

ELEMENTOS DE MÁQUINAS II

Prof.ª Mikelly Chaves Cruz



Indaial – 2020

1ª Edição



Copyright © UNIASSELVI 2020

Elaboração:

Prof.^a Mikelly Chaves Cruz

Revisão, Diagramação e Produção:

Centro Universitário Leonardo da Vinci – UNIASSELVI

Ficha catalográfica elaborada na fonte pela Biblioteca Dante Alighieri
UNIASSELVI – Indaial.

C957e

Cruz, Mikelly Chaves

Elementos de máquinas II. / Mikelly Chaves Cruz. – Indaial:
UNIASSELVI, 2020.

224 p.; il.

ISBN 978-65-5663-011-3

1. Máquinas. - Brasil. Centro Universitário Leonardo Da Vinci.

CDD 621.8

APRESENTAÇÃO

Elaborar um livro didático não é tarefa fácil, durante a concepção deste material percebemos a existência de grande quantidade de materiais disponíveis na internet e em livros, porém essa gama de materiais dificultam a vida dos estudantes, pois estão dispersos e exigem pesquisas detalhadas para que se tenha bom conteúdo para realização dos estudos. Pensando nisso, este material busca apresentar um texto de leitura fácil e que os acadêmicos apreciem, apesar da aridez inerente à disciplina. A disciplina de Elementos de Máquinas II trata de diversos componentes mecânicos empregados em máquinas e equipamentos, possuindo diversas aplicações e funções.

É bom ter em mente que este material didático é apenas um dos componentes do curso de Elementos de Máquinas II, por isso, é muito importante que o conhecimento desta disciplina seja adquirido em cada aula, utilizando-o de forma sistemática nas mais variadas situações de trabalho, envolvendo montagens, desmontagens, projetos, entre outros.

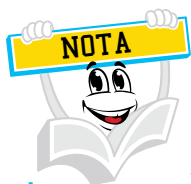
Este Livro Didático apresenta um conteúdo extenso, no qual os assuntos são divididos em três unidades. Na Unidade 1, você vai estudar assuntos relacionados à transmissão mecânica, nos quais serão abordados diferentes modos de transmissão mecânica de elementos flexíveis e rígidos. Na mesma unidade também serão estudados assuntos relacionados a engrenagens.

Na Unidade 2 serão tratados assuntos sobre elementos mecânicos, eixos e molas e na Unidade 3, assuntos sobre os principais elementos e dispositivos de comandos elétricos, além de sistemas mecânicos para acionamentos elétricos.

Por fim, esperamos que este material auxilie de maneira mais completa possível, na formação de novos profissionais da Engenharia Mecânica, aprimorando o conhecimento a respeito do tema abordado através das aulas teóricas e práticas, realizando atividades de aprendizado, por meio da resolução de questões.

Seja bem-vindo e bons estudos!

Prof.^a Mikelly Chaves Cruz



Você já me conhece das outras disciplinas? Não? É calouro? Enfim, tanto para você que está chegando agora à UNIASSELVI quanto para você que já é veterano, há novidades em nosso material.

Na Educação a Distância, o livro impresso, entregue a todos os acadêmicos desde 2005, é o material base da disciplina. A partir de 2017, nossos livros estão de visual novo, com um formato mais prático, que cabe na bolsa e facilita a leitura.

O conteúdo continua na íntegra, mas a estrutura interna foi aperfeiçoada com nova diagramação no texto, aproveitando ao máximo o espaço da página, o que também contribui para diminuir a extração de árvores para produção de folhas de papel, por exemplo.

Assim, a UNIASSELVI, preocupando-se com o impacto de nossas ações sobre o ambiente, apresenta também este livro no formato digital. Assim, você, acadêmico, tem a possibilidade de estudá-lo com versatilidade nas telas do celular, tablet ou computador.

Eu mesmo, UNI, ganhei um novo layout, você me verá frequentemente e surgirei para apresentar dicas de vídeos e outras fontes de conhecimento que complementam o assunto em questão.

Todos esses ajustes foram pensados a partir de relatos que recebemos nas pesquisas institucionais sobre os materiais impressos, para que você, nossa maior prioridade, possa continuar seus estudos com um material de qualidade.

Aproveito o momento para convidá-lo para um bate-papo sobre o Exame Nacional de Desempenho de Estudantes – ENADE.

Bons estudos!



BATE SOBRE O PAPO ENADE!



Olá, acadêmico!

Você já ouviu falar sobre o **ENADE**?

Se ainda não ouviu falar nada sobre o ENADE, agora você receberá algumas informações sobre o tema.

Ouviu falar? Ótimo, este informativo reforçará o que você já sabe e poderá lhe trazer novidades.



Vamos lá!

Qual é o significado da expressão ENADE?

EXAME NACIONAL DE DESEMPENHO DOS ESTUDANTES

Em algum momento de sua vida acadêmica você precisará fazer a prova ENADE.



Que prova é essa?

É **obrigatória**, organizada pelo INEP – Instituto Nacional de Estudos e Pesquisas Educacionais Anísio Teixeira.

Quem determina que esta prova é obrigatória... O **MEC – Ministério da Educação**.

O objetivo do MEC com esta prova é o de avaliar seu desempenho acadêmico assim como a qualidade do seu curso.



Fique atento! Quem não participa da prova fica impedido de se formar e não pode retirar o diploma de conclusão do curso até regularizar sua situação junto ao MEC.

Não se preocupe porque a partir de hoje nós estaremos auxiliando você nesta caminhada.

Você receberá outros informativos como este, complementando as orientações e esclarecendo suas dúvidas.



Você tem uma trilha de aprendizagem do ENADE, receberá e-mails, SMS, seu tutor e os profissionais do polo também estarão orientados.

Participará de webconferências entre outras tantas atividades para que esteja preparado para #mandar bem na prova ENADE.

Nós aqui no NEAD e também a equipe no polo estamos com você para vencermos este desafio.

Conte sempre com a gente, para juntos mandarmos bem no ENADE!





Olá, acadêmico! Iniciamos agora mais uma disciplina e com ela um novo conhecimento.



Com o objetivo de enriquecer seu conhecimento, construímos, além do livro que está em suas mãos, uma rica trilha de aprendizagem, por meio dela você terá contato com o vídeo da disciplina, o objeto de aprendizagem, materiais complementares, entre outros, todos pensados e construídos na intenção de auxiliar seu crescimento.

Acesse o QR Code, que levará ao AVA, e veja as novidades que preparamos para seu estudo.

Conte conosco, estaremos juntos nesta caminhada!

SUMÁRIO

UNIDADE 1 – MODOS DE TRANSMISSÃO MECÂNICA, CONCEITOS E DIMENSIONAMENTO	1
TÓPICO 1 – TRANSMISSÃO MECÂNICA.....	3
1 INTRODUÇÃO	3
2 MODOS DE TRANSMISSÃO	3
3 DESCRIÇÃO DE ALGUNS ELEMENTOS DE TRANSMISSÃO.....	4
3.1 TRANSMISSÃO POR CORREIAS.....	4
3.2 TRANSMISSÃO POR CORRENTES.....	26
RESUMO DO TÓPICO 1.....	28
AUTOATIVIDADE	29
TÓPICO 2 – INTRODUÇÃO MINUCIOSA À CINEMÁTICA, À ANÁLISE DE TENSÕES DAS ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS USANDO PROCEDIMENTOS RECOMENDADOS PELA AGMA.....	31
1 INTRODUÇÃO.....	31
2 TEORIA DO DENTE DE ENGRENAGEM	32
3 LEI FUNDAMENTAL DO ENGRENAMENTO	33
3.1 A FORMA INVOLUTA DO DENTE	34
3.2 CLASSIFICAÇÃO DAS ENGRENAGENS	37
3.3 OBTENÇÃO DE ENGRENAGENS	37
3.4 ENGRENAGENS DE DENTES RETOS.....	37
3.4.1 Conceitos básicos e nomenclatura.....	40
3.4.2 Engrenagens conjugadas e interferência	42
3.4.3 Análise de tensões em dentes de engrenagens	45
3.4.4 Forças transmitidas no engrenamento	47
3.4.5 Tensões de flexão no pé do dente	48
3.4.6 Tensões devidas ao contato entre os dentes.....	53
3.4.7 Projeto de redutores por engrenagens.....	56
RESUMO DO TÓPICO 2.....	58
AUTOATIVIDADE	60
TÓPICO 3 – ENGRENAGENS HELICOIDAIS, CÔNICAS E SEM FIM	63
1 INTRODUÇÃO.....	63
2 ENGRENAGENS HELICOIDAIS	63
2.1 ANÁLISE DE FORÇAS EM ENGRENAGENS HELICOIDAIS.....	66
2.2 TENSÕES E RESISTÊNCIA EM ENGRENAGENS HELICOIDAIS.....	68
2.2.1 Tensões e resistência na raiz do dente	69
2.2.2 Tensões e resistência no contato entre os dentes	70
2.3 ENGRENAGENS SEM FIM	71
2.3.1 Materiais para engrenagens sem fim	74
2.3.2 Lubrificação de sem fim	74
2.3.3 Forças em engrenamentos sem fim	74

2.3.4 Geometria do engrenamento de sem-fins	75
2.3.5 Métodos de classificação.....	77
LEITURA COMPLEMENTAR.....	80
RESUMO DO TÓPICO 3.....	83
AUTOATIVIDADE	84
UNIDADE 2 – ELEMENTOS MECÂNICOS E SUAS APLICAÇÕES.....	85
TÓPICO 1 – ELEMENTOS MECÂNICOS.....	87
1 INTRODUÇÃO.....	87
2 CHAVETA.....	87
2.1 CHAVETAS PARALELAS	88
2.2 CHAVETAS CÔNICAS	89
2.3 CHAVETA WOODRUFF	90
2.4 TENSÕES EM CHAVETAS.....	93
2.5 MATERIAIS PARA CHAVETAS	94
2.6 PROJETO DE CHAVETAS.....	94
3 ELEMENTOS DE ACOPLAMENTO	95
3.1 ACOPLAMENTOS RÍGIDOS	95
3.2 ACOPLAMENTOS COMPLACENTES	97
4 ELEMENTOS DE VEDAÇÕES	103
RESUMO DO TÓPICO 1.....	113
AUTOATIVIDADE	114
TÓPICO 2 – EIXOS.....	117
1 INTRODUÇÃO.....	117
2 CLASSIFICAÇÃO.....	118
3 MONTAGEM.....	122
4 PERFIL.....	122
5 SOLICITAÇÕES.....	123
6 CARGAS EM EIXOS.....	125
7 POTÊNCIA NO EIXO	126
8 ESFORÇOS NA TRANSMISSÃO.....	126
9 ELEMENTOS ENGRENAGENS	127
10 ELEMENTOS POLIAS.....	132
11 MANCAIS DE ROLAMENTOS	135
11.1 VANTAGENS E DESVANTAGENS DOS ROLAMENTOS	135
11.2 TIPOS E SELEÇÃO	136
11.3 LIMITE DE ROTAÇÃO	136
RESUMO DO TÓPICO 2.....	138
AUTOATIVIDADE	139
TÓPICO 3 – MOLAS	141
1 INTRODUÇÃO.....	141
2 CONSTANTE DE MOLA	143
3 CONFIGURAÇÕES DE MOLA	145
4 CLASSIFICAÇÃO DAS MOLAS HELICOIDAIS	148
5 COMPRIMENTO DE MOLAS	149
6 DETALHES DE EXTREMIDADE	150
7 ESPIRAS ATIVAS	151
8 DEFLEXÃO DE MOLA.....	152

9 TENSÕES EM ESPIRAS DE MOLAS HELICOIDAIS DE COMPRESSÃO.....	153
LEITURA COMPLEMENTAR.....	157
RESUMO DO TÓPICO 3.....	160
AUTOATIVIDADE	163
UNIDADE 3 – CONHECENDO OS DISPOSITIVOS DE COMANDOS ELÉTRICOS	165
TÓPICO 1 – PRINCIPAIS ELEMENTOS E DISPOSITIVOS DE COMANDOS ELÉTRICOS	167
1 INTRODUÇÃO.....	167
2 HISTÓRIA.....	168
3 O SISTEMA DE ACIONAMENTO ELÉTRICO	169
3.1 FATORES RESPONSÁVEIS PARA O CRESCIMENTO DE ACIONAMENTOS ELÉTRICOS	170
3.2 APLICAÇÕES TÍPICAS DE ACIONAMENTOS ELÉTRICOS	171
3.3 O PAPEL DOS ACIONAMENTOS NA CONSERVAÇÃO DE ENERGIA	172
4 BOMBAS DE CALOR E AR CONDICIONADO	173
5 BOMBAS, SOPRADORES E VENTILADORES	174
6 DOMÍNIO DA ENERGIA EÓLICA.....	175
7 TRANSPORTE ELÉTRICO DE PASSAGEIROS.....	176
7.1 A NATUREZA MULTIDISCIPLINAR DOS SISTEMAS DE ACIONAMENTO.....	176
7.2 ELETRÔNICA DE POTÊNCIA.....	177
7.3 TEORIA DE CONTROLE	178
7.4 CONTROLE EM TEMPO REAL UTILIZANDO DSPS	178
7.5 MODELAGEM DE SISTEMAS MECÂNICOS	178
7.6 SENSORES.....	180
7.7 INTERAÇÕES DO ACIONAMENTO COM A REDE ELÉTRICA DA CONCESSIONÁRIA.....	181
RESUMO DO TÓPICO 1.....	182
AUTOATIVIDADE	183
TÓPICO 2 – REQUERIMENTOS DE SISTEMAS MECÂNICOS PARA ACIONAMENTOS ELÉTRICOS.....	185
1 INTRODUÇÃO.....	185
2 SISTEMAS COM MOVIMENTO LINEAR.....	185
3 SISTEMAS ROTATIVOS	188
4 ATRITO.....	194
5 RESSONÂNCIAS TORCIONAIS	196
5.1 ACOPLAMENTOS DE MECANISMOS.....	197
5.2 CONVERSÃO ENTRE MOVIMENTO LINEAR E GIRATÓRIO.....	197
5.3 ENGRENAGENS	199
5.4 ÓTIMA RELAÇÃO DE ENGRENAGENS	200
5.5 TIPOS DE CARGAS.....	201
5.5.1 Cargas centrífugas	201
5.5.2 Cargas de torque constante	202
5.5.3 Cargas de potências quadráticas	202
5.5.4 Cargas de potências constantes	202
6 OPERAÇÃO EM QUATRO QUADRANTES.....	203
7 OPERAÇÃO EM REGIME ESTACIONÁRIO E DINÂMICO	204
RESUMO DO TÓPICO 2.....	205
AUTOATIVIDADE	206

TÓPICO 3 – OUTROS CONCEITOS IMPORTANTES SOBRE ACIONAMENTOS ELÉTRICOS	207
1 INTRODUÇÃO	207
2 DISPOSITIVOS DE PROTEÇÃO.....	207
2.1 FUSÍVEIS.....	208
2.2 RELÉS	209
2.3 DISJUNTORES	210
2.4 DISJUNTORES MOTORES.....	212
3 DISPOSITIVOS DE COMANDO	213
LEITURA COMPLEMENTAR.....	222
RESUMO DO TÓPICO 3.....	224
AUTOATIVIDADE	225
REFERÊNCIAS.....	227

MODOS DE TRANSMISSÃO MECÂNICA, CONCEITOS E DIMENSIONAMENTO

OBJETIVOS DE APRENDIZAGEM

A partir do estudo desta unidade, você deverá ser capaz de:

- conhecer os modos de transmissão mecânica;
- saber que materiais podem ser usados para fabricação de correias;
- dimensionar elementos de transmissão mecânica (flexíveis e rígidos);
- interpretar e resolver atividades.

PLANO DE ESTUDOS

Esta unidade está dividida em três tópicos. No decorrer de cada unidade você encontrará autoatividades com o objetivo de reforçar o conteúdo apresentado.

TÓPICO 1 – TRANSMISSÃO MECÂNICA

TÓPICO 2 – INTRODUÇÃO MINUCIOSA À CINEMÁTICA, À ANÁLISE DE TENSÕES DAS ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS USANDO PROCEDIMENTOS RECOMENDADOS PELA AGMA

TÓPICO 3 – ENGRENAGENS HELICOIDAIS, CÔNICAS E SEM FIM



Preparado para ampliar seus conhecimentos? Respire e vamos em frente! Procure um ambiente que facilite a concentração, assim absorverá melhor as informações.

TRANSMISSÃO MECÂNICA

1 INTRODUÇÃO

Um motorista despercebido não viu a luz vermelha que apareceu no painel de repente. Logo depois de correr alguns metros, o carro parou. O motorista, que nada entendia de carro, percebeu que algo de grave acontecera. Empurrou o carro para o acostamento, colocou o triângulo como sinal de aviso e saiu à procura de socorro. Por sorte, encontrou um mecânico. O mecânico identificou o problema. A correia do alternador estava arrebentada. Como o motorista não tinha uma correia de reserva, foi necessário rebocar o carro. Esse problema pode lhe dar ideia da importância da correia como elemento de transmissão de movimento.

Por isso, você vai estudar alguns elementos de máquina para transmissão: correia, correntes, engrenagens, rodas de atrito, roscas, cabos de aço. Esses elementos montados são chamados de sistemas de transmissão, que transferem potência e movimento. Na Figura 1, a polia condutora transmite energia e movimento à polia conduzida.

Entende-se por transmissão a condução de movimento ou potência (rotação e torque) de um ponto a outro, dentro de uma máquina, ou entre máquinas distintas.

A transmissão de potência ou movimento pode ser transmitida por elementos flexíveis, os quais podem ser assim relacionados: correias, polias, correntes, cabos e eixos. A utilização deles pode ser evidenciada de acordo com a sua respectiva aplicação, nas mais diversas situações, envolvendo máquinas e equipamentos.

2 MODOS DE TRANSMISSÃO

Transmissão é transferência de potência e movimento de um ponto a outro, dentro de uma máquina, ou entre máquinas distintas. Os elementos de transmissão mecânica são peças que possibilitam a transmissão de potência, torque e rotação para uma máquina acionada em uma operação. Os principais elementos são:

- Correias (que podem ser): Planas; Trapezoidais (“V” e múltiplo “V”); sincronizadoras.
- Correntes.

- Cabos.
- Eixos.
- Engrenagens.
- Rodas de atrito etc.

3 DESCRIÇÃO DE ALGUNS ELEMENTOS DE TRANSMISSÃO

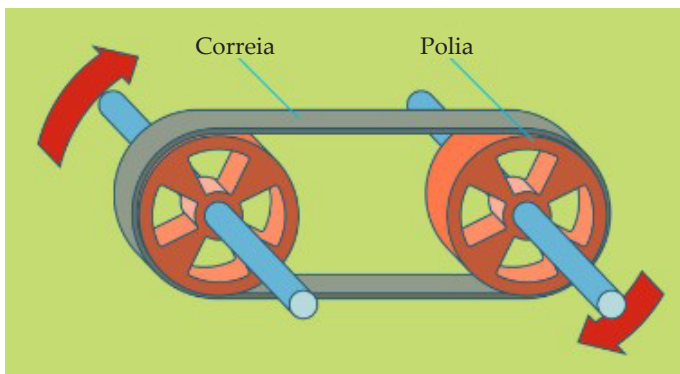
Elementos de transmissão flexíveis são utilizados em sistemas de transportes e na transmissão de potência sobre distâncias comparativamente grandes. Frequentemente se empregam esses elementos como substitutos de engrenagens, eixos, mancais ou outros dispositivos relativamente rígidos de transmissão de potência. Em muitos casos, seu uso simplifica o desenho de uma máquina e reduz o custo substancialmente.

Esses elementos também desempenham um papel importante em absorver cargas de choque, amortecer e isolar os efeitos de vibração, entre os quais podemos destacar:

3.1 TRANSMISSÃO POR CORREIAS

Corresponde aos elementos de máquinas que transmitem movimento de rotação entre dois eixos (motor e movido) por intermédio de polias.

FIGURA 1 - TRANSMISSÃO DE CORREIAS



FONTE: Franceschi e Antonello (2014, p. 67)

A transmissão de movimento e força é realizado pela polia motora ou condutora e a que recebe o movimento e força é a polia movida ou conduzida.

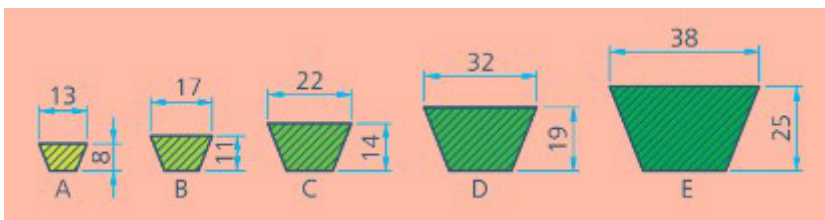
Podem ser encontradas diferentes tipos de correias, de forma que as mais utilizadas são planas e as trapezoidais. A correia em V ou trapezoidal é inteiriça, produzida com seção transversal em forma de trapézio, feita de borracha revestida de lona e constituída em seu interior por cordoneis vulcanizados utilizados para suportar as forças de tração.

A escolha do emprego da correia trapezoidal ou em V, em relação à correia plana, é justificável porque:

- Praticamente não apresenta deslizamento.
- Permite a proximidade das polias.
- Elimina choques e ruídos presentes em correias emendadas (planas).

A seguir são visualizados na Figura 2 os diferentes perfis padronizados de correias trapezoidais.

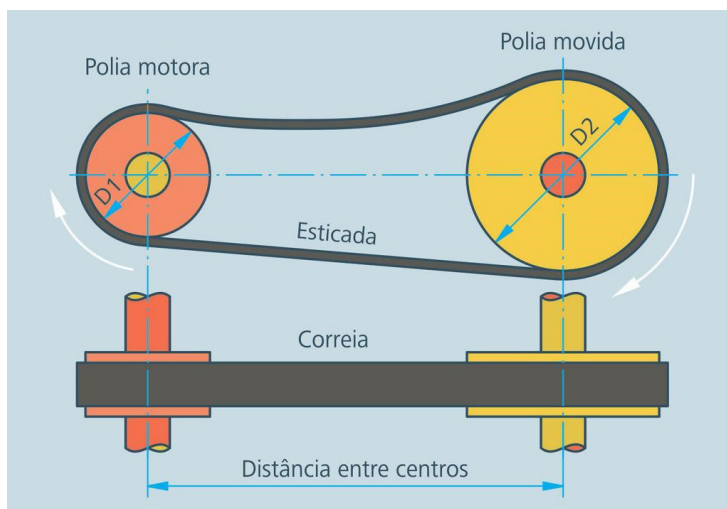
FIGURA 2 - PERFIS DE CORREIAS TRAPEZOIDAIS



FONTE: Franceschi e Antonello (2014, p. 68)


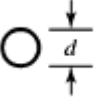
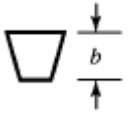
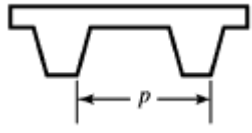
Para transmitir potência de uma árvore a outra, alguns dos elementos mais antigos e mais usados são as correias e as polias.

FIGURA 3 - TRANSMISSÃO POR CORREIAS E POLIAS



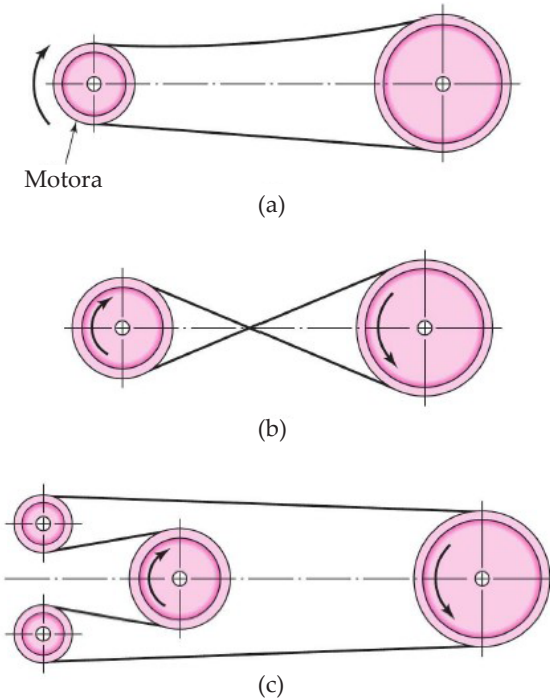
FONTE: Franceschi e Antonello (2014, p. 69)

QUADRO 1 - CARACTERÍSTICAS DE ALGUNS TIPOS COMUNS DE CORREIAS

Tipo de correia	Figura	Junta	Intervalo de tamanho	Distancia entre centros
Plana		Sim	$t = 0,75 \text{ mm a } 5 \text{ mm}$	Sem limite superior
Redonda		Sim	$d = 10 \text{ mm a } 20 \text{ mm}$	Sem limite superior
V		Nenhuma	$b = 8 \text{ mm a } 9 \text{ mm}$	Limitada
Sincronizadora		Nenhuma	$p = 2 \text{ mm}$	Limitada

FONTE: Shigley, Mischke e Budynas (2013, p. 816)

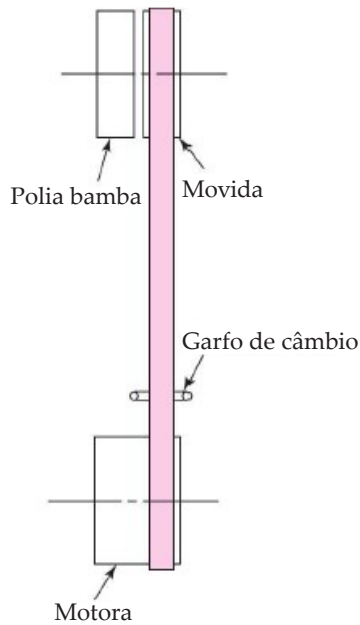
FIGURA 4 - TRANSMISSÃO POR CORREIAS COM E SEM REVERSÃO. (A) CORREIA ABERTA SEM REVERSÃO. (B) CORREIA CRUZADA COM REVERSÃO; (C) TRANSMISSÃO POR CORREIA ABERTA COM REVERSÃO



FONTE: Shigley, Mischke e Budynas (2008, p. 817)

Correias cruzadas devem ser separadas para evitar roçamento quando materiais de alta fricção são utilizados.

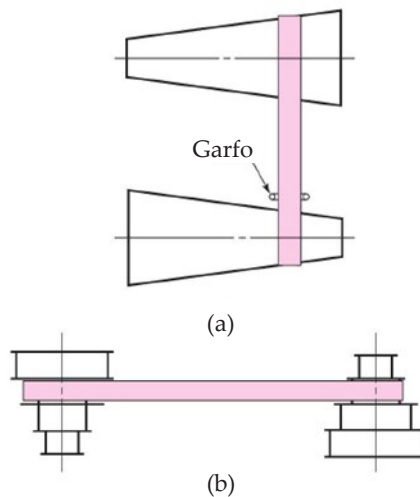
FIGURA 5 – TRANSMISSÕES DE VELOCIDADE VARIÁVEL



FONTE: Shigley, Mischke e Budynas (2008, p. 818)

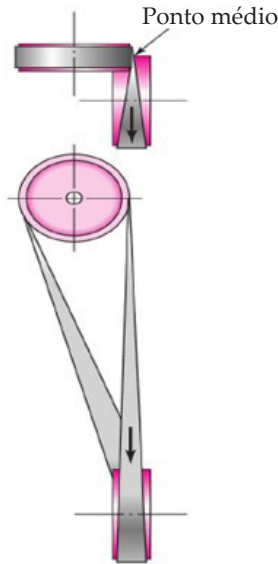
Elimina a necessidade de uma embreagem. A correia plana pode ser mudada de um lado para outro pelo uso de um garfo.

FIGURA 6 - TRANSMISSÃO POR CORREIA DE VELOCIDADE VARIÁVEL



FONTE: Shigley, Mischke e Budynas (2008, p. 819)

FIGURA 7 - TRANSMISSÃO POR CORREIA COM TORÇÃO DE UM QUARTO



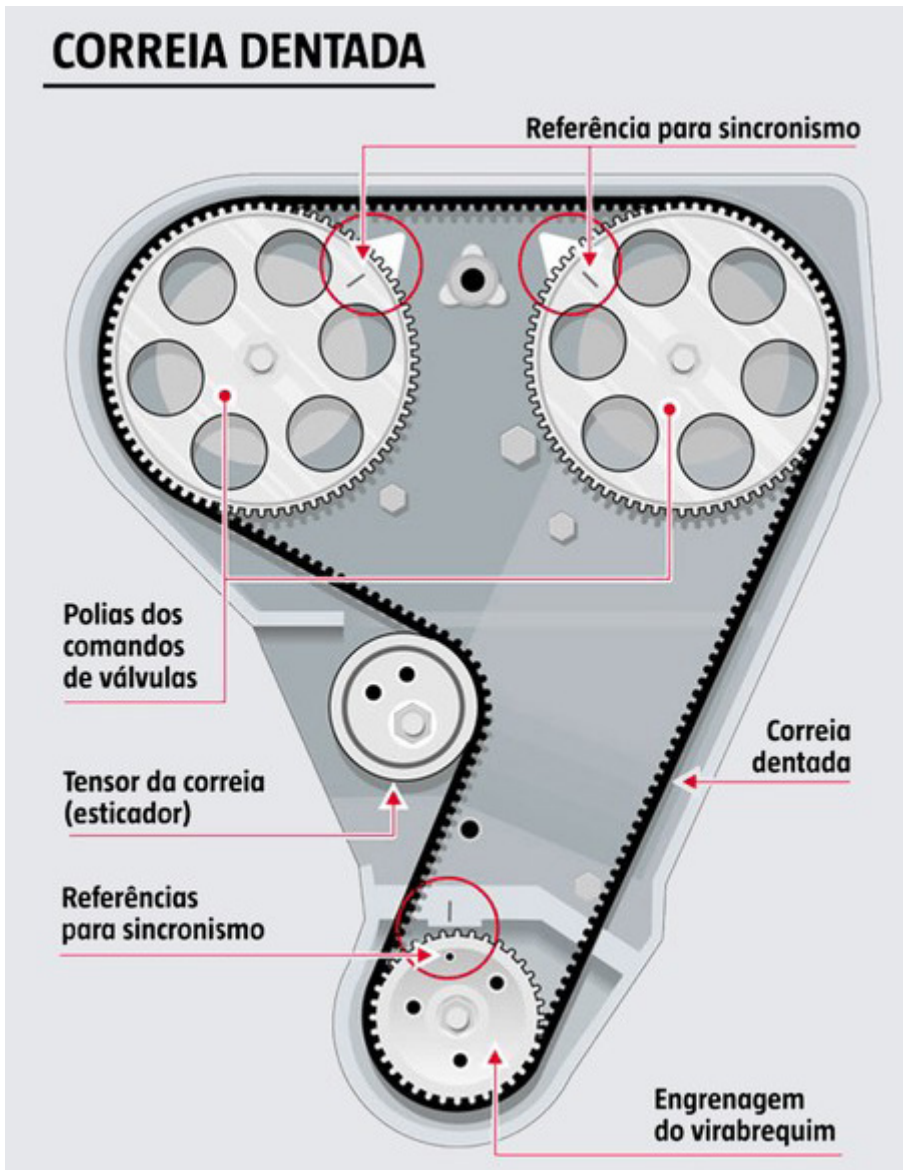
FONTE: Shigley, Mischke e Budynas (2008, p. 818)

A polia-guia intermediária deve ser quando o movimento ocorre em ambas as direções utilizada.

Materiais

- Correias Planas: uretano e tecido impregnado de borracha reforçado com cabo de aço ou cordas de náilon, para absorver a carga de tensão.
 - Transmitem grandes quantidades de potência por longas distâncias de centro; extremidades unidas por apetrechos fornecidos pelo fabricante.
- Correia em V: tecido e corda — algodão, raiom ou náilon — e impregnada de borracha.
 - Um pouco menos eficientes que as planas, não tem juntas, tendo comprimentos padronizados.
- Correias sincronizadoras ou correias dentadas: feitas de tecido emborrachado e cabo de aço e tem dentes que se encaixam nos sulcos cortados na periferia da roda dentada como mostrada na Figura 8 Não sofrem esticamento ou escorregamento, transmitem potência com velocidade angular constante, utilizadas em qualquer velocidade. Desvantagem: custo e necessidade de dentes na polia.

FIGURA 8 - CORREIA SINCRONIZADORA OU DENTADA



FONTE: <<https://i2.wp.com/blog.carlider.com.br/wp-content/uploads/2016/08/moto-e-correia.png?resize=451%2C613>>. Acesso em: 27 abr. 2020.

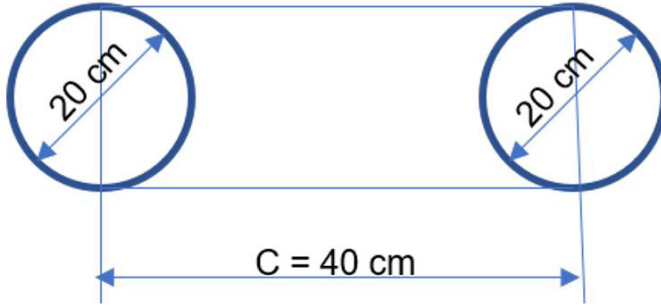
Transmissões de correias planas e redondas

Forte núcleo elástico rodeado por um elastômero:

- Apresentam vantagens sobre as transmissões de engrenagens ou de correia em V.
- Eficiência de 98% (próximo a uma engrenagem).
- Pouco ruído e absorção de vibração torcional do sistema.

Para polias com diâmetros iguais, Figura 9, verifica-se o comprimento da correia sendo correspondente ao perímetro da circunferência, e que os dois segmentos de reta correspondem à distância entre os centros dos eixos.

FIGURA 9 - POLIAS DE DIÂMETROS IGUAIS



FONTE: A autora

As duas semicircunferências são consideradas uma única circunferência, pois assim, o comprimento das partes curvas será o perímetro da circunferência. Dessa forma, calcula-se o perímetro da circunferência e depois somam-se os dois segmentos de reta correspondentes à distância entre os centros dos eixos. Dessa forma utiliza-se a seguinte expressão, equação 1.0.

$$L = \pi xd + 2xC \tag{1.0}$$

Onde:

- L – comprimento total da correia
- πxd – Perímetro da circunferência
- C – Distância entre centros

Para uma correia aberta, os ângulos de contato devem ser conforme foi demonstrado nas Figuras 1 e 2.

$$\theta_d = \pi - 2\text{sen}^{-1} \frac{D - d}{2c} \tag{1.1}$$

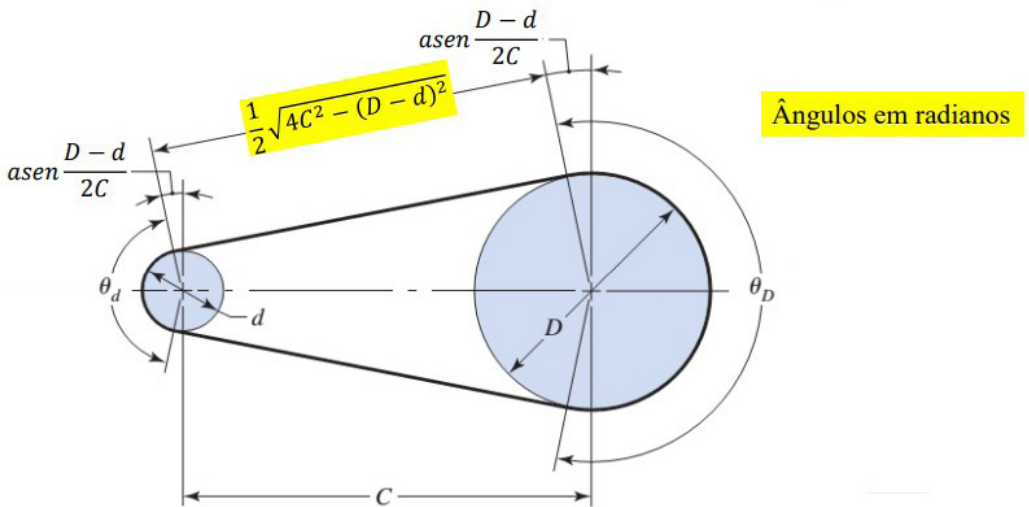
$$\theta_D = \pi + 2\text{sen}^{-1} \frac{D - d}{2c} \tag{1.2}$$

$$L = \sqrt{4C^2 - (D - d)^2} + \frac{1}{2}(D\theta_D + d\theta_d) \tag{1.3}$$

D = diâmetro da polia maior;
 d = diâmetro da polia menor;
 C = distância entre centros;
 θ = ângulo de contato.

A Figura 10 ilustra a geometria de transmissões de correias planas, abertas e fechadas, Figura 11. Para uma correia plana com esta transmissão, a tração da correia é tal que o afundamento ou abaixamento é visível na Figura 10, quando a correia está em movimento. Embora, o topo da correia seja o lado bambo, preferido para esse tipo de correia, para outros tipos tanto o lado superior quanto o inferior podem ser usados, uma vez que a tração instalada é geralmente maior.

FIGURA 10 - GEOMETRIA DA CORREIA PLANA – CORREIA ABERTA



FONTE: Shigley, Mischke e Budynas (2008, p. 817)

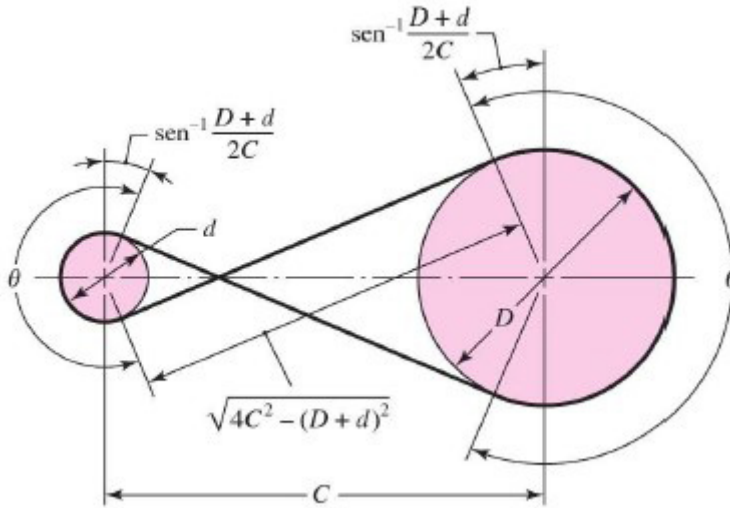
Para uma correia fechada, o ângulo de contato deve ser:

$$\theta = \pi + 2\text{sen}^{-1}\frac{D+d}{2c} \quad (1.4)$$

$$L = \sqrt{4C^2 - (D+d)^2} + \frac{1}{2}(D+d)\theta \quad (1.5)$$

D = diâmetro da polia maior;
 d = diâmetro da polia menor;
 C = distância entre-centros;
 θ = ângulo de contato.

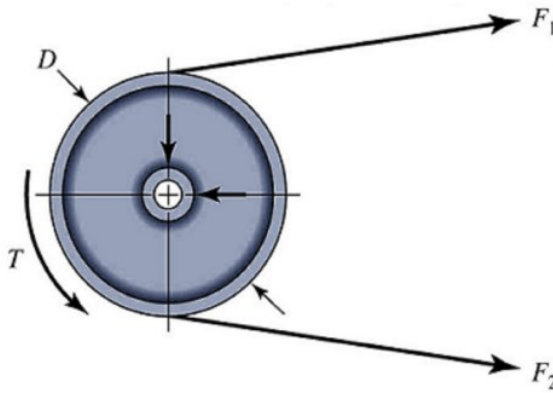
FIGURA 11 - GEOMETRIA DA CORREIA PLANA – CORREIA FECHADA



FONTE: Shigley, Mischke e Budynas (2008, p. 817)

Relação entre tensão do lado apertado e lado frouxo:

FIGURA 12 - SOMATÓRIO DE FORÇAS NA DIREÇÃO RADIAL



FONTE: Shigley, Mischke e Budynas (2008, p. 822)

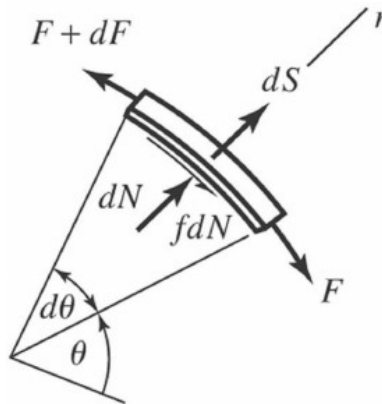
Na Figura 12 temos um corpo livre de um pequeno seguimento da correia. A força diferencial \$ds\$ é causada pela força centrífuga, \$dN\$ é a força normal entre a correia e a polia e \$fdN\$ é tração por cisalhamento causada pelo atrito no ponto de deslizamento. A largura da correia é \$b\$ e a espessura é \$m\$. a massa da correia por unidade de comprimento é \$Ds\$. A força centrífuga pode ser escrita de acordo com a equação 1.6.

$$dS = (mr d\theta) r \omega^2 = mr^2 \omega^2 d\theta = mV^2 d\theta = F_c d\theta \quad (1.6)$$

Em que V é a velocidade da correia, na equação 1.7 tem-se a soma das forças radialmente.

$$\sum F_r = -(F + dF) \operatorname{sen}\left(\frac{d\theta}{2}\right) - F \operatorname{sen}\left(\frac{d\theta}{2}\right) + dN + dS = 0 \quad (1.7)$$

FIGURA 13 - CORPO LIVRE DE UM ELEMENTO INFINITESIMAL DE UMA CORREIA PLANA EM CONTATO COM UMA POLIA



FONTE: Shigley, Mischke e Budynas (2008, p. 820)

$$\sum F_r = -(F + dF) \left(\frac{d\theta}{2}\right) - F \left(\frac{d\theta}{2}\right) + dN + dS = 0 \quad (1.8)$$

Ignorando-se os termos de ordem mais elevadas:

$$dN = F d\theta - dS \quad (1.9)$$

Na direção tangencial:

$$\sum F_r = -fdN - F + (F + dF) = 0 \quad (1.10)$$

$$dF = fdN \quad (1.11)$$

$$dF = f(F d\theta - dS) = fF d\theta - fdS \quad (1.12)$$

Ou, incorporando as equações 1.6 e 1.9 tem-se a equação 1.12.

$$\frac{dF}{d\theta} - fF = -fmr^2\omega^2 \tag{1.13}$$

Solução da equação diferencial, linear, primeira ordem, não homogênea.

$$F = Aexp(f\theta) + mr^2\omega^2 \tag{1.14}$$

Onde A é uma constante arbitrária.

Assumindo a condição de contorno de que F em $\theta = 0$ no lado frouxo:

$$F_2 = Aexp(f0) + mr^2\omega^2 = A + mr^2\omega^2 \tag{1.15}$$

$$A = F_2 - mr^2\omega^2 \tag{1.16}$$

$$F = (F_2 - mr^2\omega^2)exp(f\theta) + mr^2\omega^2 \tag{1.17}$$

Para o lado mais apertado da correia ($\theta = \phi$): onde ϕ é o ângulo de abraçamento:

$$F_1 = (F_2 - mr^2\omega^2)exp(f\phi) + mr^2\omega^2 \tag{1.18}$$

Pode-se escrever:

$$\frac{F_1 - mr^2\omega^2}{F_2 - mr^2\omega^2} = \frac{F_1 - F_C}{F_2 - F_C} = exp(f\phi) \tag{1.19}$$

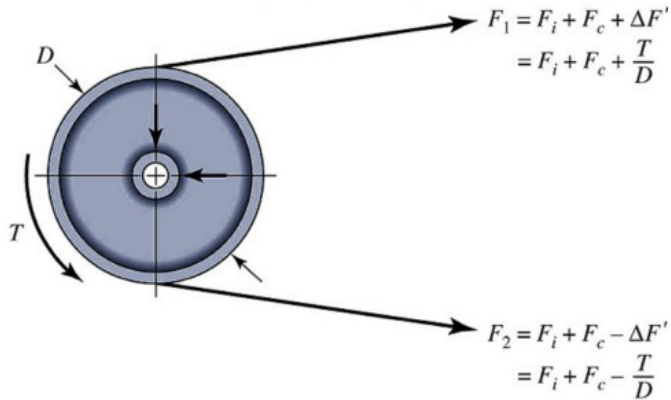
$$F_C = mr^2\omega^2 \tag{1.20}$$

De outra forma:

$$F_1 - F_2 = (F_1 - F_C) \frac{exp(f\phi) - 1}{exp(f\phi)} \tag{1.21}$$

De outra forma:

FIGURA 14 - FORÇAS E TORQUES EM UMA POLIA



FONTE: Shigley, Mischke e Budynas (2008, p. 822)

F_i = tensão inicial;

F_c = tensão circunferencial decorrente da força centrífuga;

$\Delta F'$ = tensão decorrente do torque transmitido T ;

D = diâmetro da polia;

Diferença entre F_1 e F_2 é proporcional ao torque:

$$F_1 - F_2 = \frac{2T}{D} = \frac{T}{\frac{D}{2}} \quad (1.22)$$

Soma de F_1 e F_2

$$F_1 + F_2 = 2F_i + 2F_c \quad (1.23)$$

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c \quad (1.24)$$

Da divisão da equação 1.24, pela equação 1.22 obtém-se:

$$\frac{F_i}{T/D} = \frac{(F_1 + F_2)/2 - F_c}{F_1 - F_2/2} = \frac{(F_1 + F_2) - 2F_c}{F_1 - F_2} \tag{1.25}$$

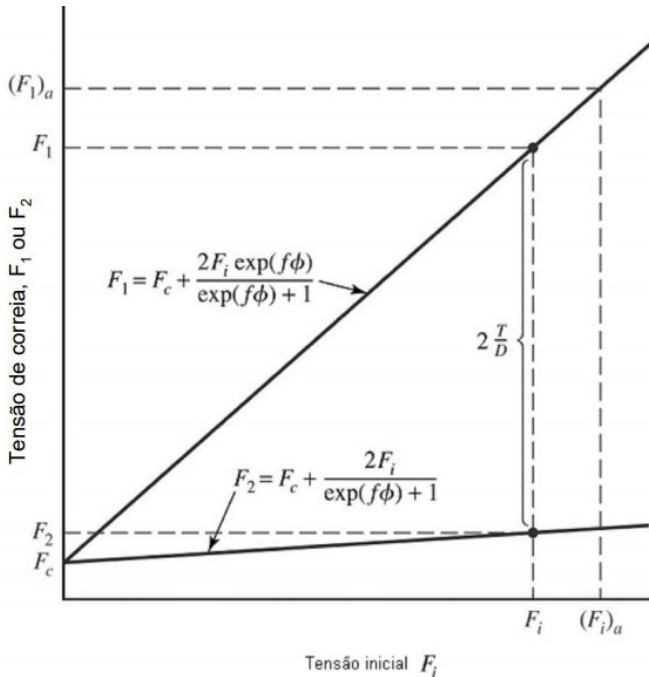
$$\frac{F_i}{T/D} = \frac{(F_1 - F_c) + (F_2 - F_c)}{(F_1 - F_c) - (F_2 - F_c)} = \frac{(F_1 - F_c)/(F_2 - F_c) + 1}{(F_1 - F_c)/(F_2 - F_c) - 1} \tag{1.26}$$

$$F_i = \frac{T \exp(f\phi) + 1}{D \exp(f\phi) - 1} \tag{1.27}$$

Torque é proporcional à tensão inicial. Para existir uma transmissão satisfatória de correia plana, a tensão inicial deve ser:

- provida;
- sustentada;
- na quantidade apropriada;
- mantida por inspeção rotineira.

FIGURA 15 - GRÁFICO DA TRAÇÃO INICIAL F_i CONTRA A TRAÇÃO DE CORREIA F_1 OU F_2 , MOSTRANDO A INTERSECÇÃO F_c , AS EQUAÇÕES DAS CURVAS E ONDE $2T/D$ PODE SER ENCONTRADO



FONTE: Shigley, Mischke e Budynas (2008, p. 823)

Fabricantes especificam suas correias incluindo a tensão admissível F_a , expressa em unidades de força por unidade de largura.

$$(F_1)_a = bF_a C_p C_v \quad (1.28)$$

$(F_1)_a$ = máxima tensão admissível, lbf; N

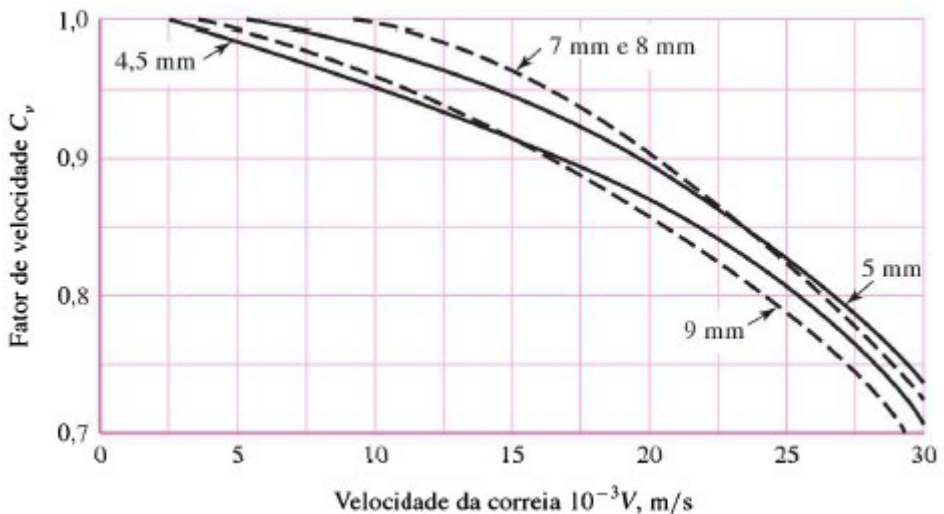
b = largura da correia, in; mm

F_a = tração admitida ou permitida pelo fabricante, N/mm

C_p = fator de correção de polia (relacionado com a intensidade de flexão na polia e seu efeito sobre a vida);

C_v = fator de correção de velocidade.

FIGURA 16 - FATOR DE CORREÇÃO DA VELOCIDADE PARA CORREIAS DE COURO



FONTE: Shigley, Mischke e Budynas (2008, p. 824)

Um fator de serviço K_s é utilizado para desvios de carga a partir da nominal, aplicado à potência nominal como na equação 1.29.

$$H_d = H_{nom} K_s n_d \quad (1.29)$$

n_d é o fator de projeto;

Os seguintes passos devem ser tomados ao se analisar uma correia plana:

- encontrar $\exp(f\phi)$ a partir da geometria da transmissão de correia e fricção;
- a partir da geometria da correia e da velocidade, encontrar F_c ;
- encontrar o Torque necessário;

- a partir do torque T, encontrar $F_1 - F_2 = 2T/D$;
- encontrar a tensão necessária F_i ;
- verificar a fricção f' de acordo com equação 1.30.

$$f' = \frac{1}{\phi} \ln \frac{(F_1)_a - F_C}{F_2 - F_C} \tag{1.30}$$

Encontrar o fator de segurança;

$$n_{fs} = \frac{H_a}{H_{nom} K_s} \tag{1.31}$$

TABELA 1 - PROPRIEDADES DE ALGUNS MATERIAIS DE CORREIA PLANA E REDONDA.
(DIÂMETRO = D, ESPESSURA = T, LARGURA = W)

Material	Especificação	Tamanho, mm	Diâmetro mínimo de polia, mm	Tração permitível por unidade de largura a 3 m/s, (10 ³) N/m	Peso específico, kN/m ³	Coefficiente de fricção
Couro	1 camada	t = 4,5	75	5	9,5-12,2	0,4
		t = 5	90	6	9,5-12,2	0,4
	2 camada	t = 7	115	7	9,5-12,2	0,4
		t = 8	150	9	9,5-12,2	0,4
		t = 9	230	10	9,5-12,2	0,4
Poliamida ^b	F-0 ^c	t = 0,8	15	1,8	9,5	0,5
	F-1 ^c	t = 1,3	25	6	9,5	0,5
	F-2 ^c	t = 1,8	60	10	13,8	0,5
	A-2 ^c	t = 2,8	60	10	10,0	0,8
	A-3 ^c	t = 3,3	110	18	11,4	0,8
	A-4 ^c	t = 5,0	240	30	10,6	0,8
	A-5 ^c	t = 6,4	340	48	10,6	0,8
Uretano ^d	w = 12,7	t = 1,6	Ver	1,0 ^e	10,3-12,2	0,7
	w = 19	t = 2,0	tabela	1,7 ^e	10,3-12,2	0,7
	w = 32	t = 2,3	17-3	3,3 ^e	10,3-12,2	0,7
	Redonda	d = 6	Ver	1,4 ^e	10,3-12,2	0,7
		d = 10	tabela	3,3 ^e	10,3-12,2	0,7
		d = 12	17-3	5,8 ^e	10,3-12,2	0,7
		d = 20		13 ^e	10,3-12,2	0,7

FONTE: Shigley, Mischke e Budynas (2008, p. 825)

TABELA 2 - TAMANHOS MÍNIMOS DE POLIA PARA CORREIAS DE URETANO PLANA E REDONDA. (DIÂMETRO DE POLIA ESTÃO EM MM)

Estilo de correia	Tamanho da correia, mm	Razão entre a velocidade da polia e o comprimento da correia, rev/(m · s)		
		Até 14	14 a 27	28 – 55
Plana	12,7 × 1,6	9,7	11,2	12,7
	19 × 2,0	12,7	16	19
	32 × 2,3	12,7	16	19
Redonda	6	38,1	44,5	50,8
	10	57,1	66,5	76,2
	12	76,2	88,9	101,6
	20	127	152	177,8

FONTE: Shigley, Mischke e Budynas (2008, p. 825)

TABELA 3 - FATOR DE CORREÇÃO DE POLIA C_p

Material	Diâmetro da polia pequena, mm					
	40 – 100	115 – 200	220 – 310	355 – 405	460 – 800	Mais de 800
Couro	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Poliamida, 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
	F-2	0,73	0,86	0,96	1,0	1,0
	A-2	0,73	0,86	0,96	1,0	1,0
	A-3	–	0,70	0,87	0,94	0,96
A-4	–	–	0,71	0,80	0,85	0,92
A-5	–	–	–	0,72	0,77	0,91

*Valores médios de C_p para os intervalos dados foram aproximados das curvas em *Habasis Engineering Manual*, Habasis Belting, Inc. Chamblee (Atlanta), Ga.

FONTE: Shigley, Mischke e Budynas (2008, p. 826)

TABELA 4 - ALTURA DE COROA E DIÂMETRO ISO DE POLIA PARA CORREIAS PLANAS

Diâmetro de polia ISO, mm	Altura de coroa, mm	Diâmetro de polia ISO, mm	Altura de coroa, in	
			w ≤ 250 mm	w > 250 mm
40, 50, 62	0,3	315, 355	0,75	0,75
70, 80	0,3	315, 355	1,0	1,0
90, 100, 115	0,3	570, 635, 710	1,3	1,3
125, 142	0,4	800, 900	1,3	1,5
160, 180	0,5	1015	1,3	1,5
200, 230	0,6	1 140, 1 270, 1 420	1,5	2,0
250, 285	0,75	1 600, 1 800, 2 030	1,8	2,5

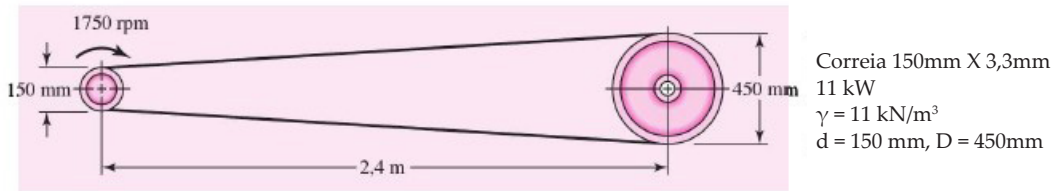
*Coroa deve ser arredondada, não em ângulo; aspereza máxima é $R_a = AA\ 63\ \mu\text{ in}$.

