

INTRODUÇÃO AO PROJETO MECÂNICO

3.^a EDIÇÃO

ANTÔNIO COMPLETO
FRANCISCO Q. DE MELO

AUTORES

António Completo
Francisco Q. de Melo

TÍTULO

INTRODUÇÃO AO PROJETO MECÂNICO – 3.ª Edição

EDIÇÃO

Quântica Editora – Conteúdos Especializados, Lda.
E-mail: geral@quanticaeditora.pt · www.quanticaeditora.pt
Praça da Corujeira n.º 38 · 4300-144 PORTO

CHANCELA

Engebook – Conteúdos de Engenharia

DISTRIBUIÇÃO

Booki – Conteúdos Especializados
Tel. 220 104 872 · Fax 220 104 871 · E-mail: info@booki.pt · www.booki.pt

REVISÃO

Quântica Editora – Conteúdos Especializados, Lda.

DESIGN

Delineatura – Design de Comunicação

APOIO

Fuchs Lubrificantes, Unip. Lda. · www.fuchs.com/pt
Atena – Automação Industrial, Lda · www.atena-ai.pt

IMPRESSÃO

Outubro, 2023

DEPÓSITO LEGAL

517699/23



A **cópia ilegal** viola os direitos dos autores.
Os prejudicados somos todos nós.

Copyright © 2023 | Todos os direitos reservados a Quântica Editora – Conteúdos Especializados, Lda. para a língua portuguesa.

A reprodução desta obra, no todo ou em parte, por fotocópia ou qualquer outro meio, seja eletrónico, mecânico ou outros, sem prévia autorização escrita do Editor e do Autor, é ilícita e passível de procedimento judicial contra o infrator.

Este livro encontra-se em conformidade com o novo Acordo Ortográfico de 1990, respeitando as suas indicações genéricas e assumindo algumas opções específicas.

CDU
621 Engenharia Mecânica

ISBN
9789899101913

Catálogo da publicação
Família: Engenharia Mecânica
Subfamília: Tecnologia/Fabrico

ÍNDICE

1. PROJETO DE ÓRGÃOS MECÂNICOS	15
1.1. O que é um projeto	15
1.2. Princípios gerais do projeto	16
1.3. Organização do projeto	21
1.4. Desenvolvimento do Conceito	26
1.4.1. Identificação dos requisitos dos clientes	26
1.4.2. Estabelecer as especificações técnicas objetivo	29
1.4.3. Geração, seleção e teste do conceito	35
1.5. Desenho para fabrico no projeto de um órgão mecânico	40
1.5.1. Princípios do desenho para fabrico	40
1.5.2. Estimativa de custos de produção	41
1.5.3. Redução de custos de fabrico	42
2. NOÇÕES GERAIS PARA PROJETO MECÂNICO	47
2.1. Movimento circular	47
2.1.1. Velocidade angular, Período, Frequência e Rotação	47
2.1.2. Velocidade periférica ou tangencial	47
2.1.3. Aceleração centrípeta, força centrípeta e força centrífuga	48
2.1.4. Relação de transmissão	48
2.1.5. Sistema biela-manivela	49
2.1.6. Sistema manivela-corrediça	50
2.1.7. Escalonamento das velocidades de rotação	50
2.1.8. Trens de engrenagens epicicloidais	51
2.2. Momento, Trabalho-Energia, Potência e Rendimento	53

2.2.1. Momento	53
2.2.2. Trabalho-Energia	54
2.2.3. Potência	55
2.2.4. Rendimento	56
2.3. Resistência dos materiais	57
2.3.1. Relação tensão-deformação	57
2.3.2. Pressão de contacto (Hertz)	59
2.3.3. Tração e Compressão	61
2.3.4. Corte	62
2.3.5. Flexão	64
2.3.6. Torção	67
2.3.7. Cargas combinadas	68
2.3.8. Círculo de Mohr e Tensões Principais	70
2.3.9. Critérios de resistência	71
2.3.10. Fadiga	72
2.3.11. Encurvadura	73
3. SISTEMAS DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA	77
3.1. Correias	77
3.1.1. Introdução	77
3.1.2. Correias planas	77
3.1.3. Correias trapezoidais	80
3.2. Correntes	81
3.2.1. Introdução	81
3.2.2. Cinemática	82
3.2.3. Rendimento da transmissão	83
3.2.4. Exercício	84
3.3. Engrenagens	85
3.3.1. Introdução	85
3.3.2. Redutores ou multiplicadores	86
3.3.3. Caixas de velocidades	88
4. DIMENSIONAMENTO DE SISTEMAS DE TRANSMISSÃO	93
4.1. Engrenagens de eixos paralelos	93
4.1.1. Dentado reto	93
4.1.1.1. Considerações geométricas e de qualidade	93
4.1.1.2. Dimensionamento dentado reto	96
4.1.2. Dentado helicoidal	103
4.1.2.1. Considerações geométricas	103
4.1.2.2. Dimensionamento dentado helicoidal	104
4.1.3. Exercícios	106
4.1.3.1. Exercício 1	106

4.1.3.2. Exercício 2	107
4.2. Engrenagens de eixos concorrentes	109
4.2.1. Considerações geométricas	109
4.2.2. Dimensionamento dentado reto	110
4.2.3. Exercício	113
4.3. Engrenagem roda de coroa e parafuso sem-fim	115
4.3.1. Considerações geométricas	115
4.3.2. Dimensionamento roda parafuso sem-fim	116
4.3.3. Rendimento e potência dissipada	121
4.3.4. Exercício	124
4.4. Correias	126
4.4.1. Considerações gerais	126
4.4.2. Vibração da correia	127
4.4.3. Dimensionamento de correias	128
4.4.4. Exercícios	129
4.4.4.1. Exercício 1	129
4.4.4.2. Exercício 2	130
4.5. Correntes	132
4.5.1. Considerações gerais	132
4.5.2. Dimensionamento de correntes	132
4.5.3. Exercício	132
5. ROLAMENTOS E CHUMACEIRAS	135
5.1. Rolamentos	135
5.1.1. Introdução	135
5.1.2. Classificação dos rolamentos	136
5.1.3. Tipos de rolamentos	136
5.1.3.1. Esferas	136
5.1.3.2. Rolos	137
5.1.3.3. Agulhas	138
5.1.4. Diagramas de instalação de rolamentos	138
5.1.4.1. Instalação fixo-livre	138
5.1.4.2. Instalação de rolamentos de contacto angular com regulação de pré-carga	139
5.1.4.3. Aspectos construtivos	140
5.1.5. Dimensionamento do rolamento	141
5.1.5.1. Capacidade de carga estática (C_o)	142
5.1.5.2. Capacidade de carga dinâmica (C)	143
5.1.6. Fatores de carga (X_{or} , Y_{or} , X, Y)	145
5.1.7. Vida útil do rolamento	146
5.1.8. Dimensões, carga estática e carga dinâmica de rolamentos	148
5.1.9. Exercícios	151

5.1.9.1. Exercício 1	151
5.1.9.2. Exercício 2	152
5.2. Chumaceiras	153
5.2.1. Introdução	153
5.2.2. Dimensionamento de chumaceiras	155
5.2.3. Potência dissipada e caudal de lubrificante	160
5.2.4. Exercícios	162
5.2.4.1. Exercício 1	162
5.2.4.2. Exercício 2	163
6. ELEMENTOS DE LIGAÇÃO, GUIAMENTO E FORÇA	165
6.1. Chavetas e veios estriados	165
6.1.1. Chavetas	165
6.1.2. Veios-estriados	167
6.1.3. Exercícios	169
6.1.3.1. Exercício 1	169
6.1.3.2. Exercício 2	170
6.2. Acoplamento por pressão veio-cubo	171
6.2.1. Introdução	171
6.2.2. Dimensionamento	172
6.2.3. Exercício	176
6.3. Guia de corredeira	177
6.3.1. Introdução	177
6.3.2. Dimensionamento	177
6.3.3. Exercício	178
6.4. Embraiagens	179
6.4.1. Introdução	179
6.4.2. Dimensionamento	180
6.4.3. Exercício	182
6.5. Molas	182
6.5.1. Introdução	182
6.5.2. Dimensionamento	182
6.5.3. Exercício	186
6.6. Resistência ao rolamento	187
6.6.1. Introdução	187
6.6.2. Cálculo da resistência ao rolamento	187
6.6.3. Exercício	188
6.7. Ligações aparafusadas	189
6.7.1. Introdução	189
6.7.2. Pré-carga e binário de aperto	189
6.7.3. Seleção parafuso, segundo norma VDI 2230	192

6.7.4. Método para cálculo do binário de aperto	193
6.7.5. Cálculo da pressão de esmagamento da cabeça	194
6.7.6. Exercícios	196
6.7.6.1. Exercício 1	196
6.7.6.2. Exercício 2	196
6.8. Ligação por cabos	197
6.8.1. Introdução	197
6.8.2. Resistência e dimensionamento dos cabos	199
6.8.3. Exercício	203
6.9. Acoplamentos	204
6.9.1. Introdução	204
6.9.2. Tipos e seleção de acoplamentos	205
6.9.3. Exercício	207
7. VEIOS DE TRANSMISSÃO	209
7.1. Conceitos gerais	209
7.1.1. Introdução	209
7.1.2. Parâmetros de dimensionamento e verificação	210
7.2. Cálculo à cedência	211
7.2.1. Introdução	211
7.2.2. Diâmetro mínimo da secção do veio	211
7.2.3. Verificação da tensão limite de cedência	212
7.3. Cálculo à rigidez	213
7.3.1. Introdução	213
7.3.2. Flecha e rotação	213
7.3.2.1. Veio de secção uniforme	214
7.3.2.2. Veio encastrado com carga de flexão e momento concentrado	216
7.3.2.3. Veio de secção escalonada – 3 diâmetros	217
7.3.2.4. Flecha e rotação em estado tridimensional de forças	218
7.3.3. Exercícios	219
7.3.3.1. Exercício 1	219
7.3.3.2. Exercício 2	221
7.3.3.3. Exercício 3	222
7.3.3.4. Exercício 4	224
7.4. Cálculo à Fadiga	227
7.4.1. Introdução	227
7.4.2. Critério de verificação à fadiga	228
7.4.3. Tensão limite de fadiga corrigida	231
7.4.4. Fatores de concentração de tensão	232
7.4.5. Exercícios	234
7.4.5.1. Exercício 1	234
7.4.5.2. Exercício 2	235

