

---

**Equipamentos de elevação e movimentação de  
carga — Regras para projeto  
Parte 3: Verificação à fadiga e seleção de  
componentes dos mecanismos**

*Lifting appliances — Rules for design  
Part 3: Checking for fatigue and choice of mechanism components*

ICS 53.020

ISBN 978-85-07-08089-3



ASSOCIAÇÃO  
BRASILEIRA  
DE NORMAS  
TÉCNICAS

Número de referência  
ABNT NBR 8400-3:2019  
40 páginas

© ABNT 2019



© ABNT 2019

Todos os direitos reservados. A menos que especificado de outro modo, nenhuma parte desta publicação pode ser reproduzida ou utilizada por qualquer meio, eletrônico ou mecânico, incluindo fotocópia e microfilme, sem permissão por escrito da ABNT.

ABNT

Av. Treze de Maio, 13 - 28º andar

20031-901 - Rio de Janeiro - RJ

Tel.: + 55 21 3974-2300

Fax: + 55 21 3974-2346

[abnt@abnt.org.br](mailto:abnt@abnt.org.br)

[www.abnt.org.br](http://www.abnt.org.br)

## Sumário

Página

Prefácio .....	v
1 Escopo .....	1
2 Referências normativas .....	1
3 Símbolos e abreviaturas .....	2
4 Procedimento de cálculo .....	5
4.1 Verificação à ruptura .....	5
4.1.1 Valor da tensão admissível .....	5
4.1.2 Valores do coeficiente $\nu_R$ .....	6
4.1.3 Relações entre a tensão calculada e a tensão admissível .....	6
4.2 Verificação à flambagem .....	6
4.3 Verificação à fadiga .....	7
4.3.1 Método geral .....	7
4.3.2 Limite de fadiga sob carga alternada de um corpo de prova polido .....	7
4.3.3 Influência da forma, tamanho, condição da superfície e corrosão .....	8
4.3.4 Limite de fadiga como uma função de $\kappa$ , $\sigma_R$ e $\sigma_{wk}$ (ou $\tau_{wk}$ ) .....	9
4.3.5 Curva de Wöhler .....	9
4.3.6 Resistência à fadiga de um componente mecânico .....	11
4.3.7 Tensão admissível e calculada .....	12
4.4 Verificação do desgaste .....	12
5 Cálculos para componentes mecânicos específicos .....	13
5.1 Seleção dos rolamentos .....	13
5.1.1 Vida teórica .....	13
5.1.2 Carga média dos rolamentos submetidos às cargas do tipo $S_M$ .....	13
5.1.3 Carga média dos rolamentos submetidos às cargas do tipo $S_R$ .....	13
5.2 Seleção de cabos de aço .....	14
5.2.1 Seleção do diâmetro do cabo de aço .....	14
5.3 Seleção de polias, tambores e meios de fixação de cabos .....	17
5.3.1 Diâmetro mínimo de enrolamento .....	17
5.3.2 Raio do fundo do gorne .....	19
5.3.3 Meios de fixação dos cabos .....	19
5.4 Seleção das rodas para trilhos .....	19
5.4.1 Diâmetro da roda .....	19
5.4.2 Considerações adicionais para seleção das rodas .....	23
5.4.3 Determinação da folga lateral entre a roda e o trilho .....	24
5.5 Projeto das engrenagens .....	24
Anexo A (normativo) Determinação das tensões admissíveis em componentes de mecanismo sujeitos à fadiga .....	26
A.1 Generalidades .....	26
A.2 Diretrizes relacionadas à determinação dos coeficientes $k_s$ , $k_d$ , $k_u$ , $k_c$ .....	26
A.2.1 Determinação de $k_s$ .....	26
A.2.2 Determinação do coeficiente de tamanho $k_d$ .....	28

A.2.3	Determinação da condição da superfície do coeficiente $k_u$ , em função do método de usinagem.....	29
A.2.4	Determinação do coeficiente de corrosão $k_c$ .....	29
A.3	Exemplo de aplicação.....	29
A.3.1	Exemplo nº 1.....	29
A.3.2	Exemplo nº 2.....	32
Anexo B	(informativo) Comentários sobre a seleção de cabos e fator de segurança .....	34
Anexo C	(informativo) Considerações na determinação do diâmetro mínimo de enrolamento para cabos .....	38
Bibliografia.....		40

## Figuras

Figura 1	– Gradiente de variação de tensão .....	8
Figura 2	– Diagrama de Smith .....	9
Figura 3	– Curva de Wöhler.....	10
Figura 4	– Tensões críticas à fadiga .....	11
Figura 5	– Exemplos de cabos de aço para uso em equipamentos de elevação de carga.....	18
Figura 6	– Dimensões do trilho .....	21
Figura A.1	– Coeficiente de forma $k_s$ (diâmetro $D = 10$ mm, $D/d = 2$ ) .....	27
Figura A.2	– Coeficiente de forma $k_s$ (diâmetro $D = 10$ mm) .....	28
Figura A.3	– Valores do coeficiente de usinagem $k_u$ e coeficiente de corrosão $k_c$ .....	29
Figura A.4	– Detalhes do eixo .....	30
Figura B.1	– Influência do diâmetro $D$ da polia e da tensão $\sigma_t$ na vida útil de um cabo .....	36
Figura B.2	– Comparativo de vida útil em número de flexões para diferentes tipos de cabos .....	37
Figura B.3	– Influência da variação do diâmetro do cabo em relação ao valor ideal calculado para duas situações de carga .....	37
Figura C.1	– Influência do diâmetro $D$ da polia e da tensão $\sigma_t$ na vida útil de um cabo .....	39

## Tabelas

Tabela 1	– Valores de $v_R$ .....	6
Tabela 2	– Relações de Tensões .....	9
Tabela 3	– Fator de segurança $Z_p$ .....	16
Tabela 4	– Valores de $H$ .....	18
Tabela 5	– Valor de $P_L$ .....	21
Tabela 6	– Valor de $C_1$ .....	22
Tabela 7	– Valores de $C_1$ como uma função do diâmetro da roda e da velocidade de deslocamento .....	22
Tabela 8	– Valores de $C_2$ .....	23
Tabela A.1	– Fatores de correção $q$ para $D/d \leq 2$ .....	27
Tabela A.2	– Valores de $k_d$ .....	28
Tabela A.3	– Espectro de tensão inicial.....	32

## Prefácio

A Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) é o Foro Nacional de Normalização. As Normas Brasileiras, cujo conteúdo é de responsabilidade dos Comitês Brasileiros (ABNT/CB), dos Organismos de Normalização Setorial (ABNT/ONS) e das Comissões de Estudo Especiais (ABNT/CEE), são elaboradas por Comissões de Estudo (CE), formadas pelas partes interessadas no tema objeto da normalização.

Os Documentos Técnicos ABNT são elaborados conforme as regras da ABNT Diretiva 2.

A ABNT chama a atenção para que, apesar de ter sido solicitada manifestação sobre eventuais direitos de patentes durante a Consulta Nacional, estes podem ocorrer e devem ser comunicados à ABNT a qualquer momento (Lei nº 9.279, de 14 de maio de 1996).

Os Documentos Técnicos ABNT, assim como as Normas Internacionais (ISO e IEC), são voluntários e não incluem requisitos contratuais, legais ou estatutários. Os Documentos Técnicos ABNT não substituem Leis, Decretos ou Regulamentos, aos quais os usuários devem atender, tendo precedência sobre qualquer Documento Técnico ABNT.

Ressalta-se que os Documentos Técnicos ABNT podem ser objeto de citação em Regulamentos Técnicos. Nestes casos, os órgãos responsáveis pelos Regulamentos Técnicos podem determinar as datas para exigência dos requisitos de quaisquer Documentos Técnicos ABNT.

A ABNT NBR 8400-3 foi elaborada no Comitê Brasileiro de Máquinas e Equipamentos Mecânicos (ABNT/CB-004), pela Comissão de Estudo de Equipamentos de Elevação de Carga (CE-004:010.001). O Projeto circulou em Consulta Nacional conforme Edital nº 03, de 12.03.2019 a 13.05.2019.

A ABNT NBR 8400-3 é baseada na FEM 1001 (10.1998), *Section I – Heavy lifting appliances – Rules for design of hoisting appliances da Fédération Européenne de la Manutention (FEM)*.

A ABNT NBR 8400-3 cancela e substitui a ABNT NBR 8400:1987.