FONTE: Shigley, Mischke e Budynas (2008, p. 826)

Uma correia de poliamida A-3, com largura de 150 mm, é usada para transmitir 11kW sob condições de choque leve, em que $K_s = 1,25$, e um fator de segurança igual ou maior que 1,1 é apropriado. Os eixos de rotação da polia são paralelos e estão no plano horizontal. Eles estão 2.4 m distantes. A polia motora de 150 mm gira a 1750 rpm, de uma maneira tal que o lado folgado está em cima. A polia movida tem diâmetro de 450 mm. O fator de segurança destina-se a exigências não qualificáveis.

- Estime a tração centrífuga F_c e o torque T .
- Estime as F_{t1} , F_{t2} e F_i admissíveis, bem como a potência admissível H_a ;
- Calcule o fator de segurança.

FIGURA 17 – TRANSMISSÃO DE CORREIA PLANA



FONTE: Shigley, Mischke e Budynas (2008, p. 826)

Solução a:

$$\phi = \theta_d = \pi - 2 \operatorname{sen}^{-1} \frac{D-d}{2C} = \pi - 2 \operatorname{sen}^{-1} \frac{18-6}{2(96)} = 3,0165 \operatorname{rad}$$

$$\exp(f\phi) = \exp[0,8(3,0165)] = 11,17 \operatorname{m} / \operatorname{s}$$

$$V = \pi(0,15)1750 / 60 = 13,7 \operatorname{m} / \operatorname{s}$$

$$\omega = \gamma bt = 11000(0,15)0,0033 = 5,4 \operatorname{N} / \operatorname{m}^3$$

Resposta: tração centrífuga F_c

$$F_c = \frac{\omega}{g} V^2 = \frac{5,4}{9,81} (13,7)^2 = 103 \operatorname{N}$$

Resposta: torque T .

$$T = \frac{H_{nom} K_s n_d}{2\pi n} = \frac{1,25(1,1)11000}{2\pi 1750 / 60} = 82 N.m$$

Solução b:

A diferença necessária $(F_1)_a - F_2$ para transmitir o torque T , é

$$(F_1)_a - F_2 = \frac{2T}{d} = \frac{2(82)}{0,15} = 1093 N$$

Da Tabela 1, $F_a = 18 \text{ kN/m}$. para correias de poliamida, $C_v = 1$, e da Tabela 4 $C_p = 0,70$. Da equação 1.28, a tração permissível máxima na correia $(F_1)_a$

$$(F_1)_a = b F_a C_p C_v = 0,15(18000)0,70(1) = 1890 N$$

Então:

$$F_2 = (F_1)_a - [(F_1)_a - F_2] = 1890 - 1093 = 797 N$$

E da equação 1.24:

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_C = \frac{1890 + 797}{2} - 103 = 1240 N$$

Resposta: a combinação de $(F_1)_a$, F_2 e F_i transmitirá a potência de desenho de $11(1,25)(1,1) = 15,125 \text{ kW}$ e protegerá a correia. Verificando-se o desenvolvimento do atrito ao resolver a equação para f' :

$$f' = \frac{1}{\phi} \ln \frac{(F_1)_a - F_C}{F_2 - F_C} = \frac{1}{3,0165} \ln \frac{1890 - 103}{797 - 103} = 0,314$$

Da Tabela 1 $f = 0,8$ uma vez que $f' < f$, isto é $0,314 < 0,80$, não há perigo de ocorrência de deslizamento.

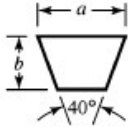
Solução c:
Resposta:

$$n_{fs} = \frac{H}{H_{nom} K_s} = \frac{15,125}{11(1,25)} = 1$$

Correias em V

As dimensões transversais são padronizadas pelos fabricantes, com cada secção designada por uma letra do alfabeto para tamanhos em dimensões de polegada (em metros por números).

TABELA 5 - SEÇÕES DE CORREIAS EM V PADRONIZADAS



Seção de Correia	Largura a, mm	Espessura b, mm	Diâmetro mínimo de roldana, mm	Intervalo de kW, uma ou mais correias
A	12	8,5	75	0,2-7,5
B	16	11	135	0,7-18,5
C	22	13	230	11-75
D	30	19	325	37-186
E	38	25	540	75 e acima

FONTE: Shigley, Mischke e Budynas (2008, p. 834)

Especificando correia em V, dê a letra da seção de correias, seguida pela circunferência interna em polegadas. Por exemplo, B75 é uma correia de seção B que possui uma circunferência interna de 1875 mm.

Cálculos envolvendo o comprimento de correia geralmente se baseia no comprimento primitivo. Para qualquer seção de correia considerada, o comprimento primitivo é obtido adicionando uma quantidade à circunferência interna. Por exemplo, uma correia B75 possui comprimento primitivo de 1920 mm. Similarmente, cálculos de razões de velocidade são feitos utilizando o diâmetro primitivo das roldanas e, por esta razão, os diâmetros declarados são usualmente entendidos como diâmetros primitivos, ainda que não sejam sempre assim especificados.

TABELA 6 - CIRCUNFERÊNCIAS INTERNAS DAS CORREIAS PADRONIZADAS EM V

Seção	Circunferência, mm
A	650, 775, 825, 875, 950, 1050, 1150, 1200, 1275, 1325, 1375, 1425, 1500, 1550, 1600, 1650, 1700, 1775, 1875, 1950, 2000, 2125, 2250, 2400, 2625, 2800, 3000, 3200
B	875, 950, 1050, 1150, 1200, 1275, 1325, 1375, 1425, 1500, 1550, 1600, 1650, 1700, 1775, 1875, 1950, 2000, 2125, 2250, 2400, 2625, 2800, 3000, 3200, 3275, 3400, 3450, 3950, 4325, 4500, 4875, 5250, 6000, 6750, 7500
C	1275, 1500, 1700, 1875, 2025, 2125, 2250, 2400, 2625, 2800, 3000, 3200, 3400, 3600, 3950, 4050, 4350, 4500, 4875, 5250, 2550, 6000, 6750, 7500, 8250, 9000, 9750, 10 500
D	3000, 3200, 3600, 3950, 4050, 4350, 4500, 4875, 5250, 6000, 6750, 7500, 8250, 9000, 9750, 10 500, 12 000, 13 500, 15 000, 16 500
E	4500, 4875, 5250, 6000, 6750, 7500, 8250, 9000, 9750, 10 500, 12 000, 13 500, 15 000, 16 500

FONTE: Shigley, Mischke e Budynas (2008, p. 834)

Para qualquer seção de correia, o comprimento médio é obtido adicionando-se um determinado valor à circunferência interna (padrão).

TABELA 7 - DIMENSÕES DE CONVERSÃO DE COMPRIMENTO

Seção da correia	A	B	C	D	E
Quantidade a ser adicionada	32	45	72	82	112

FONTE: Shigley, Mischke e Budynas (2008, p. 835)

Adicione a quantidade listada à circunferência interna para obter o comprimento primitivo em mm.

Comprimento primitivo L_p e distância de centro a centro C:

$$L_p = 2C + \pi(D + d) / 2 + (D - d)^2 / (4C) \quad (1.32)$$

$$C = 0,25 \left\{ \left[L_p - \frac{\pi}{2}(D + d) \right] + \sqrt{\left[L_p - \frac{\pi}{2}(D + d) \right]^2 - 2(D - d)^2} \right\} \quad (1.33)$$

Onde D é o diâmetro primitivo da maior polia e d é o diâmetro primitivo da menor.

Recomendações: Utilizar $300 < V < 1200$ m/min. Não é recomendado longas distâncias entre centros para correias trapezoidais porque a excessiva vibração do ramo frouxo abrevia a duração da vida da correia, então, quando a correia é utilizada sob outras condições, o valor é ajustado de acordo com a equação 1.34.

$$H_a = K_1 K_2 H_{tab} \tag{1.34}$$

- H_a = potência admissível por correia;
- K_1 = fator de correção de ângulo de envolvimento;
- K_2 = fator de correção de comprimento de correia.

TABELA 8 - CLASSIFICAÇÕES DE POTÊNCIA DE CORREIAS PADRONIZADAS EM V

Seção da correia	Diâmetro primitivo de roldana, mm	Velocidade da correia, m/s				
		5	10	15	20	25
A	65	0,35	0,46	0,40	0,11	
	75	0,49	0,75	0,84	0,69	0,28
	85	0,60	0,98	1,17	1,64	0,84
	95	0,69	1,16	1,43	1,49	1,28
	105	0,77	1,30	1,64	1,78	1,63
B	115	0,83	1,41	1,82	2,01	1,93
	acima de 125	0,87	1,51	1,97	2,21	2,16
	105	0,80	1,18	1,25	0,94	0,16
	115	0,95	1,48	1,71	1,55	0,92
	125	1,07	1,74	2,09	2,06	1,57
	135	1,19	1,95	2,42	2,49	2,10
	145	1,28	2,14	2,69	2,87	2,57
C	155	1,36	2,31	2,94	3,19	2,98
	165	1,43	2,45	3,16	3,48	3,34
	acima de 175	1,50	2,58	3,35	3,74	3,66
	150	1,37	1,98	2,03	1,40	
	175	1,85	2,94	3,46	3,31	2,33
	200	2,21	3,66	4,54	4,74	4,12
	225	2,49	4,21	5,38	5,86	5,51
D	250	2,72	4,66	6,05	7,16	6,63
	275	2,89	5,03	6,59	7,46	7,53
	acima de 300	3,05	5,33	7,06	8,13	8,28
	250	3,09	4,57	4,89	3,80	1,01
	275	3,73	5,84	6,80	6,34	4,19
	300	4,26	6,91	8,36	8,50	6,85
	325	4,71	7,83	9,70	10,30	9,10
E	350	5,09	8,58	10,89	11,79	11,04
	375	5,42	9,25	11,86	13,13	12,68
	400	5,71	9,85	12,76	14,32	14,17
	acima de 425	5,98	10,37	13,50	15,37	15,44
	400	6,48	10,44	13,06	13,50	11,41
	450	7,40	12,46	15,82	17,16	16,04
	500	8,13	13,95	18,05	20,07	19,69
	550	8,73	15,14	19,84	22,53	22,75
	600	9,25	16,11	21,34	24,54	25,22
	650	9,70	17,01	22,60	26,19	27,38
	acima de 700	10,00	17,68	23,72	27,68	29,17

FONTE: Shigley, Mischke e Budynas (2008, p. 836)

TABELA 9 - FATOR DE CORREÇÃO DE ÂNGULO DE CONTRATO K_1 PARA TRANSMISSÕES VV* E V.

$\frac{D-d}{C}$	θ , Graus	K_1	
		VV	V Plana
0,00	180	1,00	0,75
0,10	174,3	0,99	0,76
0,20	166,5	0,97	0,78
0,30	162,7	0,96	0,79
0,40	156,9	0,94	0,80
0,50	151,0	0,93	0,81
0,60	145,1	0,91	0,83
0,70	139,0	0,89	0,84
0,80	132,8	0,87	0,85
0,90	126,5	0,85	0,85
1,00	120,0	0,82	0,82
1,10	113,3	0,80	0,80
1,20	106,3	0,77	0,77
1,30	98,9	0,73	0,73
1,40	91,1	0,70	0,70
1,50	82,8	0,65	0,65

*Um ajuste de curva para a coluna VV em termos de θ é:

$$K_1 = 0,143\ 543 + 0,007\ 46\ 8\ \theta - 0,000\ 015\ 052\ \theta^2$$

no intervalo $90^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$.

FONTE: Shigley, Mischke e Budynas (2008, p. 837)

TABELA 10 - FATOR DE CORREÇÃO DE COMPRIMENTO DE CORREIA K_2

Fator de comprimento	Comprimento nominal da correia, m				
	Correias A	Correias B	Correias C	Correias D	Correias E
0,85	até 0,88	até 1,15	até 1,88	até 3,2	
0,90	0,95–1,15	1,2–1,5	2,03–2,4	3,6–4,05	até 4,88
0,95	1,2–1,38	1,55–1,88	2,63–3,0	4,33–5,25	5,25–6,0
1,00	1,5–1,88	1,95–2,43	3,2–3,95	6,0	6,75–7,5
1,05	1,95–2,25	2,63–3,0	4,05–4,88	6,75–8,25	8,25–9,75
1,10	2,4–2,8	3,2–3,6	5,25–6,0	9,0–10,5	10,5–12,0
1,15	acima de 3,0	3,95–4,5	6,75–7,5	12,0	13,5–15,0
1,20		acima de 4,88	acima de 8,25	acima de 13,5	16,5

*Multiplique a potência estimada por correia por este fator para obter a potência corrigida.

FONTE: Shigley, Mischke e Budynas (2008, p. 837)

Normalmente, em uma transmissão, é conhecida a potência da máquina condutora. 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 etc. Quando a potência da máquina conduzida for conhecida, ela pode ser utilizada como potência de projeto. A *Potência de projeto pode ser calculada de acordo com a equação 1.35.*

$$H_d = H_{nom} K_s n_d \tag{1.35}$$

H_{nom} = potência nominal;
 K_s = fator de serviço;
 n_d = fator de projeto.

TABELA 11 - FATORES DE SERVIÇO K_s SUGERIDOS PARA TRANSMISSÕES DE CORREIAS EM V

Maquinaria movida	Fonte de potência	
	Característica normal de torque	Torque elevado ou não-uniforme
Uniforme	1,0 a 1,2	1,1 a 1,3
Choque leve	1,1 a 1,3	1,2 a 1,4
Choque médio	1,2 a 1,4	1,4 a 1,6
Choque elevado	1,3 a 1,5	1,5 a 1,8

FONTE: Shigley, Mischke e Budynas (2008, p. 837)

3.2 TRANSMISSÃO POR CORRENTES

As correntes são empregadas para transmitirem força e movimento permitindo que a rotação do eixo ocorra nos sentidos horário e anti-horário. Características básicas de transmissões por correntes incluem: razão constante, uma vez que nenhum escorregamento nem fluência estão envolvidos; vida longa; e a capacidade de acionar vários eixos a partir de uma única fonte de potência.

Tipos de correntes utilizadas

A seguir estão relacionados diversos tipos de correntes e suas respectivas aplicações.

- Corrente passo longo – denomina-se dessa forma por ter características semelhantes à de uma corrente standard, todavia com passo duplo. Utilizadas em transmissão de pouca carga, baixa velocidade, são comumente usadas em transportadores leves, podendo-se adaptar diversos tipos de adicionais.

- Corrente pino oco – usada normalmente para transportadores, com a adaptação de valetas ou pinos, trabalham em pares para transportar os mais variados tipos de produto.
- Correntes agrícolas – atualmente podem ser definidas por correntes da série “S” e “CA”; projetadas para atender às exigências das modernas colheitadeiras, semeadeiras e plantadeiras existentes no mercado.
- Correntes silenciosas – estas correntes foram projetadas para operarem com eficiência e suavidade. Isto ocorre, pois, a corrente está em torno de uma engrenagem, sendo que seus elos se engataram nos dentes da engrenagem, em ambos os lados, simultaneamente, garantindo um funcionamento silencioso em baixa e alta velocidade.
- Correntes especiais – apresentam como principal característica a alta carga de ruptura.
- Correntes de transmissão – são formadas por elos externos que se repetem alternadamente.
- Corrente de rolos – esta corrente é composta por elementos internos e externos, sendo que as talas são permanentemente conectadas através de pinos e buchas, nas quais são, ainda, colocados rolos. Sua aplicação é feita em transmissões, em movimentação e em sustentação de contrapeso e em transportadores, assim como em locais de difícil acesso e ambientes abrasivos ou poeirentos. Este tipo de corrente oferece resultados satisfatórios, principalmente quando existe a necessidade de transmitir força.
- Corrente comum – muito usada em talhas manuais, transportadores e em uma infinidade de aplicações.



Nas literaturas mais aprofundadas, como artigos científicos, é notório a percepção que estes elementos mecânicos continuam em desenvolvimento, as pesquisas atuais invadem a busca de novos materiais, através da adição de materiais poliméricos por exemplo, novas configurações, além de novos processos de fabricação nos quais os custos sejam menores.

RESUMO DO TÓPICO 1

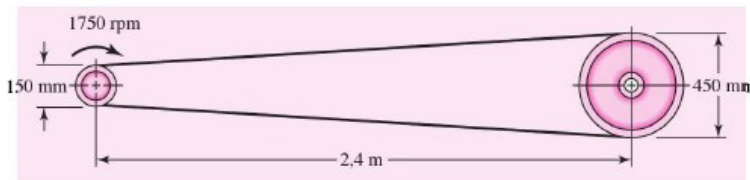
Neste tópico, você aprendeu que:

- Elementos de transmissão mecânica são voltados, principalmente, para os estudos sobre correias.
- Através dos conhecimentos dos materiais e dimensionamento dos elementos é possível elaborar um projeto que garanta um bom desempenho e uma vida útil considerada.
- Conhecimento sobre correias são importantíssimos para os futuros engenheiros, pois possui inúmeras aplicações nas engenharias, Mecânica, Elétrica e Civil, podendo ser encontradas em diversos equipamentos bastante comuns, tais como: elevadores, máquinas elevadoras e de transporte de cargas, automóveis, aeroplanos, navios e plataformas, pontes e estruturas, e em mais um grande número de aplicações.
- Sistemas de transmissão por correia são utilizados em ocasiões em que é necessário a transmissão de potência ou movimento rotativo entre elementos que apresentam distância relativa entre si.
- Ligação direta é quando a correia circunda externamente as polias envolvidas.
- É possível uma configuração com a correia cruzada, onde a parte interna envolve uma polia e a parte externa envolve a outra polia, tornando possível a reversão no sentido de giro do eixo acionado em relação ao eixo motor. Contudo, este tipo de configuração só é possível em correias de pequena espessura.
- Correias em V não são adequadas, uma vez que uma polia seria acionada pelo perfil trapezoidal e a outra polia pela parte de trás da correia, e como a área de contato é reduzida nesta polia, a capacidade de transmissão seria comprometida.
- Outra configuração, também utilizada, considera as polias fora do plano, podendo criar um ângulo de até 90 graus entre os planos médios das polias. É uma aplicação adequada para acionamento de eixos não paralelos.

AUTOATIVIDADE



- 1 A roda trabalha numa rotação $n = 1710 \text{ RPM}$. Determine:
 - a) Velocidade angular (ω).
 - b) Período (T).
 - c) Frequência (f).
- 2 Uma polia que gira no sentido horário e cujo diâmetro é $d = 500\text{mm}$, sua rotação é de $n = 600 \text{ RPM}$. Determine:
 - a) Frequência.
 - b) Velocidade periférica.
 - c) Período.
 - d) Velocidade angular.
- 3 Uma correia de poliamida A-3, com largura de 150 mm , é usada para transmitir 11kW sob condições de choque leve, em que $K_s = 1,25$, e um fator de segurança igual ou maior que $1,1$ é apropriado. Os eixos de rotação da polia são paralelos e estão no plano horizontal. Eles estão 2.4 m distantes. A polia motora de 150 mm gira a 1750 rpm , de uma maneira tal que o lado folgado está em cima. A polia movida tem diâmetro de 450 mm . O fator de segurança destina-se a exigências não qualificáveis.
 - a) estime a tração centrífuga F_c e o torque T ;
 - b) estime as F_1 , F_2 e F_i admissíveis, bem como a potência admissível H_a ;
 - c) calcule o fator de segurança.



Correia $150\text{mm} \times 3,3\text{mm}$
 11 kW
 $\gamma = 11 \text{ kN/m}^3$
 $d = 150 \text{ mm}, D = 450\text{mm}$

FONTE: Shigley, Mischke e Budynas (2008, p. 826)

INTRODUÇÃO MINUCIOSA À CINEMÁTICA, À ANÁLISE DE TENSÕES DAS ENGENHAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS USANDO PROCEDIMENTOS RECOMENDADOS PELA AGMA

1 INTRODUÇÃO

As engrenagens são utilizadas para transmitir torque e velocidade angular para uma variedade de aplicações. Existe também uma grande variedade de tipos de engrenagem para escolher. Nesta seção trataremos da engrenagem cilíndrica reta, com eixos paralelos e tendo dentes paralelos ao eixo de coordenadas do eixo, assim como helicoidais, cônicas e sem fim podem acomodar eixos não paralelos. Sabe-se que as engrenagens são padronizadas com relação à forma do dente e ao tamanho. Este material seguirá os métodos AGMA (*American Gear Manufacturers Association*) e as recomendações definidas padrões.

As engrenagens têm uma longa história. A ancestral Carroça Chinesa Apontando para o Sul, supostamente usada para navegar pelo deserto de Gobi, nos tempos pré-bíblicos, continha engrenagens. Leonardo da Vinci mostra muitos arranjos de engrenagens em seus desenhos. As primeiras engrenagens eram provavelmente feitas cruamente de madeira e outros materiais fáceis de serem trabalhados, com seus dentes sendo meramente uns pedaços de madeira inseridos em um disco ou roda.

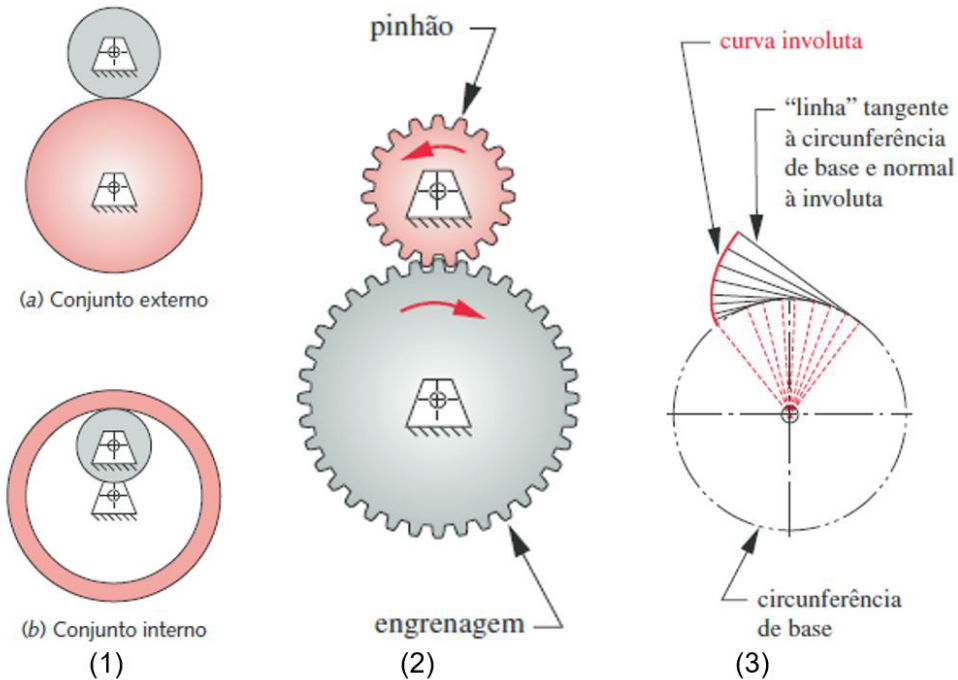
Foi apenas na Revolução Industrial que as máquinas demandaram, e que as técnicas de manufatura permitiram, a criação de engrenagens como agora as conhecemos, com dentes especialmente moldados ou cortados em um disco de metal. Há uma grande quantidade de terminologia especializada para engrenagens, e é necessário que o leitor se familiarize com esses termos, pois, chamar as coisas por seus nomes corretos é importante, mas não suficiente para assegurar o completo entendimento do tópico.

2 TEORIA DO DENTE DE ENGRENAGEM

O meio mais fácil de transferir movimento rotatório de um eixo a outro é com um par de cilindros rodando. Eles podem ser um conjunto externo de cilindros rolando, como mostrado na Figura 18a, ou um conjunto interno, como mostrado na Figura 18b. Se houver atrito suficiente disponível na interface de rolamento, esse mecanismo funcionará muito bem. Não haverá escorregamento entre os cilindros até que a força de atrito máxima disponível na junção seja excedida pelas demandas da transferência de torque.

As principais deficiências do mecanismo de comando de rolamento de cilindro são a capacidade relativamente baixa de torque e a possibilidade de escorregamento. Alguns mecanismos de comando requerem sintonia de fase dos eixos de entrada e saída para propósito de sincronismo. Isso requer a adição de alguns dentes aos cilindros rodando. Assim, eles se transformam em engrenagens, como mostrado na Figura 18 (2), e são juntos denominados par de engrenagens. Quando duas engrenagens são colocadas em contato para formar um par de engrenagens como esse, é costumeiro referir-se à menor das duas engrenagens como um pinhão e a outra como engrenagem.

FIGURA 18 - (1) CILINDROS RODANDO; (2) PAR DE ENGRENAGENS EXTERNAS; (3) GERAÇÃO DA INVOLUTA DE UMA CIRCUNFERÊNCIA



FONTE: Adaptado de Norton (2013, p. 683-684)

3 LEI FUNDAMENTAL DO ENGRENAMENTO

Conceitualmente, dentes de qualquer forma prevenirão o escorregamento bruto. Velhos moinhos movidos à água e moinhos de vento usavam engrenagens de madeira cujos dentes eram meramente pedaços de madeira arredondados metidos nos aros dos cilindros. Mesmo ignorando a precariedade da construção desses exemplos pioneiros de pares de engrenagens, não existia a possibilidade de uma transmissão suave de velocidade porque a geometria dos dentes de “cavilha” violava a lei fundamental de engrenamento, que afirma que a razão de velocidade angular das engrenagens de um par de engrenagens deve manter-se constante durante o engrenamento. A razão da velocidade angular m_v é igual à razão do raio de referência (primitivo) da engrenagem de entrada para aquela da engrenagem de saída.

$$m_v = \frac{\omega_{ext}}{\omega_{int}} = \pm \frac{r_{int}}{r_{ext}} \quad (2.1)$$

Os raios de referência na Equação 2.1 são aqueles dos cilindros rodando aos quais estamos adicionando dentes. O sinal positivo ou negativo leva em conta a colocação dos cilindros interna ou externamente como mostrado na Figura 18. Uma colocação externa inverte a direção de rotação entre os cilindros e requer o sinal negativo. Um conjunto interno (e uma correia ou corrente) terá a mesma direção de rotação nos eixos de entrada e saída e requererá um sinal positivo na Equação 2.1. As superfícies de rotação dos cilindros se transformarão em circunferências de referência (primitivas) e os diâmetros correspondentes em diâmetros de referência (primitivos) das engrenagens. Os pontos de contato entre os cilindros jazem na linha de centro, como mostrado na Figura 18, e este ponto é chamado de ponto de referência (primitivo). A razão de torque ou o ganho mecânico m_A é o recíproco da razão de velocidades m_v :

$$m_A = \frac{1}{m_v} = \frac{\omega_{int}}{\omega_{ext}} = \pm \frac{r_{ext}}{r_{int}} \quad (2.2)$$

Uma aplicação comum das engrenagens reduz a velocidade e aumenta o torque para mover cargas mais pesadas, como na transmissão de seu automóvel. Outras aplicações requerem um aumento na velocidade, para o qual uma redução no torque deve ser aceita. Em qualquer caso, em geral é desejável manter constante a razão entre as engrenagens à medida que elas rodam. Qualquer variação na razão se mostrará como oscilação na velocidade de saída e torque, mesmo se a entrada for constante com o tempo. Para propósito de cálculos, a razão de engrenamento m_G é entendida como a magnitude da razão de velocidades ou de torques, qualquer deles que seja > 1 .

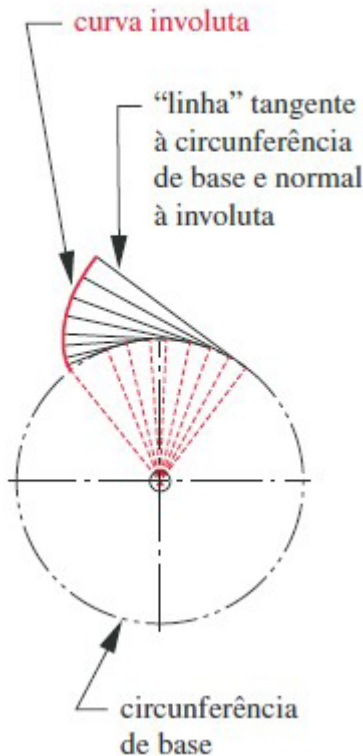
$$m_G = |m_V| \text{ ou } m_G = |m_A|, \text{ para } m_G \geq 1 \tag{2.3}$$

Em outras palavras, a razão de engrenamento é sempre um número positivo > 1, independentemente da direção segundo a qual a potência flui através das engrenagens. A fim de que a lei fundamental de engrenamento seja verdadeira, os contornos do dente da engrenagem nos dentes engrenantes devem ser conjugados um ao outro. Há um número infinito de pares conjugados possíveis que poderiam ser usados, mas somente umas poucas curvas têm visto aplicações práticas com dentes de engrenagem. A cicloide é ainda usada como forma de dente em alguns relógios de pulso e parede, mas a maioria das engrenagens usa a involuta de um círculo como forma delas.

3.1 A FORMA INVOLUTA DO DENTE

A involuta de um círculo é a curva que pode ser gerada desenrolando-se uma linha esticada de um cilindro, como mostrado na Figura 18 (3).

FIGURA 19 - GERAÇÃO DA INVOLUTA DE UMA CIRCUNFERÊNCIA



FONTE: Norton (2013, p. 684)

Observe o seguinte a respeito dessa curva involuta:

- A linha está sempre tangente ao círculo de base.
- O centro de curvatura da involuta está sempre em um ponto de tangência da linha com o círculo de base.
- Uma tangente à involuta é sempre normal à linha, que é o raio instantâneo de curvatura da curva involuta.

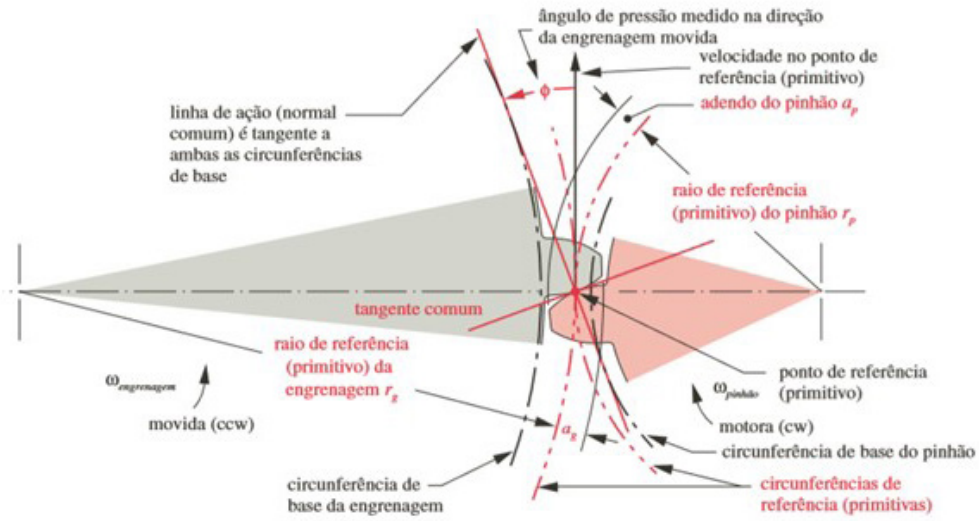
A Figura 20 mostra duas involutas em cilindros separados em contato ou “em engrenamento”. Elas representam dentes de engrenagem. Os cilindros de onde as linhas são desenroladas são chamados de circunferência de base das engrenagens respectivas. Observe que as circunferências de base são necessariamente menores que as circunferências de referência, que têm os raios originais dos cilindros rodando, r_p e r_g .

O dente da engrenagem deve ser projetado abaixo e acima da superfície de rolamento dos cilindros (circunferência de referência ou primitiva), e a involuta existe somente externamente à circunferência de base. A quantidade de dente que está saliente acima da circunferência de referência é chamada de adendo, saliência ou altura da cabeça, mostrada como a_p e a_g para o pinhão e engrenagem, respectivamente. Esses adendos são iguais para os dentes de engrenagem padronizados de profundidade completa.

Há uma tangente comum a ambas as curvas involutas do dente no ponto de contato, e uma normal comum, perpendicular à tangente comum. Observe que a normal comum é, na verdade, “as linhas” de ambas as involutas, que são colineares. Assim, a normal comum, que é também a linha de ação, sempre passa pelo ponto de referência (primitivo) sem importar onde no engrenamento os dois dentes estão se contactando. O ponto primitivo tem a mesma velocidade linear no pinhão e na engrenagem, chamada de velocidade de linha de referência (primitiva). O ângulo entre a linha de ação e o vetor de velocidade é o ângulo de pressão φ .

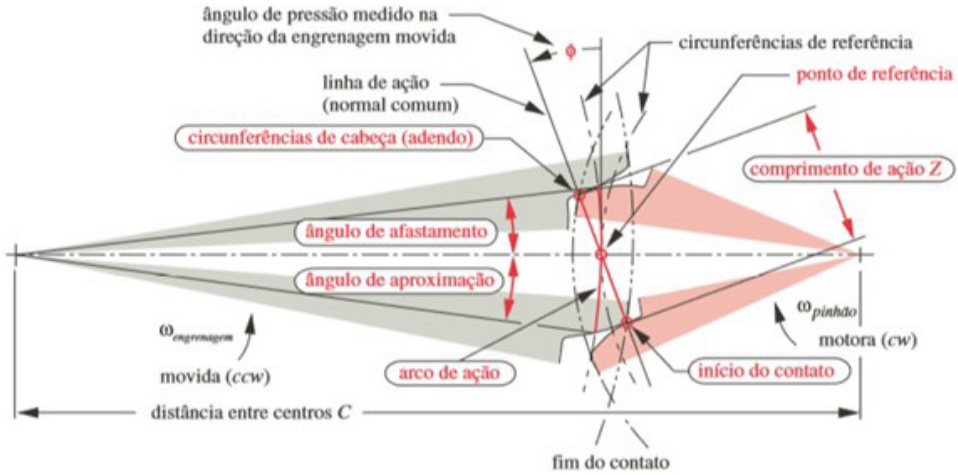
O ângulo de pressão φ de um par de engrenagens é definido como o ângulo entre a linha de ação (normal comum) e a direção da velocidade no ponto de referência (primitivo) tal que a linha de ação seja rodada de um ângulo φ em graus na direção de rotação da engrenagem movida, como mostrado nas Figuras 20 e 21. Os ângulos de pressão do par de engrenagens são padronizados pelos fabricantes de engrenagens a uns poucos valores, que são definidos na distância nominal entre os centros das engrenagens quando estas são cortadas. Os valores padronizados são 14,5°, 20° e 25°, sendo 20° o valor mais comumente usado e 14,5, obsoleto hoje em dia. As engrenagens podem ser feitas com qualquer ângulo de pressão, mas o custo comparado ao custo das engrenagens padronizadas dificilmente se justificaria. Teriam de ser feitos cortadores especiais. Para que as engrenagens possam trabalhar juntas, elas devem ser cortadas com o mesmo ângulo nominal de pressão.

FIGURA 20 - GEOMETRIA DE CONTATO E ÂNGULO DE PRESSÃO DOS DENTES DE ENGENRAGEM DA INVOLUTA



FONTE: Norton (2013, p. 685)

FIGURA 21 - COMPRIMENTO DE AÇÃO, ARCO DE AÇÃO E ÂNGULOS DE APROXIMAÇÃO E RECESSO (AFASTAMENTO) DURANTE O ENGENRAMENTO DA ENGENRAGEM E O PINHÃO



FONTE: Norton (2013, p. 686)

3.2 CLASSIFICAÇÃO DAS ENGRENAGENS

Os principais tipos de engrenagens empregadas na indústria e em equipamentos são:

- Engrenagens cilíndricas de dentes retos ou frontais.
- Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais.
- Engrenagens cônicas

3.3 OBTENÇÃO DE ENGRENAGENS

Vários métodos são usados para a fabricação de engrenagens. Eles podem ser divididos em duas categorias, conformação e usinagem. A usinagem se divide em operações brutas e de acabamento. A conformação se refere à fundição direta, moldagem, estampagem ou extrusão das formas dos dentes em molde, sinterizados ou materiais abrandados termicamente. A usinagem bruta e a de acabamento são técnicas de remoção de material usadas para cortar ou polir a forma do dente em um disco sólido à temperatura ambiente. Os métodos brutos são frequentemente usados em separado, sem nenhuma operação de acabamento subsequente para engrenagens que não requerem precisão. Apesar do nome, os processos grosseiros na verdade criam um dente de engrenagem suave e preciso. Apenas quando são requeridos alta precisão e funcionamento silencioso adiciona-se e justifica-se o custo de operações secundárias de acabamento.

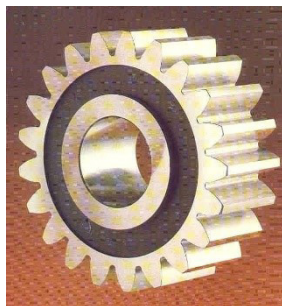
Dentes de engrenagem por conformação. Em todas as operações de conformação de dentes, os dentes na engrenagem são feitos todos ao mesmo tempo a partir de um molde ou guia no qual as formas do dente foram usinadas. A precisão dos dentes é inteiramente dependente da qualidade da guia (matriz) ou molde e, em geral, é muito menor do que aquela que pode ser obtida pelos métodos grosseiros e de acabamento. A maioria destes métodos tem um alto custo ferramental, fazendo com que sejam somente convenientes para produção de altas quantidades.

3.4 ENGRENAGENS DE DENTES RETOS

Engrenagens são elementos rígidos utilizados na transmissão de movimentos rotativos entre eixos. Consistem basicamente de dois cilindros nos quais são fabricados dentes. A transmissão se dá através do contato entre os dentes. Como são elementos rígidos, a transmissão deve atender a algumas características especiais, sendo que a principal é que não haja qualquer diferença de velocidades entre pontos em contato quando da transmissão do movimento. Eventuais diferenças fariam com que houvesse perda do contato ou o travamento, quando um dente da engrenagem motora tenta transmitir velocidade além da que outro dente da mesma engrenagem em contato transmite.

A Figura 22 mostra o tipo mais comum de engrenagem, chamada de engrenagem cilíndrica de dentes retos, em inglês “*spur gear*”. O termo engrenagem, embora possa ser empregado para designar apenas um dos elementos, normalmente é empregado para designar a transmissão. Uma transmissão por engrenagens é composta de dois elementos ou mais. Quando duas engrenagens estão em contato, chamamos de pinhão a menor delas e de coroa a maior. A denominação não tem relação com o fato de que um elemento é o motor e outro é o movido, mas somente com as dimensões.

FIGURA 22 - ENGRENAGEM CILÍNDRICA DE DENTES RETOS



FONTE: Antunes (2002, p. 1)

A Figura 23 mostra uma transmissão por engrenagens cilíndricas de dentes retos. Trata-se apenas de um arranjo demonstrativo, mas serve para mostrar a forma como os dentes entram em contato. Quando as manivelas ao fundo giram, o elemento da direita transmite potência para o da esquerda.

FIGURA 23 - TRANSMISSÃO POR ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS



FONTE: Antunes (2002, p. 2)

A lei de conservação de energia generaliza a expressão “transmite potência”. Isso significa que um dos elementos executa trabalho sobre o outro, para uma determinada taxa. Aparentemente, toda a potência é transmitida, porém a realidade é que parte dela é perdida pelo deslizamento entre os dentes. A transmissão de potência pode não descrever o objetivo de uma transmissão

por engrenagens na maioria das aplicações de engenharia. O que se deseja é transmitir um determinado torque, ou seja, a capacidade de realizar um esforço na saída da transmissão.

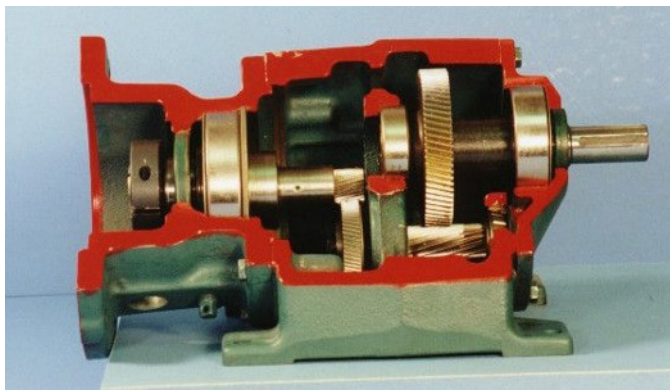
Dessa forma, parece estranho chamar a maioria dos conjuntos de transmissão por engrenagens de redutores. Isso acontece porque a aplicação mais comum em engenharia mecânica é entre os motores, que trabalham em velocidades elevadas, e as cargas, que normalmente não necessitam da velocidade angular suprida pelos motores. Os motores elétricos trabalham normalmente com velocidades que vão de 870 a 3600 rpm; motores a combustão apresentam faixa ótima de trabalho entre 2000 e 4500 rpm. Como exemplo, uma roda normal de um veículo (0,5 m) trabalha a cerca de 1000 rpm quando a velocidade é 100 km/h.

Com a possibilidade de controlar a velocidade nos motores em geral, a função de redução de velocidades deixou de ser tão importante. Um redutor, desprezadas as perdas no engrenamento, é capaz de prover à carga um torque tantas vezes maior que o do motor quanto for a relação de redução e isso é extremamente vantajoso. Motores menores podem ser utilizados, permitindo a partida dos dispositivos mecânicos graças a disponibilidade de torque adicional.

Obviamente, a aplicação principal no aumento do torque não exclui outras aplicações. Em algumas caixas de redução de automóveis, a transmissão aumenta a velocidade ao invés de reduzi-la, particularmente quando estão engatadas marchas para velocidade de cruzeiro, nas quais não é necessário um arranque tão significativo como quando o veículo está parado.

A Figura 24 mostra um redutor típico. Nele são utilizadas engrenagens cilíndricas de dentes inclinados (helicoidais), que serão discutidas em uma apostila posterior. Nota-se que o eixo de saída está à direita, na qual a rotação é menor porque os dois estágios do engrenamento consistem em pinhões e coroas em série, nessa ordem. Normalmente, em redutores dessa forma, a parte mostrada à esquerda é presa à carcaça de um motor a combustão.

FIGURA 24 - REDUTOR DE DUPLA REDUÇÃO COM ENGRENAGENS HELICOIDAIS



FONTE: Antunes (2002, p. 3)

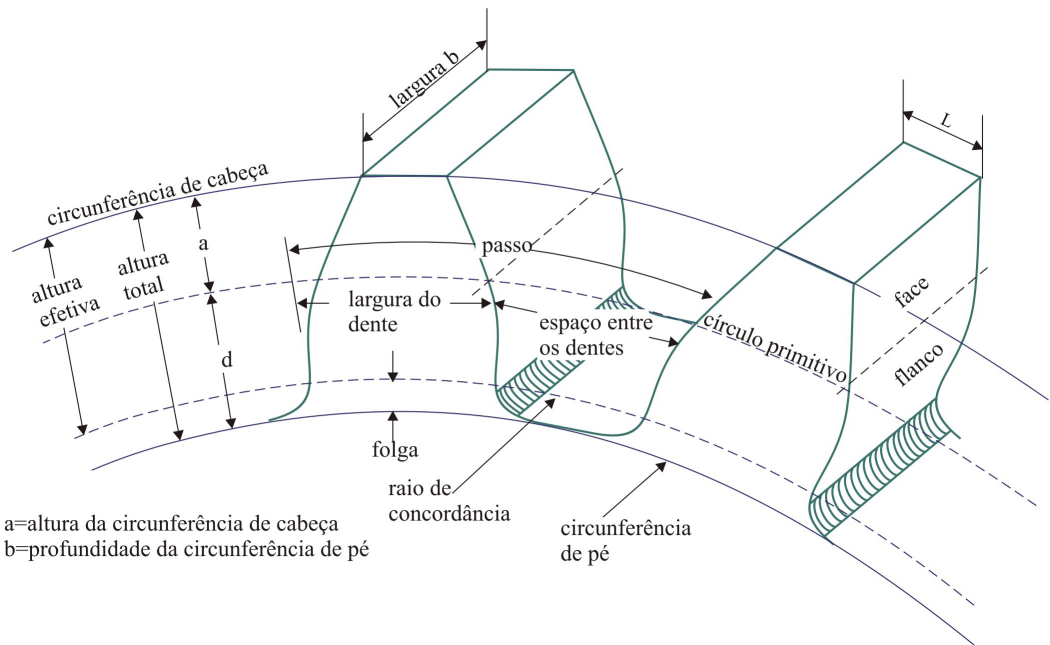
Este tópico trata basicamente de engrenagens cilíndricas de dentes retos. Os conceitos aqui apresentados servirão como base para a discussão de engrenagens helicoidais, cônicas e sem fim e coroa, que serão abordados em na próxima unidade.

3.4.1 Conceitos básicos e nomenclatura

A Figura 25 mostra um par de dentes de uma engrenagem e as principais designações utilizadas em sua especificação e seu dimensionamento. As dimensões a e d são medidas a partir no diâmetro do círculo primitivo. Com o diâmetro desse círculo é calculada a razão de transmissão de torque e de velocidades. Para o diâmetro primitivo é usado o símbolo d_v , onde i é a letra correspondente ao pinhão (p) ou a coroa (c). A dimensão L é a largura da cabeça e a dimensão b é a largura do denteado. A altura efetiva é medida entre a circunferência de cabeça e a de base. Com a cota na figura fica obvio qual é a circunferência de base. A altura total inclui a altura efetiva e a diferença entre os raios da circunferência de base e de pé, que define uma região onde não deve haver contato entre os dentes de duas engrenagens em uma transmissão. O raio de concordância do pé do dente existe no espaço abaixo da circunferência de base.

O espaço entre os dentes tem aproximadamente a mesma dimensão da largura do dente. Com o desgaste devido ao uso, esse espaço, conhecido como “backlash”, pode aumentar.

FIGURA 25 - NOMENCLATURA BÁSICA PARA ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS



FONTE: Antunes (2002, p. 4)

Existem basicamente duas formas de analisar a geometria de engrenagens, chamadas de sistemas de engrenagens: o sistema americano ou inglês, com diversas outras designações, e o sistema métrico. O primeiro usa como base a variável passo diametral (Diametral Pitch), cuja letra símbolo é P e que define o número de dentes por *polegada* do diâmetro primitivo. O sistema métrico baseia-se na variável Módulo, cuja letra símbolo é m , e que é definida como a razão entre o diâmetro primitivo em mm e o número de dentes da engrenagem.

Outra variável importante é o passo circular (p): definido como a razão entre o perímetro e o número de dentes (N_i). O passo pode ser calculado por:

$$\rho = \frac{\pi d_i}{N_i} = \pi \cdot m \quad (2.4)$$

Engrenagens que se acoplam devem ter o mesmo módulo (ou “*diametral pitch*”) a fim de que os espaços entre os dentes sejam compatíveis. Nota-se que, se as engrenagens não tiverem o mesmo passo circular, o primeiro dente entra em contato, mas o segundo não acoplará ao dente correspondente. Como o passo, por definição, é diretamente proporcional ao módulo, as engrenagens devem ter módulos iguais.

O módulo pode ser entendido como uma medida indireta do tamanho do dente, este são normalizados para permitir o maior intercâmbio de ferramentas de fabricação. Isso não significa que os módulos tenham que ser os recomendados, mas que é mais fácil encontrar ferramentas para confeccionar engrenagens com os seguintes módulos (em mm): 0,2 a 1,0 com incrementos de 0,1 mm; 1,0 a 4,0 com incrementos de 0,25; 4,0 a 5,0 com incrementos de 0,5 mm.

As dimensões a e d , mostradas na Figura 25, também têm valores recomendados. Para a altura da circunferência de cabeça é recomendado utilizar $a = m$. Para a profundidade da circunferência de pé é recomendado utilizar $d = 1,25 m$.

O diâmetro da circunferência de base é obtido através do ângulo de pressão, que pode assumir os valores de 20°, 25° e 14,5°. O primeiro valor é utilizado na grande maioria das vezes, a ponto de já ser considerado um valor padrão. O ângulo de 25° ainda é utilizado em engrenagens fabricadas na América do Norte.

O ângulo de pressão e sua relação com a circunferência de base será melhor discutido no item seguinte. A recomendação para a largura do dente a do b é que seja no mínimo 9 vezes o módulo e no máximo 14 vezes. Para o raio de concordância no pé do dente a recomendação é que seja de um terço do módulo.

3.4.2 Engrenagens conjugadas e interferência

Tanto o pinhão como a coroa devem trabalhar de forma que a velocidade tangencial no círculo primitivo seja a mesma, sob pena de violar a hipótese de que os elementos são rígidos.

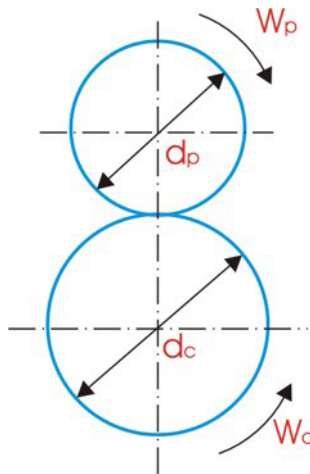
Assim, uma transmissão por engrenagens pode ser imaginada como que formada por dois cilindros em contato sem deslizamento, com diâmetros iguais aos dos círculos primitivos das engrenagens. A Figura 26 mostra essa idealização. Nessa figura ω_p é a velocidade angular do pinhão e ω_c é a velocidade angular da coroa.

Por questão de conversão na figura tem-se:

$$w_p = \omega_p$$

$$w_c = \omega_c$$

FIGURA 26 - IDEALIZAÇÃO PARA ENGRENAGENS TRANSMITINDO COMO CILINDROS EM CONTATO



FONTE: <<https://player.slideplayer.com.br/2/5631728/data/images/img5.jpg>>. Acesso em: 27 abr. 2020.

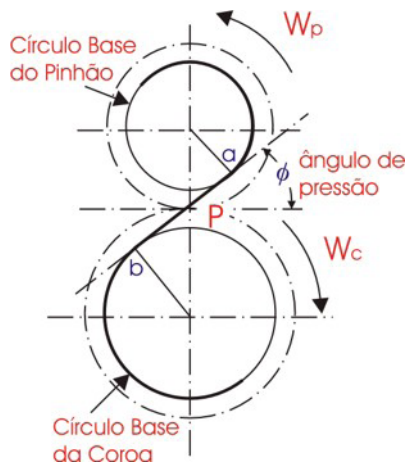
Como a transmissão é feita pelo contato entre os dentes, é necessário definir um perfil para os dentes que permita que a relação entre as velocidades angulares (R) seja constante durante o funcionamento. A relação de velocidades pode ser dada pela equação 2.5. Essa relação é o inverso da relação entre os diâmetros, ou seja, a coroa sempre trabalha com menor rotação.

$$R = \frac{\omega_p}{\omega_c} = \frac{d_c}{d_p} \tag{2.5}$$

Diversos perfis atendem a restrição de que a relação entre as velocidades angulares seja constante. No entanto, apenas um deles tem aplicação universal e é relevante para estudo nesta disciplina, o chamado perfil evolvental. Esse perfil é caracterizado pela curva evolvente que pode ser obtida pelo desenrolar de um fio em torno de um cilindro, como em um carretel. Um ponto qualquer do fio tem a propriedade de estar sempre no tangente a um mesmo círculo, não importa quanto do fio tenha sido desenrolado. Esse círculo é chamado de círculo base, porque define a circunferência ao longo da qual o fio é desenrolado. A curva descrita pelo ponto escolhido é chamada de evolvente. Como o ponto está sempre ao longo da tangente ao círculo e descreve uma curva, a normal à curva está sempre na direção da tangente instantânea. Se o dente for construído com o formato da curva, a normal ao dente estará sempre na direção da tangente à circunferência de base.

A Figura 27 apresenta uma idealização que permite visualizar como as propriedades da curva evolvente podem ser empregadas na construção de transmissões com relações de constantes. A figura mostra dois círculos externos, representando os círculos primitivos em contato. Mostra também dois círculos internos, que representam os círculos de base, nos quais está enrolado um fio, como se fossem polias de transmissão comuns. Os círculos internos e externos estão presos aos mesmos eixos. Para que não haja deslizamento entre os círculos primitivos, é necessário que a razão de diâmetros desses círculos seja a mesma que a razão dos dois círculos de base. Como o fio é tangente aos dois círculos de base e a relação entre os diâmetros é a mesma, ele corta obrigatoriamente a linha de centros no ponto de contato entre os cilindros primitivos, qualquer que seja o ângulo ϕ . Este ângulo é chamado de ângulo de pressão ou de ação; o ponto de contato entre os cilindros é chamado de ponto primitivo P ; a reta ab é chamada de linha de ação ou de forças; a relação entre os raios de cada circunferência de base e de sua circunferência primitiva correspondente é o $\cos\phi$.

FIGURA 27 - IDEALIZAÇÃO PARA DEMONSTRAÇÃO DA TRANSMISSÃO UTILIZANDO PERFILES EVOLVENTES

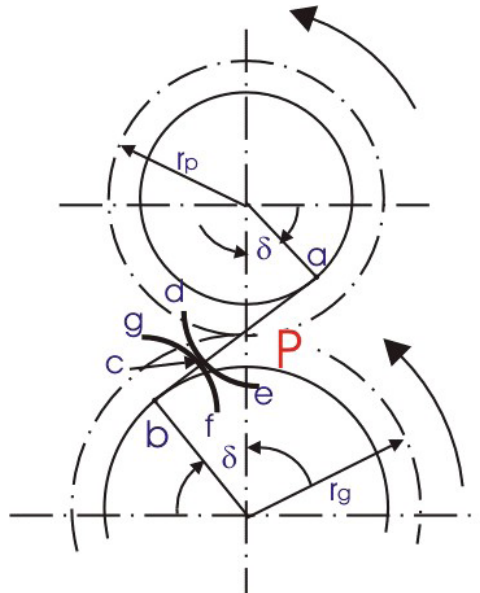


FONTE: <<https://player.slideplayer.com.br/2/5631728/data/images/img6.jpg>>. Acesso em: 27 abr. 2020.

Se escolhermos um ponto qualquer c , entre a e b , e cortarmos o fio neste ponto, teremos dois seguimentos de fio enrolados nos dois círculos de base. A figura mostra as curvas geradas com a movimentação do ponto c nas duas partes do fio. Uma delas descreve a curva de e a outra descreve a curva gf . Pela definição anterior, ambas são curvas evolventes e a sua normal num ponto é a tangente à circunferência de base. O ponto c foi escolhido aleatoriamente. Se fosse escolhido um pouco mais em direção ao ponto a , as mesmas observações seriam válidas. Escolher esse outro ponto seria o mesmo que girar o pinhão na direção anti-horário. Tente imaginar esse movimento em uma velocidade bem baixa enquanto olha na figura. Não fica claro que as curvas evolventes se movem como que rolando uma sobre a outra? O ponto de contato não continua sobre a reta ab ? Pois é exatamente o que acontece. Dentes com perfis evolventais rolam e deslizam uns sobre os outros durante o movimento.

Há ainda mais para ser obtido da Figura 28. Qual é a velocidade linear do ponto c na direção da linha de ação? Seja qual for, é a velocidade tangente à circunferência de base do pinhão e da coroa. Logo, se multiplicada pelo raio de base de cada elemento vai dar a rotação de cada um deles. Isso sempre ocorrerá, não importa o ponto ao longo de ab onde estiver o ponto c , desde que o perfil seja evolvental. Assim, não importa qual o valor da velocidade linear, a relação entre as rotações será sempre a mesma, pois só depende dos raios das circunferências de base e esses são constantes para o perfil evolvental.