8. CÁRTER DE MECANISMOS	239
8.1. Arquitetura	239
8.1.1. Introdução	239
8.1.2. Tipos de arquitetura	239
8.1.3. Acessibilidade para montagem e manutenção	243
8.1.4. Exemplos de estruturas de cárter de mecanismos	245
8.2. Dimensões	249
8.2.1. Introdução	249
8.2.2. Espessura mínima de parede	250
8.2.3. Dimensões indicativas	251
8.3. Lubrificação	254
8.3.1. Introdução	254
8.3.2. Lubrificação com massa lubrificante	255
8.3.3. Lubrificação com óleo	257
8.4. Vedação	259
8.4.1. Introdução	259
8.4.2. Vedação dinâmica com folga	259
8.4.3. Vedação dinâmica com contacto	260
8.4.4. Vedação estática	264
8.4.5. Exemplos de vedação	268
9. PROCEDIMENTOS PARA PROJETO	269
9.1. Caixas de velocidades	269
9.1.1. Veículos	269
9.1.1.1. Potência consumida	269
9.1.1.2. Potência disponível, inclinação de estrada e aceleração	271
9.1.1.3. Determinação dos “rapports”	273
9.1.1.4. Caixas de comando manual	275
9.1.1.5. Considerações construtivas	279
9.1.2. Máquinas ferramentas	288
9.1.2.1. Número de velocidades e razão de progressão	288
9.1.2.2. Relações de transmissão nos grupos redutores	291
9.1.2.3. Disposição de cadeias cinemáticas	296
9.2. Redutores	298
9.2.1. Introdução	298
9.2.2. Redutor de eixos paralelos	298
9.2.3. Redutor de eixos concorrentes	305
9.2.4. Redutor de eixos parafuso sem-fim e roda tangente	307
10. ANTEPROJETO	311
10.1. Introdução	311
10.2. Caderno de encargos do mecanismo	311

10.3. Cálculo do número de dentes	312
10.3.1. Relações de transmissão	312
10.3.2. Verificação das velocidades de saída	313
10.4. Dimensionamento das rodas	314
10.4.1. Determinação do módulo das engrenagens	314
10.4.2. Cálculos para a correção de dentado com variação de entre-eixo	314
10.4.3. Cálculos para a correção de dentado para eliminação de interferência de corte	315
10.4.4. Características finais das engrenagens	316
10.5. Dimensionamento dos rolamentos	316
10.5.1. Nomenclatura	316
10.5.2. Cálculo das forças nos veios	317
10.5.3. Cálculo das reações nos apoios	319
10.5.4. Cálculo das capacidades de carga dos rolamentos	320
10.5.5. Seleção dos rolamentos	321
10.6. Verificação das chavetas	321
10.7. Verificação à rigidez dos veios	322
10.8. Verificação à fadiga dos veios	324
10.8.1. Diagramas de momentos fletores	324
10.8.2. Materiais usados nos veios	325
10.8.3. Critério de verificação à fadiga	325
10.8.4. Pontos críticos dos veios e coeficientes de segurança	326
10.9. Lubrificação	329
10.10. Lista de componentes	330
10.11. Desenho de conjunto	331
11. CASOS DE ESTUDO PROPOSTOS	335
11.1. Caso de estudo 1	335
11.2. Caso de estudo 2	335
11.3. Caso de estudo 3	335
11.4. Caso de estudo 4	336
11.5. Caso de estudo 5	336
11.6. Caso de estudo 6	336
11.7. Caso de estudo 7	337
11.8. Caso de estudo 8	337
11.9. Caso de estudo 9	337
11.10. Caso de estudo 10	338
11.11. Caso de estudo 11	338
11.12. Caso de estudo 12	338
11.13. Caso de estudo 13	339
11.14. Caso de estudo 14	339
11.15. Caso de estudo 15	339

11.16. Caso de estudo 16	340
11.17. Caso de estudo 17	340
11.18. Caso de estudo 18	341
11.19. Caso de estudo 19	341
11.20. Caso de estudo 20	342

BIBLIOGRAFIA CCCXLIII

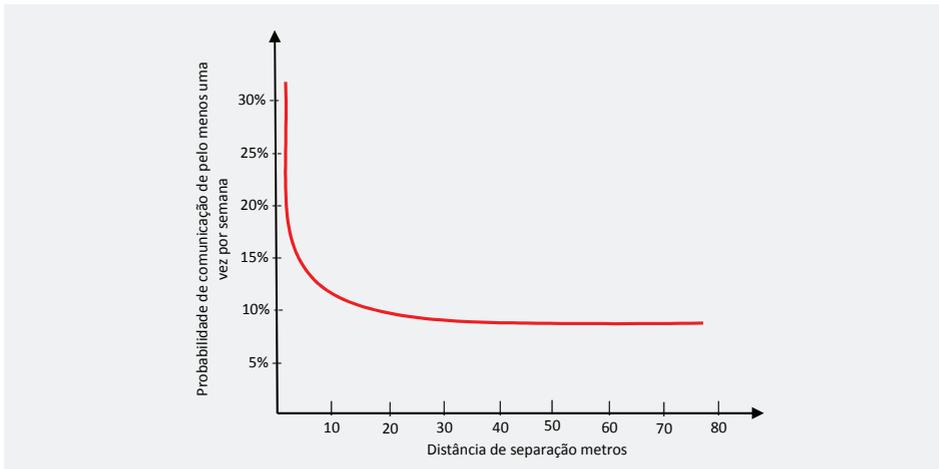


Figura 1.5. Relação entre a distância dos elementos da equipa de projeto e a comunicação entre estes.

1.4. DESENVOLVIMENTO DO CONCEITO

1.4.1. Identificação dos requisitos dos clientes

O processo de identificação dos requisitos dos clientes, a partir das necessidades expressas, é uma parte do desenvolvimento de produto e está ligada, de perto, com a geração e seleção do conceito e o estabelecimento das especificações técnicas do produto. A equipa de projeto deve ser capaz de identificar as necessidades sem conhecer as razões dessas mesmas. Assim, neste processo deve-se:

- Assegurar que o produto está focado nas necessidades dos clientes;
- Identificar as necessidades latentes, escondidas e explícitas;
- Fornecer uma base de factos para justificar as especificações técnicas do produto;
- Assegurar que nenhuma necessidade crítica é omissa ou esquecida;
- Compreensão comum, pela equipa de desenvolvimento, das necessidades do cliente.

Identificar as necessidades do cliente é por si só um processo que se pode dividir nos seguintes passos:

1. Recolher os dados brutos dos clientes;
2. Interpretar os dados em termos de necessidades do cliente;
3. Organizar as necessidades numa hierarquia de primárias, secundárias, e terciárias;
4. Estabelecer a importância relativa das necessidades;
5. Refletir sobre os resultados e o processo.

Recolher as necessidades dos clientes de cada fase do ciclo de vida pode fazer-se recorrendo a diferentes métodos:

- **Observação direta** – Observação do cliente a utilizar um produto existente (idêntico).
- **Entrevista** – Discussão entre os membros da equipa e o cliente, no ambiente do cliente.
- **Grupos focais** – Discussão, através de um moderador, com um grupo de 8 a 12 clientes.
- **Questionário** – Resposta a questionário oral ou escrito...

Planetário 3 (Coroa) fixo, $\omega_{3/0} = 0$.

Duas possibilidades:

$$\omega_{sai da} = \omega_{1/0} \Rightarrow \omega_{entra da} = \omega_{4/0} \Rightarrow r = \frac{\omega_{sai da}}{\omega_{entra da}} = \frac{Z_3}{Z_1} + 1$$

O trem é multiplicador e não inversor

ou

$$\omega_{sai da} = \omega_{4/0} \Rightarrow \omega_{entra da} = \omega_{1/0} \Rightarrow r = \frac{\omega_{sai da}}{\omega_{entra da}} = \frac{Z_1}{Z_1 + Z_3}$$

O trem é redutor e não inversor.

Em termos de construção deste tipo de trem existe uma relação relativa ao número de dentes a respeitar nos planetários e satélites:

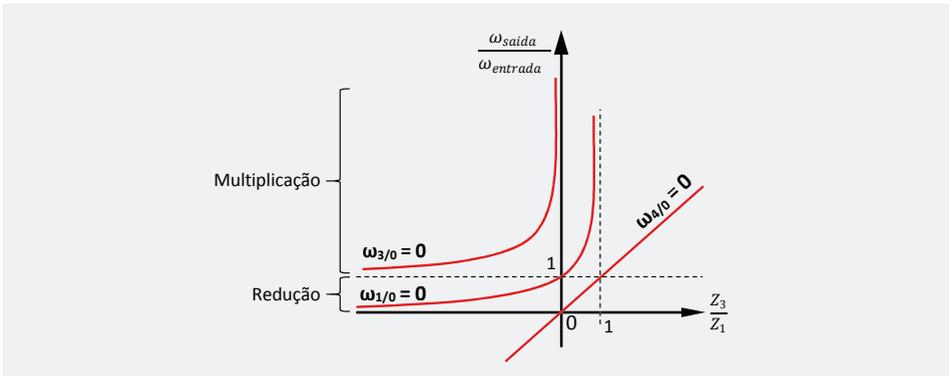
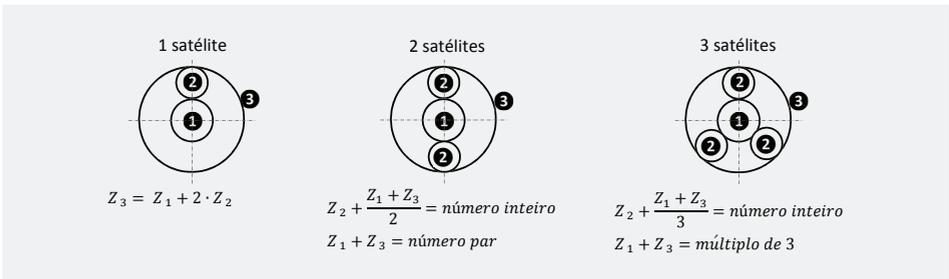
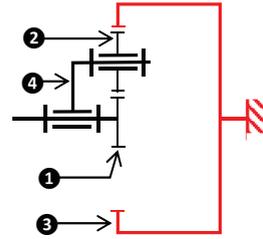


Figura 2.1. Evolução da relação de transmissão total em função da relação base.