A ABNT NBR 8400, sob o título geral “*Equipamentos de elevação e movimentação de carga – Regras para projeto*”, tem previsão de conter as seguintes partes:

- Parte 1: Classificação e cargas sobre estruturas e mecanismos;
- Parte 2: Verificação das estruturas ao escoamento, fadiga e estabilidade;
- Parte 3: Verificação à fadiga e seleção de componentes dos mecanismos;
- Parte 4: Equipamento elétrico;
- Parte 5: Cargas para ensaio e tolerâncias de fabricação.

O Escopo em inglês da ABNT NBR 8400-3 é o seguinte:

## **Scope**

*This Standard sets out the guide lines for selection of components subjected to wearing and the checkings to be carried out for mechanical elements, taking account the three loading cases defined at ABNT NBR 8400-1. The calculation must be made to assure that there is enough margin of safety concerning critical stress, taking account the three possible causes of failure described below:*

- *exceed the ultimate strength of material;*
- *exceed the critical buckling stress;*
- *exceed fatigue strength of material.*

*Following appliances are not covered by this standard:*

- *mobile jib cranes on pneumatic or solid rubber tyres, crawler tracks, lorries, trailers and brackets;*
- *series lifting equipment;*
- *electric hoists;*
- *pneumatic hoists;*
- *accessories for lifting;*
- *hand operated chain blocks;*
- *elevating platforms, work platforms, dock levellers;*
- *winches;*
- *jacks, tripods, combined apparatus for pulling and lifting;*
- *stacker cranes;*
- *bulk solid handling equipment.*

## Equipamentos de elevação e movimentação de carga — Regras para projeto

### Parte 3: Verificação à fadiga e seleção de componentes dos mecanismos

#### 1 Escopo

Esta Norma estabelece as regras para a seleção de componentes submetidos ao desgaste e para as verificações a serem efetuadas para os elementos mecânicos, considerando os três casos de solicitação estabelecidos na ABNT NBR 8400-1, assegurando que haja margem de segurança suficiente em relação às tensões críticas e considerando as três possíveis causas de falha, descritas a seguir:

- exceder a tensão de ruptura;
- exceder a tensão crítica de flambagem;
- exceder o limite de resistência à fadiga.

Esta Norma não é aplicável aos seguintes equipamentos:

- guindastes móveis com lança sobre pneus de borracha sólida ou pneumáticos, esteiras de lagartas, caminhões e reboques;
- equipamentos de elevação produzidos em série;
- talhas elétricas;
- talhas pneumáticas;
- acessórios para içamento;
- talhas manuais;
- plataformas de elevação, plataformas de trabalho;
- guinchos;
- macacos, tripés, aparelhos combinados para tração e içamento;
- empilhadeiras;
- equipamentos de manuseio de materiais a granel.

#### 2 Referências normativas

Os documentos a seguir são citados no texto de tal forma que seus conteúdos, totais ou parciais, constituem requisitos para este Documento. Para referências datadas, aplicam-se somente as edições citadas. Para referências não datadas, aplicam-se as edições mais recentes do referido documento (incluindo emendas).

ABNT NBR 8400-1:2019, *Equipamentos de elevação e movimentação de carga – Regras para projeto – Classificação e cargas sobre estruturas e mecanismos*



ABNT NBR 8400-2:2019, *Equipamentos de elevação e movimentação de carga – Regras para projeto – Verificação das estruturas ao escoamento, fadiga e estabilidade*

ABNT NBR ISO 2408, *Cabos de aço de uso geral – Requisitos mínimos*

ABNT NBR ISO 4309, *Equipamentos de movimentação de carga – Cabos de aço – Cuidados, manutenção, instalação, inspeção e descarte*

ABNT NBR 16197, *Cálculo dos caminhos de rolamento em base elástica contínua para equipamentos de levantamento e movimentação de cargas – Procedimento*

ABNT NBR 10084, *Cálculo de estruturas suporte para equipamentos de levantamento e movimentação de cargas – Procedimento*

ISO 6336-2, *Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 2: Calculation of surface durability (pitting)*

ISO 6336-3, *Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 3: Calculation of tooth bending strength*

ISO 6336-5, *Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 5: Strength and quality of materials*

DIN 3990-5, *Calculation of load capacity of cylindrical gears; endurance limits and material qualities*

DIN 3990-11, *Calculation of load capacity of cylindrical gears; application standard for industrial gears; detailed method*

### 3 Símbolos e abreviaturas

Para os efeitos deste documento, aplicam-se os seguintes símbolos e abreviaturas.

Símbolo	Unidade	Designação
$b$	mm	Largura útil do trilho
$C$	–	Coeficiente de seleção do cabo de aço móvel
$c, c'$	–	Fatores característicos da inclinação das curvas de Wöhler
$C_1, C_{2\text{máx.}}$	–	Coeficientes de rotação para o cálculo da roda
$C_2, C_{2\text{máx.}}$	–	Coeficiente de grupo para o cálculo da roda
$D$	mm	Diâmetro de enrolamento do cabo Diâmetro da roda Diâmetro do eixo na verificação de fadiga de elementos do mecanismo
$d$	mm	Diâmetro nominal do cabo de aço Diâmetro do eixo na verificação à fadiga de elementos do mecanismo
$E$	N/mm <sup>2</sup>	Módulo de elasticidade do material
$F_0$	N	Carga mínima de ruptura do cabo de aço
$f$	–	Fator de preenchimento do cabo



Símbolo	Unidade	Designação
$f_{\min.}$	mm	Folga mínima do trilho
$f_u$	N/mm <sup>2</sup>	Tensão de ruptura do material para as rodas
$H$	—	Coefficiente dependente do grupo para a escolha do tambor e polias para cabos de aço
$j$	—	Número do grupo nos grupos de componentes E1 a E8
$k'$	—	Coefficiente empírico para determinar a força de ruptura mínima do cabo
$K_L$	N/mm <sup>2</sup>	Pressão da roda sobre o trilho
$k$	—	Coefficiente de perda devido à torção do cabo
$k_c$	—	Coefficiente de corrosão na verificação à fadiga de elementos do mecanismo
$k_d$	—	Coefficiente de tamanho na verificação à fadiga de elementos do mecanismo
$k_s$	—	Coefficiente de forma na verificação à fadiga de elementos do mecanismo
$k'_{sp}$	—	Coefficiente do espectro para elementos dos mecanismos
$k_u$	—	Coefficiente de acabamento superficial (usinagem) na verificação à fadiga de elementos do mecanismo
$l$	m	Largura total ou boleto do trilho
$n$	—	Número de ciclos de tensão
$P$	N	Carga na roda
$P_L$	N/mm <sup>2</sup>	Pressão-limite no cálculo da roda
$P_{m \text{ I, II}}$	N	Carga média na roda nos casos de carregamento I e II
$P_{m \text{ III}}$	N	Carga média na roda no caso de carregamento III
$P_{m \text{ I, II, III}}$	N	Carga média na roda nos casos de carregamento I, II e III
$P_{\max. \text{ I, II, III}}$	N	Carga máxima na roda nos casos de carregamento I, II e III
$P_{\min. \text{ I, II, III}}$	N	Carga mínima na roda nos casos de carregamento I, II e III
$q$	—	Fator de correção para coeficiente de forma $k_s$
$q_m$	—	Coefficiente de amplificação
$R_o$	N/mm <sup>2</sup>	Tensão mínima de ruptura do arame do cabo
$r$	mm	Raio de fundo do gorne (ranhura do cabo) Raio da cabeça do trilho Raio de concordância
$S$	N	Força de tração máxima no cabo
$S_{Mm}$	N	Solicitação média tipo $S_M$ no cálculo do rolamento