FIGURA 28 - IDEALIZAÇÃO PARA DEMONSTRAÇÃO DA TRANSMISSÃO UTILIZANDO POLIAS E PERFIS EVOLVENTAIS



FONTE: <<https://player.slideplayer.com.br/2/5631728/data/images/img7.jpg>>. Acesso em: 27 abr. 2020.

A discussão acima mostra que o perfil evolvental atende à condição de que a relação de redução seja constante. Engrenagens que atendem a essa condição são chamadas de engrenagens conjugadas. Também mostra que a curva evolvente não pode ser gerada no interior do círculo de base. Assim, só deve existir rolamento entre os dentes em pontos externos ao seu diâmetro. Como o ângulo de pressão é fixo e previamente definido, pontos além de b ou de a na linha de ação não são pontos onde deva haver contato. Se houver contato em qualquer parte do dente onde o perfil não for evolvental, a transmissão não se dará com razão constante e haverá o que convencionou-se chamar de interferência.

Na Figura 25 foi mostrado que a circunferência de pé tem diâmetro menor que a de base. Isso ocorre porque é necessário prover espaço para que a cabeça do dente da outra engrenagem não encoste na engrenagem conjugada. Denominando a distância entre centros de C , a Figura 28 mostra que vale a relação:

$$\text{sen}\phi = \frac{\overline{ab}}{C} \quad (2.6)$$

Para que não haja interferência da circunferência de cabeça da coroa no pinhão, o raio dessa circunferência ($r_{cab,c}$) deve ser menor ou igual a distância do centro da coroa ao ponto a . Isso equivale a atender a relação:

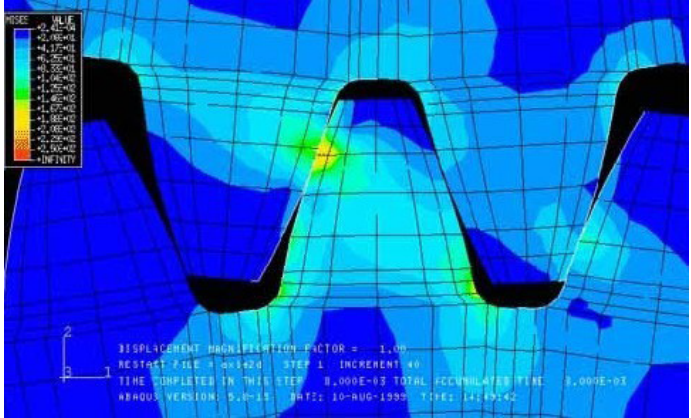
$$r_{cab,c} \leq \sqrt{(\overline{ab})^2 + r_{bc}^2} = \sqrt{(C \cdot \text{sen}\phi)^2 + r_{bc}^2} \quad (2.7)$$

Nesta equação, r_{bc} é o raio de base da coroa. Uma expressão semelhante pode ser usada para avaliar a interferência do pinhão na coroa.

3.4.3 Análise de tensões em dentes de engrenagens

Engrenagens podem falhar basicamente por dois tipos de solicitação: a que ocorre no contato, devido à tensão normal, e a que ocorre no pé do dente, devido à flexão causada pela carga transmitida. A fadiga no pé do dente causa a quebra do dente, o que não é comum em conjuntos de transmissão bem projetados. Geralmente, a falha que ocorre primeiro é a por fadiga de contato. A Figura 29 mostra um modelo por elementos finitos das tensões no contato. A parte que tende ao vermelho mostra as maiores tensões em magnitude (Von Mises) e a parte em azul as menores. Esse modelo corresponde exatamente ao resultado obtido por outras técnicas, como a fotoelasticidade, e mostra as tensões que levam às falhas citadas.

FIGURA 29 – MODELAGEM NUMÉRICA DAS TENSÕES NOS DENTES DE ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS



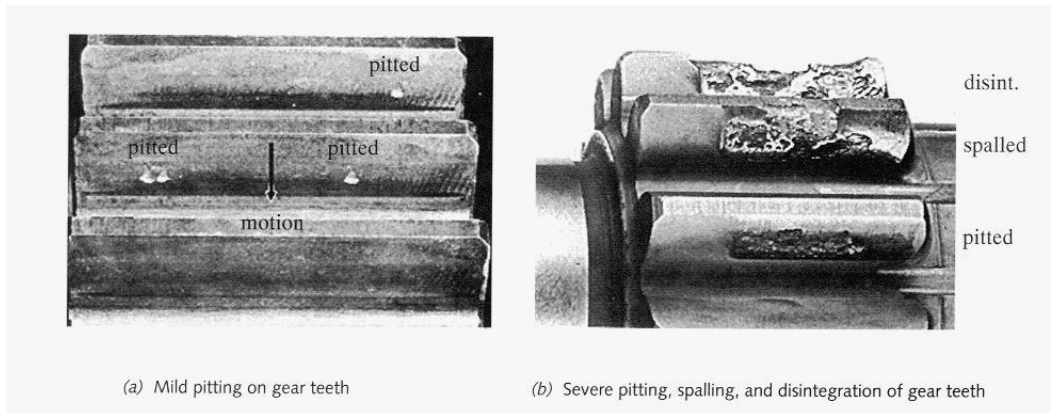
FONTES: Antunes (2002, p. 10)

A Figura 29 mostra duas engrenagens com falha por fadiga de contato. Esse tipo de falha pode ser avaliado pelo que convencionou-se chamar de critério de durabilidade superficial. A figura da esquerda mostra o estágio inicial da falha. Esses pequenos sulcos, chamados pites segundo nomenclatura brasileira recente, são formados na região próxima a linha primitiva do dente, que é definida pelo diâmetro primitivo. Surgem nessa região porque a velocidade de deslizamento entre os dentes se anula no ponto primitivo. Será verdade?

Novamente, será necessário um pouco de imaginação, para que não seja necessária a comprovação analítica. Suponha que, na Figura 29, as engrenagens estejam trabalhando com o pinhão (superior) movendo a coroa, da esquerda para a direita, lentamente. Quando os dentes entram em contato, é fácil notar que existe uma compressão na direção radial devido ao deslizamento. Quando os dentes estão deixando o contato, a tensão se inverte e passa a tração na direção radial. Como os elementos são rígidos, existe um pequeno deslizamento entre as superfícies dos dentes, tanto na entrada quanto na saída dos dentes em contato. Como existe a inversão no sentido do deslizamento, existe um ponto no qual esse deslizamento será zero e isso ocorre quando o contato é na linha primitiva. Já que o lubrificante depende do movimento relativo entre as superfícies para atuar (efeito elasto-hidrodinâmico), nessa região, a separação dos elementos em contato não é adequada. Por isso, os pites ocorrem ao longo dessa linha.

A Figura 30 ainda mostra o mesmo tipo de falha após a progressão. Nesse caso, a falha de fadiga por contato aumenta de tamanho e partes maiores são arrancadas da superfície.

FIGURA 30 – FALHA POR FADIGA DE CONTATO EM DENTES DE ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS



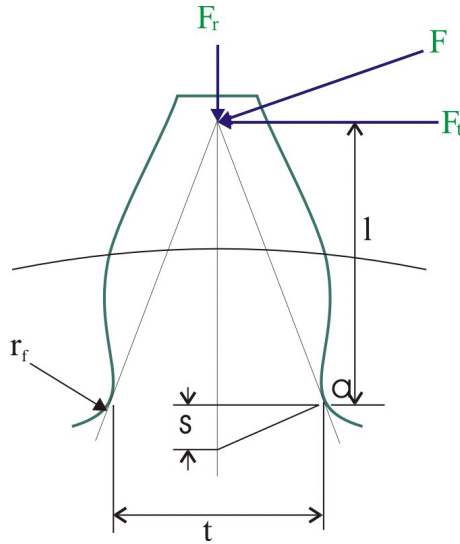
FONTE: Antunes (2002, p. 11)

3.4.4 Forças transmitidas no engrenamento

A primeira definição necessária ao projeto de um sistema de redução é a carga que se deseja transmitir. Essa definição permite estimar a potência necessária para a fonte e, em muitos casos, a própria fonte. Surgem então as questões básicas de projeto, tais como: Dada a rotação de entrada e saída do redutor, quantos pares de engrenagens devo usar? Definido o número de pares, qual é a relação de redução que devo utilizar em cada par? Engrenagens cilíndricas de dentes retos normalmente são empregadas com relações de redução de até três por par. É sempre importante lembrar que a potência dissipada pelo atrito aumenta proporcionalmente ao número de pares em contato em uma redução. O calor gerado dessa perda deve ser retirado do sistema, sob pena de que um aumento significativo na temperatura comprometa o lubrificante e causa falhas prematuras.

A potência a ser transmitida é a força tangencial F_t vezes a velocidade V na mesma direção, ou o torque T vezes a rotação ω . Assim, como a potência e a velocidade são dados de entrada dos problemas comuns de projeto, é necessário primeiro obter a força tangencial e depois a força total no contato. A Figura 30 mostra as forças agindo em um dente. A força no contato F é a razão entre a força tangencial e o cosseno do ângulo de pressão. A força F_r é o produto entre a força F_t e a tangente do ângulo de pressão. As forças estão mostradas no centro do dente apenas para ilustração do modelo utilizado para a avaliação da flexão no pé do dente. Também estão mostradas num ponto próximo à cabeça com a mesma finalidade.

FIGURA 31 - ESQUEMA DE FORÇAS EM ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS



FONTE: Antunes (2002, p. 12)

3.4.5 Tensões de flexão no pé do dente

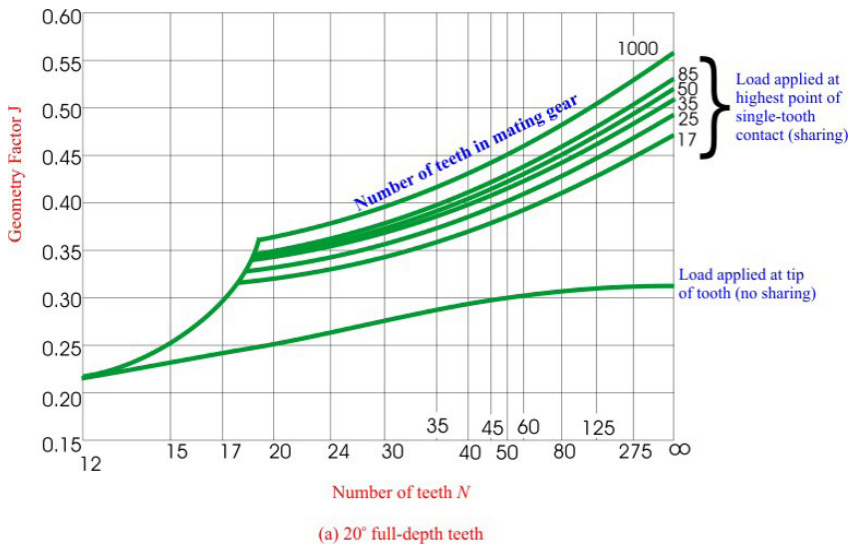
As tensões no pé do dente podem ser de tração ou compressão. A Figura 31 mostra que, para a força aplicada, a tensão será de tração no filete da direita e de compressão no da esquerda. Para engrenagens trabalhando em um só sentido, um dos lados do dente estará sempre em tração quando os dentes estiverem em contato. O outro lado estará sempre em compressão. Quando o sentido de trabalho é invertido, a tensão de flexão também muda de sinal. Em engrenagens intermediárias ou loucas, que transmitem potência entre outras engrenagens, os dentes sofrem tração e compressão em cada rotação do elemento.

O modelo atual para avaliação das tensões no pé do dente baseia-se nos estudos de Lewis (1892), que propôs um modelo simplificado considerando a carga aplicada na ponta do dente, com distribuição uniforme na largura do denteado, sem concentração de tensões, desprezando a carga radial e as forças de deslizamento. Em sua equação para o cálculo das tensões, Lewis propôs um modelo baseado num fator de forma Y , posteriormente batizado com o seu nome. Com base na proposição de Lewis, a Associação Americana de Fabricantes de Engrenagens (*American Gear Manufacturers Association* – AGMA), sugere a seguinte equação para o cálculo das tensões no pé do dente:

$$\sigma = \frac{F_t}{m.b.J} \cdot K_v K_o K_m \quad (2.8)$$

Nessa equação, a variável J é o fator geométrico, que é obtido a partir do fator de Lewis original com a inclusão da concentração de tensões para o raio de concordância recomendado e que leva em consideração o número médio de dentes em contato no engrenamento. Esse fator pode ser determinado a partir do gráfico mostrado na Figura 32, para ângulos de pressão de 20°. A curva inferior deve ser utilizada quando a razão de contato for pequena ou quando se deseja projetar com maior segurança, mas de forma não otimizada. As curvas superiores dependem do número de dentes da engrenagem conjugada e levam em consideração a distribuição das cargas quando são utilizadas as dimensões recomendadas para a cabeça e pé do dente.

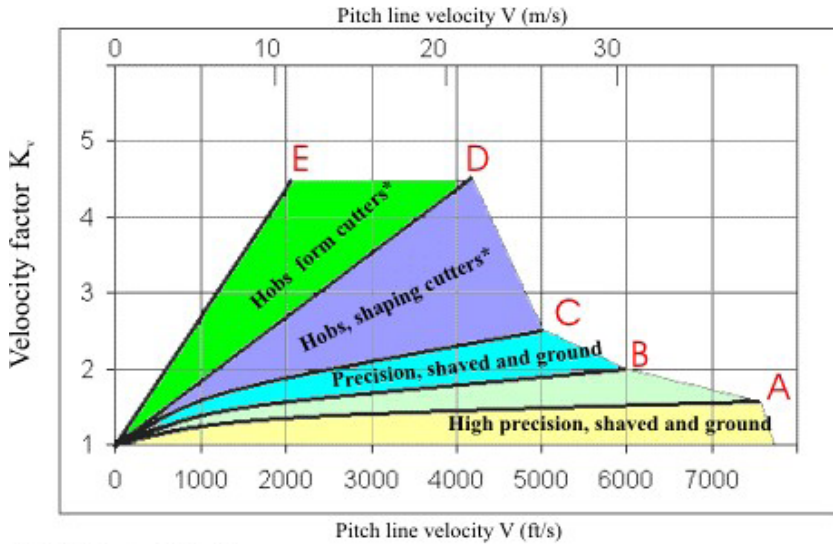
FIGURA 32- FATOR GEOMÉTRICO J PARA CÁLCULO DAS TENSÕES NO PÉ DO DENTE



FONTE: Antunes (2002, p. 13)

O fator de impacto ou de velocidades K_v é aplicado para levar em consideração o efeito das tolerâncias de fabricação nos choques sofridos pelos dentes devidos às diferenças dimensionais. Assim, depende da forma de fabricar e do tipo de ferramenta. A Figura 33 dá o valor desse fator para condições usuais de aplicação e velocidade. Esta última é levada em conta porque influencia na energia dissipada no choque.

FIGURA 33 - FATOR DE IMPACTO K_v PARA CÁLCULO DAS TENSÕES NO PÉ DO DENTE



* Limited to about 350 Bhn

FONTE: Antunes (2002, p. 14)

O fator de sobrecarga K_o leva em conta os choques decorrentes da fonte de acionamento (motor) e da carga. Para a maioria dos casos é suficiente classificar os choques em pequenos, médios ou intensos. A Tabela 12 mostra os valores recomendados para cada uma das situações.

O fator de correção para a precisão da montagem K_m é utilizado para incluir o efeito de alinhamento ou outras condições do arranjo que não permitam o contato em toda a extensão da largura do denteado. Os valores recomendados são dados na Tabela 13.

Uma vez definida a forma de calcular as tensões, resta o cálculo da resistência com a qual a tensão vai ser comparada. A resistência segue os mesmos princípios expostos na apostila sobre o assunto. Simplificando, a resistência à fadiga por flexão no pé do dente S_n pode ser calculada por:

$$S_n = S'_n \cdot C_L \cdot C_G \cdot C_S \cdot k_r \cdot k_l \cdot k_{ms} \tag{2.9}$$

TABELA 12 – FATOR DE CORREÇÃO PARA SOBRECARGA DEVIDO AOS CHOQUES KO

Fonte de Potência	Choques Gerados pela Carga		
	<i>Uniformes</i>	<i>Moderados</i>	<i>Intensos</i>
Uniformes	1,00	1,25	1,75
Leves	1,25	1,50	2,00
Médios	1,50	1,75	2,25

FONTE: Antunes (2002, p. 15)

TABELA 13 - FATOR DE CORREÇÃO PARA A PRECISÃO DE MONTAGEM K_M

Características da Montagem e do Dispositivo	Largura da Face (mm)			
	0 a 50,8	Até 152	Até 228	Até 407
Montagens precisas, pequena folga nos mancais, deflexões mínimas e engrenagens de precisão.	1,3	1,4	1,5	1,8
Montagens não tão cuidadosas, engrenagens com fabricação não tão precisas, contato ao longo de toda a largura do dente	1,6	1,7	1,8	2,2
Montagem e Precisão de forma a que não haja contato ao longo de toda a largura do dente	Acima de 2,2			

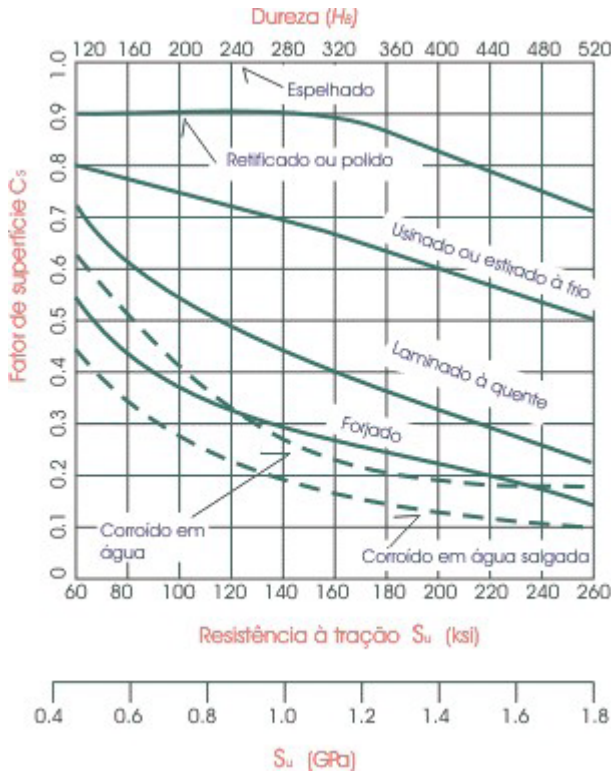
FONTE: Antunes (2002, p. 15)

O valor de S_n' é dado pelo ensaio de flexão alternada padronizado (ensaio de Moore). Como estimativa, pode-se considerar como a metade do valor do limite de resistência a tração S_u' para aços com valores de S_u de até 1400 MPa. Acima disso, é aconselhável adotar o valor de 700 MPa, já que o comportamento não é linear.

Os valores dos coeficientes C_L , C_G e C_S são obtidos da forma usual descrita na apostila correspondente. Para o primeiro coeficiente, como trata-se de flexão, o valor será sempre 1,0. O valor do coeficiente C_G , que leva em consideração o

tamanho do dente, pode ser considerado unitário para módulos menores que 5,0 mm e 0,85 para módulos maiores. O valor do coeficiente de acabamento superficial C_s pode ser obtido na Figura 34 em função do tipo de fabricação e da dureza superficial. Deve-se tomar o cuidado de avaliar se a verificação está ocorrendo na superfície ou logo abaixo dessa, onde a dureza é significativamente menor, mas não há razão para utilizar um valor diferente de 1,0.

FIGURA 34 – FATOR DE CORREÇÃO PARA O ACABAMENTO SUPERFICIAL C_s



FONTE: Antunes (2002, p. 16)

O fator k_f define a probabilidade de falha com a qual se deseja trabalhar. Pode ser definido também como uma medida da confiabilidade do seu projeto, embora esse termo não seja bem empregado dessa forma.

O fator k_t leva em consideração a temperatura do conjunto. Só é levado em consideração para temperaturas acima de 70 °C. O fator pode ser calculado aproximadamente por:

$$k_t = \frac{345}{275 + T(^{\circ}C)} \tag{2.10}$$

O fator k_{ms} é um fator que leva em conta o fato de que os dentes de engrenagem podem trabalhar em um só sentido. Se trabalharem nos dois, o valor obtido em ensaio ou estimado para S_n' é válido, já que os ensaios são realizados com tensão alternada. Caso o conjunto de redução trabalhe em um só sentido, o valor da resistência não pode ser comparado com a tensão calculada segundo a equação 4, que usa o valor de F_p , que é a força máxima e não a amplitude de tensão. O valor correto seria a metade do valor da força e um diagrama de tensão constante seria necessário para comparar a tensão com a resistência. Para evitar esse trabalho adicional, demonstra-se que considerar a resistência cerca de 40% maior tem praticamente o mesmo efeito. Assim, define-se o fator $k_{ms} = 1,4$ para engrenagens que trabalham sempre em um mesmo sentido de rotação e $k_{ms} = 1,0$ para engrenagens que tem seu sentido invertido ou que trabalham como engrenagens intermediárias ou loucas.

TABELA 14 – FATOR DE CORREÇÃO PARA A CONFIABILIDADE K_R

Confiabilidade	Fator K_R
50	1
90	0,897
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659

FONTE: Antunes (2002, p. 17)

3.4.6 Tensões devidas ao contato entre os dentes

As teorias de contato são baseadas principalmente nos estudos de Hertz publicados em 1881. Hertz calculou a distribuição de tensões em sólidos elásticos de dimensões simples. O cálculo das tensões nos dentes de engrenagens é baseado em seu modelo para cilindros em contato.

Os problemas no contato não se limitam às tensões. De fato, se os dentes estiverem deslizando sob elevada pressão, poderá haver transferência de material entre eles (“scoring”). Além disso, a presença de partículas estranhas no lubrificante, ou vindas do próprio desgaste do material ou geradas pela contaminação, pode

causar abrasão nas superfícies. Os sulcos causados pela abrasão podem modificar significativamente a estabilidade da lubrificação e intensificar o problema. Para a abrasão, a filtragem do óleo durante o trabalho resolve o problema na maior parte das vezes. Para evitar a transferência de material, um lubrificante com a viscosidade adequada é a melhor solução. Para os problemas de pite, somente o projeto adequado e uma manutenção criteriosa podem resolver.

A equação para o cálculo das tensões superficiais no contato, baseada nos estudos de Hertz e modificada por Buckingham, é mostrada na equação 2.11. Nessa equação, os coeficientes K_i são os mesmos apresentados anteriormente. O valor da constante geométrica I é dado na equação 2.12. O coeficiente elástico C_p depende dos materiais em contato e é dado no Quadro 2. As demais variáveis foram definidas anteriormente.

$$\sigma_H = C_p \cdot \left(\frac{F_t}{b \cdot d_p \cdot I} \cdot K_V \cdot K_0 \cdot K_m \right)^{\frac{1}{2}} \tag{2.11}$$

$$I = \frac{R \cdot \text{sen}\phi \cdot \text{cos}\phi}{2(R + 1)} \tag{2.12}$$

QUADRO 2 - VALORES PARA O COEFICIENTE ELÁSTICO C_p

Material do Pinhão	Material da Coroa			
	Aço	Ferro Fundido	Bronze (E=121GPa)	Bronze (E=110 Gpa)
Aço	191	166	162	158
Ferro Fundido	166	149	149	145

FONTE: Antunes (2002, p. 18)

A determinação da resistência a fadiga de contato tem sido um dos desafios para os pesquisadores, já que existe uma grande dispersão dos resultados e uma sensibilidade às condições de uso que dificulta a definição de valores precisos. Moris e Cram reportaram um estudo que durou 24 anos para cilindros em contato com e sem deslizamento. No caso do deslizamento, simularam as condições encontradas em engrenagens. Os estudos levaram a definição da resistência à fadiga de contato e de um fator de tensões no contato, que servem de base para muitas aplicações.

Para o emprego no curso de Elementos de Máquinas II é suficiente que utilizemos estimativas confiáveis para a resistência à fadiga S_{fe} . Os valores propostos por Juvinall são mostrados na Tabela 15, para probabilidade de falhas de 1% e 10 ciclos de vida.

TABELA 15 – VALORES PARA A RESISTÊNCIA À FADIGA NO CONTATO S_{FE}

Material	S_{fe} (MPa)
Aço	2,8.(HB)-69
Ferro Fundido Nodular	0,95.[2,8.(HB)-69]
Ferro Fundido Grade 30	482

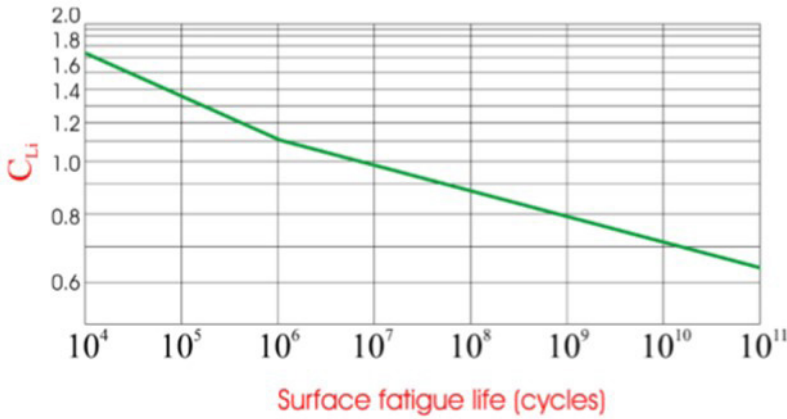
FONTE: Antunes (2002, p. 19)

A resistência à fadiga no contato, de forma diferente da fadiga usual, não tem um limite definido, abaixo do qual não haverá a falha. Por isso, é necessário corrigir o valor da Tabela 15 por um fator de vida C_{Li} , que é utilizado para vidas diferentes de 10 ciclos. O fator C_{Li} segue no gráfico da Figura 35. Para cada valor de vida o fator adquire um valor diferente, conforme o gráfico.

Também é necessário corrigir a resistência para probabilidades de falha diferentes da especificada para a tabela, utilizando o fator C_R . Este fator tem o valor 1,25 para confiabilidade de 50% e 0,8 para confiabilidade de 99,9%. Obviamente é 1,0 para confiabilidade de 99%. A equação a seguir mostra como calcular a resistência à fadiga corrigida:

$$S_H = S_{fe} \cdot C_{Li} \cdot C_R \quad (2.13)$$

FIGURA 35 - FATOR DE VIDA C_L PARA CÁLCULO DAS TENSÕES NO CONTATO



FONTE: Antunes (2002, p. 20)

3.4.7 Projeto de redutores por engrenagens

No projeto de redutores por engrenagens o objetivo é obter um conjunto de dimensões adequadas para suportar as cargas que se deseja transmitir. Para isso, são utilizados todos os conceitos da análise. No início do projeto, o engenheiro dispõe apenas das condições de contorno do problema, que são a magnitude da carga, as velocidades de entrada e saída, características do acionamento e do carregamento, condições de uso etc.

Para que o projeto possa ser desenvolvido, as seguintes recomendações são úteis: geralmente deseja-se que o conjunto redutor tenha pequenas dimensões. Isso permitirá que a inércia inicial de movimento seja pequena e, para a maioria dos casos, causará a redução nos custos de fabricação. Para tanto a recomendação é utilizar o menor número de dentes razoável. Para o pinhão, o número mínimo recomendado é 18, quando o ângulo de pressão for 20° .

É sempre conveniente fabricar o pinhão com dureza superior à da coroa. O pinhão vai atingir vida desejada primeiro que a coroa e deve ter maior resistência. Em especial quanto a dureza superficial, que define a resistência à fadiga de contato, deve-se adotar um valor 10 a 15% superior ao da coroa.

O aumento da dureza causa o correspondente aumento na resistência à fadiga e na força máxima que pode ser transmitida. Um aumento de 10% na dureza poderia causar um aumento de até 30% na resistência e até 65% na força máxima que pode ser transmitida. O aumento na dureza não causa tanto aumento na resistência à fadiga no pé do dente, porque o aumento causado na resistência à tração, com reflexo em S_{Hr} , é reduzido pela queda do fator C_{Sf} , que é menor quanto maior for a dureza.

Aumentar o tamanho do dente, aumentando o módulo, tem grande influência na resistência à fadiga do dente, já que causa a diminuição da tensão de flexão. Existe um ponto de equilíbrio, no qual um dente de determinado tamanho e dureza teria igual probabilidade de falhar por fadiga de flexão e por durabilidade superficial. No entanto, para a maioria dos casos, a vida é menor quando levada em conta a durabilidade superficial.



Quanto maior a dureza dos dentes, maior o custo de fabricação; menor o tamanho do conjunto projetado; menores os custos de embalagem; menores velocidades e K_v ; menor o deslizamento e o desgaste e, portanto, menor o custo total.

O procedimento normal de projeto consiste em adotar as menores dimensões dentro do recomendado e calcular o módulo necessário para utilizar um material escolhido e um processo de fabricação especificado na construção do conjunto. Com o módulo, todas as demais dimensões padronizadas, a menos da largura do denteado que deve ser especificada, podem ser calculadas.

RESUMO DO TÓPICO 2

Neste tópico, você aprendeu que:

- Há dois tipos principais de falhas de engrenagem: quebra do dente por tensões de flexão e crateração por tensões de superfície (Hertzianas).
- A falha por flexão é a mais desastrosa, pois a quebra do dente normalmente desabilita a máquina.
- A falha de crateração vem gradualmente e dá aviso audível e visível.
- Ambas as falhas são de fadiga devido ao tensionamento repetido de dentes individuais à medida que entram e saem do engrenamento.
- A geometria de dente involuta é crucial para a operação e vida das engrenagens.
- A AGMA define um perfil de dente padronizado além de várias modificações para aquele padrão para diversas situações.
- Fatores geométricos necessários para os cálculos apropriados das tensões são definidos para essas geometrias.
- As equações importantes usadas são:

- Passo circular: $p_c = \frac{\pi d}{N}$

- Passo diametral: $p_d = \frac{N}{d}$

- Módulo métrico: $m = \frac{d}{N}$

- Razão de engrenamento: $m_G = \frac{N_g}{N_p}$

- Razão de contato: $m_p = \frac{P_d Z}{\pi \cos \phi}$

$$Z = \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p \cos \phi)^2} + \sqrt{(r_g + a_g)^2 - (r_g \cos \phi)^2} - C \sin \phi$$

- Carga tangencial nos dentes da engrenagem: $W_t = \frac{T_p}{r_p} = \frac{2T_p}{d_p} = \frac{2P_d T_p}{N_p}$

- Equações para tensão de flexão: $\sigma_b = \frac{W_t P_d}{FJ} \frac{K_a K_m}{K_V} K_S K_B K_1$
- $\sigma_b = \frac{W_t}{FmJ} \frac{K_a K_m}{K_V} K_S K_B K_1$
- Equação de tensão de superfície: $\sigma_c = C_P \sqrt{\frac{W_t}{FId} \frac{C_a C_m}{C_V} C_S C_f}$
- Equação de resistência à fadiga de flexão: $S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb'}$
- Equação de resistência à fadiga de superfície: $S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T K_R} S_{fc'}$



1 Um pinhão cônico de dentes retos de 20° de ângulo de pressão, com 14 dentes e passo diametral de 6 dentes/in, aciona uma coroa de 32 dentes. Os dois eixos formam 90° entre si e estão no mesmo plano. Encontre:

- distância de cone;
- os ângulos primitivos;
- os diâmetros primitivos.

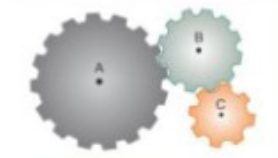
2 A esquematização da figura a seguir representa um conjunto de engrenagens, acionadas por um motor que tem suas curvas de desempenho máximo a potência de $P = 47 \text{ KW}$ para um torque máximo e com uma rotação de 2830 RPM. Este motor está acoplado a engrenagem (C) e acionada simultaneamente as engrenagens (A) (B).

As características da engrenagem são:

Pinhão (C): $Z_C = 8$ dentes, $M = 2\text{mm}$ (Módulo).

Engrenagem (B): $Z_B = 11$ dentes, $M = 2\text{mm}$ (Módulo).

Engrenagem (A): $Z_A = 15$ dentes, $M = 2\text{mm}$ (Módulo).



FONTE: A autora

Determine para a condição de torque máximo.

- Velocidade angular do pinhão (C) $[\omega_C]$
- Frequência do pinhão (C) $[f_C]$
- Torque do pinhão (C) $[M_{TC}]$
- Velocidade angular da engrenagem (B) $[\omega_B]$
- Frequência da engrenagem (B) $[f_B]$
- Rotação da engrenagem (B) $[n_B]$
- Torque da engrenagem (B) $[M_{TB}]$
- Velocidade angular da engrenagem (A) $[\omega_A]$
- Frequência da engrenagem (A) $[f_A]$
- Rotação da engrenagem (A) $[n_A]$
- Torque da engrenagem (A) $[M_{TA}]$
- Relação de transmissão $[i]$ [pinhão (C)/Engrenagem (B)]
- Relação de transmissão $[i]$ [pinhão (C)/Engrenagem (A)]
- Força tangencial $[F_T]$
- Velocidade periférica da transmissão $[V_p]$

3 Uma transmissão por engrenagens ampliadora de velocidade é composta por um motor elétrico com potencia de 12 CV (8826 W), que gira uma coroa com 52 dentes com uma rotação de 1800 RPM. Por sua vez, movimenta um pinhão com 27 dentes. Ambos os módulos das engrenagens são de 3 mm. Para essa transmissão, determine:

- a) Velocidade angular da coroa (ω_1)
- b) Frequencia da coroa (f_1)
- c) Torque na coroa (M_1)
- d) Velocidade angular do pinhão (ω_2) (Z = número de dentes de cada engrenagem)
- e) Frequência do pinhão (f_2)
- f) Torque no pinhão ($M_{t,2}$)
- g) Rotação do pinhão (n_2)
- h) Relação de transmissão (i)
- i) Força tangencial (d_{01})
- j) Velocidade periférica (r)

ENGRENAGENS HELICOIDAIS, CÔNICAS E SEM FIM

1 INTRODUÇÃO

Há engrenagens disponíveis em muitas outras configurações de dentes para aplicações específicas. A complexidade do problema aumenta significativamente quando essas formas de dente de engrenagem mais complicadas são usadas. A *American Gear Manufacturers Association* (AGMA) apresenta dados detalhados e algoritmos para o cálculo delas. Basearemos esta apresentação nas recomendações da AGMA, mas não poderemos dar um tratamento completo deste tema complexo no espaço disponível aqui. Recomendamos que o leitor consulte as normas da AGMA para mais informações quando confrontado com um problema verdadeiro de projeto envolvendo engrenagens.

2 ENGRENAGENS HELICOIDAIS

A geometria desse tipo de engrenagem, as solicitações as quais os dentes estão sujeitos, a resistência dos dentes e os fatores que devem ser levados em conta no projeto. Trata-se de um resumo, sendo necessária a consulta a textos especializados para aprofundamento.

Engrenagens cilíndricas de dentes inclinados, ou helicoidais, são construídas com dentes que não são alinhados com a direção axial dos elementos de transmissão. São utilizadas quando é necessário construir reduções que ocupem menor espaço axial e que gerem menor ruído. A primeira característica vem do fato de que a largura efetiva dos dentes é maior do que a de engrenagens cilíndricas de dentes retos e a segunda é devido ao engrenamento gradual dos dentes.

A Figura 36 mostra um conjunto de redução com esse tipo de engrenamento. As engrenagens têm os dentes inclinados em sentido oposto uma da outra, para permitir o engrenamento sem que os dentes se cruzem. Se imaginarmos o conjunto em movimento, é fácil observar o engrenamento gradual. Considere a engrenagem da direita movendo a da esquerda: a parte do dente mais próxima da face frontal das engrenagens entra em contato primeiro e o restante do dente vai gradualmente entrando em contato com o resto do dente conjugado. Também é possível observar que o rolamento entre os dentes ocorre num plano inclinado em relação à face do conjunto. Assim, o perfil evolvente deve ser gerado em torno de um cilindro que também está inclinado em relação aos eixos das engrenagens.

FIGURA 36 - ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES INCLINADOS (HELICOIDAIS)



FONTE: Antunes (2010, p. 2)



Engrenagens de dentes inclinados geram esforços axiais, já que o contato ocorre em um plano inclinado em relação ao eixo dos elementos. Para suportar esses esforços deve-se prever a utilização de mancais de escora ou mancais radiais, como os rolamentos de contato angular. Uma providência de projeto bastante comum é a montagem de uma redução com dois pares de engrenagens, cada conjunto gerando esforços axiais em uma direção.

Com engrenagens semelhantes, os esforços axiais resultantes serão mínimos como mostrado na Figura 37.

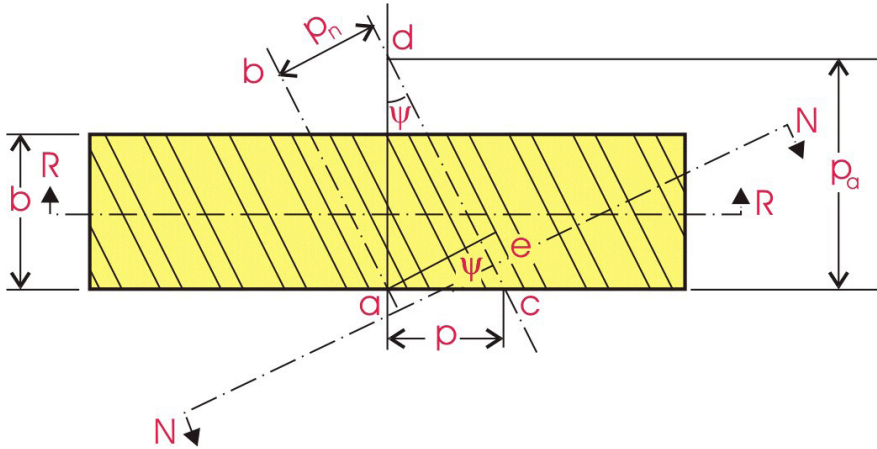
FIGURA 37 - MONTAGEM DE UM PAR DE ENGRENAGENS HELICOIDAIS PARA EVITAR ESFORÇO AXIAL



FONTE: Antunes (2010, p. 2)

Um esquema dos dentes e das variáveis envolvidas no estudo das engrenagens helicoidais é mostrado na Figura 38. Nesta Figura, ψ (psi) é o ângulo de hélice, que define a inclinação dos dentes em relação ao eixo das engrenagens; p é o passo; p_n é o passo normal ou ortogonal; p_a é o passo axial e b é a largura da engrenagem. A variável b' , não mostrada, é utilizada para a largura efetiva dos dentes, que em engrenagens helicoidais depende do ângulo de hélice.

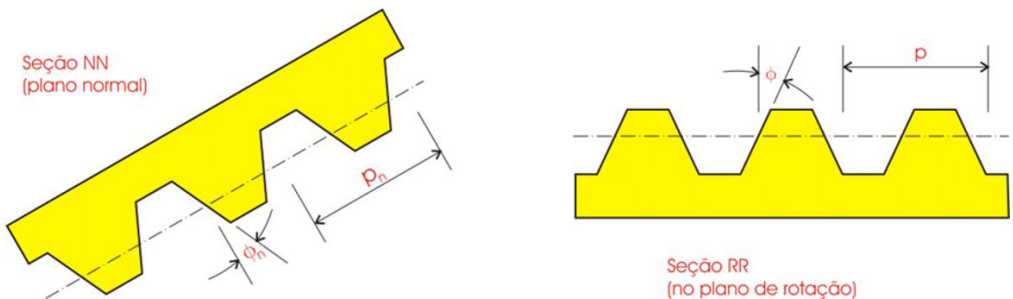
FIGURA 38 - VISTA SUPERIOR DE UMA ENGRENAGEM HELICOIDAL MOSTRANDO AS DESIGNAÇÕES MAIS IMPORTANTES



FONTE: Antunes (2010, p. 3)

A Figura 37 também mostra os planos RR e NN. O primeiro é o plano perpendicular ao eixo da engrenagem e o segundo é perpendicular aos dentes. A visão dos dentes em cada plano é diferente. A Figura 39 mostra os dentes em ambos os planos. Nesta figura, ϕ_n é o ângulo de pressão normal ou ortogonal e ϕ é o ângulo de pressão. Pode-se notar que os ângulos são diferentes. O ângulo normal é o que realmente está no plano de rolamento e é normalizado. Embora o perfil dos dentes deva ser evolvental nesse plano, dificuldades de fabricação impedem que isso ocorra. Pequenas diferenças são levadas em conta no dimensionamento através da modificação dos fatores geométricos.

FIGURA 39 - VISUALIZAÇÃO DOS DENTES DE ENGRENAGENS HELICOIDAIS. À ESQUERDA, CORTE NO PLANO NN; À DIREITA, CORTE NO PLANO RR



FONTE: Antunes (2010, p. 3)

Com as Figuras 38 e 39 é possível descrever as relações entre as diversas ariáveis. Assim, o passo normal pode ser calculado pela equação 3.1:

$$p_n = p \cdot \cos\psi \quad (3.1)$$

O ângulo de pressão normal é dado por:

$$\tan\phi_n = \tan\phi \cdot \cos\psi \quad (3.2)$$

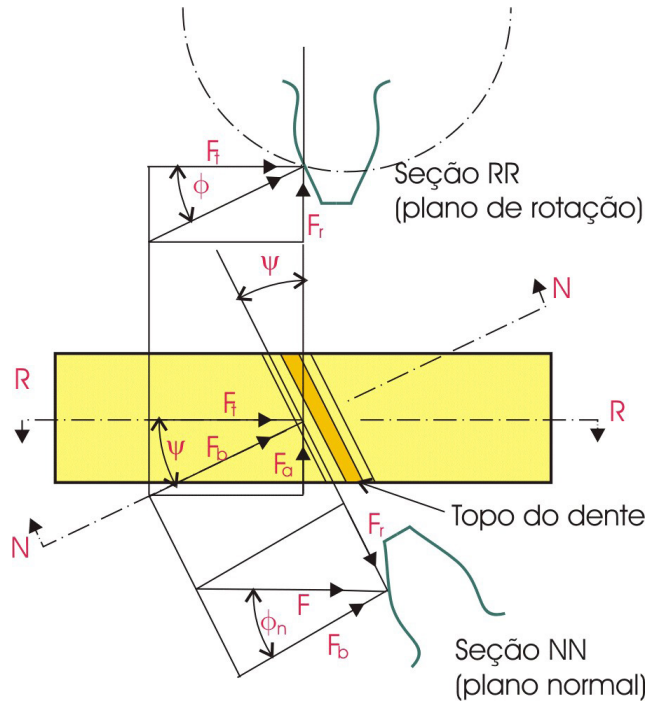
E o módulo normal, que é diretamente proporcional ao passo normal, é dado pela equação 3.3:

$$m_n = m \cdot \cos\psi \quad (3.3)$$

2.1 ANÁLISE DE FORÇAS EM ENGRENAGENS HELICOIDAIS

Conforme já mencionado, o contato entre os dentes ocorre no plano inclinado NN. Assim, a força de contato F , que é normal à superfície de ambos os dentes, também deve estar nesse plano. Devido à essa inclinação, três componentes de força são geradas. As componentes radial (F_r) e axial (F_a) não causam torque nos eixos de transmissão. A primeira causa flexão e a segunda apenas tensão axial. Embora sejam importantes no dimensionamento da transmissão como um todo (eixos, engrenagens, selos, mancais etc. aparecem apenas indiretamente nos cálculos das tensões nos dentes. De fato, uma vez que os ângulos de hélice e pressão para um conjunto de redução são fixos e definem a relação entre as forças, o efeito de cada uma pode ser incluído na força tangencial (F_t), que é a que define o torque que está sendo transmitido. A Figura 40 permite determinar as relações entre as forças. Nesta figura é mostrada uma vista superior da engrenagem helicoidal e os dentes nos planos RR e NN.

FIGURA 40 - ESQUEMA PARA A DETERMINAÇÃO DAS RELAÇÕES ENTRE AS FORÇAS EM ENGRENAGENS HELICOIDAIS



FONTE: Antunes (2010, p. 4)

A força tangencial pode ser obtida a partir dos dados de entrada do problema. Normalmente, esses dados são a potência (ou torque) e a rotação da fonte de acionamento (motor). Para calcular a força é necessário que se conheça o raio da engrenagem, que não está disponível no início de um projeto. Uma estimativa inicial do raio pode ser obtida levando-se em conta as recomendações de projeto descritas na apostila para engrenagens cilíndricas de dentes retos, que relacionam a distância entre centros e a redução desejada com as dimensões. Supondo o raio conhecido, pode-se obter a velocidade e, com a potência, calcular a força tangencial conforme a equação 3.4.

$$F_t = \frac{\dot{W}}{V} \quad (3.4)$$

A Figura 40 mostra que a relação entre F_t e F_r é dada pela equação 3.5.

$$F_r = F_t \cdot \tan \phi \quad (3.5)$$

A força axial F_a , gerada pela inclinação dos dentes e pelo contato no plano inclinado, depende do ângulo de hélice conforme a equação 3.5. A relação mostrada nessa equação pode ser vista no esquema de forças no centro da figura. Nesse esquema também pode ser vista a força que causa flexão no pé do dente, cujo símbolo é F_b e cuja relação com a força tangencial é mostrada na equação 3.7.

$$F_a = F_t \cdot \tan \psi \tag{3.6}$$

$$F_b = \frac{F_t}{\cos \psi} \tag{3.7}$$

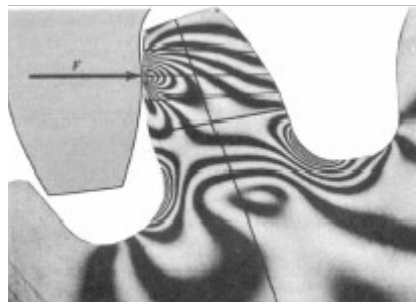
A força no contato entre os dentes é composta das componentes axial, tangencial e radial e pode ser obtida pela equação 3.8:

$$F = \frac{F_b}{\cos \phi_n} = \frac{F_t}{\cos \psi \cdot \cos \phi_n} \tag{3.8}$$

2.2 TENSÕES E RESISTÊNCIA EM ENGRENAGENS HELICOIDAIS

Da mesma forma que para engrenagens cilíndricas de dentes retos, as tensões relevantes para o dimensionamento dos dentes são geradas pela força a ser transmitida. A Figura 41 mostra um modelo fotoelástico de um dente em pexiglass em contato com outro de um material metálico. Por essa técnica é possível visualizar as linhas de deformação (ou tensão) geradas pelos esforços. A diminuição do espaçamento dessas linhas significa uma maior concentração de tensões. Observando a figura é possível identificar a raiz do dente e o ponto de contato entre os dentes como os pontos de maior tensão, conforme já visto no estudo de engrenagens de dentes retos.

FIGURA 41 - MODELO FOTOELÁSTICO DA DISTRIBUIÇÃO DE TENSÕES EM DENTES DE ENGRENAGENS



FONTE: Antunes (2010, p. 6)

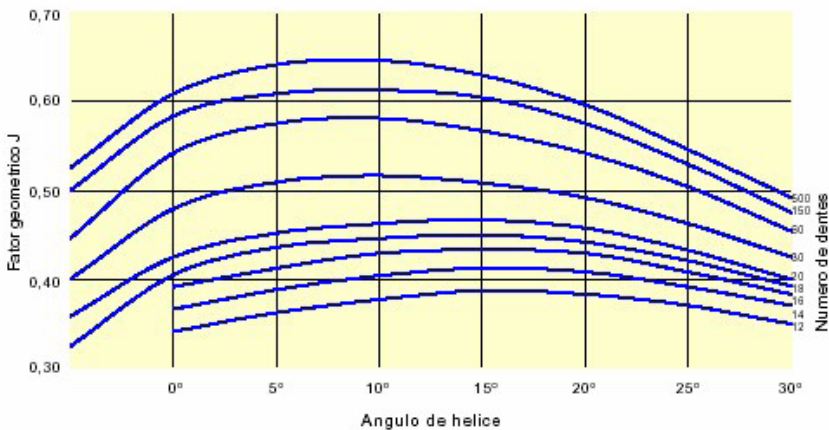
2.2.1 Tensões e resistência na raiz do dente

A equação 3.9 mostra o cálculo das tensões no pé do dente em engrenagens helicoidais, conforme recomendado pela Associação Americana dos Fabricantes de Engrenagens (AGMA), órgão regulador nessa matéria na América do Norte. Consiste basicamente na mesma equação apresentada para dentes retos e, portanto, valem as mesmas considerações, a menos de duas pequenas modificações. Engrenagens helicoidais, devido ao formato dos dentes, não são tão sensíveis ao desalinhamento, principalmente, se houver uma sobreposição de dentes em contato, isto é, mais de um dente estiver em contato em cada momento, o que é o esperado. Assim, o fator que leva em consideração a montagem, K_m , não precisa ter os valores recomendados no texto sobre engrenagens cilíndricas de dentes retos. A AGMA recomenda um valor 7 % menor, ou seja, recomenda a inclusão de um multiplicador de valor 0,93 na equação.

$$\sigma = \frac{F_t}{b.m.J} \cdot K_v \cdot K_o \cdot (0,93K_m) \quad (3.9)$$

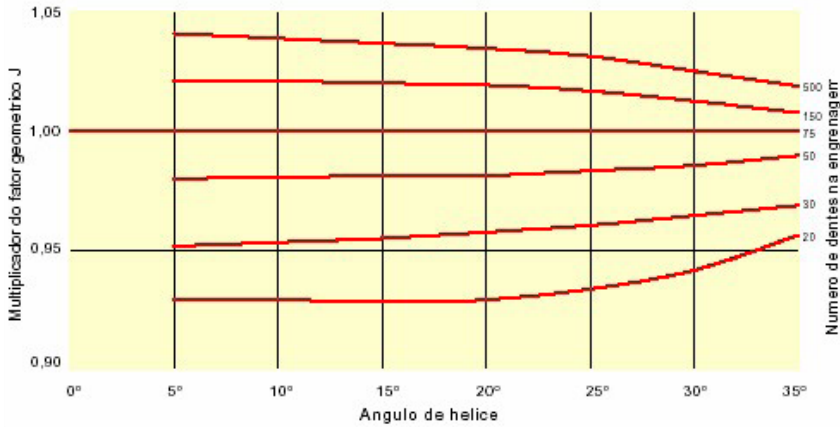
Uma segunda diferença leva em consideração o fato de que o perfil dos dentes no plano ortogonal não é exatamente evolvental. O fator J para engrenagens helicoidais inclui essa diferença. Esse fator é obtido do gráfico da Figura 42 para uma engrenagem cuja conjugada tenha 75 dentes. Para engrenagens cuja conjugada tenha qualquer outro número de dentes, a Figura 43 mostra o fator de correção que deve ser utilizado. Os dados de entrada na Figura 41 são o número de dentes na engrenagem onde se quer conhecer a tensão e o ângulo de hélice. Para a Figura 42 é necessário utilizar também o número de dentes da engrenagem conjugada.

FIGURA 42 - FATOR GEOMÉTRICO J PARA ENGRENAGENS HELICOIDAIS COM CONJUGADA DE 75 DENTES



FONTE: Antunes (2010, p. 7)

FIGURA 43 - MULTIPLICADOR PARA CORREÇÃO DO FATOR GEOMÉTRICO PARA O CONJUGADO DE NÚMERO DE DENTES DE 75



FONTE: Antunes (2010, p. 7)

A resistência à flexão no pé do dente é calculada exatamente da mesma maneira que para engrenagens de dentes retos. A equação que trata desse tipo de engrenagem é representada pela 3.10:

$$S_n = S'_n \cdot C_L \cdot C_G \cdot C_s \cdot k_r \cdot k_t \cdot k_{ms} \tag{3.10}$$

2.2.2 Tensões e resistência no contato entre os dentes

As tensões no contato entre os dentes de engrenagens helicoidais também são calculadas basicamente da mesma forma que para dentes retos. Novamente, a recomendação da AGMA para o fator montagem deve ser incluída. Uma segunda recomendação leva em consideração o número médio de dentes em contato, representado pelo valor CR na equação 2.24. O valor de CR é chamado também de razão de contato e pode ser calculado pela equação 3.11.

$$CR = \frac{[(r_{ap}^2 - r_{bp}^2)^2 + (r_{ac}^2 - r_{bc}^2)^2 - C \cdot \text{sen}\phi]}{P_b} \tag{3.11}$$

Onde:

a, representa o raio da cabeça do dente;

b, representa o raio de base;

ρ, representa o pinhão

c, representa a coroa.

r_{ap} é o raio da cabeça do dente do pinhão,

r_{bp} é o raio de base do pinhão

C é a distância entre centros, ou a soma dos raios primitivos dos dois elementos.

O passo da base p_b é dado pela equação 3.12.

$$\rho_b = \frac{\pi \cdot d \cdot \cos\phi}{N} = p \cdot \cos\phi \quad (3.12)$$

No cálculo da tensão no contato também deve ser incluída a largura real b' , já que o contato ocorre no plano normal, ao longo de toda a largura. Essa largura pode ser calculada dividindo a largura do denteado b pelo cosseno do ângulo de hélice. Assim, a equação para o cálculo da tensão fica de acordo com 3.13:

$$\sigma_H = C_P \cdot \left[\frac{F_t}{b \cdot d_p \cdot I} \cdot \left(\frac{\cos}{0,95CR} \right) \cdot K_V K_O \cdot (0,93K_m) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.13)$$

Da mesma forma que para as tensões na raiz do dente, não há modificação para a forma de calcular a resistência à fadiga no contato. A equação de engrenagens cilíndricas de dentes retos é repetida abaixo para facilitar o uso. Os fatores multiplicadores foram definidos da seguinte maneira.

$$S_H = S_{fe} C_{LI} C_R \quad (3.14)$$

2.3 ENGRENAGENS SEM FIM

O engrenamento de sem fim é mais complicado de projetar que o engrenamento convencional. Apresentamos apenas uma visão breve do processo como uma introdução ao tópico. As normas AGMA contêm muito mais informação. Para qualquer aplicação verdadeira, aconselho o leitor a consultar os documentos da AGMA. Eles contêm muitas tabelas de dados necessários para um projeto completo. A maior parte das equações relevantes foram retiradas da norma, mas seus dados tabelados não são apresentados aqui. Em vez disso, foram incluídas equações empíricas do apêndice da norma AGMA para cálculo dos valores tabelados. Um engrenamento sem fim consiste em um sem fim e uma engrenagem sem fim (também chamada de roda sem fim, ou coroa) como mostrado na Figura 44.

FIGURA 44 - ENGRENAMENTO DE ENVELOPE SIMPLES, CONSISTINDO DE UM SEM FIM E UMA ENGRENAGEM SEM FIM DE ENVELOPE



FONTE: Norton (2013, p. 769)

Eles conectam eixos não paralelos, sem interseção, normalmente em ângulos retos entre eles. O sem fim é, na realidade, uma engrenagem helicoidal com um ângulo de hélice tão grande que um único dente se envolve continuamente ao redor de sua circunferência. Um sem fim é análogo a uma rosca de parafuso, e a engrenagem sem fim é análoga a sua porca. A distância que um ponto na engrenagem acoplada (porca) move axialmente em uma revolução do sem fim é chamada de avanço L , e o avanço dividido pelo comprimento da circunferência de referência πd do sem fim é a tangente do seu ângulo de avanço λ representado na equação 3.15.