2.2. MOMENTO, TRABALHO-ENERGIA, POTÊNCIA E RENDIMENTO

2.2.1. Momento

O momento de uma força, em relação a um eixo, é a grandeza física que dá uma medida da tendência da força, aplicada a uma determinada distância do eixo (braço), provocar rotação em torno do eixo. O momento de uma força, em relação a um eixo, também pode ser denominado binário,

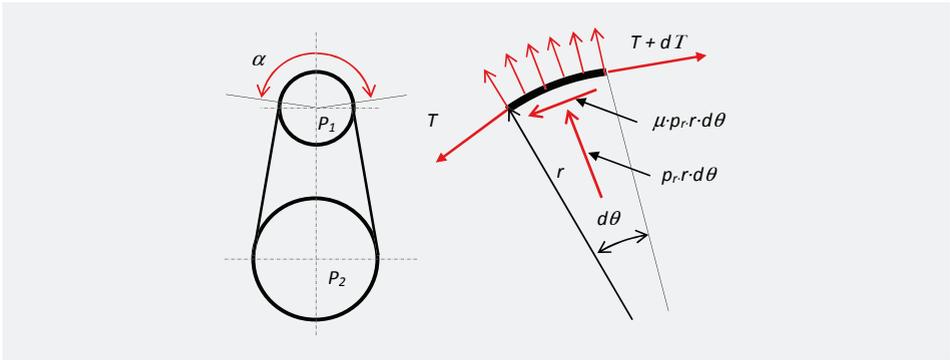


Figura 3.2. Transmissão por correia plana: elemento de correia e forças de equilíbrio.

As principais relações entre forças e potência na transmissão são dadas pelas seguintes expressões de equilíbrio na direção radial, sendo $d\theta$ um ângulo pequeno:

$$2 \cdot T \frac{d\theta}{2} = p_r \cdot r \cdot d\theta + m \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot d\theta; \quad T = p_r \cdot r + m \cdot \omega^2 \cdot r^2; \quad F_c = m \cdot \omega^2 \cdot r$$

- T – força de esticamento da correia [N]
- F_c – força centrífuga específica [N/m]
- r – raio da polia [m]
- $d\theta$ = elemento de ângulo [rad]
- p_r – pressão radial de contacto entre correia e polia [Pa]
- ω - velocidade angular da polia [rad/s]
- m – massa por unidade de comprimento no arco [kg/m]

Equações de equilíbrio na direção circunferencial ou tangencial:

$$dT = \mu \cdot p_r \cdot r \cdot d\theta,$$

Combinando as equações de equilíbrio anteriores temos

$$dT = \mu (T - m \cdot \omega^2 \cdot r^2) d\theta$$

Esta equação diferencial tem a seguinte solução:

$$\frac{T_1 - (m \cdot \omega^2 \cdot r^2)}{T_2 - (m \cdot \omega^2 \cdot r^2)} = e^{\mu \cdot \alpha}$$

- T_1 – tensão do lado de potência [N]
- T_2 – tensão do lado folgado [N]
- e – número de Neper ($e=2,71828 \dots$) [adimensional]
- α – ângulo de abraçamento [rad] (o menor ângulo, que é o da polia mais pequena)
- μ – coeficiente de atrito [adimensional]

Temos, assim, que a potência (P) transmitida é dada pela seguinte expressão:

$$P = (T_1 - T_2) \cdot v \quad Ft = (T_1 - T_2)$$

- P – potência da transmissão [W]
- v – velocidade da correia [m/s]
- F_t – força tangencial de potência [N]

A tensão média (T_0) de esticamento da correia em repouso é dada pela expressão:

$$T_0 = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

- T_0 – tensão de esticamento da correia [N]

Pelas equações anteriores é possível concluir que uma correia com bom atrito exige baixa força de esticamento T_0 , consequentemente transmite mais potência até ao limite do escorregamento. Maior frequência de rotação gera maior força centrífuga, reduzindo a capacidade de transmissão, na medida em que aquela força se subtrai a T_1 e T_2 . Estas equações referem-se a uma transmissão na iminência de escorregamento correia/polia. Se as tensões T_1 e T_2 forem tais, que o 1º membro da expressão anterior seja maior do que $e^{\mu \theta}$, então a correia patinará. Em síntese, com as equações anteriores é possível avaliar se, para uma determinada potência, existe ou não risco de patinação da correia sobre a polia.

3.1.3. Correias trapezoidais

As relações cinemáticas e as forças, na transmissão entre duas polias no caso de correias planas, são válidas para correias trapezoidais, alterando a área transversal. As forças de contacto referem-se a uma superfície de perfil em "V", como na figura 3.3. O centro de massa (G) da secção da correia define o círculo primitivo das polias.

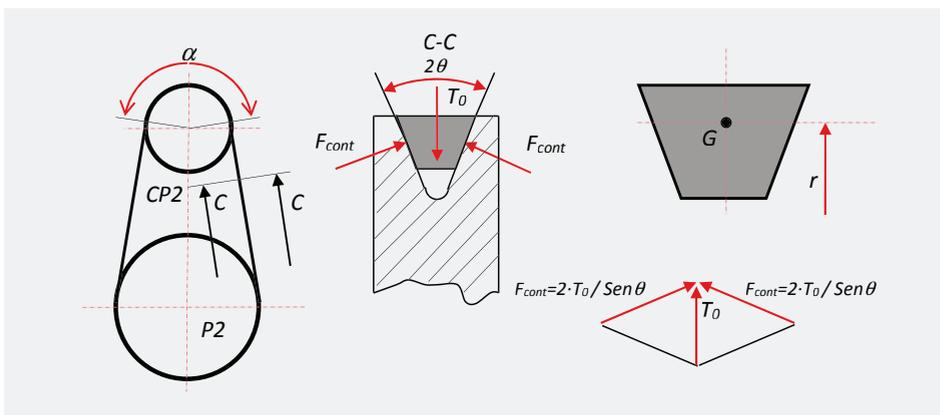


Figura 3.3. Forças e geometria de transmissão por correia trapezoidal.

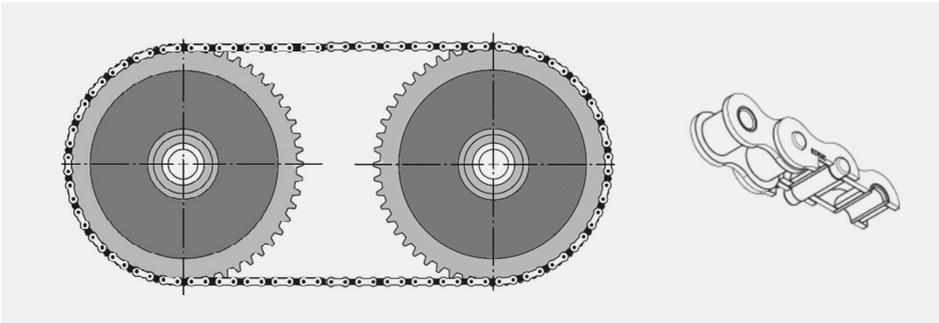


Figura 3.4. Corrente de elos simples e pinos de articulação.

3.2.2. Cinemática

Apresentam-se, de seguida, as principais expressões das relações geométricas e cinemáticas associadas as correntes de elos simples (figura 3.5. e figura 3.6.):

$$R_1 = \left(\frac{p}{2 \sin \gamma_1} \right)_{(\text{pinhão})} ; R_2 = \left(\frac{p}{2 \sin \gamma_2} \right)_{(\text{roda})}$$

- R_1 e R_2 – raios primitivos do pinhão e roda [m]
- p – passo da corrente [m]
- γ_1 – passo angular, ângulo ao centro entre dois dentes consecutivos no pinhão [rad]
- γ_2 – passo angular, ângulo ao centro entre dois dentes consecutivos na roda [rad]
- R_{b1} e R_{b2} – raios de base do pinhão e da roda [m]
- R_{c1} e R_{c2} – raios de cabeça do pinhão e da roda [m]
- R_D – raio do perfil do dente para entrada/saída da corrente [m]
- R_L – raio do rolete [m]

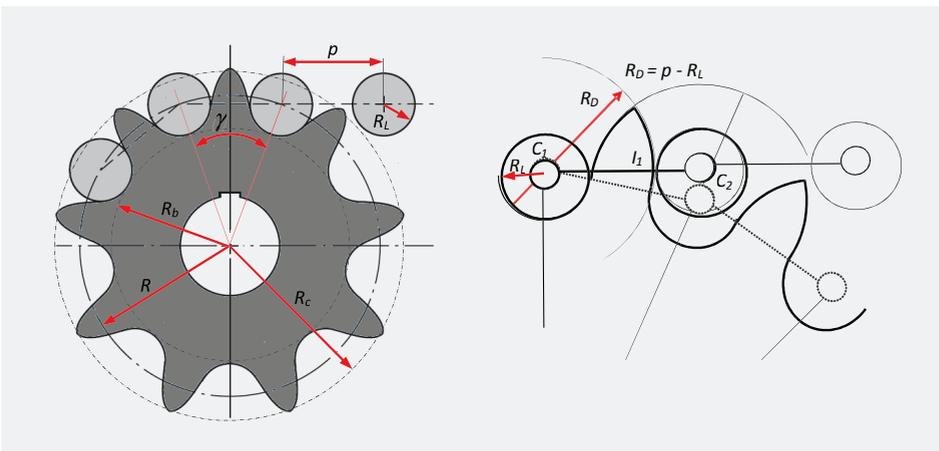


Figura 3.5. Parâmetros geométricos de um pinhão/roda, para transmissão por corrente.