Símbolo	Unidade	Designação
$S_{M\min.}$	N	Solicitação mínima tipo $S_M$ no cálculo do rolamento
$S_{M\max.}$	N	Solicitação máxima tipo $S_M$ no cálculo do rolamento
$S_{R\max.}$	N	Solicitação máxima tipo $S_R$ no cálculo do rolamento
$S_{Rm}$	N	Solicitação média tipo $S_R$ no cálculo do rolamento
$S_{R\min}$	N	Solicitação mínima tipo $S_R$ no cálculo do rolamento
$Z_p$	—	Fator de segurança mínimo para escolha dos cabos de aço
$\Delta T$	—	Diferença entre a temperatura máxima no ambiente de operação do equipamento e a temperatura de referência
$\varphi, \varphi'$	—	Inclinação da curva de Wöhler
$\kappa$	—	Relação entre as tensões mínima e máxima que ocorrem durante os diversos ciclos de tensão
$\mu$	—	Coeficiente de atrito
$\sigma_a$	N/mm <sup>2</sup>	Tensão admissível para elementos dos mecanismos
$\sigma_{af}$	N/mm <sup>2</sup>	Tensão normal admissível para a verificação da resistência à fadiga de elementos dos mecanismos
$\sigma_{bw}$	N/mm <sup>2</sup>	Limite de resistência à fadiga dos materiais dos elementos de mecanismos sob flexão alternada
$\sigma_c$	N/mm <sup>2</sup>	Tensão de compressão calculada para elementos dos mecanismos
$\sigma_{cg}$	N/mm <sup>2</sup>	Tensão de compressão na roda e no trilho
$\sigma_d$	N/mm <sup>2</sup>	Limite de resistência à fadiga dos materiais dos elementos dos mecanismos
$\sigma_e$	N/mm <sup>2</sup>	Tensão de compressão calculada em elementos dos mecanismos
$\sigma_f$	N/mm <sup>2</sup>	Tensão de flexão calculada em elementos dos mecanismos
$\sigma_k$	N/mm <sup>2</sup>	Resistência à fadiga de elementos dos mecanismos
$\sigma_{kx}$	N/mm <sup>2</sup>	Resistência à fadiga para tensão normal na direção x
$\sigma_{ky}$	N/mm <sup>2</sup>	Resistência à fadiga para tensão normal na direção y
$\sigma_R$	N/mm <sup>2</sup>	Tensão de ruptura do material
$\sigma_t$	N/mm <sup>2</sup>	Tensão de tração calculada em elementos dos mecanismosTensão de tração no cabo
$\sigma_{wk}$	N/mm <sup>2</sup>	Tensão alternada admissível na verificação de fadiga de elementos dos mecanismos
$\sigma_x$	N/mm <sup>2</sup>	Tensões normais máximas na direção x
$\tau$	N/mm <sup>2</sup>	Tensão de cisalhamento calculada para os elementos dos mecanismos
$\tau_{af}$	N/mm <sup>2</sup>	Tensão de cisalhamento admissível na verificação à fadiga de elementos dos mecanismos

Símbolo	Unidade	Designação
$\tau_d$	N/mm <sup>2</sup>	Limite de resistência à fadiga dos materiais de elementos dos mecanismos
$\tau_k$	N/mm <sup>2</sup>	Resistência à fadiga de elementos dos mecanismos
$\tau_w$	N/mm <sup>2</sup>	Limite de resistência dos materiais à fadiga sob cisalhamento alternado de elementos dos mecanismos
$\tau_{wk}$	N/mm <sup>2</sup>	Limite de resistência sob cisalhamento alternado na verificação à fadiga de elementos dos mecanismos
$\nu_R$	—	Coefficiente de segurança para cálculo de elementos dos mecanismos, dependendo do caso de solicitação
$\nu_k$	—	Coefficiente de segurança para a verificação da resistência à fadiga de elementos dos mecanismos

## 4 Procedimento de cálculo

Os componentes do mecanismo são projetados verificando se eles oferecem a segurança apropriada contra falha por ruptura, flambagem, fadiga ou desgaste excessivo.

É particularmente importante evitar superaquecimento ou deflexão que possa interferir no funcionamento correto do mecanismo.

### 4.1 Verificação à ruptura <sup>1</sup>

Os componentes de mecanismo devem ser verificados à ruptura, checando se a tensão calculada não excede à tensão admissível dependente da resistência à ruptura do material utilizado.

#### 4.1.1 Valor da tensão admissível

O valor da tensão admissível  $\sigma_a$  é fornecido pela seguinte equação:

$$\sigma_a = \sigma_R / \nu_R$$

onde

$\sigma_R$  é a tensão de ruptura do material;

$\nu_R$  é o coeficiente de segurança correspondente a cada caso de solicitação (ver ABNT NBR 8400-1:2019, 5.3).

<sup>1</sup> Pode ser coerente verificar o limite elástico, de acordo com a parte que trata do dimensionamento das estruturas, pois este, em princípio, é o limite que não pode ser excedido no uso de um material. Os aços normalmente utilizados nas estruturas possuem uma grande diferença entre a tensão de escoamento e a tensão de ruptura. Estas diferenças oferecem proteção contra falha repentina, mesmo quando a tensão de escoamento é excedida consideravelmente. Por outro lado, o uso em mecanismos de certos aços com uma tensão de escoamento muito elevada, em comparação com a tensão de ruptura, poderia resultar na produção de peças frágeis, se a tensão admissível fosse baseada no limite elástico, pois ao se exceder acidentalmente este limite, isso levaria a uma falha imediata, explicando por que a verificação à ruptura é escolhida como critério de verificação.

#### 4.1.2 Valores do coeficiente $v_R$

Os valores a serem adotados para  $v_R$  são fornecidos na Tabela 1.

**Tabela 1 – Valores de  $v_R$**

Casos de solicitação	I e II	III
Valor de $v_R$ <sup>a</sup>	2,2	1,8
<sup>a</sup> No caso de ferro fundido cinzento, os valores de $v_R$ são majorados em 25 %.		

#### 4.1.3 Relações entre a tensão calculada e a tensão admissível

De acordo com o tipo de carga considerada, as seguintes relações devem ser verificadas:

- a) tração pura:  $1,25 \times \sigma_t \leq \sigma_a$
- b) compressão pura:  $\sigma_c \leq \sigma_s$
- c) flexão pura:  $\sigma_f \leq \sigma_a$
- d) tração e flexão combinadas:  $1,25 \times \sigma_t + \sigma_f \leq \sigma_a$
- e) flexão e compressão combinadas:  $\sigma_c + \sigma_f \leq \sigma_a$
- f) cisalhamento puro:  $\sqrt{3} \times \tau \leq \sigma_a$
- g) tensão, flexão e cisalhamento combinados:  $\sqrt{(1,25 \times \sigma_t + \sigma_f)^2 + 3 \times \tau^2} \leq \sigma_a$
- h) compressão, flexão e cisalhamento combinados:  $\sqrt{(\sigma_c + \sigma_f)^2 + 3 \times \tau^2} \leq \sigma_a$

onde

- $\sigma_t$  é a tensão de tração calculada;
- $\sigma_c$  é a tensão de compressão calculada;
- $\sigma_f$  é a tensão de flexão calculada;
- $\tau$  é a tensão de cisalhamento calculada.

#### 4.2 Verificação à flambagem

Peças sujeitas à flambagem são projetadas em conformidade com a ABNT NBR 8400-2:2019, 5.3, verificando se a tensão calculada não excede um determinado limite, que é função de uma tensão crítica, havendo um risco de ocorrer flambagem acima desta tensão.

Para esta verificação, o coeficiente  $q_m$  é levado em consideração e o seu valor depende do grupo em que o mecanismo é classificado (ver ABNT NBR 8400-1:2019, Tabela 21).

Algumas considerações gerais relacionadas à verificação de peças à flambagem são fornecidas na ABNT NBR 8400-2:2019, Anexo C.

## 4.3 Verificação à fadiga

### 4.3.1 Método geral

A resistência à fadiga de um determinado componente é principalmente determinada:

- pelo material a partir do qual o componente é construído;
- pela forma, condição da superfície, estado de corrosão, tamanho (efeito de escala) e outros fatores que produzem concentração de tensão;
- pela relação  $\kappa$  entre as tensões mínima e máxima que ocorrem durante os diversos ciclos de tensão;
- pelo espectro da tensão;
- pelo número de ciclos de tensão.

A resistência à fadiga de um componente mecânico é conhecida somente em casos excepcionais. Geralmente, ela deve ser derivada de características do material e do componente, a partir das leis aceitas referentemente ao seu comportamento.

O ponto de partida é fornecido pelo limite de fadiga sob cargas de fadiga de tração alternada ( $\kappa = -1$ ) de um corpo de prova polido fabricado do material em consideração. A diminuição desta resistência à fadiga como um resultado da forma geométrica da peça, da sua condição de superfície, do seu estado de corrosão e do seu tamanho é permitida por meio de fatores apropriados. A partir do limite de fadiga sob cargas alternadas, o limite correspondente para outras relações  $\kappa$  entre as tensões extremas é obtido com o auxílio de um diagrama de Smith, no qual certas hipóteses são feitas quanto à forma da curva de resistência à fadiga.

O limite de fadiga, determinado para o componente real, e em função da relação  $\kappa$  entre as tensões extremas, é tomado como base para a plotagem da curva de Wöhler, em relação à qual certas hipóteses também são feitas. A partir desta curva de Wöhler (a resistência à fadiga sob o efeito exclusivo dos ciclos de tensão, todos tendo a mesma relação  $\kappa$  entre as tensões extremas), a hipótese de Palmgren-Miner de dano acumulado por fadiga pode ser utilizada para determinar a resistência à fadiga de um componente, de acordo com o grupo em que o componente é classificado.