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{L}{\pi d} \tag{3.15}$$

Os sem-fins normalmente têm apenas um dente (ou rosca) e, assim, podem criar razões tão grandes quanto o número de dentes na engrenagem sem fim. Essa habilidade de prover altas razões em um pacote compacto é uma das principais vantagens de um engrenamento sem fim sobre outras configurações de engrenamento possíveis, a maior parte das quais são limitadas a uma razão aproximada de 10:1 por par de engrenagens. Engrenamentos sem fim podem ser produzidos com razões variando de 1:1 até 360:1, embora a variação usual disponível de catálogos seja 3:1 a 100:1. Razões acima de 30:1 geralmente têm um sem fim de uma única rosca, e razões abaixo desse valor frequentemente usam sem fins de roscas múltiplas. O número de roscas no sem fim é também referido

por seu número de começos ou entradas. Um sem fim de 2 ou 3 entradas pode ser usado para um engrenamento sem fim de razão baixa, por exemplo. O passo axial p_x do sem fim iguala o passo circular p_c da engrenagem sem fim e está relacionado ao avanço L pelo número escolhido de começo ou pelo número de dentes no sem fim N_w de acordo com a equação 3.16.

$$\rho_x = \frac{L}{N_w} = p_c = \frac{\pi d_g}{N_g} \quad (3.16)$$

Onde:

d_g é o diâmetro de referência;

N_g é o número de dentes na engrenagem sem fim;

N_w é o número de começo, normalmente entre 1 e 10 para engrenamentos comerciais sem fim, embora mais começos possam ser usados em engrenamentos maiores.

Uma vantagem dos engrenamentos sem fim sobre outros tipos de engrenamentos é sua habilidade de autotravamento. Se o par sem fim for autotravante, ele não retrocederá, isto é, o torque aplicado à engrenagem sem fim (coroa) não rodará o sem fim.

Um engrenamento autotravante pode ser movido somente “para frente” do sem fim na engrenagem sem fim. Assim, ele pode ser usado para suportar uma carga como, por exemplo, no levantamento de um carro. Se um engrenamento sem fim será ou não autotravante depende de vários fatores, incluindo a razão entre o $\tan \lambda$ e o coeficiente de atrito μ , o acabamento da superfície, lubrificação e vibração. Geralmente, o autotravamento ocorre em ângulos de avanço abaixo de 6° e pode ocorrer em ângulos de avanço tão elevados quanto 10° ângulos de pressão padronizados para engrenamento sem fim são 14,5, 17,5, 20, 22,5, 25, 27,5 ou 30° . Ângulos de pressão mais elevados dão maior resistência ao dente à custa de um atrito mais elevado, cargas mais elevadas nos mancais e tensões de flexão mais elevadas no sem fim.

Para aplicações de alta potência à alta velocidade, uma engrenagem sem fim de passo relativamente fino deve ser usada. Altos torques a baixas velocidades necessitam passo áspero e diâmetros maiores de coroa. As formas de dente para sem fim e engrenagens sem fim não são involutas, e existem componentes grandes de velocidade de escorregamento no engrenamento.

O sem fim e a coroa não são intercambiáveis, mas são feitos e trocados aos pares. Para aumentar a área de contato entre os dentes, formas de dente de envolvimento simples ou duplo são usadas. Um conjunto de envolvimento simples enrola os dentes de engrenagem sem fim parcialmente ao redor do sem fim. Um

conjunto de envolvimento duplo também enrola o sem fim parcialmente ao redor da engrenagem sem fim, deixando o sem fim na forma de uma ampulheta em vez de na forma de um cilindro. Essas configurações aumentam a complexidade e o custo, mas também aumentam a capacidade de carga. Ambos os tipos se encontram disponíveis comercialmente.

2.3.1 Materiais para engrenagens sem fim

Somente alguns materiais são apropriados para engrenagens sem fim. O sem fim é bastante tensionado e requer um aço endurecido. Aços de baixo carbono, como AISI 1020, 1117, 8620 ou 4320, são usados e endurecidos a HRC 58-62. Aços de médio carbono como AISI 4140 ou 4150 também são usados, endurecidos por indução ou chama a HRC 58-62. Eles precisam ser retificados ou polidos para um acabamento de 10^{-6} in. A engrenagem sem fim necessita ser feita de um material brando e complacente o suficiente para engrenar e moldar-se ao sem fim duro sob condições de escorregamento elevado. O bronze fundido em molde areia, molde metálico, por centrifugação ou forjado é geralmente usado para engrenagem sem fim. Fósforo ou bronze estanho são usados para aplicações de potência elevada e manganês bronze, para sem fim pequeno e de baixa velocidade. Ferro fundido, aços brandos ou plásticos são às vezes usados para aplicações de baixa velocidade carregadas levemente.

2.3.2 Lubrificação de sem fim

A condição de lubrificação em um engrenamento de sem fim pode mudar de lubrificação de borda (limite) à lubrificação parcial ou total de engrenagem sem fim dependendo das cargas, velocidades, temperaturas e viscosidade dos lubrificantes. A situação de lubrificação é mais parecida àquela de mancais de deslizamento que à de rolamento, neste caso, devido às velocidades dominantes de deslizamento. Suas porcentagens elevadas de deslizamento fazem os sem-fims menos eficientes que os engrenamentos convencionais. Lubrificantes contendo aditivos de extrema pressão (EP) são às vezes usados em engrenamentos de sem fim.

2.3.3 Forças em engrenamentos sem fim

Uma condição tridimensional de carregamento existe no engrenamento de sem fim. Componentes tangencial, radial e axial atuam em cada membro. Com um ângulo (típico) de 90° entre os eixos do sem fim e da engrenagem sem fim, a magnitude da componente tangencial na coroa W_{tg} iguala a componente axial no sem fim W_{aw} e vice-versa. Essas componentes podem ser definidas pela equação 3.17.

$$W_{tg} = W_{aw} = \frac{2T_g}{d_g} \quad (3.17)$$

Onde:

T_g e d_g são o torque na coroa e o diâmetro de referência da coroa.
 W_{ag} é a força axial na coroa.
 W_{tw} e a força tangencial no sem fim, na equação 3.18.

$$W_{ag} = W_{tw} = \frac{2T_w}{d} \quad (3.18)$$

Onde:

T_w é o torque no sem fim.
 d é o diâmetro de referência do sem fim.
 W_r A força radial que pode ser calculada pela equação 3.19.

$$W_r = \frac{W_{tg} \operatorname{tg} \phi}{\cos \lambda} \quad (3.19)$$

Onde:

ϕ é o ângulo de pressão.
 λ é o ângulo de avanço.

2.3.4 Geometria do engrenamento de sem-fins

Os diâmetros de referência e os números de dentes de engrenagens comuns têm uma relação única, mas este não é o caso das engrenagens sem fim. Uma vez que a decisão é feita com relação ao número de entradas (começos) ou dentes N_w desejados no sem fim, o número de dentes na coroa N_g é definido pela relação de engrenamento requerida m_G .

$$N_g = m_G N_w \quad (3.20)$$

Contudo, o diâmetro de referência do sem fim não está ligado a esses números de dentes como acontece com outros engrenamentos. O sem fim pode, teoricamente, ter qualquer diâmetro desde que a seção transversal de seu dente (passo axial) iguale o passo circular da coroa. (Isso é análogo aos parafusos de máquinas de diâmetros diferentes que têm o mesmo passo de rosca. Assim, o diâmetro de referência d do sem fim pode ser selecionado independentemente do diâmetro da coroa d_g e, para qualquer diâmetro dado d_g , mudanças em d apenas variarão a distância entre centros C entre o sem fim e a coroa, mas não afetarão a razão de engrenamento. A AGMA recomenda valores mínimos e máximos para o diâmetro de referência do sem fim.

$$\frac{C^{0,875}}{3} \leq d \leq \frac{C^{0,875}}{1,6} \tag{3.21}$$

$$d \cong \frac{C^{0,875}}{2,2} \tag{3.22}$$

Que é aproximadamente um valor médio entre os limites da AGMA. O diâmetro de passo da coroa d_g pode ser relacionado com aquele do sem fim através da distância entre centros C .

$$d_g = 2C - d \tag{3.23}$$

O adendo a e o dedendo b dos dentes são encontrados a partir de:

$$a = 0,3183 p_x \tag{3.24}$$

$$b = 0,3683 p_x \tag{3.25}$$

A largura da face da coroa é limitada pelo diâmetro do sem fim. A AGMA recomenda um valor máximo para a largura da face F como.

$$F_{max} \leq 0,67d \tag{3.26}$$

2.3.5 Métodos de classificação

Diferentemente dos engrenamentos entre engrenagens cônicas e helicoidais, nas quais os cálculos são feitos separadamente para as tensões de flexão e de superfície nos dentes da engrenagem e comparados com as propriedades do material, os engrenamentos sem fim são classificados pela sua habilidade em lidar com um nível de potência de entrada. A classificação de potência da AGMA está baseada na resistência de crateração e desgaste, porque a experiência tem mostrado que esses são os modos usuais de falha. Por causa das altas velocidades de deslizamento em engrenamentos de sem fim, a temperatura do filme de óleo separando os dentes de engrenagem se torna um fator importante, e isso é levado em conta pela norma da AGMA. Essas padronizações estão baseadas em um ciclo de vida de 10 horas contínuas por dia de serviço sob carga uniforme, definido como um fator de serviço de 1,0. Pressupõe-se que os materiais para sem fim e coroa sejam como definido anteriormente.

A classificação de um engrenamento de sem fim pode ser expressa como a potência de entrada permitida Φ , potência de saída Φ_o ou o torque admissível T a uma dada velocidade no eixo de entrada ou de saída, estes sendo relacionados pela relação geral de potência-torque-velocidade. A AGMA define a equação 3.27.

$$\Phi = \Phi_o + \Phi_l \quad (3.27)$$

Onde Φ_l é a potência perdida por atrito no engrenamento. A potência de saída Φ_o é definida como:

$$\Phi_o = \frac{nW_{tg} d_g}{126000m_g} hp \quad (3.28)_{us}$$

$$\Phi_o = \frac{nW_{tg} d_g}{1,91E7m_g} kW \quad (3.29)_{si}$$

E a potencia perdida Φ_l é definida como:

$$\Phi_l = \frac{V_t W_f}{33000} hp \quad (3.30)_{us}$$

$$\Phi_l = \frac{V_t W_f}{1000} kW \quad (3.31)_{si}$$

Estas são equações com unidades misturadas. A velocidade rotacional n está em rpm. A velocidade de deslizamento tangencial V_t está em fpm (m/s) e é calculada no diâmetro d do sem fim em polegadas (mm). As cargas W_{ig} e W_f estão em lb (N). A potência está em hp (kW). A carga tangencial W_{ig} na coroa em lb (N) é encontrada a partir da equação 3.32, nos quais serão mostrdas em detalhes a seguir:

$$W_{ig} = C_s C_m C_v d_g^{08} F \tag{3.32}us$$

$$W_{ig} = C_s C_m C_v d_g^{08} F / 75,948 \tag{3.33}si$$

Onde:

C_s é um fator dos materiais definido pela AGMA para bronze* produzido em moldes metálicos como:

$$se C < 8in \quad C_s = 1000$$

$$se C \geq 8in \quad C_s = 1411,6518 - 455,8259 \log_{10} d_s$$

E C_m é um fator de correção de razão definido pela AGMA como:

$$se 3 < m_G \leq 20 \quad C_m = 0,0200 \sqrt{-m_G^2 + 40m_G - 76 + 0,46}$$

$$se 20 < m_G \leq 76 \quad C_m = 0,0107 \sqrt{-m_G^2 + 56m_G + 5145}$$

$$se 76 < m_G \quad C_m = 1,1483 - 0,00658$$

C_v é um fator de velocidade definido pela AGMA como:

$$se 0 < V_t \leq 700 fpm \quad C_v = 0,659 e^{0,001V_t}$$

$$se 700 < V_t \leq 3000 fpm \quad C_v = 13,31 V_t^{-0,571}$$

$$se 3000 < V_t fpm \quad C_v = 65,52 V_t^{-0,774}$$

A velocidade tangencial no diâmetro de referência do sem fim é dado na equação 3.34

$$V_t = \frac{\pi nd}{12 \cos \lambda} \text{ fpm} \quad (3.34)$$

A força de atrito W_f na engrenagem equação 3.35.

$$W_f = \frac{\mu W_{tg}}{\cos \lambda \cos \Phi_n} \quad (3.35)$$

O coeficiente de atrito em um engrenamento sem fim não é constante: é uma função da velocidade. A AGMA sugere as seguintes relações:

$$se V_t = 0 \text{ fpm} \quad \mu = 0,15$$

$$se 0 < V_t \leq 10 \text{ fpm} \quad \mu = 0,124e^{(-0,074V_t^{0,645})}$$

$$se 10 < V_t \text{ fpm} \quad \mu = 0,103e^{(-0,110V_t^{0,450})} + 0,012$$

A eficiência de um engrenamento sem fim isoladamente (excluindo o mancal, reservatório de óleo, etc.) é dado na equação 3.36.

$$n = \frac{\Phi_o}{\Phi} \quad (3.36)$$

O torque de saída de classificação pode ser encontrado na equação 3.37.

$$T_g = W_{tg} \frac{d_g}{2} \quad (3.37)$$

LEITURA COMPLEMENTAR**DIMENSIONAMENTO DE COMPONENTES DE TRANSMISSÃO
PARA UM PROTÓTIPO BAJA SAE**

Ronan Toledo Chiodelli

Resumo: Esta pesquisa teve como objetivo dimensionar os elementos de transmissão para uma caixa de câmbio de três marchas mais a ré, para o veículo Baja SAE da Equipe Sinuelo da FAHOR. Através de cálculos analisou-se sua eficiência e os esforços de tração envolvidos. A obtenção de um sistema de transmissão eficiente tornou-se necessário uma vez que esses veículos são submetidos a rigorosos testes em competições para superação de obstáculos, resistência e a inserção de marchas ao sistema buscou adquirir respostas mais significativas do motor. O sistema dimensionado atua em conjunto com um sistema de transmissão continuamente variável, devendo assim, apresentar eficiência compatível às condições de trabalho impostas, proporcionando maiores variações de torque e rotações de maneira eficiente. Através do levantamento de dados relacionados ao veículo, como peso, potência e torque do motor, rotação de trabalho, agregado as relações definidas para o escalonamento das marchas, coletou-se informações fundamentais para a realização do dimensionamento das engrenagens e da corrente de transmissão. Por meio das relações e variações de torque obtidas foi possível conhecer os esforços de tração envolvidos e esboçar gráficos que possibilitaram maior entendimento dos resultados. Por fim, conclui-se que o dimensionamento fornece uma transmissão dentro dos padrões de eficiência e rendimento, e através das análises gráficas foi possível identificar as situações que exigem maiores solicitações de tração e as medidas para redução dos esforços.

1 INTRODUÇÃO

O presente trabalho surgiu da necessidade de se obter um sistema de transmissão confiável, através do dimensionamento de uma caixa de câmbio, a fim de adquirir respostas significativas do motor em baixas rotações. Tal sistema deve resistir com segurança às condições de trabalho impostas, proporcionando variações de torque e rotações de maneira eficiente, permitindo que o veículo supere os obstáculos impostos em competição sem maiores dificuldades.

Durante as competições de Baja SAE, os protótipos são submetidos a rigorosos testes de segurança, conforto, resistência e avaliação de relatório de projeto. Tal oportunidade propicia aos futuros engenheiros desenvolverem tecnologias de baixo custo, porém eficientes, com o intuito de aumentar o desempenho dos protótipos, podendo mais tarde ser empregadas em futuros veículos.

Dentro deste contexto, as transmissões de potência representam um dos sistemas com maiores oportunidades de inovação, pois caracteriza a ligação entre o motor e as rodas motrizes do veículo. Ao mesmo tempo, as transmissões automotivas devem ser eficientes e apresentar características que transmitam segurança e confiabilidade ao condutor.

Esse trabalho pretende responder a seguinte questão: Quais fatores devem ser considerados para a realização do dimensionamento do conjunto de transmissão de uma caixa de câmbio manual para emprego em um protótipo Baja SAE?

Justifica-se pela necessidade de uma transmissão moderna e corretamente dimensionada para o protótipo Baja SAE da FAHOR, quanto ao dimensionamento de relações de transmissão por engrenagens e corrente, determinação de perfis de engrenagens, cálculos de esforços e determinações de velocidades e torque máximos por engrenamento, permitiu também conhecer os potenciais pontos de falhas e melhoria de rendimentos.

Como objetivo geral desse trabalho destaca-se o dimensionamento dos elementos de transmissão para uma caixa de câmbio de um protótipo Baja SAE. Entre os objetivos específicos destaca-se:

- identificar quais os dados necessários para o dimensionamento;
 - determinar as relações de transmissão;
 - o dimensionamento da transmissão composta por engrenagens e corrente;
 - analisar os máximos valores de torque e velocidade final; e
- analisar os esforços de tração atuantes no veículo.

Este trabalho abrange o processo de um dimensionamento de transmissão, apresentando os princípios de funcionamento de transmissões mecânicas até o dimensionamento de engrenagens e correntes planas como componentes de transmissão utilizados no sistema proposto. Enfatiza-se a análise dos esforços trativos sobre o veículo e sua capacidade de tração em diferentes condições de terreno e velocidades.

O trabalho em sua fase final apresenta o dimensionamento ideal dos componentes de transmissão para uma caixa de câmbio de três velocidades com ré levando em consideração os esforços de tração atuantes.

Além do presente capítulo, no qual se apresenta a introdução contendo o problema de pesquisa, a justificativa, os objetivos e as delimitações do trabalho, este documento está composto por mais quatro capítulos.

No Capítulo 2, apresenta-se a revisão da literatura, abordando-se os principais conceitos de transmissões manuais, envolvendo os sistemas de transmissão por engrenagens, os tipos de engrenagens utilizadas na indústria

automotiva e critérios para dimensionamento de engrenagens. Também são abordados conceitos referentes a transmissões por corrente e correias, além dos esforços de tração que estão diretamente relacionados ao desempenho da transmissão.

No Capítulo 3, apresenta-se a metodologia de pesquisa utilizada no trabalho. Ainda, nesse capítulo, a estratégia, o delineamento da pesquisa, assim como as atividades realizadas são abordadas detalhadamente.

No Capítulo 4, são apresentados os resultados, primeiramente apresentando os componentes presentes na transmissão e os dados envolvidos e em seguida o dimensionamento dos componentes da transmissão (engrenagens e corrente), os rendimentos dos componentes e, por fim, os esforços máximos de tração bem como os gráficos dos principais esforços. E na última parte do trabalho, apresentam-se as conclusões da pesquisa, discutem-se as perspectivas quanto aos resultados alcançados e o cumprimento dos objetivos e proposta para trabalhos futuros.

FONTE: <https://www.fahor.com.br/publicacoes/TFC/EngMec/2012/Ronan_Toledo_Chiodelli.pdf>. Acesso em: 27 abril, 2020.



Ficou alguma dúvida? Construímos uma trilha de aprendizagem pensando em facilitar sua compreensão. Acesse o QR Code, que levará ao AVA, e veja as novidades que preparamos para seu estudo.



RESUMO DO TÓPICO 3

Neste tópico, você aprendeu que:

- Existem vários tipos de engrenagem.
- Engrenagens helicoidais são formadas pelo rolamento de cilindros e podem fazer essencialmente a mesma função que as engrenagens retas, conectando eixos paralelos para redução/aumento de velocidade e multiplicação/divisão de torque.
- Vantagens principais do engrenamento helicoidal sobre o reto são o funcionamento mais silencioso e a maior resistência para o mesmo tamanho de engrenagem.
- Desvantagem é o custo maior que o das engrenagens retas e a introdução de uma componente axial de força que requer mancais de escora no eixo.
- Engrenagens cônicas formadas de cones de rolamento conectando eixos que se interceptam.
- Sem-fins e engrenagens sem fim conectam eixos não paralelos e sem interseção.
- O movimento relativo nos dentes é o deslizamento em vez de rolamento, o que gera notável aquecimento.
- A transferência de calor da caixa de engrenagens, em vez das tensões nos dentes, pode limitar a vida de um acoplamento de sem fim.
- A temperatura do óleo no engrenamento deve ser mantida baixa, ao redor de 200 °F, para uma vida longa do dente.
- O projeto de engrenamentos de sem fim é diferente daquele de outros engrenamentos.
- Os materiais usados para engrenamento de sem fim são muito limitados.
- O sem fim é normalmente um aço, endurecido a 58 HRC, e a coroa é uma liga de bronze.
- A engrenagem mais branda trabalha contra o sem fim mais duro nas primeiras poucas horas de operação e se molda ao seu contorno particular.

AUTOATIVIDADE



1 Uma engrenagem helicoidal tem um ângulo de pressão de 20° , um ângulo de hélice de 30° e um passo diametral transversal de 5 dentes/polegada, tendo 20 dentes. Encontre:

- a) o diâmetro primitivo;
- b) os passos axial, normal e transversal;
- c) o passo diametral normal;
- d) o ângulo de pressão transversal.

ELEMENTOS MECÂNICOS E SUAS APLICAÇÕES

OBJETIVOS DE APRENDIZAGEM

A partir desta unidade, você deverá ser capaz de:

- definir os diferentes tipos de elementos de vedação;
- classificar os elementos de vedação conforme suas aplicações;
- conhecer as vantagens, modos de falhas, seleção e armazenagem de determinados elementos de vedação e os principais tipos de eixos;
- conhecer diferentes tipos de molas;
- calcular tensões sofridas pelas molas;
- interpretar e resolver atividades.

PLANO DE ESTUDOS

Esta unidade está dividida em três tópicos. No decorrer de cada unidade você encontrará autoatividades com o objetivo de reforçar o conteúdo apresentado.

TÓPICO 1 – ELEMENTOS MECÂNICOS

TÓPICO 2 – EIXOS

TÓPICO 3 – MOLAS



Preparado para ampliar seus conhecimentos? Respire e vamos em frente! Procure um ambiente que facilite a concentração, assim absorverá melhor as informações.

ELEMENTOS MECÂNICOS

1 INTRODUÇÃO

Existe uma grande quantidade de elementos mecânicos dos quais podemos destacar as chavetas que é o elemento de fixação, tem-se também os elementos de vedação que são usados para impedir a passagem, de maneira estática ou dinâmica, de líquidos, gases e sólidos particulados de um meio para outro. Esses elementos, geralmente, localizam-se entre duas peças fixas ou em duas peças em movimento relativo. As junções, cujas peças apresentam movimento relativo, se subdividem em girantes, quando o movimento é de rotação e deslizantes, quando o movimento é de translação.

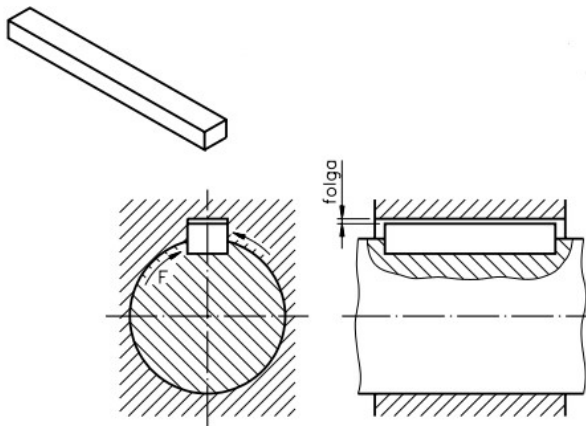
2 CHAVETA

É um elemento de fixação mecânica. As dimensões de chavetas são padronizadas por normas, de acordo com o seu formato. Sendo as chavetas planas as mais comuns, altamente apropriada para torques em sentido único. Uma chaveta paralela é de seção transversal quadrada ou retangular e de altura e largura constantes ao longo do seu comprimento. Como mostrado na Figura 1, a chaveta afunilada (cônica) é de largura constante, mas sua altura varia com um afunilamento linear de 1/8 in por ft e é empurrada em um rasgo cônico no cubo até que fica travada. Ela pode não ter cabeça ou ter uma cabeça com formato de quilha para facilitar a remoção (Figura 4). A Chaveta Woodruff é semicircular plana e com largura constante. Ela cabe em um assento de chaveta fresado no eixo com um cortador circular padrão (Figura 5). A chaveta afunilada serve para travar o cubo axialmente no eixo, mas as chavetas paralelas e Woodruff requerem alguns outros meios para a fixação axial. Algumas vezes são usados anéis de retenção e colares com essa finalidade.

2.1 CHAVETAS PARALELAS

As chavetas paralelas são as mais usadas. As padronizações da ANSI e ISO definem os tamanhos particulares das seções transversais e a profundidade dos assentos (rasgos) das chavetas. Uma reprodução parcial dessa informação é apresentada na Tabela 1 para o intervalo mais baixo de diâmetro de eixos. Para eixos maiores devem ser consultadas normas. As chavetas quadradas são recomendadas para eixos de até 6,5 in de diâmetro (US) e 25 mm de diâmetro (ISO), e as chavetas retangulares, para diâmetros maiores. A chaveta paralela, apresenta as faces paralelas, portanto, sem inclinação. A transmissão do movimento é feita pelo ajuste de suas faces laterais às laterais do rasgo da chaveta. Fica uma pequena folga entre o ponto mais alto da chaveta e o fundo do rasgo do elemento conduzido, conforme a Figura 1.

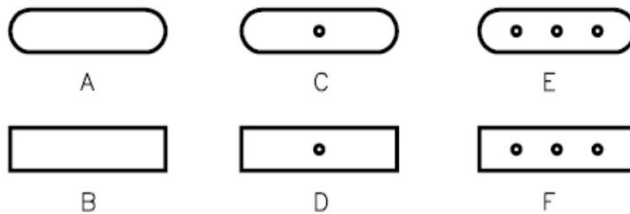
FIGURA 1 - CHAVETAS PARALELAS



FONTE: <<https://wiki.ifsc.edu.br/mediawiki/images/1/19/CHAVETAS.pdf>>. Acesso em: 27 abr. 2020.

As chavetas paralelas não possuem cabeça. Quanto à forma de seus extremos, eles podem ser retos ou arredondados. Podem, ainda, ter parafusos para fixarem a chaveta ao eixo.

FIGURA 2 - FORMAS DOS EXTREMOS DE CHAVETAS PARALELAS

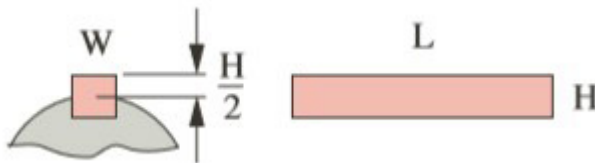


FONTE: <<https://wiki.ifsc.edu.br/mediawiki/images/1/19/CHAVETAS.pdf>>. Acesso em: 27 abr. 2020.

Chaveta paralela é colocada com metade de sua altura no eixo e metade no cubo, como mostrado na Figura 3. As chavetas paralelas são feitas tipicamente a partir de barras padronizadas laminadas a frio, as quais, convencionalmente, têm “tolerância negativa”, querendo dizer que ela não será jamais maior que sua dimensão nominal, somente menor.

O ajuste da chaveta pode exigir cuidados quando a carga de torque alterna de positivo a negativo em cada ciclo. Quando o torque muda de sinal, qualquer folga entre a chaveta e o rasgo aparecerá repentinamente, tendo como resultado um impacto e altas tensões. Isso é chamado de reação. Um parafuso no cubo, colocado a 90° da chaveta, pode manter o cubo axialmente e estabilizar a chaveta para que essa reação não ocorra. A padronização ANSI também define o tamanho do parafuso a ser usado com cada tamanho de chaveta na Tabela 1. O comprimento da chaveta deve ser cerca de 1,5 vez ou menor que o diâmetro do eixo para evitar torção excessiva com a deflexão do eixo. Se for necessária maior resistência, duas chavetas podem ser usadas, orientadas a 90° e 180° , por exemplo.

FIGURA 3 DIMENSÕES DE CHAVETA PARALELA

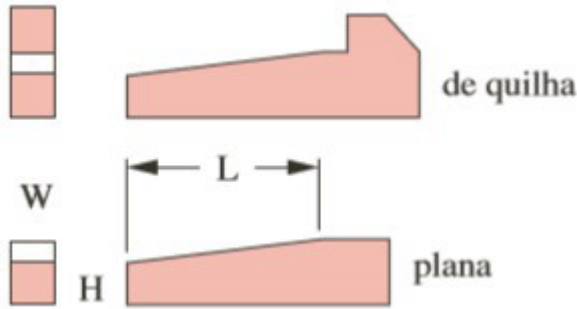


FONTE: Norton (2013, p. 571)

2.2 CHAVETAS CÔNICAS

A largura de uma chaveta cônica para um dado diâmetro de eixo é a mesma que para uma chaveta paralela, como mostrado na Tabela 1. A conicidade (afunilamento) e o tamanho da cabeça de quilha são definidos na padronização. A conicidade é para o travamento, o que significa que a força de atrito entre as superfícies mantém a chaveta no lugar axialmente. A cabeça de quilha é opcional e provê uma superfície para retirar a chaveta quando a pequena extremidade não for acessível. Chavetas cônicas tendem a criar excentricidade entre o cubo e o eixo, pois elas forçam toda a folga radial para um lado.

FIGURA 4 - CHAVETA AFUNILADA (OU CÔNICA)



FONTE: Norton (2013, p. 571)

2.3 CHAVETA WOODRUFF

Chaveta Woodruff As chavetas *Woodruff* (meia-lua) são usadas em eixos menores. Elas são autoalinhantes, portanto, são preferidas para eixos afunilados. A forma semicircular cria um assento mais fundo no eixo que resiste ao rolamento da chaveta, mas enfraquece o eixo comparado com um assento quadrado ou cônico. As larguras das chavetas meia-lua como uma função do diâmetro do eixo são essencialmente as mesmas que aquelas para chavetas quadradas, mostradas na Tabela 2. As outras dimensões da chaveta *Woodruff* são definidas na padronização da ANSI, e os cortadores dos assentos da chaveta estão disponíveis para igualar essas dimensões. A Tabela 3 reproduz uma amostra das especificações do tamanho da chaveta para a padronização. Ao tamanho de cada chaveta é dado um número, que codifica suas dimensões. A padronização ANSI diz: “Os últimos dois dígitos dão o diâmetro nominal da chaveta em oitavos de polegada, e os dígitos que precedem os dois últimos dígitos dão a largura em trinta e dois avos de polegada”. Por exemplo, a chaveta numerada 808 define uma chaveta de tamanho $8/32 \times 8/8$ ou $1/4$ de largura por 1 in em diâmetro.

FIGURA 5 - CHAVETA WOODRUFF (MEIA-LUA)



FONTE: Norton (2013, p. 571)

TABELA 1 - CHAVETAS PADRONIZADAS E TAMANHOS DE PARAFUSOS PARA EIXOS COM DIMENSÕES AMERICANAS E MÉTRICAS

Diâmetro do eixo (in)	Largura nominal da chaveta (in)	Diâmetro do parafuso (in)	Diâmetro do eixo (mm)	Largura x altura da chaveta (mm)
0,312 < d ≤ 0,437	0,093	#10	8 < d ≤ 10	3 × 3
0,437 < d ≤ 0,562	0,125	#10	10 < d ≤ 12	4 × 4
0,562 < d ≤ 0,875	0,187	0,250	12 < d ≤ 17	5 × 5
0,875 < d ≤ 1,250	0,250	0,312	17 < d ≤ 22	6 × 6
1,250 < d ≤ 1,375	0,312	0,375	22 < d ≤ 30	8 × 7
1,375 < d ≤ 1,750	0,375	0,375	30 < d ≤ 38	10 × 8
1,750 < d ≤ 2,250	0,500	0,500	38 < d ≤ 44	12 × 8
2,250 < d ≤ 2,750	0,625	0,500	44 < d ≤ 50	14 × 9
2,750 < d ≤ 3,250	0,750	0,625	50 < d ≤ 58	16 × 10
3,250 < d ≤ 3,750	0,875	0,750	58 < d ≤ 65	18 × 11
3,750 < d ≤ 4,500	1,000	0,750	65 < d ≤ 75	20 × 12
4,500 < d ≤ 5,500	1,250	0,875	75 < d ≤ 85	22 × 14
5,500 < d ≤ 6,500	1,500	1,000	85 < d ≤ 95	25 × 14

FONTE: Norton (2013, p. 571)

TABELA 2 - TAMANHOS PADRONIZADOS ANSI PARA CHAVETAS WOODRUFF LISTA PARCIAL: VER A NORMA PARA MAIS INFORMAÇÕES

Número da chaveta	Tamanho nominal da chaveta W × L	Altura H
202	0,062 × 0,250	0,106
303	0,093 × 0,375	0,170
404	0,125 × 0,500	0,200
605	0,187 × 0,625	0,250
806	0,250 × 0,750	0,312
707	0,218 × 0,875	0,375
608	0,187 × 1,000	0,437
808	0,250 × 1,000	0,437
1208	0,375 × 1,000	0,437
610	0,187 × 1,250	0,545
810	0,250 × 1,250	0,545
1210	0,187 × 1,250	0,545
812	0,250 × 1,500	0,592
1212	0,375 × 1,500	0,592

FONTE: Norton (2013, p. 572)

2.4 TENSÕES EM CHAVETAS

Há dois modos de falha em chavetas: por cisalhamento e por esmagamento. Por cisalhamento ocorre quando a chaveta é cisalhada ao longo de sua largura na interface entre o eixo e o cubo. Uma falha por esmagamento ocorre por esmagamento em qualquer lado em compressão.

Falha por cisalhamento

A tensão média devido ao cisalhamento direto foi dada na Equação 1.1:

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A_{cis}} \quad (1.1)$$

Onde:

F = é a força aplicada

A_{cis} = é a área de cisalhamento sendo cortada.

Neste caso, A_{cis} é o produto da largura da chaveta pelo comprimento ($W \times H$) A força na chaveta pode ser encontrada pelo quociente do torque do eixo pelo raio do eixo. Se o torque do eixo for constante com o tempo, a força também será, e o coeficiente de segurança poderá ser encontrado comparando a tensão de cisalhamento à resistência ao escoamento por cisalhamento do material. Se o torque do eixo for variável com o tempo, então a falha por fadiga do eixo da chaveta em cisalhamento será possível. O enfoque então está em calcular as componentes média e alternante da tensão de cisalhamento e usá-las para calcular as tensões média e alternante de von Mises.

Falha por esmagamento

A tensão média de compressão é definida por

$$\sigma_x = \frac{F}{A_{esm}} \quad (1.2)$$

Onde:

F é a força aplicada

A_{esm} é a área de contato entre o lado da chaveta e o eixo ou o cubo.

Para uma chaveta quadrada, esta será sua meia-altura vezes seu comprimento. Uma chaveta Woodruff tem uma área de esmagamento diferente no cubo daquela no eixo. A área de esmagamento de uma chaveta Woodruff no cubo é muito menor e falhará primeiro. A tensão de esmagamento deve ser calculada

usando a máxima força aplicada, seja constante ou variável com o tempo. Devido ao fato de que as tensões de compressão não causam falha por fadiga, as tensões de esmagamento podem ser consideradas estáticas. O coeficiente de segurança é encontrado comparando a tensão máxima de esmagamento à resistência do material ao escoamento sob compressão.

2.5 MATERIAIS PARA CHAVETAS

Devido ao fato de as chavetas serem carregadas em cisalhamento, são usados materiais dúcteis. Aço brando de baixo carbono é a escolha mais comum, exceto se um ambiente corrosivo exigir uma chaveta de aço inoxidável ou de latão. Chavetas retangulares ou quadradas frequentemente são feitas de barras padronizadas de laminação a frio e meramente cortadas ao tamanho. O tipo especial de chavetas mencionado anteriormente é usado quando se requer um ajuste mais apertado entre a chaveta e o rasgo de chaveta. As chavetas Woodruff e as cônicas, normalmente, também são feitas de aço brando, laminado a frio.

2.6 PROJETO DE CHAVETAS

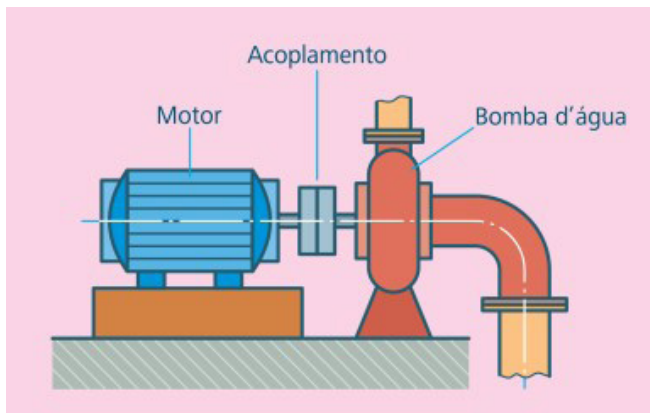
Há poucas variáveis de projeto disponíveis para o dimensionamento de uma chaveta. O diâmetro do eixo no assento da chaveta determina sua largura. A altura da chaveta (ou sua penetração no cubo) é também determinada por sua largura. Isso deixa apenas o comprimento da chaveta e o número de chavetas usadas por cubo como variáveis de projeto. Uma chaveta reta ou afunilada pode ser tão comprida quanto o cubo permitir. Uma chaveta Woodruff pode ser obtida em um intervalo de diâmetros para uma largura dada, o que efetivamente determina seu comprimento de engate no cubo. Evidentemente, à medida que o diâmetro da chaveta Woodruff é aumentado, mais fraco fica o eixo com seu assento de chaveta mais profundo. Se uma única chaveta não puder transmitir o torque com tensões razoáveis, uma chaveta adicional poderá ser adicionada, girada em 90° com relação à primeira. É comum dimensionar a chaveta de forma que ela falhe antes que o assento ou outra localidade do eixo, em caso de ocorrer uma sobrecarga. A chaveta, então, atuará como um pino em cisalhamento de um motor externo para impedir que os elementos mais caros sejam danificados. Uma chaveta é barata e relativamente fácil de ser trocada se o assento não estiver danificado. Essa é uma das razões para o uso de materiais dúcteis e brandos para a chaveta, tendo uma resistência menor que aquela do eixo de forma que uma falha por esmagamento seletivamente afetará a chaveta em vez do rasgo da chaveta se o sistema sofrer uma sobrecarga além do seu intervalo de projeto.

3 ELEMENTOS DE ACOPLAMENTO

Acoplamento são constituídos de elementos que formam um conjunto mecânico, empregado na transmissão de movimento de rotação entre duas árvores ou eixo-árvores, conforme Figura 6.

Emprega-se o acoplamento quando se deseja transmitir um momento de rotação de um eixo motor a outro elemento de máquina, situado coaxialmente (eixo comum) a ele. Também podem ser definidos como elementos de transmissão de máquinas, cujo objetivo é unir duas extremidades (eixos) de equipamentos distintos na transmissão de força.

FIGURA 6 - ACOPLAMENTO ENTRE EIXOS-ÁRVORES – MOTOR E BOMBA



FONTE: Franceschi e Antonello (2014, p. 113)

Os acoplamentos apresentam outras funções, tais como:

- Absorver desalinhamento entre os eixos.
- Absorver, parcialmente, choques em um dos eixos.
- Amortecer vibrações torcionais.
- Proteger máquinas e equipamentos de sobrecarga funcionando como fusível.

3.1 ACOPLAMENTOS RÍGIDOS

Os acoplamentos rígidos travam os dois eixos conjuntamente, não permitindo movimento relativo entre eles, embora algum ajuste axial seja possível na montagem. Eles são usados quando a precisão e fidelidade da transmissão do torque são da mais absoluta importância, como, por exemplo, quando a relação de fase entre o dispositivo motor e o dispositivo movido deve ser mantida com precisão. Máquinas de produção automatizadas comandadas por eixos longos frequentemente usam acoplamentos rígidos entre as seções de

eixo por essa razão. Os servomecanismos também precisam de conexões precisas no trem de comando. O preço é que o alinhamento da linha de centro dos eixos acoplados deve ser ajustado com precisão para evitar a introdução de grandes forças laterais e momentos quando o acoplamento é montado. Existem três tipos em geral: acoplamentos parafusados, acoplamentos chaveteados e acoplamentos engastados.

- *Os acoplamentos parafusados* – usam parafusos que penetram no eixo para transmitir tanto o torque quanto as forças axiais. Não são recomendados para quaisquer aplicações exceto aquelas de cargas leves, pois os parafusos podem se soltar com as vibrações.

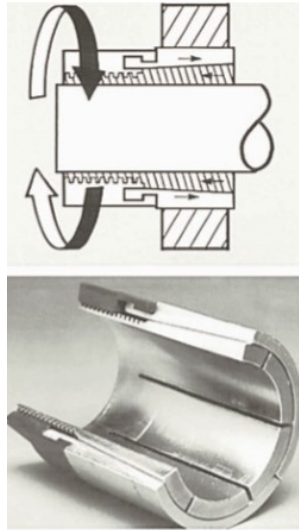
FIGURA 7 - ACOPLAMENTO PARAFUSADO DE CONEXÃO RÁPIDA TIPO 65, TAMANHO 3



FONTE: <https://www.continental-industry.com/getattachment/69265709-322c-44f0-a270-655826e691dd/IV_Quick_connect_screw_couplings.jpg.aspx?width=356&height=201>. Acesso em: 27 abr. 2020.

- *Os acoplamentos com chavetas* – usam chavetas padronizadas, como discutido em uma seção anterior, e podem transmitir torques elevados. Os parafusos são frequentemente usados em combinação com uma chaveta, sendo colocados a 90° da chaveta. Para melhor fixação contra vibração, um parafuso arredondado é usado para cavar o eixo. Para maior segurança, o eixo deve ser cavado com um buraco raso sob o parafuso para proporcionar uma interferência mecânica contra escorregamento, em vez de depender do atrito.
- *Os acoplamentos engastados* – são feitos em diversas formas, a mais comum sendo os acoplamentos divididos de uma ou duas peças que se engatam ao redor de ambos os eixos e transmitem o torque por atrito. Um acoplamento de travamento cônico usa um colar cônico partido que é empurrado entre o eixo e o alojamento cônico do acoplamento para travar o eixo, como mostrado na Figura 8.

FIGURA 8 - ACOPLAMENTO DE TRAVA CÔNICA

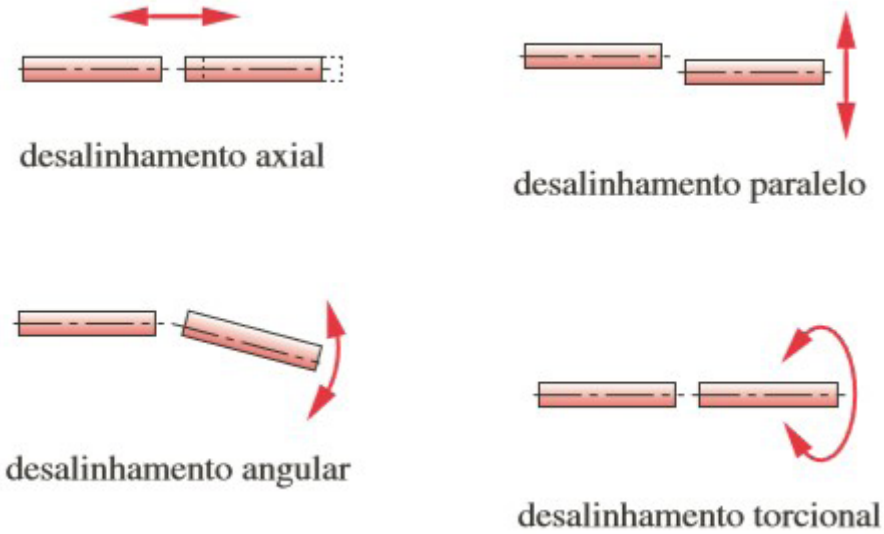


FONTE: Norton (2013, p. 605)

3.2 ACOPLAMENTOS COMPLACENTES

Um eixo como um corpo rígido tem potencialmente seis graus de liberdade com respeito a um segundo eixo. Contudo, devido à simetria, somente quatro desses DOF são de interesse. Eles são o desalinhamento axial, angular, paralelo e torcional, como mostrado na Figura 6. Podem ocorrer isolados ou em combinação e podem estar presentes na montagem devido a tolerâncias na manufatura, ou podem ocorrer durante uma operação devido aos movimentos relativos dos dois eixos. A linha de transmissão final de um automóvel tem movimento relativo entre as extremidades de dois eixos. A extremidade motora do eixo é fixada à estrutura ou armação e a extremidade movida está na estrada. A estrutura e a estrada são separadas pela suspensão do carro, assim os acoplamentos do eixo motor devem absorver ambos os desalinhamentos axial e angular à medida que o carro passa por lombadas.

FIGURA 9 - TIPOS DE DESALINHAMENTOS DE EIXOS



FONTE: Norton (2013, p. 606)

A menos que se tenha cuidado em alinhar dois eixos adjacentes, pode existir desalinhamento axial, angular e paralelo em qualquer máquina. O desalinhamento torcional ocorre dinamicamente quando uma carga movida tenta adiantar ou retrasar a carga motora. Se o acoplamento permitir qualquer folga torcional, haverá golpe quando o torque mudar de sentido. Isso é indesejável se for necessário sincronismo de fase, como em servomecanismos.

A complacência torcional em um acoplamento pode ser desejável se grandes cargas de impacto ou vibrações torcionais precisarem ser isoladas do motorista. Acoplamentos complacentes podem ser, em termos gerais, divididos em várias subcategorias, que estão listadas na Tabela 3 com algumas de suas características.

As classificações quanto a torque não estão mostradas porque variam imensamente com o tamanho e o material. Acoplamentos de vários tamanhos podem lidar com níveis de potência desde frações de cavalos de potência até milhares de cavalos.

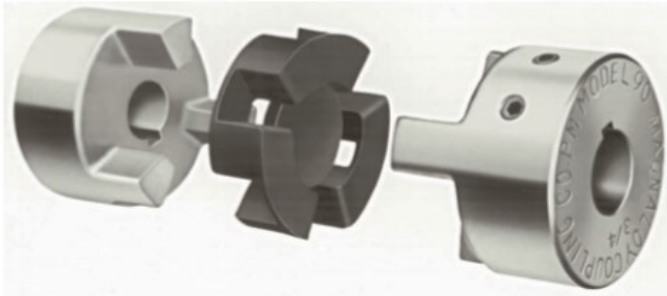
TABELA 3 – CARACTERÍSTICAS DOS VÁRIOS TIPOS DE ACOPLAMENTO (DESALINHAMENTO TOLERADO)

Classe	Axial	Angular	Paralelo	Torcional	Comentários
Rígido	grande	nenhum	nenhum	nenhum	requer alinhamento preciso
Mandíbula	insignificante	insignificante (< 2°)	insignificante (< 3% <i>d</i>)	moderado	absorção de choque – golpe apreciável
Engrenagem	grande	insignificante (< 5°)	insignificante (< 1/2% <i>d</i>)	nenhum	golpes insignificantes – grande capacidade de torque
Estrias	grande	nenhum	nenhum	nenhum	golpes insignificantes – grande capacidade de torque
Espiral	insignificante	grande (20°)	insignificante (< 1% <i>d</i>)	nenhum	uma peça compacta – nenhum golpe
Sanfonados	insignificante	grande (17°)	moderado (20% <i>d</i>)	nenhum	sujeito à falha por fadiga
Disco flexível	insignificante	insignificante (3°)	insignificante (2% <i>d</i>)	insignificante a nenhum	absorção de choque – nenhum golpe
Elo (Schmidt)	nenhum	insignificante (5°)	grande (200% <i>d</i>)	nenhum	nenhum golpe – nenhuma carga lateral no eixo
Hooke	nenhum	grande	grande (em pares)	nenhum	golpe insignificante – variação de velocidade, exceto se usada em pares
Rzeppa	nenhum	grande	nenhum	nenhum	velocidade constante

FONTE: Norton (2013, p. 607)

- *Os acoplamentos de mandíbula* – têm dois cubos (frequentemente idênticos) com mandíbulas salientes, como mostrado na Figura 10. Estas mandíbulas se sobrepõem axialmente e se entrelaçam torcionalmente através de um separador complacente de borracha ou material metálico brando. As folgas permitem desalinhamento axial, angular e paralelo, mas podem também permitir golpes indesejáveis.

FIGURA 10 - VISTA EXPLODIDA DE UM ACOPLAMENTO DE MANDÍBULA MOSTRANDO AS MANDÍBULAS E O SEPARADOR ELASTOMÉRICO



FONTE: Norton (2013, p. 606)

- *Os acoplamentos de disco flexível* – são similares aos acoplamentos de mandíbula porque seus dois cubos são conectados por um membro complacente (disco) de material elastomérico ou metálico-mola, como mostrado na Figura 11 permitem desalinhamento axial, angular e paralelo com alguma complacência torcional, mas pouco ou nenhum golpe.

FIGURA 11 - UM ACOPLAMENTO DE DISCO FLEXÍVEL



FONTE: Norton (2013, p. 606)

- *Os acoplamentos de engrenagem ou estrias* – usam dentes externos curvos ou retos de engrenagens em malha com dentes internos, como mostrado na Figura 12. Eles podem permitir movimento axial entre eixos e, dependendo das formas do dente e das folgas, podem absorver desalinhamentos angulares pequenos ou paralelos também. Eles têm capacidade para torques elevados devido ao número de dentes na malha.

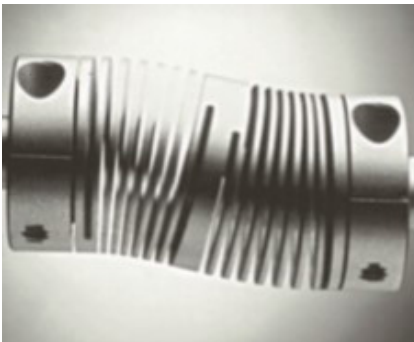
FIGURA 12 - UM ACOPLAMENTO DE ENGRENAGEM FLEXÍVEL



FONTE: Norton (2013, p. 607)

- *Os acoplamentos de espiral e sanfonados* - são componentes em uma peça que usam suas deflexões elásticas para permitir desalinhamento axial, angular ou paralelo com pouco ou nenhum golpe. Acoplamentos de espiral (hélice) Figura 13 é feito de um metal cilíndrico sólido cortado com uma fenda helicoidal para aumentar sua complacência. Acoplamentos metálicos sanfonados são feitos de lâminas finas de metais soldados em uma série de arruelas aglomeradas, produzindo hidraulicamente a forma de um tubo, ou por eletrorecobrimento de camada espessa em um mandril. Esses acoplamentos têm capacidade de torque limitada se comparado a outros, mas oferecem zero golpe e alta rigidez torcional em combinação com desalinhamento axial, angular e paralelo.

FIGURA 13 - UM ACOPLAMENTO DE ESPIRAL



FONTE: Norton (2013, p. 607)

FIGURA 14 - ACOPLAMENTO DE METAL



FONTE: Norton (2013, p. 607)

- *Os acoplamentos de elo ou de Schmidt* – (Figura 15) conectam dois eixos através de uma rede de elos que permitem desalinhamentos paralelos significativos sem cargas laterais ou perdas de torque e sem golpes. Algumas versões permitem quantidades pequenas de desalinhamento angular e axial também. Esses acoplamentos são frequentemente usados onde ajustes paralelos grandes ou movimentos dinâmicos são necessários entre os eixos.

FIGURA 15 - ACOPLAMENTO SCHMIDT



FONTE: Norton (2013, p. 607)

- *As juntas universais* – são de dois tipos comuns, o acoplamento de Hooke (Figura 16), que não tem velocidade constante (CV), e o acoplamento de Rzeppa, que tem. Os acoplamentos de Hooke são geralmente usados aos pares para cancelar seu erro de velocidade. Ambos os tipos podem lidar com desalinhamentos angulares bastante grandes e, em pares, permitem desalinhamentos paralelos grandes também. Eles são usados em eixos motores em automóveis, um par de acoplamentos de Hooke no eixo motor da tração traseira e Rzeppas (chamado de juntas CV) em automóveis de tração dianteira. A variedade de acoplamentos disponíveis requer do projetista a busca de informações mais detalhadas a respeito da capacidade deles com os fabricantes, os quais estão sempre disponíveis para ajudar na seleção do tipo apropriado de acoplamento para qualquer aplicação. Os fabricantes podem suprir, em geral, dados de testes sobre as capacidades de carga e alinhamento de acoplamentos específicos.

FIGURA 16 - ACOPLAMENTO DE HOOKE



FONTE: Norton (2013, p. 608)

4 ELEMENTOS DE VEDAÇÕES

Vedação é o processo empregado para impedir a passagem, de maneira estática ou dinâmica, de líquidos, gases e sólidos particulados de um meio para outro. São elementos destinados a impedir a saída de líquidos e gases, assim como da entrada de sujeira ou pó em máquinas e/ou equipamentos. Em relação às partes a serem vedadas, estas podem estar em repouso ou em movimento. Uma boa vedação deve resistir a meios químicos, calor, pressão, desgaste e ao envelhecimento, ou seja, devem atuar de maneira diversificada, sendo específicos para cada tipo de atuação. Como exemplos, podemos citar o emprego de elementos de vedação em tampas, bombas, eixos, cabeçotes de motores, válvulas etc. O material vedador deve ser compatível com o produto a ser vedado, isto é, importante, pois não pode ocorrer uma reação química entre ambos. Caso contrário, irá ocorrer vazamento e contaminação do produto, o que, em termos industriais, pode parar uma máquina e ocasionar contaminações do produto.

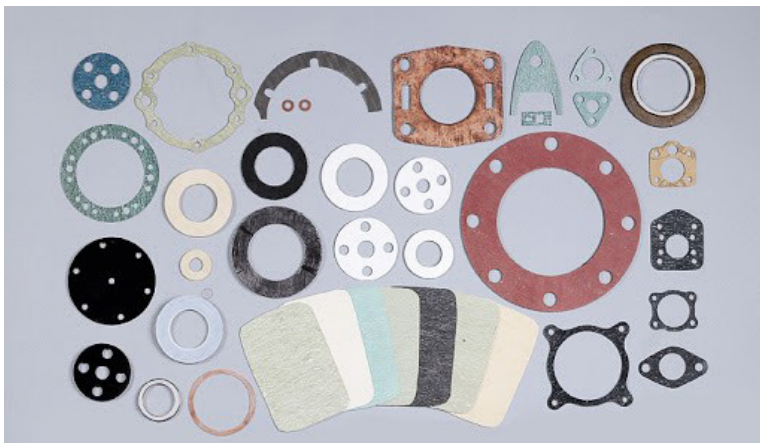
Materiais de vedação

Os materiais usados como elementos de vedação são produzidos sob as mais diferentes formas e com os mais variados tipos de materiais, conforme exemplos a seguir:

- Juntas de borracha, papelão, velumóide (guarnical).
- Anéis de borracha ou metálicos, retentores.
- Gaxetas.
- Selos mecânicos etc.

Juntas e anéis

FIGURA 17 - JUNTAS DE VEDAÇÃO



FONTE: <<http://www.juntasbrasil.com.br/images/capa-vedacao.jpg>>. Acesso em: 27 abr. 2020.

FIGURA 18 - ANÉIS DE VEDAÇÃO



FONTE: < <https://www.mecanicaindustrial.com.br/wp-content/uploads/2015/04/aneis-de-veda%C3%A7%C3%A3o.png>>. Acesso em: 27 abr. 2020.