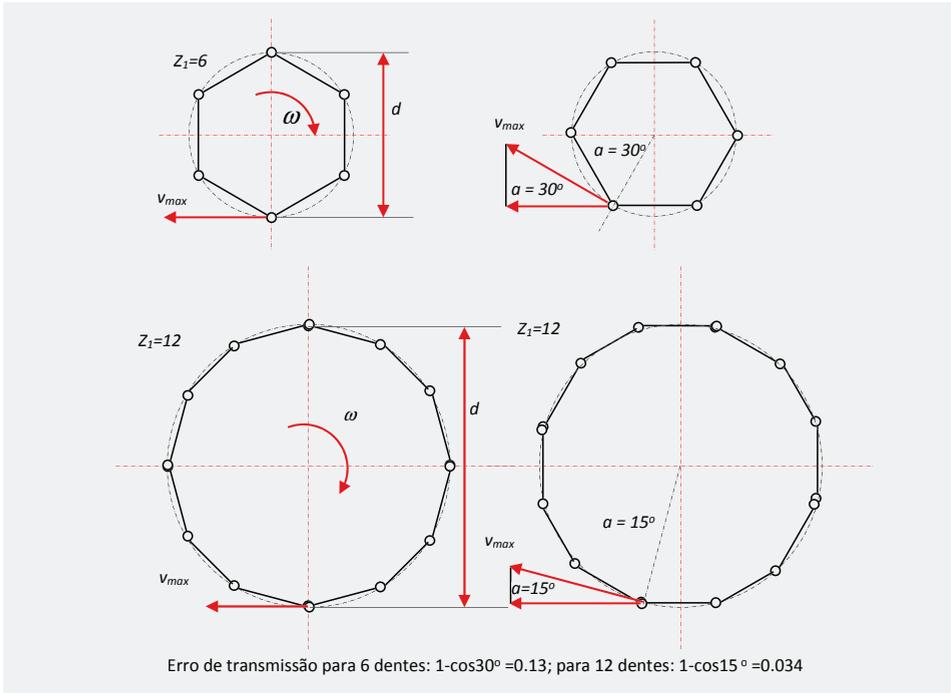


Figura 3.6. Erro do raio primitivo aparente do pinhão, na transmissão por corrente.

Na corrente de transmissão, cada elo é uma secante e não um arco perfeito. No vão de dois dentes consecutivos gera-se, assim, um erro na transmissão que é dado pela seguinte expressão:

$$E_{rr} = 1 - \cos(\gamma/2)$$

- E_{rr} – Erro na transmissão [adimensional]
- γ – passo angular, ângulo ao centro entre dois dentes consecutivos [rad]

3.2.3. Rendimento da transmissão

O movimento relativo entre elos da corrente exige baixa rugosidade e lubrificação, para um bom funcionamento. Consideramos só os elos de entrada e de saída, pois são os que escorregam no flanco dos dentes (figura 3.4). A corrente, engrenando nas polias, gera forças T_1 e T_2 tal que T_1 é a máxima e T_2 é praticamente nula. A potência transmitida pode ser relacionada com a força tangencial resultante (T_{pot}) e com a velocidade da corrente (v) através da seguinte expressão:

$$P = T_{pot} \cdot v = (T_1 - T_2) \cdot v = (T_1 - T_2) \cdot \omega \cdot R$$

- P – potência da transmissão [W]
- v – velocidade da corrente [m/s]
- T_{pot} – força tangencial resultante [N]

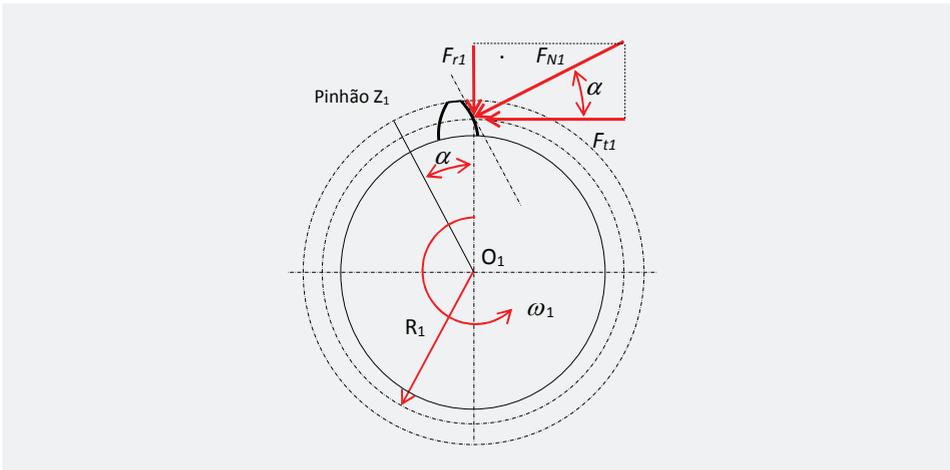


Figura 4.2. Força de engrenamento no pinhão em dentado reto.

Há dois modos de solicitação nos dentes das engrenagens, orientando o projeto de rodas dentadas em função da potência a transmitir e que são:

- A flexão do dente. A força de engrenamento gera um momento fletor, máximo na base do dente (figura 4.3.);
- As tensões de Hertz devidas ao contacto mútuo entre flancos de dois dentes conjugados (figura 4.3.).

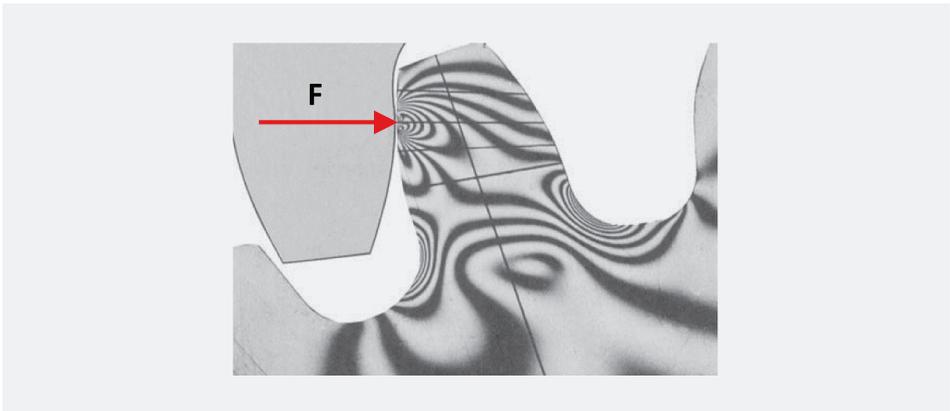


Figura 4.3. Padrão de franjas fotoelásticas referente ao gradiente de tensão de dentado reto.

Ambos os critérios de projeto devem ser verificados aquando do dimensionamento de uma engrenagem. No entanto, a experiência da análise do comportamento de engrenagens em serviço aponta como crítica a solicitação de compressão por tensões de contacto de Hertz, combinada com corte por ação do atrito no flanco dos dentes. A ruína de engrenagens em aços, fortemente ligados e com elevada tensão de rotura, deve-se sobretudo aos mecanismos tribológicos. Com aços não ligados e de baixa percentagem de carbono, a cementação eleva a resistência ao desgaste no flanco dos dentes; contudo a resistência à fadiga por flexão é relativamente baixa e convém efetuar esta verificação.

Tabela 4.14. Dureza (HB) e tensão limite de fadiga de contacto (Hertz) (σ_{HLim}), engrenagens com flanco com endurecimento superficial por cementação.

Material	Designação DIN	Dureza no núcleo (HB)	σ_{HLim} (MPa)
Aço ao carbono estrutural	C15; Ck15	580	1150
		660	1200
Aços de liga	14CrMo45	580 (cementação superficial)	1310
	14CrMo45 18CrMo4	700 (cementação superficial)	1380
	14CrMo45 18CrMo4	740 (cementação superficial)	1360
	18CrMo4	780 - 800 (cementação superficial)	1300 - 1320
	14CrMo45	580 (cementação profunda)	1560
	14CrMo45 18CrMo4	640 - 700 (cementação profunda)	1640 - 1660
	14CrMo45 18CrMo4	740 (cementação profunda)	1580
18CrMo4	780 (cementação profunda)	1500	

4.1.2. Dentado helicoidal

4.1.2.1. Considerações geométricas

As engrenagens de dentado helicoidal permitem maior continuidade de engrenamento, pelo facto de proporcionarem maior razão de condução. Alguns parâmetros geométricos associados a este tipo de dentado e o seu relacionamento através de expressões matemáticas estão descritos na tabela 4.15. e representados na figura 4.4. O ângulo de pressão aparente (α_r) é visto sobre o plano do círculo da engrenagem, já o ângulo de pressão real (α_n) é o mesmo que é medido para as engrenagens de dentado reto (α), isto é, normal ao flanco do dente. O ângulo de hélice primitiva (β) é o ângulo de inclinação do dentado sobre o cilindro primitivo, enquanto o ângulo de hélice de base (β_b) é o ângulo de inclinação do dentado sobre o cilindro de base.

