,250 (31,75)	50 000 (222 000)	6,61 (96,3)	1,125 (28,57)	2,305 (58,55)
180	2,250 (57,15)	1,406 (35,71)	63 000 (280 000)	9,06 (132,2)	1,406 (35,71)	2,592 (65,84)
200	2,500 (63,50)	1,500 (38,10)	78 000 (347 000)	10,96 (159,9)	1,562 (39,67)	2,817 (71,55)
240	3,00 (76,70)	1,875 (47,63)	112 000 (498 000)	16,4 (239)	1,875 (47,62)	3,458 (87,83)

Tab19

Dimensões de correntes de rolos padronizadas americanas

3.2. Correntes

3.2.2. Correntes de Rolos

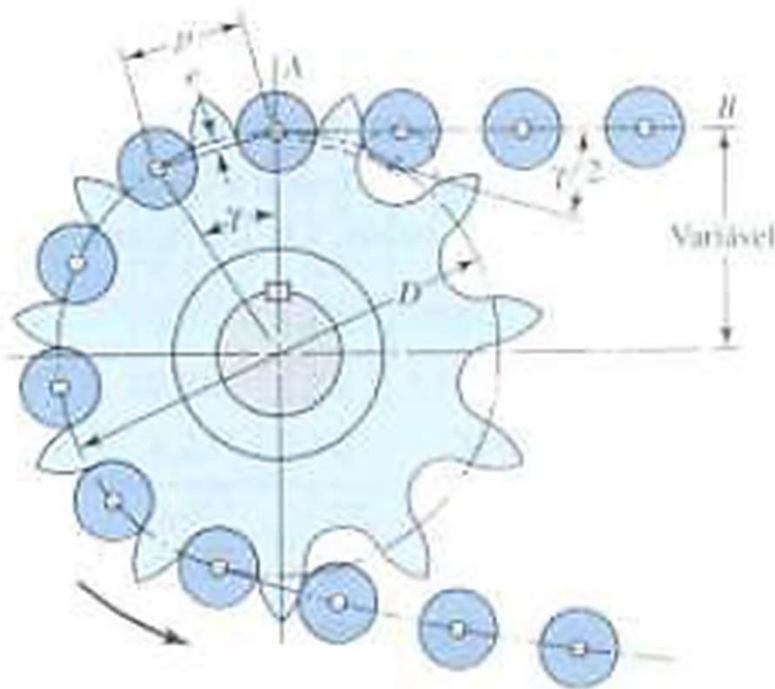
As características básicas de uma transmissão de corrente de rolos incluem:

- ❑ Uma **razão constante**, visto que nenhum deslizamento ou deformação está envolvido
- ❑ Vida longa
- ❑ Habilidade de acionar eixos de uma única fonte de potência

3.2. Correntes

3.2.2. Correntes de Rolos

A próxima Figura apresenta uma roda dentada acionando uma corrente e girando em sentido anti-horário. Denotando o passo de corrente por p , o ângulo de passo por γ e o diâmetro de passo primitivo da roda dentada por D , a partir da trigonometria da figura vemos



$$\text{sen} \frac{\gamma}{2} = \frac{p/2}{D/2} \quad \text{ou} \quad D = \frac{p}{\text{sen}(\gamma/2)}$$

Como $\gamma = 360^\circ/N$, em que N é o número de dentes da roda dentada, então:

$$D = \frac{p}{\text{sen}(180^\circ/N)}$$

3.2. Correntes

3.2.2. Correntes de Rolos

O ângulo $\gamma/2$ é denominado **ângulo de articulação**, por meio do qual o elo balança a medida que entra em contato.

Pode ser visto que a magnitude deste ângulo é uma **função do número de dentes**. A rotação do elo através dele causa impacto entre os rolos e os dentes da roda dentada, bem como desgaste na junção da corrente. Na medida em que a **vida útil** de uma transmissão é função do desgaste da resistência à fadiga dos rolos, é importante **reduzir o ângulo de articulação** o quanto possível.

O número de dentes da roda dentada também afeta a **razão de velocidades** durante a rotação pelo ângulo de passe γ . Na Figura do slide anterior, a corrente AB é tangente ao círculo de passo primitivo da roda dentada. Contudo, quando tal roda gira a um ângulo de $\gamma/2$, a linha de corrente AB move-se para mais perto do centro de rotação da roda dentada. Isso significa que esta linha de corrente AB está se movendo para cima e para baixo e que o braço de alavanca varia com a rotação através do ângulo de passo, tudo resultando em uma velocidade desigual na saída da corrente.

3.2. Correntes

3.2.2. Correntes de Rolos

Velocidade máxima da corrente

A velocidade da corrente V é usualmente definida em pés/min

$$V = \frac{Npn}{12}$$

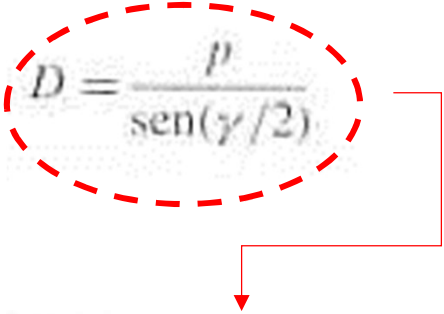
Em que:

N = número de dentes da roda dentada

p = passo da corrente, (pol)

n = velocidade da roda dentada (rpm)

A velocidade máxima de saída da corrente é:


$$D = \frac{p}{\text{sen}(\gamma/2)}$$
$$v_{\max} = \frac{\pi D n}{12} = \frac{\pi n p}{12 \text{sen}(\gamma/2)}$$

3.2. Correntes

3.2.2. Correntes de Rolos

Velocidade mínima de saída - A velocidade mínima de saída v ocorre em um diâmetro d , menor que D , onde:

$$d = D \cos \frac{\gamma}{2}$$

Logo a velocidade mínima de saída é:
$$v_{\min} = \frac{\pi d n}{12} = \frac{\pi n p \cos(\gamma/2)}{12 \sin(\gamma/2)}$$

Variação de velocidade

Substituindo $\gamma/2 = 180^\circ/N$, descobre-se a variação de velocidade:

$$v_{\max} = \frac{\pi D n}{12} = \frac{\pi n p}{12 \sin(\gamma/2)}$$

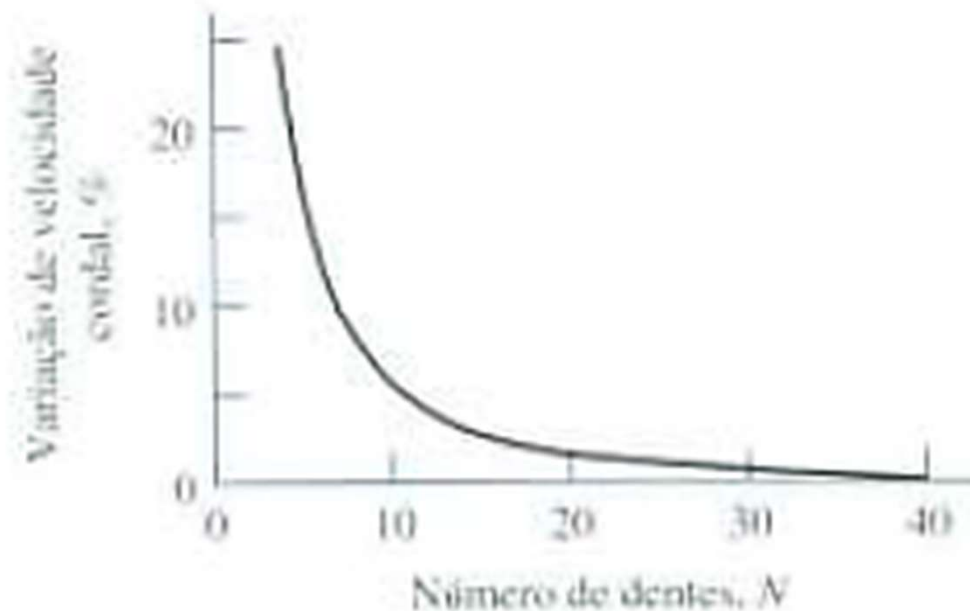
$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{V} = \frac{\pi}{N} \left[\frac{1}{\sin(180^\circ/N)} - \frac{1}{\tan(180^\circ/N)} \right]$$

3.2. Correntes

3.2.2. Correntes de Rolos

Variação de velocidade

Tal variação é denominada **variação de velocidade cordal**. Quando transmissões por corrente são usadas para sincronizar componentes precisos, a variação de velocidade passa a ser um parâmetro de suma relevância.



3.2. Correntes

3.2.2. Correntes de Rolos

Variação de velocidade

Ainda que uma grande quantidade de dentes seja desejável para a roda dentada, é vantajoso obter um **roda dentada tão pequena quanto possível**.

Como boa prática adotasse o **mínimo de 17 dentes**; 19 ou 21 proporcionarão uma melhor expectativa de vida, como menos ruído de corrente.

Grandes rodas dentadas superiores a 120 dentes não são usuais, por conta da **elongação do passo**.

As transmissões mais bem sucedidas apresentam **razões de até 6:1**, mas razões mais elevadas podem ser usadas à custa do sacrifício da vida da corrente.

As correntes de rolos raramente falham por resistência à atração, mas sim se submetidas a **muitas horas de serviço**.

3.2. Correntes

3.2.2. Correntes de Rolos

Expectativa de vida útil

As Tabelas compiladas a seguir fornecem a capacidade de potência correspondente a uma expectativa de 15mil horas para várias velocidades de roda dentada. A **primeira Tabela é a base para 17 dentes**, a segunda Tabela lista as rodas dentadas possíveis com quantidades de dentes superiores (quando não é possível a utilização de 17 dentes). A terceira Tabela lista o fator de correção de dentes (<> de 17 dentes) e a quarta Tabela apresenta os fatores de múltiplas fileiras.

As capacidades de correntes são baseadas no seguinte

- 15.000 h à carga plena
- Fileira única
- Proporções AISI
- Fator de serviço unitário
- 100 passos no comprimento
- Lubrificação recomendadas
- Máxima elongação 3%
- Eixos horizontais
- Duas rodas dentadas de 17 dentes

3.2. Correntes

3.2.2. Correntes de Rolos

Capacidade estimada da potência da corrente de rolo de fileira única – passo único para a roda dentada de 17 dentes

Velocidade da roda dentada, rpm	Número de corrente ANSI													
	25	35	40	41	50	60	80	100	120	140	160	180	200	240
50	0,05	0,16	0,37	0,20	0,72	1,24	2,88	5,52	9,33	14,4	20,9	28,9	38,4	61,8
100	0,09	0,29	0,69	0,38	1,34	2,31	5,38	10,3	17,4	26,9	39,1	54,0	71,6	115
150	0,13*	0,41*	0,99*	0,55*	1,92*	3,32	7,75	14,8	25,1	38,8	56,3	77,7	103	166
200	0,16*	0,54*	1,29	0,71	2,50	4,30	10,0	19,2	32,5	50,3	72,9	101	134	215
300	0,23	0,78	1,85	1,02	3,61	6,20	14,5	27,7	46,8	72,4	105	145	193	310
400	0,30*	1,01*	2,40	1,32	4,67	8,03	18,7	35,9	60,6	93,8	136	188	249	359
500	0,37	1,24	2,93	1,61	5,71	9,81	22,9	43,9	74,1	115	166	204	222	0
600	0,44*	1,46*	3,45*	1,90*	6,72*	11,6	27,0	51,7	87,3	127	141	155	169	
700	0,50	1,68	3,97	2,18	7,73	13,3	31,0	59,4	89,0	101	112	123	0	
800	0,56*	1,89*	4,48*	2,46*	8,71*	15,0	35,0	63,0	72,8	82,4	91,7	101		
900	0,62	2,10	4,98	2,74	9,69	16,7	39,9	52,8	61,0	69,1	76,8	84,4		
1000	0,68*	2,31*	5,48	3,01	10,7	18,3	37,7	45,0	52,1	59,0	65,6	72,1		
1200	0,81	2,73	6,45	3,29	12,6	21,6	28,7	34,3	39,6	44,9	49,9	0		
1400	0,93*	3,13*	7,41	2,61	14,4	18,1	22,7	27,2	31,5	35,6	0			
1600	1,05*	3,53*	8,36	2,14	12,8	14,8	18,6	22,3	25,8	0				
1800	1,16	3,93	8,96	1,79	10,7	12,4	15,6	18,7	21,6					
2000	1,27*	4,32*	7,72*	1,52*	9,23*	10,6	13,3	15,9	0					
2500	1,56	5,28	5,51*	1,10*	6,58*	7,57	9,56	0,40						
3000	1,84	5,64	4,17	0,83	4,98	5,76	7,25	0						

Tipo A **Tipo B** **Tipo C** **Tipo C'**

* Estimado a partir de tabelas da ANSI por interpolação linear.

Nota: Tipo A – lubrificação manual ou gotejamento; Tipo B – lubrificação de disco ou banho; Tipo C – lubrificação de corrente de óleo; Tipo C' – tipo C, mas essa é uma região difícil; submeta o projeto ao fabricante, para avaliação.

Fonte: Compilada da ANSI B29.1-1975, seção de informação apenas, e da B29.9-1958.

Tab20

3.2. Correntes

3.2.2. Correntes de Rolos

Total de dentes de uma roda dentada de fileira única

Nº	Total de dentes disponíveis de roda dentada
25	8-30, 32, 34, 35, 36, 40, 42, 45, 48, 54, 60, 64, 65, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
35	4-45, 48, 52, 54, 60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
41	6-60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
40	8-60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
50	8-60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
60	8-60, 62, 63, 64, 65, 66, 67, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
80	8-60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 78, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
100	8-60, 64, 65, 67, 68, 70, 72, 74, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
120	9-45, 46, 48, 50, 52, 54, 55, 57, 60, 64, 65, 67, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 96, 102, 112, 120
140	9-28, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 39, 40, 42, 43, 45, 48, 54, 60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 96
160	8-30, 32-36, 38, 40, 45, 46, 50, 52, 53, 54, 56, 57, 60, 62, 63, 64, 65, 66, 68, 70, 72, 73, 80, 84, 96
180	13-25, 28, 35, 39, 40, 45, 54, 60
200	9-30, 32, 33, 35, 36, 39, 40, 42, 44, 45, 48, 50, 51, 54, 56, 58, 59, 60, 63, 64, 65, 68, 70, 72
240	9-30, 32, 35, 36, 40, 44, 45, 48, 52, 54, 60

* Morse Chain Company, Ithaca, NY, cubo tipo B de roda dentada.

Tab21

3.2. Correntes

3.2.2. Correntes de Rolos

Fatores de correção de dentes K_1 (esquerda) e Fatores de múltiplas fileiras K_2 (direita)

Número de dentes em roda dentada motora	K_1 Potência pré-extremo	K_1 Potência pós-extremo
11	0,62	0,52
12	0,69	0,59
13	0,75	0,67
14	0,81	0,75
15	0,87	0,83
16	0,94	0,91
17	1,00	1,00
18	1,06	1,09
19	1,13	1,18
20	1,19	1,28
N	$(N_i/17)^{1,08}$	$(N_i/17)^{1,5}$

Tab22

Número de fileiras	K_2
1	1,0
2	1,7
3	2,5
4	3,3
5	3,9
6	4,6
8	6,0

Tab23

3.2. Correntes

3.2.2. Correntes de Rolos

Resistência à fadiga

Para correntes de fileira única, a potência nominal H_t (**hp**), limitada pela conexão, é definida pela ACA (American Chain Association), como:

$$H_1 = 0,004 N_1^{1,08} n_t^{0,9} p^{(3-0,07p)}$$

E a potência nominal H_2 , limitada pelo rolo:
$$H_2 = \frac{1000 K_1 N_1^{1,5} p^{0,8}}{n_1^{1,5}}$$

Em que

N_1 = número de dentes na roda dentada menor

n_1 = Velocidade da roda dentada, rpm

p = Passo da corrente, (pol)

$K_1 =$ 29 para correntes número 25,35 // 3,4 para correntes 41 //

17 para correntes 40-240



Exemplo

Estudo de Caso Especial - Correntes de Rolos

Calcule a corrente de rolos para:

$N_1=17$, $n_1=1000\text{rpm}$, corrente n°40 com $p=0,5\text{pol}$

$$H_1 = 0,004 (17)^{1,08} (1000)^{0,9} 0,5^{(3-0,07(0,5))} = 5,48 \text{ hp}$$

$$H_2 = \frac{1000 (17) (17)^{1,5} 0,5^{0,8}}{1000^{1,5}} = 21,64 \text{ hp}$$

O valor classificado na Tabela $H_{\text{tab}} = \min(5,48; 21,64) = 5,48 \text{ hp}$

É preferível ter um número ímpar de dentes na roda dentada motora (17, 19,...) e um número par de passos na corrente, para se evitar um elo especial.

O comprimento aproximado da corrente em passos é:

$$\frac{L}{p} \doteq \frac{2C}{p} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C/p}$$



Exemplo

Estudo de Caso Especial - Correntes de Rolos

A distância de centro a centro C é dada por:

$$C = \frac{p}{4} \left[-A + \sqrt{A^2 - 8 \left(\frac{N_2 - N_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

$$A = \frac{N_1 + N_2}{2} - \frac{L}{p}$$

A potência admissível H_a é dada por:

Onde: K_1 = fator de correção para outro número de dentes que não 17
 K_2 = correção de fileiras

$$H_o = K_1 K_2 H_{tab}$$

A potência que deve ser transmitida H_d , é:

$$H_d = H_{oem} K_s n_d$$



Estudo Dirigido Atividade em grupo (em sala)

DIMENSIONAMENTO DE CORRENTES DE ROLOS

Selecione componentes de transmissão para uma redução de 2:1, uma entrada de 90hp a 300 rpm, um choque moderado, um dia de 18 horas, uma lubrificação pobre, temperaturas frias, arredores sujos e uma transmissão curta $C/p=25$

Função: $H_{nom} = 90$ hp, $n_1 = 300$ rpm, $C/p = 25$, $K_1 = 1,3$

Fator de projeto: $n_d = 1,5$

Dentes da roda dentada: $N_1 = 17$ dentes, $N_2 = 34$ dentes, $K_1 = 1$, $K_2 = 1, 1,7, 2,5, 3,3$

Número de fileiras de corrente:

$$H_{tab} = \frac{n_d K_1 H_{nom}}{K_1 K_2} = \frac{1,5(1,3)90}{(1)K_2} = \frac{176}{K_2}$$

A partir da Tabela

Número de fileiras	$176/K_2$ (Tabela 17-23)	Número da corrente (Tabela 17-19)	Tipo de lubrificação
1	$176/1 = 176$	200	C'
2	$176/1,7 = 104$	160	C
3	$176/2,5 = 70,4$	140	B
4	$176/3,3 = 53,3$	140	B



Estudo Dirigido Atividade em grupo (em sala) DIMENSIONAMENTO DE CORRENTES DE ROLOS

A partir da Tabela

Número de fileiras	176/K2 (Tabela 17-23)	Número da corrente (Tabela 17-19)	Tipo de lubrificação
1	176/1 = 176	200	C'
2	176/1,7 = 104	160	C
3	176/2,5 = 70,4	140	B
4	176/3,3 = 53,3	140	B

DECISÃO: Três fileiras de correntes n°140 (H_{tab} é 70,4hp)

Número de passos na corrente

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C/p}$$
$$= 2(25) + \frac{17 + 34}{2} + \frac{(34 - 17)^2}{4\pi^2(25)} = 75,79 \text{ passos}$$

DECISÃO: Utilizar 76 passos. Assim, $L/p = 76$



Estudo Dirigido Atividade em grupo (em sala)

DIMENSIONAMENTO DE CORRENTES DE ROLOS

Distância de centro a centro

$$A = \frac{N_1 + N_2}{2} - \frac{L}{p} = \frac{17 + 34}{2} - 76 = -50,5$$

$$C = \frac{p}{4} \left[-A + \sqrt{A^2 - 8 \left(\frac{N_2 - N_1}{2\pi} \right)^2} \right] = \frac{p}{4} \left[50,5 + \sqrt{50,5^2 - 8 \left(\frac{34 - 17}{2\pi} \right)^2} \right] = 25,104p$$

Para uma corrente 140, $p=1,75$ pol. Logo,

$$C = 25,104p = 25,104(1,75) = 43,93 \text{ in}$$

Lubrificação: Tipo B

Comentário: Esta se encontra operando na porção de pré-extremo de potência, dessa forma, a vida será muito mais curta que 15.000h

3.2. Correntes

3.2.2. Correntes de Rolos

Lubrificação

A lubrificação de correntes de rolo é essencial para se obter uma vida longa e livre de problemas. Tanto uma lubrificação de **gotejamento** como **banho raso** no lubrificante são satisfatórios. Um **óleo mineral médio ou leve**, sem aditivos, deve ser utilizado. **Óleos pesados e graxas não são recomendados**, pois são muito viscosos para adentar as pequenas folgas nas partes da corrente.