- *Juntas de borracha* – são vedações empregadas em partes estáticas, muito usadas em equipamentos, flanges, entre outros.
- *Anéis de borracha* – são vedadores usados em partes estáticas ou dinâmicas de máquinas ou equipamentos, os quais podem ser comercializados em diferentes dimensões e perfis padronizados ou confeccionados. O mais característico é o anel padronizado usado para impedir vazamento, muito utilizado em vedações dinâmicas de cilindros hidráulicos e pneumáticos que operam à baixa velocidade. Os anéis de borrachas e gaxetas podem ser fabricados em borracha natural, neoprene, viton, silicone, poliuretano. São empregados em vedações de baixa, média e alta pressão, para vedação de óleo, graxa, água e outros fluidos em cilindros, hastes, válvulas, juntas e nas mais distintas máquinas da área industrial.
- *Juntas de papelão* – são empregadas em partes estáticas de máquinas ou equipamentos como as tampas de caixas de engrenagens. Geralmente esse tipo de junta pode ser comprada ou confeccionada conforme o formato da peça que vai utilizá-la.
- *Juntas metálicas* – estas juntas são aplicadas em vedações de equipamentos que operam com altas pressões e temperaturas. Geralmente são produzidas em aço de baixo teor de carbono, em alumínio, cobre ou chumbo. Apresentam como característica a aplicação em flanges, submetidas a apertos elevados ou limitados.
- *Juntas de teflon* – material utilizado na vedação de produtos como óleo, ar e água, suportam temperaturas de até 260 °C.
- *Juntas de amianto* – é o tipo de junta empregada na vedação de fornos e outros equipamentos, devido ao fato de suportar elevadas temperaturas e ataques químicos de diversos produtos corrosivos.
- *Juntas de cortiça* – material empregado em vedações estáticas de produtos como óleo, ar e água submetidos a baixas pressões, estas juntas são amplamente utilizadas nas vedações de tampas de cárter, em caixas de engrenagens etc.
- *Junta de borracha em forma de aro e secção circular* – este tipo de junta, quando apertada, ocupa o canal e mantém pressão constante.

- *Junta labirinto com canal para graxa* – caracteriza-se por proteger com eficiência as máquinas e equipamentos contra a entrada de pó e a saída de óleo.
- *Junta de anéis dispersores* – dispersa o óleo que chega até os anéis por forças centrífugas. O lubrificante retorna ao depósito por um furo na parte inferior.
- *Junta de vedação expansiva metálica para gases e lubrificante* – usada em motores automotivos.
- *Juntas plásticas ou veda junta* – são produtos químicos em pasta usados em superfícies rústicas ou irregulares. Empregados, também, como auxiliares nas vedações com guarnições de papelão ou cortiça. Existem tipos que se enrijecem e são usados para alta pressão; e tipos semissecativos que mantêm a elasticidade para compensar a dilatação.
- *Anel de feltro, fibra ou tecido de amianto* – é a forma mais simples e barata para reter lubrificantes. É usado para baixa velocidade.

Tipos e classificação de vedações

- *Vedação por ranhuras* – formada por canais paralelos, para obturar a passagem de fluido, ou canais helicoidais que possibilitam o retorno do fluido. É necessário colocar graxa nas ranhuras, quando da montagem, para evitar a entrada de pó.
- *Vedação com carbono* – um ou mais blocos de grafite são mantidos numa carcaça e acompanham com folga zero a superfície móvel, através de uma mola.
- *Vedação por pacotes* – formada por um conjunto de guarnições (várias unidades), dispostas uma ao lado da outra, formando um pacote. O princípio é a vedação de contato entre as superfícies, muito empregada em peças móveis. Este tipo de vedação pode ser produzido por meio de materiais não-metálicos, tais como borracha e plástico, ou de metais macios como cobre e alumínio, etc.
- *Juntas plásticas ou veda junta* – estas juntas são produzidas com produtos químicos em pasta, empregados em superfícies rústicas ou irregulares. São utilizados também, como auxiliares nas vedações com guarnições de papelão ou cortiça. Na utilização destas juntas, é importante que seja respeitada a ordem de aperto dos parafusos para uniformizar a massa.

Seleção de junta

A seleção do tipo de material da junta depende das condições operacionais (pressão e temperatura) e do fluido confinado. Em geral as juntas produzidas com materiais não metálicos não devem ser empregadas em pressões superiores a 80 kg/cm² ou temperaturas superiores que 440°C. Alguns materiais, frequentemente usados na fabricação de juntas e materiais empregados em seu enchimento, possuem limites máximos de resistência à temperatura. A escolha do tipo e das dimensões da junta, assim como o rigor da ação corrosiva, podem maximizar ou minimizar esses limites.

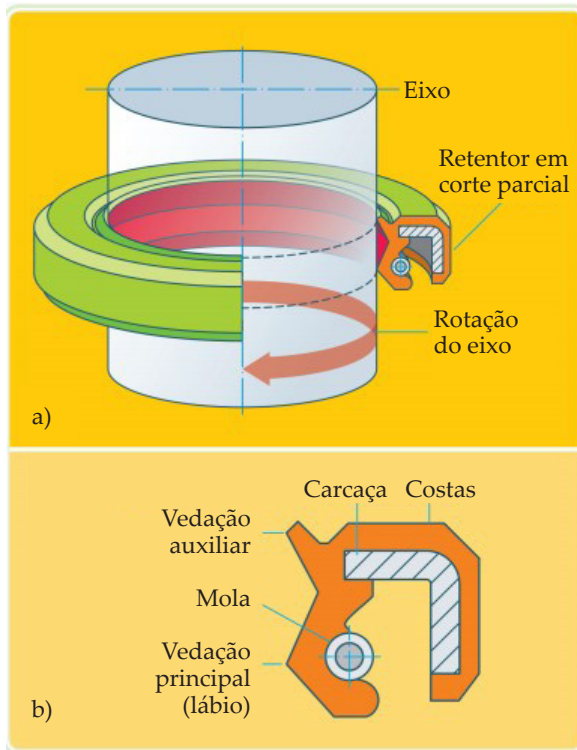
Instalação das juntas

Durante a instalação das juntas de vedação, a princípio deve-se ter cuidado com a planeza das superfícies que serão fechadas entre si, sendo examinada em todas as etapas durante o processo de montagem. As juntas devem estar limpas, sem recalques ou dobras e, suas colocações bem centralizadas, de forma a não ultrapassar a borda interior das superfícies em contato. Um importante cuidado está relacionado ao aperto dos parafusos, pois podem destruir a junta, comprometendo a vedação.

Retentores

São peças utilizadas para retenção, compostos de uma membrana elastomérica, em forma de lábio, e uma parte metálica, que permite a fixação do lábio na posição apropriada de trabalho. Os retentores são produzidos a partir da borracha ou couro, apresentando perfil labial utilizado, para vedar principalmente peças móveis, ou seja, a vedação por retentores se dá através da interferência do lábio sobre o eixo. Esta condição de trabalho provoca atrito e a conseqüente geração de calor na área de contato, o que tende a causar a degeneração do material do retentor, provocando desgaste do lábio de vedação. Em determinadas ocasiões, provoca o desgaste no eixo, mais especificamente na região de contato com o retentor.

FIGURA 19 - RETENTORES



FONTE: Franceschi e Antonello (2014, p. 127)

Para que um retentor trabalhe de modo eficiente e tenha uma boa durabilidade, é necessário que a superfície do eixo e o lábio do retentor apresentem os seguintes parâmetros:

- O acabamento superficial do eixo deve ser obtido por meio de retificação, segundo os padrões de qualidade estabelecidos pelo projeto.
- A superfície de trabalho do lábio do retentor não deve apresentar sinais de batidas, sulcos, trincas, falhas de material, deformação e oxidação.
- A dureza do eixo, no local de trabalho do lábio do retentor, deverá estar acima de 28 HRC.

Armazenagem dos retentores

Durante o período de armazenamento, os retentores deverão ser mantidos nas próprias embalagens, observando a temperatura ambiente, a qual deverá permanecer entre 10 °C e 40 °C. Para preservar os retentores de possíveis agravos e deformações acidentais, devem-se evitar manipulações desnecessárias.

Pré-lubrificação dos retentores

É recomendado a pré-lubrificação dos retentores no momento da montagem, favorecendo uma instalação perfeita do retentor no alojamento, permitindo também uma lubrificação inicial no lábio durante os primeiros giros do eixo. O fluido a ser utilizado na pré-lubrificação deverá ser o mesmo fluido a ser utilizado no sistema, devendo estar isento de contaminações.

São cuidados necessários durante a montagem do retentor no alojamento:

- A montagem do retentor no alojamento deve ser efetuada com o auxílio de uma prensa mecânica, hidráulica e um dispositivo que garanta o perfeito enquadramento do retentor no interior do alojamento.
- A superfície de apoio do dispositivo e o retentor devem apresentar diâmetros próximos, impossibilitando que o retentor sofra agravos durante a operação de prensagem.
- O dispositivo não pode, de forma alguma, danificar o lábio de vedação do retentor.

Cuidados que devem ser observados durante a substituição do retentor:

- Quando houver desmontagem do conjunto que provoque desmontagem do retentor ou do seu eixo de trabalho, recomenda-se substituir o retentor por um novo.
- Após a troca de um retentor e com o eixo mantido, o lábio do novo retentor não poderá trabalhar no sulco deixado pelo retentor anterior.
- Os riscos, sulcos, rebarbas, oxidação, assim como elementos estranhos devem ser evitados para não danificar o retentor ou ocasionar vazamento.

Geralmente devido aos defeitos no alojamento, usam-se adesivos (colas) para garantir a estanqueidade entre o alojamento e o retentor. Nessa situação, o adesivo não deve atingir o lábio do retentor, para não comprometer o seu desempenho.

Gaxetas

São elementos mecânicos utilizados para vedar a passagem do fluxo de fluido de um local para outro, total ou parcialmente. Os materiais usados na fabricação de gaxetas são: algodão, juta, asbesto (amianto), náilon, teflon, borracha, alumínio, latão e cobre.

A esses materiais são aglutinados outros, tais como: óleo, sebo, graxa, silicone, grafite, mica etc. A função desses outros materiais que são aglutinados às gaxetas é torná-las autolubrificadas. Em algumas situações, o fluxo de fluido não deve ser totalmente vedado, pois é necessária uma passagem mínima de fluido com a finalidade de auxiliar a lubrificação entre o eixo rotativo e a gaxeta. São produzidas em forma de cordas para serem recortadas ou em anéis prontos para a montagem. A seguir é apresentado a Figura 20, mostrando gaxetas trançadas.

FIGURA 20 - GAXETAS TRANÇADAS



FONTE: <http://balalata.com.br/wp/wp-content/uploads/2017/09/GAXETA_TRANCADA.jpg>. Acesso em: 27 abr. 2020.

- Gaxeta fofa com núcleo de fibra cerâmica – apresenta capa de fibra de vidro e seção redonda, sendo especialmente processada para conferir maior capacidade de isolamento térmico, com alta maleabilidade. É completamente inorgânica, de fácil aplicação e grande durabilidade, totalmente isenta de amianto com reduzido peso por metro.
- Gaxeta de aramida isolante – este tipo de gaxeta é destinado ao isolamento térmico, isenta de amianto, sendo fabricada de fios de aramida, com excelente resistência mecânica. Pode ser empregada para substituir o amianto em algumas aplicações, como em vedações térmicas de portas, tubulações, dutos etc.

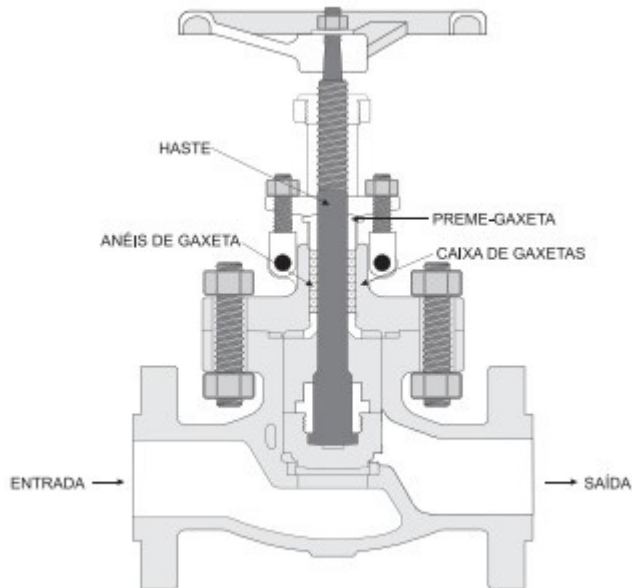
- Gaxeta de fibra de vidro – apresenta boa resistência térmica e mecânica, de baixo custo e, muito leve, por essa razão está sendo muito utilizada para substituir o amianto branco em vedação de portas, carros cerâmicos etc.
- Gaxeta de fibra cerâmica – esta gaxeta é a que apresenta melhor resistência à temperatura elevada, sendo utilizada na substituição da gaxeta de amianto branco em empresas com Certificação ISO 14000. É empregada para vedação térmica em geral, pois suporta temperaturas acima de 1000 °C.

Características básicas de aplicação

- *Estática*

Haste de válvulas: nestas aplicações, a gaxeta funciona como elemento de vedação, não sendo permitido gotejamento ou qualquer vazamento visual. Portanto, são gaxetas com características construtivas próprias para resistir à alta pressão de aperto, recebendo ou não reforços metálicos para aplicações extremas.

FIGURA 21 - APLICAÇÃO ESTÁTICA – VÁLVULAS



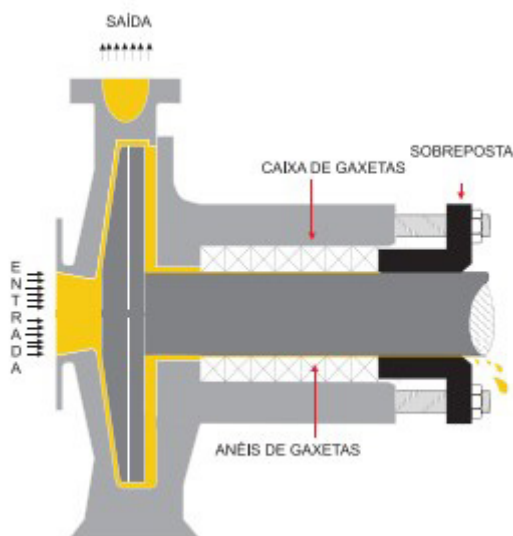
FONTE: Teadit (2017, p. 3)

- *Dinâmica*

Eixos de bombas e de outros equipamentos rotativos e alternativos. Normalmente, nessas aplicações, a gaxeta funciona como elemento controlador de vazamento e necessita de uma película de fluido entre ela e o eixo (luva), com o objetivo de diminuir o atrito entre ambos e refrigerar o sistema. As fontes desta película podem ser: os lubrificantes adicionados a gaxeta durante sua fabricação, o gotejamento controlado do fluido de processo ou um fluido de fonte externa.

Algumas gaxetas em situações específicas poderão trabalhar sem gotejamento, consulte nosso Departamento Técnico (vide introdução). Tentar eliminar o gotejamento através de aperto excessivo na sobreposta poderá elevar a temperatura dentro da caixa de gaxetas acima dos limites máximos de trabalho dos componentes da gaxeta (fibras, impregnantes e lubrificantes), e causar desgaste acentuado do eixo por abrasão. O aperto excessivo também poderá causar a extrusão da gaxeta entre o eixo e a caixa, travar o eixo e acarretar até mesmo a queima do motor elétrico. Não é recomendado o uso de gaxetas com reforço metálico em bombas, pois poderá danificar o eixo (luva).

FIGURA 22 - APLICAÇÃO DINÂMICA – BOMBAS



FONTE: Teadit (2017, p. 3)

Seleção da gaxeta

A escolha da gaxeta apropriada para cada tipo de trabalho deve ser feita com base em dados fornecidos pelos catálogos dos fabricantes. No entanto, os seguintes dados deverão ser levados em consideração:

- Material utilizado na confecção da gaxeta.
- Construção do eixo ou haste.
- Dimensões da caixa de gaxeta.
- Fluido líquido ou gasoso bombeado pela máquina.
- Temperatura e pressão dentro da caixa de gaxeta.
- Tipo de movimento da bomba (rotativo/alternativo).
- Ciclos de trabalho da máquina.
- Condições especiais da bomba: alta ou baixa temperatura; local de trabalho (submerso ou não); meio (ácido, básico, salino) a que se encontra exposta.

Selo mecânico

É um dispositivo mecânico de forma cilíndrica (Figura 23) utilizado na eliminação ou prevenção de vazamentos de fluidos, líquidos ou gases, sob pressão na caixa de selagem ou câmara do selo, de bombas centrífugas, bombas hidráulicas e reatores. Este dispositivo evita a passagem e saída de líquidos e gases entre o eixo rotativo (móvel) e a carcaça fixa da bomba.

FIGURA 23 - MODELOS DE SELOS MECÂNICOS



FONTE: <http://balalata.com.br/wp/wp-content/uploads/2017/09/MODELOS_SELOS_MECHANICOS.png>. Acesso em: 27 abr. 2020.

Em relação à gaxeta o selo mecânico apresenta diversas vantagens e benefícios, entre elas, podemos destacar a total vedação, assim como a durabilidade e manutenção praticamente inexistente, podem trabalhar sob grandes velocidades e em temperaturas e pressões elevadas, sem apresentar desgastes consideráveis.

O selo mecânico conforme já citado é um dispositivo de vedação que utiliza princípios hidráulicos para reter fluidos por meio de princípios hidráulicos, sendo que esta vedação pode ser processada em dois momentos: a vedação principal e a secundária.

Vedação principal

É realizada em um plano perpendicular ao eixo, por meio do contato deslizante entre as faces altamente polidas, de duas peças, comumente chamadas de sede e anel de selagem.

Vedação secundária

A vedação secundária é aplicada à sede e ao anel de selagem, por meio de diversos anéis com perfis diferentes, tais como: junta, anel *o'ring*, anel "V", cunha, fole etc.

Vantagens do selo mecânico

- Redução do atrito entre o eixo da bomba e o elemento de vedação, minimizando, conseqüentemente, a perda de potência.
- Eliminação do desgaste antecipado do eixo e da bucha.
- A vazão ou fuga do produto em operação é mínima ou imperceptível.
- Possibilita operar fluidos tóxicos, corrosivos ou inflamáveis com segurança.
- Apresenta a capacidade de absorver o jogo e a deflexão normais do eixo rotativo.

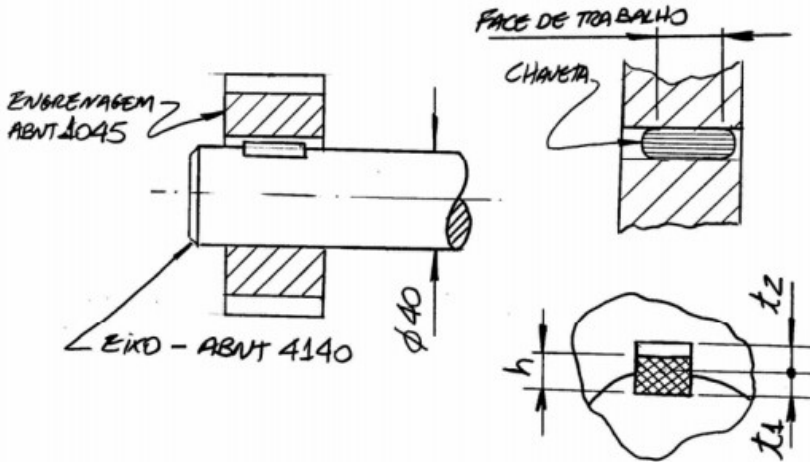
RESUMO DO TÓPICO 1

Neste tópico, você aprendeu que:

- Chavetas são elementos importantes usados na mecânica para fixação, pois existe a necessidade de unir peças como chapas, perfis e barras entre si. São colocadas na extensão do eixo para unir roldanas, rodas, volantes etc. Podem ser com ou sem cabeça e são de montagem e desmontagem fácil.
- Elementos de acoplamento são usados na transmissão de movimento de roção entre dois eixos. Sua aplicação tem objetivo de facilitar a manutenção de máquinas e equipamentos, com a vantagem de não interferir no posicionamento das árvores, podendo ser montado e removido sem problema de alinhamento.
- Elementos de vedação são usados para impedir a passagem, de maneira estática ou dinâmica, de líquidos, gases e sólidos particulados de um meio para outro.
- É importante que o material do vedador seja compatível com o produto vedado, para que não ocorra uma reação química entre eles.



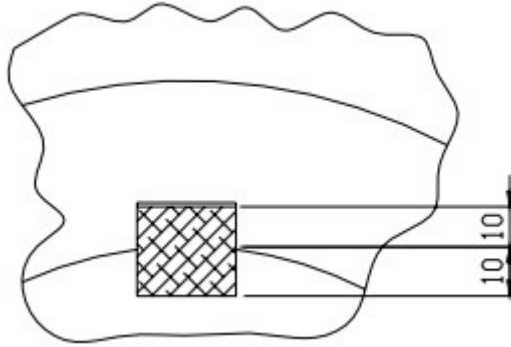
- 1 A engrenagem indicada na figura transmite um torque de 70 kgf.m ao eixo, considerando torque constante, dimensione uma chaveta para essa aplicação:



FONTES: A Autora

- Determinação da força
- Determinação da chaveta
- Tensões admissíveis
- Verificando compressão
- Verificando cisalhamento

- 2 Um eixo com diâmetro de 75 mm transmite torque para um acoplamento através da chaveta quadrada de 20 x 20 x 125mm de comprimento.
- Utilizando F.S. = 2 e sabendo-se que o material apresenta $\sigma_e = 34\text{kgf} / \text{mm}^2$



FONTE: A Autora

- a) Determine o máximo de torque que pode ser transmitido.

1 INTRODUÇÃO

Os eixos são elementos de máquinas utilizados para suportar componentes rotativos e/ou transmitir potência ou movimento rotativo ou axial. Trabalham em condições extremamente variáveis de carregamento.

FIGURA 24 - DIFERENTES TIPOS DE EIXOS



FONTE: <<https://player.slideplayer.com.br/97/15716031/data/images/img11.jpg>>. Acesso em: 27 abr. 2020.

Apresentam normalmente forma cilíndrica (existem exceções). Podendo apresentar perfis lisos e compostos, bem como se apresentarem com seções cheias ou vazadas, com grande variedade de tamanhos, consequentemente podendo ser utilizados em diversos campos de aplicação na engenharia.

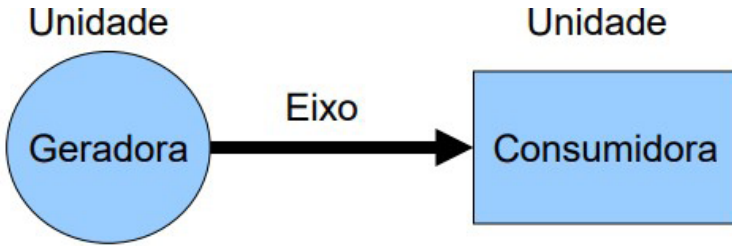
FIGURA 25 - EIXO COM DISTINTAS FORMAS EM UMA MESMA PEÇA



FONTE: <<https://player.slideplayer.com.br/97/15716031/data/images/img13.jpg>>. Acesso em: 27 abr. 2020.

Normalmente são construídos em materiais metálicos, porém em função de novos materiais ou aplicações específicas, materiais alternativos passaram a ser utilizados. *Eixos de transmissão ou simplesmente eixos* são utilizados em praticamente todas as partes de máquinas que possuem algum movimento rotativo para transmitir o movimento de rotação e torque de um ponto ao outro.

FIGURA 26 - TRANSMISSÃO DE MOVIMENTO



FONTE: <<https://slideplayer.com.br/slide/15716031/>>. Acesso em: 27 abr. 2020.

2 CLASSIFICAÇÃO

Podem ser classificados de duas formas:

- Eixos propriamente ditos

Sua característica principal é que nesta situação, este elemento trabalha fixo como por exemplo temos: eixos não tracionados de veículo ou equipamento (eixo que sustenta a roda de um carrinho de mão).

FIGURA 27 - EIXOS NÃO TRACIONADOS DE VEÍCULO (A) OU EQUIPAMENTO (B)



FONTE: <<https://player.slideplayer.com.br/97/15716031/data/images/img25.jpg>>. Acesso em: 27 abr. 2020.

FIGURA 28 - EIXOS QUE SUPORTAM CARGAS



FONTE: <<https://player.slideplayer.com.br/97/15716031/data/images/img26.jpg>>. Acesso em: 27 abr. 2020.

- Eixos-árvore

Nesta situação, o elemento está em movimento. Exemplos: eixos que compõem a caixa de transmissão de um veículo Figura 29a, ou um eixo de uma serra circular Figura 229b.

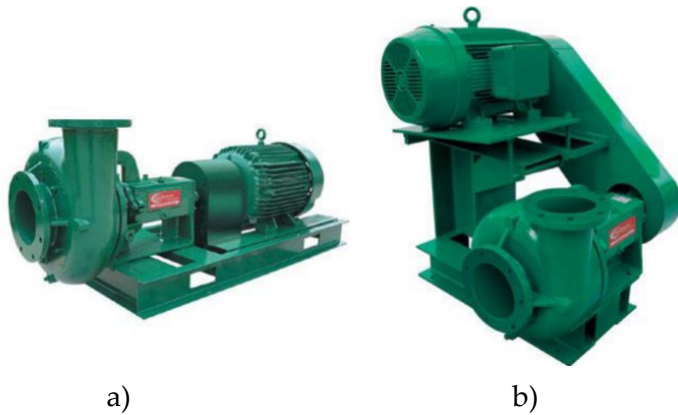
FIGURA 29 - EXEMPLOS DE ARVORE DE EIXOS, CAIXA DE TRANSMISSÃO DE UM VEÍCULO (A), OU UM EIXO DE UMA SERRA CIRCULAR (B)



FONTE: <<https://player.slideplayer.com.br/97/15716031/data/images/img28.jpg>>. Acesso em: 27 abr. 2020.

Um eixo tipicamente transmite diretamente torque de um dispositivo de comando (motor elétrico ou de combustão interna) através da máquina Figura 30a. Outras vezes, acoplados aos eixos, encontramos engrenagens, polias, correntes que transmitem o movimento rotativo para outra unidade Figura 30b.

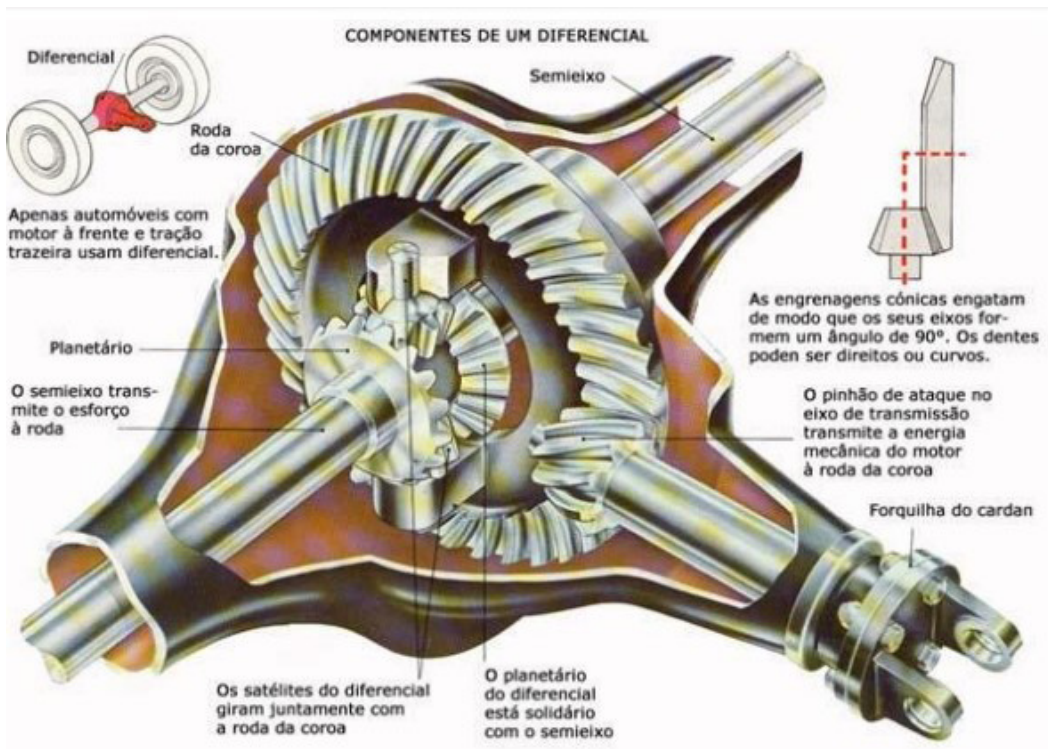
FIGURA 30 - TRANSMISSÃO DIRETA E INDIRETA ATRAVÉS DE CORREIA EM BOMBAS CENTRÍFUGAS



FONTE: <<https://player.slideplayer.com.br/97/15716031/data/images/img30.jpg>>. Acesso em: 27 abr. 2020.

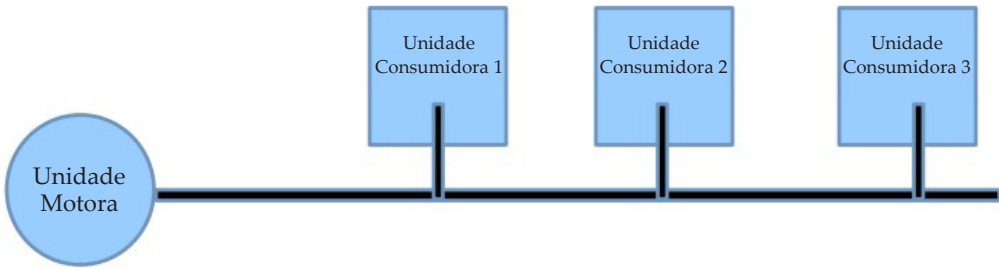
Na Figura 31, temos a imagem de um diferencial que cuja principal objetivo do eixo é transmitir a potência do motor para as rodas de tração, mesmo em alta velocidade fazendo girar mais rapidamente a roda externa em uma curva, compensando as diferentes distâncias do veículo.

FIGURA 31 - EIXOS ENCONTRADOS EM UM DIFERENCIAL



FONTE: <<https://player.slideplayer.com.br/97/15716031/data/images/img32.jpg>>. Acesso em: 27 abr. 2020.

FIGURA 34 - EIXO QUE TRANSMITE POTÊNCIA PARTINDO DA GERAÇÃO ATÉ A ÚLTIMA UNIDADE CONSUMIDORA

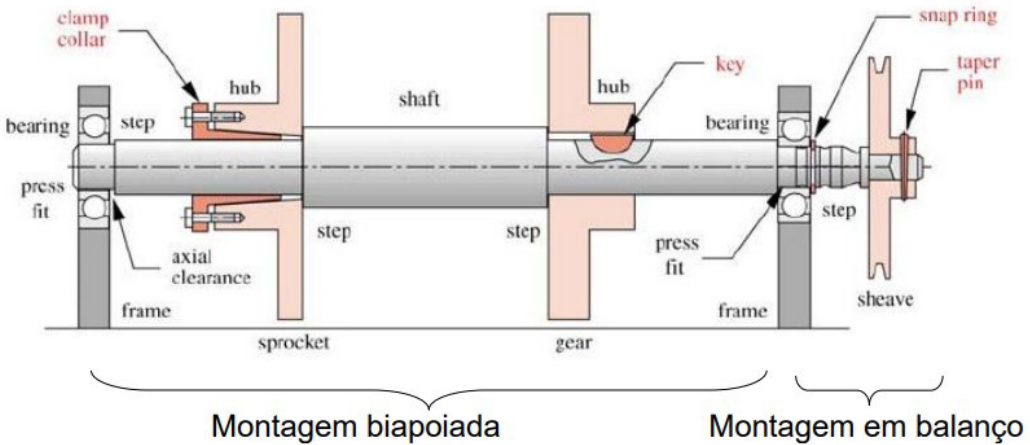


FONTE: <<https://slideplayer.com.br/slide/15716031/>>. Acesso em: 27 abr. 2020.

3 MONTAGEM

Os eixos são montados sobre apoios (mancais), em duas configurações possíveis: uma configuração biapoiada (montagem em sela) ou em balanço (montagem saliente), dependendo da configuração da máquina. Cada tipo de montagem apresenta seus prós e seus contras.

FIGURA 35 - MONTAGEM E CONFEXÕES



FONTE: <<https://player.slideplayer.com.br/97/15716031/data/images/img53.jpg>>. Acesso em: 27 abr. 2020.

4 PERFIL

Às vezes é possível projetar eixos de transmissão úteis que não têm variações do diâmetro de seção ao longo de seu comprimento, mas é mais comum que os eixos tenham um número de degraus ou ressaltos onde o diâmetro mude para acomodar elementos fixados tais como mancais, catracas, engrenagens entre outros.

FIGURA 36 - FORMA DE EIXO HETEROGÊNEA (A) E HOMOGÊNEA (B)



a)



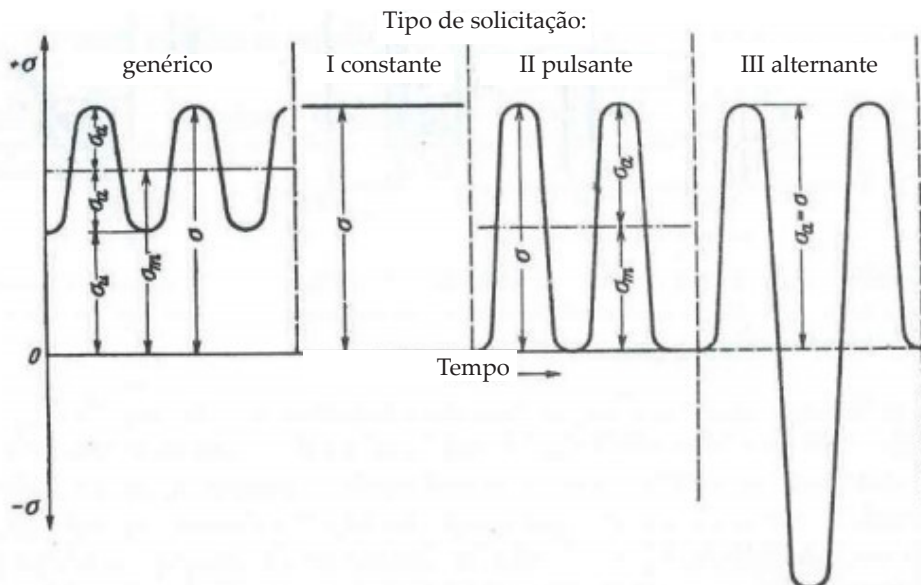
b)

FONTE: <<https://player.slideplayer.com.br/97/15716031/data/images/img54.jpg>>. Acesso em: 27 abr. 2020.

5 SOLICITAÇÕES

O estudo e dimensionamento dos eixos é relativamente complexo. Isto acontece porque, normalmente há uma grande quantidade de solicitações que este elemento pode sofrer. Por exemplo, torções, flexões, esforços cortantes e esforços normais. A Figura 37 mostra os diferentes tipos solicitações que um eixo pode sofrer.

FIGURA 37 - SOLICITAÇÕES QUE UM EIXO PODE SOFRER



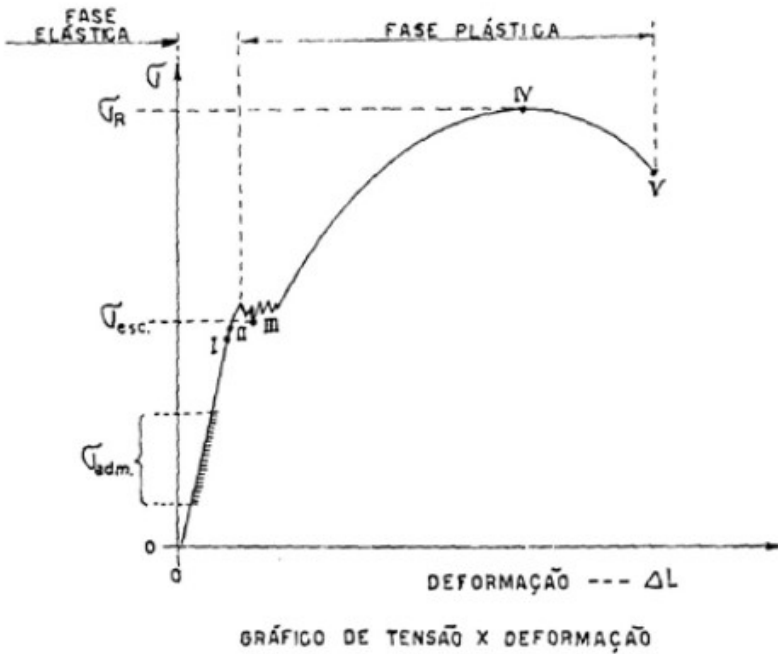
FONTE: <<https://player.slideplayer.com.br/97/15716031/data/images/img64.jpg>>. Acesso em: 27 abr. 2020.

Uma metodologia empregada é a de calcular as solicitações separado e, após, somar os resultados para identificar a força resultante.

No dimensionamento dos elementos de máquinas ou estruturas, como os eixos, vários são os critérios que podem ser utilizados para o estabelecimento de suas dimensões mínimas, compatíveis com as propriedades mecânicas dos materiais utilizados.

Tais critérios surgem quando se busca a resposta do ponto onde ocorrerá a deterioração do material, por ruptura, por plastificação, por ser ultrapassado o limite de proporcionalidade, ou de escoamento etc. dependendo de seu uso. Assim o dimensionamento do eixo deve ser realizado considerando que o material é elástico e linear (Lei de Hooke), conforme mostrado na Figura 38.

FIGURA 38 - TENSÃO X DEFORMAÇÃO



FONTE: <<https://player.slideplayer.com.br/97/15716031/data/images/img65.jpg>>. Acesso em: 27 abr. 2020.

O projetista de máquinas está frequentemente envolvido com a tarefa de projetar um eixo (tipo de material, comprimento e principalmente o diâmetro) que atenda de forma segura a todos os requisitos solicitados.

6 CARGAS EM EIXOS

A carga em eixos de transmissão de rotação é predominantemente uma de dois tipos:

- Torção devido ao torque transmitido.
- Flexão devido às cargas transversais em engrenagens, polias e catracas.

Calculando-se a carga resultante. Essas cargas normalmente ocorrem em combinação, porque o torque transmitido pode estar associado com forças nos dentes das engrenagens ou de catracas fixadas aos eixos. O caráter de ambas as cargas pode ser fixo (constante) ou variar no tempo.

O dimensionamento de eixos se baseia na teoria de vigas, de Resistência dos Materiais, as funções ajustadas para a seção transversal circular estão descritas a seguir. A equação 2.1 é usada para calcular a tensão sofrido pelo eixo:

$$\sigma = \frac{M_i}{W_f} \leq \sigma_{adm} \quad (2.1)$$

Com a equação 2.2 calcula-se o módulo de resistência:

$$W_f = \frac{\pi d^3}{32} \quad (2.2)$$

O momento fletor pode ser calculado pela equação 2.3:

$$\frac{M_i}{\frac{\pi d^3}{32}} \leq \sigma_{adm} \Rightarrow d \geq 2,17 \cdot \sqrt[3]{\beta \frac{M_i}{\sigma_{adm}}} \quad (2.3)$$

Na equação 2.4 tem-se o cálculo para o fator de forma:

$$\beta = \frac{1}{1 - \left(\frac{d_i}{d}\right)^4} \quad (2.4)$$

A equação 2.5 é usada para calcular o torque no eixo:

$$T = \left(\frac{P}{\omega} \right) \quad (2.5)$$

Onde:

$T = \text{Torque (N.m)}$;

$P = \text{Potência (W)}$.

$$\omega = \frac{2\pi.N}{60} \quad (2.6)$$

$\omega = \text{Velocidade angular (rad/s)}$;

$N = \text{Rotação (rpm)}$.

7 POTÊNCIA NO EIXO

A potência transmitida por um eixo pode ser encontrada a partir de princípios básicos. A potência instantânea para um sistema rotativo é o produto do torque pela velocidade angular conforme a equação 2.7.

$$P = T.\omega \quad (2.7)$$

8 ESFORÇOS NA TRANSMISSÃO

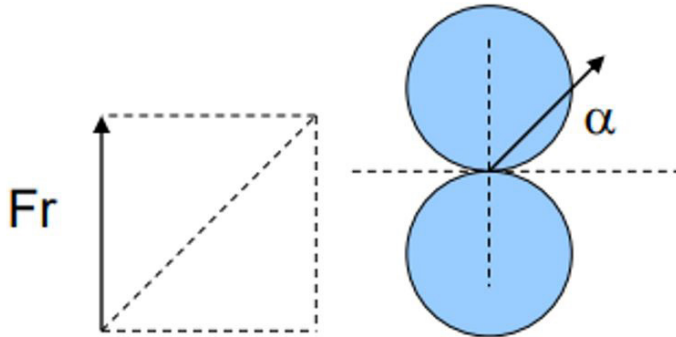
Os eixos de transmissão são usados em praticamente todas as máquinas para transmitir torque e rotação de um ponto a outro, estes incluem engrenagens, polias ou catracas. Os eixos geralmente são montados em mancais na configuração biapoada, ou em balanço, dependendo da configuração da máquina.

As cargas nos eixos de transmissão são predominantemente duas, sendo uma de torção devido ao torque transmitido e outra de flexão devido as cargas transversais em engrenagens, polias e catracas, estas duas cargas ocorrem geralmente em combinação, porque o torque transmitido está associado com as forças nos dentes das engrenagens.

A engrenagem motora dá origem a uma carga radial na engrenagem movida, que reage com a engrenagem motora na mesma intensidade, porem em sentido oposto, ocasionando a carga radial F_r (Figura 39) que pode ser obtida através da equação 2.8.

9 ELEMENTOS ENGRENAGENS

FIGURA 39 - FORÇA RADIAL



FONTE: <<http://www.madeira.ufpr.br/disciplinasalan/AT102-Aula01.pdf>>. Acesso em: 27 abr. 2020.

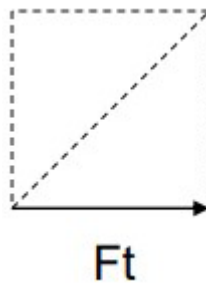
$$Fr = Ft.tan(\alpha) \quad (2.8)$$

$$Fr = F.radial(N) \quad (2.9)$$

$tg\alpha_0$ = Tangente do ângulo de pressão do engrenamento

A Figura 40 é usada para mostrar como é calculada a força tangencial na engrenagem transmitida ao eixo.

FIGURA 40 - FORÇA TANGENCIAL



FONTE: <<http://www.madeira.ufpr.br/disciplinasalan/AT102-Aula01.pdf>>. Acesso em: 27 abr. 2020.

$$Ft = \frac{2T}{dp} = \frac{T}{rp} = \frac{P}{\omega.rp} \quad (2.10)$$

$Ft = F.Tangencial(N)$;
 $dp = diâmetro primitivo(m)$;

Ou:

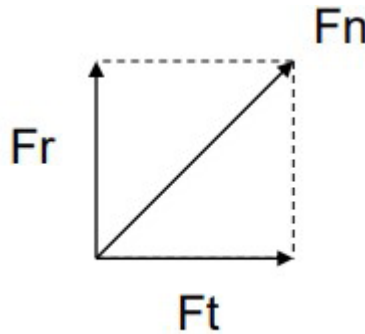
$$F_t = \frac{P}{v_p} \quad (2.11)$$

$v_p =$ velocidade periférica(m/s).

$$v_p = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n}{60 \cdot 1000} \quad (2.12)$$

A Figura 41 mostra a Força Resultante (F_n) na engrenagem transmitida ao eixo, essa força resultante pode ser calculada pela equação 2.13.

FIGURA 41 - FORÇA RESULTANTE



FONTE: <<http://www.madeira.ufpr.br/disciplinasalan/AT102-Aula01.pdf>>. Acesso em: 27 abr. 2020.

$$F_n = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} \quad (2.13)$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} \text{ ou } \frac{F_r}{\sin(\alpha)} \quad (2.14)$$

Cálculos de reações de apoios

A reação vertical no apoio "A" (RA), pode ser obtida através da equação 2.15:

$$RA = \frac{a \cdot Fr}{l} \quad (2.15)$$

Onde:

HA = Reação vertical no apoio A [N];
 a = Distância da engrenagem até a reação B [mm];
 Ft = Força radial [N];
 l = Distância entre as reações de apoio.

A reação horizontal no apoio "A" (HA), pode ser obtida através da equação 2.16:

$$HA = \frac{a * Ft}{l} \quad (2.16)$$

Onde:

HA = Reação horizontal no apoio A [N];
 a = Distância da engrenagem até a reação B [mm];
 Ft = Força tangencial [N];
 l = Distância entre as reações de apoio [mm].

Cálculos para os momentos

O momento fletor vertical é obtido através da equação 2.17:

$$M_V = RA * b \quad (2.17)$$

Onde:

MV = Momento fletor vertical [Nmm];
 RA = Reação vertical no apoio A [N];
 b = Distância da engrenagem até a reação A [mm].

O momento fletor horizontal é obtido através da equação 2.18:

$$M_H = HA * b \quad (2.18)$$

Onde:

MH = Momento fletor horizontal [Nmm];
 HA = Reação horizontal no apoio A [N];
 b = Distância da engrenagem até a reação A [mm].

A flexão tende a curvar o eixo, para atenuar a flexão do eixo, sempre que possível as cargas devem ser aplicadas o mais próximo possível das reações de apoio, quando um eixo apresentar duas engrenagens e as forças tangenciais forem em sentidos contrários as forças de reação devem ser subtraídas, já se forem de mesmo sentido devem ser somadas.

Para um eixo com duas engrenagens as reações e momentos devem ser calculadas considerando as forças das duas engrenagens, a reação vertical no apoio "A" (RA) para um eixo com duas engrenagens, pode ser obtida através da equação 2.19.

$$RA = \frac{b * Fr2}{l} \pm \frac{a * Fr3}{l} \quad (2.19)$$

Onde: RA = Reação vertical de apoio A [N];

b = Distância da primeira engrenagem até a reação B [mm];
 a = Distância da segunda engrenagem até a reação B [mm];
 $Fr2$ = Força radial da engrenagem 2 [N];
 $Fr3$ = Força radial da engrenagem 3 [N];
 l = Distância entre as reações de apoio.

A reação horizontal no apoio "A" (HA), para um eixo com duas engrenagens pode ser obtida através da equação 2.20.

$$RH = \frac{b * Ft2}{l} \pm \frac{a * Ft3}{l} \quad (2.20)$$

Onde:

HA = Reação de apoio no plano horizontal [N];
 b = Distância da primeira engrenagem até a reação B [mm];
 a = Distância da segunda engrenagem até a reação B [mm];
 $Ft2$ = Força tangencial da engrenagem 2 [N];
 $Ft3$ = Força tangencial da engrenagem 3 [N];
 l = Distância entre as reações de apoio [mm];

O momento fletor vertical do eixo com duas engrenagens, segundo Freire (1997), é obtido através da equação 2.21.

$$M_v = RA * t - Fr2 * c \quad (2.21)$$

Onde:

MV = Momento fletor vertical [Nmm];
 RA = Reação vertical no apoio A [N];
 t = Distância da segunda engrenagem até a reação A [mm];
 $Fr2$ = Força radial da engrenagem 2 [N];
 c = Distância entre as duas engrenagens [mm].

O momento fletor horizontal para um eixo com duas engrenagens é obtido através da equação 2.22.

$$M_H = HA * t - Ft2 * c \quad (2.22)$$

Onde:

MH = Momento fletor horizontal [Nmm];
 HA = Reação de apoio no plano horizontal [N];
 t = Distância da segunda engrenagem até a reação A [mm];
 $Ft2$ = Força tangencial da engrenagem 2 [N];
 c = Distância entre as duas engrenagens [mm];

O momento fletor resultante de um eixo é obtido pela equação 2.23:

$$M_r = \sqrt{M_V^2 + M_H^2} \quad (2.23)$$

Conhecidos os momentos máximos calcula-se o momento ideal para posteriormente obter-se o diâmetro mínimo do eixo. O momento ideal é obtido pela equação 2.24.

$$M_i = \sqrt{M_V^2 + \left(\frac{\bar{a}}{2} \cdot M_T\right)^2} \quad (2.24)$$

Onde:

M_i = Momento Ideal [Nmm];
 M_r = Momento resultante máximo [Nmm];
 MT = Momento torçor, torque [Nmm];
 \bar{a} = Coeficiente de Bach.

O coeficiente de Bach é o produto da tensão admissível a flexão, pela tensão admissível na torção ou tensão de cisalhamento, e este é utilizado para calcular o momento ideal de um eixo, conforme a equação 2.25.

$$\bar{a} = \frac{\sigma_{fad_m}}{\tau_{tad_m}} \tag{2.25}$$

Onde:

σ_{fad_m} = Tensão admissível a flexão [MPa];

τ_{tad_m} = Tensão admissível na torção [MPa];

O diâmetro mínimo do eixo se obtém através da equação 2.26.

$$d \geq 2,17 \sqrt[3]{\frac{Mi}{\sigma_{fad_m}}} \tag{2.26}$$

Onde:

d = diâmetro mínimo do eixo [mm];

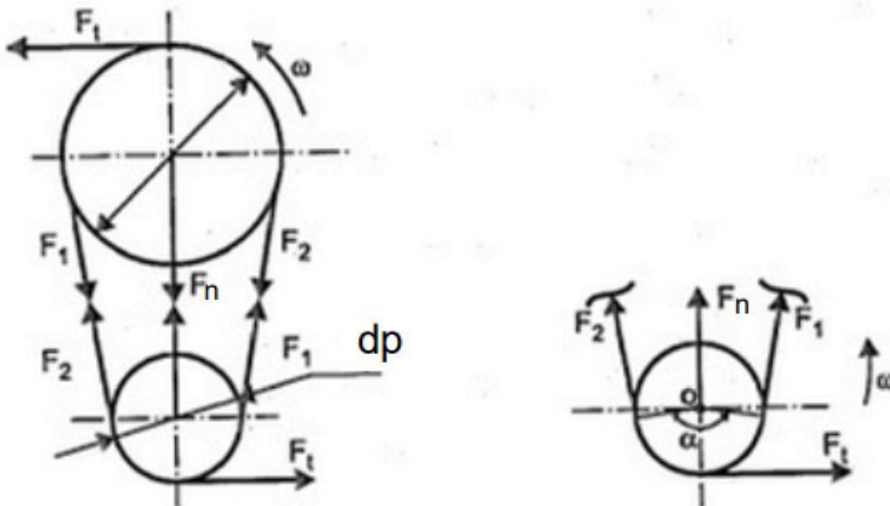
Mi = momento ideal [N.mm];

σ_{fad_m} = tensão admissível de flexão [MPa].

10 ELEMENTOS POLIAS

Para cálculo da força resultante F_n em polias (Figura 42), existe a necessidade de se realizar a soma vetorial de duas forças (F_1 -motora e F_2 -resistiva). Esta soma é igual a F_t .

FIGURA 42 - FORÇA RESULTANTE EM POLIAS (F_N)



FONTE: <<http://www.madeira.ufpr.br/disciplinasalan/AT102-Aula01.pdf>>. Acesso em: 27 abr. 2020.

O cálculo da força tangencial (F_t) para a Polia pode ser calculada pela equação 2.27.

$$F_t = \frac{2T}{dp} \quad (2.27)$$

F_t = Força tangencial (N);
 dp = diâmetro da polia (m).

Para o cálculo da Força Resultante (F_1, F_2) da Polia, temos que:

$$F_1 - F_2 = F_t \quad (2.28)$$

$$planas: \frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \alpha_{rad}} \quad (2.29)$$

$$Trapezoidal: \frac{F_1}{F_2} = e^{\frac{\mu \alpha_{rad}}{\sin(\psi/2)}} \quad (2.30)$$

$$\alpha_{rad} = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot \alpha^\circ \quad (2.31)$$

Onde:

F_1 = Força Motora (N);

F_2 = Força Resistiva (N);

e = base dos logaritmos neperianos = $e = 2,71...$

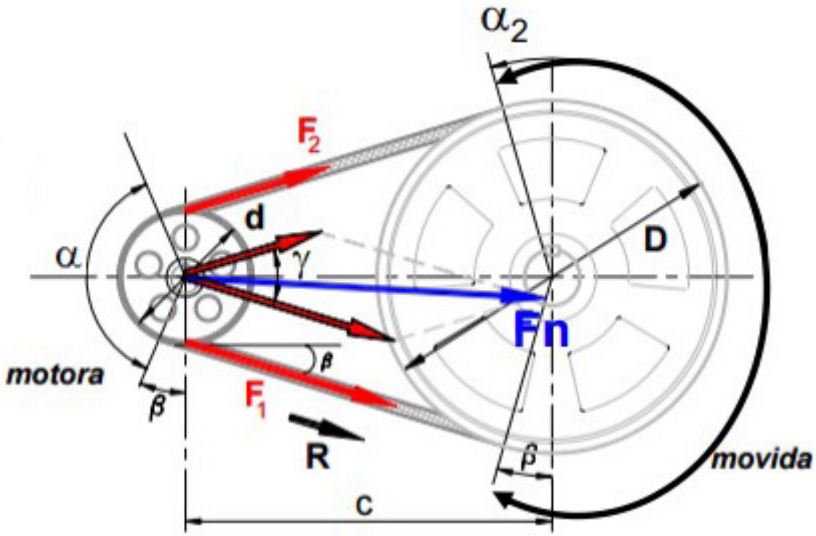
μ = coeficiente de atrito – polia e correia (adimensional);

μ da borracha = 0,2-0,8;

α_{rad} = arco de contato – abraçamento da polia menor (radianos).

Força Resultante (Fn) – Polia

FIGURA 43 - FORÇA RESULTANTE (FN) DA POLIA



FONTE: <<http://www.madeira.ufpr.br/disciplinasalan/AT102-Aula01.pdf>>. Acesso em: 27 abr. 2020.

A partir da Figura 43 podemos calcular F_n através da equação 2.32:

$$F_n = \sqrt{F_1^2 F_2^2 + 2.(F_1.F_2.COS\gamma)} \tag{2.32}$$

Onde:

F_n = Força resultante (N).

$$\gamma = 2.\beta$$

$$\beta = \frac{180 - \alpha}{2}$$

$$\alpha + \gamma = 180$$

$$\gamma = \alpha_2 - 180$$

1.1 MANCAIS DE ROLAMENTOS

Usamos o termo mancal aqui no sentido mais geral. Sempre que duas partes têm movimento relativo, elas constituem um mancal por definição, sem levar em conta sua forma ou configuração. Normalmente, precisa-se de lubrificação em qualquer mancal para reduzir o atrito e remover o calor.

Os mancais podem rolar, escorregar ou fazer ambos simultaneamente. Um mancal plano é formado por dois materiais quaisquer que se esfregam entre si, como uma camisa ao redor de um eixo ou uma superfície plana sob uma parte que escorrega. No caso de um mancal plano, uma das partes móveis geralmente será de aço, ferro fundido ou algum outro material estrutural a fim de atingir a resistência e a dureza requeridas. Por exemplo, eixos de transmissão, elos e pinos estão nessa categoria. As partes contra as quais eles se movem normalmente são feitas de um material “de apoio” como bronze, babbitt ou um polímero não metálico.

Um mancal plano radial pode ser bipartido para montá-lo no eixo, ou pode ser um círculo completo chamado de bucha. Um mancal axial suporta carga axial. Alternativamente, um mancal de elementos rolantes, que tem esferas de aço endurecidas ou rolos mantidos entre pistas de aço endurecido, pode ser usado para permitir atrito muito baixo. Mancais planos são tipicamente projetados sob especificação para aplicação, enquanto os mancais de elementos rolantes são tipicamente selecionados de catálogos de fabricantes para acomodar as cargas, velocidades e a vida especificada para a aplicação em particular. Mancais de elementos rolantes podem resistir a cargas radiais, axiais ou a uma combinação de ambas.