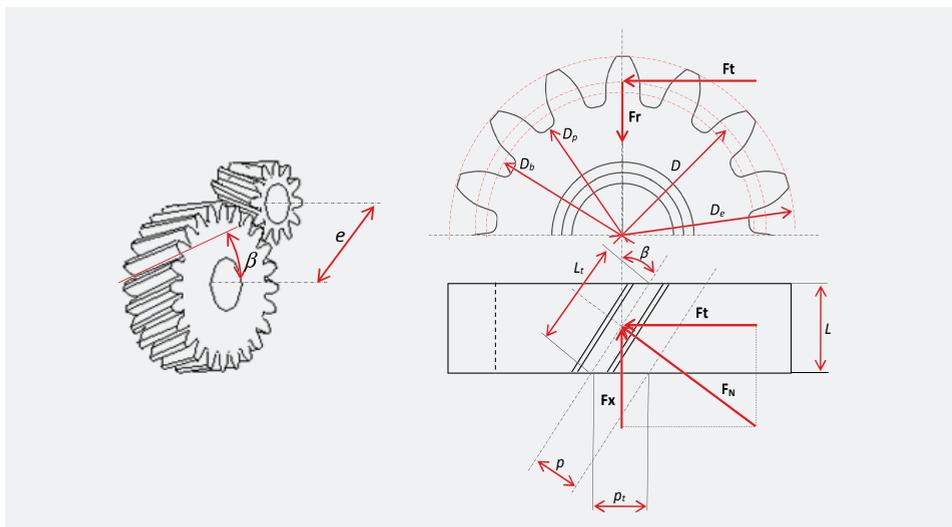


Figura 4.4. Representação de parâmetros geométricos e forças associadas ao dentado helicoidal.

de atrito aumenta com a velocidade (perdas hidrodinâmicas devido à lubrificação por óleo). Deste modo, as seguintes regras ajudam à boa prática de projeto/seleção do redutor:

- Máxima redução no parafuso sem-fim/roda tangente: $u = 50:1$ ($i = 1$ filete).
- Rotação do sem-fim: quanto maior, menor será a eficiência.
- Elevadas reduções: se a opção for por um redutor de eixos paralelos, a máquina poderá ter muitos andares de redução e dimensões incomportáveis com a arquitetura do sistema em que se integre. Boa solução: combinar redutores sem-fim com redutores de eixos paralelos, cuidando naturalmente que, não só a rotação à saída se cumpra, mas também o atravancamento seja razoável.
- Colocar o redutor sem-fim como “rápido” (associado à fonte de potência de alta rotação) e depois ligado a um redutor convencional é errado, pois as perdas mecânicas serão maiores que a montagem contrária. O sem-fim é mais eficiente com baixa velocidade no fuso.
- O número de entradas no fuso (filetes) deve ser, sempre, maior do que 1 e com limite $i = 4$. Pelas expressões anteriores podemos ver que, com o aumento do número de entradas (i), aumentamos o ângulo de hélice (γ), que por sua vez contribui para aumentar o rendimento da engrenagem, independentemente do coeficiente de atrito (μ) entre a roda e o parafuso sem-fim. No entanto, isto só é válido para valores de ângulo de hélice (γ) até os 45° , pois a partir daí o rendimento decresce até se poder chegar ao encravamento (para elevados ângulos de hélice) o que significa impossibilidade mecânica, como traduz o gráfico da figura 4.10.

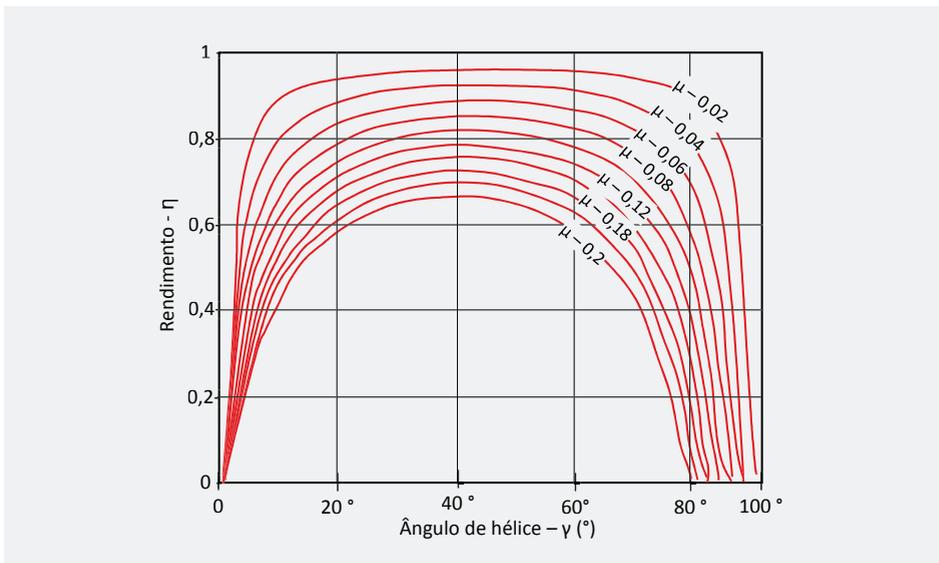


Figura 4.10. Rendimento (η) da engrenagem de parafuso sem-fim, em função do ângulo de hélice (γ) e coeficiente de atrito (μ).

Qualquer sistema de transmissão de potência está associado a um rendimento inferior a 100%, já que existem perdas de potência relacionadas, normalmente, com as forças de atrito que se desenvolvem entre os diferentes componentes em movimento relativo. No caso das transmissões com coroa e parafuso sem-fim, essa perda é mais acentuada quando comparada com os restantes tipos de transmissão. Estimar a potência perdida, normalmente sobre a forma de calor, ajuda o projetis-

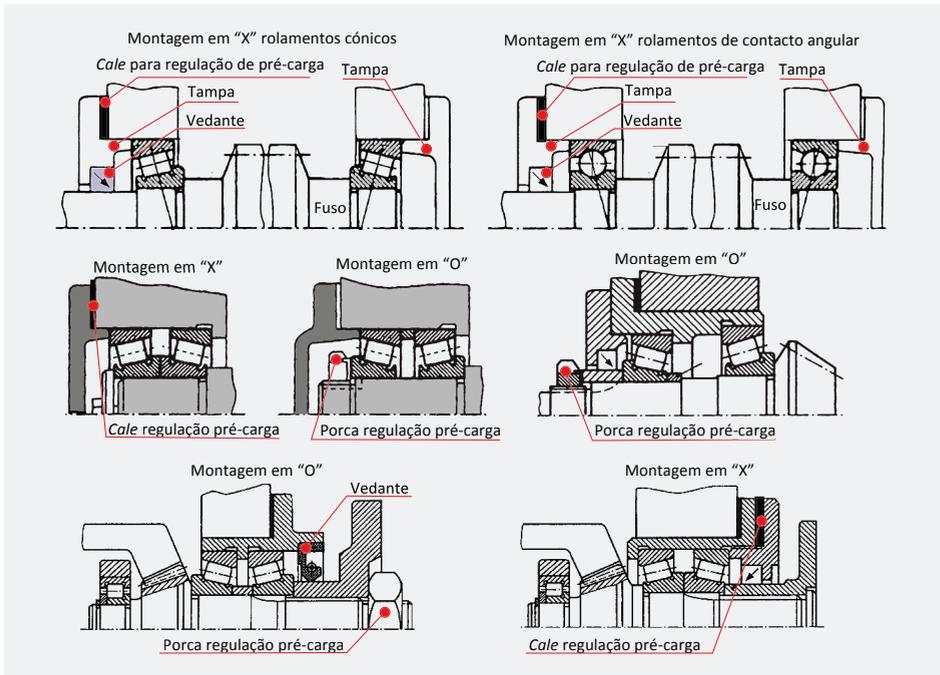


Figura 5.4. Métodos de instalação de rolamentos angulares com pré-carga em "O" e "X", com representação esquemática dos esforços de pré-carga nos componentes.

5.1.4.3. Aspetos construtivos

Os anéis, externo e interno dos rolamentos, podem apoiar no veio e na caixa através das suas superfícies laterais (figura 5.5. e figura 5.6.). Para este apoio ser efetivo nas superfícies laterais do rolamento, o maior raio de canto da peça adjacente (veio ou caixa) deve ser menor do que o menor raio de canto (r) do rolamento. A altura do encosto lateral (t) no veio ou na caixa, ou mesmo noutros elementos como anilhas e anéis elásticos, deve ser tal que, mesmo com a medida máxima do raio de canto (r), exista ainda altura de encosto (t) suficiente na superfície lateral para garantir o correto apoio do rolamento (figura 5.7.).



Figura 5.5. Método de fixação e apoio axial dos rolamentos nas caixas.

6.2. ACOPLAMENTO POR PRESSÃO VEIO-CUBO

6.2.1. Introdução

O princípio de funcionamento das ligações forçadas veio-cubo baseia-se na pressão de contacto e atrito presentes nas superfícies de interface veio-cubo, quando estas são montadas com interferência diametral, permitindo desta forma a transmissão de potência entre o veio e o cubo. Este tipo de montagem por interferência gera pressões de contacto (p_c) nas superfícies de montagem, que originam deformações e tensões permanentes no veio e no cubo (figura 6.3), aumentando com a pressão de contacto (p_c) e, logo, com o valor nominal da interferência (Δ) entre o diâmetro do veio (d) e o diâmetro do cubo (D). A pressão de contacto (P_c), na interface, é também influenciada pelas forças de inércia que se geram no cubo, associadas à sua velocidade de rotação (ω).