Tipo A – Lubrificação manual ou gotejamento

Tipo B – Lubrificação de disco ou banho

Tipo C – Lubrificação de corrente de óleo

Tipo C' – Submeter o projeto ao fabricante para avaliação

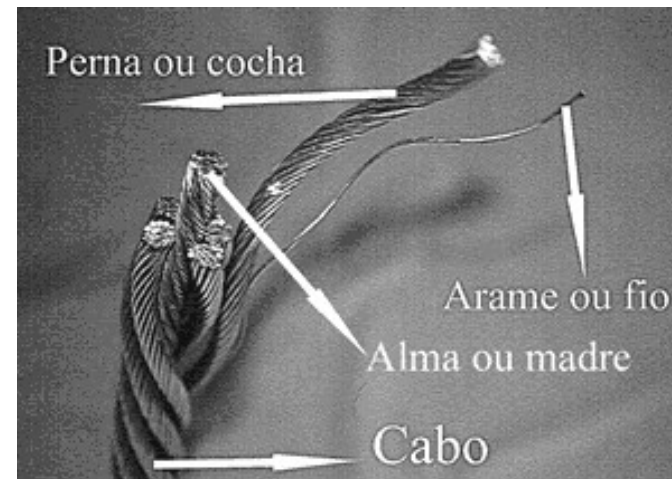
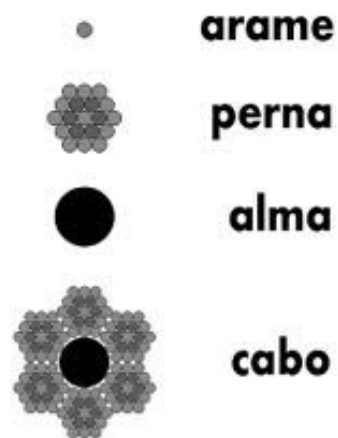
3.3. Cordas e Cabos

3.3.1. Cordas de Fios

As cordas e cabos, sejam de materiais naturais, sintéticos ou metálicos, são designadas tecnicamente de **cordas de fio**. Os elementos constituintes das cordas de fios estão dispostos na Figura abaixo e são encontrados em distintas composições.

A corda de fio é feita com 2 tipos de enrolamento.

- ❑ Entrelaçado regular (direita e esquerda)
- ❑ Entrelaçado Lang (direita e esquerda)



3.3. Cordas e Cabos

3.3.1. Cordas de Fios

Vantagens e Desvantagens (Comparativo Correntes)

As cordas e cabos, são amplamente utilizados e suas vantagens em relação as correntes são:

- ❑ Maior leveza;
- ❑ Menor suscetibilidade a danos devido;
- ❑ Operação silenciosa;
- ❑ Maior confiança em operação;

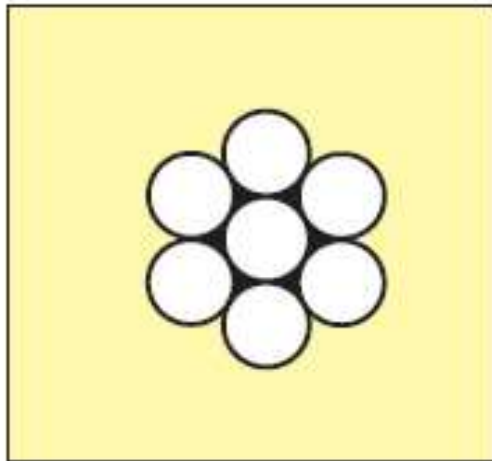
Nas correntes o rompimento ocorre repentinamente, enquanto que nos cabos de aço os fios externos rompem-se antes dos fios internos.

Apesar do baixo custo, comparado as correntes, necessita de tambores maiores, o que torna mais pesado o mecanismo.

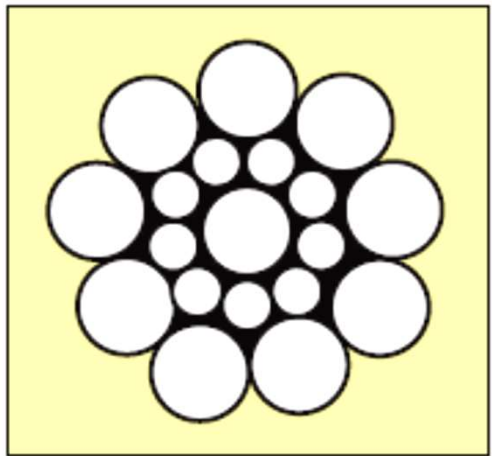
3.3. Cordas e Cabos

3.3.1. Cordas de Fios

Composição



Na composição simples, todos os arames possuem o mesmo diâmetro.

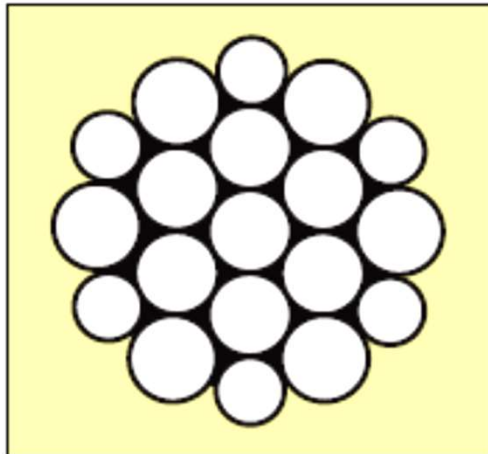


Na composição *Seale* existem pelo menos duas camadas adjacentes com o mesmo número de arames. Todos os arames da camada externa nesta composição possuem diâmetro maior para aumentar a resistência ao desgaste provocado pelo atrito.

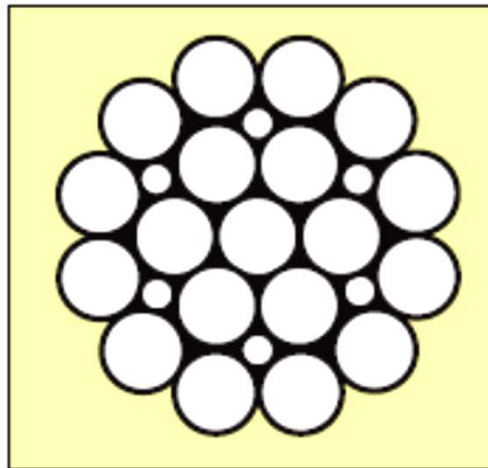
3.3. Cordas e Cabos

3.3.1. Cordas de Fios

Composição



Warrington é a composição onde existe pelo menos uma camada constituída de arames de dois diâmetros diferentes e alternados. Os cabos de aço fabricados com essa composição possuem boa resistência ao desgaste e boa resistência à fadiga.

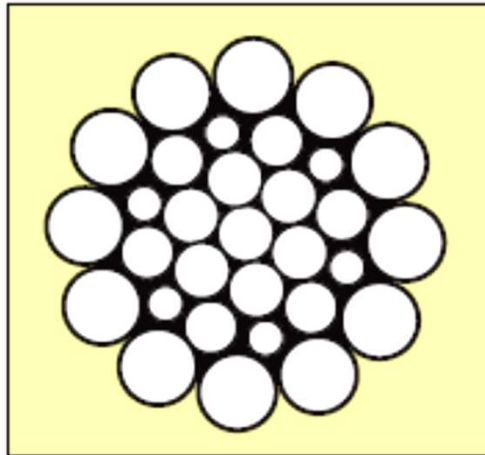


A composição *Filler* possui arames muito finos entre duas camadas. Esta condição aumenta a área de contato, a flexibilidade, a resistência ao amassamento e reduz o desgaste entre os arames.

3.3. Cordas e Cabos

3.3.1. Cordas de Fios

Composição



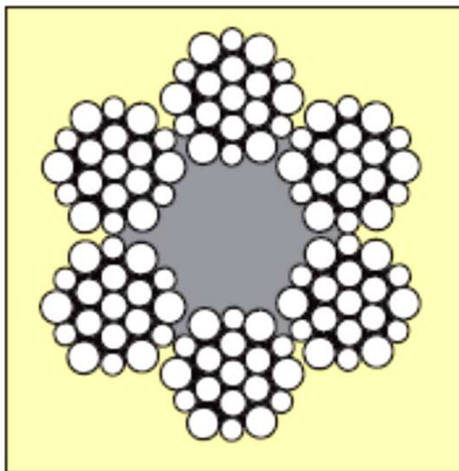
Por outro lado, ainda existem outros tipos de composições que são formadas pela aglutinação de duas das acima citadas, como por exemplo, a composição Warrington-Seale, que possui as principais características de cada composição, proporcionando ao cabo alta resistência à abrasão conjugado com alta resistência à fadiga de flexão.

3.3. Cordas e Cabos

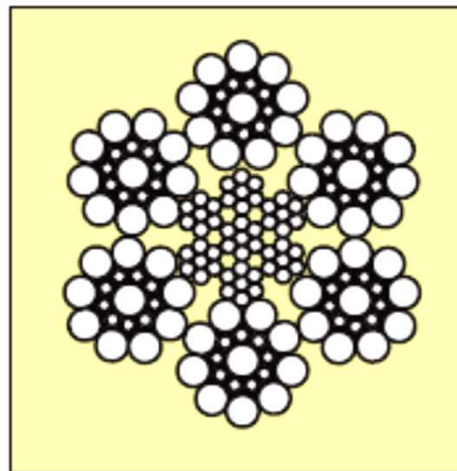
3.3.1. Cordas de Fios

Tipo de Alma

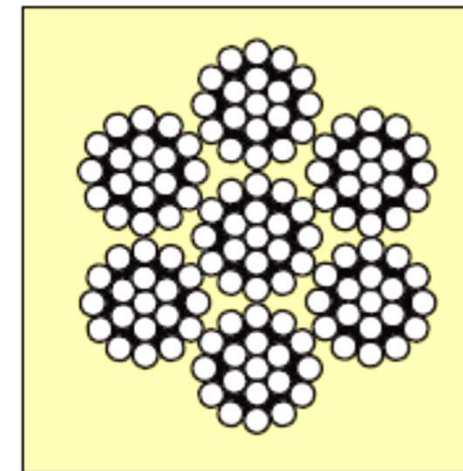
Almas de fibra: As almas de fibra em geral dão maior flexibilidade ao cabo de aço. Os cabos de aço Cimaf podem ter almas de fibras naturais (AF) ou de fibras artificiais (AFA). As almas de fibras naturais são normalmente de sisal, e as almas de fibras artificiais são geralmente de polipropileno.



Cabo com Alma de Fibra
AF (fibra natural)
ou
AFA (fibra artificial)



Cabo com Alma de Aço
formada por Cabo
Independente
AACI



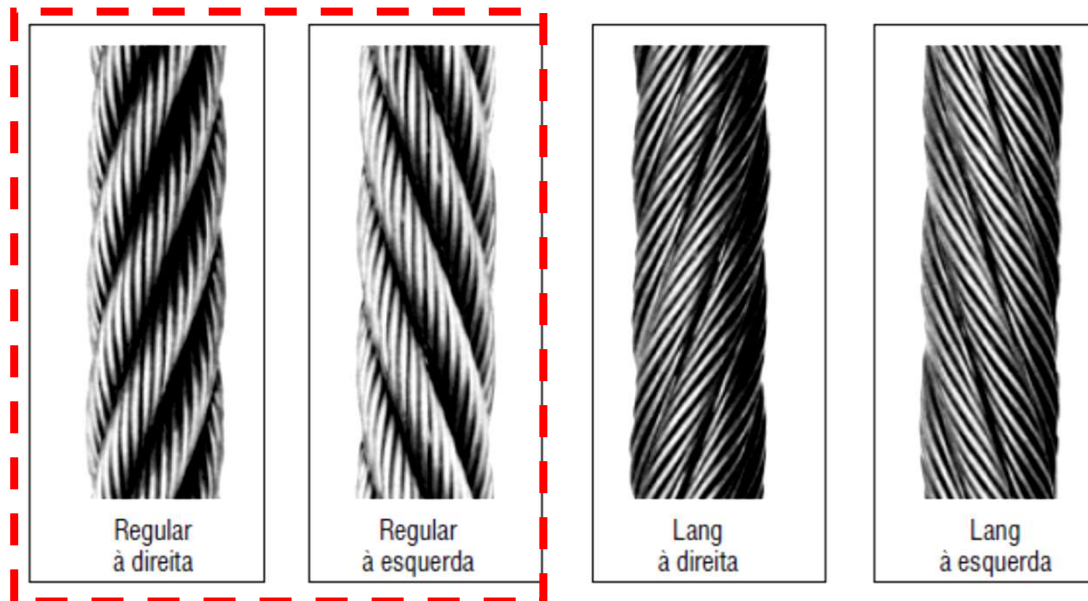
Cabo com Alma de Aço
formada por uma
perna
AA

3.3. Cordas e Cabos

3.3.1. Cordas de Fios

Entrelaçado regular

O **entrelaçado regular** que é o padrão aceito, tem o fio torcido em uma direção, para formar os cordões, e os cordões enrolados na direção oposta, para formar a corda. Em uma corda completa, os fios visíveis são aproximadamente paralelos ao seu eixo. As cordas de entrelaçado regular **não enroscam nem desenrolam** e são fáceis de manipular.

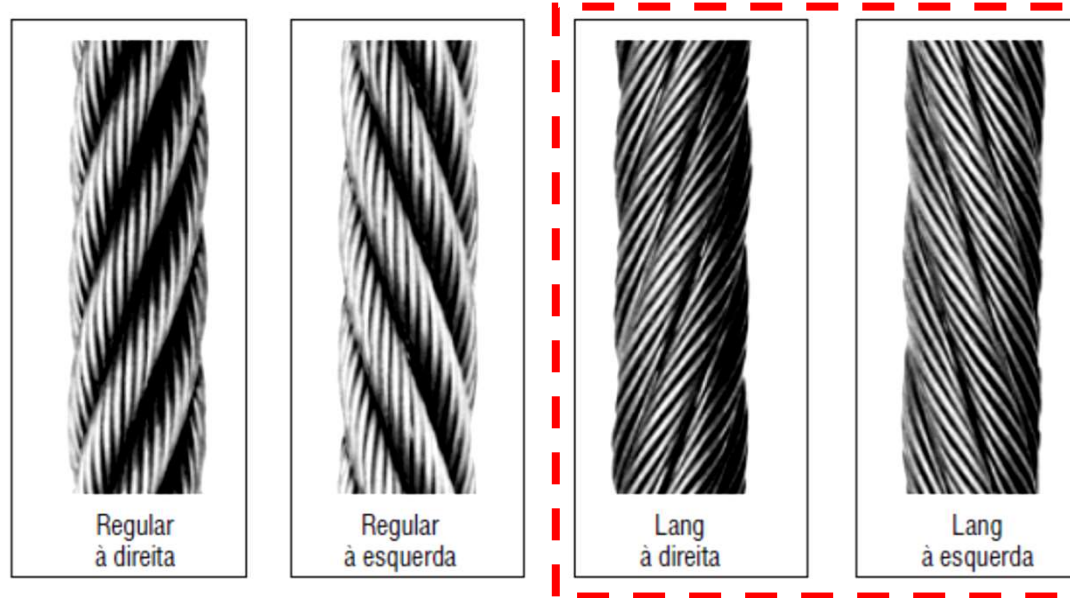


3.3. Cordas e Cabos

3.3.1. Cordas de Fios

Entrelaçado Lang

As cordas de **entrelaçado Lang** têm os fios no cordão e os cordões na corda, enrolados na mesma direção, daí os fios mais externos correm diagonalmente através do eixo desta corda. Elas **são mais resistentes ao desgaste abrasivo e à falha decorrente de fadiga** que as cordas de entrelaçado regular. Entretanto, é mais provável de elas se desenrosquem e desenrolem.



3.3. Cordas e Cabos

3.3.1. Cordas de Fios

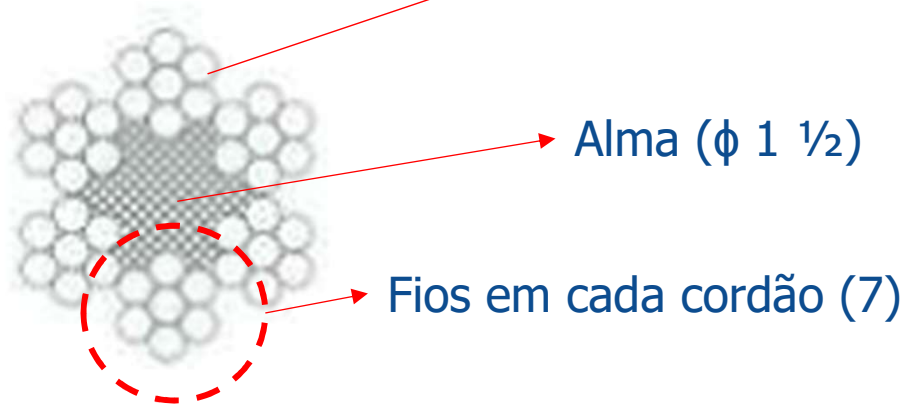
Nomenclatura e Especificação

As cordas de fio são designadas conforme disposto na Tabela a seguir, onde o primeiro algarismo é o diâmetro da corda, o segundo e o terceiro são as pernas e número de fios em cada cordão, respectivamente.

$D_{\text{cabo}} \times n^{\circ} \text{ de Pernas} \times n^{\circ} \text{ de Arames por perna} + \text{tipo de cabo ou alma}$

Exemplo:

1 ½ in 6 x 7 - W



Seção de 6 x 7

ABREVIATURA	DESCRIÇÃO
S	Seale
W	Warrington
F	Filler
WS	Warrington-Seale
AF	Alma de fibra
AA	Alma de Aço
AACI	Alma de aço cabo independente

3.3. Cordas e Cabos

3.3.1. Cordas de Fios

Corda	Peso por pé, lbf	Diâmetro mínimo de polia, in	Tamanhos padronizados d, in	Material	Tamanho de fios mais externos	Módulo de elasticidade*, Mpsi	Resistência†, kpsi
Reboque 6 × 7	1,50d ²	42d	$\frac{1}{4} - 1\frac{1}{2}$	Aço (monitor steel)	d/9	14	100
				Aço de arado	d/9	14	88
				Aço brando de arado	d/9	14	76
Içamento padronizado 6 × 19	1,60d ²	26d-34d	$\frac{1}{4} - 2\frac{3}{4}$	Aço (monitor steel)	d/13-d/16	12	106
				Aço de arado	d/13-d/16	12	93
				Aço brando de arado	d/13-d/16	12	80
Especial flexível 6 × 37	1,55d ²	18d	$\frac{1}{4} - 3\frac{1}{2}$	Aço (monitor steel)	d/22	11	100
				Aço de arado	d/22	11	88
Extraflexível 8 × 19	1,45d ²	21d-26d	$\frac{1}{4} - 1\frac{1}{2}$	Aço (monitor steel)	d/15-d/19	10	92
				Aço de arado	d/15-d/19	10	80
Aeronave 7 × 7	1,70d ²	—	$\frac{1}{16} - \frac{3}{8}$	Aço resistente à corrosão	—	—	124
				Aço carbono	—	—	124
Aeronave 7 × 9	1,75d ²	—	$\frac{1}{8} - 1\frac{3}{8}$	Aço resistente à corrosão	—	—	135
				Aço carbono	—	—	143
Aeronave 19	2,15d ²	—	$\frac{1}{32} - \frac{5}{16}$	Aço resistente à corrosão	—	—	165
				Aço carbono	—	—	165

* O módulo de elasticidade é apenas aproximado; ele é afetado por cargas na corda e, em geral, aumenta com a vida desta.

† A resistência é baseada na área nominal da corda. Os algoritmos fornecidos são apenas aproximados e baseados em tamanhos de corda de 1 in e em tamanhos de cabo de aeronave de $\frac{1}{2}$ in.

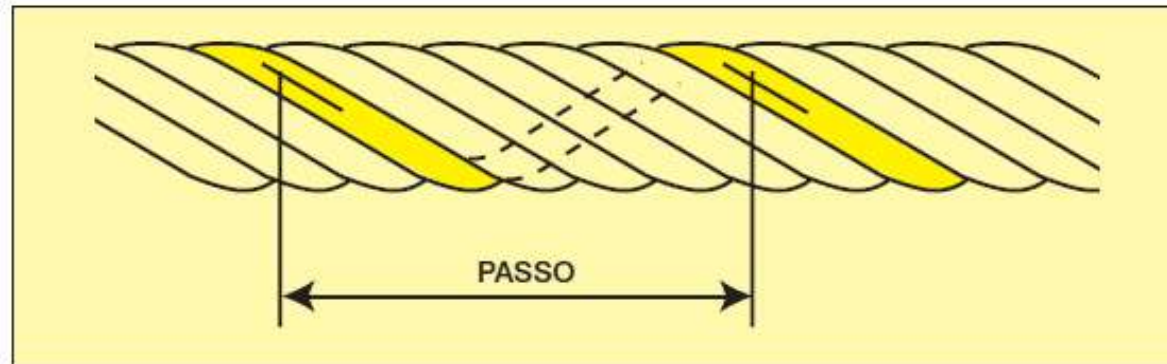
Fonte: Compilada do American Steel and Wire Company Handbook.