O método descrito em 4.3 para a determinação da resistência à fadiga é aplicável somente aos componentes em que a estrutura do material é homogênea em toda a seção que está sendo considerada. Ele não pode, deste modo, ser utilizado no caso de componentes que foram submetidos a tratamento superficial (ou seja, nitretação, cementação). Nestes casos, a resistência à fadiga pode ser derivada da curva de Wöhler somente se ela tiver sido determinada em relação aos componentes que foram fabricados do mesmo material, com um formato e tamanho comparáveis e que tenham sido submetidos exatamente ao mesmo tratamento superficial.

A verificação da resistência à fadiga somente precisa ser realizada para o caso da solicitação I.

Quando o número de ciclos de tensão for menor que 8 000, esta verificação não é necessária.

### 4.3.2 Limite de fadiga sob carga alternada de um corpo de prova polido

Trabalhos especializados no assunto (ver Anexo A) oferecem o limite de fadiga  $\sigma_{bW}$  sob flexão rotacional alternada de um corpo de prova polido, no caso de materiais utilizados regularmente na construção de mecanismos.



Por aproximação, os mesmos valores de  $\sigma_{bw}$  podem ser aceitos para o limite de fadiga sob flexão alternada.

Para obter o limite de fadiga sob tração e compressão axiais alternadas, o valor de  $\sigma_{bw}$  deve ser diminuído em 20 %. Isso ocorre devido a um elemento de material que, quando submetido à mesma tensão que um elemento adjacente, suporta a tensão de maneira menos efetiva do que como se este outro elemento fosse submetido a uma tensão inferior, como no caso de flexão. Ou seja, um maior gradiente de variação de tensão maior produz um efeito de aumento de resistência à fadiga, conforme ilustrado na Figura 1.

*gradiente de variação de tensão =  $\frac{(\text{diferença na tensão entre duas partes elementares adjacentes})}{\text{distância entre essas duas partes elementares}}$*



a) Tração / Compressão axial

Menor gradiente, menor resistência à fadiga

b) Flexão

Maior gradiente, maior resistência à fadiga

**Figura 1 – Gradiente de variação de tensão**

A tensão limite de fadiga  $\tau_w$  sob o cisalhamento alternado (cisalhamento puro ou torção) é derivada de  $\sigma_{bw}$  pela seguinte relação:

$$\tau_w = \frac{\sigma_{bw}}{\sqrt{3}}$$

Os valores fornecidos para  $\sigma_{bw}$  normalmente são aqueles correspondentes estatisticamente a uma probabilidade de sobrevivência de 90 %. No caso de aços carbono utilizados frequentemente em mecanismos, é permitido adotar:

$$\sigma_{bw} = 0,5 \times \sigma_R, \text{ sendo } \sigma_R \text{ a tensão de ruptura mínima.}$$

#### 4.3.3 Influência da forma, tamanho, condição da superfície e corrosão

A forma, tamanho, condição da superfície (usinagem) e estado de corrosão do componente considerado causam a diminuição do limite de fadiga sob carga alternada em relação ao caso ideal de um corpo de prova polido. Estas influências são consideradas pela introdução dos fatores  $k_s$ ,  $k_d$ ,  $k_u$  e  $k_c$  (ver Anexo A).

O limite de fadiga sob carga alternada  $\sigma_{wk}$  ou  $\tau_{wk}$  do componente sob consideração é fornecido para a tração, compressão, flexão e cisalhamento por torção pela seguinte relação:

$$\sigma_{wk} = \sigma_{bw} / (k_s \times k_d \times k_u \times k_c)$$

ou

$$\tau_{wk} = \tau_w / (k_s \times k_d \times k_u \times k_c)$$



No caso de cisalhamento puro, obtém-se:

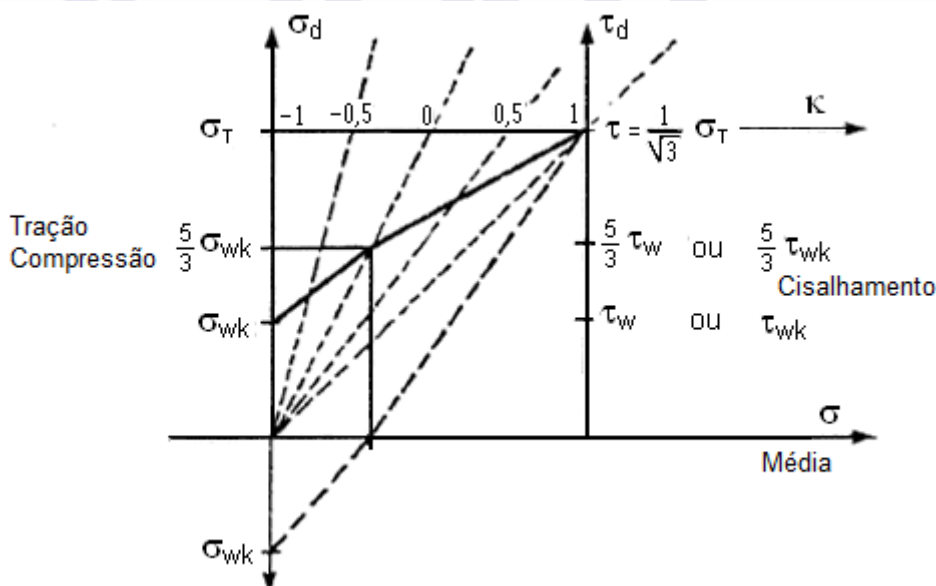
$$\tau_{wk} = \tau_w$$

#### 4.3.4 Limite de fadiga como uma função de $\kappa$ , $\sigma_R$ e $\sigma_{wk}$ (ou $\tau_{wk}$ )

A Figura 2 expressa, na forma de um diagrama de Smith, a hipótese obtida quanto às relações entre o limite de fadiga  $\sigma_d$  (ou  $\tau_d$ ), a relação  $\kappa$  entre as tensões extremas, a tensão de ruptura  $\sigma_R$  e o limite de fadiga sob a carga alternada  $\sigma_{wk}$  (ou  $\tau_{wk}$ ), fornecendo as relações, apresentadas na Tabela 2:

**Tabela 2 – Relações de Tensões**

Tipo de variação de tensão		Tensão normal
Tensão alternada	$-1 \leq \kappa < 0$	$\sigma_d = 5 \times \sigma_{wk} / (3 - 2 \times \kappa)$
Tensão pulsante	$0 \leq \kappa < 1$	$\sigma_d = [5 \times \sigma_{wk} / 3] / \{1 - [(1 - 5 \times \sigma_{wk} / (3 \times \sigma_R)) \times \kappa]\}$
Tipo de variação de tensão		Tensão de cisalhamento
Tensão alternada	$-1 \leq \kappa < 0$	$\tau_d = 5 \times \tau_{wk} / (3 - 2 \times \kappa)$
Tensão pulsante	$0 \leq \kappa < 1$	$\tau_d = [5 \times \tau_{wk} / 3] / \{1 - [(1 - 5,3^{0,5} \times \tau_{wk} / (3 \times \sigma_R)) \times \kappa]\}$



**Figura 2 – Diagrama de Smith**

#### 4.3.5 Curva de Wöhler

A curva de Wöhler, neste contexto, mostra o número de ciclos de tensão  $n$  que pode ser suportado antes da falha por fadiga, como uma função da tensão máxima  $\sigma$  (ou  $\tau$ ), quando todos os ciclos de tensão apresentam a mesma amplitude e a mesma relação  $\kappa$  entre os valores extremos.

Com relação a esta curva de Wöhler, as seguintes hipóteses são feitas, respectivamente:

— Para  $n = 8 \times 10^3$ :

$$\sigma = \sigma_R \text{ OU } \tau = \sigma_R / 3^{0,5}$$

— Para  $8 \times 10^3 \leq n \leq 2 \times 10^6$ , a área sem uma tensão-limite de fadiga (área de resistência à fadiga dependente do número de ciclos), a função é representada por uma reta TD em um sistema de referência que compreende dois eixos em escala logarítmica (ver Figura 3).