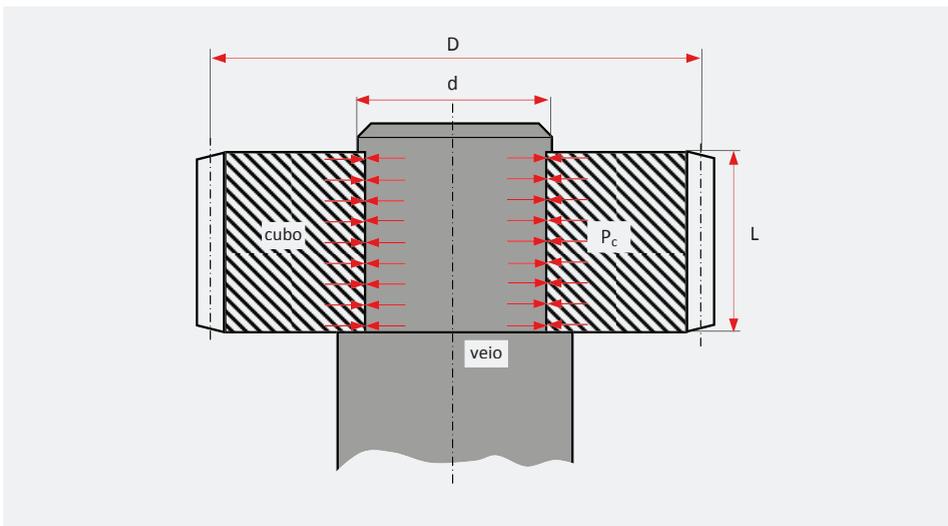


Figura 6.3. Representação esquemática de ligação por interferência veio-cubo.

Este tipo de ligação é considerada na maior parte das aplicações permanente, o que pressupõe algum limite em termos de desmontagem e remontagem destes conjuntos. A montagem por interferência prevê a utilização de força relativamente elevada, disponível com cilindros hidráulicos ou sistema de montagem/desmontagem com parafuso ou alavancas. Para prevenir o arrancamento de material e diminuir a força de inserção, as superfícies são lubrificadas. Uma forma de diminuição dos esforços de inserção é proceder ao aquecimento do cubo ou/e ao arrefecimento do veio. No entanto, a temperatura de aquecimento tem de ser inferior à temperatura mínima de têmpera. Por efeito das flutuações de carga no veio-cubo, a tensão na interface vai variar ciclicamente, o que se pode associar a um efeito de fadiga na superfície do veio e cubo e, logo, ao efeito de corrosão galvânica na interface, que pode conduzir a uma redução do nível de interferência e, assim, colocar em risco a ligação. Então, para reduzir o efeito da corrosão galvânica ou a sua influência na interface, deve-se utilizar um fator de reserva ou segurança (K), que pode assumir diferentes valores em função da aplicação.

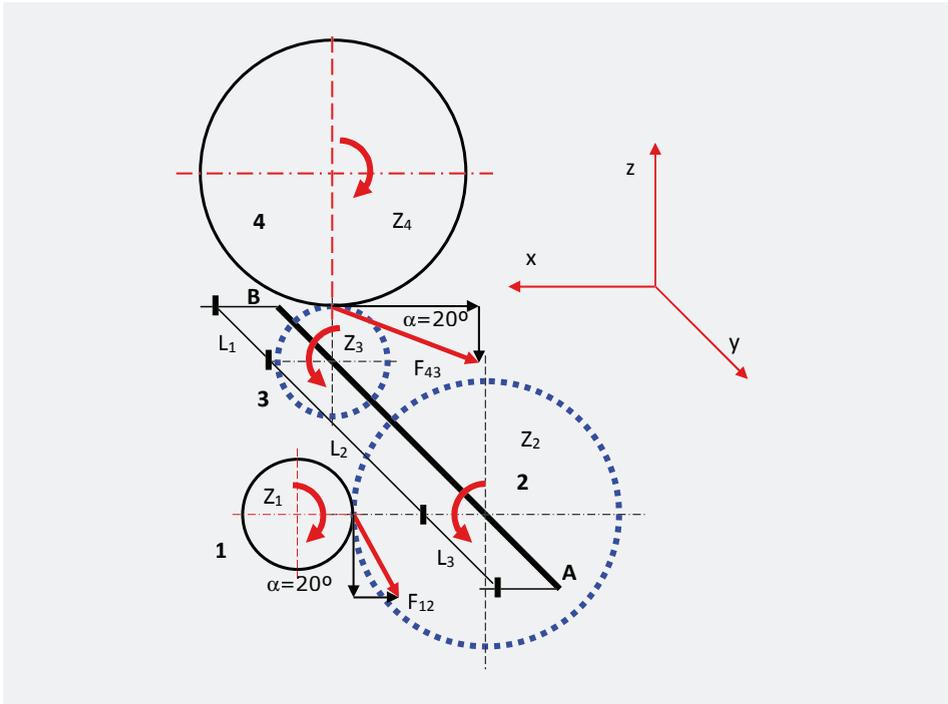
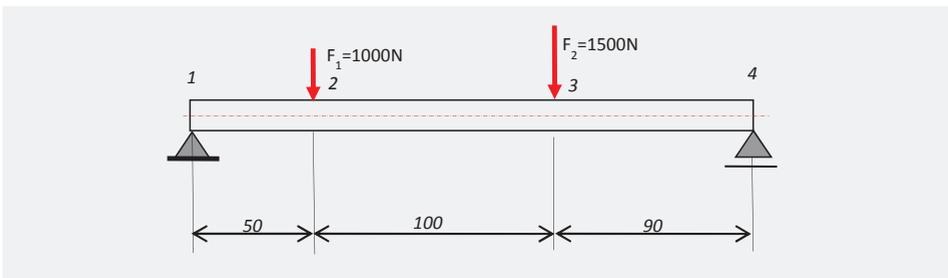


Figura 7.5. Veio de redutor com duas rodas dentadas e engrenamento fora do plano.

7.3.3. Exercícios

7.3.3.1. Exercício 1

Determinar o diâmetro mínimo para o veio com as dimensões e forças indicadas na figura. O objetivo é obter o diâmetro mínimo que assegure a flecha admissível na seção de montagem da engrenagem 3.



a) Momento fletor:

Usamos técnicas de estática de vigas simplesmente apoiadas ou a sobreposição de expressões indicadas anteriormente para veios de seção constante. Quando houver mais do que uma força temos:

$$R_1 - \text{reação à esquerda: } R_1 = [1000 \times (100 + 90) + 1500 \times 90] / (100 + 90 + 50) = 1354,167 \text{ N}$$

$$R_4 - \text{reação à direita: } R_4 = [1500 \times (100 + 50) + 1000 \times 50] / (100 + 90 + 50) = 1145,833 \text{ N}$$

quer dizer que o componente colapse, mas terá uma vida útil com $N < 10^8$ ciclos de carga, enquanto no contorno suportará "exatamente" 10^8 ciclos. No caso de solicitação cíclica ao corte (τ_a) (momento torçor cíclico) aplica-se o mesmo procedimento aqui descrito para as tensões normais, sendo comuns os modelos que se seguem.

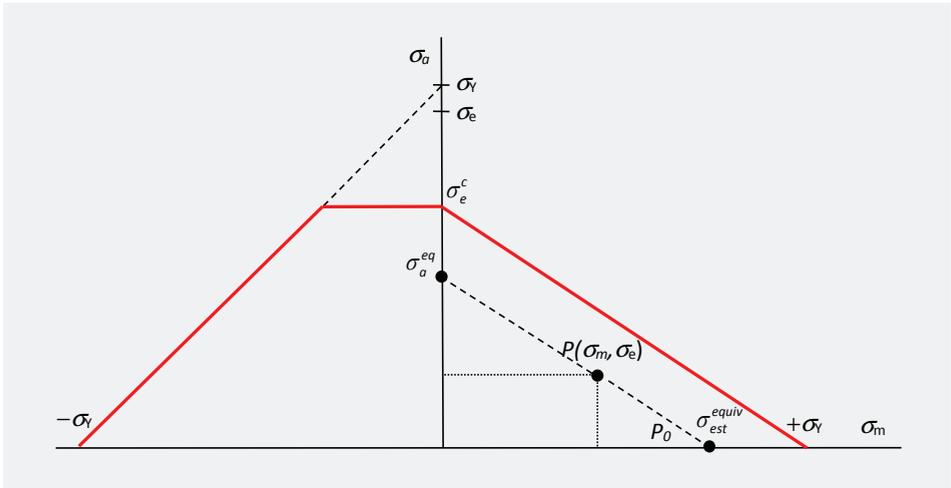


Figura 7.7. Critério de Soderberg de vida constante: Área de segurança na solicitação de fadiga.

A área de segurança do lado da tensão média negativa é maior do que a referente às duas tensões positivas. De facto, uma tensão negativa (de compressão) ajuda a retardar a propagação de fendas de fadiga, por outro lado, a tensão alternada não deve ultrapassar a tensão limite de fadiga pretendendo-se uma duração igual ou superior a $N=10^8$ ciclos.

O estado de tensão, num componente em regime de fadiga, identifica-se deste modo:

- Marcar nas abcissas a tensão média;
- Marcar nas ordenadas a tensão alternada;
- O ponto resultante deve estar dentro do domínio, se a duração exceder $N=10^8$ ciclos.

O ponto P_0 sobre o eixo da tensão média constante σ_m , refere-se à tensão estática equivalente σ_{est}^{equiv} , que se obtém com equação da reta. Este valor é muito importante no uso do critério de Soderberg para o dimensionamento de componentes à fadiga, pois transforma uma solicitação dinâmica numa solicitação estática equivalente, passando este estado de tensão a ser avaliado por critérios de resistência como o de Tresca ou de Von Mises. Igualmente importante é a localização da tensão estática equivalente σ_{est}^{equiv} que, se acontecer fora da área "segura" do critério de Soderberg, a vida do componente é inferior a 10^8 ciclos:

$$\sigma_{est}^{equiv} = \sigma_m + \frac{\sigma_Y}{\sigma_e^c} \times \sigma_a ;$$

$$\tau_{est}^{equiv} = \tau_m + \frac{\tau_Y}{\tau_e^c} \times \tau_a$$

O conceito de vida útil, para estados de tensão em que o ponto representativo esteja fora da área de vida constante no diagrama de Soderberg, é muito útil ao dimensionamento de elementos de má-

Em casos de grande complexidade geométrica, ou de solicitações, os cárteres devem ser sempre projetados com o auxílio do método de elementos finitos (MEF), por forma a avaliar se a rigidez e as deformações em serviço são aceitáveis antes de se lançar a sua produção (figura 8.5).