3.3. Cordas e Cabos

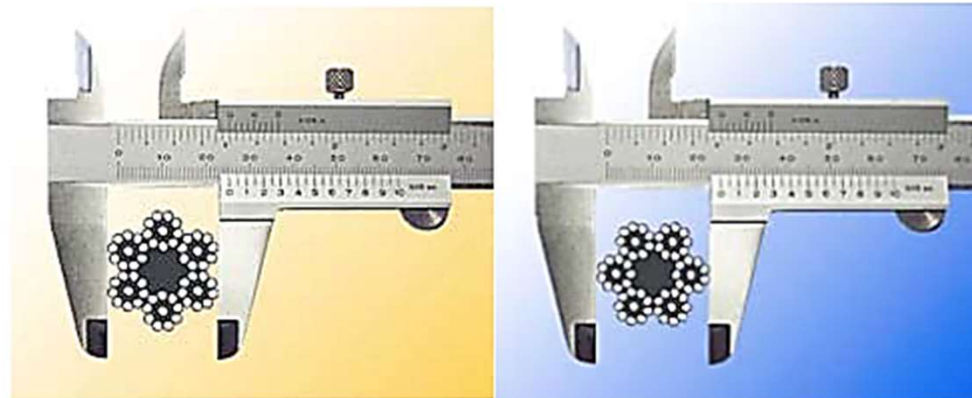
3.3.1. Cordas de Fios

Passo

Define-se como passo de um cabo de aço a distância, medida paralelamente ao eixo do cabo, necessária para que uma perna faça uma volta completa em torno do eixo do cabo.



Método de medida



ERRADO

CERTO

3.3. Cordas e Cabos

3.3.1. Cordas de Fios

Tensão de flexão de dobramento em torno de polias

Quando uma corda de fio passa ao redor de uma polia, existe uma certa quantidade de ajuste dos elementos. A tensão de uma determinada corda ao redor de uma polia pode ser calculada:

$$M = \frac{E I}{\rho} \qquad M = \frac{\sigma I}{c}$$

Eliminando M e solucionando para tensão:

$$\sigma = \frac{E c}{\rho}$$

Para o raio de curvatura ρ , podemos substituir o raio da polia $D/2$. Ademais, $c=d_w/2$, sendo d_w o diâmetro de fio. Essas substituições resultam em:

$$\sigma = E_r \frac{d_w}{D}$$

3.3. Cordas e Cabos

3.3.1. Cordas de Fios

Tensão de flexão de dobramento em torno de polias

Para entender esta equação, observe que o fio faz a figura de um “saca-rolhas” no espaço; se você puxá-lo para determinar E , ele esticará ou dará mais do que seu E original sugeriria. Portanto, E é ainda o **módulo de elasticidade do fio**, ainda que nesta configuração conste como **parte da corda de fio**. Por esta razão, o **módulo de elasticidade da corda de fio** é E_r .

$$\sigma = E_r \frac{d_w}{D}$$

Esta equação provê a tensão de tração σ nos fios mais externos e revela a importância de utilizar um **diâmetro grande polia**.

Dica: Geralmente, diâmetros mínimos de polias estão baseados na razão **$D/d_w=400$** , sendo desejável razões maiores. Para elevadores e guinchos $800 < D/d_w < 1000$. Se $D/d_w < 200$, cargas pesadas causarão uma deformação na corda de fio.

3.3. Cordas e Cabos

3.3.1. Cordas de Fios

Tensão de flexão de dobramento em torno de polias

Uma tensão de fio de corda fornecendo a mesma **tensão tração** que a **flexão de polia** é denominada **carga equivalente de flexão** F_b :

$$F_b = \sigma A_m = \frac{E_r d A_m}{D}$$

Dica: A área do metal em içamento-padrão em uma corda de reboque é $A_m = 0,38d^2$

A resistência última da corda é reduzida pela perda de resistência que ocorre quando a corda passa sobre uma superfície curvada (polia). A figura a seguir mostra a perda percentual de resistência **devido a razões distintas de D/d**.

3.3. Cordas e Cabos

3.3.1. Cordas de Fios

Tensão de flexão de dobramento em torno de polias

Propriedade de cordas de fios de 6x7; 6x19 e 6x37

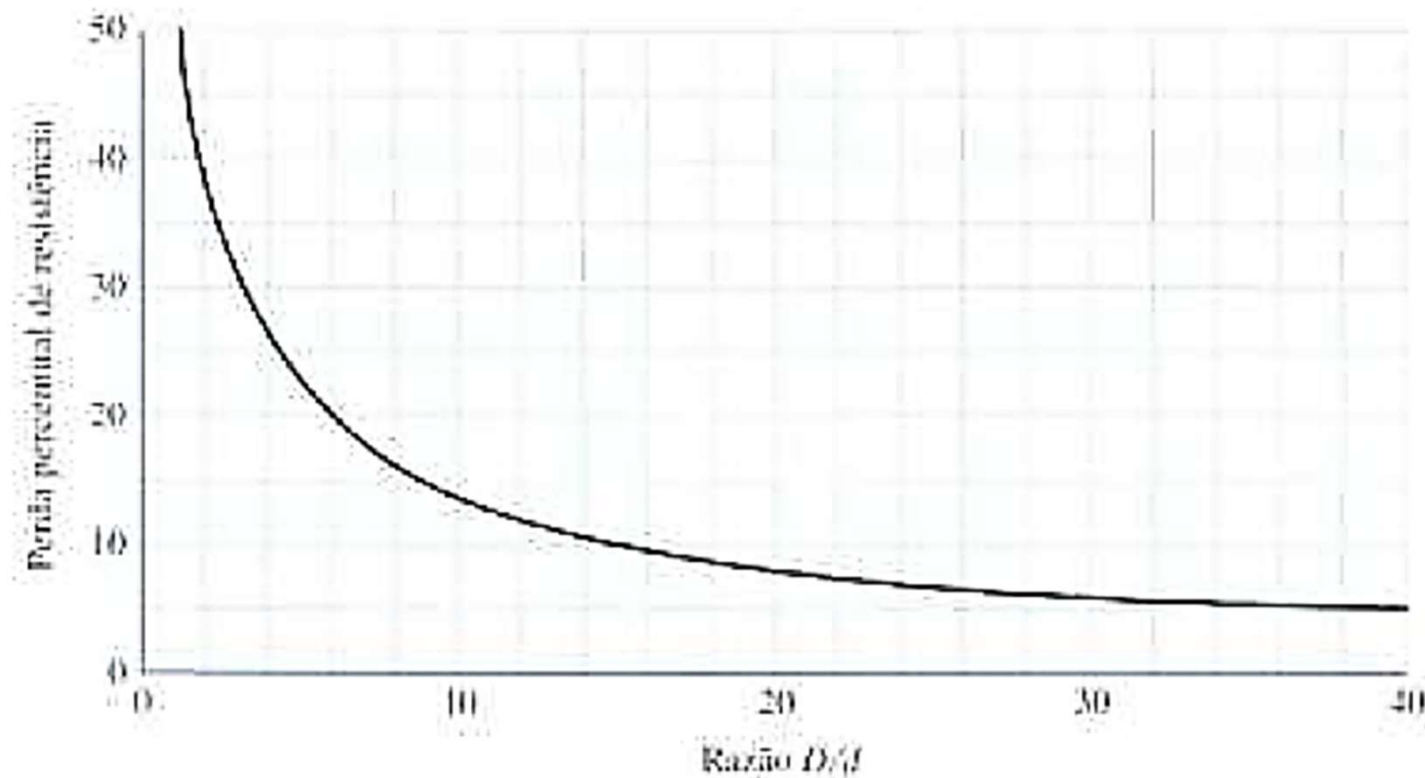
Corda de fio	Peso por pé w, lbf/ft	Peso por pé incluindo núcleo w, lbf/ft	Diâmetro mínimo de polia D, in	Melhor diâmetro de polia D, in	Diâmetro dos fios d_w, in	Área de metal A_m, in²	Módulo de Young da corda E_c, psi
6 × 7	$1,52d^2$		$42d$	$72d$	$0,111d$	$0,38d^2$	13×10^6
6 × 19	$1,60d^2$	$1,76d^2$	$30d$	$45d$	$0,067d$	$0,40d^2$	12×10^6
6 × 37	$1,55d^2$	$1,71d^2$	$18d$	$27d$	$0,048d$	$0,40d^2$	12×10^6

3.3. Cordas e Cabos

3.3.1. Cordas de Fios

Tensão de flexão de dobramento em torno de polias

Perda percentual de resistência devido a razões distintas de D/d ; derivada de dados de ensaio padronizado para cordas de classe 6x19 e 6x17



3.3. Cordas e Cabos

3.3.1. Cordas de Fios

Tensão de flexão de dobramento em torno de polias

Razões distintas de D/d

recomendadas

Tabela 9 – Relação entre o diâmetro da polia ou tambor e o diâmetro do cabo.

Tipo de Construção do Cabo	Diâmetro da polia ou tambor (x Diâmetro do cabo - D)	
	Recomendado	Mínimo
6 x 7	72	42
6 x 19	45	30
6 x 19 S	51	34
6 x 21 F	45	30
6 x 25 F	39	26
6 x 36 F	34	26
6 x 37	27	18
6 x 41 F ou WS	31	21
6 x 43 F	27	18
8 x 19 S	39	26
8 x 25 F	31	21

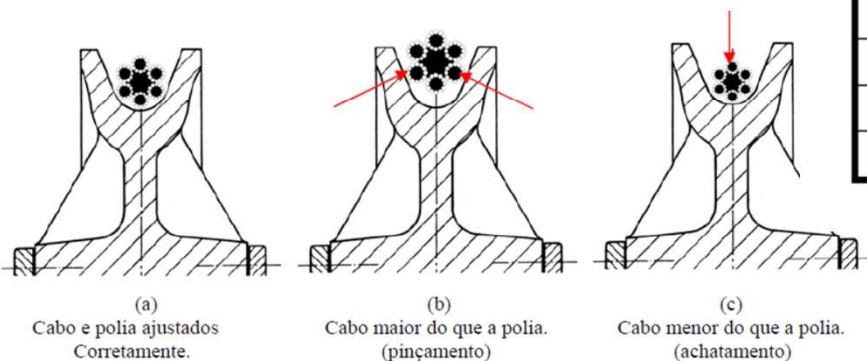


Figura 18 – Ajuste do cabo de aço à polia.

3.3. Cordas e Cabos

3.3.1. Cordas de Fios

Tensão de flexão de dobramento em torno de polias

Fator de segurança

O fator de segurança n pode ser comparado a resistência última da corda pela soma de todas as cargas aplicadas. Contudo, a resistência última é reduzida pela perda de resistência que ocorre quando a corda passa sobre uma superfície curvada (polia).

Dica: Para operações médias utiliza-se um fator de segurança de 5. Fatores de 8 a 9 são usados se existir perigo a vida humana e para situações críticas, conforme Tabela a seguir para diversos tipo de situações de projeto.

$$n = \frac{F_u}{F_t}$$

Onde: F_u é a carga última e F_t a maior tensão de trabalho

3.3. Cordas e Cabos

3.3.1. Cordas de Fios

Tensão de flexão de dobramento em torno de polias

Fator de segurança

Fatores mínimos de segurança para uma corda de fio

Cabos de pista	3,2	Elevadores de passageiros, ft/min:	
Corda de retenção	3,5	50	7,60
Eixos de mineração, ft:		300	9,20
Até 500	8,0	800	11,25
1000-2000	7,0	1200	11,80
2000-3000	6,0	1500	11,90
Mais de 3000	5,0	Elevadores de frete, ft/min:	
Íçamento	5,0	50	6,65
Reboque	6,0	300	8,20
Guindastes e guinchos	6,0	800	10,00
Íçadores elétricos	7,0	1200	10,50
Elevadores manuais	5,0	1500	10,55
Elevadores privados	7,5	Elevador motorizado de pequenos volumes, ft/min:	
Elevador manual de pequenos valores	4,5	50	4,8
Elevadores de carga	7,5	300	6,6
		500	8,0

Fonte: Compilada de fontes diversas, incluindo ANSI A17.1-1978.

* O uso destes fatores não exclui uma falha por fadiga.

3.3. Cordas e Cabos

3.3.1. Cordas de Fios

Tensão de flexão de dobramento em torno de polias

Fator de segurança

Fatores mínimos de segurança para uma corda de fio

TIPO DE EQUIPAMENTO	Coeficiente de Segurança – CS								
	Morsing		Catálogo		CIMAF		Recomendado		
Cabos e cordoalhas estáticas (tração)	3 a 4		3,2		3 a 4		3,5		
Cabos e tração no sentido horizontal	4,5 a 5,5		4,5		4 a 5		5		
Tirantes e estais	4,5 a 5,5		-		3,5		4		
Guinchos, escavadeiras, pés	6 a 8		5		5		5		
Pontes rolantes	-		7		6 a 8		7		
Talhas elétricas	-		7		7		7		
Guindastes e Gruas	6 a 8		6		6 a 8		7		
Laços (slings)	5 a 8		5		5 a 6		6		
Elevadores manuais	-		5		6		5,5		
Elevadores mecânicos	v[m/s]	Carga	Passa	Carga	Pass.	Carga	Pass.	Carga	Passag.
	0,25			6,7	7,6			6,7	7,6
	1,5	7		8,2	9,2	8	10	8,2	9,2
	4,00	a	12	10	11,3	a	a	10	11,3
	6,00	9		10,5	11,8	10	12	10,5	11,8
	7,50			10,6	11,9			10,6	11,9

3.3. Cordas e Cabos

3.3.1. Cordas de Fios

Tensão de flexão de dobramento em torno de polias

Vida em fadiga

Quando uma corda carregada é fletida sobre uma polia, ela se estica como uma mola e causa grande desgaste em ambas. O desgaste depende da pressão da corda no sulco da polia, denominada **pressão de suporte**, uma estimativa de sua magnitude é:

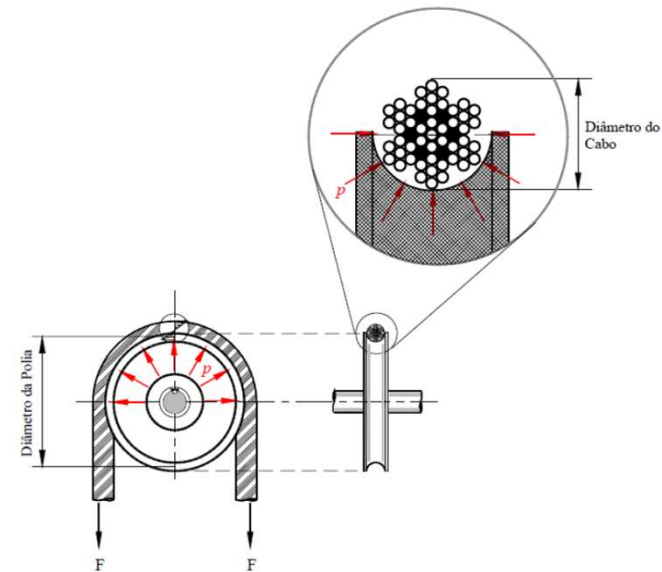
$$p = \frac{2 F}{d D}$$

Onde:

F = força de tração na corda

d = diâmetro da corda

D = diâmetro da polia



3.3. Cordas e Cabos

3.3.1. Cordas de Fios

Tensão de flexão de dobramento em torno de polias

Vida em fadiga

A figura a seguir mostra um diagrama de vida em fadiga onde a ordenada é a **razão de pressão** p/S_u , sendo S_u a resistência última de tração do fio. A abscissa é o número de flexões que ocorre na vida da corda.

O gráfico mostra uma longa vida para $p/S_u < 0,001$, então dividindo ambos os lados da equação por S_u e solucionando para F , tem-se:

$$p = \frac{2F}{dD} \rightarrow S_u = \frac{2000F}{dD} \rightarrow F_f = \frac{p/S_u S_u d D}{2}$$

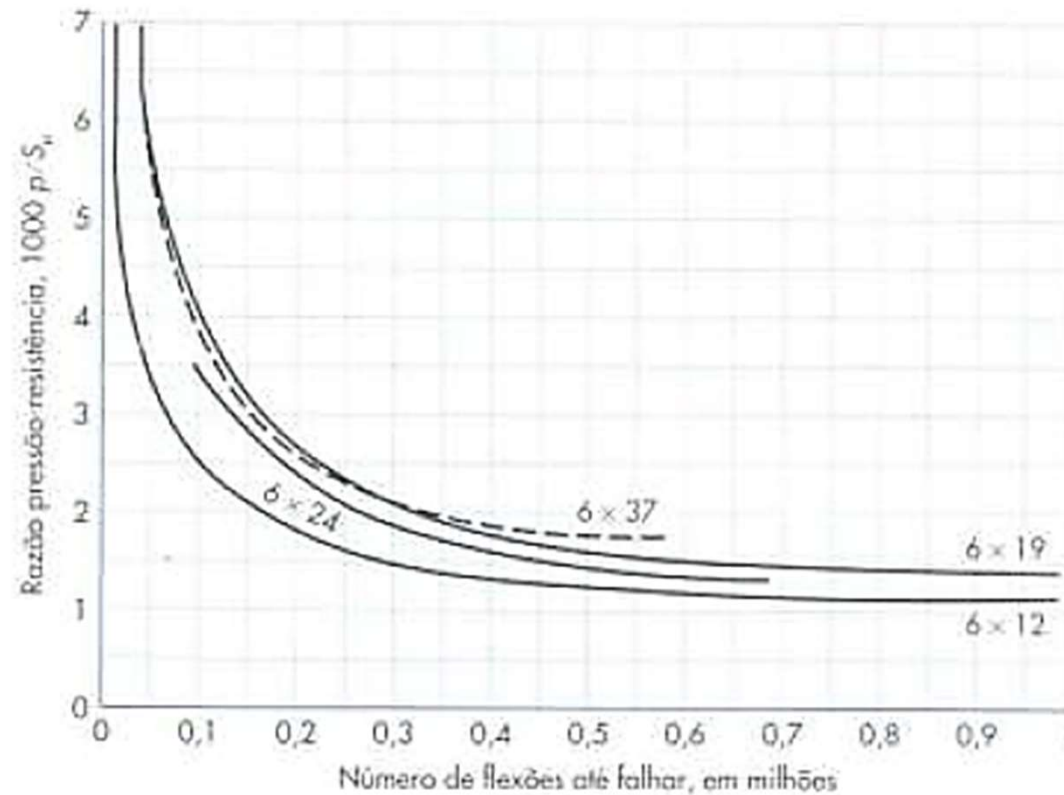
* *Essa interessante equação contém a resistência do fio, a carga e os diâmetros de corda e de polia – todas as quatro variáveis em uma única equação!*

3.3. Cordas e Cabos

3.3.1. Cordas de Fios

Vida em fadiga

Vida de fadiga de corda de fio e a pressão de polia (relações empíricas)



3.3. Cordas e Cabos

3.3.1. Cordas de Fios

Tensão de flexão de dobramento em torno de polias

Vida em fadiga

$$F_f = \frac{p/S_u S_u d D}{2}$$

F_f é interpretado como a tensão admissível de fadiga, à medida que o fio é flexionado um número de vezes correspondente ao p/S_u selecionado, para uma determinada corda e para a expectativa de vida.

O **fator de segurança em fadiga** pode ser determinado como:

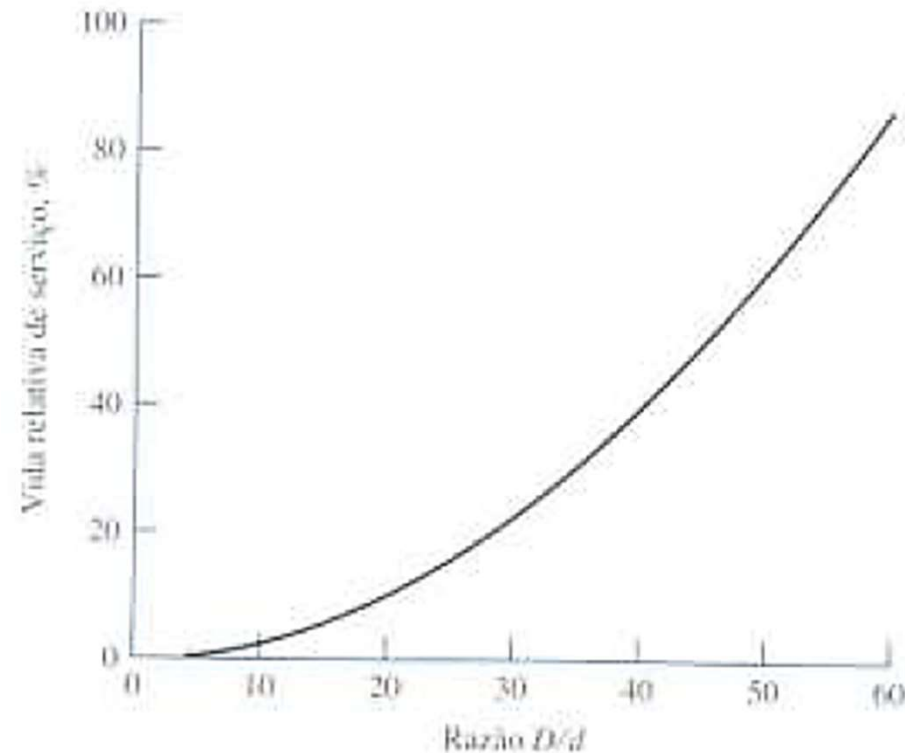
$$n_f = \frac{F_f - F_b}{F_t}$$

Ou de forma mais simples utilizando uma análise estática e aplicando-se o fator mínimo de segurança estático para uma corda de fio.