A inclinação da curva de Wöhler, no intervalo considerado, é caracterizada pelo fator:

$$c = \tan(\varphi) = [\log(2 \times 10^6) - \log(8 \times 10^3)] / (\log \sigma_R - \log \sigma_d)$$

ou

$$c = \tan(\varphi) = [\log(2 \times 10^6) - \log(8 \times 10^3)] / (\log \sigma_R / 3^{0,5} - \log \tau_d)$$

— Para  $n > 2 \times 10^6$ :

$$\sigma = \sigma_d$$

ou

$$\tau = \tau_d$$

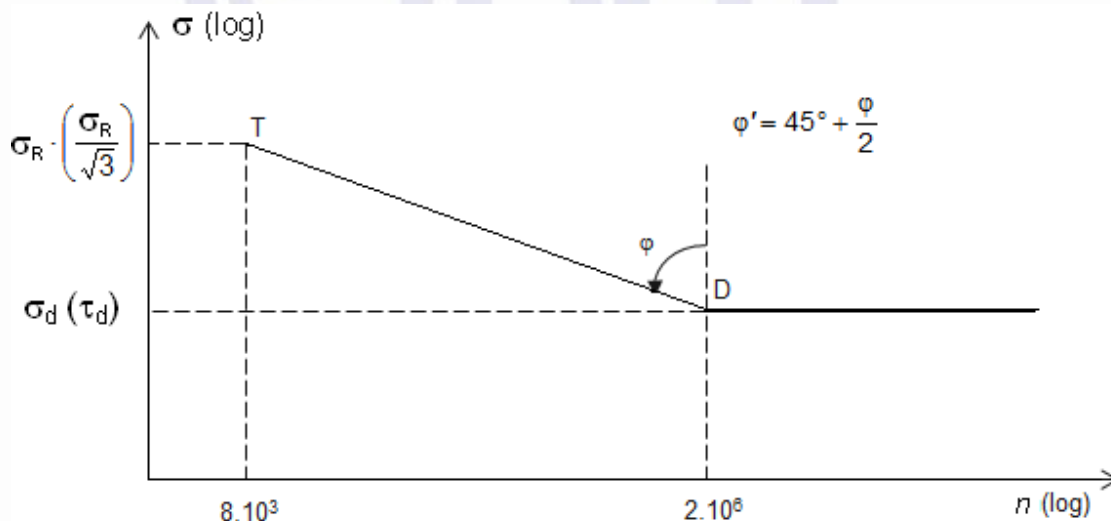


Figura 3 – Curva de Wöhler

O fator de espectro  $k_{sp}$  do componente é determinado pelo valor de  $c$ .

Um valor  $c$  abaixo de 2,5 é uma indicação de falha de projeto do componente referido. Este componente não pode ser colocado em serviço.

#### 4.3.6 Resistência à fadiga de um componente mecânico

A resistência à fadiga  $\sigma_k$  ou  $\tau_k$  de um determinado componente mecânico é determinada pelas seguintes expressões, respectivamente:

$$\sigma_k = 2^{\left(\frac{8-j}{c}\right)} \times \sigma_d$$

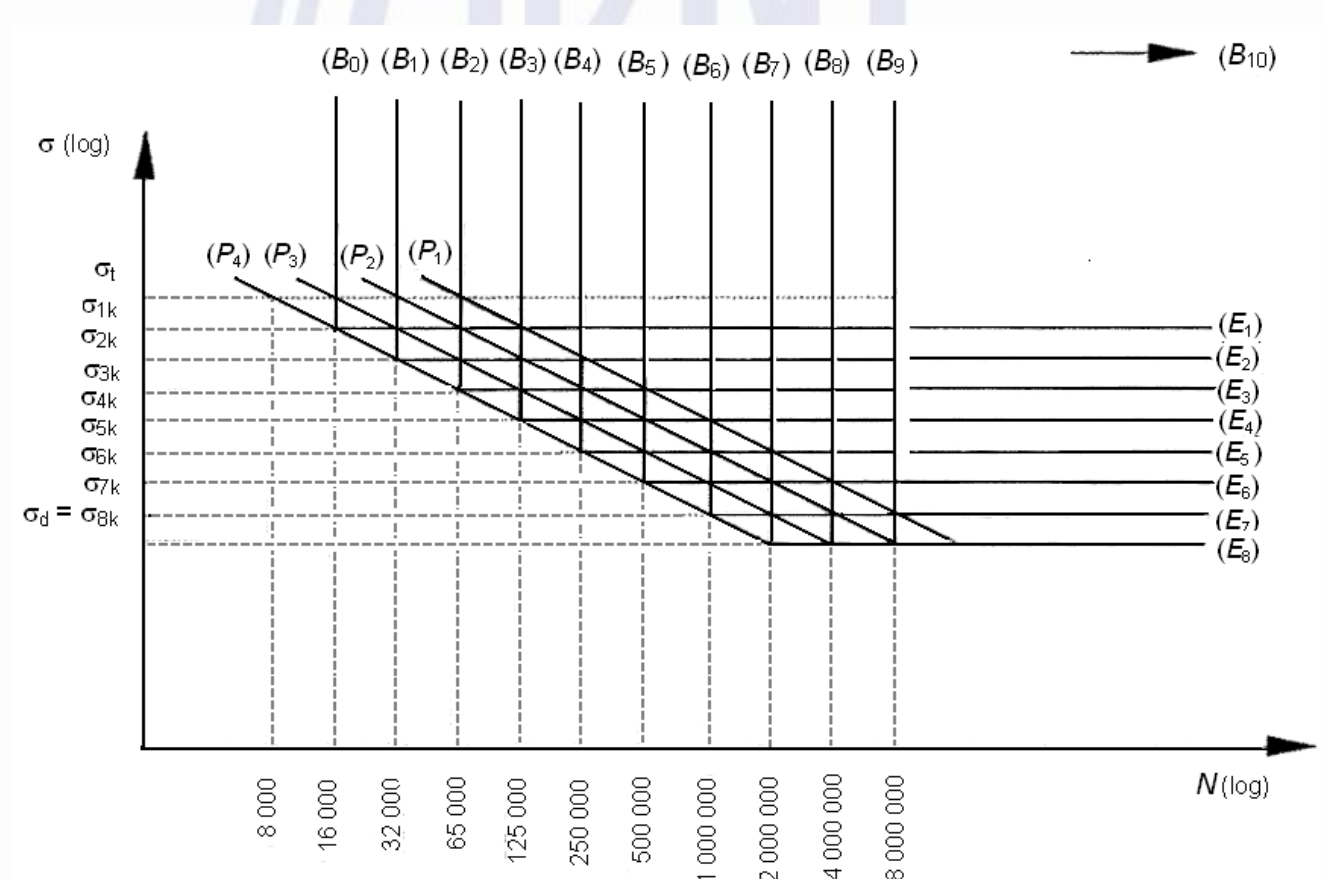
ou

$$\tau_k = 2^{\left(\frac{8-j}{c}\right)} \times \tau_d$$

onde  $j$  é o número do grupo do componente.

As equações acima e a Figura 4 são baseadas no grupo do componente. Caso seja desejado determinar a tensão admissível em função do número de ciclos  $n$  do componente e do fator de espectro  $k_{sp}$ , pode-se utilizar a seguinte equação:

$$\sigma_k = \frac{\sigma_d}{\left(k_{sp} \times \frac{n}{n_d}\right)^{1/c}} = \frac{\sigma_d}{\left(k_{sp} \times \frac{n}{2 \times 10^6}\right)^{1/c}} \quad \text{ou} \quad \tau_k = \frac{\tau_d}{\left(k_{sp} \times \frac{n}{n_d}\right)^{1/c}} = \frac{\tau_d}{\left(k_{sp} \times \frac{n}{2 \times 10^6}\right)^{1/c}}$$



**Figura 4 – Tensões críticas à fadiga**

A classificação do grupo do componente com base em sua duração total de uso  $n$  e seu fator de espectro  $k_{sp}$ , bem como a tensão de fadiga crítica associada a cada grupo, são ilustradas na Figura 4, onde  $\sigma_{jk}$  representa a aplicação da tensão para o grupo  $E_j$ . Para a tensão de cisalhamento crítica, a letra  $\sigma$  deve ser substituída por  $\tau$ .

#### 4.3.7 Tensão admissível e calculada

As tensões admissíveis  $\sigma_{af}$  e  $\tau_{af}$  são obtidas dividindo-se a tensão  $\sigma_k$  e  $\tau_k$ , determinadas em 4.3.6, respectivamente, por um fator de segurança  $v_k$ .

Obtém-se:

$$v_k = 3,2^{1/c}$$

$\sigma_{af}$  e  $\tau_{af}$  irão, portanto, ser obtidas pela seguinte relação:

$$\sigma_{af} = \sigma_k / v_k$$

e verifica-se que:

$$\sigma \leq \sigma_{af}$$

$$\tau \leq \tau_{af}$$

onde

$\sigma$  é a amplitude de tensão normal máxima calculada;

$\tau$  é a amplitude de tensão de cisalhamento máxima calculada.