1.1.1 VANTAGENS E DESVANTAGENS DOS ROLAMENTOS

As principais características dos rolamentos podem ser:

- Menor atrito e aquecimento.
- Maior sensibilidade aos choques.
- Baixa exigência de lubrificação.
- Maiores custos de fabricação.
- Intercambialidade internacional.
- Tolerância pequena para carcaça e alojamento do eixo.
- Não há desgaste do eixo.
- Pequeno aumento da folga.
- Não suporta cargas tão elevadas durante a vida útil, como os mancais de deslizamento.
- Ocupa maior espaço radial.

1.1.2 TIPOS E SELEÇÃO

Os rolamentos são selecionados conforme:

- As medidas do eixo.
- O diâmetro interno (d).
- O diâmetro externo (D).
- A largura (L).
- O tipo de solicitação.
- O tipo de carga.
- O número de rotação.

As funções requeridas para os rolamentos diferem de acordo com a aplicação, e devem ser mantidas necessariamente por um período além do determinado. O rolamento, mesmo que utilizado corretamente, com o passar do tempo deixa de desempenhar de forma satisfatória a sua função. Isso se deve a vários fatores, o aumento de ruído e vibração, a redução da precisão pelo desgaste, a deterioração da graxa lubrificante, e pelo escamamento que ocorre por fadiga e que pode surgir na superfície do rolamento.

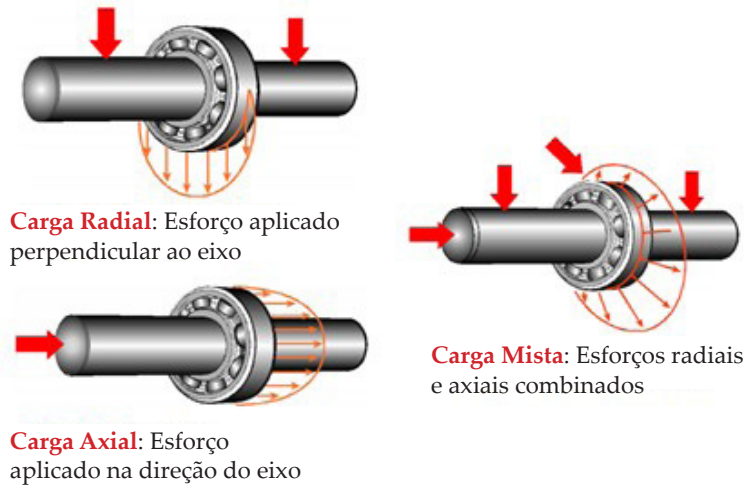
1.1.3 LIMITE DE ROTAÇÃO

Corresponde à velocidade máxima permissível obtida empiricamente, que permite a operação contínua do rolamento, sem que ocorra o travamento por superaquecimento ou a geração de calor acima de determinado limite.

Rolamentos autocompensadores são componentes de duas carreiras, autossustentáveis, compostos por anéis externos maciços, cuja pista é oca, tendo, em seu interior, anéis internos maciços, assim como rolamento de rolos com gaiolas. Os anéis internos têm perfurações cilíndricas ou cônicas. Os rolamentos classificam-se de acordo com as forças que eles suportam e podem ser radiais, axiais e mistos conforme mostrado pela Figura 43.

- Radiais – não suportam cargas axiais e impedem o deslocamento no sentido transversal ao eixo.
- Axiais – não podem ser submetidos a cargas radiais e impedem o deslocamento no sentido axial, isto é, longitudinal ao eixo.
- Mistos – suportam tanto carga radial, como axial. Impedem o deslocamento tanto no sentido transversal, quanto no axial.

FIGURA 44 - FORÇAS APLICADAS AOS EIXOS



FONTE: <https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/3475916/mod_resource/content/1/Aula_10.pdf>. Acesso em: 27 abr. 2020.

Conforme a sollicitação, os mancais apresentam uma infinidade de tipos empregados em aplicações específicas, tais como: máquinas agrícolas, motores elétricos, máquinas ferramentas, compressores, construção naval etc.

Quanto aos elementos rolantes, os rolamentos podem ser:

- De esferas – neste caso, os corpos rolantes são esferas, considerados mais apropriados para rotações mais elevadas.
- De rolos – quando os corpos rolantes são formados de rolos cilíndricos, cônicos ou barriletes. Estes suportam cargas maiores e devem ser usados em velocidades menores.
- De agulhas – apresentam corpos rolantes de pequeno diâmetro e grande comprimento, sendo recomendados para mecanismos oscilantes, onde a carga não é constante e o espaço radial é limitado.

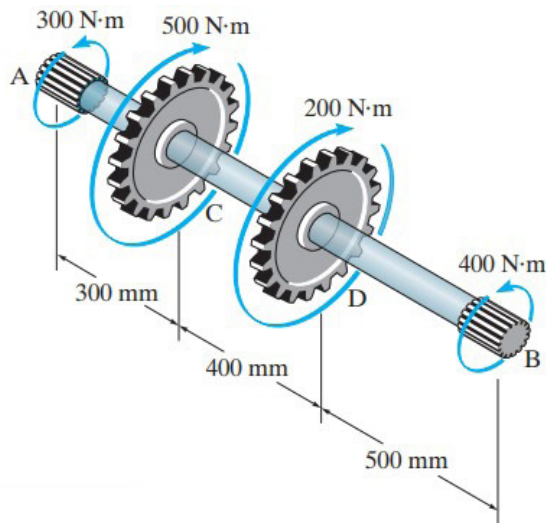
RESUMO DO TÓPICO 2

Neste tópico, você aprendeu que:

- Eixos são usados em todas as máquinas de movimento rotativo.
- O aço é a escolha usual de material para obter a rigidez suficiente para pequenas deflexões.
- Os eixos de máquinas normalmente têm ressalto para a localização axial de elementos anexos como mancais de rolamento, engrenagens ou polias.
- Esses ressalto criam concentrações de tensão que devem ser consideradas na análise de tensões.
- Rasgos de chavetas ou ajustes por interferência também podem criar concentração de tensões.
- O carregamento nos eixos é normalmente uma combinação de torção e flexão, e cada um deles, ou ambos, pode ser variável no tempo.
- O caso de carregamento geral de torque variado, combinado com flexão variada, requer uma abordagem com o diagrama de Goodman modificado para a análise de falha.

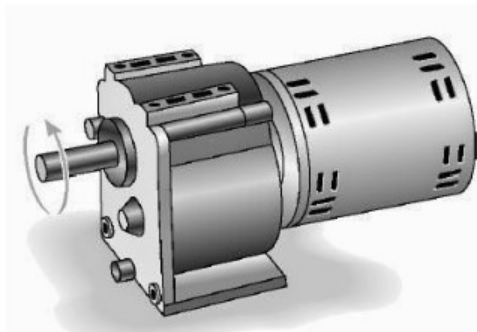


- Um eixo tubular de diâmetro interno de 30 mm e diâmetro externo de 42 mm é usado para transmitir 90 kW de potência. Determine a frequência de rotação do eixo de modo que a tensão de cisalhamento não exceda 50 Mpa.
- Um eixo maciço de 30 mm de diâmetro é usado para transmitir os torques aplicados às engrenagens. Determine a tensão de cisalhamento máxima absoluta no eixo e a tensão de cisalhamento desenvolvida nos pontos C e D do eixo. Indicar a tensão de cisalhamento nos elementos de volume localizados nesses pontos.



FONTE: A Autora

- Um motor de engrenagens pode desenvolver 100 W quando gira a 300 rev/minuto. Se o eixo tiver diâmetro de 12 mm, determine a tensão de cisalhamento máxima que será desenvolvida no eixo.



FONTE: A Autora

MOLAS

1 INTRODUÇÃO

Praticamente qualquer parte feita de um material elástico possui alguma “mola” dentro de si. O termo mola, neste contexto, se refere a partes construídas em configurações particulares para prover um intervalo de força dentro de um espaço significativo de deflexão e/ou para armazenar energia potencial. Molas são projetadas para prover uma força de tração, compressão ou um torque, ou principalmente para guardar energia, e podem ser divididas nessas quatro categorias gerais. Dentro de cada categoria, muitas configurações de molas são possíveis. Molas podem ser feitas de fio redondo ou retangular dobrado em alguma forma adequada como de espira, ou de uma barra plana carregada como uma viga. Muitas configurações padronizadas para molas estão disponíveis como itens de estoque em catálogos de fabricantes de molas. É geralmente mais econômico para o projetista utilizar uma mola de catálogo, se possível. Algumas vezes, contudo, a tarefa requer uma mola projetada segundo as necessidades do cliente. Essas molas podem desenvolver funções secundárias, como localização ou montagem de componentes. Em todos os casos, o projetista deve entender e utilizar apropriadamente a teoria de molas a fim de que possa especificar ou projetar a peça.

As molas da Figura 45 são elementos de máquinas que têm a função de armazenar energia, assim como absorver ou amortecer choques e vibrações. Possuem também a capacidade de sofrer grandes deformações voltando ao seu estado inicial. Estes elementos flexíveis têm a característica de transmitir potência através de distâncias relativamente grandes, substituindo engrenagens, eixos, mancais ou dispositivos similares de transmissão de potência.

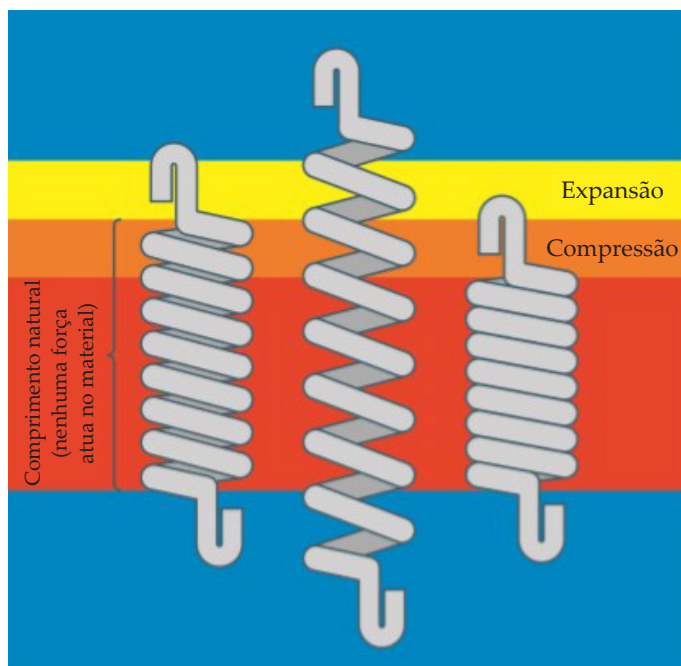
FIGURA 45 - MOLAS HELICOIDAIS



FONTE: Franceschi e Antonello (2014, p. 57)

Molas são usadas para exercer forças, para prestar flexibilidade, e para armazenamento de energia na forma mecânica de deformação elástica (Figura 46). Podem ser classificadas quanto à sua forma e natureza dos esforços que as solicitam. Quanto à forma geométrica, as molas podem ser helicoidais (forma de hélice) ou planas e, quanto ao esforço que suportam, as molas podem ser de tração, de compressão ou de torção.

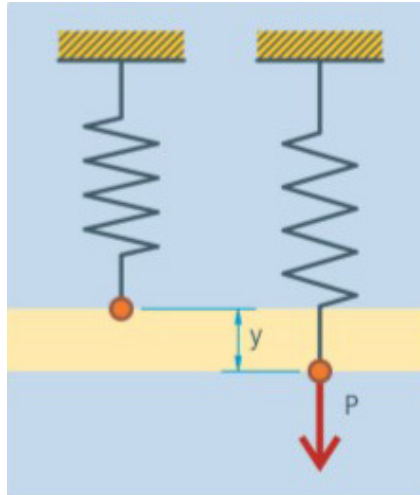
FIGURA 46 - TIPOS DE ESFORÇOS SUPORTADOS PELAS MOLAS



FONTE: Franceschi e Antonello (2014, p. 58)

A flexibilidade (φ) de uma mola quantifica-se pelo valor constante da relação entre o deslocamento y do ponto de aplicação da força atuante e a intensidade P da força atuante. A rigidez de uma mola, designada por constante de mola k , é o inverso da flexibilidade, determinada através da relação entre a intensidade da força atuante e o seu respectivo deslocamento.

FIGURA 47 - FLEXIBILIDADE E RIGIDEZ EM UMA MOLA



FONTE: Franceschi e Antonello (2014, p. 59)

No dimensionamento de uma mola há, em geral, a necessidade de atender aos seguintes fatores:

- Permitir o alojamento da mola no espaço disponível.
- Satisfazer os requisitos de rigidez.
- Enquadrar os valores do deslocamento e da força máximos aos valores impostos pelo projeto.
- Satisfazer a condição de resistência nas condições estáticas e de fadiga.

2 CONSTANTE DE MOLA

Independentemente da configuração da mola, esta possui uma constante de mola k , definida como a inclinação da sua curva força-deflexão. Se a inclinação for constante, a mola é linear e k pode ser definida como:

$$k = \frac{F}{y} \quad (3.1)$$

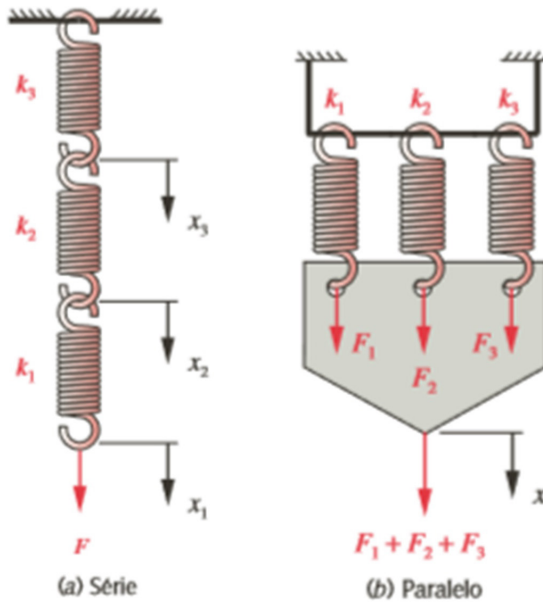
Onde:

F é a força aplicada;
 y a deflexão.

Uma vez que a função deflexão pode ser sempre determinada para cada geometria conhecida e carregamento, e porque a função de deflexão expressa uma relação entre força aplicada e deflexão, ela pode facilmente ser rearranjada algebricamente para expressar k como escrito na Equação 3.1 a constante de mola pode ser um valor constante (mola linear) ou pode variar com a deflexão (mola não linear). Ambas têm suas aplicações, mas frequentemente queremos uma mola linear para controlar o carregamento. Muitas configurações de mola possuem constantes de mola constantes e, para algumas, essa constante pode ser nula (força constante). Quando várias molas são combinadas, a constante de mola resultante depende do fato de a combinação ser em série ou em paralelo.

Combinações em série caracterizam-se por ter a mesma força presente em todas as molas com cada uma contribuindo um pouco com a deflexão total, como mostrado na Figura 48a. As molas em paralelo têm todas a mesma deflexão e a força total é dividida individualmente entre as molas, como mostrado na Figura 48b. Para molas em paralelo, constantes de mola individuais são adicionadas diretamente.

FIGURA 48 - MOLAS EM SÉRIE E EM PARALELO



FONTE: Norton (2013, p. 787)

A equação 3.2 é usada para calcular as constantes de molas em paralelo:

$$k_{total} = k_1 + k_2 + k_3 + \dots + k_n \quad (3.2)$$

Para molas em série, as constantes de mola adicionam-se em forma inversa, como mostrado na equação 3.3.

$$\frac{1}{k_{total}} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots + \frac{1}{k_n} \quad (3.3)$$

3 CONFIGURAÇÕES DE MOLA

As molas podem ser classificadas de diferentes maneiras como:

- Molas de fio que aparecem na forma de molas helicoidais de compressão, helicoidais de tração, helicoidais de torção e formas encomendadas.
- Molas planas são geralmente do tipo em balanço ou vigas biapoimadas, e podem ter diferentes formas.
- Molas arruela, ou prato, são apresentadas em grande variedade de estilos: curvadas, onduladas, dedo e Belleville.
- Molas enroladas planas podem ser do tipo motor (ou de relógio), voluta, ou molas de força constante.

A Figura 49a mostra cinco formas de molas helicoidais de compressão. Todas fornecem uma força de compressão e são capazes de grandes deflexões. Costumam ser usadas em molas de retorno de válvulas em motores, molas de matrizes etc.

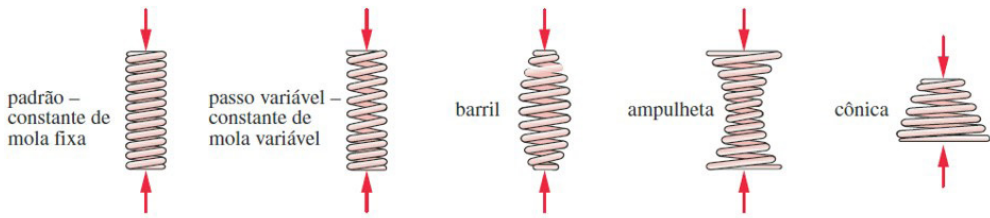
A forma-padrão tem um diâmetro de espira constante, passo constante (distância axial entre espiras) e constante de mola fixa. É a forma de mola mais comum, e existem diversos tamanhos disponíveis em prateleira de distribuidores. A maior parte delas é feita de fio de seção transversal circular, mas podem ser feitas de seção retangular também.

O passo pode ser variado a fim de criar uma mola de constante variável. As espiras de baixa constante de mola se fecharão primeiro, aumentando a constante efetiva à medida que as espiras se tocam ou “aterriçam”. Molas cônicas podem ser construídas com uma razão de mola constante ou crescente. As suas constantes de mola são em geral não lineares, aumentando com a deflexão porque as espiras de menor diâmetro oferecem maior resistência à deflexão, enquanto as maiores defletem primeiro. Variando o passo das espiras, uma razão de mola quase constante pode ser obtida.

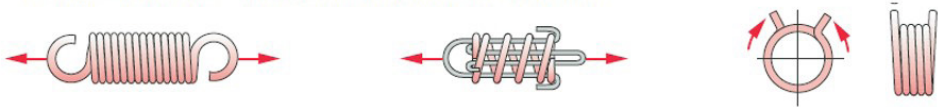
A vantagem principal desse tipo de molas é a sua habilidade de fechar-se em uma altura tão pequena quanto o diâmetro de um fio quando as espiras se juntam. Molas em forma de barril e de ampulheta podem ser consideradas como duas molas cônicas justapostas, possuindo uma constante de mola não linear. As molas em forma de barril e de ampulheta são utilizadas principalmente para mudar a frequência natural de mola em relação àquela da forma padrão. A Figura 49b mostra uma mola helicoidal de extensão com ganchos em cada extremidade. Ela provê força de tração e admite grandes deflexões. Essas molas são normalmente utilizadas em fechadores de porta e contrabalanços (contrapesos). O gancho possui tensões maiores que as espiras e normalmente falha primeiro. Qualquer coisa que for mantida suspensa pelo gancho cairá quando a mola de extensão falhar, tornando este projeto potencialmente inseguro.

A Figura 49c mostra uma mola de barra de estiramento, que resolve esse problema por meio de uma mola helicoidal de compressão utilizada no modo extensional. A barra de estiramento comprime a mola, e se esta quebra, ainda assim suportará a carga de maneira segura. A Figura 49d mostra uma mola helicoidal de torção, que é enrolada de forma similar àquela da mola extensional, só que carregada por um esforço de torção (torque). Aplicações comuns deste tipo de mola incluem os contrabalanços de portas de garagem, ratoeiras etc. Diferentes formas e detalhes de “pernas” são possíveis, neste caso. A Figura 49e mostra cinco variedades comuns de mola arruela, ou de prato. Todas proveem uma força de compressão e são normalmente utilizadas para carregar algo axialmente, como por exemplo fazer a terminação de curso em um mancal.

FIGURA 49 - CONFIGURAÇÕES DE MOLAS



(a) Molas helicoidais de compressão. *Compressão* – intervalo amplo de carga e deflexão – fio redondo ou retangular. A mola padrão possui diâmetro, passo e constante de mola constantes. Molas tipo barril, em forma de ampulheta e molas de passo variável são utilizadas para minimizar sobressalto ressonante e vibração. Molas cônicas podem ser construídas com altura sólida mínima e com constante de mola constante ou crescente.



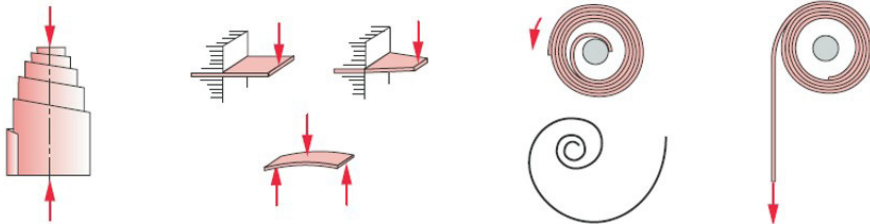
(b) Mola helicoidal de extensão. *Tração* – intervalo amplo de carga e deflexão – fio redondo ou retangular, constante de mola constante.

(c) Molas de barra de extensão. *Tração* – utilizam molas de compressão e barras de extensão para fornecer extensão com segurança sob carga, degrau positivo.

(d) Molas de torção. *Torção* – fio redondo ou retangular – constante de mola constante.



(e) Molas arruela ou de prato. *Tração* – molas Belleville resistem a altas cargas com pequenas deflexões – constantes de mola podem ser escolhidas (constantes, que aumentam, que diminuem). Molas onduladas resistem a baixas cargas, apresentam pequenas deflexões e utilizam espaço radial limitado. Molas de fendas apresentam deflexões maiores que as Belleville. Molas em dedo são utilizadas para carga axial em mancais. Molas curvadas são utilizadas para fim de percurso axial.



(f) Molas de voluta. *Compressão* – podem ter inerentemente um alto coeficiente de amortecimento por atrito.

(g) Molas de viga. *Compressão ou tração* – ampla gama de carga, porém com pequenas deflexões – retangulares, em forma de viga em balanço ou biapoimadas.

(h) Molas de potência ou motor. *Torção* – exercem torque por várias voltas. Mostrada dentro de retentor e removida dele.

(i) Mola de força constante. *Tração* – deflexão extensa com constante de mola baixa ou nula.

FONTE: Norton (2013, p. 789)

Normalmente as molas mostradas na Figura 49e possuem pouca deflexão e, exceto no caso da Belleville, podem fornecer apenas pequenas forças. A mola voluta mostrada na Figura 49f fornece uma força de compressão, porém possui uma quantidade significativa de atrito e histerese. A Figura 49g mostra três variedades de molas de viga. Qualquer tipo de viga pode servir como mola. Vigas engastadas e biapoiadas são os tipos mais comuns. Uma mola de viga pode ter largura constante ou ter a forma trapezoidal mostrada, por exemplo. A constante de mola e a distribuição de tensão podem ser controladas por meio de mudanças na largura ou altura ao longo do comprimento da mola. As cargas podem ser altas, mas as deflexões são limitadas. A Figura 49h mostra um tipo de mola de potência, também chamada de mola motor ou mola de relógio. É utilizada primordialmente para guardar energia e fornecer torção. Relógios de corda e brinquedos utilizam este tipo de mola. A Figura 49i mostra uma mola de força constante utilizada para contrabalançar cargas e retorno de carros de impressão de máquinas de escrever, e também para fabricar motores de mola de torque constante. Elas fornecem grandes ciclos de deflexão a valores praticamente constantes de força de tração (constante de mola nula). Discutiremos o dimensionamento de alguns desses tipos de molas.

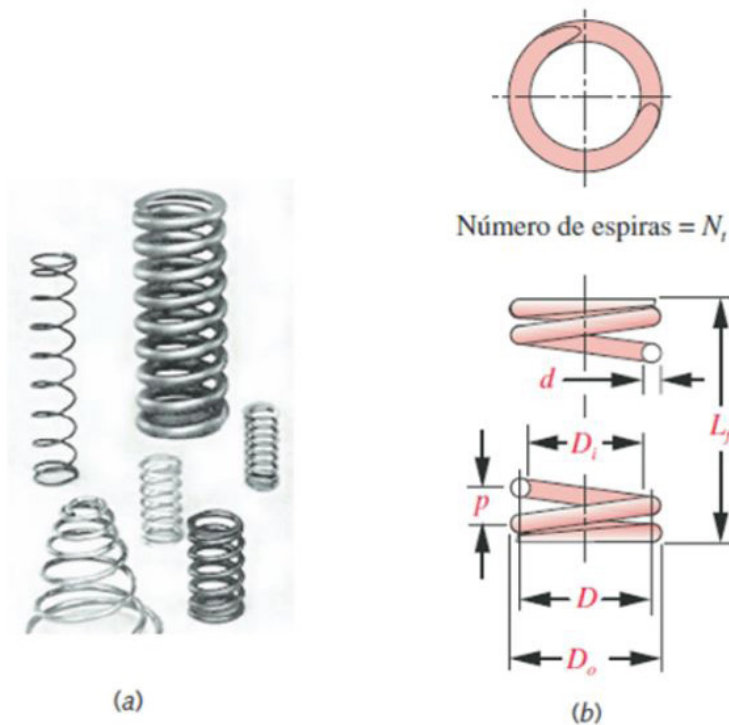
4 CLASSIFICAÇÃO DAS MOLAS HELICOIDAIS

A mola helicoidal de compressão é formada por espirais, de forma que, quando comprimida por alguma força, o espaço existente entre as espiras diminui, reduzindo o comprimento da mola.

A mola helicoidal de compressão mais comum é de diâmetro de espira constante, passo constante e seção de fio circular, como mostrado na Figura 49a. Será de mola helicoidal de compressão padrão (HCS). Outras formas de arranjo são possíveis, como o cônico, em forma de barril, de ampulheta e de passo variável, como mostrado também na Figura 49a. Todas fornecem uma força de compressão.

Uma mola helicoidal pode ter espiras tanto de mão esquerda quanto direita. Exemplos de molas, bem como parâmetros dimensionais para molas helicoidais padronizadas, são mostrados na Figura 49. O diâmetro do fio é d , o diâmetro médio da espira é D , e essas duas dimensões, juntamente com o comprimento livre L_f e o número de espiras N_t ou o passo de espiras p são utilizadas para definir a geometria da mola para fins de cálculo e fabricação. O diâmetro externo D_o e o diâmetro interno D_i são de interesse principalmente para definir o tamanho mínimo de furo no qual se encaixa ou o tamanho máximo de pino sobre o qual pode ser colocada. Eles são encontrados adicionando ou subtraindo o diâmetro do fio de mola d ao diâmetro médio da espira D , respectivamente. As folgas diametrais mínimas recomendadas entre D_o e um furo ou entre D_i e um pino são de $0,10 D$ para $D < 0,5$ in (13 mm) ou $0,05 D$ para $D > 0,5$ in (13 mm).

FIGURA 50 - (A) EXEMPLOS DE MOLAS E (B) PARÂMETROS DIMENSIONAIS PARA MOLAS HELICOIDAIS DE COMPRESSÃO

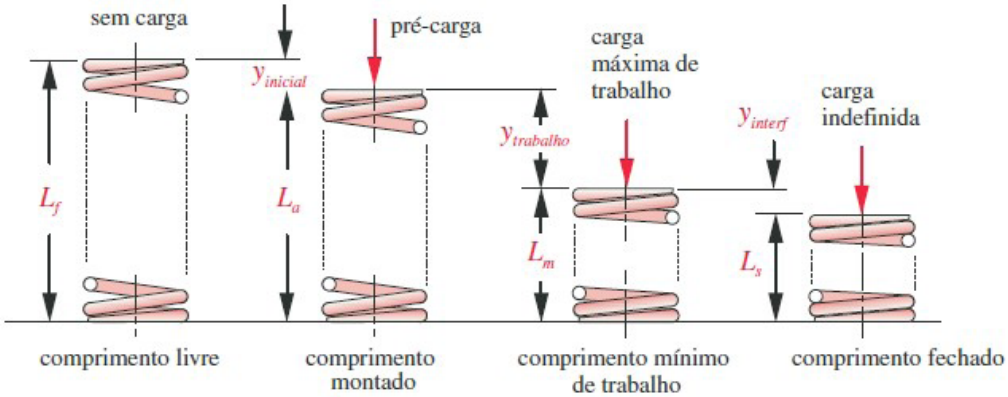


FONTE: Norton (2013, p. 795)

5 COMPRIMENTO DE MOLAS

As molas de compressão têm diversos comprimentos e deflexões de interesse, como mostrado na Figura 51. O comprimento livre, L_f , é o comprimento global da mola na condição descarregada, isto é, como fabricada. O comprimento montado, L_a , é o comprimento da mola depois de instalada à deflexão inicial, $y_{inicial}$. A deflexão inicial juntamente com a constante de mola determina a quantidade de força de pré-carga necessária à montagem da mola. A carga de trabalho é aplicada para comprimir adicionalmente a mola até a sua deflexão de trabalho, $y_{trabalho}$. O comprimento mínimo de trabalho, L_m , é a menor dimensão à qual se reduz a mola quando em serviço. O comprimento fechado ou altura sólida, L_s , é o seu comprimento quando comprimida ao ponto de todas as suas espiras se tocarem. O limite de interferência, y_{interf} , é a diferença entre o comprimento mínimo de trabalho e a altura fechada, expresso como uma porcentagem da deflexão de trabalho. Um valor mínimo de interferência de 10-15% é recomendado para evitar que se atinja a altura de fechamento em serviço com molas fora de tolerância ou com deflexões excessivas.

FIGURA 51 - QUATRO ESTILOS DE TRATAMENTO DE EXTREMIDADES DE ESPIRAS PARA MOLAS HELICOIDAIS DE COMPRESSÃO

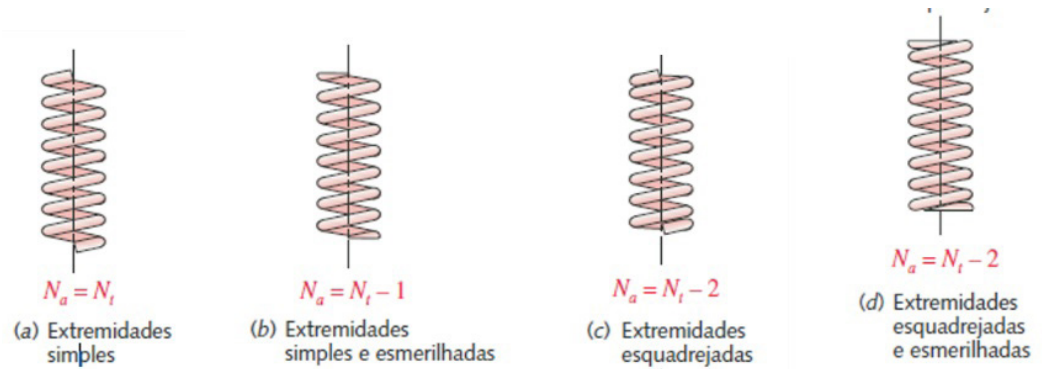


FONTE: Norton (2013, p. 796)

6 DETALHES DE EXTREMIDADE

Há quatro tipos de detalhes de extremidade disponíveis para molas helicoidais de compressão: extremidade simples, extremidade simples esmerilhada, extremidade esquadrejada e extremidade em esquadro esmerilhada, como mostrado na Figura 52. Extremidades simples resultam do corte simples das espiras deixando as extremidades com o mesmo passo que o resto da mola. Essa é a forma mais barata de terminação, porém fornece um alinhamento pobre com relação à superfície contra a qual a mola é pressionada. As extremidades podem ser esmerilhadas para ficarem planas e perpendiculares ao eixo da mola e, portanto, para produzir uma superfície normal para aplicação de carga. Esquadrear as extremidades envolve levar as espiras de extremidade ao escoamento para torná-las planas e remover os seus passos. Isso melhora o alinhamento. Uma superfície plana na espira de extremidade de pelo menos 270° é recomendada para operação adequada. Esquadrear e esmerilhar (esq & esm) combinadamente produz uma superfície plana de $270-330^\circ$ para aplicação de carga. É o tratamento mais custoso de extremidade, contudo é recomendado para molas de máquinas a menos que o diâmetro do fio seja muito pequeno ($< 0,02$ in ou $0,5$ mm), caso em que elas devem ser esquadrejadas, porém sem esmerilhamento.

FIGURA 52 - VÁRIOS COMPRIMENTOS DE UMA MOLA HELICOIDAL DE COMPRESSÃO EM USO

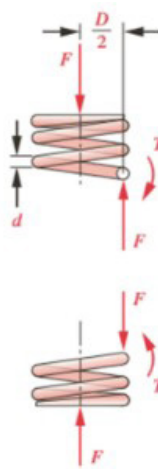


FONTE: Norton (2013, p. 796)

7 ESPIRAS ATIVAS

O número total de espiras, N_t , pode ou não contribuir para a deflexão, dependendo do tratamento de extremidade. O número de espiras ativas, N_a , é necessário para se realizarem os cálculos. Extremidades esquadrejadas efetivamente removem duas espiras de participação ativa na deflexão. Esmerilhamento por si só já remove uma espira ativa. A Figura 53 mostra as relações entre o número total de espiras, N_t , e o número de espiras ativas, N_a , para cada uma das quatro terminações possíveis. O número calculado de espiras ativas é normalmente arredondado para o 1/4 mais próximo, uma vez que o processo de fabricação não pode sempre atingir precisão melhor que esta.

FIGURA 53 - FORÇAS E TORQUES NAS ESPIRAS DE UMA MOLA HELICOIDAL DE COMPRESSÃO



FONTE: Norton (2013, p. 797)

Índice de mola O índice de mola, C , é a razão entre o diâmetro de espira, D , e o diâmetro de fio, d .

$$C = \frac{D}{d} \quad (3.4)$$

O intervalo preferido para C está entre 4 e 12. Quando $C < 4$, a mola é de difícil fabricação; quando $C > 12$, tem propensão à flambagem e também se entrelaça facilmente quando manipulada em quantidades.

8 DEFLEXÃO DE MOLA

A Figura 54 mostra uma porção de uma mola de espira helicoidal com cargas de compressão aplicadas. Observe que, ainda que a carga sobre a mola seja de compressão, o fio de mola está sob torção, uma vez que a carga em qualquer espira tende a torcer o fio com relação ao seu eixo. Uma mola helicoidal de compressão é, de fato, uma barra de torção enrolada em uma forma de hélice, que a empacota melhor. A deflexão de uma mola helicoidal de compressão com fio redondo é dada pela equação 3.5.

$$y = \frac{8FD^3 N_a}{d^4 G} \quad (3.5)$$

Onde:

F é a força axial aplicada na mola;
 D o diâmetro médio das espiras;
 d o diâmetro do fio;
 N_a o número de espiras ativas;
 G o módulo de cisalhamento do material.

- **Constante de mola**

A equação para cálculo da constante de mola é encontrada a partir do rearranjo da equação de deflexão, representada na equação 3.6.

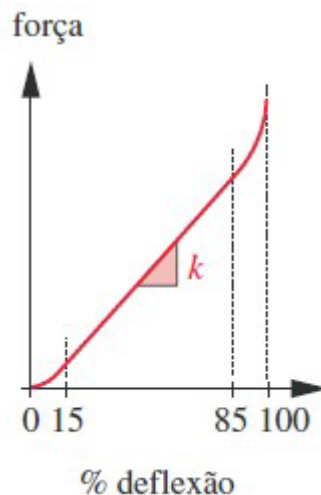
$$k = \frac{F}{y} = \frac{d^4 G}{8D^3 N_a} \quad (3.6)$$

A mola helicoidal de compressão padrão de espira constante possui uma constante de mola k que é essencialmente linear durante a maior parte do seu intervalo de operação, como mostrado na Figura 54.

Uns poucos percentuais no início e no fim de sua deflexão têm uma constante não linear. Quando a mola atinge o seu comprimento fechado, L_s , todas as espiras estão em contato e a constante de mola se torna a rigidez das espiras sólidas em compressão.

A constante de mola deve ser definida no intervalo compreendido entre 15% e 85% de sua deflexão total e seu intervalo de deflexão de trabalho $L_a - L_m$ mantido naquela região. Observe que as molas que são enroladas com passo ou diâmetro de espira variável sobre seu comprimento podem ter uma constante de mola não constante com deflexão.

FIGURA 54 - CURVA FORÇA-DEFLEXÃO DE UMA MOLA HELICOIDAL DE COMPRESSÃO PADRÃO

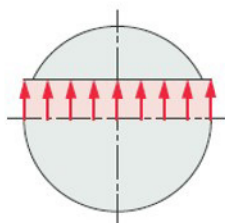


FONTE: Norton (2013, p. 797)

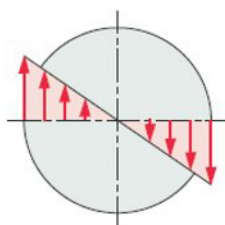
9 TENSÕES EM ESPIRAS DE MOLAS HELICOIDAIS DE COMPRESSÃO

O diagrama de corpo-livre da Figura 52, mostra que existirão duas componentes de tensão em cada seção transversal de uma espira: uma tensão de cisalhamento por torção devida ao torque, T , e uma tensão de cisalhamento devido à força cortante, F . Essas duas tensões de cisalhamento possuem as distribuições, através da seção transversal, mostradas nas Figuras 55a e 55b. Essas duas tensões se adicionam diretamente e a máxima tensão de cisalhamento ocorre na fibra interior da seção transversal do fio, como mostrado na Figura 55c.

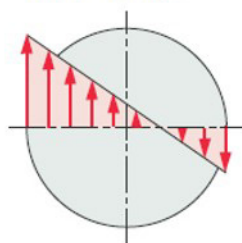
FIGURA 55 - DISTRIBUIÇÕES DE TENSÕES ATRAVÉS DO FIO EM UMA MOLA HELICOIDAL DE COMPRESSÃO



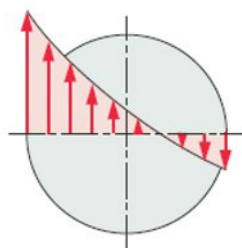
(a) Distribuição das tensões de cisalhamento direto através da seção



(b) Distribuição das tensões de cisalhamento torcional através da seção



(c) Tensões combinadas de cisalhamento direto e de torção



(d) Efeitos de concentração de tensão na borda interna

FONTE: Norton (2013, p. 798)

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} + \frac{F}{A} = \frac{F(D/2)(d/2)}{\pi d^4 / 32} + \frac{F}{\pi d^2 / 4} = \frac{8FD}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2} \quad (3.7)$$

Podemos substituir a expressão do índice de mola C , resultando em:

$$\tau_{max} = \frac{8FC}{\pi d^2} + \frac{4F}{\pi d^2} = \frac{8FC + 4F}{\pi d^2} = \frac{8FC}{\pi d^2} \left(1 + \frac{1}{2C}\right) = \frac{8FD}{\pi d^3} \left(1 + \frac{0,5}{C}\right)$$

$$\tau_{max} = K_s \frac{8FD}{\pi d^3} \quad \text{onde } K_s = \left(1 + \frac{0,5}{C}\right) \quad (3.8)$$

Esta manipulação colocou o termo de cisalhamento direto da Equação 3.7 na forma de um fator de cisalhamento direto K_s . Se o fio fosse reto e submetido à combinação de força cortante direta, F , e torque, T , mostrados na Figura 55, a Equação 3.7 seria uma solução exata. Contudo, esse fio é curvado na forma de uma espira. Sabe-se que vigas curvas têm concentração de tensão na superfície interna de curvatura. Embora a nossa mola não seja carregada como uma viga, o mesmo raciocínio se aplica e existem tensões maiores na superfície interna da espira. Wahl determinou o fator de concentração de tensões para fio redondo e definiu o fator K_w , que inclui tanto o efeito das tensões diretas de cisalhamento quanto a concentração de tensões devido à curvatura, o que é válido para um fio redondo com $C \geq 1,2$.

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C} \quad (3.9)$$

$$\tau_{max} = K_w \frac{8FD}{\pi d^3} \quad (3.10)$$

Esta tensão combinada é mostrada na Figura 55d. Uma vez que o fator de Wahl inclui ambos os efeitos, podemos separá-los em um fator de curvatura K_c e em um fator de tensão de cisalhamento direta K_s usando:

$$K_w = K_s K_c; \quad K_c = \frac{K_w}{K_s} \quad (3.11)$$

Se uma mola é carregada estaticamente, então o critério de falha a ser considerado é o escoamento. Se o material escoar, a concentração de tensões local que é relacionada ao fator de curvatura, K_c , será liberada e a Equação 3.8 pode ser utilizada para levar em conta somente as tensões diretas. Porém, se a mola for carregada dinamicamente, então a falha será por fadiga a níveis de tensão bastante menores que aqueles correspondentes à tensão de escoamento, e a Equação 3.10 deve ser utilizada para incorporar tanto o efeito de curvatura quanto aquele das tensões diretas. Em caso de carregamento de fadiga com a presença tanto de cargas médias quanto alternadas, a Equação 3.8 pode ser utilizada para calcular a componente de tensão média e a Equação 3.10 para a componente alternada de tensão.

LEITURA COMPLEMENTAR

ESTUDO DA DINÂMICA VERTICAL DE UMA SUSPENSÃO VEICULAR DO TIPO MACPHERSON

Luís Mauro Pereira Freitas Jr.

Resumo: O sistema de suspensão de um veículo desempenha papel fundamental na isolamento das vibrações provenientes da pista e de outras fontes de excitações e tem como alguns de seus objetivos: melhoria do conforto dos passageiros, manutenção da integridade das cargas e das vias (asfalto), aumento da segurança, proporcionando melhores condições de aderência pneu-piso, etc. A predição do desempenho de um sistema de suspensão veicular antes da construção de um protótipo físico, permite o dimensionamento prévio dos componentes que o integram com maior precisão, otimizando-se, desta forma, o custo final do produto bem como custos e prazos decorrentes de modificações para solucionar problemas que seriam detectados somente na experimentação do protótipo físico. Este trabalho apresenta um comparativo entre os resultados analíticos obtidos utilizando-se as funções transferências de um modelo simplificado (ou clássico) linear de uma suspensão automotiva de 1/4 de veículo (*quarter-car*); dos obtidos através da utilização de um “protótipo virtual” do mesmo modelo simplificado (ou clássico) de 1/4 de veículo e, por fim, dos obtidos utilizando-se um protótipo virtual de um sistema de suspensão do tipo MacPherson, sendo que os protótipos virtuais podem trabalhar com não-linearidades. São obtidas as respostas dinâmicas no domínio da frequência (0 a 30Hz) e também no domínio do tempo, neste último caso utilizando-se como entrada um “pulso” no pneu, que simula a passagem do veículo sobre um obstáculo a 18Km/h. Os resultados são comparados objetivamente e conclui-se sobre as limitações de utilização do modelo simplificado (ou clássico) de 1/4 de veículo.

1 INTRODUÇÃO

A dinâmica vertical (*ride*) trata do comportamento do veículo e dos seus ocupantes quando submetidos a excitações provenientes do piso em que o veículo trafega (externas) ou provenientes do motor, roda, transmissão etc. (internas).

O sistema de suspensão dos veículos desempenha papel fundamental na isolamento das vibrações resultantes destas excitações e seus principais objetivos são:

- melhoria do conforto dos passageiros;
- manutenção da integridade das cargas;
- aumento da segurança, proporcionando melhores condições de aderência no contato pneu-piso.

A eficiência ou o desempenho de um sistema de suspensão em isolar vibrações e em propiciar o melhor contato possível pneu-solo pode ser avaliado de forma experimental, utilizando-se um protótipo físico, mas também de forma teórica, utilizando-se um modelo dinâmico.

Com o auxílio de um modelo dinâmico é possível a predição do desempenho de um sistema de suspensão antes de sua existência física. A predição do desempenho de um sistema de suspensão antes da sua construção permite a otimização e o dimensionamento prévio dos componentes que o integram, com maior precisão. São minimizados, desta forma, custos e prazos decorrentes de modificações de componentes para solucionar problemas que seriam detectados somente na experimentação do protótipo físico.

A criação de um modelo dinâmico que forneça resultados teóricos mais próximos possíveis da realidade sempre foi um grande desafio para os engenheiros.

A evolução das ferramentas computacionais permite hoje a criação dos chamados “protótipos virtuais” que fornecem predições muito mais precisas e próximas da realidade.

A construção de protótipos virtuais, bem como a execução de testes virtuais, é possível através do programa computacional ADAMS (*Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems*) que utiliza simulação de sistemas multicorpos.

A construção de protótipos virtuais que forneçam predições muito mais precisas e próximas da realidade, apesar das vantagens em relação aos protótipos físicos, demandam recursos financeiros e tempo maiores do que modelos dinâmicos simplificados.

Um modelo dinâmico clássico, simplificado, generalista - pode ser utilizado para variados tipos de suspensão - e bastante conhecido, que representa o sistema de suspensão de um veículo, é o modelo denominado “1/4 de veículo” (*quarter-car*) com 2 graus de liberdade.

Por ser um modelo dinâmico simplificado e generalista, apresenta resultados cuja congruência com a realidade pode depender de uma série de características específicas e intrínsecas ao tipo de suspensão estudado como atrito, geometria, topologia dos componentes, não-linearidades, etc., as quais são apresentadas no capítulo 2 deste trabalho.

A análise da influência destas características específicas e intrínsecas a cada tipo de suspensão permite delimitar o uso do modelo simplificado (ou clássico) de 1/4 de veículo.

Este trabalho apresenta uma análise da influência de algumas destas características específicas e intrínsecas a uma suspensão do tipo MacPherson de um veículo nacional, através da comparação dos resultados analíticos obtidos utilizando-se as funções transferências do modelo simplificado (ou clássico) de 1/4 de veículo; dos obtidos através de um protótipo virtual do mesmo modelo simplificado e, por fim, dos obtidos utilizando-se um protótipo virtual de um sistema de suspensão do tipo MacPherson.

São obtidas as respostas dinâmicas no domínio da frequência (0 a 30Hz) e também no domínio do tempo, neste último caso utilizando-se como entrada um “pulso” no pneu, que simula a passagem do veículo sobre um obstáculo a 18Km/h. Os resultados são comparados qualitativa e quantitativamente e conclui-se sobre a limitação de utilização do modelo simplificado (ou clássico) de 1/4 de veículo.

FONTE: <<https://teses.usp.br/teses/disponiveis/18/18149/tde-19012011-114031/publico/DissertacaoMestradoLuisMauro.pdf>>. Acesso em: 27 abr. 2020.



Ficou alguma dúvida? Construímos uma trilha de aprendizagem pensando em facilitar sua compreensão. Acesse o QR Code, que levará ao AVA, e veja as novidades que preparamos para seu estudo.



RESUMO DO TÓPICO 3

Neste tópico, você aprendeu que:

- As equações importantes usadas neste tópico são:

- Constante de mola: $k = \frac{F}{y}$

- Combinação de molas em paralelo: $k_{total} = k_1 + k_2 + k_3 + \dots k_n$

- Combinação de molas em série: $\frac{1}{k_{total}} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots \frac{1}{k_n}$

- Índice da mola: $C = \frac{D}{d}$

- Deflexão de mola helicoidal de compressão: $y = \frac{8FD^3 N_a}{d^4 G}$

- Deflexão de mola helicoidal de extensão: $y = \frac{8(F - F_i)D^3 N_a}{d^4 G}$

- Deflexão de mola helicoidal de torção de fio redondo: $\theta_{rev} \cong 10,8 \frac{MDN_a}{d^4 E}$

- Constante de mola helicoidal de compressão: $k = \frac{F}{y} = \frac{d^4 G}{8D^3 N_a}$

- Constante de mola helicoidal de extensão: $k = \frac{F - F_i}{y} = \frac{d^4 G}{8D^3 N_a}$

- Constante de mola helicoidal de torção de fio redondo: $k = \frac{M}{\theta_{rev}} \cong \frac{d^4 E}{10,8DN_a}$

- Tensão estática em mola helicoidal de compressão ou de extensão:

$$t_{max} = K_s \frac{8FD}{\pi d^3} \quad \text{onde } K_s = (1 + 0,5 / C)$$

- Tensão dinâmica em mola helicoidal de compressão ou de extensão:

$$K_w = \frac{4c - 1}{4c - 4} + \frac{0,615}{C}$$

$$t_{max} = K_w \frac{8FD}{\pi d^3}$$

- Tensão no diâmetro interno de mola helicoidal de torção:

$$K_{b_i} = \frac{4C^2 - C - 1}{4C(C - 1)}$$

$$\sigma_{i_{max}} = K_{b_i} \frac{M_{max} c}{I} = K_{b_i} \frac{M_{max} (d/2)}{\pi d^4 / 64} = K_{b_i} \frac{32 M_{max}}{\pi d^3}$$

- Tensão no diâmetro externo de mola helicoidal de torção:

$$K_{b_o} = \frac{4C^2 - C - 1}{4C(C + 1)}$$

$$\sigma_{o_{min}} = K_{b_o} \frac{32 M_{min}}{\pi d^3}; \quad \sigma_{o_{max}} = K_{b_o} \frac{32 M_{max}}{\pi d^3}$$

- Limite de resistência à tração de fio de aço: $S_{ut} \cong Ad^b$
- Limite de resistência ao cisalhamento de fio: $S_{us} \cong 0,67 S_{ut}$
- Limites de endurance de torção para fios de aço para mola com razão de tensão $R = 0$:

$$S_{ew'} \cong 45,0 \text{ kpsi} (310 \text{ MPa}) \text{ para molas não jateadas}$$

$$S_{ew'} \cong 67,5 \text{ kpsi} (465 \text{ MPa}) \text{ para molas jateadas}$$

- Limites de endurance de torção para fios de aço para mola com razão de tensão $R = -1$:

$$S_{es} = 0,5 \frac{S_{ew'} S_{us}}{S_{us} - 0,4 S_{ew'}}$$

- Limites de endurance de flexão para fios de aço para mola com razão de tensão $R = 0$:

$$S_{ewb'} = \frac{S_{ew'}}{0,577}$$

- Limite de endurance de flexão para fios de aço para mola com razão de tensão $R = -1$:

$$S_e = 0,5 \frac{S_{ewb'} S_{us}}{S_{ut} - 0,5 S_{ewb'}}$$

- Coeficiente de segurança estático para mola helicoidal de compressão ou extensão:

$$N_s = \frac{S_{ys}}{\tau}$$

- Coeficiente de segurança estático para mola helicoidal de compressão ou extensão:

$$S_e = 0,5 \frac{S_{ew} S_{us}}{S_{ut} - 0,5 S_{ew}}$$

- Coeficiente de segurança dinâmico de mola helicoidal de torção:

$$N_{f_b} = \frac{S_e (S_{ut} - \sigma_{0_{min}})}{S_e (\sigma_{0_{média}} - \sigma_{0_{min}}) + S_{ut} \sigma_{0_{alt}}}$$

- Função carga-deflexão para uma arriela Belleville:

$$F = \frac{4Ey}{K_1 D_0^2 (1 - \nu^2)} \left[(h - y) \left(h - \frac{y}{2} \right) t + t^3 \right]$$

e

$$K_1 = \frac{6}{\pi \ln R_d} \left[\frac{(R_d - 1)^2}{R_d^2} \right] \quad e \quad R_d = \frac{D_0}{D_i}$$

- Máxima tensão de compressão em mola Belleville:

$$\sigma_c = - \frac{4Ey}{K_1 D_0^2 (1 - \nu^2)} \left[K_2 \left(h - \frac{y}{2} \right) K_3 t \right]$$

e

$$K_2 = \frac{6}{\pi \ln R_d} \left(\frac{R_d - 1}{\ln R_d} - 1 \right) \quad e \quad R_d = \frac{D_0}{D_i}$$

$$K_3 = \frac{6}{\pi \ln R_d} \left(\frac{R_d - 1}{2} \right)$$

- Espessura requerida de uma Belleville para a força de condição plana:

$$t = \sqrt[4]{\frac{F_{plana} D_0^2}{19,2E7 h / t}}$$



- 1 Uma lâmina de aço de espessura (ou altura) $t = 3$ mm, comprimento $L = 300$ mm, largura $b = 20$ mm, módulo de elasticidade $E = 210 \times 10^9$ Pa tem a sua face plana paralela ao plano horizontal e é usada como uma mola simplesmente apoiada nas duas extremidades para suportar uma massa na metade de seu comprimento.
 - a) Determinar a constante de mola para a força e deslocamento na direção vertical, na posição da massa.
 - b) Quais as modificações que se fariam nas dimensões da viga para duplicar a sua constante de mola?
 - c) Determinar a constante de mola se duas lâminas são usadas uma em cima da outra com lubrificante entre elas (não há atrito).
 - d) Encontrar a constante de mola se duas lâminas são usadas uma em cima da outra e soldadas juntas.

- 2 O eixo de um elevador em uma mina está suspenso por dois cabos de comprimento $L = 150$ m e diâmetro $d = 20$ mm cada. Os cabos são feitos de aço com módulo de elasticidade $E = 210 \times 10^9$ Pa.
 - a) Determinar a constante de mola do sistema se for aplicada uma carga vertical na extremidade inferior do eixo para deslocamento na direção vertical.
 - b) Determinar como a constante de mola irá variar se o número de cabos for aumentado para quatro.
 - c) Determinar como a constante de mola irá variar se o diâmetro do cabo mudar para 30 mm (com dois cabos).

- 3 Um sistema de barra de torção de uma suspensão automotiva possui comprimento $L = 1,5$ m e diâmetro $d = 18$ mm. O módulo de elasticidade transversal é $G = 85$ GPa.
 - a) Determinar a rigidez torsional da barra para torques aplicados em ambas extremidades.
 - b) Determinar a rigidez torsional se o material da barra for bronze com $G = 41$ GPa.

CONHECENDO OS DISPOSITIVOS DE COMANDOS ELÉTRICOS

OBJETIVOS DE APRENDIZAGEM

A partir desta unidade, você deverá ser capaz de:

- definir os diferentes tipos de elementos e dispositivos elétricos;
- dimensionar e especificar sistemas mecânicos;
- identificar máquinas de corrente contínua e corrente alternada, além de máquina de corrente pulsada;
- interpretar e resolver atividades.

PLANO DE ESTUDOS

Esta unidade está dividida em três tópicos. No decorrer de cada unidade você encontrará autoatividades com o objetivo de reforçar o conteúdo apresentado.

TÓPICO 1 – PRINCIPAIS ELEMENTOS E DISPOSITIVOS DE COMANDOS ELÉTRICOS

TÓPICO 2 – REQUERIMENTOS DE SISTEMAS MECÂNICOS PARA ACIONAMENTOS ELÉTRICOS

TÓPICO 3 – OUTROS CONCEITOS IMPORTANTES SOBRE ACIONAMENTOS ELÉTRICOS



Preparado para ampliar seus conhecimentos? Respire e vamos em frente! Procure um ambiente que facilite a concentração, assim absorverá melhor as informações.

PRINCIPAIS ELEMENTOS E DISPOSITIVOS DE COMANDOS ELÉTRICOS

1 INTRODUÇÃO

Toda atividade industrial exige ações no acionamento de diversos tipos de máquinas e equipamentos. A carga mecânica exige um dado conjugado mecânico numa dada velocidade que podem variar ao longo do tempo sem provocar "desconforto" mecânico.

Da mesma forma o motor elétrico deve atender ao comportamento da carga, causando o menor "transtorno" possível ao sistema elétrico ao qual está conectado com uma preocupação de reduzir perdas para aumentar a eficiência do conjunto.