3.3. Cordas e Cabos

3.3.1. Cordas de Fios

Curva de serviço-vida baseada somente em tensões de flexão e tração



Essa curva mostra que a vida correspondente a **D/d=48** é **2x** aquela de **D/d=33**

3.3. Cordas e Cabos

3.3.1. Cordas de Fios

Vida em fadiga

Pressões máxima admissíveis de suporte de cordas em polias (em psi).

Utilizar somente como indicador aproximado

Corda	Madeira ^a	Material de polia			
		Ferro fundido ^b	Aço fundido ^c	Ferros fundidos resfriados ^d	Aço manganês ^e
Entrelaçado regular:					
6 × 7	150	300	550	650	1470
6 × 19	250	480	900	1100	2400
6 × 37	300	585	1075	1325	3000
8 × 19	350	680	1260	1550	3500
Entrelaçado Lang:					
6 × 7	165	350	600	715	1650
6 × 19	275	550	1000	1210	2750
6 × 37	330	660	1180	1450	3300

Fonte: Wire Rope Users Manual, AISI, 1979.

^a Em grão de extremidade de faia, noqueira amarga, ou resina.

^b Para $H_v(\text{min}) = 125$.

^c Carbono 30-40; $H_v(\text{min}) = 160$.

^d Use somente com dureza uniforme de superfície.

^e Para velocidades elevadas com polias balanceadas tendo superfícies esmerilhadas.

3.3. Cordas e Cabos

3.3.1. Cordas de Fios

Vida em fadiga

Pressões máxima admissíveis de suporte de cabos de aço em polias (em psi).

Utilizar somente como indicador aproximado

Os cabos de aço são classificados à resistência em 6 categorias:

<i>TIPO</i>	<i>SIGLA</i>	<i>RESISTÊNCIA À TRAÇÃO [MPa]</i>
Ferro (IRON)		600
Aço de tração (TRACTION IRON)		1200-1400
<i>Mild Plow Steel</i>	MPS	1400-1600
<i>Plow Steel</i>	PS	1600-1800
<i>Improved Plow Steel</i>	IPS	1800-2000
<i>Extra Improved Steel</i>	EIPS	2000-2300

3.3. Cordas e Cabos



3.3.1. Cordas de Fios

Vida em fadiga

Pressões máxima admissíveis de suporte de cabos de aço em polias (em psi).

Utilizar somente como indicador aproximado

Os cabos de aço são classificados à resistência em 6 categorias:

<i>RESISTÊNCIA DOS ARAMES DOS CABOS DE AÇO</i>		
<i>Construção</i>	<i>Flexibilidade</i>	<i>Resistência à abrasão</i>
6 x 7	<i>mín.</i>	<i>máx.</i>
6 x 19		
6 x 19 - Seale		
6 x 25 - Filler		
6 x 36 - Warrington - Seale		
6 x 37		
6 x 41 - Warrington - Seale		

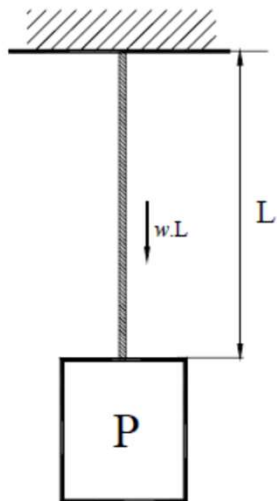


Exemplo 1

Cabos submetidos a tração simples estática

1. Cabos submetidos à tração simples estática:

Analisando-se a figura 12 abaixo, observa-se que a carga de tração total atuante no cabo de aço pode ser determinada pela seguinte expressão:



$$F_{t_e} = P + P_{cabo} \Rightarrow F_{t_e} = P + w.l$$

Figura 12 – Cabo de aço tracionado.

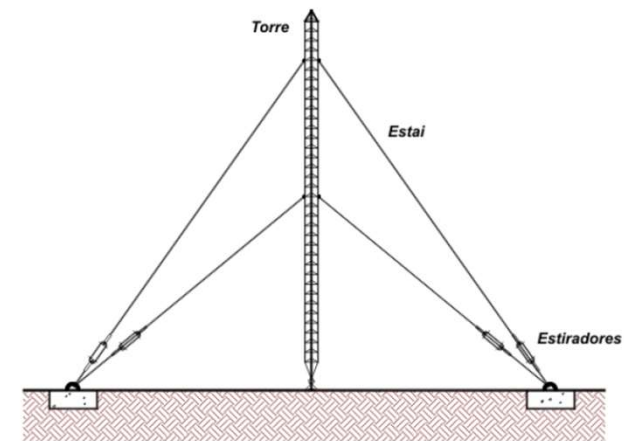


Figura 13 - Cabo tracionado em torre estaiada

Como exemplo de cabos submetidos apenas a esforços de tração, pode-se citar cabos tracionados por cargas penduradas, estais (figura 13), etc.



Exemplo 2

Cabos submetidos a tração dinâmica

2. Cabos submetidos à tração dinâmica – carga devido à aceleração:

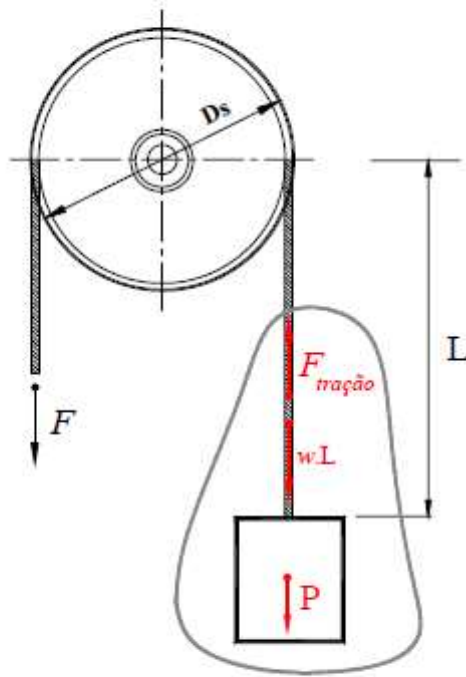


Figura 15 – Tração dinâmica.

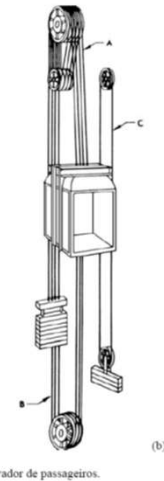
$$\sum F = m.a$$

$$\underbrace{F_{t_e} - w.l - P}_{F_{t_d}} = \underbrace{\left[\frac{w.l + P}{g} \right]}_m . a$$

$$F_{t_d} = \left[\frac{w.l + P}{g} \right] . a + \underbrace{w.l + P}_{F_{t_e}}$$

$$F_t = \left(\frac{W}{m} + wl \right) \left(1 + \frac{a}{g} \right)$$

Obs.: Se $v = c^{te} \Rightarrow a = 0 \Rightarrow F_{t_d} = F_{t_e}$
 $g = 9.81 \text{ m/s}^2$



3.3. Cordas e Cabos

3.3.1. Cordas de Fios

Alongamento (Observações adicionais)

Todos os cabos de aço sofrem alongamento quando tracionados. Seu tamanho depende da elasticidade do aço empregado e da interação entre os arames e pernas no cabo. O alongamento pode ser dividido em dois tipos:

- *alongamento elástico*: é transitório, desaparece ao cessar a ação da carga que o produzia e pode ser calculado conhecendo o módulo de elasticidade do cabo.
- *alongamento de assentamento (posta em serviço)*: é permanente e também pode ser calculado.

Dependendo do tipo de cabo e da sua construção, o alongamento inicial é de 2% a 4% do comprimento total. Esse alongamento continua até atingir valores entre 5% e 8%, quando o cabo deve ser substituído. Normalmente o alongamento de entrada em serviço é atingido após 3 ou 4 meses.

Em instalações fixas (como estais, tirante para concreto protendido, etc) deve-se procurar utilizar cabos de elevado módulo de elasticidade aparente, para se obter o menor alongamento possível, quando for exercida uma carga .

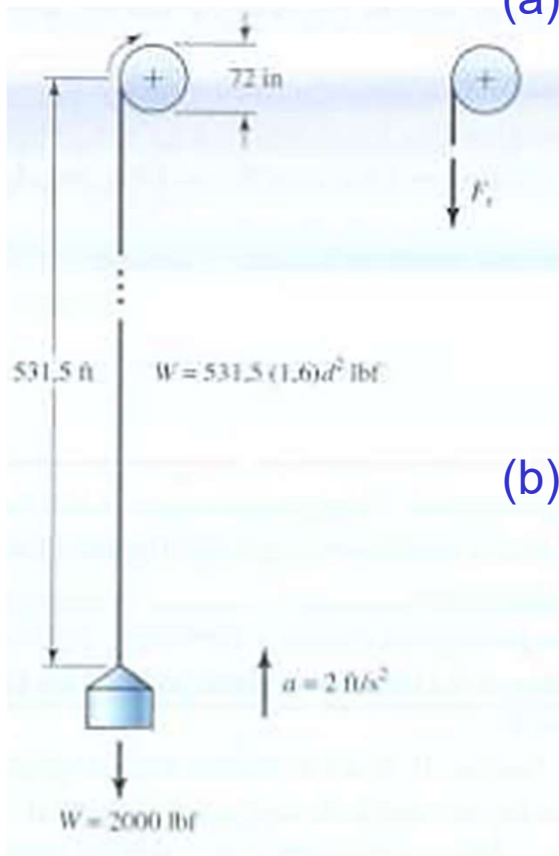


Estudo Dirigido

Atividade em grupo (em sala)

Cabos submetidos a tração dinâmica

Considere uma corda de fio de 6x19 de aço monitor ($S_u=240\text{kpsi}$)



- (a) Desenvolva as expressões para tensão de corda F_t , tensão de fadiga F_f , tensões equivalentes de flexão F_b , e fator de segurança n_f para uma talha de mina de gaiola e carga de 1ton com uma aceleração de arranque de 2ft/s^2 , como representado na Figura. O diâmetro de polia acanalada é de 72in.
- (b) Examine a variação no fator de segurança n_f para vários diâmetros de corda de fio d e número de cordas de apoio m



Estudo Dirigido

Atividade em grupo (em sala)

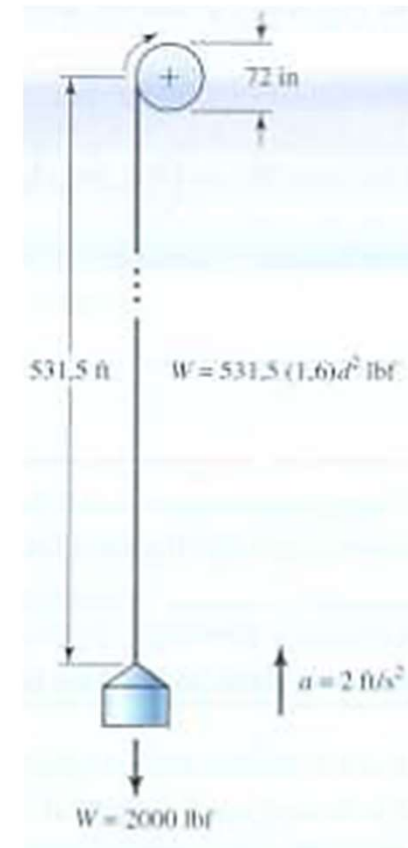
Cabos submetidos a tração dinâmica

(a) A tensão de corda F_t :

$$F_t = \left(\frac{W}{m} + wl \right) \left(1 + \frac{a}{g} \right) = \left(\frac{2000}{m} + 1,60d^2(531,5) \right) \left(1 + \frac{2}{32,2} \right)$$

$$F_t = \left(\frac{2124}{m} + 903d^2 \right) [lbf]$$

Assim: é possível calcular F_t , F_f , F_b , e n_f





Estudo Dirigido

Atividade em grupo (em sala)

Cabos submetidos a tração dinâmica

A partir da Figura 17-21, use $p/S_u = 0,0014$. A tensão de fadiga F_f , a partir da Equação (17-47), é fornecida por

$$F_f = \frac{(p/S_u)S_u Dd}{2} = \frac{0,0014(240\,000)72d}{2} = 12\,096d \text{ lbf}$$

A tensão equivalente de flexão F_b , a partir da Equação (17-48) e da Tabela 17-27, é dada por

$$F_b = \frac{E_r d_w A_m}{D} = \frac{12(10^6)0,067d(0,40d^2)}{72} = 4467d^3 \text{ lbf}$$

O fator de segurança n_f em fadiga, a partir da Equação (17-50), é fornecido por

$$n_f = \frac{F_f - F_b}{F_t} = \frac{12\,096d - 4467d^3}{2124/m + 903d^2}$$



Estudo Dirigido

Atividade em grupo (em sala)

Cabos submetidos a tração dinâmica

(b) Fator de segurança n_f para vários diâmetros de corda de fio d e número de cordas de apoio m .

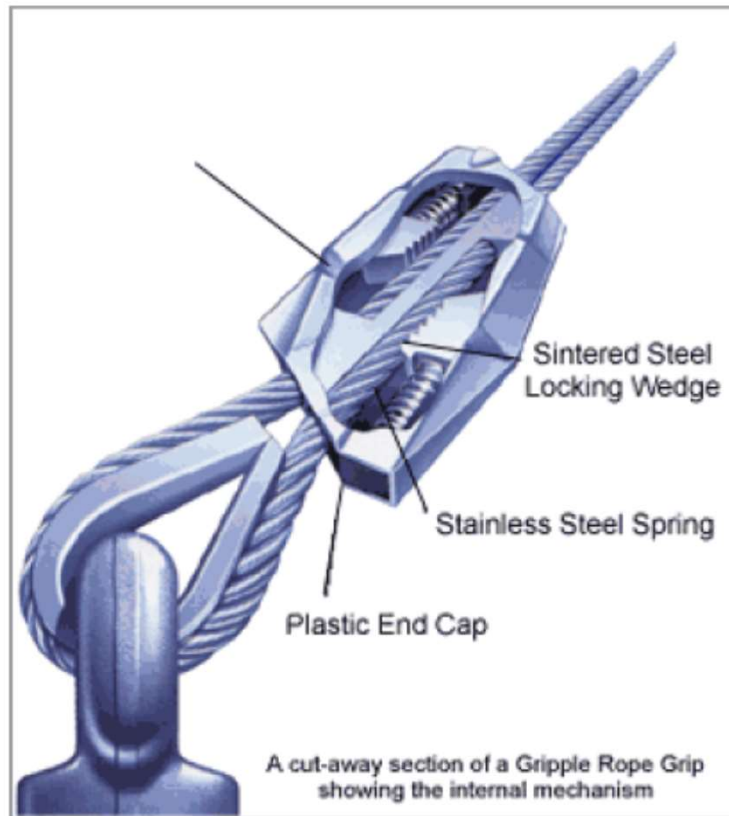
Forme uma Tabela com se segue:

d	$m = 1$	n_f $m = 2$	$m = 3$	$m = 4$
0,25	1,355	2,641	3,865	5,029
0,375	1,910	3,617	5,150	6,536
0,500	2,336	4,263	5,879	7,254
0,625	2,612	4,573	6,099	7,331
0,750	2,731	4,578	5,911	6,918
0,875	2,696	4,330	5,425	6,210
1,000	2,520	3,882	4,736	5,320

Os tamanhos de corda de fio são discretos, como o é o número de cordas de suporte. Observe que, para cada m , o fator de segurança exibe um máximo. Previsivelmente, o maior fator de segurança aumenta com m . Se o fator requerido de segurança tivesse de ser 6, somente três ou quatro cordas poderiam satisfazer ao requisito. Os tamanhos são diferentes: cordas de $\frac{5}{8}$ in com três cordas, ou cordas de $\frac{3}{8}$ in cordas com quatro cordas. Os custos incluem não somente os fios, mas também os tambores sulcados de guinchos.

3.3. Cordas e Cabos

3.3.2. Acessórios



TURNBUCKLES

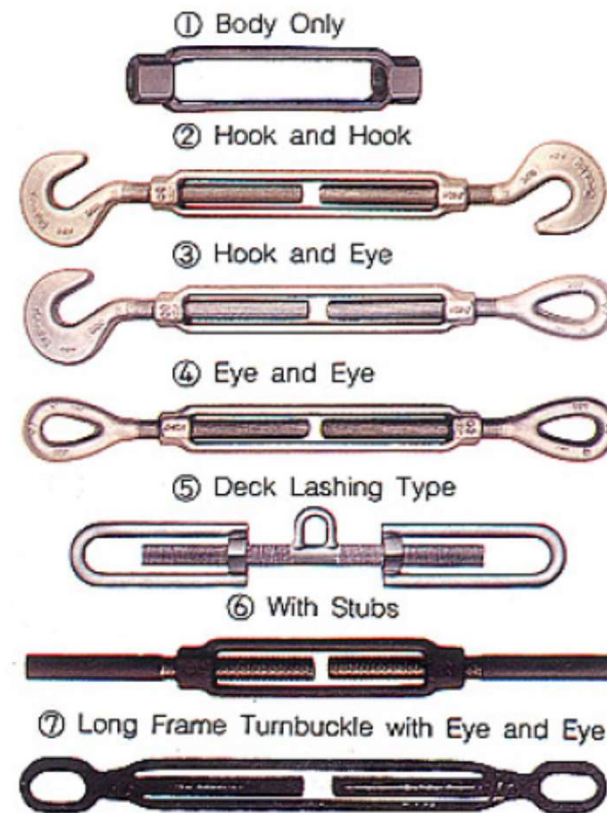


Figura 25 – Acessórios de fixação e tracionamento.

3.3. Cordas e Cabos

3.3.2. Acessórios



Figura 26 – Dispositivos de fixação e proteção.



3.3. Cordas e Cabos

3.3.2. Acessórios



Figura 29 – Distorcedores.



Figura 28 – Tambor de enrolamento.

3.3. Cordas e Cabos

3.3.2. Acessórios

Acessórios – Detector de dano

Estes instrumentos indicam a ocorrência de defeitos internos nos cabos de aço. São capazes de detectar defeitos como arames rompidos e corrosão localizada. O princípio de funcionamento é baseado em imã permanente. Durante a passagem do cabo pelo detector o defeito é assinalado por um sinal sonoro (*beep*) e/ou sinal luminoso (*LED*).



Figura 30 – Detectores de defeitos em cabos de aço.

3.4. Cintas de Elevação

Vide catálogo fabricante

Catálogo de cabos de aço

<https://drive.google.com/open?id=0B7Jk3FB7bEoPUjM0NkJ6UDdwV2M>

Catálogo de Cintas de Poliéster

<https://drive.google.com/open?id=0B7Jk3FB7bEoPd2FEU2IXR3otRGM>

Capítulo 4 – Elementos Mecânicos Rígidos

≡ Polias

4. Elementos Mecânicos Rígidos (Polias)

Introdução

As polias são os elementos de máquinas rígidos que, juntamente com as correias completam este tipo de transmissão. Não necessitam de um dimensionamento especial, sendo sua geometria e dimensões bastante conhecidas e bem descritas nas normas.

Serão abordados aqui apenas os tipos principais para **correias em V, planas e escalonadas**, os materiais de fabricação mais comuns e algumas recomendações de utilização e montagem.

4.1. Materiais de Fabricação e Geometria

As polias são normalmente fabricadas com materiais ferrosos como ferro fundido ou aço, podendo ser, para grandes diâmetros, de estrutura soldada, que são normalmente utilizadas para diâmetros a partir de 500 mm. Materiais poliméricos, como plásticos, com alto coeficiente de atrito e baixa densidade, também podem ser utilizados. São fabricadas por processo de fundição ou de usinagem.

Para pequenos diâmetros (até 300 mm) as polias podem ser sólidas ou com furos (figura 1.20.a e 1.22.a) para redução de peso e para facilitar o acoplamento em M.Opt. (torno), durante a sua fabricação. Polias com grandes diâmetros devem utilizar hastes ou braços e devem ser projetadas seguindo as recomendações da tabela 9.

4.1. Materiais de Fabricação e Geometria

As hastes são normalmente de seção elíptica, variável ao longo do comprimento e com razão de raios 0.4 ou 0.5 (figura 1.18).

Tabela 9 – Recomendações para projeto de polias.

Largura - B [mm]	n° de fileiras de hastes	n° de hastes
≤ 300	1	3 ou 4
$300 < B \leq 500$	2	4
> 500 até 1600	2	6

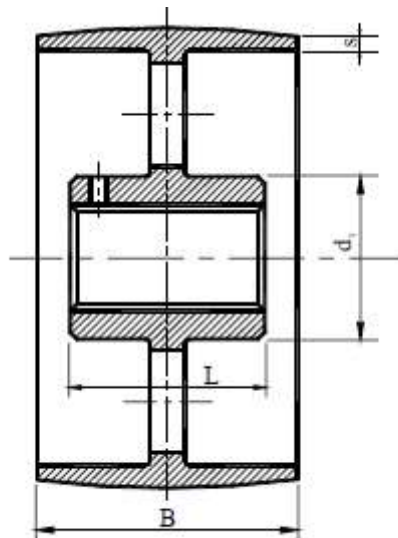


Figura 1.18 - Polias para correias planas.