No caso de componentes influenciados simultaneamente por tensão normal e tensão de cisalhamento com diferentes relações  $\kappa$  entre as tensões extremas, a seguinte condição deve ser atendida:

$$\left( \frac{\sigma_x}{\sigma_{kx}} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_y}{\sigma_{ky}} \right)^2 - \left( \frac{\sigma_x \times \sigma_y}{|\sigma_{kx}| \times |\sigma_{ky}|} \right) + \left( \frac{\tau_y}{\tau_k} \right)^2 \leq \frac{1.1}{v_k}$$

onde

$\sigma_x$  e  $\sigma_y$  são as tensões normais máximas nas direções x e y, respectivamente;

$\tau$  a tensão de cisalhamento máxima;

$\sigma_{kx}$  e  $\sigma_{ky}$  são as resistências à fadiga para tensões normais, nas direções x e y, respectivamente;

$\tau_k$  é a resistência à fadiga por cisalhamento.

Se não for possível determinar o caso mais desfavorável da relação anterior a partir da tensão correspondente, os cálculos de  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  e  $\tau$ , devem ser realizados separadamente das cargas  $\sigma_{x\text{máx.}}$ ,  $\sigma_{y\text{máx.}}$  e  $\tau_{\text{máx.}}$ , e da tensão correspondente mais desfavorável.

Deve ser observado que as verificações descritas em 4.3.7 não asseguram a segurança contra fratura frágil. Esta segurança pode ser garantida somente por uma escolha adequada da qualidade do material.

#### 4.4 Verificação do desgaste

No caso de peças submetidas ao desgaste, as quantidades físicas específicas que afetam estas peças, como a pressão na superfície ou a velocidade circunferencial, devem ser determinadas. Os resultados devem ser de tal forma que, com base na experiência atual, não levem a um desgaste excessivo.

## 5 Cálculos para componentes mecânicos específicos

### 5.1 Seleção dos rolamentos

Para selecionar os rolamentos, primeiro é necessário verificar se eles são capazes de suportar:

- a carga estática para a qual eles podem ser submetidos para a situação mais desfavorável entre os casos de solicitação I, II ou III;
- a carga dinâmica máxima no caso mais desfavorável de solicitação I ou II.

#### 5.1.1 Vida teórica

Além disso, os rolamentos devem ser selecionados para oferecer uma vida teórica aceitável em horas (ver ABNT NBR 8400-1:2019, Tabela 5), como função da classe de funcionamento do mecanismo sob uma carga média constante, conforme 5.1.2 e 5.1.3.

#### 5.1.2 Carga média dos rolamentos submetidos às cargas do tipo $S_M$

Considerando as variações nas cargas do tipo  $S_M$  durante os ciclos de operação, uma carga média equivalente  $S_{Mm}$  é determinada e suposta de ser aplicada constantemente durante a vida teórica determinada em 5.1.1.

A carga  $S_{Mm}$  deve ser obtida multiplicando-se  $S_{Mm\max.II}$  ou  $S_{Mm\max.I}$  (para componentes não submetidos ao vento), especificada na ABNT NBR 8400-1:2019, 5.6.4.1 e 5.6.4.2, pela raiz cúbica do fator de espectro  $k_m$ , estabelecidos na ABNT NBR 8400-1:2019, 5.1.3.3, conforme a seguir.

$$S_{Mm} = (k_m^{1/3}) \times S_{Mm\max.II}$$

##### 5.1.2.1 Determinação da carga média $S_{Mm}$ de rolamentos para movimentos combinados

No caso de deslocamentos que combinam uma elevação do centro de gravidade das massas móveis com um deslocamento horizontal (por exemplo, elevação não equilibrada), a carga média  $S_{Mm}$  é determinada combinando-se a carga média devido às acelerações e efeito do vento, conforme determinado pela aplicação de 5.1.2 com a carga média devido ao deslocamento vertical do centro de gravidade das massas em movimento, conforme a equação:

$$S_{Mm} = (2 \times S_{Mm\max.} + S_{Mm\min.}) / 3$$

onde  $S_{Mm\max.}$  e  $S_{Mm\min.}$  são os valores máximo e mínimo das cargas correspondentes.

#### 5.1.3 Carga média dos rolamentos submetidos às cargas do tipo $S_R$

As cargas extremas  $S_{R\max.}$  e  $S_{R\min.}$  desenvolvidas no caso de solicitação I para equipamentos não sujeitos ao vento ou no caso II para equipamentos sujeitos ao vento são consideradas (ver ABNT NBR 8400-1:2019, 5.6) e o rolamento é dimensionado para uma carga média constante fornecida pela seguinte equação:

$$S_{Rm} = (2 \times S_{R\max.} + S_{R\min.}) / 3$$

As cargas são aplicadas para a vida teórica de acordo com 5.1.1.

Para carga média de rolamentos submetidos às cargas do tipo  $S_M$  e  $S_R$ , simultaneamente, com base no indicado em 5.1.3, as cargas médias equivalentes são determinadas para cada tipo de solicitação

$S_M$  e  $S_R$ , assumidas como agindo isoladamente, e o rolamento é selecionado para uma carga média equivalente resultante da combinação das duas cargas médias  $S_M$  e  $S_R$ .

## 5.2 Seleção de cabos de aço

As seguintes regras destinam-se à determinação dos requisitos mínimos razoáveis para a seleção dos cabos de aço utilizados nos equipamentos de elevação abrangidos por esta norma, definidos na ABNT NBR 8400-1:2019, 1.

Elas não pretendem resolver todos os problemas, nem servir como substitutas para o diálogo, que é essencial entre o fabricante de cabos e o fabricante de equipamentos de elevação.

Elas se aplicam preferencialmente aos cabos de aço em conformidade com a ABNT NBR ISO 2408.

No entanto, elas não excluem cabos não especificados na ABNT NBR ISO 2408.

Para estes cabos, é responsabilidade dos seus fabricantes validar para o usuário os valores de parâmetros mínimos detalhados na ABNT NBR ISO 2408.

A terminologia dos parâmetros dos cabos está em conformidade com a ABNT NBR ISO 2408.

Os métodos estabelecidos para seleção dos cabos assumem que os mesmos estejam corretamente lubrificados, que os diâmetros de enrolamento das polias e dos tambores sejam selecionados de maneira apropriada, em conformidade com 5.3, e que, quando em serviço, os cabos recebam manutenção e inspeção de maneira adequada e que sejam substituídos periodicamente em conformidade com a ABNT NBR ISO 4309.

A seleção do diâmetro do cabo (e dos diâmetros de enrolamento em 5.3) é baseada no grupo do mecanismo de elevação. No entanto, para equipamentos que requerem frequente desmontagem (como guindastes de torre), nos quais os cabos devem ser substituídos mais frequentemente, é admissível selecionar um cabo de aço no grupo imediatamente abaixo do mecanismo de elevação, porém não inferior ao grupo *M3*.

Sempre que os equipamentos de elevação são utilizados para operações de manuseio de cargas perigosas (ou seja, metal líquido, produtos radioativos ou corrosivos etc.), a escolha dos cabos e polias deve levar em consideração o grupo de mecanismo imediatamente superior ao resultante da classificação normal do equipamento de elevação.

O grupo *M5* é o grupo mínimo a ser utilizado para manusear cargas perigosas para a escolha dos diâmetros do cabo e da polia.

### 5.2.1 Seleção do diâmetro do cabo de aço

Dois métodos podem ser utilizados a critério do fabricante do equipamento:

- o método que utiliza o fator de segurança prático mínimo  $Z_p$  (ver 5.2.1.2) que é válido para cabos móveis e cabos estáticos (cabos de ancoragem, estaiamento etc.);
- o método do fator  $C$  (ver 5.2.1.3), aplicável somente aos cabos móveis.



### 5.2.1.1 Bases comuns para os dois métodos

#### 5.2.1.1.1 Determinação da força de tração máxima $S$ no cabo de elevação (exceto cabos de caçamba)

Esta força de tração é obtida levando-se em consideração os seguintes fatores:

- carga de trabalho máxima do equipamento;
- peso do moitão e dos acessórios de elevação e pesos mortos dos quais são adicionados ao efeito de carga para aumentar a tração no cabo;
- razão de redução mecânica devido ao sistema de cabeamento;
- rendimento do sistema de cabeamento;
- cargas devido às acelerações, se elas excederem 10 % das cargas verticais;
- inclinação do cabo na posição superior extrema, se o ângulo do cabo com o eixo de elevação exceder  $22,5^\circ$ .