A escolha do motor e de seus dispositivos de partida e parada, mesmo influenciada por aspectos ambientais, está diretamente relacionado à carga mecânica a ser acionada e ao impacto dela no sistema elétrico. No acionamento das cargas mecânicas, os conjugados resistentes e de arraste precisam ser analisados para evitar problemas operacionais como desgaste, vibração e aquecimento.

Comandado pelos avanços em eletrônica de potência, os acionamentos elétricos de velocidade variável oferecem uma gama ampla de oportunidades de enorme quantidade de aplicações: bombas e compressores para poupar energia, controle preciso de movimento em fábricas automatizadas e sistemas de aerogeração, para nomear algumas. Um exemplo recente é a comercialização de veículos híbridos. A Figura 1 mostra a fotografia de um veículo híbrido na qual a saída do motor de combustão e o acionamento elétrico são mecanicamente adicionados em paralelo para acionar as rodas. Comparado com veículos tracionados por motores a gasolina, aqueles que são tracionados por acionamentos híbridos reduzem o consumo de combustível a 50% e emitem menos poluentes.

2 HISTÓRIA

As máquinas elétricas existem por mais de um século realizando funções básicas como acionamentos de cargas mecânicas por conversão de energia elétrica. Na ausência de qualquer elemento de controle, os motores elétricos operam essencialmente a velocidade constante. Por exemplo, quando o motor compressor num refrigerador é ligado, ele roda a velocidade constante. Tradicionalmente os motores elétricos operavam sem controle, operavam a velocidade constante, inclusive em aplicações onde o controle eficiente sobre a velocidade poderia ser muito vantajoso.

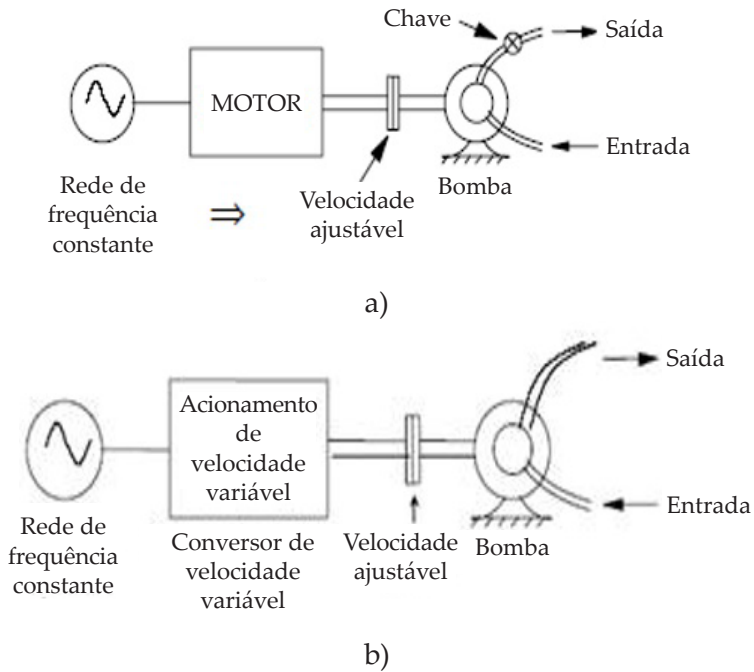
Dessa forma, considera-se o processo industrial (como as refinarias de petróleo e fábricas químicas) onde os fluxos de gases e líquidos são frequentemente controlados. Na Figura 2a é ilustrada uma bomba acionando a velocidade constante, uma válvula controla o vazamento. Mecanismos, como válvulas, são geralmente mais complicados para implementar em processos automatizados e grandes quantidades de energia são desperdiçadas. Na atualidade, os processos industriais são controlados eletronicamente com acionamentos de velocidade ajustável. Na Figura 2b é mostrado o controle da velocidade de uma bomba para obter o fluxo requerido. Os sistemas de acionamentos de velocidade variável são muito mais fáceis de automatizar e frequentemente são muito mais eficientes que os sistemas tradicionais com válvulas.

FIGURA 1 - VEÍCULO HÍBRIDO



FONTE: <<https://noticias.r7.com/carros/industria-brasileira-mostra-primeiro-veiculo-hibrido-flex-do-mundo-29082019>>. Acesso em: 30 mar. 2020.

FIGURA 2 - SISTEMAS DE CONTROLE DE FLUXO TRADICIONAL E BASEADO NUM ACIONAMENTO DE VELOCIDADE VARIÁVEL



FONTE: Sanchez (2011, p. 3)

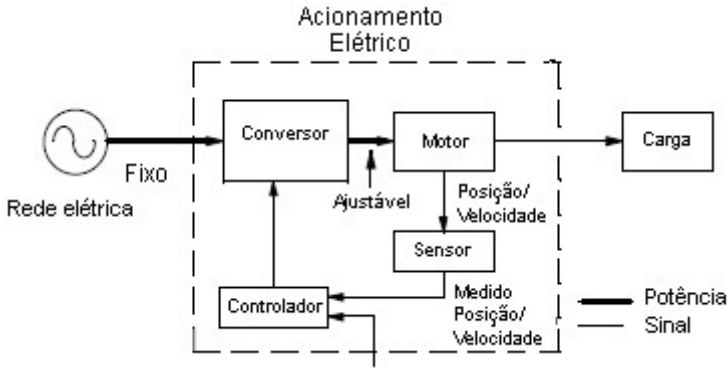
Esses melhoramentos não são limitados à indústria de processos. Os acionamentos elétricos para o controle de posição e velocidade estão aumentando e são utilizados em uma variedade ampla de processos de manufatura, aquecimento, ventilação e condicionamento de ar e sistemas de transporte.

3 O SISTEMA DE ACIONAMENTO ELÉTRICO

A Figura 3 mostra o diagrama de blocos de um acionamento de um motor elétrico. Em resposta para um comando de entrada, os acionamentos elétricos controlam eficientemente a velocidade e/ou a posição da carga mecânica, assim eliminando a necessidade de empregar válvulas como aquele mostrado na Figura 3 O controlador, por comparação do comando de entrada pela velocidade e/ou posição com o valor real medido através de sensores, provê sinais apropriadas de controle para os semicondutores de potência do conversor.

A Figura 3 mostra a entrada de potência ao conversor desde a rede com tensões senoidais monofásicas ou trifásicas e com frequência e amplitude constante. O conversor, em resposta às entradas de controle, converte eficientemente as tensões de entrada de forma fixa numa saída de forma apropriada (em frequência, amplitude e número de fases), que é otimamente acondicionada para operação do motor.

FIGURA 3 - DIAGRAMA DE BLOCOS DE UM SISTEMA DE ACIONAMENTO ELÉTRICO



FONTE: Sanchez (2011, p. 4)

O comando de entrada ao acionamento elétrico na Figura 3 pode vir desde um processo computacional, que considera os objetivos do processo todo e ordena um comando para controlar a carga mecânica. Portanto, em aplicações de propósito geral, os acionamentos elétricos operam em laço aberto sem qualquer retroalimentação.

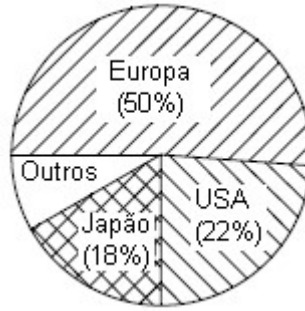
Através deste Livro Didático, utilizaremos o termo de acionamento elétrico de motor (acionamento motor ou simplesmente acionamento) para implicar as combinações de blocos nas caixas desenhadas por linhas na Figura 3.

3.1 FATORES RESPONSÁVEIS PARA O CRESCIMENTO DE ACIONAMENTOS ELÉTRICOS

Avanços técnicos: os controladores utilizados em acionamentos elétricos (ver Figura 3) têm beneficiado desde os avanços revolucionários em métodos de microeletrônica, que tem resultado em potentes circuitos lineares integrados e processadores digitais de sinais. Esses avanços na tecnologia de fabricação de semicondutores têm também melhorado significativamente as capacidades de tensões e correntes, como tão bem as velocidades de chaveamento dos dispositivos semicondutores de potência, que destaca ao conversor.

Necessidades de mercado: a Figura 4 mostra o mercado mundial estimado de acionamentos, uma indústria de 20 bilhões de dólares em 1997. Esse mercado está crescendo numa taxa muito bem-sucedida conforme os usuários descobrem os benefícios de operar os motores com velocidade variável. Esses benefícios incluem melhores processos de controle, redução na utilização de energia e menos manutenção.

FIGURA 4 - MERCADO MUNDIAL ESTIMADO POR ACIONAMENTOS DE VELOCIDADE VARIÁVEL



FONTE: Sanchez (2011, p. 5)

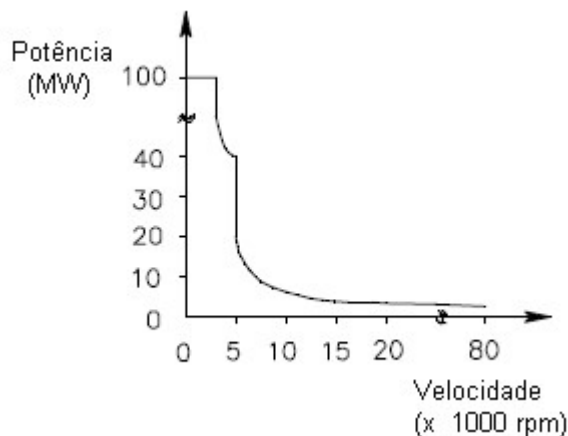
O mercado mundial, por acionamentos elétricos, poderá ser impactado significativamente por oportunidades em grande escala para controlar a energia eólica. Há também um grande potencial por aplicações nos mercados em desenvolvimento, em que as taxas de crescimento são altas.

As aplicações de acionamentos elétricos em USA são de particular importância. O consumo de energia nos USA é quase duas vezes que na Europa, mas o mercado por acionamentos elétricos em 1997, conforme mostrado na Figura 4, foi menos que a metade. Este déficit, devido ao relativo do custo baixo da energia em USA, representa uma tremenda oportunidade para a aplicação de acionamentos elétricos.

3.2 APLICAÇÕES TÍPICAS DE ACIONAMENTOS ELÉTRICOS

Os acionamentos elétricos estão sendo utilizados em muitos setores da economia, a Figura 5 mostra que os acionamentos elétricos cobrem uma grande faixa de potência, em torno de 100 MW e velocidade atinge 80000 RPM.

FIGURA 5 - FAIXA E POTÊNCIA E VELOCIDADE DE ACIONAMENTOS ELÉTRICOS



FONTE: Sanchez (2011, p. 6)

Devido à unidade de processamento de potência, os acionamentos não são limitados em velocidade, a diferença dos motores alimentados pela rede que estão limitados a 3600 RPM quando a frequência é 60 Hz (3000 RPM quando a frequência é 50 Hz). A maioria de aplicações de acionamentos está entre baixa e média potência, desde frações de kW até centos de kW. Algumas dessas aplicações estão listadas a seguir:

- Indústria de processos: agitadores, bombas, ventiladores e compressores.
- Maquinado: serras, limas, fresas, tornos, furadeiras, moinhos, prensas, alimentadores, aplanadoras e batedoras.
- Aquecimento, ventilação e ar condicionado: sopradores, ventiladores e compressores.
- Indústria do aço e papel: elevadores e bobinadeiras.
- Transporte: elevadores, trens e automóveis.
- Têxteis: secadoras.
- Empacotamento: máquina de corte.
- Alimentos: transportadores e ventiladores.
- Agricultura: ventiladores de secagem, sopradores e transportadores.
- Minério, petróleo e gás: compressores, bombas, guindaste e pás mecânicas.
- Residencial: bombas de calor, ar condicionado, refrigeradoras, aparatos domésticos e máquinas de lavar.

Nos próximos subtópicos serão tratadas as importantes aplicações dos acionamentos na conservação de energia, geração eólica de energia e transporte elétrico.

3.3 O PAPEL DOS ACIONAMENTOS NA CONSERVAÇÃO DE ENERGIA

Talvez não seja óbvio como os acionamentos elétricos podem reduzir o consumo de energia em muitas aplicações. Os custos de energia elétrica devem continuar seu crescimento ascensional, isto é que faz possível justificar o investimento inicial da substituição de motores de velocidade constante por acionamentos elétricos de velocidade variável, sobre a base de considerar os gastos de energia e não ter influência de outros aspectos. O impacto ambiental da conservação de energia, em reduzir o aquecimento global e a chuva ácida é também de vital importância.

Para chegar a uma estimativa do potencial do papel dos acionamentos elétricos na conservação de energia, considera-se que os sistemas acionados por motores sejam da ordem de 57% de toda a potência e 20% de toda a potência consumida. De acordo com Sanchez (2011), o Departamento de Energia de USA estima que se com sistemas de velocidade constante, os motores alimentados diretamente pela rede em sistemas de bombeio e compressão de ar foram

substituídos por acionamentos de velocidade variável a eficiência de energia poderia melhorar tanto como 20%. Dessa eficiência de energia melhorada iguala ao enorme potencial de poupança. De fato, o potencial anual de poupança de energia poderia ser igual ao uso anual de eletricidade no estado de New York. Algumas aplicações de conservação de energia são descritas nos seguintes tópicos.

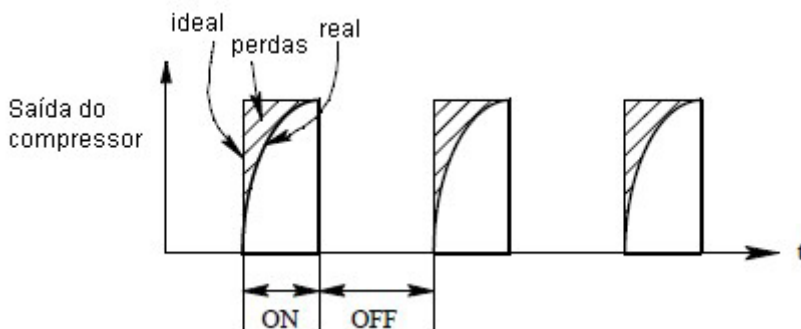
4 BOMBAS DE CALOR E AR CONDICIONADO

Os convencionais sistemas de ar condicionado para esfriar prédios por extração de energia de dentro do prédio e transferindo para a atmosfera. As bombas de calor, além de funcionar como ar condicionado podem também aquecer prédios em inverno por extração de energia da atmosfera ou meio externo e transferir para o interior. A utilização de bombas de calor está num patamar, eles são agora empregados em uma entre três novas casas construídas em USA.

Em sistemas convencionais, a temperatura do prédio é controlada pela ciclagem (liga/desliga) do motor do compressor por comparação da temperatura do prédio com o ajuste do termostato. Logo de estar desligado, quando o motor do compressor liga, o compressor sai lentamente em um período de tempo (devido à migração do fluido refrigerante durante o período de desligado) enquanto o motor começa a desenvolver plena potência. Essa perda cíclica (cada vez que motor liga) entre os valores ideais e reais da saída do compressor, como mostrado na Figura 6, pode ser eliminada por funcionamento contínuo do compressor na velocidade em que sua saída atinge a carga térmica do prédio.

Comparado com os sistemas convencionais, os compressores acionados por velocidade ajustável reduzem a potência consumida que atinge o limite de 30%.

FIGURA 6 - OPERAÇÃO DE UMA BOMBA DE CALOR COM UM MOTOR ALIMENTADO PELA REDE



FONTE: Sanchez (2011, p. 8)

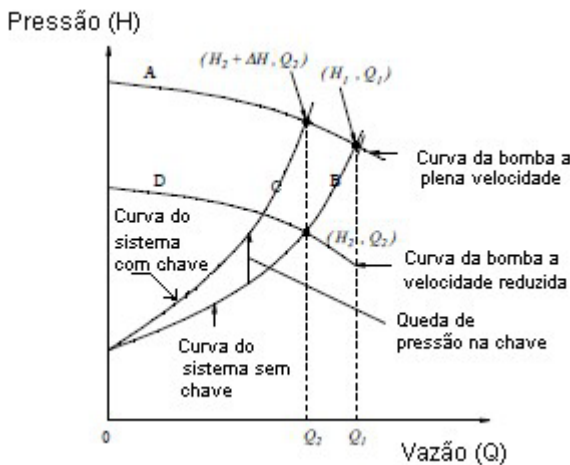
5 BOMBAS, SOPRADORES E VENTILADORES

Para entender a poupança de energia consumida, comparam-se dois sistemas mostrados na Figura 2. Na Figura 7, a curva A mostra a característica da bomba a velocidade plena, isto é, a pressão (ou altura) gerada pela bomba, acionada na sua velocidade plena em função da vazão. Com a válvula totalmente aberta, a curva B mostra a característica do sistema sem a válvula, que é a pressão requerida como uma função da vazão, para circular o fluido ou gás por sobre posição do potencial estático (se há) e atrito. A vazão Q_1 é dada pela interseção da curva B do sistema sem válvula com a curva A da bomba. Agora se considera que a vazão Q_2 reduzida é desejada, que requer a pressão H_2 como vista na curva B do sistema sem válvula. Abaixo, consideram-se duas formas de atingir essa vazão.

Com uma velocidade constante como na Figura 2a, a válvula comporta é parcialmente fechada, que requer pressão adicional para ser conseguida pela bomba, tal que a curva C do sistema com a válvula comporta intersecta com a curva A da bomba a plena velocidade na vazão Q_2 . A potência de perdas na válvula comporta é proporcional a Q_2 vezes ΔH . Devido a essa potência de perdas a redução da eficiência de energia dependerá dos intervalos reduzidos da vazão, comparado à duração da operação sem válvula.

A potência de perdas através da válvula de comporta pode ser eliminada por meio do acionamento de velocidade variável. A velocidade da bomba é reduzida de forma tal que a curva D da bomba de velocidade reduzida na Figura 7 intersecta com a curva B no sistema sem válvula no fluxo desejado Q_2 .

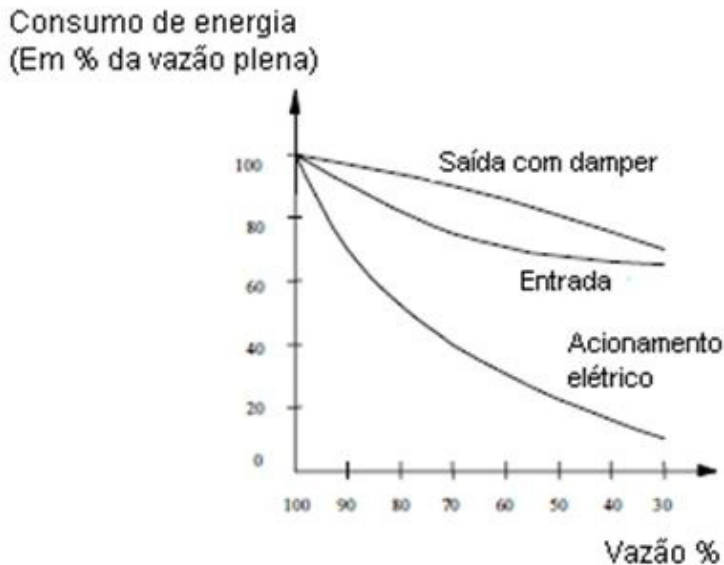
FIGURA 7 - CURVAS TÍPICAS DA BOMBA E DO SISTEMA



FONTE: Sanchez (2011, p. 9)

De forma similar, em aplicações de soprado, o consumo de potência pode ser substancialmente reduzido, conforme mostrado na Figura 8, reduzindo a velocidade do soprador por meio de um acionamento de velocidade variável para diminuir as vazões, antes de usar persianas externas ou pás orientáveis. A porcentagem de redução em consumo depende do perfil da vazão.

FIGURA 8 - CONSUMO DE ENERGIA NUM SOPRADOR



FONTE: Sanchez (2011, p. 10)

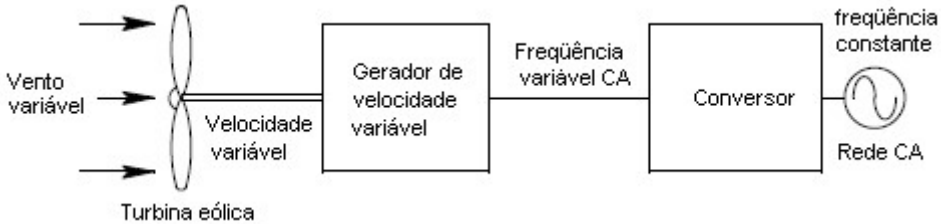
Os acionamentos elétricos podem ser benéficos utilizando em quase todas as bombas, compressores e sopradores em sistemas de manipulação, processos industriais, e nas estações de geração das concessionárias elétricas. Há muitos exemplos documentados onde a energia poupada tem pagado o custo da conversão (de motores diretamente alimentados desde a rede para sistemas acionados eletricamente) em seis meses de operação. Certamente, esta vantagem dos acionamentos elétricos tem sido possível pela capacidade de controlar a velocidade do motor de uma maneira eficiente.

6 DOMÍNIO DA ENERGIA EÓLICA

Os acionamentos elétricos podem ter um significativo papel na geração de energia elétrica a partir de fontes renováveis de energia, tais como o vento e pequenas hidroelétricas. O diagrama de blocos para um sistema de geração eólica é mostrado na Figura 9, onde a variação de frequência de corrente alternada (CA) produzida pelo gerador acionado pela turbina eólica é interligada com a concessionária através de um conversor baseado em eletrônica de potência.

Como a velocidade da turbina varia com a velocidade do vento, assim é possível recuperar uma grande quantidade de energia quando comparado com sistemas onde a turbina gira a uma velocidade constante devido a que a saída do gerador está diretamente conectada à rede da concessionária.

FIGURA 9 - ACIONAMENTO ELÉTRICO PARA UM GERADOR EÓLICO



FONTE: Sanchez (2011, p. 10)

7 TRANSPORTE ELÉTRICO DE PASSAGEIROS

O transporte elétrico de passageiros é amplamente utilizado em muitos países. Trens levitados magneticamente estão sendo experimentados no Japão e Alemanha. Trens elétricos de alta velocidade estão também sendo avaliados nos EUA para transporte em massa nos corredores noroeste e sudoeste.

Outra importante aplicação dos acionamentos elétricos é em veículos elétricos e veículos híbridos elétricos. A principal virtude dos veículos elétricos (especialmente em grandes cidades) é que eles não emitem poluentes. Mesmo assim, os veículos elétricos devem esperar por baterias de longa autonomia, células combustíveis; ou volantes de inércia antes que sejam aceitos no mercado automobilístico. Mas, os veículos elétricos já estão sendo comercializados.

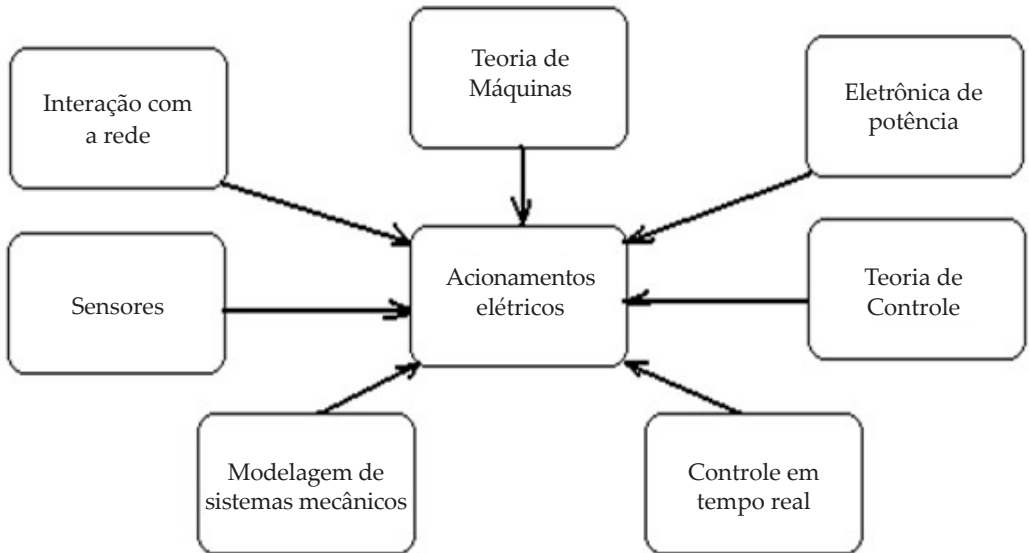
Há muitos outros novos tipos de aplicações de acionamentos elétricos nos automóveis convencionais, e há sérias propostas para elevar a tensão da bateria de seu valor atual de 12 V em ordem a manter as correntes em níveis manipuláveis. Também, há um contínuo desenvolvimento para tratar a substituição de acionamentos hidráulicos com acionamentos elétricos em aviões e barcos.

7.1 A NATUREZA MULTIDISCIPLINAR DOS SISTEMAS DE ACIONAMENTO

O diagrama de blocos da Figura 3 aponta vários campos, como mostrado na Figura 10, que são essenciais para os acionamentos elétricos: teoria de máquinas elétricas, eletrônica de potência, teoria de controle analógico e digital, aplicação em tempo real de controladores digitais, modelagem de sistemas mecânicos e interação com sistemas elétricos de potência.

Uma breve descrição de cada uma das áreas mostrada na Figura 10 é fornecida nas seguintes subseções. Para atingir o movimento desejado, é necessário controlar apropriadamente os motores elétricos. Isto requer um detalhado e cuidadoso entendimento dos princípios de operação dos vários tipos de motores comumente utilizados tais como o de corrente contínua, síncrono de indução e motor de passo.

FIGURA 10 - NATUREZA MULTIDISCIPLINAR DOS ACIONAMENTOS ELÉTRICOS



FONTE: Sanchez (2011, p. 12)

7.2 ELETRÔNICA DE POTÊNCIA

A disciplina relacionada com o conversor na Figura 3 é frequentemente referida como eletrônica de potência. As tensões e correntes de uma forma fixa (em amplitude e frequência) devem ser convertidos a uma forma ajustável melhor aceita pelo motor. É importante que a conversão que toma lugar numa alta eficiência da potência seja realizada pela operação dos dispositivos semicondutores como chaves.

Atualmente, o processamento está sendo simplificado por médio de dispositivos “*Smart Power*”, em que as chaves semicondutoras estão integradas com sua proteção e circuitos de disparo num simples módulo. Assim, os sinais de nível lógico (tal como aqueles fornecidos por um processador digital de sinais) podem controlar diretamente chaves de altas potências no conversor. Tais módulos de potência integrados estão disponíveis com tensões acessíveis que podem atingir até 4 kV e correntes que superam 1000 ampères. O paralelismo de tais módulos permite inclusive capacidades de altas correntes.

7.3 TEORIA DE CONTROLE

Na maioria de aplicações, a velocidade e posição dos acionamentos não precisam ser controlados de forma precisa. Mesmo assim, está se incrementando o número de aplicações, um exemplo é a robótica para empresas de automação, onde a exatidão do controle do torque e velocidade são cruciais. Tal controle é acompanhado pela retroalimentação de quantidades medidas e por comparação deles com seus valores desejados em ordem a atingir um exato e rápido controle.

Na maior parte de aplicações de movimento, é suficiente utilizar um simples controlador proporcional e integral (PI). A tarefa de desenhar e analisar os controladores PI são feitos facilmente devido à disponibilidade de potentes ferramentas de simulação tal como o Matlab.

7.4 CONTROLE EM TEMPO REAL UTILIZANDO DSPS

Todos os acionamentos elétricos modernos utilizam microprocessadores e processadores digitais de sinais (DSPs) por flexibilidade de controle, diagnóstico de faltas e comunicação com o CPU do computador ou com outros computadores de processo. A utilização de microprocessadores de 8 bits está sendo substituída por microprocessadores de 16 bits e 32 bits. Os DSPs são utilizados para o controle em tempo real em aplicações que demandam alto desempenho.

7.5 MODELAGEM DE SISTEMAS MECÂNICOS

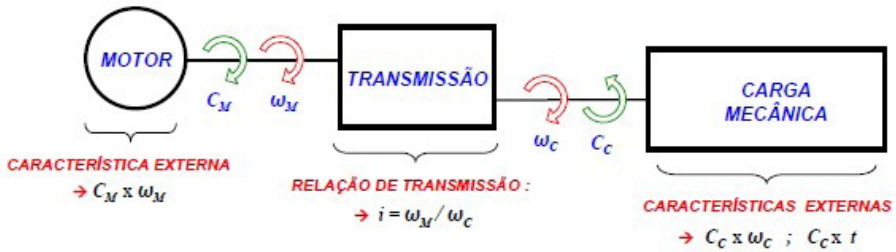
As especificações de acionamentos elétricos dependem dos requerimentos de torque e velocidade das cargas mecânicas. Assim, é frequentemente necessário modelar as cargas mecânicas. Antes de considerar as cargas mecânicas e o acionamento elétrico como dois sistemas separados, é preferível considerar ambos juntos no processo de desenho. Esta filosofia de desenho é o coração da mecatrônica.

Acionamento: caracterizado por motor acoplado a uma carga mecânica através de uma transmissão adequada, conforme mostrado na Figura 11.

Onde:

- Motor: converte energia elétrica em energia mecânica.
- Dispositivo eletrônico: comanda e/ou controla a potência elétrica.
- Transmissão mecânica: adapta a velocidade e inercia entre motor e máquina (carga).

FIGURA 11 - SISTEMA DE ACIONAMENTO



FONTE: <https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/244135/mod_resource/content/1/Pea%202404%20Notas%20de%20aula%204.pdf>. Acesso em: 28 abr. 2020.

- Potência de saída no eixo do motor:

$$P_M = C_M \cdot \omega_M \quad (1.1)$$

Onde:

P_M : [w];
 C_M : [N.m];
 ω_M : [rd/s].

- Potência de entrada no eixo da carga:

$$P_C = C_c \cdot \omega_C \quad (1.2)$$

$$P_M = \left(\frac{1}{n} \right) \cdot P_C \quad (1.3)$$

Onde:

n: rendimento.

- Carga referida ao eixo do motor:

Conjugado referido:

$$C_M = \frac{C_C}{i \cdot n} \quad (1.4)$$

Velocidade referida:

$$\omega_M = i \cdot \omega_C \tag{1.5}$$

Momento de inércia total tracionado:

$$J_{TOT} = J_M + \frac{1}{i^2} \tag{1.6}$$

Transmissão redutora: $i > 1$; transmissão multiplicadora: $i < 1$

Tipo de motor (característica $C_M X \omega_M$) Velocidade (Fixa, variável, controlável) Potência requerida – regime de trabalho	}	Associado ao tipo e natureza da carga mecânica acionada.
Tipo de partida (vazio – em carga) Limitação de corrente de partida Duração e frequência de partida	}	Associado ao tipo de alimentador disponível e limite de impacto elétrico permitido na rede.

7.6 SENSORES

Como mostrado no diagrama de blocos do acionamento elétrico da Figura 3, as medições da tensão, corrente, velocidade e posição podem ser requeridas. Para a proteção térmica, a temperatura precisa ser monitorada com um sensor.

Um sensor nem sempre tem as características elétricas necessárias para ser utilizado em um sistema de controle. Normalmente, o sinal de saída deve ser manipulado antes da sua leitura no sistema de controle. Isso, geralmente, é realizado com um circuito de interface para produção de um sinal que possa ser lido pelo controlador.

Supondo que a saída de um sensor, ao ser sensibilizado por uma energia externa, é dada por um nível de tensão muito baixo, torna-se necessária à sua amplificação. Essa interface seria então um amplificador capaz de elevar o nível do sinal para sua efetiva utilização.

7.7 INTERAÇÕES DO ACIONAMENTO COM A REDE ELÉTRICA DA CONCESSIONÁRIA

A diferença dos motores elétricos alimentados pela rede, os motores elétricos em acionamentos são alimentados através de um conversor de interface (ver Figura 3). Assim, uma ação corretiva diferente é tomada, os acionamentos elétricos geram correntes distorcidas que migram para a rede. Essa distorção, nas correntes de linha interfere com o sistema da concessionária, degradando a qualidade de energia por distorção das tensões. As disponibilidades de soluções técnicas fazem que a interação do acionamento com a concessionária seja harmoniosa, inclusive melhor que no caso de motores diretamente alimentados pela rede. A sensibilidade dos acionamentos aos distúrbios do sistema de potência tais como afundamentos e sobre tensões transitórias devem ser considerados. Outra vez, as soluções estão disponíveis para reduzir ou eliminar os efeitos desses distúrbios.



Veja mais sobre o assunto em: SANCHEZ, W. D. C. **Material complementar ET55B:** aulas 1 a 4. Curitiba: UTFPR, 2011. Disponível em: <http://paginapessoal.utfpr.edu.br/waltersanchez/CONTROLE%20ELETROENICO/MATERIAL%20ALUNOS/MATERIAL%20COMPLEMENTAR%20AULAS%201%20e%202%20-%20ET55B.doc/view>. Acesso em: 27 abr. 2020.

RESUMO DO TÓPICO 1

Neste tópico, você aprendeu que:

- É necessário o conhecimento sobre vários assuntos que fazem um mix entre as engenharias, principalmente entre Engenharia Elétrica e a Engenharia Mecânica.
- No acionamento elétrico, o sistema capaz de converter energia elétrica em energia mecânica (movimento), mantendo sob controle tal processo de conversão.
- A velocidade de rotação de uma bomba é utilizada para acionar máquinas ou equipamentos que requerem algum movimento controlado, por exemplo.
- Os motores mais amplamente utilizados nos acionamentos elétricos são os motores de indução monofásico e trifásicos.
- O acionamento é caracterizado por um motor acoplado a uma carga mecânica através de uma transmissão adequada.

AUTOATIVIDADE



- 1 Um motor de indução trifásico de 20 HP, 450 V, 4 pólos, 60 Hz, 1730 rpm, opera acionando a sua potência nominal. As perdas mecânicas são de 860 W. Qual a potência transferida para o entreferro?
- 2 Qual importância dos acionamentos elétricos na conservação de energia
- 3 Qual a importância dos acionamentos elétricos para a geração eólica

REQUERIMENTOS DE SISTEMAS MECÂNICOS PARA ACIONAMENTOS ELÉTRICOS

1 INTRODUÇÃO

Em função do desenvolvimento tecnológico, existe uma demanda crescente de máquinas elétricas mais eficientes, robustas, confiáveis e de maior velocidade, destinadas a aplicações específicas, como indústrias têxteis, indústrias de ferramentas, prospecção de derivados de petróleo, equipamentos embarcados em aeronaves e automóveis etc. Os motores de Relutância Chaveados (MRC) são uma boa opção para estas aplicações, uma vez que atendem a todos esses requisitos operacionais e, além do mais, apresentam características simples de construção, representando um baixo custo de fabricação.

Os acionamentos elétricos devem satisfazer os requerimentos de torque e velocidade imposta pelas cargas mecânicas conectadas a eles. A carga na Figura 12, por exemplo, pode requerer um perfil trapezoidal para a velocidade angular em função do tempo. Neste tópico, serão revisados brevemente os princípios básicos de mecânica para entender os requerimentos impostos pelos sistemas mecânicos nos acionamentos elétricos. Este entendimento é necessário para selecionar um apropriado acionamento elétrico para uma dada aplicação.

2 SISTEMAS COM MOVIMENTO LINEAR

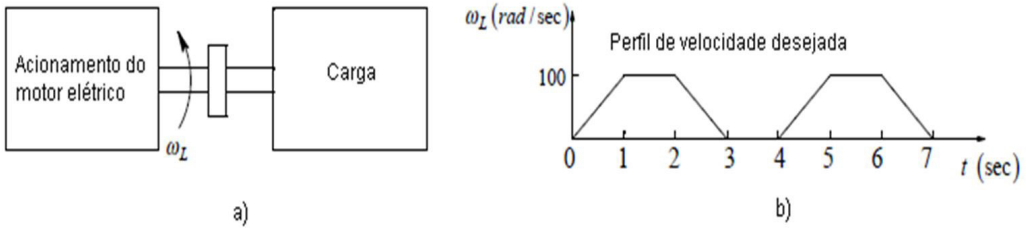
Na Figura 12a, uma carga de uma massa constante M é atuada por uma força externa f_e que causa um movimento linear na massa na direção x com uma velocidade $u=dx/dt$. Este movimento é oposto pela carga, representada pela força f_L . A quantidade de movimento associada com a massa é definida como M vezes u . Como mostrado na Figura 12b, em concordância com a lei de Newton do movimento. A força $F_M = f_e - f_L$ Igual ao câmbio da quantidade de movimento, que causa na massa uma aceleração conforme a Equação 2.1.

$$f_M = \frac{d}{dt}(M.u) = M \frac{du}{dt} = Ma \quad (2.1)$$

Onde a aceleração em m/s^2 , que da Equação 2.1 é:

$$a = \frac{du}{dt} = \frac{f_M}{M} \tag{2.2}$$

FIGURA 12 - A) SISTEMA DE ACIONAMENTO ELÉTRICO; B) EXEMPLO DE REQUERIMENTO DE PERFIL DE VELOCIDADE DA CARGA



FONTE: Sanchez (2011, p. 16)

No sistema MKS, a força líquida de 1 Newton (1 N), atuando numa massa constante de 1 kg resulta numa aceleração de $1 m/s^2$. Integrando a aceleração com relação ao tempo, a velocidade pode ser calculada com:

$$u(t) = u(0) + \int_0^t a(\tau).d\tau \tag{2.3}$$

E, integrando a velocidade com respeito ao tempo, a posição pode ser calculada como:

$$x(t) = x(0) + \int_0^t u(\tau).d\tau \tag{2.4}$$

Onde:

- t é uma variável de integração.

O diferencial de trabalho dW feito pelo mecanismo fornecendo a força f_e é:

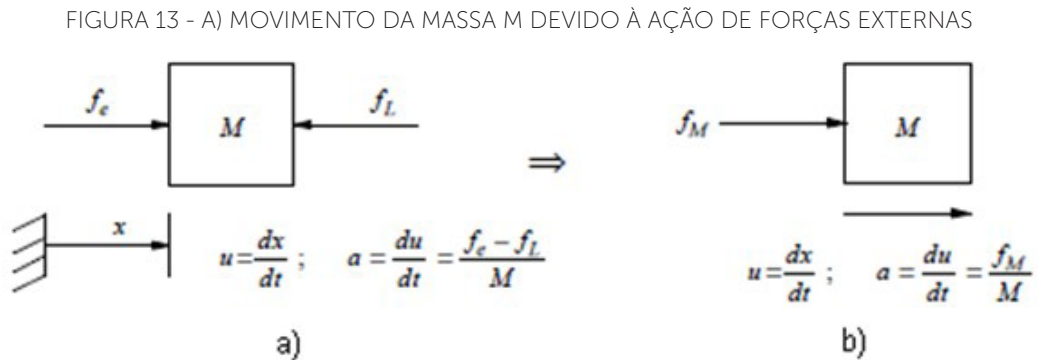
$$dW_e = f_e.dx \tag{2.5}$$

A potência é a taxa de tempo em que o trabalho é feito. Mesmo assim, diferenciando em ambos os lados da Equação 2.5 com relação ao tempo t , e supondo que a força f_e se mantém constante, a potência fornecida pelo mecanismo exercendo a força, f_e é calculada pela Equação 2.6

$$p_e(t) = \frac{dW_e}{dt} = f_e \cdot \frac{dx}{dt} = f_e \cdot u \quad (2.6)$$

Isto toma uma quantidade finita de energia para trazer a massa para uma velocidade desde o repouso. Assim, o movimento da massa tem armazenado energia cinética que pode ser recuperada.

Observa-se que o sistema da Figura 13, a força líquida $F_M (=F_e - f_L)$ é responsável pela aceleração da massa. Por tanto, assumindo que f_M se mantém constante, a potência líquida $P_M(t)$ iniciando a aceleração da massa pode ser calculado por substituição f_e na Equação com f_M :



FONTE: Sanchez (2011, p. 17)

$$p_M(t) = \frac{dW_M}{dt} = f_M \cdot \frac{dx}{dt} = f_M \cdot u \quad (2.7)$$

Da Equação 2.1, substituindo f_M como $Mu(du/dt)$:

$$p_M(t) = Mu \frac{du}{dt} \quad (2.8)$$

A entrada de energia, que está armazenada como energia cinética na massa em movimento, pode ser calculada por integração de ambos os lados da Equação 2.8. com relação ao tempo. Supondo que a velocidade inicial seja zero no tempo $t=0$, a energia cinética armazenada na massa M pode ser calculada como:

$$W_M = \int_0^t p_M(\tau).d\tau = M \int_0^t u \frac{du}{d\tau} d(\tau) = M \int_0^t u du = \frac{1}{2} Mu^2 \tag{2.9}$$

Onde:

t = uma variável de integração.

3 SISTEMAS ROTATIVOS

Praticamente todos os motores elétricos são do tipo giratório. Considere uma palanca que pode pivotar num extremo e fique livre no outro como mostrada na Figura 14a. Quando uma força *f* é aplicada perpendicularmente no extremo livre da palanca (a um raio *r* desde o pivô), logo o torque atuante sobre a palanca é:

$$T = f \cdot r \tag{2.10}$$

(N.m) (N) (m)

Que atua em sentido anti-horário, considerado como positivo.

Em máquinas elétricas, as várias forças atuantes mostradas na Figura 15 são produzidas devido às interações eletromagnéticas. A definição de torque na Equação 2.10 descreve corretamente o torque eletromagnético resultante que causa a rotação do motor e da carga mecânica acoplada no eixo.

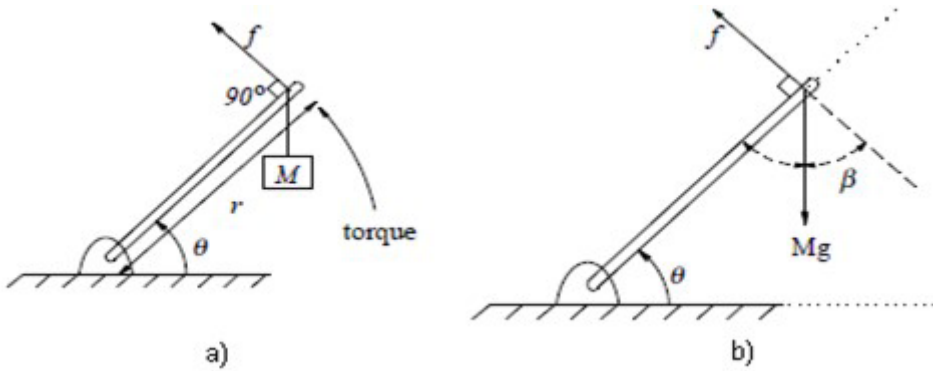
Num sistema rotacional, a aceleração angular devido ao torque neto atuante sobre ele é determinada pelo momento de inércia *J*. A seguir calcula-se o momento de inércia de uma massa cilíndrica giratória. Na Figura 16a mostra-se a massa *M* de raio *r*.

Segundo a Lei de Newton para o movimento, na Figura 16a, para acelerar um diferencial de massa *dM* num raio *r*, o diferencial de força líquida *dF* requerida na direção perpendicular (tangencial); da Equação 2.1:

$$(dM)\left(\frac{du}{dt}\right) = df \tag{2.11}$$

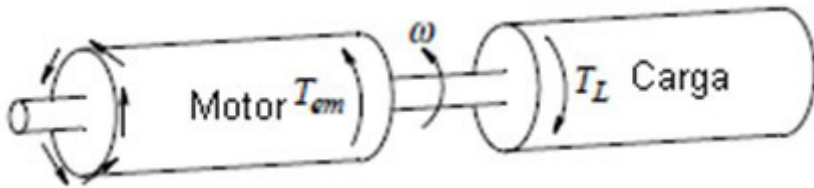
Onde a velocidade linear *u* em termos da velocidade angular ω_m (em rad/s) é:

FIGURA 14 - A) BARRA COM PIVÔ; B) TORQUE SUSTENTANDO A BARRA



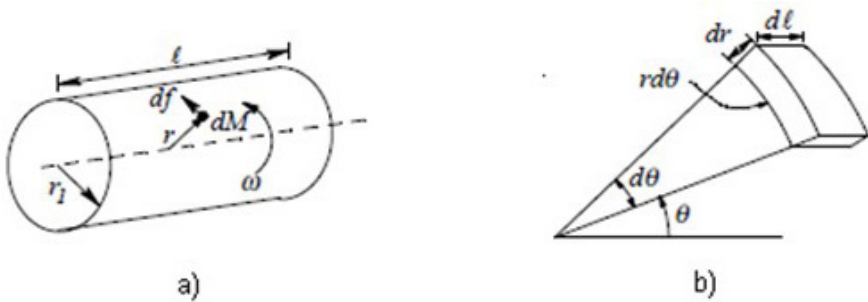
FONTE: Sanchez (2011, p. 18)

FIGURA 15 - TORQUE EM UM MOTOR ELÉTRICO



FONTE: Sanchez (2011, p. 19)

FIGURA 16 - CÁLCULO DA INÉRCIA J_{cq} DO CILINDRO SÓLIDO



FONTE: Sanchez (2011, p. 19)

$$u = r \cdot \omega_m \quad (2.12)$$

Multiplicando ambos os lados da Equação 2.11 pelo raio (r), identificando que $(r \cdot df)$ é igual ao torque diferencial líquido dT e utilizando a Equação 2.12.

$$r^2 dM \frac{d}{dt} \omega_m = dT \quad (2.13)$$

A aceleração angular $d\omega_m/dt$ é experimentada em todos os elementos do cilindro. Com a ajuda da Figura 16b, a massa diferencial dM na Equação 2.13 pode ser expressado pela Equação 2.14.

$$dM = \rho \underbrace{rd\theta}_{\text{arco}} \underbrace{dr}_{\text{altura}} \underbrace{dl}_{\text{comprimento}} \tag{2.14}$$

Onde ρ é a densidade do material em kg/m^3 . Substituindo dM da Equação 2.14 na Equação 2.13, temos a Equação 2.15.

$$\rho(r^3 drd\theta dl) \frac{d}{dt} \omega_m = dT \tag{2.15}$$

O torque liquido atuante sobre o cilindro pode ser obtida por integração sobre todos os elementos diferenciais em termos de r , θ e l : Equação 2.16.

$$\rho \left(\int_0^{r_1} r^3 dr \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^l dl \right) \frac{d}{dt} \omega_m = dT \tag{2.16}$$

Executando a triple integração se tem:

$$\underbrace{\left(\rho \frac{\pi}{2} r_1^4 l \right)}_{J_{\text{cilindro}}} \frac{d}{dt} \omega_m = T \tag{2.17}$$

ou

$$J_{\text{cil}} \frac{d}{dt} \omega_m = T \tag{2.18}$$

Onde a quantidade dentro dos parêntesis na Equação 2.17 é denominada de momento de inércia J , que para um cilindro solido é:

$$J_{\text{cil}} = \rho \frac{\pi}{2} r_1^4 l \tag{2.19}$$

Assim a massa do cilindro da figura 16a é $M = \rho\pi.r_1^2l$, o momento de inércia na Equação 7.19 pode ser escrita como:

$$J_{cil} = \frac{1}{2}M.r_1^2 \quad (2.20)$$

O torque neto atuante T_j atuando sobre um corpo girante de inércia J causa uma aceleração. Similar aos sistemas de movimento linear onde $fM = Ma$, a lei de Newton em sistemas giratórios é:

$$T_j = J.\alpha \quad (2.21)$$

Onde a aceleração angular $\alpha = d\omega/dt$ em rad/s^2 é:

$$\alpha = \frac{d\omega}{dt} = \frac{T_j}{J} \quad (2.22)$$

Que é similar à Equação 2.18. No sistema MKS de unidades, um torque de 1 N.m, atuando sobre uma inércia de $1\text{kg}\cdot\text{m}^2$ resulta numa aceleração angular de 1rad/s^2 .

No sistema tal como o mostrado na Figura 17a, o motor produz um torque eletromagnético T_{em} . O atrito nos rolamentos e a resistência do vento (arraste) pode ser combinado com o torque de carga T_L opondo-se ao giro em muitos sistemas, supõe-se que a parte giratória do motor com inércia J_M é rigidamente acoplada (não flexível) à carga de inércia J_L . O torque líquido, a diferença entre o torque eletromagnético desenvolvido pelo motor e o torque da carga opondo-se, causa uma aceleração nas inércias combinadas do motor e da carga em concordância com a Equação 2.22 tem-se a Equação 2.23.

FIGURA 17 - INTERAÇÃO DO TORQUE DA CARGA E O MOTOR ELÉTRICO COM O ACOPLAMENTO RÍGIDO



F FONTE: Sanchez (2011, p. 21)

$$\frac{d\omega_m}{dt} = \frac{T_j}{J_{eq}} \tag{2.23}$$

Onde o torque neto $T_j = T_{em} - T_L$ e a inércia combinada $J_{eq} = J_M + J_L$.

Como exemplo apresenta-se a Figura 17a, cada estrutura tem uma inércia de um cilindro sólido, se o torque da carga não é considerado se deve calcular o torque eletromagnético quando a velocidade aumenta linearmente para 800 RPM em 5s.

Considerando uma inércia equivalente $J_{eq} = 2 \times 0,020 = 0,058 \text{ kg.m}^2$. Assim, a aceleração angular é: $\frac{d\omega_m}{dt} = \frac{\Delta\omega_m}{\Delta t} = (1800/60)2\pi/5 = 37,7 \text{ rad/s}^2$.

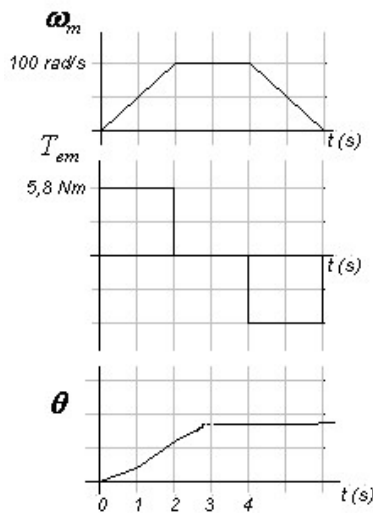
Assim, a Equação 2.23, $T_{em} = 0,058 \times 37,7 = 2,19 \text{ Nm}$.

A Equação 2.23 mostra que o torque líquido é a quantidade que causa a aceleração, que por sua vez conduz os câmbios na velocidade e posição. Integrando a velocidade com relação ao tempo temos a Equação 2.24.

$$\omega_m(t) = \omega_m(0) + \int_0^t \alpha(t) d\tau \tag{2.24}$$

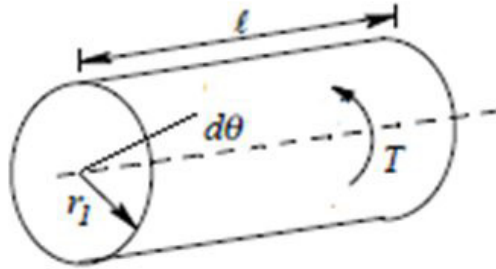
Onde $\omega_m(0)$ é a velocidade em $t=0$ e τ é uma variável de integração. Logo de integrar $\omega_m(t)$ na Equação 2.24 com respeito ao tempo conduz.

FIGURA 18 - EXEMPLO DE VARIAÇÕES DE VELOCIDADE, TORQUE E ÂNGULO



FONTE: Sanchez (2011, p. 22)

FIGURA 19 - TORQUE, TRABALHO E POTÊNCIA



FONTE: Sanchez (2011, p. 22)

$$\theta(t) = \theta(0) + \int_0^t \omega_m(t) d\tau \quad (2.25)$$

Onde $\theta(0)$ está na posição em $t=0$ e τ é outra vez a variável de integração. As equações 2.23 a 2.25 indicam que o torque é a variável fundamental para controlar a velocidade e posição.

As equações de 2.23 a 2.25 podem ser representados na forma de blocos, ver a Figura 17b e o exemplo da Figura 18.

Na imagem do sistema giratório mostrado na Figura 19, se um torque líquido T causa o giro do cilindro num ângulo diferencial, o trabalho diferencial é mostrado na Equação 2.26.

$$dW = Td\theta \quad (2.26)$$

Se essa rotação diferencial toma lugar num tempo diferencial dt , a potência poder ser dado na Equação 2.27:

$$p = \frac{dW}{dt} = T \frac{d\theta}{dt} = T\omega_m \quad (2.27)$$

Onde $\omega_m = d\theta/dt$ é a velocidade angular de rotação. Substituindo por T da Equação 2.21 em 2.27, temos a Equação 2.28

$$p = J \frac{d\omega_m}{dt} \omega_m \quad (2.28)$$

Integrando ambos os lados da Equação 2.28 com respeito ao tempo, supondo que a velocidade ω_m e a energia cinética W no tempo $t = 0$ são ambos zero, a energia cinética armazenada na massa giratória de inércia J é

$$W = \int_0^t p(\tau) d\tau = J \int_0^t \omega_m \frac{d\omega_m}{dt} d\tau = J \int_0^{\omega_m} \omega_m d\omega_m = \frac{1}{2} J \omega_m^2 \quad (2.29)$$

Essa energia cinética armazenada pode ser recuperada fazendo que a potência $p(t)$ inverta sua direção, que é, fazendo $p(t)$ negativo.

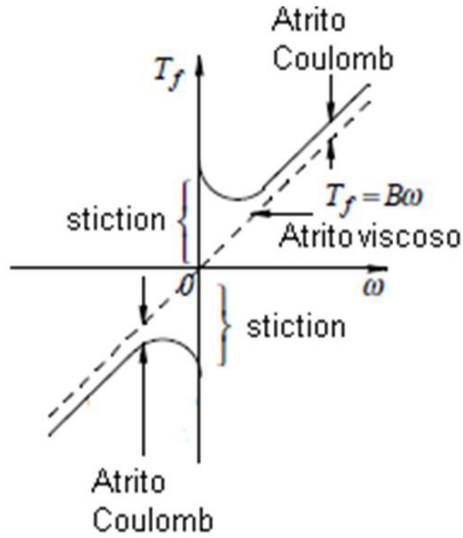
4 ATRITO

O atrito dentro do motor e a carga atuam opondo-se ao movimento giratório. O atrito ocorre nos rolamentos que suportam as estruturas girantes. Mesmo assim, objetos em movimento no ar encontram o efeito de ventilação ou arraste. Em veículos, o arraste é uma força que deve ser controlada. Assim o arraste e o efeito de ventilação podem ser considerados como forças opostas ao torque. O torque de atrito é geralmente não linear por natureza, é familiar que é necessária uma alta força (ou torque) para iniciar (desde o repouso) o movimento de um objeto. Este atrito em velocidade zero é denominado “*stiction*”. Logo de iniciado o movimento, o atrito consiste de uma componente denominada atrito Coulomb que se mantém independente da magnitude da velocidade (ele sempre se opõe à rotação), tanto como outra componente chamada de atrito viscoso, que se incrementa linearmente com a velocidade.

Em geral, o torque de atrito T_f num sistema consiste de todos os componentes acima mencionados. Como exemplo, na Figura 20 a característica do atrito é linearizada por um análise aproximado, nas linhas em traços. Com essa aproximação, a característica é similar a aquela do atrito viscoso em que:

$$T_j = B \cdot \omega_m \quad (2.30)$$

FIGURA 20 - CARACTERÍSTICAS DO ATRITO LINEARIZADO E REAL



FONTE: Sanchez (2011, p. 24)

Onde:

B é o coeficiente de atrito viscoso ou amortecimento viscoso.

Exemplo de força de arraste aerodinâmico Potência p de arraste a diferentes velocidades:

$$fL = 0,046C_w Av^2;$$



$$p = fL \cdot u$$

Onde:

C_w é o coeficiente de arraste.

Na Figura 21 apresentam-se diferentes valores da potência de arraste para diferentes velocidades de dois tipos de veículos.