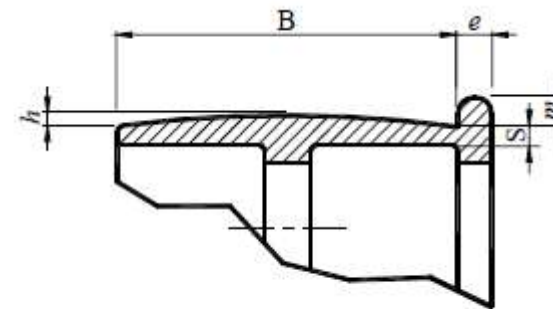


Figura 1.19 – Dimensões recomendadas para polias planas.

4.2. Polias Para Correias Planas

A tabela 10, abaixo, fornece as dimensões recomendadas para o projeto de polias planas. As dimensões d_1 e L podem ser utilizadas também em polias para correias trapezoidais.

Tabela 10 – Recomendações para a geometria da polia.

DIMENSÕES DAS POLIAS (PLANAS OU TRAPEZOIDAIS)			
<i>Dimensão [mm]</i>	<i>Simbologia</i>	<i>Valor recomendado</i>	<i>Observações</i>
Largura da polia	B	$1.1(b) + 10$	b = largura da correia
Diâmetro externo do cubo	d_1	$1.7d \leq d_1 \leq 2d$	d = diâmetro do eixo
Comprimento do cubo	L	$1.5d \leq L \leq 2d$	e também deve ser $\leq B$
Altura da coroa	S	1.0	$30 < B < 60$
		1.5	$60 < B < 100$
		2.0	$100 < B < 150$
		2.5	$150 < B < 225$
Altura do abaulamento	h	$0.01B \leq h \leq 0.05B$ $h \leq 4 \text{ mm}$	B = largura da polia
Largura da proteção lateral	e	$e \leq 4 \text{ mm}$	-
Altura da proteção lateral	m	$e \leq m \leq 2e$	-

4.2. Polias Para Correias Planas

As polias devem ser projetadas com um abaulamento em sua superfície, a fim de manter a correia centrada durante o funcionamento. Pode-se utilizar também uma proteção lateral para prevenir a fuga da correia. Ambos os casos estão apresentados na figura 1.19 e as dimensões recomendadas se encontram na tabela 10.

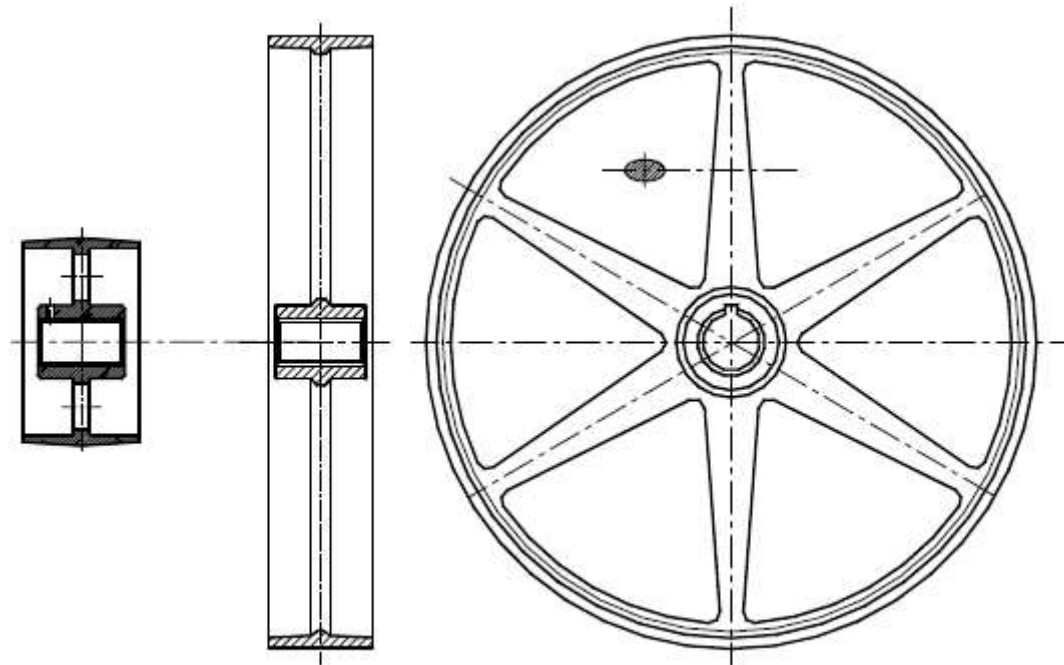


Figura 1.20 – Exemplos de polias planas.

4.3. Polias Para Correias em V

As polias para correias em V são especificadas nas normas NBR 8319 [18] e PB-479 [15]. Estas normas padronizam as formas e dimensões principais das polias entre eixos paralelos e horizontais. A tabela 11 apresenta as dimensões dos perfis dos canais bem como sua posição na polia.

Tabela 11 – Dimensões dos perfis dos canais.

SEÇÃO	d_p [mm]	φ	DIMENSÃO PADRÃO DOS CANAIS [mm]						
			l_s	l_p	e	f	b	profundidade (h + b)	
A	3	≥ 75	34 ± 0.5	$13^{+0.2}_{-0}$	11	15 ± 0.3	10^{+2}_{-1}	3.3	12
	5	125							
	5	> 125	38 ± 0.5	$13.3^{+0.2}_{-0}$					
B	5	≥ 125	34 ± 0.5	$16.6^{+0.2}_{-0}$	14	19 ± 0.4	12.5^{+2}_{-1}	4.2	15
	8	200							
	8	> 200	38 ± 0.5	$16.9^{+0.2}_{-0}$					
C	8	≥ 200	36 ± 0.5	$22.7^{+0.3}_{-0}$	19	25.5 ± 0.5	17^{+2}_{-1}	5.7	20
	12	300							
	12	> 300	38 ± 0.5	$22.9^{+0.3}_{-0}$					
D	14	≥ 355	36 ± 0.5	$32.3^{+0.4}_{-0}$	27	37 ± 0.6	24^{+3}_{-1}	8.1	28
	20	500							
	20	> 500	38 ± 0.5	$32.6^{+0.4}_{-0}$					
E				$38.2^{+0.4}_{-0}$	32	44.5 ± 0.7	29^{+4}_{-1}	9.6	33
				$38.6^{+0.4}_{-0}$					

4.3. Polias Para Correias em V

A figura 1.21 apresenta o perfil de uma polia com a correia alojada na canaleta e a respectiva simbologia adotada.

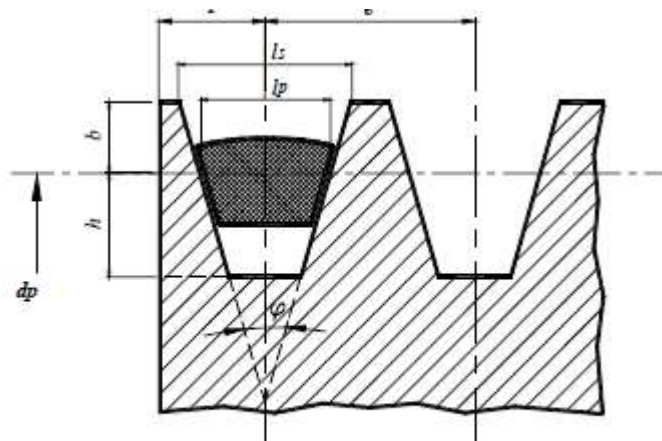


Figura 1.21 – Padronização de polias.

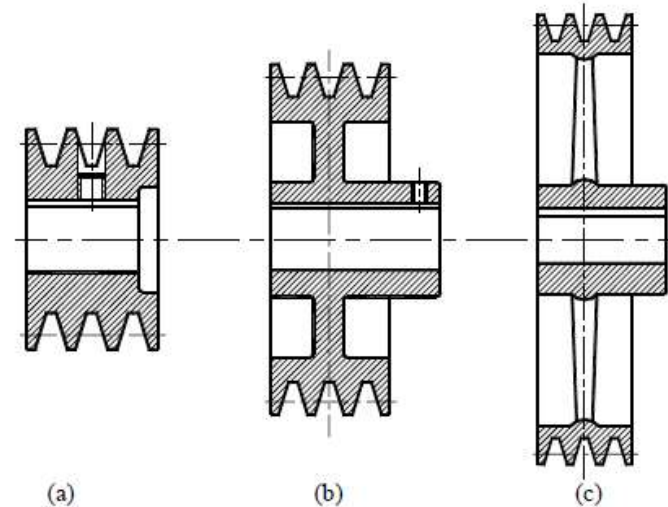


Figura 1.22 – Polias para correia em V.

f – distância entre a linha de centro do primeiro canal e a face mais próxima da polia.

e – distância entre as linhas de centros de dois canais consecutivos.

h – profundidade do canal abaixo da linha do diâmetro primitivo.

b – profundidade do canal acima da linha do diâmetro primitivo.

l_p – largura do canal na linha do diâmetro primitivo.

d_p – diâmetro primitivo da polia.

φ – ângulo do canal.

l_s – largura superior do canal.

4.4. Polias Tensoras ou Estiradores

São polias utilizadas para tracionar a correia. Devem ser empregadas quando a distância entre centros é muito pequena ou a correia utilizada é muito comprida. Estas polias rolam normalmente livres sobre rolamentos ou esferas, isto é, são “loucas”. O tensionamento da correia é produzido através de peso, controlado pela extensão do braço de alavanca. Existem dois tipos: a polia tensora interna e a externa, apresentadas na figura 1.23.

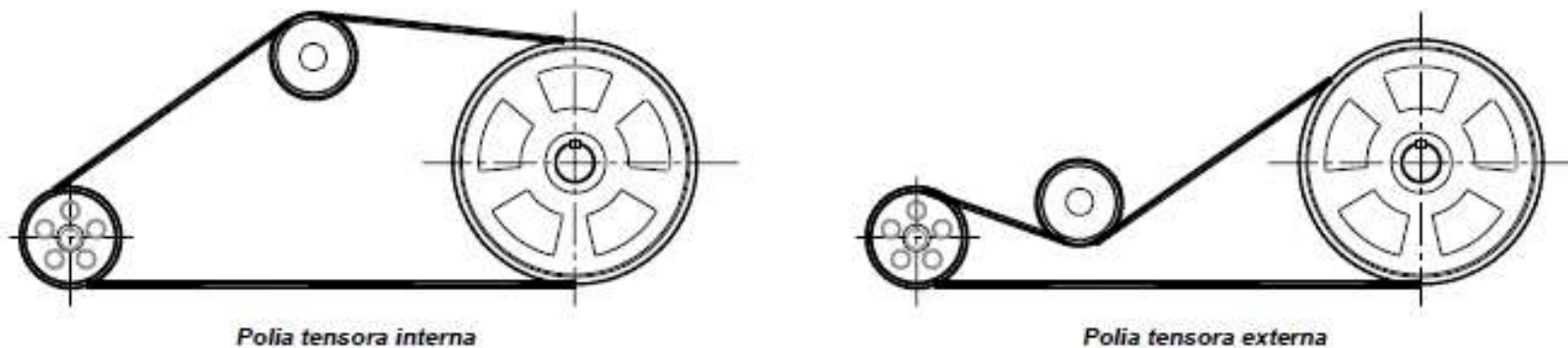


Figura 1.23 – Polias tensoras.

4.4. Polias Tensoras ou Estiradores

Algumas recomendações para a utilização de polias tensoras.

Polia tensora interna:

- O diâmetro deve ser maior ou igual ao da menor polia do acionamento.
- Sempre que possível, posicionar a polia no centro do acionamento, para não diminuir muito o arco de contato entre a polia motora e a correia.
- Utilize sempre a polia tensora adequada à correia. (correia V com polia em V; correia sincronizadora com polia sincronizadora e etc.)
- Alinhar corretamente a polia para não comprometer sua vida útil.

4.4. Polias Tensoras ou Estiradores

Algumas recomendações para a utilização de polias tensoras.

Polia tensora externa:

- O diâmetro deve ser pelo menos 50 % maior do que o da menor polia do acionamento.
- Devem ser sempre lisas, pois atuarão nas costas da correia.
- Sempre que possível, posicionar a polia próxima à polia motora, para aumentar o arco de contato.
- Alinhar corretamente a polia para não comprometer sua vida útil.

4.5. Polias Escalonadas ou Cone de Polias

Cones de polias escalonadas são utilizados como mecanismo variador de velocidade em M.Opt, conforme o esquema apresentado na figura 1.24. Estas polias são projetadas com vários diâmetros diferentes, que são acoplados através de correia, plana ou em V, em qualquer posição, obtendo-se assim, diversas rotações de saída. São projetados normalmente com 2, 3 ou 4 escalonamentos. O número de escalonamentos é limitado apenas pelo espaço disponível.

Para que a tensão se mantenha a mesma em todas as posições da correia, duas condições devem ser satisfeitas:

- (1) o afastamento entre eixos (distância entre centros) deve ser: $c > 10.(D - d)$ e
- (2) como a correia é a mesma em todas as posições, então a soma dos diâmetros correspondentes deve ser a mesma.

$$(D_1 + d_3) = (D_2 + d_2) = (D_3 + d_1) = \dots$$

4.5. Polias Escalonadas ou Cone de Polias

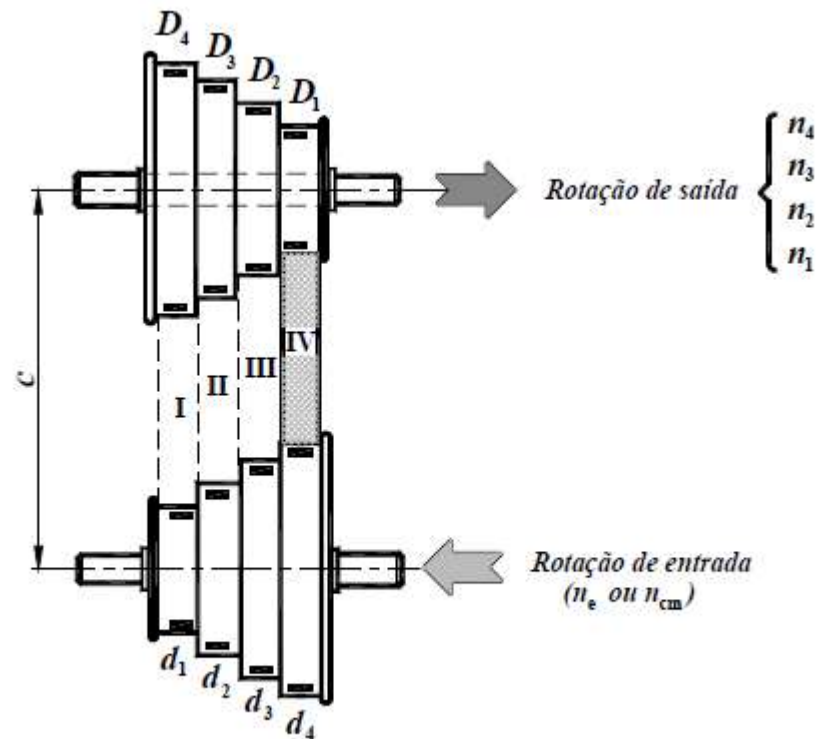


Figura 1.24 – Variador de velocidades escalonado tipo cone de polias com 4 rotações de saída.

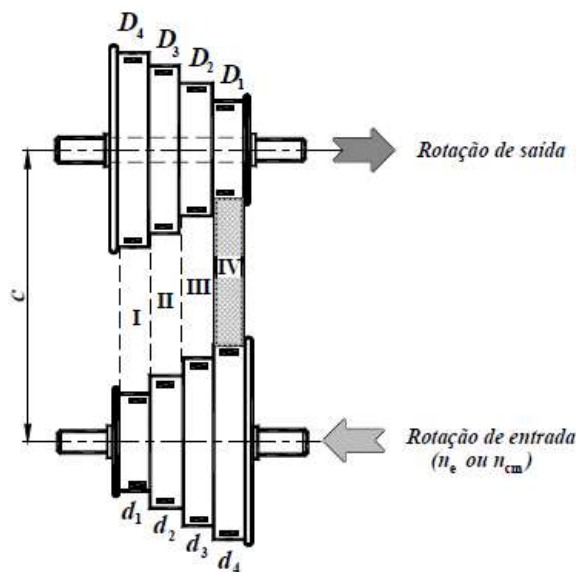
- (1) o afastamento entre eixos (distância entre centros) deve ser: $c > 10.(D - d)$ e
- (2) como a correia é a mesma em todas as posições, então a soma dos diâmetros correspondentes deve ser a mesma.

$$(D_1 + d_3) = (D_2 + d_2) = (D_3 + d_1) = \dots$$

4.5. Polias Escalonadas ou Cone de Polias

Observando a figura 1.24 e utilizando a equação [2], os diâmetros das polias podem ser calculados; basta apenas conhecer a rotação de entrada e as rotações de saída.

Normalmente são conhecidos o diâmetro maior ou o menor do cone de polias, através das características construtivas da máquina ou da correia selecionada. Assim sendo, as seguintes relações podem ser obtidas:



- Correia na posição I: $\frac{n_1}{n_{cm}} = \frac{d_1}{D_4} \Rightarrow n_1 = n_{cm} \cdot \frac{d_1}{D_4}$
- Correia na posição II: $\frac{n_2}{n_{cm}} = \frac{d_2}{D_3} \Rightarrow n_2 = n_{cm} \cdot \frac{d_2}{D_3}$
- Correia na posição III: $\frac{n_3}{n_{cm}} = \frac{d_3}{D_2} \Rightarrow n_3 = n_{cm} \cdot \frac{d_3}{D_2}$
- Correia na posição IV: $\frac{n_4}{n_{cm}} = \frac{d_4}{D_1} \Rightarrow n_4 = n_{cm} \cdot \frac{d_4}{D_1}$

4.5. Polias Escalonadas ou Cone de Polias

Na faixa de variação de rotação entre as relações de transmissão 1:3 e 3:1 em escalonamento geométrico, a diferença entre os diâmetros vizinhos é muito pequena. Deve-se utilizar, então, escalonamento aritmético (figura 1.25). Sempre que possível os cones devem ser fabricados iguais, devido ao menor custo.

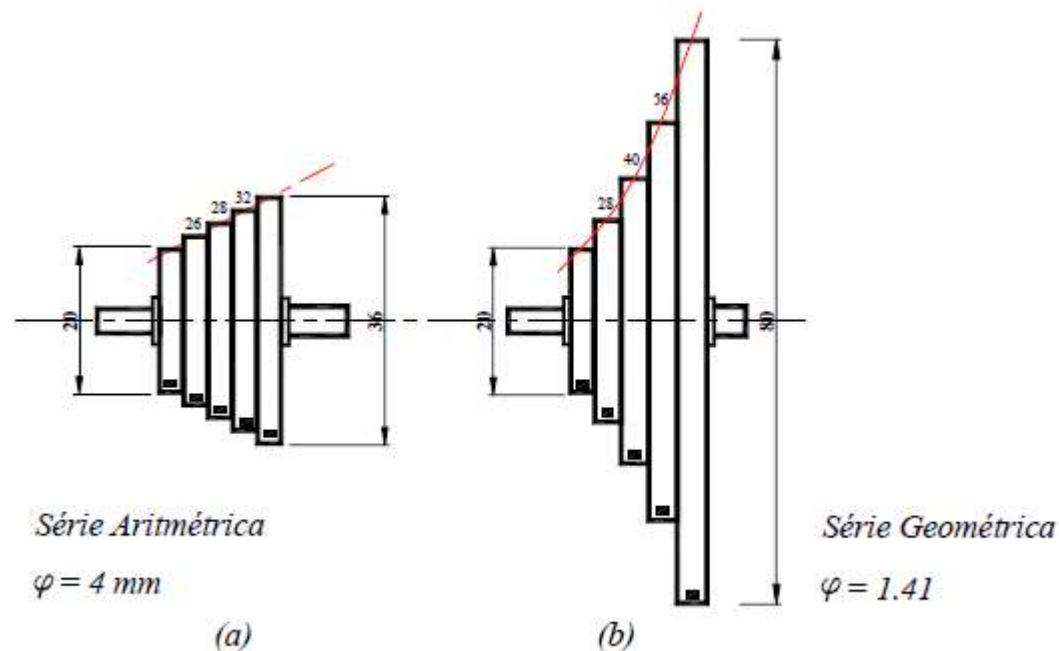


Figura 1.25 – Escalonamento em série aritmética (a) e geométrica (b).

4.6. Cone de **polias com engrenagens de dobramento** ou mecanismo redutor

As engrenagens de dobramento compõem um mecanismo que é utilizado para **duplicar o número de rotações de saída da M.Opt**, seja para redução, mais usado, ou para multiplicação. A figura 1.26 mostra um cone de polias e o mecanismo de dobramento ou redutor. No eixo de saída (árvore de trabalho - V) são obtidas 6 rotações; as 3 menores (n_1 a n_3) com as engrenagens de dobramento acopladas e, sem elas, as 3 maiores (n_4 a n_6). Este mecanismo é composto de dois pares de engrenagens (①-② e ③-④) Na posição mostrada na figura 1.26, a rotação do motor é **triplicada** pelo cone.

Acoplando-se a engrenagem 4 ao eixo III (pontilhada), desacopla-se o redutor, obtendo-se mais 3 rotações de saída.