#### 5.2.1.1.2 Determinação da força de tração máxima $S$ em cabos que não sejam de elevação

A determinação da força de tração máxima  $S$  em diversos cabos que não sejam exclusivamente utilizados para a elevação vertical de cargas é baseada nas cargas determinadas nos casos de solicitação I ou II, levando-se em consideração os casos mais desfavoráveis que possam ocorrer repetidamente no uso normal.

Para cabos que produzem movimentos horizontais da carga, deve-se levar em consideração a carga resultante da resistência ao rolamento e atritos, junto com a inclinação máxima que o cabo pode assumir durante a movimentação da carga.

#### 5.2.1.1.3 Determinação da força de tração máxima $S$ nos cabos de caçamba de múltiplos cabos (suspensão e fechamento)

No caso de equipamentos com caçamba, onde o peso da carga não é sempre distribuído igualmente entre os cabos de suspensão e os cabos de fechamento durante toda a duração do ciclo, o valor de  $S$  a ser aplicado deve ser determinado da seguinte maneira:

- a) se o sistema utilizado assegurar automaticamente uma distribuição igual da carga de elevação entre os cabos de suspensão e fechamento, ou se qualquer diferença entre as cargas nos cabos for limitada a um período de tempo curto no final do fechamento ou no início da abertura,  $S$  deve ser determinado conforme descrito a seguir:
  - para cabos de fechamento,  $S$  é igual a 66 % do peso da caçamba carregada, dividido pelo número de cabos de fechamento; e
  - para cabos de suspensão: a mesma porcentagem;
- b) se o sistema utilizado não assegurar automaticamente uma distribuição igual da carga entre os cabos de fechamento e os cabos de suspensão durante o movimento de elevação e, na prática, quase toda a carga for aplicada nos cabos de fechamento,  $S$  deve ser determinado conforme descrito a seguir:
  - para cabos de fechamento,  $S$  é igual ao peso total da caçamba carregada, dividido pelo número de cabos de fechamento; e

- para cabos de suspensão,  $S$  é igual a 66 % do peso total da caçamba carregada, dividido pelo número de cabos de suspensão.

### 5.2.1.2 Método utilizando o fator de segurança prático mínimo $Z_p$

O fator de segurança prático mínimo  $Z_p$  é a relação entre a carga mínima de ruptura  $F_0$  do cabo (carga mínima que deve ser atingida durante o ensaio de ruptura do cabo) e a força de tração máxima  $S$  no cabo, conforme a seguir:

$$Z_p = F_0 / S$$

#### 5.2.1.2.1 Seleção do cabo

A seleção do cabo deve ter um fator de segurança prático mínimo pelo menos igual ao valor mínimo  $Z_p$  para o grupo de mecanismo ao qual o cabo em questão pertença (ver Tabela 3).

**Tabela 3 – Fator de segurança  $Z_p$**

Grupo de mecanismo	Valor mínimo $Z_p$	
	Cabos móveis	Cabos estáticos
M1	3,15	2,5
M2	3,35	2,5
M3	3,55	3
M4	4	3,5
M5	4,5	4
M6	5,6	4,5
M7	7,1	5
M8	9	5

#### 5.2.1.3 Método do fator $C$

Para este método, aplicam-se os seguintes símbolos:

- $C$  fator de seleção do cabo;
- $S$  força de tração máxima exercida no cabo quando em uso;
- $d$  diâmetro nominal do cabo (dimensão pela qual o cabo é descrito);
- $f$  fator de preenchimento do cabo;
- $k$  fator de perda devido à construção do cabo;
- $R_0$  tensão de ruptura mínima do arame que compõe o cabo;
- $k'$  fator empírico para a carga de rompimento mínima para a construção de um determinado cabo como:

$$k' = (\pi / 4) \times f \times k$$

### 5.2.1.3.1 Seleção do cabo

Para um cabo com uma determinada construção, tendo uma resistência mínima do aço e determinado grupo de mecanismo, há um fator  $C$  que é expresso pela seguinte equação:

$$C = \sqrt{\frac{Z_p}{\pi \times k \times f \times \frac{R_0}{4}}} = \sqrt{\frac{Z_p}{(k' \times R_0)}}$$

onde  $Z_p$  é o valor mínimo para um cabo móvel (ver Tabela 3), correspondendo ao grupo de mecanismo escolhido para o cabo.

O diâmetro nominal deve ser tal que:

$$d \geq C \times \sqrt{S}$$

### 5.2.1.3.2 Cálculo do fator $C$

Os valores de  $C$  são calculados levando-se em consideração:

- o fator  $Z_p$  correspondente ao grupo de mecanismo;
- a tensão de ruptura mínima do arame do cabo;
- o fator  $k'$  (ou os fatores  $k$  e  $f$ ), que pode ser obtido da ABNT NBR ISO 2408 para cabos normais abrangidos aqui (ver Anexo B) ou ser assegurado pelo fabricante do cabo, se este for de uma construção especial. Neste caso, o certificado do cabo fornecido pelo fabricante deve mencionar claramente os valores garantidos de  $k'$ .

## 5.3 Seleção de polias, tambores e meios de fixação de cabos

### 5.3.1 Diâmetro mínimo de enrolamento

O diâmetro mínimo de enrolamento do cabo é determinado verificando-se a seguinte relação:

$$D \geq H \times d$$

onde

$D$  é o diâmetro primitivo de enrolamento em polias, tambores ou polias de compensação, medido no centro do cabo;

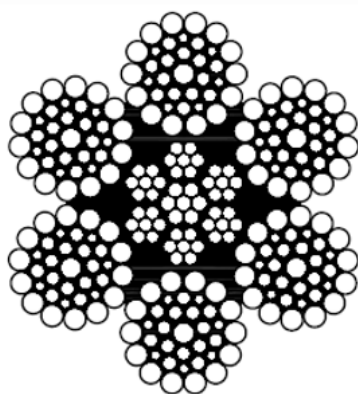
$H$  é o coeficiente em função do grupo do mecanismo;

$d$  é o diâmetro nominal do cabo.

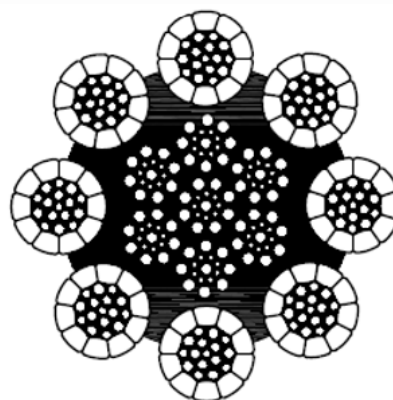
NOTA Ver 5.2 para o grupo do mecanismo pelo qual o cabo deve ser classificado.

Os valores mínimos do coeficiente  $H$ , em função do grupo pelo qual o mecanismo é classificado, são fornecidos na Tabela 4 para tambores, polias e polias de compensação.

Estes valores correspondem aos cabos atualmente utilizados e conhecidos, sendo baseados na experiência em relação às suas condições de trabalho. A Figura 5 fornece dois exemplos de cabos de aço convencionais, e suas respectivas construções, geralmente utilizados em equipamentos de elevação de carga.



**a) Cabo não compactado**  
Construção: 6 x 36WS-AAI



**b) Cabo compactado**  
Construção: 8 x K26WS-AAI

**Figura 5 – Exemplos de cabos de aço para uso em equipamentos de elevação de carga**

No entanto, os valores de  $H$  não servem como substitutos para o diálogo, que é indispensável entre o fabricante do cabo e o fabricante dos equipamentos de elevação, especialmente quando o uso de novos cabos com características de flexibilidade variadas estiver sendo considerado.

**Tabela 4 – Valores de  $H$**

Grupo de mecanismo	Tambores		Polias		Polias de compensação	
	Cabo normal 6 x 36/ 6 x 41/ 8 x K26/ 8 x K36/ 6 x K36/ 6 x K41	Cabo resistente à rotação ou cabos 6 x 19/ 6 x K26	Cabo normal 6 x 36/ 6 x 41/ 8 x K26/ 8 x K36/ 6 x K36/ 6 x K41	Cabo resistente à rotação ou cabos 6 x 19/ 6 x K26	Cabo normal 6 x 36/ 6 x 41/ 8 x K26/ 8 x K36/ 6 x K36/ 6 x K41	Cabo resistente à rotação ou cabos 6 x 19/ 6 x K26
M1	11,2	12,5	12,5	14	11,2	12,5
M2	12,5	14	14	16	12,5	12,5
M3	14	16	16	18	12,5	14
M4	16	18	18	20	14	14
M5	18	20	20	22,4	14	16
M6	20	22,4	22,4	25	16	16
M7	22,4	25	25	28	16	18
M8	25	28	28	31,5	18	20

**NOTA** Quando, conforme a equação dada em 5.2.1, determina-se um diâmetro mínimo de cabo e daí deduzem-se diâmetros mínimos de enrolamento nos tambores e polias, estes diâmetros de enrolamento podem ser mantidos mesmo que o diâmetro real do cabo utilizado seja até 25 % maior que o diâmetro calculado  $d$ , desde que o esforço de tração no cabo não ultrapasse o valor  $S$ .