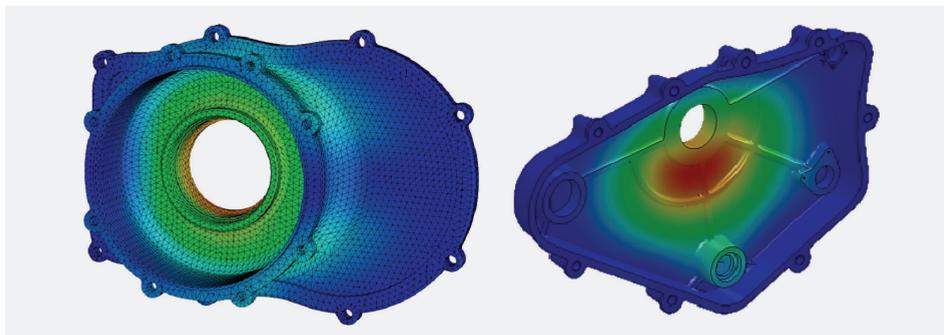


Figura 8.5. Exemplos de imagens de análises estruturais em cárteres com MEF.

Existem algumas linhas orientadoras da arquitetura na conceção dos cárteres, em especial os de liga leve de caixas de velocidades, que podem ser seguidas pelo projetista:

- As nervuras devem ser orientadas no alinhamento das tensões principais, reduzindo assim os níveis de tensão de tração nas paredes do cárter pelo aumento da área resistente;
- As nervuras nas paredes anexas às caixas de rolamentos devem ser distribuídas em forma de estrela e com uma espessura entre 1 a 2 vezes a espessura de parede (figura 8.4.);
- Reforçar as paredes longitudinais com nervuras com uma espessura entre 1 a 2 vezes a da parede, com raios de curvatura com 1,2 vezes a espessura, e nervuras a 45° relativamente ao eixo longitudinal;
- Nervuras de elevada espessura ajudam a atenuação acústica do cárter.

8.1.3. Acessibilidade para montagem e manutenção

A conceção de um cárter de mecanismos de partes separáveis pelo plano dos eixos dos veios (duas metades) permite uma acessibilidade excelente, bastando montar as engrenagens e os rolamentos nos veios e pousá-los, simplesmente, nas caixas dos rolamentos na metade inferior do cárter do mecanismo. No caso do cárter de partes separáveis com plano de aperto perpendicular aos eixos dos veios, a montabilidade dos componentes é também relativamente fácil, sem grandes ponderações ao nível da acessibilidade, sendo normalmente o miolo do mecanismo montado previamente. De seguida, este conjunto é instalado sobre um meio cárter inferior, com os veios na vertical, sendo posteriormente colocado o meio cárter superior por forma a fechar o mecanismo. Este procedimento apenas se torna mais complexo nos casos em que é o próprio cárter a controlar a pré-carga sobre rolamentos de contacto angular. Nestes casos é necessário fechar o conjunto e apertar e de seguida medir a folga axial na caixa do rolamento de contacto angular. Após seleccionar a espessura da cale de ajuste que irá estabelecer a pré-carga, volta-se a desapertar e retirar o meio cárter de forma a colocar a cale de ajuste na caixa do rolamento, voltando de seguida o conjunto a ser montado e apertado.

Tabela 8.6. Óleos indicados para sistemas mecânicos com rolamentos e engrenagens.

Óleo		Mineral	Sintético	
			Ésteres	Poliglicais
Utilização		Usual	Utilização específica Engrenagens	Utilização específica Engrenagens
Viscosidade	Índice em cSt	80 - 100 (SAE 20 -SAE 30)	130 - 180	60 - 130
	Varição com a temperatura	Importante	Baixa	Baixa
Ponto de congelação		-40 °C a -15 °C	-70 °C a -30 °C	-70 °C a -30 °C
Ponto de inflamação		< 240 °C	200 a 240 °C	Não inflamável
Estabilidade térmica		Média	Boa	Excelente
Compatibilidade com vedantes e juntas		Boa	A verificar	Boa
Índice de preço		1	3-10	500

Da lubrificação depende muitas vezes a duração de um mecanismo. Assim, é particularmente aconselhado que os cárteres de mecanismos estejam devidamente projetados e providos dos elementos que assegurem a correta manutenção da lubrificação. Entre estes está a dotação, no cárter, do mecanismo de aberturas que permita o fácil enchimento do óleo, assim como, do orifício que permite visualizar (bujão com vidro/policarbonato) ou controlar o nível do óleo (através de um boião com vareta) e também um orifício para drenagem/mudança do óleo. O fundo do cárter deve ser ligeiramente inclinado para que o óleo residual, durante a drenagem, se aproxime do orifício de saída. O bujão de drenagem deve ser composto por um elemento magnético (íman), por forma a captar e aprisionar todas as partículas metálicas que se libertam por efeito de desgaste dos diferentes componentes. Também pode ser de interesse considerar a utilização de ventiladores na parte superior do cárter. Estas considerações são principalmente importantes em mecanismos de transmissão por engrenagens como redutores e caixas de velocidades (figura 8.23).

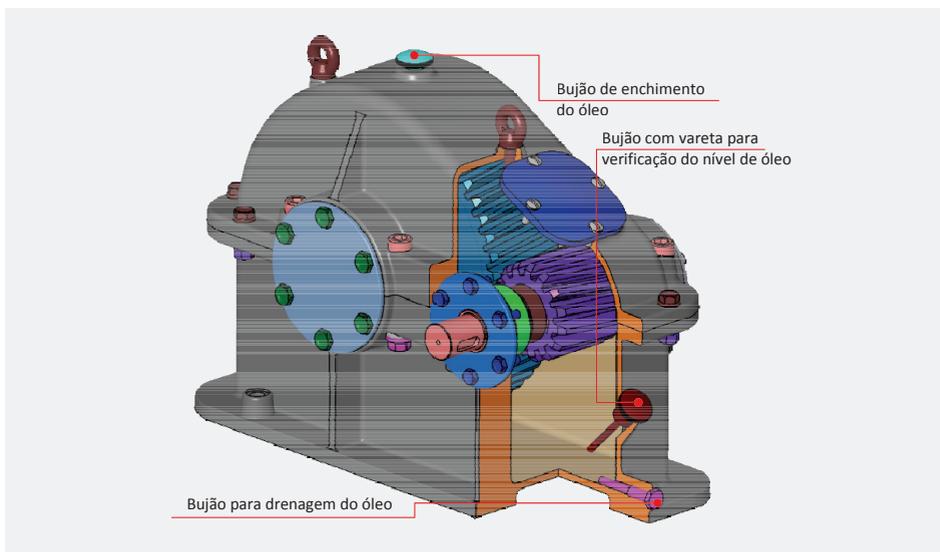


Figura 8.23. Elementos para enchimento, nível e drenagem de óleo num cárter de redutor.

pretende estanquicidade estática em bujões e parafusos (tabela 8.12.). Estas anilhas de vedação podem ser de diversos materiais, em especial de fibra dura, em cobre e em alumínio. Existe, também, a possibilidade de assegurar a estanquicidade de uma ligação aparafusada através da utilização de porcas de estanquicidade *Seal-Lock*. Estas são compostas por uma parte plástica ou borracha, que faz parte da porca e se deforma aquando do seu aperto, garantindo assim a estanquicidade e também o bloqueio da porca.

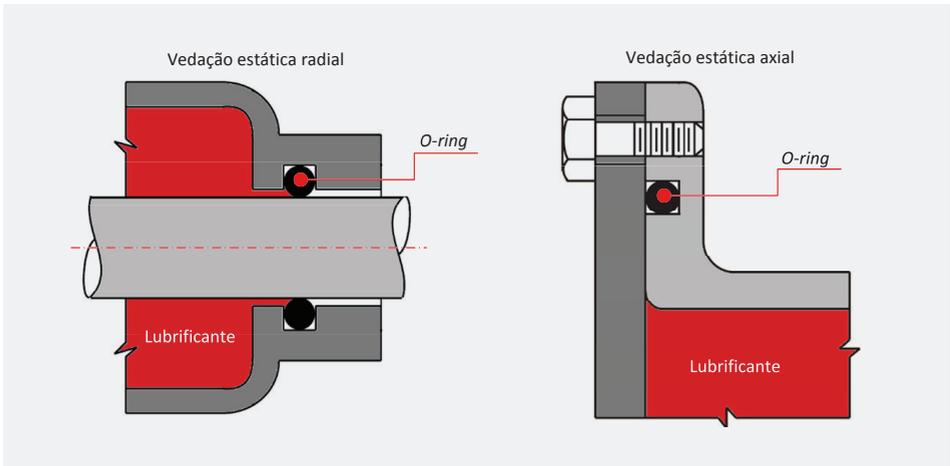
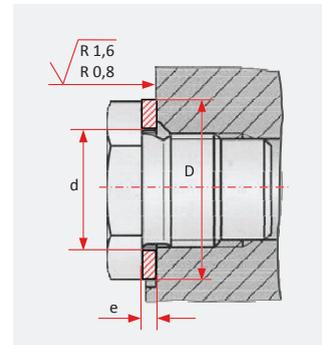


Figura 8.27. Vedação estática radial e axial com O-ring.