4.6. Cone de polias com engrenagens de dobramento ou mecanismo redutor

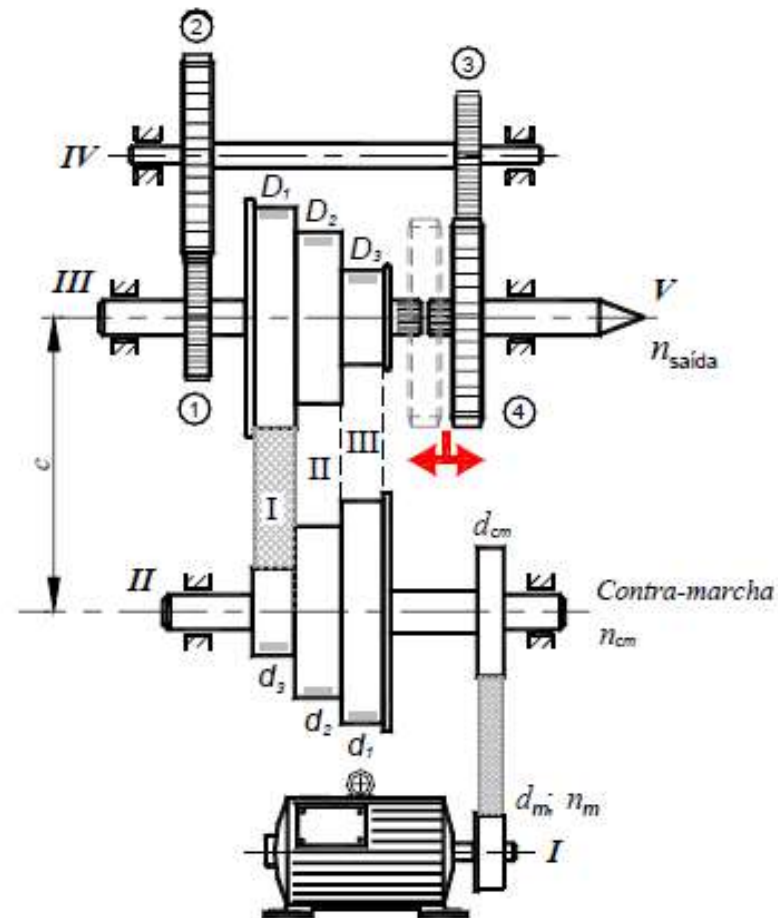


Figura 1.26 – Variador de velocidades escalonado tipo cone de polias com engrenagens de dobramento ou mecanismo redutor.

4.6. Cone de polias com engrenagens de dobramento ou mecanismo redutor

Assim, de acordo com a figura 1.26, as rotações obtidas são:

$$\begin{array}{l}
 \text{com redutor:} \left\{ \begin{array}{l}
 n_1 = n_m \cdot \frac{d_m}{d_{cm}} \cdot \frac{d_3}{D_1} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \\
 n_2 = n_m \cdot \frac{d_m}{d_{cm}} \cdot \frac{d_2}{D_2} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \\
 n_3 = n_m \cdot \frac{d_m}{d_{cm}} \cdot \frac{d_1}{D_3} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \\
 \text{Redutor}
 \end{array} \right.
 \end{array}
 \quad
 \begin{array}{l}
 \text{sem redutor:} \left\{ \begin{array}{l}
 n_4 = n_m \cdot \frac{d_m}{d_{cm}} \cdot \frac{d_3}{D_1} \\
 n_5 = n_m \cdot \frac{d_m}{d_{cm}} \cdot \frac{d_2}{D_2} \\
 n_6 = n_m \cdot \frac{d_m}{d_{cm}} \cdot \frac{d_1}{D_3}
 \end{array} \right.
 \end{array}$$

A relação de transmissão do redutor é determinada da seguinte forma:

$$i_{red} = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} = \frac{n_1 \rightarrow \text{rotação com redutor}}{n_4 \rightarrow \text{rotação sem redutor}} \Rightarrow \frac{n_1}{n_1 \cdot \varphi^3} = \frac{1}{\varphi^3} \Rightarrow \text{fórmula geral: } i_{red} = \frac{1}{\varphi^{m/2}}$$

onde m = número de rotações de saída da M.Opt.

4.6. Cone de polias com engrenagens de dobramento ou mecanismo redutor

As equações acima juntamente com as características do projeto (geométricas, funcionais e etc.) são suficientes para a determinação dos diâmetros escalonados do cone de polias, bem como o número de dentes das engrenagens de dobramento.

Abaixo, as figuras 1.27 e 1.28 apresentam algumas sugestões de projeto de cone de polias e mecanismo redutor.

4.6. Cone de polias com engrenagens de dobramento ou mecanismo redutor

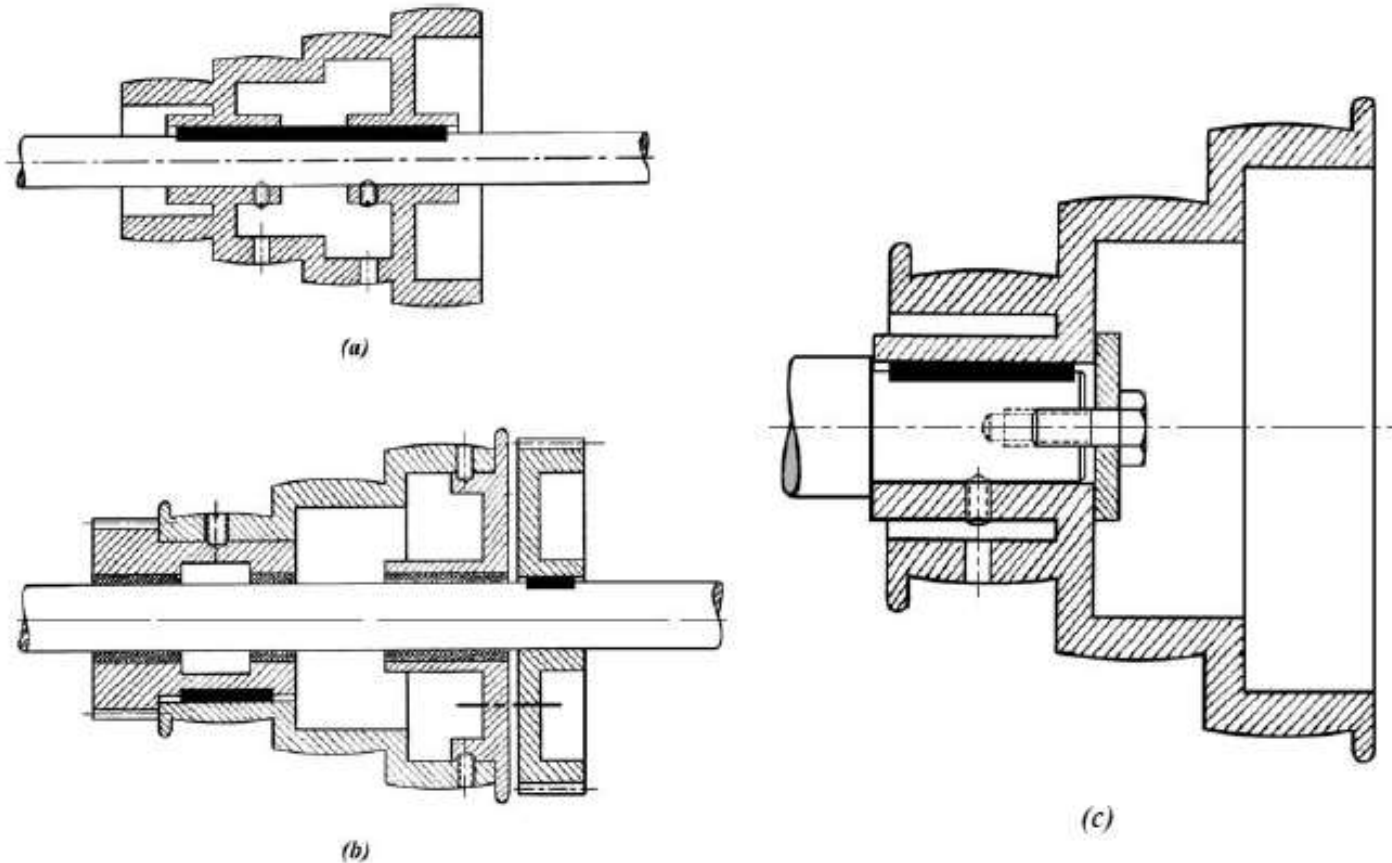


Figura 1.27 – Cone de polias com 3 e 4 escalonamentos (a e c) e com 3 escalonamentos, com engrenagens de dobramento (b).

4.6. Cone de polias com engrenagens de dobramento ou mecanismo redutor



Figura 1.29 – Diversos tipos de Polias.

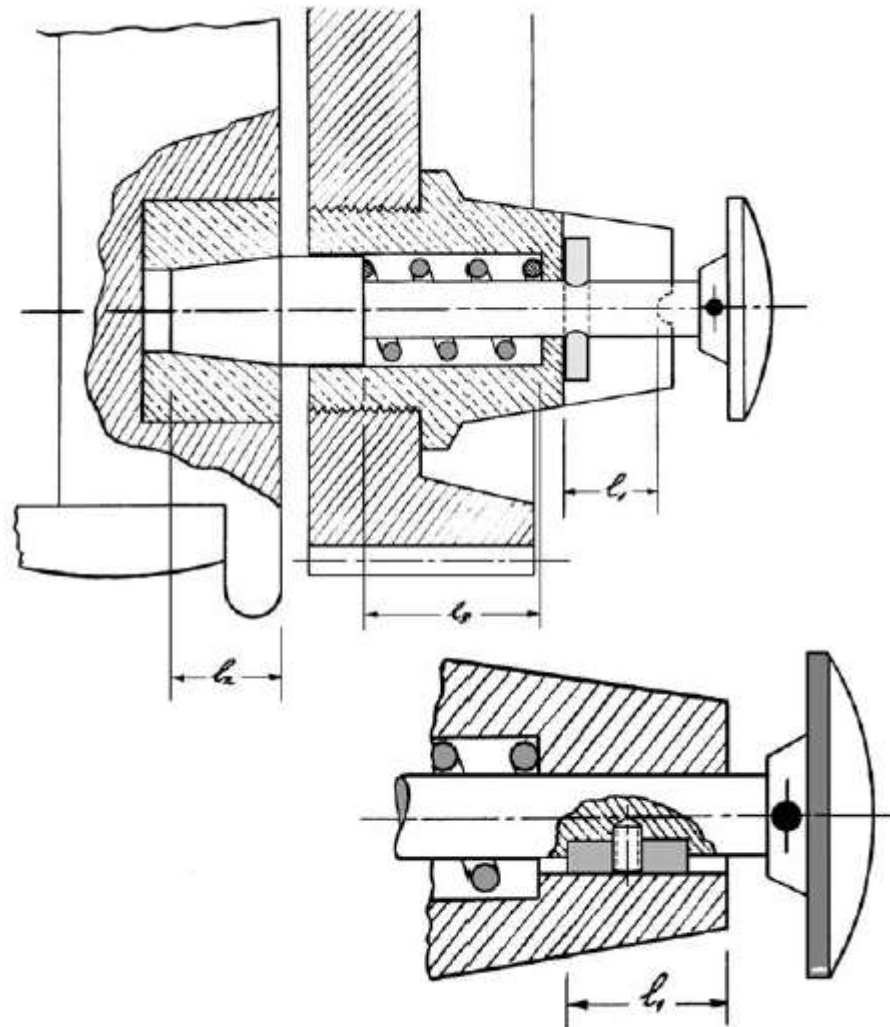


Figura 1.28 – Esquema de acoplamento das engrenagens de dobramento.

4.6. Cone de polias com engrenagens de dobramento ou mecanismo reductor

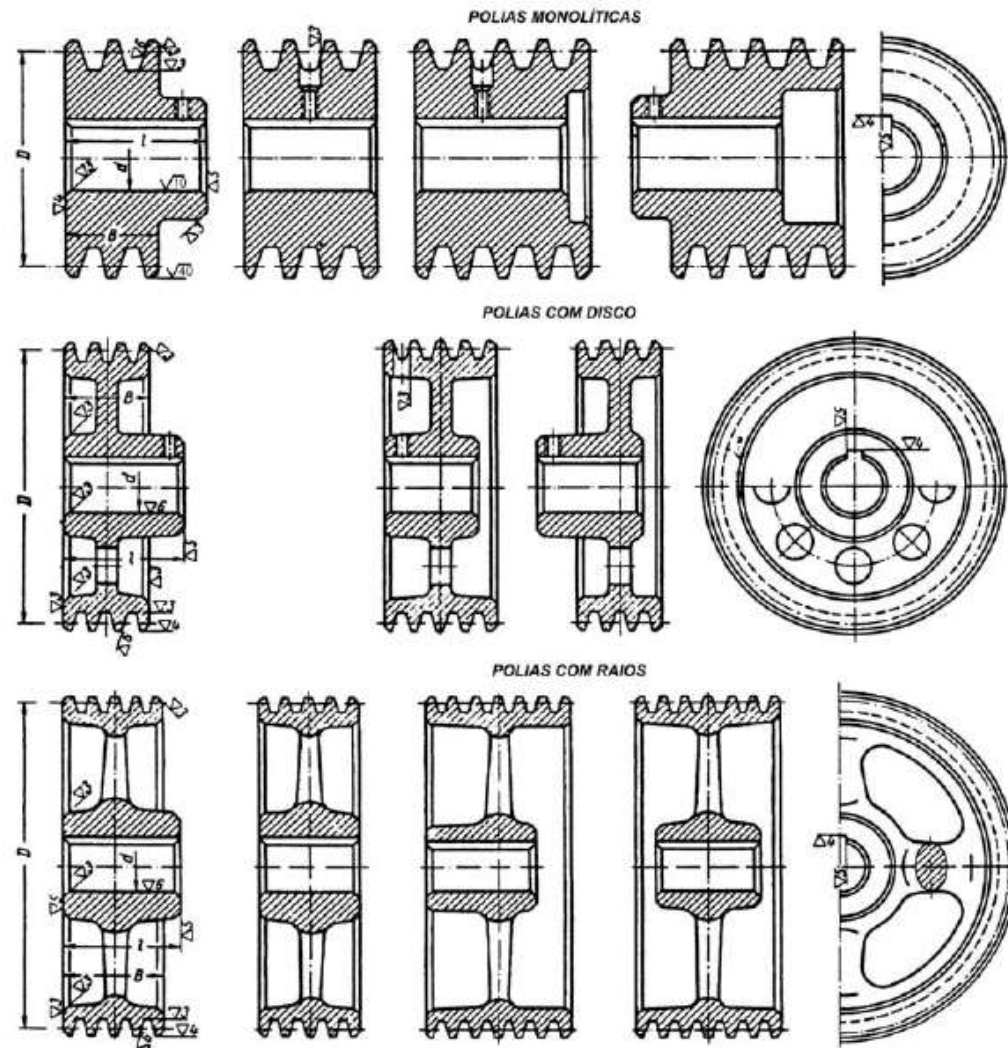


Figura 1.30 – Projeto de polias para correias trapezoidais.

4.6. Cone de polias com engrenagens de dobramento ou mecanismo redutor

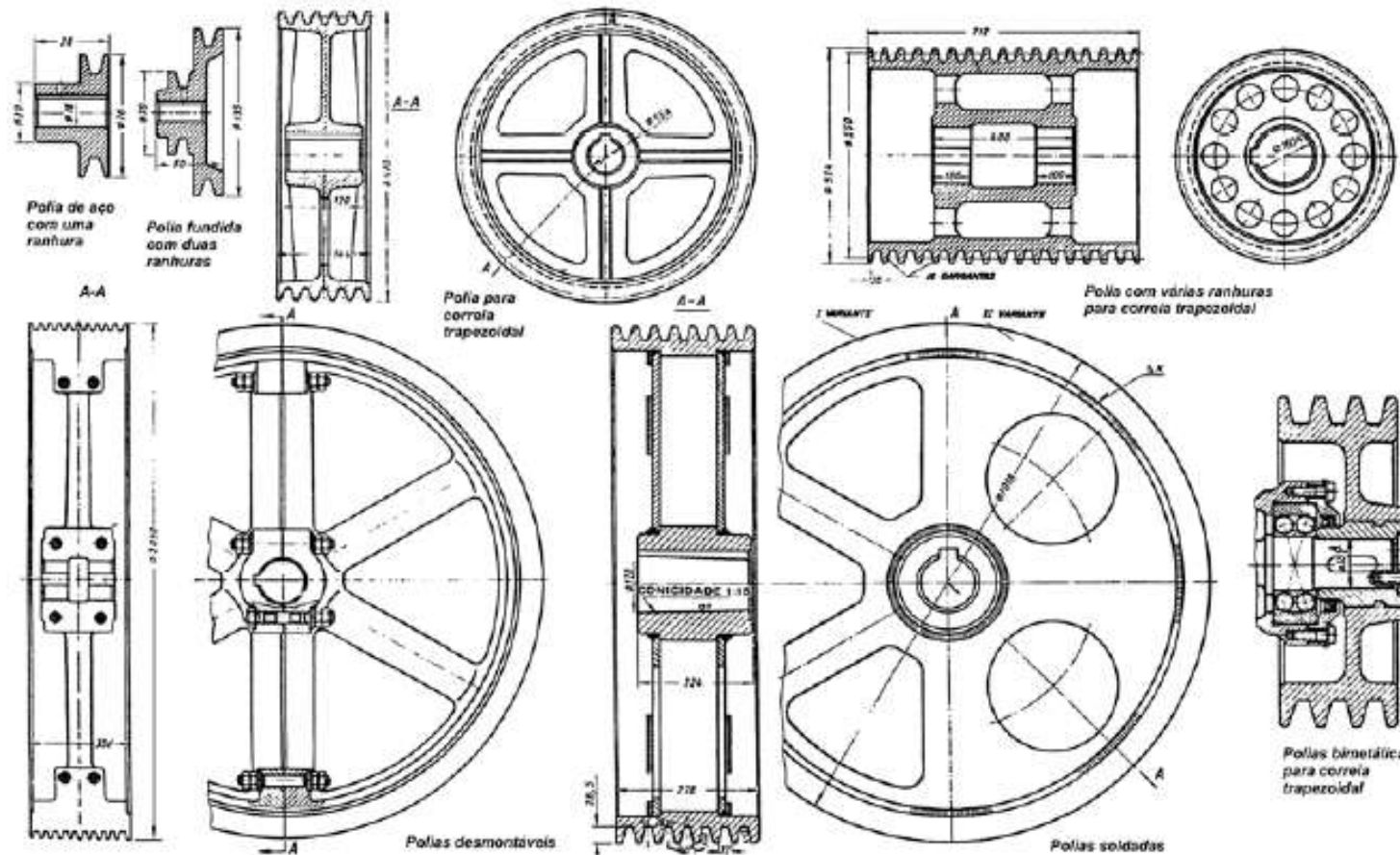


Figura 1.31 – Polias para correias trapezoidais.

4.6. Cone de polias com engrenagens de dobramento ou mecanismo redutor

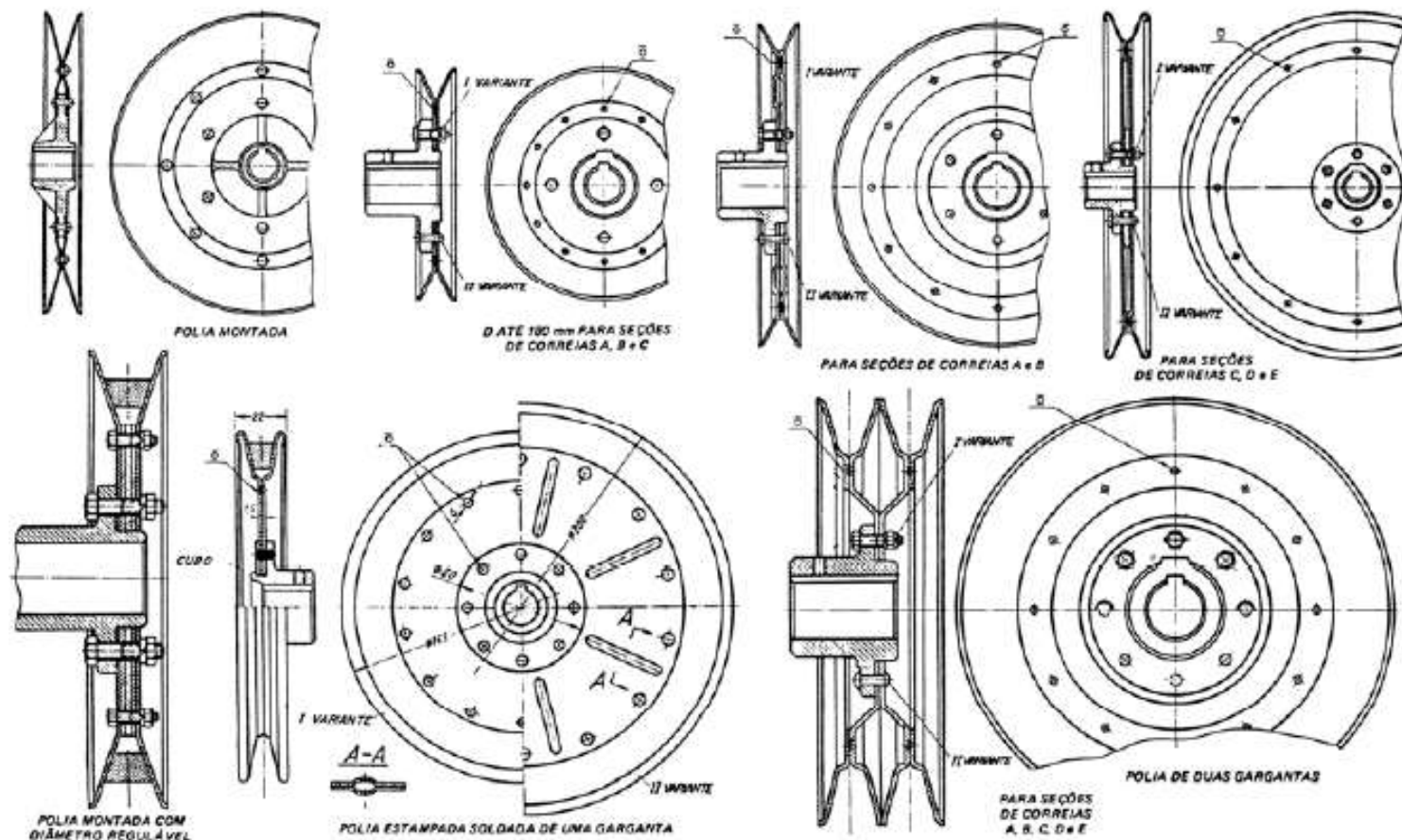


Figura 1.32 – Polias de paredes finas – estampadas.