FIGURA 21 - POTÊNCIAS DE ARRASTE PARA DIFERENTES VEÍCULOS

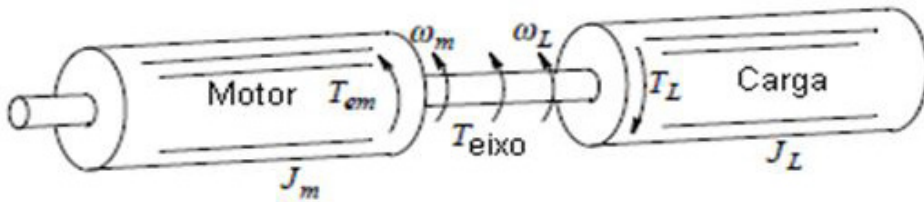
Velocidade (km/h)	Potência (W)	
	 $C_w = 0.3$	 $C_w = 0.5$
50	0.86 kW	1.44 kW
100	6.9 kW	11.5 kW
150	23.3 kW	38.8 kW

FONTE: Sanchez (2011, p. 24)

5 RESSONÂNCIAS TORCIONAIS

Na Figura 17, o eixo conectando o motor e a carga foi assumido para ser firme e forte, isto é, os dois foram conectados rigidamente. Em realidade, qualquer eixo torcerá (flexão) conforme ele transmite torque de um extremo a outro. Na Figura 22, o torque T_{eixo} disponível para ser transmitido pelo eixo é mostrada na Equação 2.31.

FIGURA 22 - INTERAÇÃO DO TORQUE MOTOR E DE CARGA COM UM ACOPLAMENTO RÍGIDO



FONTE: Sanchez (2011, p. 25)

$$T_{eixo} = T_{em} - J_M \frac{d\omega_m}{dt} \tag{2.31}$$

Este torque no extremo da carga chega a ser o torque de carga e o acelera:

$$T_{eixo} = T_L + J_L \frac{d\omega_L}{dt} \tag{2.32}$$

A torção em termos dos ângulos nos dois extremos, depende da torção do eixo ou a relação do coeficiente K:

$$(\theta_M - \theta_L) = \frac{T_{\text{eixo}}}{K} \quad (2.33)$$

Onde θ_M e θ_L são as rotações angulares nos dois extremos do eixo. Se K é infinito, $\theta_M = \theta_L$. Para um eixo finito, esses dois ângulos não são iguais e o eixo atua como uma mola. Essa situação na presença de energia armazenada nas massas e inércias pode conduzir a condições de ressonância em certas frequências. Esse fenômeno é frequentemente denominado ressonância torcional. Assim, as ressonâncias devem ser evitadas ou manter-se em níveis baixos, dito de outra maneira eles podem conduzir a fadiga e falha de componentes mecânicos.

5.1 ACOPLAMENTOS DE MECANISMOS

Em qualquer situação possível, é preferível acoplar a carga diretamente ao motor, para evitar adicionais custos do mecanismo de acoplamento e a potência de perdas associadas. Na prática os mecanismos de acoplamento são utilizados pelas seguintes razões:

- A rotação do motor está acionando uma carga que requer movimento linear; os motores estão desenhados para operar em altas velocidades de rotação (para reduzir seu tamanho físico) comparado com as velocidades requeridas pelas cargas mecânicas.
- O eixo de rotação precisa ser mudado.
- Há vários tipos de acoplamento.

Para a conversão entre movimento giratório e linear, é possível usar cintos ou outros mecanismos. Para a conversão de movimento giratório a giratório há vários tipos de mecanismos redutores que são empregados.

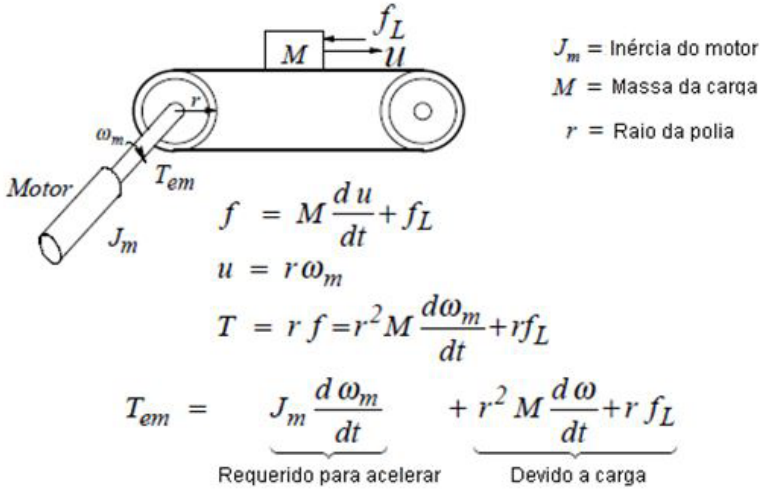
Os mecanismos de acoplamento têm as seguintes desvantagens:

- perdas adicionais de potência;
- introdução de não linearidades devido ao fenômeno denominado *backlash* (folga);
- riscos de danos mecânicos.

5.2 CONVERSÃO ENTRE MOVIMENTO LINEAR E GIRATÓRIO

Em muitos sistemas, um movimento linear é atingido utilizando o motor giratório como mostrado na Figura 23.

FIGURA 23 - COMBINAÇÃO DE MOVIMENTO GIRATÓRIO E LINEAR



FONTE: Sanchez (2011, p. 27)

Nesse sistema, as velocidades angular e linear são relacionadas pelo raio r do cilindro:

$$u = r \cdot \omega_m \tag{2.34}$$

Para acelerar a massa M , na Figura 23, na presença de uma força oposta f_L , a força f aplicada à massa, da Equação 2.1, deve ser:

$$f = M \frac{du}{dt} + f_L \tag{2.35}$$

Essa força é entregue pelo motor na forma de torque T , que é relacionada com f , utilizando a Equação 2.34, conforme:

$$T = r \cdot f = r^2 M \frac{d\omega_m}{dt} + r f_L \tag{2.36}$$

Assim, o torque eletromagnético requerido pelo motor é:

$$T_{em} = J_M \frac{d\omega_m}{dt} + \underbrace{r^2 M \frac{d\omega_m}{dt} + r f_L}_{\text{devido à carga}} \tag{2.37}$$

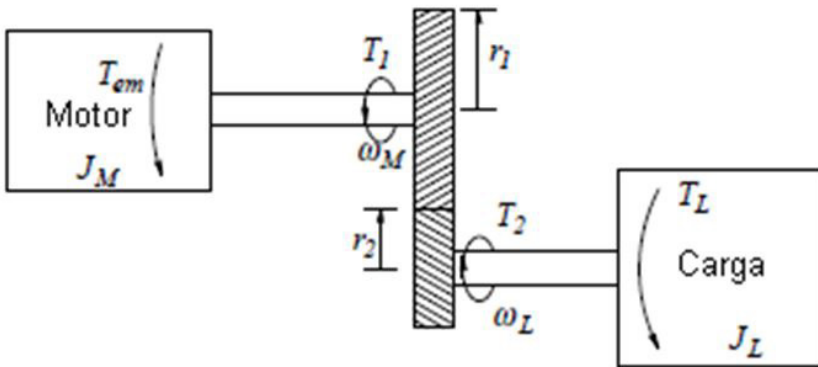
A expressão para a indutância mútua pode ser derivada das considerações de energia armazenada.

5.3 ENGRENAGENS

Para adequação de velocidades, a Figura 24 mostra um mecanismo de engrenagens onde os eixos se supõem que são infinitos e as massas das engrenagens são ignoradas. Além disso, os dentes inclinados estão em direções opostas para fazer o acoplamento correto. Também, supõe-se que não há perdas nas engrenagens. Ambas as engrenagens têm a mesma velocidade linear no ponto de contato. Por tanto, suas velocidades angulares são relacionadas por seus respectivos raios r_1 e r_2 tal que:

$$r_1 \cdot \omega_1 = r_2 \cdot \omega_2 \quad (2.38)$$

FIGURA 24 - MECANISMO DE ENGRENAGENS PARA ACOPLAMENTO DE MOTOR E CARGA



FONTE: Sanchez (2011, p. 28)

E:

$$T_1 \cdot \omega_M = T_2 \cdot \omega_L \quad (2.39)$$

Supondo sem perdas.

Combinando as equações e:

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{\omega_L}{\omega_M} = \frac{T_1}{T_2} \quad (2.40)$$

Onde os torques T1 e T2 nos extremos dos mecanismos das engrenagens, como mostrado na Figura 24. Expressando T1 e T2 em termos de Tem e TL na Equação 2.40, temos a Equação 2.41.

$$\underbrace{(T_{em} - J_M \frac{d\omega_m}{dt})}_{T_1} \frac{\omega_M}{\omega_L} = \underbrace{(T_L + J_L \frac{d\omega_L}{dt})}_{T_2} \tag{2.41}$$

Da Equação 2.41, o troque eletromagnético requerido do motor é:

$$T_{em} = \underbrace{[J_M + J_L (\frac{\omega_L}{\omega_M})^2]}_{J_{eq}} \frac{d\omega_M}{dt} + T_L (\frac{\omega_L}{\omega_M}) \quad (\text{note que: } \frac{d\omega_L}{dt} = \frac{d\omega_M}{dt} \frac{\omega_L}{\omega_M}) \tag{2.42}$$

Onde:

$$J_{eq} = J_M + J_L (\frac{\omega_L}{\omega_M})^2 = J_M + J_L (\frac{r_1}{r_2})^2 \tag{2.43}$$

5.4 ÓTIMA RELAÇÃO DE ENGRENAGENS

A Equação 2.42 mostra que o torque eletromagnético requerido do motor para acelerar o conjunto motor e carga depende da relação das engrenagens. Numa carga inercial básica em que TL pode ser assumida desprezível, Tem pode ser minimizada para uma dada aceleração da carga $d\omega_L / dt$, por seleção da relação ótima das engrenagens $(r1/r2)_{oti}$. A derivação da relação ótima mostra que a inércia da carga vista pelo motor deve ser igual à inércia do motor, isso é na Equação 2.44.

$$J_M = J_L (\frac{r_1}{r_2})^2 \text{ ou } (\frac{r_1}{r_2})_{oti} = \sqrt{\frac{J_M}{J_L}} \tag{2.44}$$

E, conseqüentemente:

$$J_{eq} = 2J_M \tag{2.45}$$

Com a relação ótima das engrenagens, na Equação 2.42, utilizando $TL=0$, e utilizando a Equação 2.46. Similares cálculos podem ser realizados para outros tipos de mecanismos de acoplamento.

$$(T_{oti}) = \frac{2J_M}{\left(\frac{r_1}{r_2}\right)_{oti}} \frac{d\omega_L}{dt} \quad (2.46)$$

5.5 TIPOS DE CARGAS

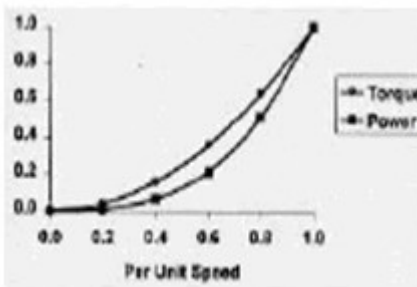
Normalmente, as cargas atuam opondo-se à rotação. Na prática, as cargas podem ser classificadas nas seguintes categorias:

- Torque centrífugo (quadrático).
- Torque constante.
- Potência quadrática.
- Potência constante.

5.5.1 Cargas centrífugas

As cargas centrífugas, tais como ventiladores e sopradores, requerem torques que variam com o quadrado da velocidade e a potência da carga que varia com o cubo da velocidade, ver a Figura 25.

FIGURA 25 - A) CARACTERÍSTICA DE CARGA CENTRIFUGA, B) VENTILADOR



a)



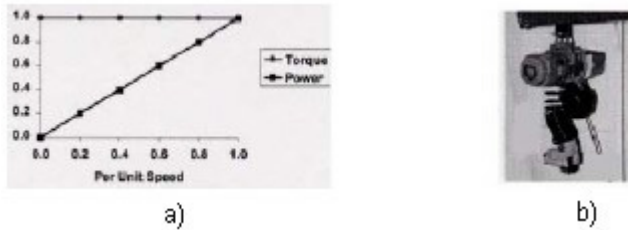
b)

FONTE: Sanchez (2011, p. 30)

5.5.2 Cargas de torque constante

Neste tipo de cargas, tais como elevadores, guindastes etc., o torque se mantém constante quando muda a velocidade e a potência da carga varia linearmente a velocidade, ver a Figura 26.

FIGURA 26 - A) CARACTERÍSTICA DE CARGA DE TORQUE CONSTANTE, B) ELEVADOR

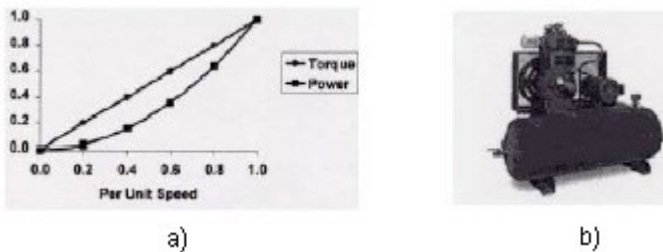


FONTE: Sanchez (2011, p. 30)

5.5.3 Cargas de potências quadráticas

As cargas de potências quadráticas, tais como compressores e bobinadeiras, requerem que o torque varie com a velocidade e a potência da carga que varia com o quadrado da velocidade, ver a Figura 27.

FIGURA 27 - A) CARACTERÍSTICA DE CARGA DE TORQUE POTÊNCIA QUADRÁTICA; B) COMPRESSOR

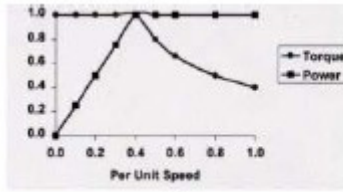


FONTE: Sanchez (2011, p. 30)

5.5.4 Cargas de potências constantes

As cargas de potências constantes, tais como bobinadeiras e desbobinadeiras, além disso, que em certas faixas de velocidade varie inversamente com a velocidade e a potência da carga, se mantém constante com a velocidade, ver a Figura 28.

FIGURA 28 - A) CARACTERÍSTICA DE CARGA DE TORQUE POTÊNCIA CONSTANTE;
B) BOBINADEIRA



a)



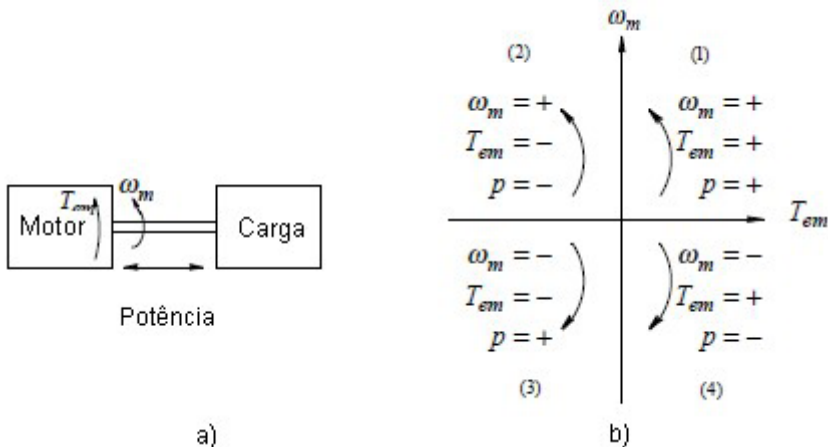
b)

FONTE: Sanchez (2011, p. 31)

6 OPERAÇÃO EM QUATRO QUADRANTES

Em muitos sistemas de alto desempenho, os acionamentos são requeridos para operar em todos os quatro quadrantes no plano torque – velocidade, conforme mostrado na Figura 29b. O motor aciona a carga numa direção no Quadrante 1, e na direção oposta a aquele do Quadrante 1 no Quadrante 3. Nesses quadrantes, a potência média é positiva e flui do motor para a carga mecânica. Para controlar a velocidade da carga rapidamente, isto pode ser necessário para operar o sistema no modo de frenagem regenerativo, onde a direção de potência é invertida, isto é, a potência flui da carga para o motor, e usualmente para a concessionária (através do conversor estático). No Quadrante 2, a velocidade é positiva, mas o torque produzido pelo motor é negativo. No Quadrante 4, a velocidade é negativa e o torque produzido é positiva.

FIGURA 29 - REQUERIMENTO DE QUATRO QUADRANTES EM ACIONAMENTOS



FONTE: Sanchez (2011, p. 31)

7 OPERAÇÃO EM REGIME ESTACIONÁRIO E DINÂMICO

Conforme discutido, cada carga tem sua própria característica torque-velocidade. Para acionamentos de alto desempenho, em adição à operação de regime estacionário, a operação dinâmica, como as mudanças dos pontos de operação com o tempo, isto também é importante.

A variação de velocidade do conjunto motor e carga deve ser acompanhada rapidamente e sem qualquer oscilação (que em outro caso pode ser prejudicial). Isto requer um bom desenho de um controlador de laço fechado.

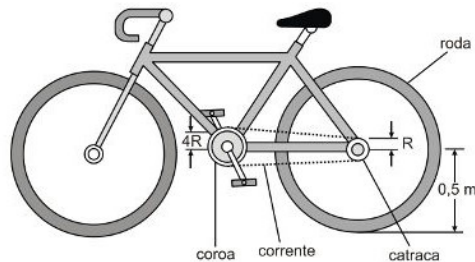
RESUMO DO TÓPICO 2

Neste tópico, você aprendeu que:

- Existe uma procura crescente de máquinas elétricas mais eficientes, robustas, confiáveis e de maior velocidade, destinadas a aplicações específicas.
- Os acionamentos elétricos devem satisfazer os requerimentos de torque e velocidade impostas pelas cargas mecânicas conectadas a eles.
- Os princípios básicos de mecânica, para entender os requerimentos impostos pelos sistemas mecânicos nos acionamentos elétricos, quando se trata de: sistemas com movimento linear; sistemas rotativos; atrito; ressonâncias torcionais; acoplamentos de mecanismos; conversão entre movimento linear e giratório; engrenagens; ótima relação de engrenagens; tipos de cargas; cargas centrifugas; cargas de torque constante; cargas de potências constantes; operação em quatro quadrantes; operação em regime estacionário e dinâmico.



- 1 Em uma bicicleta, a transmissão do movimento das pedaladas se faz por meio de uma corrente, acoplando um disco dentado dianteiro (coroa) a um disco dentado traseiro (catraca), sem que haja deslizamento entre a corrente e os discos. A catraca, por sua vez, é acoplada à roda traseira de modo que as velocidades angulares da catraca e da roda sejam as mesmas (ver, a seguir, figura representativa de uma bicicleta).

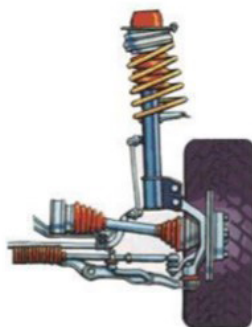


FONTE: A autora

Em uma corrida de bicicleta, o ciclista desloca-se com velocidade escalar constante, mantendo um ritmo estável de pedaladas, capaz de imprimir no disco dianteiro uma velocidade angular de 4 rad/s , para uma configuração em que o raio da coroa é $4R$, o raio da catraca é R e o raio da roda é $0,5 \text{ m}$. Com base no exposto, conclui-se que a velocidade escalar do ciclista é:

- a) () 2 m/s .
- b) () 4 m/s .
- c) () 8 m/s .
- d) () 12 m/s .
- e) () 16 m/s .

- 2 Um sistema de amortecimento de impacto para veículos de passeio é mostrado na figura a seguir. Sabendo que o sistema possui uma mola e um dispositivo de freio para oscilação, obtenha a representação esquemática do sistema.



FONTE: A autora

OUTROS CONCEITOS IMPORTANTES SOBRE ACIONAMENTOS ELÉTRICOS

1 INTRODUÇÃO

Na Engenharia mecânica sempre vamos nos deparar fazendo conexões a conteúdos que estejam ligados a outras engenharias, dentre elas, fazendo paralelo, muitas vezes, recorrentes à Engenharia elétrica. Por este motivo é importante que se saibam alguns conceitos importantes para a disciplina Elementos de Máquinas II. Neste sentido é importante saber que: dispositivos elétricos ou eletrônicos são montados em um painel ou quadro de comando, interligados eletricamente e funcionando de acordo com uma lógica para controlar equipamentos elétricos, tais como motores elétricos, resistências elétricas, lâmpadas elétricas etc.

A lógica de funcionamento de um comando elétrico é definida pelo projetista para controlar os acionamentos dos equipamentos elétricos de potência como os motores elétricos ou resistências, bem como de atuadores elétricos como bobinas para acionamentos de válvulas pneumáticas e pistões pneumáticos e outros tipos de equipamentos elétricos.

Um projeto de comando elétrico contempla a lógica de controle dos equipamentos elétricos assim como dispositivos que garantam a proteção contra danos nos próprios equipamentos assim como danos físicos às pessoas que operam as máquinas e instalações que utilizam os equipamentos elétricos.

2 DISPOSITIVOS DE PROTEÇÃO

Os dispositivos de proteção têm como finalidade a proteção de equipamentos, circuitos eletroeletrônicos, máquinas e instalações elétricas, contra alterações da tensão de alimentação e intensidade da corrente elétrica.

Nesse contexto, os sistemas de proteção devem atuar rapidamente para minimizar riscos à vida humana e danos aos equipamentos que compõem os sistemas elétricos de potência; normalmente, há duas situações que podem produzir danos: sobrecargas de longa duração; e curtos-circuitos. Os dispositivos de proteção para motores são:

- Fusíveis.
- Relé térmico.
- Disjuntores.
- Disjuntores motores.
- Os dispositivos de comando, sinalização e auxiliares.
- Botoeiras e chaves manuais.
- Contatores.
- Reles temporizadores.
- Reles protetores.
- Sinalizadores visuais e sonoros.

2.1 FUSÍVEIS

A principal função é a proteção contra curto-circuito (aumento repentino da intensidade de corrente elétrica ocasionado por falha no sistema de energia ou operação máquina/operador).

Conforme as Normas DIN 57636 e VDE 0636, os fusíveis são componentes cuja função principal é a proteção dos equipamentos e fiação (barramentos) contra curto-circuito, atuando como limitadores das correntes de curto-circuito.

FIGURA 30 - TIPOS DE FUSÍVEIS

<p>Fusível de Vidro</p> 	<p>Fusível Tipo Cartucho</p> 	<p>Fusível Automotivo</p> 	<p>Fusível Tipo D (DIAZED)</p> 
<p>Fusível Tipo NH</p> 	<p>Fusível para Média Tensão</p> 	<p>Elo Fusível</p> 	<p>Chave Seccionadora</p> 

FONTE: Taques (2016, p. 5)

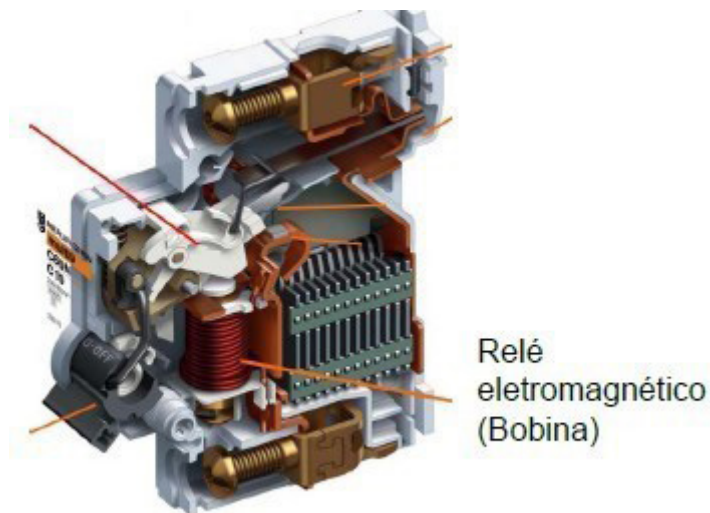
2.2 RELÉS

É um dispositivo utilizado para a proteção de circuitos/equipamentos contra sobrecarga (aumento da intensidade da corrente elétrica de forma gradual). E diferentemente em relação aos fusíveis, que atuam uma única vez, os relés atuam diversas vezes durante a sua vida útil. Os relés podem ser do tipo eletromagnéticos e térmicos.

Relé eletromagnético

Sua atuação é eletromagnética, sendo provocada pela circulação da corrente elétrica numa bobina.

FIGURA 31 - RELÉ ELETROMAGNÉTICO (BOBINA)



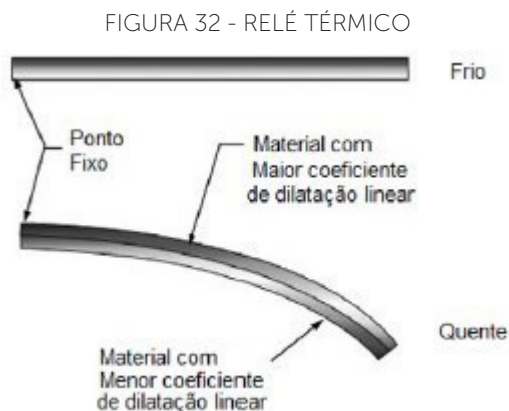
FONTE: Taques (2016, p. 15)

Os tipos de relés mais comuns são:

- Relé de mínima tensão: monitoram a tensão mínima admissível (limiar mínimo de tensão), são regulados aproximadamente em 80% do valor nominal da tensão. Quando a tensão for inferior a este limiar, o relé atua e interrompe o circuito de alimentação
- Relé de máxima corrente: é utilizado para monitorar a circulação de corrente e quando ocorre o aumento de corrente acima do valor determinado, o relé atua e interrompe o circuito de alimentação.

Relé térmico

Os relés térmicos têm como princípio de atuação a deformação de um bimetetal. O bimetetal é formado por duas lâminas de metais diferentes (tipicamente ferro e níquel) cujo coeficiente de dilatação é diferente, e com o aumento da temperatura provocado pelo aumento da circulação de corrente pelo bimetetal este se deforma.



FONTE: Taques (2016, p. 15)

2.3 DISJUNTORES

Protegem contra curto-circuito e sobrecarga (proteção térmica e magnética). Com correntes que variam de 2 a 70A, podem ser monopolar, bipolar, tripolar ou tetrapolar. A sua corrente nominal deve ser menor ou igual à corrente máxima admitida pelo condutor da instalação a ser protegida.



FONTE: Taques (2016, p. 16)

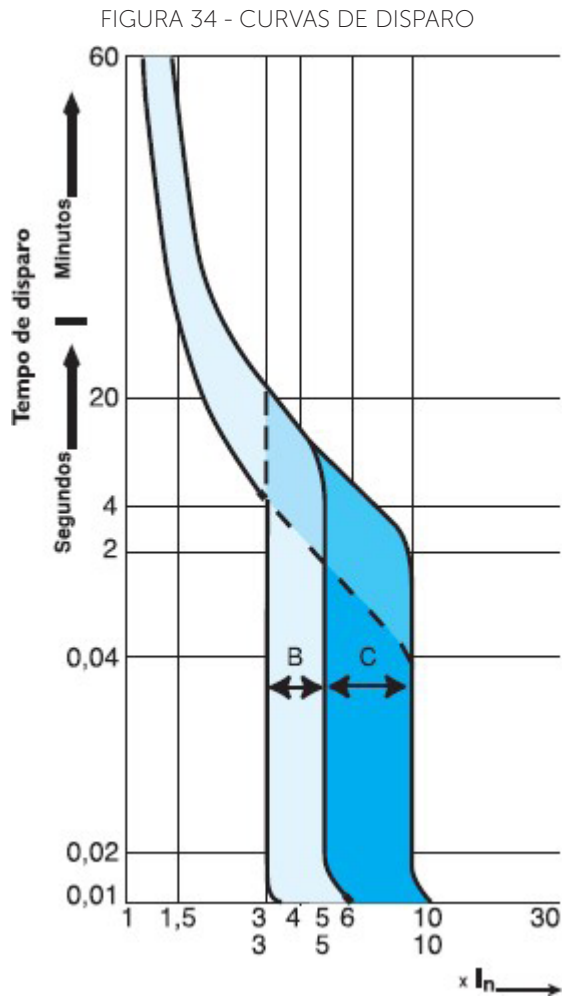
As Curvas de disparo, são normatizadas pela Norma IEC 60898.

Disjuntor de Curva B

O disjuntor de curva B tem como característica o disparo instantâneo para correntes entre 3 a 5 vezes a corrente nominal. Indicado para circuitos com características resistivas ou com grandes distâncias de cabos.

Disjuntor de Curva C

O disjuntor de curva C tem o disparo instantâneo para correntes entre 5 a 10 vezes a corrente nominal. Indicado para circuitos com cargas indutivas.



FONTE: Taques (2016, p. 16)

2.4 DISJUNTORES MOTORES

Os disjuntores protegem contra curto-circuito e sobrecarga (proteção térmica e magnética). Possuem *knob* para o ajuste da proteção da intensidade de corrente (ajuste da proteção térmica), este ajuste possibilita uma melhor atuação no caso de sobrecarga em relação a disjuntores como o térmico fixo. Foram desenvolvidos para a proteção de motores e podem ser construídos apenas para a proteção de curto-circuito (magnéticos) ou termomagnéticos (curto-circuito e sobrecarga).

FIGURA 35 - DISJUNTORES MOTORES



FONTE: Taques (2016, p. 17)

Exemplo de utilização de Disjuntor Motor:

Motor trifásico de 3CV IV polos 220v, carcaça 90L. Corrente nominal (I_n) de 8,18A (Catálogo WEG).

- Disjuntor de 10 A classe C (faixa de atuação de corrente de curto de 5 a 10 vezes a corrente nominal) ou classe D (faixa de atuação de corrente de curto acima de 10 vezes a corrente nominal).
- Disjuntor Motor WEG (MPW 16-3-U010) ajustando o térmico em 8,5A.
- Disjuntor Motor SIEMENS (3RV10 11-1JA10) ajustando o térmico em 8,5A.



Para ambos os disjuntores motores, a atuação de sobrecarga ocorrerá a partir de 8,5A, enquanto para o disjuntor convencional, será a partir de 10A, ou seja, o ajuste do térmico dos disjuntores motores permite a atuação da proteção para valores próximos da nominal do motor.

3 DISPOSITIVOS DE COMANDO

Para o acionamento de um motor necessita-se de um dispositivo que realize a operação de ligar e desligar o motor elétrico, por exemplo, as chaves manuais ou os botões manuais (botoeiras).

Chaves

As chaves manuais são os dispositivos de manobra mais simples e de baixo custo para realizar o acionamento do motor elétrico, podem acionar diretamente um motor ou acionar a bobina de um contator.

Sua operação é bastante simples e funciona como um interruptor que liga ou desliga o motor, normalmente utilizam-se de alavancas para realizar esta operação de liga/desliga.

FIGURA 36 - DIFERENTES TIPOS DE CHAVES



FONTE: Taques (2016, p. 21)

Botoeiras

A botoeira é outra forma de acionamento de motores por meio manual e servem para energizar ou desenergizar contadores, a partir da comutação de seus contatos NA (Normalmente Aberto) ou NF (Normalmente Fechado).

Existem diversos modelos e podem variar quanto ao formato, cor, tipo de proteção do acionador, quantidade e tipos de contatos, conforme a Figura 37.

FIGURA 37 - CORES PARA SINALIZAÇÃO EM BOTÕES



FONTE: <<https://www.mundodaeletrica.com.br/i/3650/botoes-620.webp>>. Acesso em: 28 abr. 2020.

As botoeiras podem ser do tipo pulsante ou com intertravamento. As botoeiras com intertravamento mantêm a posição de NA ou NF toda vez que é acionada (pressionada), ou seja, permanecem na nova posição até o próximo acionamento. Já as botoeiras pulsantes permanecem na nova posição apenas durante o tempo em que o botão está pressionado.

FIGURA 38 - BOTOEIRAS (BOTÕES DE COMANDO)



FONTE: Taques (2016, p. 22)

Contatores

Os contatores são chaves de operação não manual. Seu acionamento é proveniente da ação eletromagnética. Os contatos NA ou NF do contator são acionados quando a bobina (eletromagnética) é energizada. Assim, os contatos permanecem na nova posição apenas durante o tempo em que a bobina está energizada, quando a bobina é desenergizada, os contatos retornam em seu estado normal. Os contatores são chaves que possibilitam o acionamento de motores a distância, aumentando a segurança durante o processo do acionamento do motor.

Relés temporizadores

Os relés temporizadores são dispositivos utilizados durante o processo de acionamento das partidas dos motores. Sua utilização é bastante diversa e depende da aplicação desejada. Os relés temporizadores mais utilizados são:

- Relé de retardo na energização (RE).
- Relé de retardo de desenergização (RD).
- Relé temporizador estrela triângulo.
- Relé cíclico.

FIGURA 39 - RELÉ TEMPORIZADOR



FONTE: Taques (2016, p. 36)



Veja mais sobre o assunto em: TAQUES, **M. M. Comandos elétricos industriais**: teoria. Joinville: IFSC, 2016. Disponível em: http://joinville.ifsc.edu.br/~mtaques/Comandos%20Industriais/Apostila_ComandosIndustriais_Teoria_ProfMauricioTaques_Vmar%C3%A7o2016.pdf. Acesso em: 27 abr. 2020.

Relés protetores

Os relés protetores projetados para a verificação e monitoramento da tensão, são muito importantes em instalações por diversos motivos, por exemplo, a falta de fase, inversão de fase e subtensões (tensão inferior a 120 volts), que podem danificar um equipamento ocasionando graves prejuízos à empresa.

Sinalizadores visuais e sonoros

São componentes utilizados para indicar (através de som e/ou visualmente) o estado em que se encontra um painel de comando ou processo automatizado. As informações mais comuns fornecidas através destes dispositivos são: ligado, desligado, falha e emergência.

Caracterização e classificação geral das máquinas elétricas

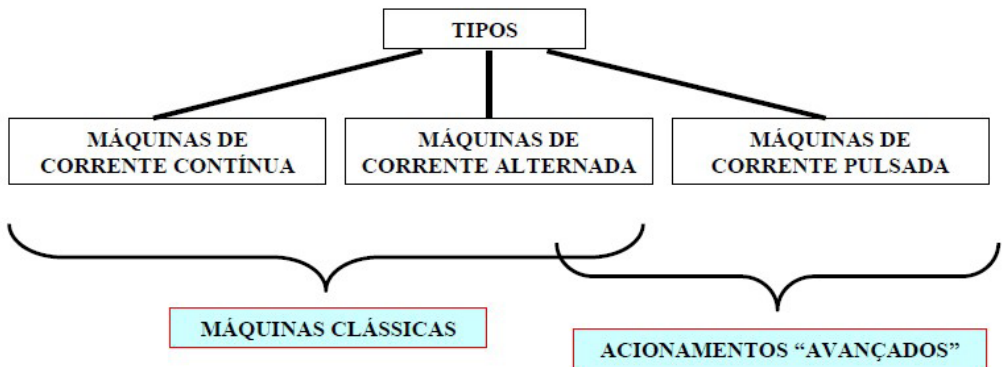
A diversidade de tarefas a executar, condições de utilização, características dos locais, tipo de corrente eléctrica e exigências econômicas impõem, características específicas à máquina utilizar. Deste modo, a escolha de uma máquina eléctrica para um dado local e função é feita criteriosamente de modo a atender simultaneamente ao seu preço e às suas características técnicas, respondendo assim à situação existente.

Entre as máquinas eléctricas, a primeira a ser utilizada foi a de corrente contínua (c.c.), já que a distribuição de energia era feita inicialmente em corrente contínua. Com a descoberta do transformador, o qual funciona em corrente alternada (c.a.), a distribuição de energia passou a ser feita quase totalmente em corrente alternada, o que conduziu à generalização da utilização de máquinas de corrente alternada.

As grandezas eléctricas e mecânicas principais que condicionam a escolha de uma determinada máquina eléctrica rotativa são: o tipo de corrente (contínua ou alternada), a tensão utilizada, a frequência ou gama de frequências, a velocidade ou gama de velocidades, a potência útil, o rendimento eléctrico, o binário motor útil, o binário de arranque, o binário resistente, a corrente nominal

e a corrente de arranque. Essas grandezas são de fato bastante importantes na decisão quanto à escolha do tipo de máquina a utilizar, nomeadamente quanto à facilidade na diminuição das correntes de arranque, quanto à facilidade no controlo de velocidade e quanto ao valor do binário de arranque necessário para arrancar com uma determinada carga, entre outras condicionantes. Na verdade, cada máquina tem as suas características e potencialidades próprias que permitem responder adequadamente a cada situação. Na figura a seguir tem-se a classificação das máquinas elétricas de forma resumida.

FIGURA 40 - CLASSIFICAÇÃO DE MÁQUINAS ELÉTRICAS

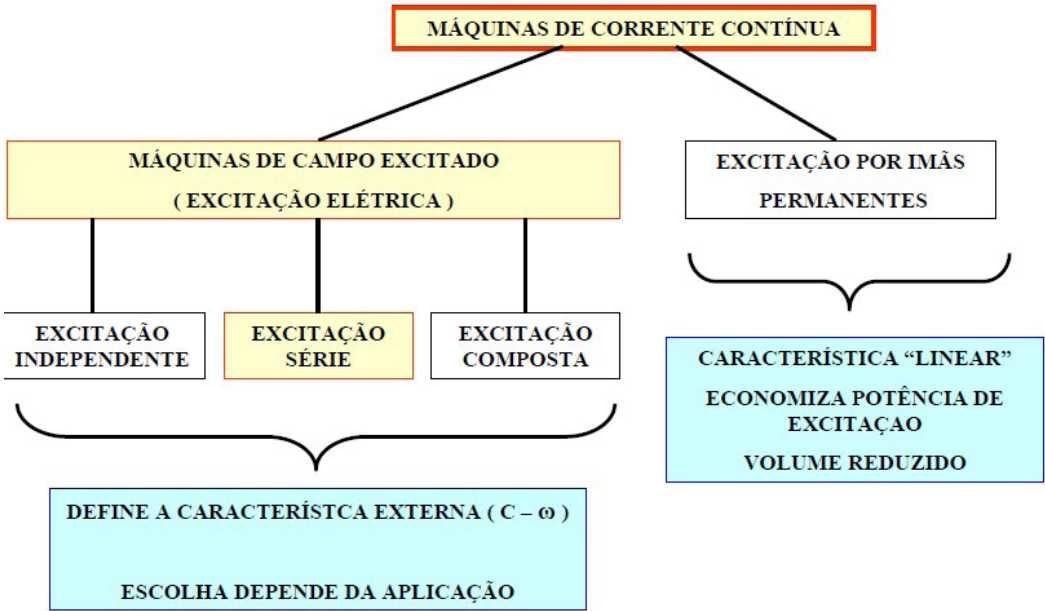


FONTE: <https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/244135/mod_resource/content/1/Pea%202404%20Notas%20de%20aula%204.pdf>. Acesso em: 28 abr. 2020.

Máquinas de corrente contínua

Diz-se que uma máquina é de corrente contínua quando em todos os seus terminais, as grandezas, que a caracterizam (tensões e correntes) são unidirecionais. Na Figura 41, temos um esquema para a classificação das máquinas de corrente contínua.

FIGURA 41 - CLASSIFICAÇÃO PARA MÁQUINAS DE CORRENTES CONTÍNUAS

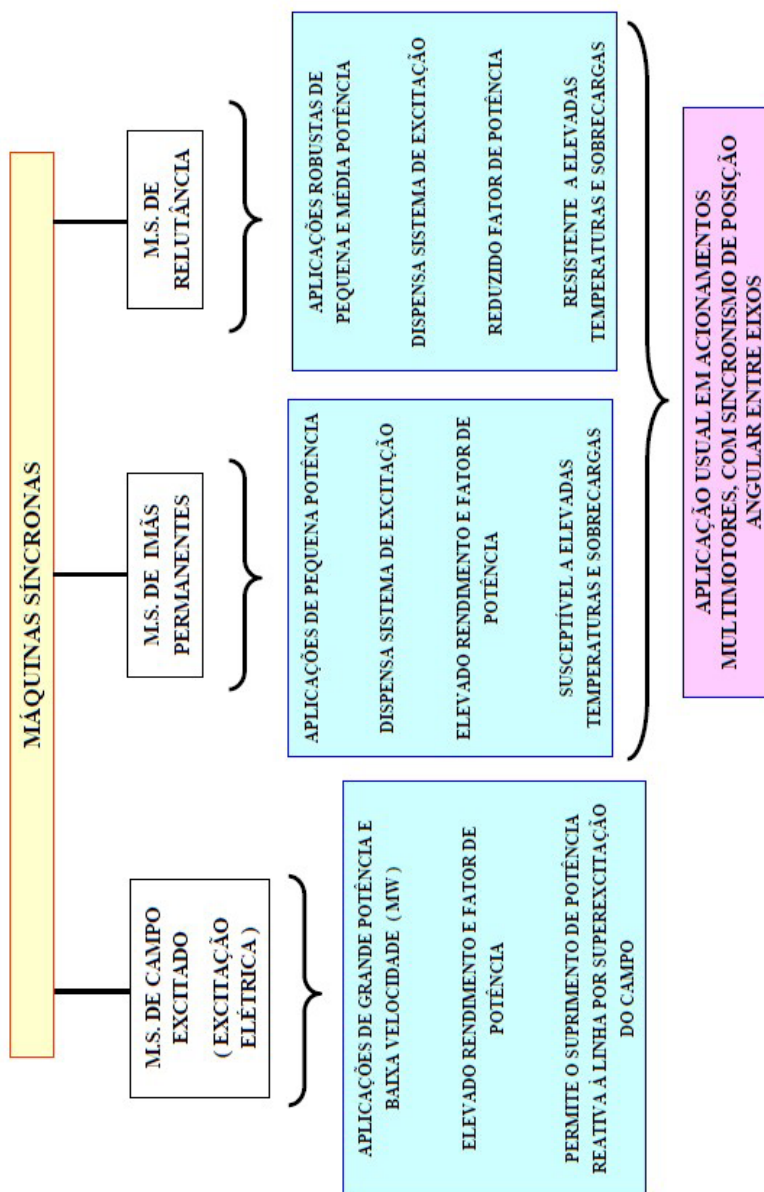


FONTE: <https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/244135/mod_resource/content/1/Pea%202404%20Notas%20de%20aula%204.pdf>. Acesso em: 28 abr. 2020.

Máquinas síncronas

As máquinas síncronas constituem uma das famílias de máquinas elétricas mais importantes. Os geradores síncronos produzem a maior parte da energia elétrica consumida no mundo. Os motores síncronos, por sua vez, são muito utilizados, tanto pela característica de possuírem uma velocidade garantida em função da frequência, como pela característica, de resto comum aos dois modos de funcionamento, do seu fator de potência ser regulável. A Figura 42 mostra um resumo sobre as máquinas síncronas incluindo as principais aplicações.

FIGURA 42 - RESUMO PARA MÁQUINAS SÍNCRONAS

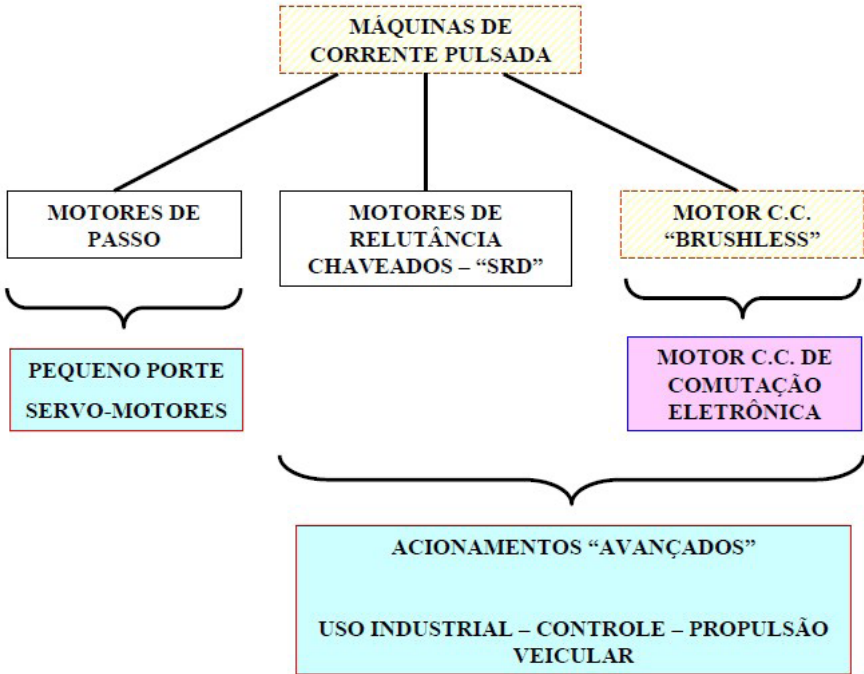


FONTE: <https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/244135/mod_resource/content/1/Pea%202404%20Notas%20de%20aula%204.pdf>. Acesso em: 28 abr. 2020.

A corrente pulsada é definida como fluxo uni ou bidirecional de partículas carregadas, que periodicamente param por um período finito.

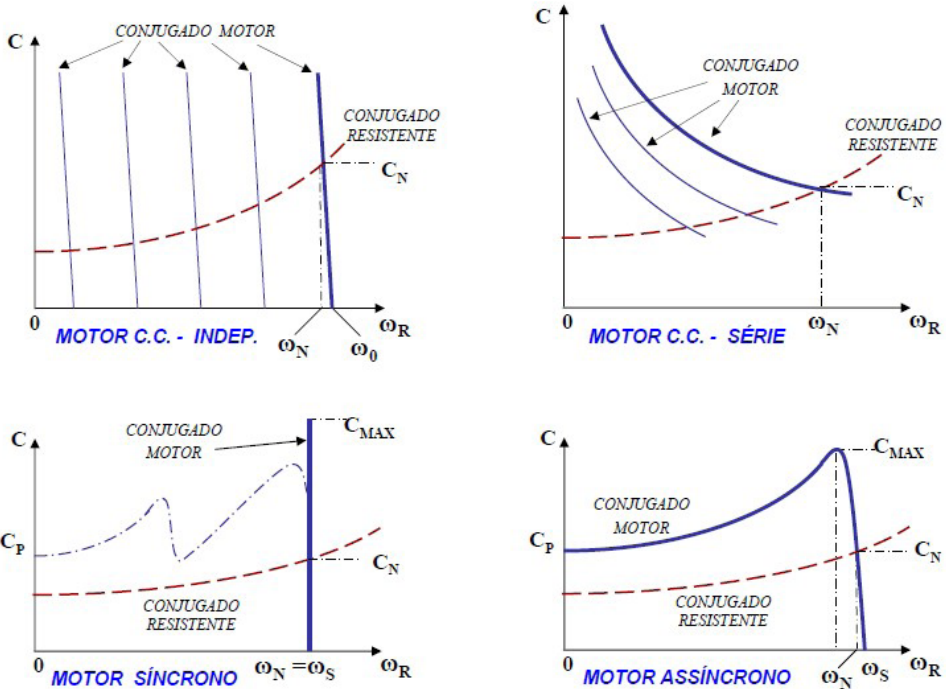
A corrente pulsada é caracterizada pelo aspecto de uma unidade elementar desse tipo de corrente chamado pulso. Um pulso único é definido como um evento elétrico isolado separado por um tempo finito de próximo evento. Isto é, um pulso único representa um período finito de movimento de partículas carregadas. Um esquema para máquina de corrente pulsada é mostrada na Figura 43.

FIGURA 43 - FLUXO GRAMA PARA MÁQUINAS DE CORRENTE PULSADA



FONTE: <https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/244135/mod_resource/content/1/Pea%202404%20Notas%20de%20aula%204.pdf>. Acesso em: 28 abr. 2020.

FIGURAS 44 - CURVAS CARACTERÍSTICAS DE ALGUNS TIPOS DE MOTORES ELÉTRICOS



FONTE: <https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/244135/mod_resource/content/1/Pea%202404%20Notas%20de%20aula%204.pdf>. Acesso em: 28 abr. 2020.



Veja um resumo sobre transmissão entre motores e carga acessando o endereço: https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/244135/mod_resource/content/1/Pea%202404%20Notas%20de%20aula%204.pdf.

LEITURA COMPLEMENTAR

SISTEMA DE ACIONAMENTO ELÉTRICO PARA FRENAGEM DE UM VEÍCULO AUTÔNOMO(AUTOR(ES))

Maurício F. Baleeiro

Resumo: Neste trabalho apresenta-se o projeto e a implementação de um sistema eletromecânico de frenagem automática para um carro de passeio. O sistema foi desenvolvido como parte das modificações necessárias para transformar um automóvel comum em um veículo autônomo, cuja missão é transportar pessoas, pelo campus da UFMG, sem a intervenção de um motorista humano. Para tanto, utiliza-se um atuador linear eletromecânico diretamente acoplado ao pedal de freio do automóvel, cuja posição é controlada em malha fechada. Duas estratégias para controle digital de posição do atuador são investigadas, a saber: controle proporcional; e controle não linear do tipo relé. A lei de controle escolhida é implementada usando-se um microcontrolador em uma placa de circuito eletrônico dedicada.

1 Introdução

O desenvolvimento de veículos autônomos vem sendo foco de vários grupos de pesquisa na área de robótica e mecatrônica. Iniciativas como o Darpa Urban Challenge, competição criada pela Agência de Defesa de Pesquisas Avançadas dos Estados Unidos em 2003, ajudaram a despertar o interesse sobre o assunto. O grupo de pesquisa de desenvolvimento de veículos autônomos (PDVA), formado pelo Laboratório de Sistemas de Computação e Robótica (CORO) e o Centro de Estudos Aeronáuticos (CEA) da Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG), está desenvolvendo o projeto de um carro completamente guiado por computador sem a intervenção humana, com a finalidade de transportar pessoas pelo campus da UFMG.

Para tanto, o controle de aceleração, frenagem, troca de marcha e direção do automóvel devem ser implementados, além de outros recursos e automatizações secundárias. O veículo Chevrolet Astra modelo 2003/2004 foi adquirido para este trabalho e a Figura 1 exibe os sistemas de atuação já instalados do câmbio e direção e os comandos de referência dados por Joystick e por um Tablet PC.



Figura 1: Sistemas de atuação implementados - Extraído de [7].

De acordo com [7], o acelerador é comandado por um sinal PWM (Pulse Width Modulation) filtrado que substitui o sinal eletrônico do pedal do acelerador enviado para a unidade de controle eletrônico (ECU). O câmbio automático do Astra é controlado por um atuador linear eletromecânico de corrente contínua com sensor de posição realizado por potenciômetro. A direção utiliza um motor de corrente contínua com um sistema de engrenagens e corrente de elos para que possa ser acionada.

Neste trabalho, será discutido o projeto e implementação do sistema de frenagem do carro. São apresentados os equipamentos utilizados, os métodos e modelagem do problema, o projeto de controlador linear e não-linear e os resultados obtidos

FONTE: BALEEIRO, M. F. **Sistema de Acionamento Elétrico para Frenagem de um Veículo Autônomo**. Minas Gerais: UFMG, 2009. Disponível em: http://www.coro.cpdee.ufmg.br/publications/mauricio_baleeiro.pdf. Acesso em: 27 abril, 2020.

RESUMO DO TÓPICO 3

Neste tópico, você aprendeu que:

- Os conceitos sobre dispositivos de proteção, de comando e de sinalização são importantes para o estudo de acionamentos e comandos elétricos.
- As aplicações podem alterar o tipo de máquina que será usada em projeto.
- Cada aplicação deve ser avaliada de acordo com suas próprias particularidades.
- As máquinas síncronas são as mais importantes fontes de geração de energia elétrica.
- Aproximadamente +99 % de toda a potência é gerada por máquinas síncronas.



Ficou alguma dúvida? Construímos uma trilha de aprendizagem pensando em facilitar sua compreensão. Acesse o QR Code, que levará ao AVA, e veja as novidades que preparamos para seu estudo.



AUTOATIVIDADE



- 1 O que é um sistema de proteção?
- 2 O que são elos fusíveis?
- 3 O que são disjuntores?

REFERÊNCIAS

- ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 5410:2004**. Instalações elétricas em baixa tensão. São Paulo: ABNT, 2004. Disponível em: https://hosting.iar.unicamp.br/lab/luz/ld/normas%20e%20relat%F3rios/NRs/nbr_5410.pdf. Acesso em: 27 abr. 2020.
- ANTUNES. A. **Elementos de máquinas e sistemas mecânicos**. Campinas: UNICAMP, 2010.
- ANTUNES. A. S. Júnior. **Elementos de máquinas II**. Campinas: UNICAMP, 2002.
- CLAITON, FANCHI, C. M. **Acionamentos elétricos**. São Paulo: Editora Érica, 2008.
- CREDER, H. **Instalações elétricas**. Rio de Janeiro: LTC, 2001.
- DUDLE. W. **Handbook of Practical Gear Design**. New York: McGraw-Hill, 1984.
- FRANCESCHI, A.; ANTONELLO, M. G. **Elementos de máquinas**. Santa Maria: e-Tec, 2014. Disponível em: <https://docplayer.com.br/67839068-Elementos-de-maquinas-alessandro-de-franceschi-miguel-guilherme-antonello.html>. Acesso em: 27 abr. 2020.
- NORTON, R. L. **Projeto de máquinas**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.
- PAPENKORT, F. **Esquemas elétricos de comando e proteção**. São Paulo: Editora EPU, 1989.
- SANCHEZ, W. D. C. **Material complementar ET55B**: aulas 1 a 4. Curitiba: UTFPR, 2011. Disponível em: <http://paginapessoal.utfpr.edu.br/waltersanchez/CONTROLE%20ELETRONICO/MATERIAL%20ALUNOS/MATERIAL%20COMPLEMENTAR%20AULAS%201%20e%202%20-%20ET55B.doc/view>. Acesso em: 27 abr. 2020.
- SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C.R.; BUDYNAS, R.G. **Projeto de engenharia mecânica**, 10. ed., Porto Alegre: Bookman, 2008. Disponível em: https://www.academia.edu/23043500/Projetodeengenhariamecnica_shigley7ed_130731161511_phpapp. Acesso em: 27 abr. 2020.

TAQUES, M. M. **Comandos elétricos industriais**: teoria. Joinville: IFSC, 2016. Disponível em: http://joinville.ifsc.edu.br/~mtaques/Comandos%20Industriais/Apostila_ComandosIndustriais_Teoria_ProfMauricioTaqes_Vmar%C3%A7o2016.pdf. Acesso em: 27 abr. 2020.

TEADIT. **Curso de vedação**. Rio de Janeiro: Teadit, 2017. Disponível em: <https://docplayer.com.br/1957738-Vedacao-selabilidade-para-a-industria-e-protecao-ao-meio-ambiente-gaxetas-juntas-metalias-e-nao-metalias-curso-de.html>. Acesso em: 27 abr. 2020

WAHL, A. M. **Mechanical springs**. New York: McGraw-Hill, 1963.

WEG. **Comando e proteção**. Jaraguá do Sul: CTC WEG, 2016. (módulo 1). Disponível em: [https://docente.ifsc.edu.br/rafael.grebogi/MaterialDidatico/Eletromecanica/Eletricidade%20Industrial%20\(OLD\)/M1%20-%20Comando%20e%20Prote%C3%A7%C3%A3o.pdf](https://docente.ifsc.edu.br/rafael.grebogi/MaterialDidatico/Eletromecanica/Eletricidade%20Industrial%20(OLD)/M1%20-%20Comando%20e%20Prote%C3%A7%C3%A3o.pdf). Acesso em: 27 abr. 2020.

ZIMMERLI, F. P. Human failures in spring design. **The Mainspring**, Associated Spring Corp., Aug./Sept. 1957.