Tabela 8.12. Dimensões de anilhas de vedação.

d	D	e	d	D	e	d	D	e
5	9	1	12	17	1,5	27	35	2
6	10		14	19		33	38	
7	11		16	22		36	42	
8	12		18	24		39	45	
9	14		20	26		42	48	
10	15		22	29		45	52	
11	16	1,5	24	32	2	-	-	-



Os vedantes de superfície fazem a vedação das superfícies planas entre flanges, tampas e/ou cárteres, que são apertadas por ligações aparafusadas entre si (figura 8.28.). Estes podem ser preformados, designados por juntas de compressão, ou podem ser não preformados, sendo estes normalmente produtos líquidos que são aplicados às superfícies a vedar, formando a junta sólida após o aperto das superfícies e esmagamento desse líquido. Estes vedantes são designados por formadores de juntas.

Quando se aplica um momento torçor no pinhão de um dos andares de redução, este transmite esse momento através dos dentes engrenados em simultâneo. Na figura 9.23. os andares estão separados a fim de se visualizar o que se passa em relação às forças de engrenamento, que se materializam entre os flancos dos dentes engrenados.

As componentes tangencial e radial da força de engrenamento (capítulo 4) são responsáveis pela deformação dos veios por flexão, o que distorce a retitude de cada um e prejudica o entre eixo, aumentando-o. Daí ser conveniente orientar espacialmente os apoios dos rolamentos sustentando os eixos do redutor ou caixa de velocidades como acima mencionado. Na figura 9.23. os veios foram posicionados num mesmo plano, o veio intermédio está fletido pela ação das forças F_{12} e F_{43} (os índices têm a interpretação seguinte: o primeiro indica *de onde provém a força*; o segundo significa *onde se aplica*). Deste modo podemos visualizar a forma como o veio em estudo está sujeito à flexão. Reduzem-se as forças de engrenamento, geradas no dentado, a um sistema equivalente (diagrama de corpo livre do veio) com forças no eixo do veio mais um momento torçor (figura 9.24.), o veio intermédio do redutor está sujeito às forças F_{12} e F_{43} agora concentradas no eixo do veio e, por sua vez, o troço entre as rodas 2 e 3 é o único que está sujeito a um momento torçor.

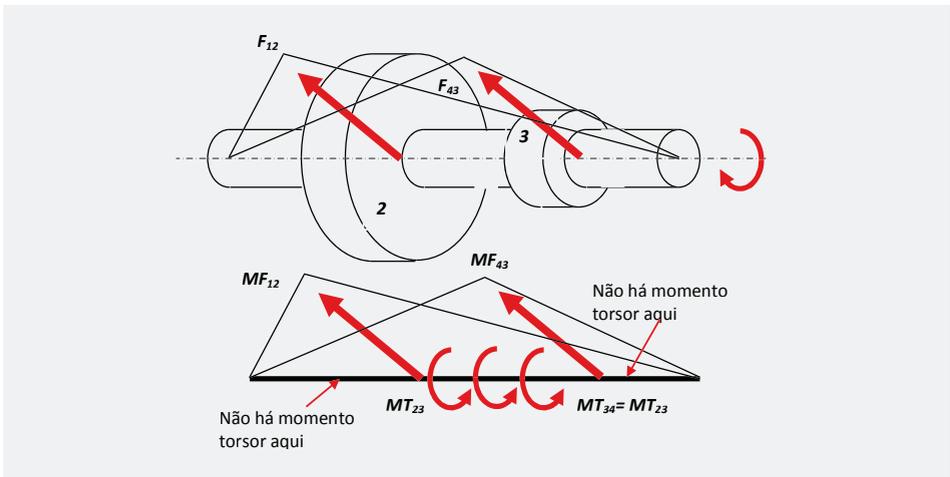


Figura 9.24. Diagrama de corpo livre do veio intermédio com as forças e momentos que atuam sobre este.

Constata-se, através do diagrama de corpo livre, que ambas as forças de engrenamento (F_{12} e F_{43}) estão orientadas aproximadamente com a mesma orientação e com o mesmo sentido, o que contribui para agravar o efeito de flexão no veio, uma vez que a distorção por flexão resulta aumentada pelo sentido concordante das forças de engrenamento. Para reduzir este efeito no veio intermédio do redutor, deveríamos adotar o desenho apresentado na figura 9.25., opção que torna possível o objetivo desejado, uma vez que se procura “dobrar” em torno de uma das linhas de eixo o plano que inicialmente continha todos os eixos, passando agora a ser dois planos fazendo um ângulo entre si. Este ângulo está limitado pela condição de não interferência entre rodas montadas em cada veio. O limite do ângulo de charneira dos planos contendo dois veios cada um, sendo o veio intermédio a linha de charneira, deve ser aquele que evita o contacto com rodas dentadas, que acontecendo conduz ao encravamento mecânico do sistema (figura 9.25.).

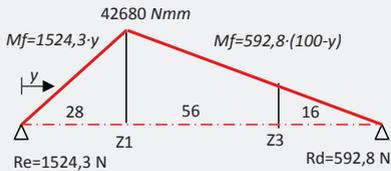
10.8. VERIFICAÇÃO À FADIGA DOS VEIOS

10.8.1. Diagramas de momentos fletores

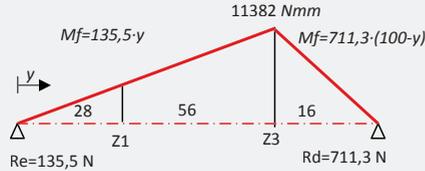
Foram realizados os diagramas de momentos fletores, assim como, as suas expressões e os pontos mais críticos, em cada um dos veios:

Veio 1

Par 1:

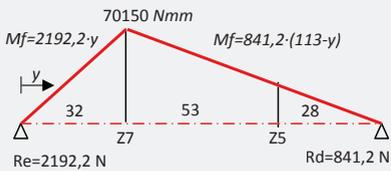


Par 2:

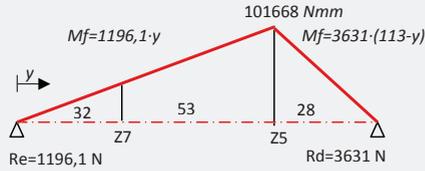


Veio 3

Par 1-3:

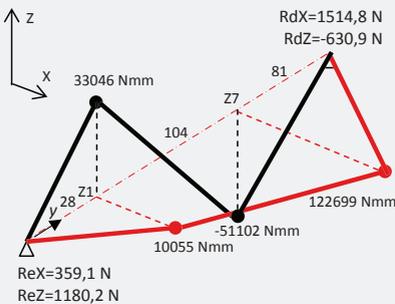


Par 1-4:

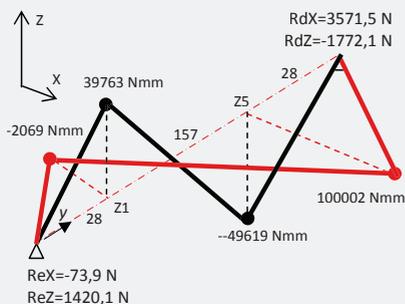


Veio 2

Par 1-3:



Par 1-4:



Isto não é um foguetão.

Esta é a forma como nós **MOVEMOS O SEU MUNDO**

Criamos soluções de lubrificação para projetos como o Mars Rover, que fazem mover o nosso mundo.

Então, como é que podemos mover o seu?



MOVING YOUR WORLD

Atena

automação industrial

Zona Industrial da Palhaça
Rua B 5, 3770-360 Palhaça

www.atena-ai.pt/

INTRODUÇÃO AO PROJETO MECÂNICO

3.^a EDIÇÃO

ANTÓNIO COMPLETO
FRANCISCO Q. DE MELO

Sobre a obra

Este livro, agora na 3.^a edição, destina-se àqueles que desenvolvem estudos ou formação em projeto mecânico e servirá como referência para engenheiros mecânicos no exercício da profissão. Supõe-se que os leitores tenham tido cursos básicos de Mecânica ou área afins. No entanto, os primeiros capítulos servem para rever e estender esses conceitos básicos. Os restantes tratam da aplicação desses conceitos fundamentais ao projeto mecânico, com ênfase nos sistemas de transmissão de potência. Aí incluem-se itens como a organização e metodologia no projeto de um órgão mecânico; o dimensionamento e verificação de componentes de sistemas de transmissão de potência; a definição da arquitetura dos mecanismos e procedimentos práticos e de bom senso para o projeto mecânico, que são complementados por tabelas técnicas que dão suporte aos exercícios proposto e resolvidos detalhadamente. Apresenta-se o anteprojecto de um sistema de transmissão de potência, desde o caderno de encargos funcional até à solução final, apresentada sob a forma de desenho técnico. Para muitos alunos, os conteúdos deste livro irão permitir uma primeira experiência na abordagem de problemas de engenharia de nível profissional. Complementarmente são apresentadas propostas didáticas de casos de estudo para o projeto de mecanismos de transmissão de potência.

Sobre os autores

António Completo

Professor Associado com Agregação da Universidade de Aveiro, lecionando nas áreas do Projeto Mecânico, Tecnologia Mecânica, Comando Numérico Computadorizado e Biomecânica. É diretor adjunto e investigador do Centro de Tecnologia Mecânica e Automação (TEMA) da Universidade de Aveiro, tendo coordenado como investigador responsável vários projetos de investigação e cooperação industrial. Desempenhou funções de Chefe de Projeto e Chefe de Serviço na Direção de Engenharia da Renault Cacia S.A.

Francisco Q. de Melo

Licenciado, Mestre e Doutor em Engenharia Mecânica, foi Professor no Ensino Superior Público de 1976 até 2018, incluindo a Universidade de Aveiro e a Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. Com larga experiência profissional na indústria metalomecânica, e na área do projeto mecânico e estrutural, atualmente é investigador no INEGI - Instituto de Ciência e Inovação em Engenharia Mecânica e Gestão Industrial.

Apoio