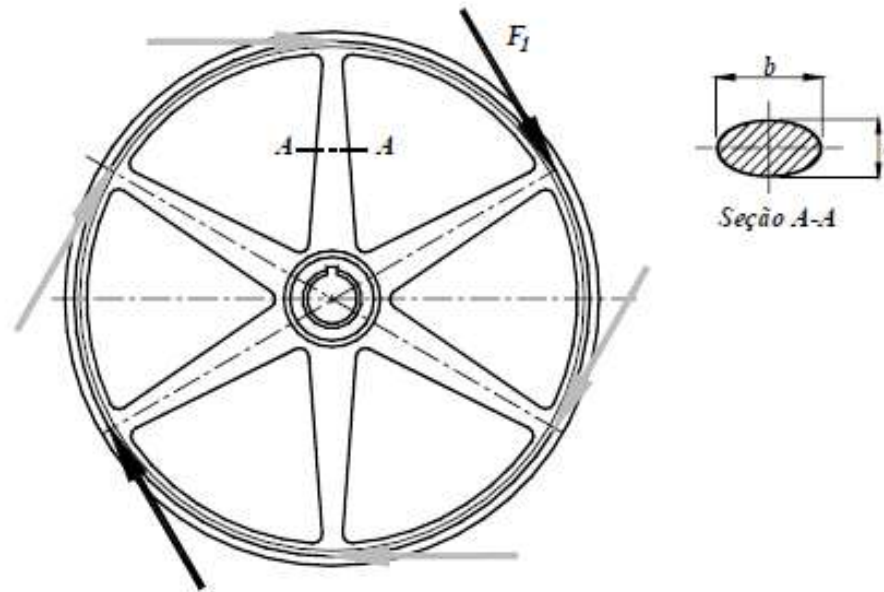


Estudo Dirigido

Atividade em grupo (em sala)

DIMENSIONAMENTO DE POLIAS - EXEMPLO

Uma polia de aço de diâmetro 2032 mm (80 polegadas) com 6 braços de seção elíptica com os eixos maior e menor na proporção 3:1 é usada para transmitir 260 kW (350 HP) do eixo de uma turbina hidráulica que gira a 200 rpm. Se a tensão admissível é 21 MPa (3000psi), encontre as dimensões de cada eixo da elipse perto do cubo.





Estudo Dirigido

Atividade em grupo (em sala)

DIMENSIONAMENTO DE POLIAS - EXEMPLO

Solução:

O torque agindo na polia é dado por: $T = \frac{P}{n} \Rightarrow T = \frac{(9550) \cdot 260}{200} = 12.415 \text{ N.m}$

A força F, correspondente ao torque é: $F = \frac{T}{r} \Rightarrow F = \frac{12415}{1,016} = 12.220 \text{ N}$

Em qualquer instante, apenas a metade do total de braços ajudam a resistir à força F. Para uma polia de 6 braços, 3 dividiriam a força a qualquer instante. Considerando que todos os 3 braços dividem F igualmente então, a força, F₁, no fim de cada braço é:

$$F_1 = \frac{12220}{3} = 4073,33 \text{ N}$$



Estudo Dirigido

Atividade em grupo (em sala)

DIMENSIONAMENTO DE POLIAS - EXEMPLO

Solução:

Cada braço é tratado como uma viga engastada suportando uma carga concentrada de F_1 na distancia r como mostrada na figura. Assim, o momento próximo ao cubo é,

$$M = F_1 \times r = 4073,33 \times 1,016 = 4138,5 \text{ N.m}$$

A tensão de flexão da barra é

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I}$$

onde: M = momento de tensão máxima

σ = tensão de flexão atuante na barra

I/c = módulo da seção da barra

Para uma seção elíptica, o valor do módulo (I/c) é dado por

$$\frac{I}{c} = \frac{\pi \cdot a \cdot h^3}{64} \times \frac{2}{b} = \frac{\pi \cdot a \cdot b^2}{32} \cong 0,0982 \text{ } ab^2$$

onde: a = eixo menor da elipse

b = eixo maior da elipse



Estudo Dirigido Atividade em grupo (em sala) DIMENSIONAMENTO DE POLIAS - EXEMPLO

Solução:

Como no problema a razão $b:a$ é 3:1, tem-se que $b = 3a \Rightarrow b^2 = 9a^2$

$$\frac{I}{c} = 0.0982 \cdot a \cdot 9a^2 = 0.883 \cdot a^3 \quad \Rightarrow \frac{M}{\sigma} = 0.883 \cdot a^3$$

como $M = 4138,5 \text{ [N.m]} = 4138500 \text{ [N.mm]}$ e $\sigma = 21 \text{ [MPa]}$, tem-se:

$$a = \sqrt[3]{\frac{M}{\sigma \cdot 0.883}} = \sqrt[3]{\frac{4138500}{21 \cdot 0.883}} \Rightarrow a = 66.67 \text{ mm}$$

$$b = 3 \cdot a = 3 \times 66,66 \Rightarrow b = 200 \text{ mm}$$

Concluindo, eixo maior: $b = 200 \text{ mm}$ e eixo menor: $a = 67 \text{ mm}$

Capítulo 5 - Dispositivos de Suspensão de Carga

Capítulo 6 - Órgão de Acionamento de Carga

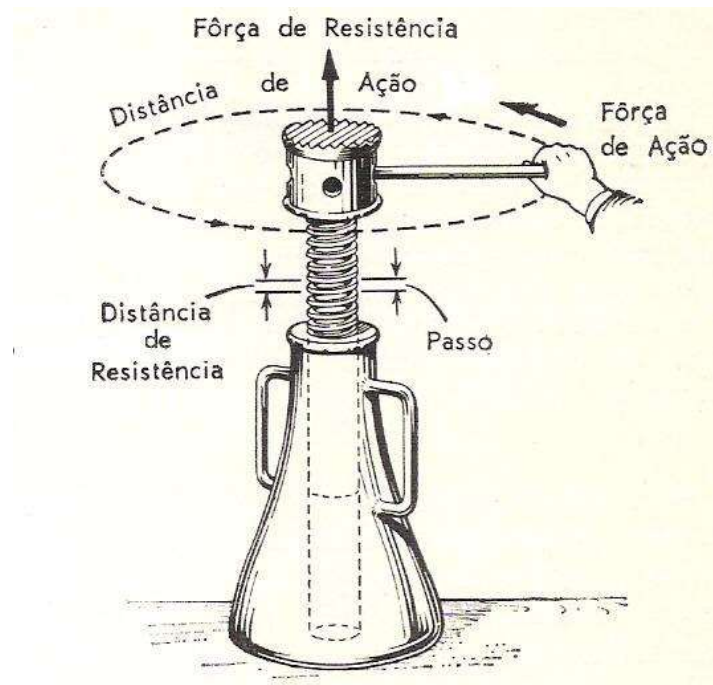
Capítulo 7 – Órgãos Especiais

**Capítulo 8 e 9 – Máquinas de Elevação de Fabricação
Seriada e Especiais (Estudos de Caso)**

- ≡ Macaco de Parafuso
- ≡ Macaco a Cremalheira
- ≡ Macaco Hidráulico
- ≡ Talha Sem Fim-Coroa
- ≡ Talha Planetária
- ≡ Talha Weston
- ≡ Talha Tifor

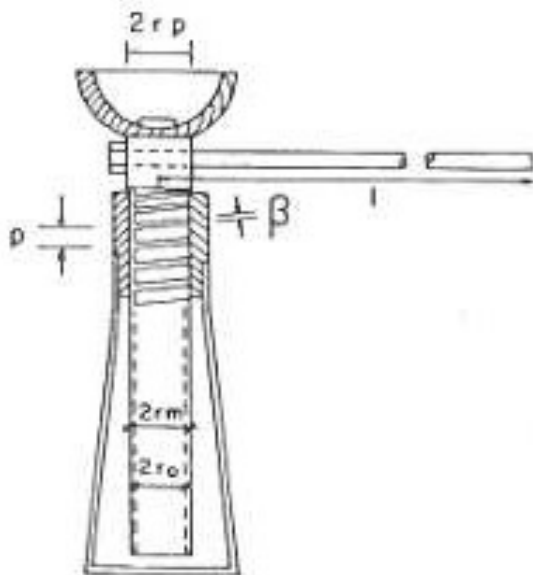
9.1. Macaco de Parafuso

Máquinas de Levantamento Seriadas – Macaco de Parafuso



9.1. Macaco de Parafuso

Máquinas de Levantamento Seriadas – Macaco de Parafuso



- r_m = raio médio do parafuso = $d_m/2$
- h = passo da rosca
- β = ângulo da hélice $\therefore \operatorname{tg} \beta = h/2\pi d_m$
- f = $\operatorname{tg} \varphi$, coeficiente de atrito ao escorregamento
- η = rendimento



Estudo Dirigido

Atividade em grupo (em sala)

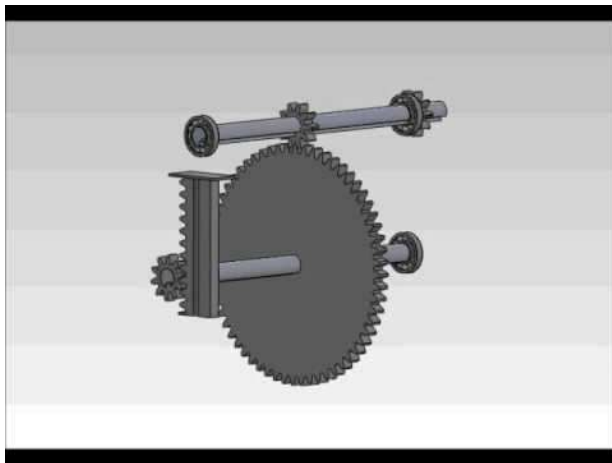
Macaco de Parafuso

Máquinas de Levantamento Seriadas – Macaco de Parafuso

Equacionamento na sala de aula

9.2. Macaco a Cremalheira

Máquinas de Levantamento Seriadas – Macaco a Cremalheira





Estudo Dirigido
Atividade em grupo (em sala)
Macaco a Cremalheira

Máquinas de Levantamento Seriadas – Macaco a Cremalheira

Equacionamento na sala de aula

9.2. Macaco/Guindaste Hidráulico

Máquinas de Levantamento Seriadas – Macaco Hidráulico



9.2. Macaco/Guindaste Hidráulico

Guindaste Hidráulico



9.2. Macaco/Guindaste Hidráulico

Guindaste Hidráulico



9.2. Macaco/Guindaste Hidráulico

Guindaste Hidráulico



9.2. Macaco/Guindaste Hidráulico

Guindaste Hidráulico



9.2. Macaco/Guindaste Hidráulico

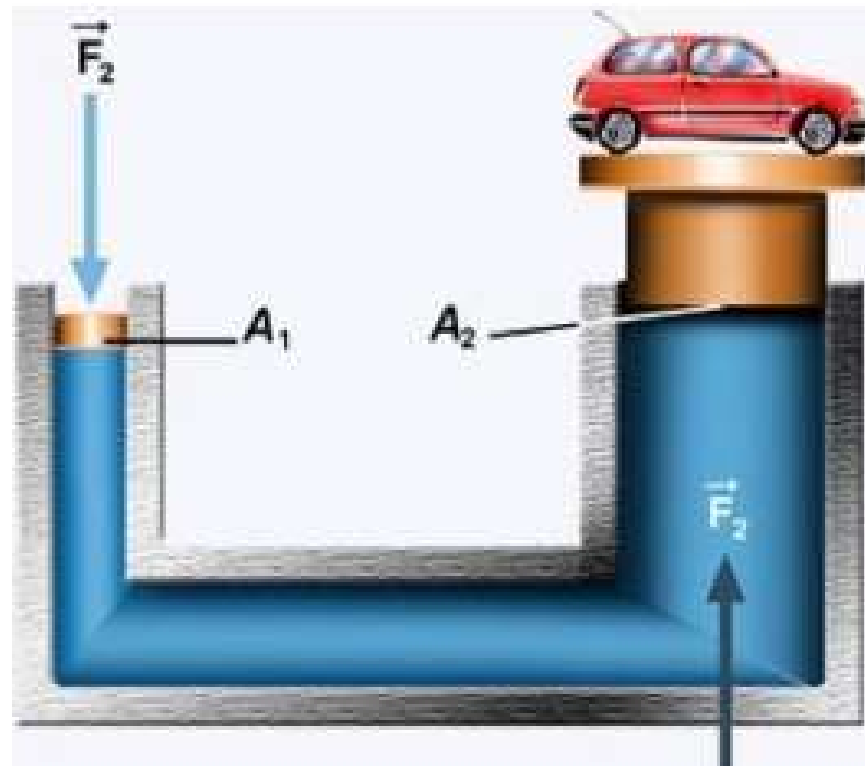
Guindaste Hidráulico



9.2. Macaco/Guindaste Hidráulico

Guindaste Hidráulico

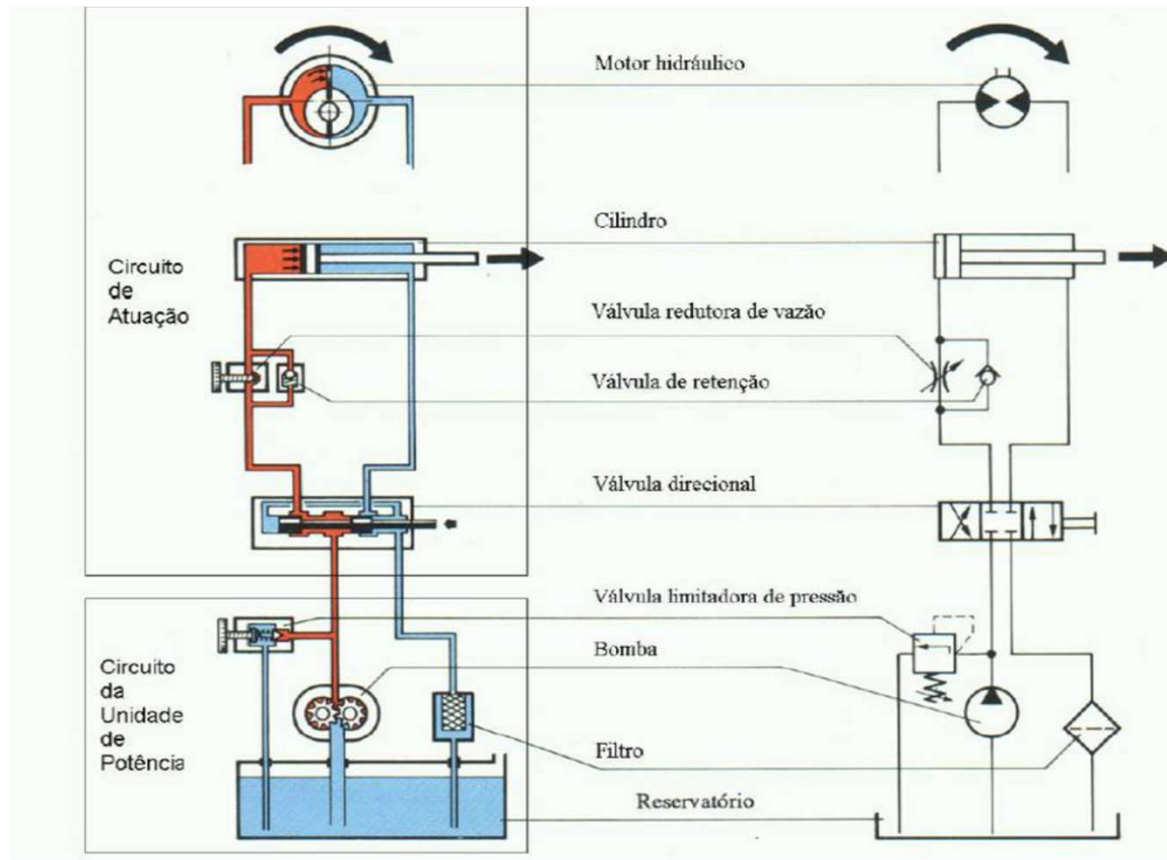
Funcionamento



9.2. Macaco/Guindaste Hidráulico

Guindaste Hidráulico

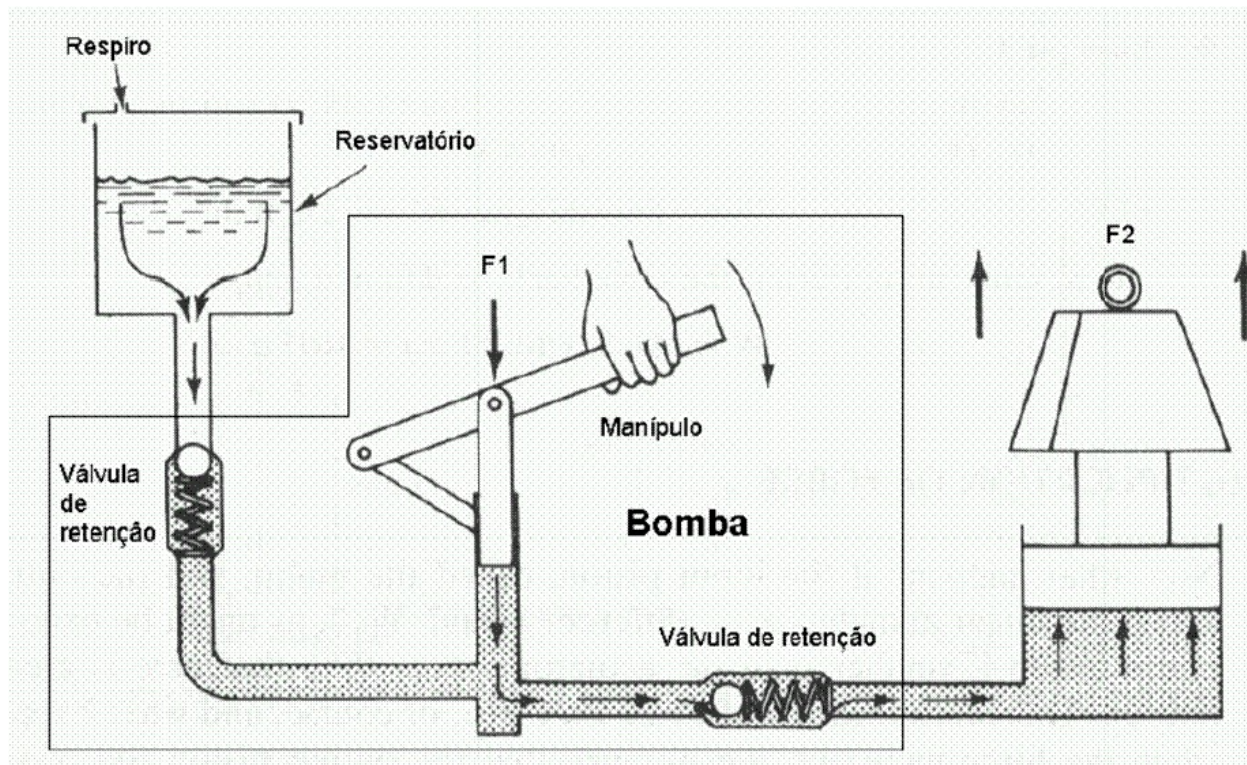
Funcionamento



9.2. Macaco/Guindaste Hidráulico

Guindaste Hidráulico

Funcionamento



9.2. Macaco/Guindaste Hidráulico

Guindaste Hidráulico

Funcionamento
Funcionamento





Estudo Dirigido

Atividade em grupo (em sala)

Macaco Hidráulico

Máquinas de Levantamento Seriadas – Macaco Hidráulico

Equacionamento na sala de aula



Estudo Dirigido

Atividade em grupo (em sala)

Talha Sem Fim-Coroa

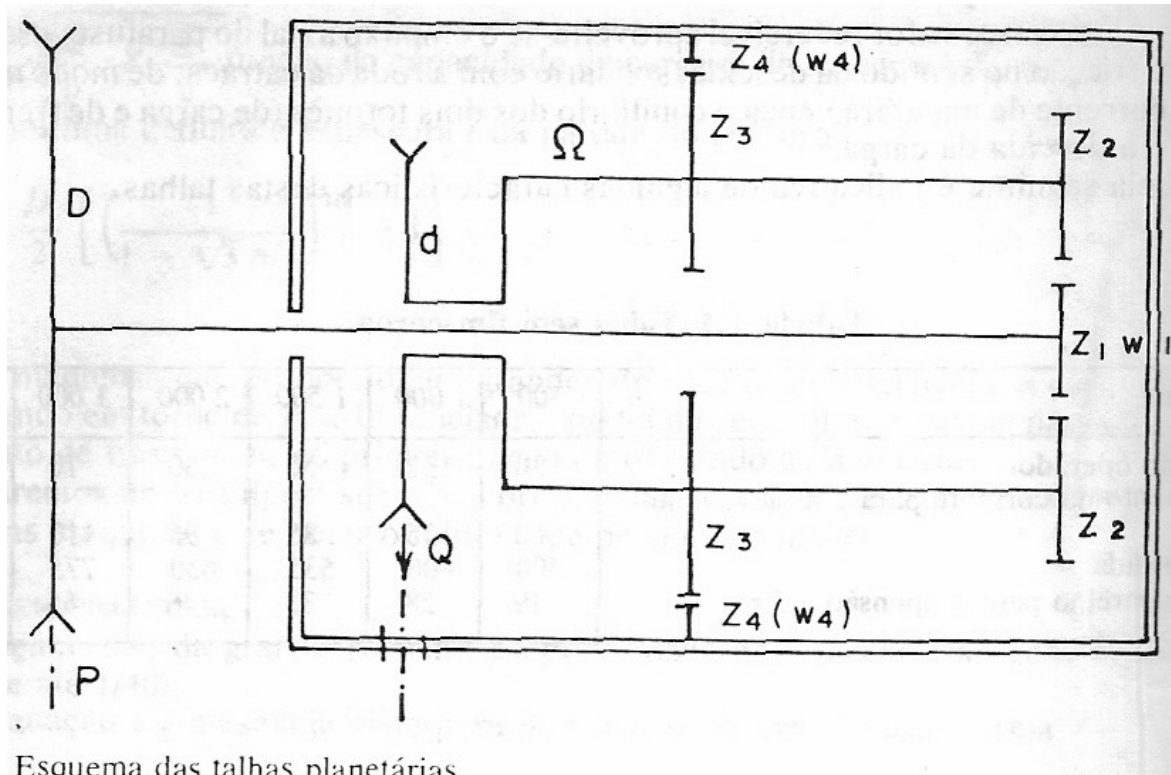
Máquinas de Levantamento Seriadas – Talha Sem Fim-Coroa

Equacionamento na sala de aula



Estudo Dirigido Atividade em grupo (em sala) Talha Planetária

Máquinas de Levantamento Seriadas – Talha Planetária



Vídeo

Equacionamento vide notas de aula do quadro.



Estudo Dirigido Atividade em grupo (em sala) Talha Weston

Máquinas de Levantamento Seriadas – Talha Weston

Equacionamento na sala de aula



Estudo Dirigido

Atividade em grupo (em sala)

Talha Tifor

Máquinas de Levantamento Seriadas – Talha Tifor

Equacionamento na sala de aula

Apêndice 1

Critérios de Projeto em Máquinas de Transporte

Tabela A4.7 Peso do Mecanismo de translação e do passadiço com corrimão

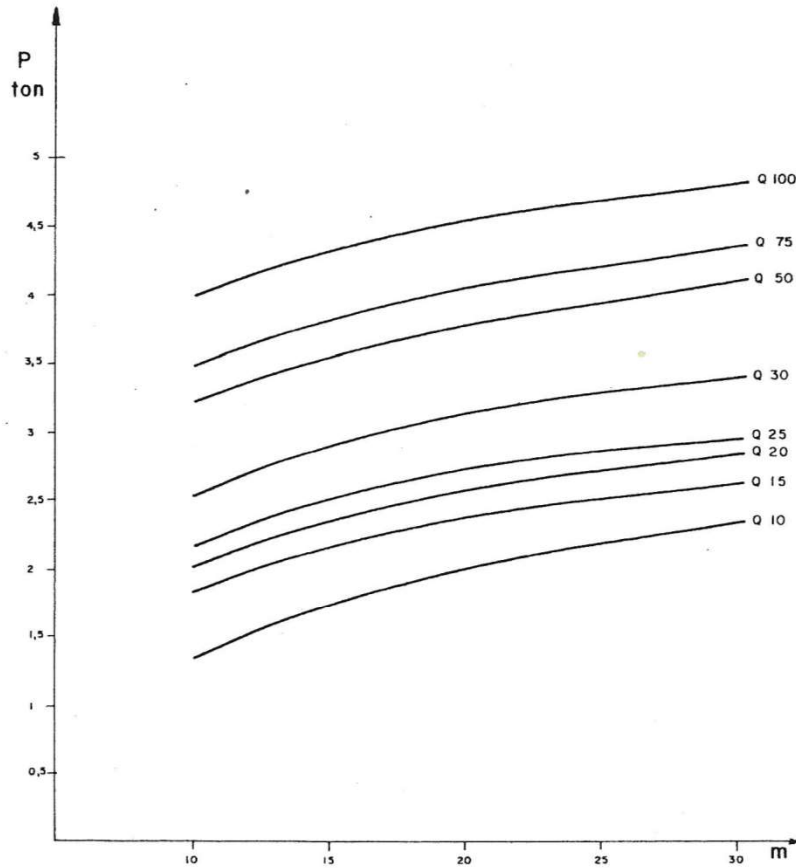
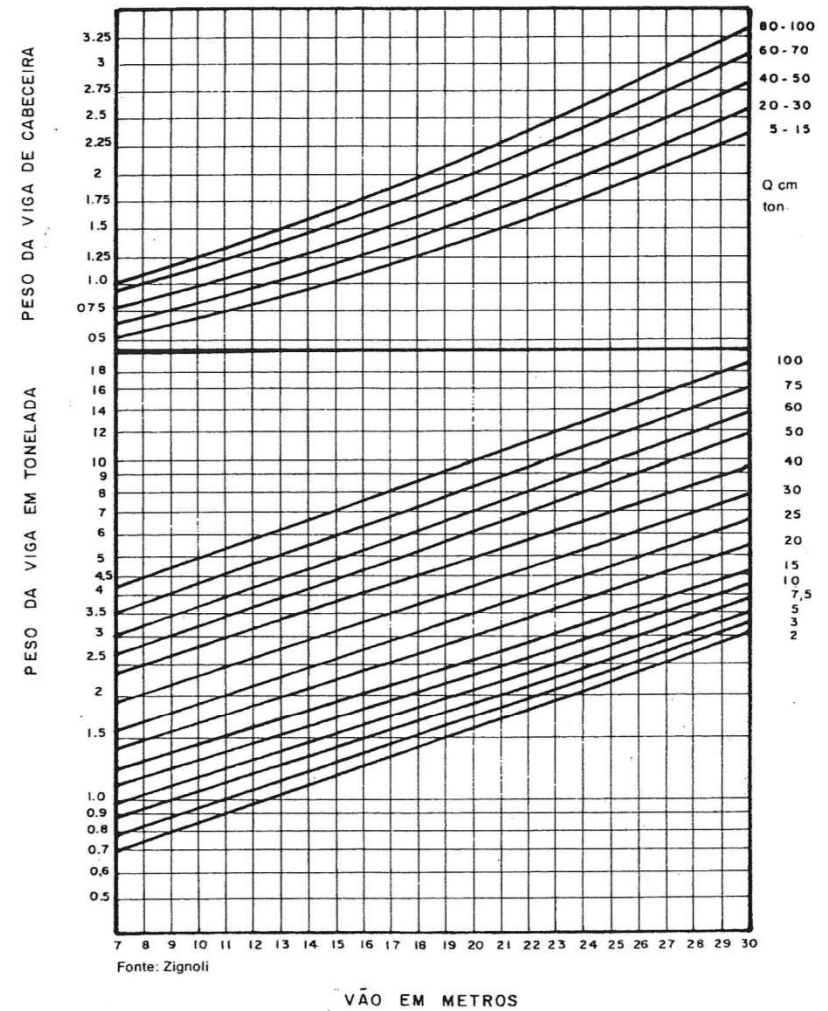


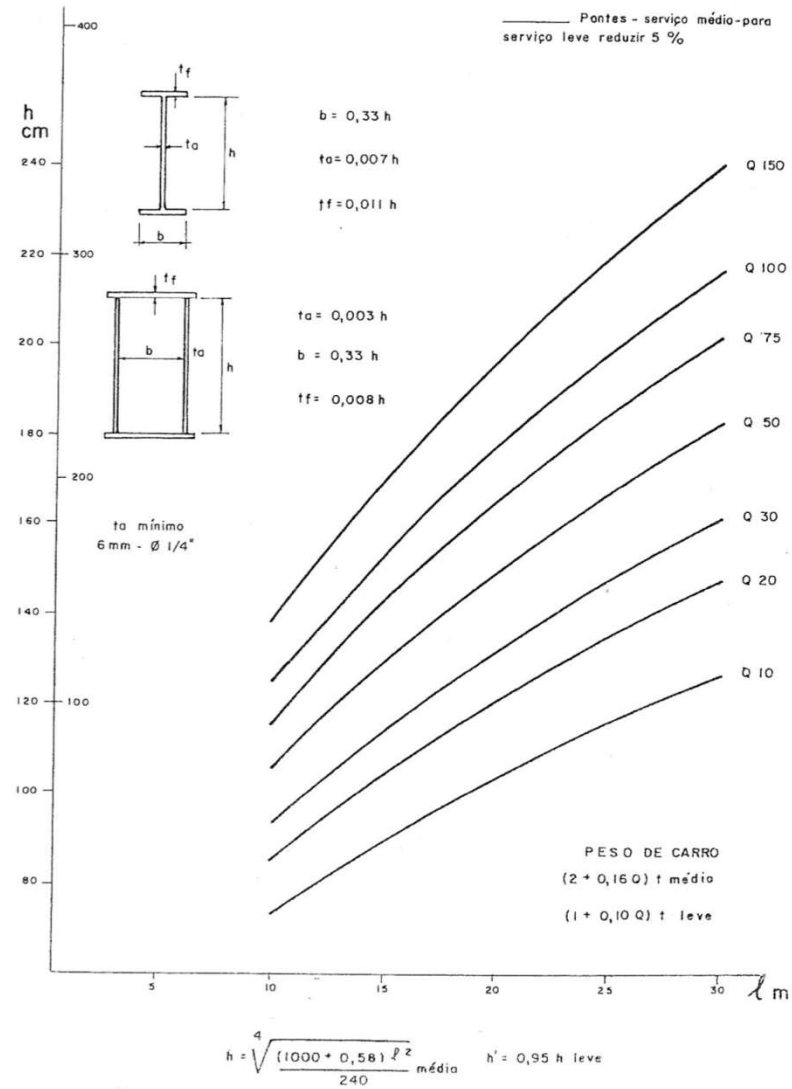
Tabela A4.8 Peso da viga I ou II



Fonte: Zignoli

USAR O MULTIPLICADOR 1,4 PARA ABSORVER
O PESO DAS NERVURAS, DO TRILHO E DAS SOLDAS

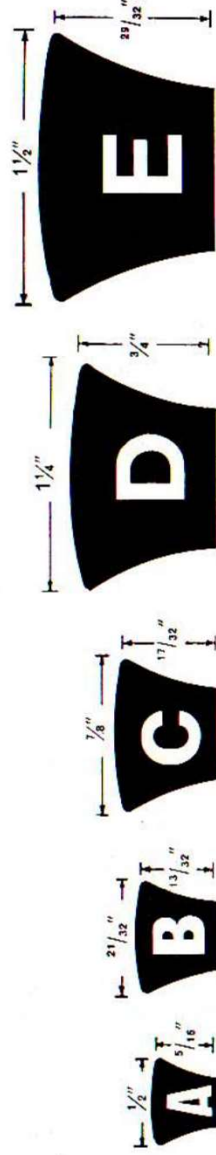
Tabela A4.6 Altura de viga de pontes rolantes



Apêndice 2

Elementos Mecânicos Flexíveis (Correias)

ANEXO 2 – COMPRIMENTOS STANDARD DAS CORREIAS



COMPRIMENTOS STANDARD

PERFIL A			PERFIL B			PERFIL C			PERFIL D			PERFIL E		
Ref.	CIRCUNF. PITCH		Ref.	CIRCUNF. PITCH		Ref.	CIRCUNF. PITCH		Ref.	CIRCUNF. PITCH		Ref.	CIRCUNF. PITCH	
	Pol.	mm		Pol.	mm		Pol.	mm		Pol.	mm		Pol.	mm
A-26	27.3	695	B-35	36.8	935	C-51	53.9	1370	D-120	123.3	3130	180	184.5	4685
31	32.3	820	38	39.8	1010	55	57.9	1470	128	131.3	3335	195	199.5	5065
33	34.3	870	42	43.8	1110	60	62.9	1595	136	139.3	3540	202	206.5	5245
35	36.3	920	46	47.8	1215	68	70.9	1800	144	147.3	3740	210	214.5	5448
38	39.3	1000	48	49.8	1265	75	77.9	1980	158	161.3	4095	225	229.5	5830
41	42.3	1075	50	51.8	1315	81	83.9	2130	162	165.3	4200	240	241.0	6120
42	43.3	1100	51	52.8	1340	85	87.9	2230	173	176.3	4480	270	271.0	6885
46	47.3	1200	53	54.8	1390	90	92.9	2320	180	183.3	4655	300	301.0	7645
50	51.3	1305	55	56.8	1440	96	98.9	2510	195	198.3	5035	325	326.0	8280
51	52.3	1330	60	61.8	1570	100	102.9	2615	210	213.3	5340	330	331.0	8405
53	54.3	1780	63	64.8	1645	105	107.9	2740	225	225.8	5735	360	361.0	9170
54	55.3	1405	64	65.8	1670	112	114.9	2920	240	240.8	6115	390	391.0	9930
55	56.3	1430	65	66.8	1695	120	122.9	3120	270	270.8	6880	420	421.0	10695
60	61.3	1560	68	69.8	1770	128	130.9	3325	300	300.8	7640	480	481.0	12215
62	63.3	1610	71	72.8	1850	136	138.9	3530	330	330.8	8400			
64	65.3	1660	75	76.8	1950	144	146.9	3730	360	360.8	9165			
68	69.3	1760	78	79.8	2025	158	160.9	4085	390	390.8	9925			
71	72.3	1835	81	82.8	2105	162	164.9	4190	420	420.8	10690			
75	76.3	1940	85	86.8	2205	173	175.9	4465	480	480.8	12210			
80	81.3	2065	90	91.8	2330	180	182.9	4645						
85	86.3	2190	93	94.8	2405	195	197.9	5025						
90	91.3	2320	95	96.8	2460	210	212.9	5405						
96	97.3	2470	97	98.8	2510	225	225.9	5740						
105	106.3	2700	105	106.8	2710	240	240.9	6120						
112	113.3	2875	112	113.8	2890	255	255.9	6500						
120	121.3	3080	120	120.8	3070	270	270.9	6880						
128	129.3	3285	124	125.8	3195	300	300.9	7640						
136	137.3	3485	128	129.8	3295	330	330.9	8405						
144	145.3	3690	136	137.8	3500	360	360.9	9165						
158	159.3	4045	144	145.8	3705	390	390.9	9930						
162	163.3	4145	158	159.8	4060	420	420.9	10690						
173	174.3	4425	162	163.8	4160									
180	181.3	4605	173	174.8	4440									
			180	181.8	4615									
			195	196.8	5000									
			210	211.8	5380									
			225	225.3	5720									
			240	240.3	6105									
			270	270.3	6865									
			300	300.3	7625									
			330	330.3	8390									
			360	360.3	9150									

Obs.: O número que aparece após a letra designativa do perfil indica a circunferência interna em polegadas.
Ex.: A-31—Perfil A com 31" de circunferência interna.



ANEXO 3.1 – Classificação de HP por Correia

Perfil **A**

Rotação do eixo mais rápido	POTÊNCIA POR CORREIA [HP_{BASTCO}]													Rotação do eixo mais rápido	HP ADICIONAL POR CORREIA COM RELAÇÃO À VELOCIDADES (i)									
	Diâmetro nominal da polia menor [mm]														1.00	1.02	1.05	1.08	1.11	1.15	1.21	1.28	1.40	1.65
	66	71	75	81	86	91	97	102	107	112	117	122	127		a	a	a	a	a	a	a	a	a	e
575	0.46	0.55	0.63	0.72	0.80	0.88	0.97	1.05	1.13	1.21	1.29	1.37	1.45	575	0.00	0.01	0.02	0.03	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08
690	0.56	0.63	0.73	0.83	0.93	1.02	1.12	1.22	1.32	1.41	1.51	1.60	1.70	690	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
725	0.55	0.65	0.76	0.86	0.96	1.07	1.17	1.27	1.37	1.47	1.57	1.67	1.77	725	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.08	0.09	0.10
870	0.63	0.75	0.87	0.99	1.12	1.24	1.36	1.47	1.59	1.71	1.82	1.94	2.06	870	0.00	0.01	0.03	0.04	0.05	0.06	0.08	0.09	0.10	0.12
950	0.67	0.80	0.93	1.07	1.20	1.33	1.45	1.58	1.71	1.84	1.96	2.09	2.21	950	0.00	0.01	0.03	0.04	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.13
1160	0.77	0.93	1.08	1.24	1.40	1.55	1.70	1.86	2.01	2.16	2.30	2.45	2.60	1160	0.00	0.02	0.03	0.05	0.07	0.09	0.10	0.12	0.14	0.16
1425	0.88	1.07	1.26	1.45	1.63	1.82	2.00	2.18	2.36	2.53	2.71	2.88	3.05	1425	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.11	0.13	0.15	0.17	0.19
1750	1.01	1.23	1.46	1.68	1.90	2.11	2.20	2.54	2.75	2.96	3.16	3.38	3.52	1750	0.00	0.03	0.05	0.08	0.10	0.13	0.16	0.18	0.21	0.23
2850	1.31	1.64	1.97	2.29	2.50	2.91	3.21	3.50	3.78	4.06	4.33	4.59	4.84	2850	0.00	0.04	0.08	0.13	0.17	0.21	0.25	0.30	0.34	0.38
3450	1.40	1.78	2.15	2.51	2.86	3.20	3.52	3.84	4.14	4.43	4.71	4.97	5.22	3450	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.31	0.36	0.41	0.46
200	0.20	0.23	0.27	0.30	0.33	0.36	0.40	0.43	0.46	0.49	0.52	0.55	0.59	200	0.00	0.02	0.03	0.05	0.07	0.09	0.10	0.12	0.14	0.16
400	0.35	1.07	1.26	1.45	1.63	1.82	2.00	2.18	2.36	2.53	2.71	2.88	3.05	400	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.11	0.13	0.15	0.17	0.19
600	0.43	1.23	1.46	1.68	1.90	2.11	2.20	2.54	2.75	2.96	3.16	3.38	3.52	600	0.00	0.03	0.05	0.08	0.10	0.13	0.16	0.18	0.21	0.23
800	0.59	1.64	1.97	2.29	2.50	2.91	3.21	3.50	3.78	4.06	4.33	4.59	4.84	800	0.00	0.04	0.08	0.13	0.17	0.21	0.25	0.30	0.34	0.38
1000	0.69	1.78	2.15	2.51	2.86	3.20	3.52	3.84	4.14	4.43	4.71	4.97	5.22	1000	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.31	0.36	0.41	0.46
1200	0.78	0.95	1.11	1.27	1.43	1.59	1.75	1.91	2.06	2.21	2.37	2.52	2.67	1200	0.00	0.02	0.04	0.05	0.07	0.09	0.11	0.12	0.14	0.16
1400	0.87	1.06	1.25	1.43	1.61	1.79	1.97	2.15	2.32	2.50	2.67	2.84	3.01	1400	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.15	0.17	0.19
1600	0.95	1.16	1.37	1.58	1.78	1.96	2.18	2.38	2.57	2.77	2.96	3.14	3.33	1600	0.00	0.02	0.05	0.07	0.10	0.12	0.14	0.17	0.19	0.21
1800	1.02	1.64	1.97	2.29	2.50	2.91	3.21	3.50	3.78	4.06	4.33	4.59	4.84	1800	0.00	0.03	0.05	0.08	0.11	0.13	0.16	0.19	0.21	0.24
2000	1.09	1.34	1.69	1.84	2.08	2.32	2.56	2.79	3.02	3.25	3.47	3.69	3.91	2000	0.00	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24	0.27





Importante! Lista de Exercícios

Como reforço do aprendizado do conteúdo apresentado em sala de aula, são sugeridos os exercícios dispostos na lista abaixo. Bom estudo!

BRASIL, H. V., **Máquinas de Levantamento**, Ed. Guanabara, Rio de Janeiro, 1985.

Aguardar distribuição pelo docente

Perguntas?

Alexandre Lima (*In Memoriam*)



<http://lattes.cnpq.br/9075097762141048>



www.engenhariamecanicaaulas.blogspot.com.br

Contatos:

Carlos Catunda



<http://lattes.cnpq.br/9510794972870727>



@carloscatunda



carlos.catunda@cefet-rj.br