### 5.3.2 Raio do fundo do gorne

A vida útil do cabo depende não somente do diâmetro das polias e tambores, mas também da pressão exercida entre o cabo e o canal de apoio do cabo.

As relações de enrolamento fornecidas na Tabela 4 são baseadas da hipótese de um raio do gorne de apoio  $r$ , onde

$$r = 0,53 \times d$$

sendo  $d$  o diâmetro nominal do cabo.

### 5.3.3 Meios de fixação dos cabos

As fixações dos cabos devem ser projetadas de modo a suportar uma força de tensão de 2,5 vezes a força de tensão máxima  $S$ , sem causar deformação permanente na fixação.

Os meios de fixar o cabo ao tambor devem ser projetados de uma forma que, levando-se em consideração o atrito das voltas que permanecerem em torno do tambor, a soma das forças de atrito e fixação suporte uma carga de 2,5 vezes a força de tensão máxima  $S$ .

O coeficiente de atrito entre o cabo e o tambor utilizado no cálculo deve ser:

$$\mu = 0,1$$

Quando o cabo estiver completamente desenrolado do tambor, pelo menos duas voltas completas do cabo devem permanecer no tambor antes da sua fixação.

## 5.4 Seleção das rodas para trilhos

Para selecionar uma roda para trilhos, seu diâmetro é determinado considerando-se:

- a) a carga na roda;
- b) a característica do material com o qual a roda é fabricada;
- c) o tipo de trilho sobre o qual a roda será transladada;
- d) a velocidade de rotação da roda;
- e) a classificação do mecanismo.

### 5.4.1 Diâmetro da roda

Para determinar o diâmetro de uma roda, as seguintes verificações devem ser efetuadas:

- a) a roda deve ser capaz de suportar a carga máxima à qual ela será submetida, e
- b) a roda deve permitir que o equipamento execute seu trabalho normal sem desgaste anormal.

Os dois requisitos são verificados pelas seguintes equações:

$$P_{mIII} \leq P_L \times C_{1m\acute{a}x.} \times C_{2m\acute{a}x.} \leq 1,38 \times P_L \approx 1,4 \times P_L$$



tomando-se:

$$C_1 \text{ máx.} = 1,2 \text{ e } C_2 \text{ máx.} = 1,15$$

e

$$\frac{P_{m \text{ I,II}}}{b \times D} \leq P_L \times C_1 \times C_2$$

onde

$D$  é o diâmetro da roda, expresso em milímetros (mm);

$b$  é a largura útil do trilho, expresso em milímetros (mm);

$P_L$  é a pressão limite que depende do material utilizado para a roda, expressa em newtons por milímetro quadrado (N/mm<sup>2</sup>);

$C_1$  é o coeficiente que depende da velocidade de rotação da roda;

$C_2$  é o coeficiente que depende do grupo do mecanismo;

$P_{m \text{ III}}$  é a carga média a ser suportada pela roda, no caso de solicitação III, em newtons (N), calculada de acordo com as equações 5.4.1.1;

$P_{m \text{ I, II}}$  é a carga média no caso I ou II.

#### 5.4.1.1 Determinação da carga média

Para determinar as cargas médias, considerar as cargas máximas e mínimas suportadas pela roda no caso de carga considerada, ou seja, com o equipamento em trabalho normal com carga nominal, porém omitindo o coeficiente dinâmico  $\Psi$  ao determinar a  $P_{m \text{ I, II}}$  e com o equipamento fora de serviço para  $P_{m \text{ III}}$ . Os valores de  $P_m$  são determinados pela seguinte equação nos três casos de solicitação I, II e III.

NOTA A  $P_{\text{mín.}}$  é determinada com o carro sem carga nominal, na extremidade oposta à roda considerada;  $P_{\text{máx.}}$  é determinada com o carro sustentando a carga nominal, na extremidade em que a roda está considerada.

$$P_{m \text{ I,II,III}} = \frac{(P_{\text{mín. I,II,III}} + 2 \times P_{\text{máx. I,II,III}})}{3}$$

#### 5.4.1.2 Determinação da largura útil do trilho $b$

Para trilhos com superfície de rolamento plana e largura total  $l$  com cantos arredondados de raio  $r$  em cada lado (ver Figura 6), tem-se:

$$b = l - 2 \times r$$



Para trilhos com superfície de rolamento convexa, tem-se:

$$b = l - 4 \times r / 3^2$$

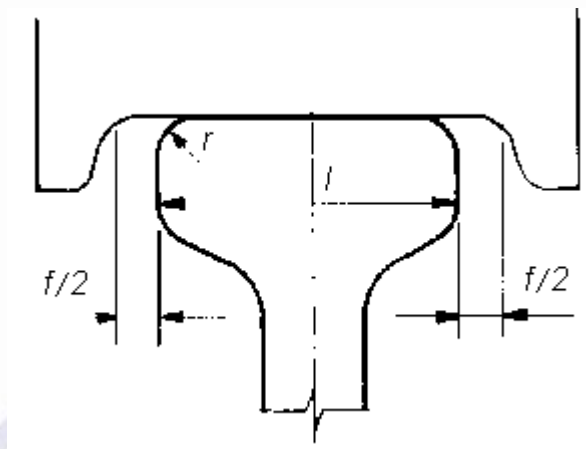


Figura 6 – Dimensões do trilho

#### 5.4.1.3 Determinação da pressão limite $P_L$

O valor de  $P_L$  é fornecido na Tabela 5 como uma função da tensão de ruptura do material com o qual a roda é fabricada.

Tabela 5 – Valor de  $P_L$

Tensão de ruptura do material para as rodas N/mm	$P_L^a$ N/mm <sup>2</sup>	Tensão de ruptura para o trilho N/mm <sup>2</sup>
$f_u > 500$	5,00	350
$f_u > 600$	5,60	350
$f_u > 700$	6,50	510
$f_u > 800$	7,20	510
$f_u > 900$	7,80	600
$f_u > 1\,000$	8,50	700
<sup>a</sup> A dureza da superfície de rolamento na profundidade de 0,01 $D$ pode ser levada em consideração ao selecionar o valor de $P_L$ .		

#### 5.4.1.4 Determinação do coeficiente $C_1$

Os valores de  $C_1$  dependem da velocidade de rotação da roda e são fornecidos na Tabela 6.

Estes mesmos valores também são fornecidos na Tabela 7 como uma função do diâmetro da roda e da velocidade, em metros por minuto (m/min).

<sup>2</sup> Para a mesma largura da cabeça do trilho, as equações de 5.4.1.2 fornecem uma largura de rolamento útil maior para trilhos convexos do que para trilhos planos. É levada em consideração uma melhor adaptação de um trilho um pouco mais convexo ao movimento de rolamento da roda.

Tabela 6 – Valor de  $C_1$ 

Velocidade de rotação da roda RPM	$C_1$	Velocidade de rotação da roda RPM	$C_1$	Velocidade de rotação da roda RPM	$C_1$
200	0,66	50	0,94	16	1,09
160	0,72	45	0,96	14	1,10
125	0,77	40	0,97	12,5	1,11
112	0,79	35,5	0,99	11,2	1,12
100	0,82	31,5	1,00	10	1,13
90	0,84	28	1,02	8	1,14
80	0,87	25	1,03	6,3	1,15
71	0,89	22,4	1,04	5,6	1,16
63	0,91	20	1,06	5	1,17
56	0,92	18	1,07		

Tabela 7 – Valores de  $C_1$  como uma função do diâmetro da roda e da velocidade de deslocamento

Diâmetro da roda mm	Valores de $C_1$ para velocidade de deslocamento m/min														
	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100	125	160	200	250
200	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66	–	–	–
250	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66	–	–
315	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66	–
400	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66
500	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72
630	1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77
710	–	1,16	1,14	1,13	1,12	1,1	1,07	1,04	1,02	0,99	0,96	0,92	0,89	0,84	0,79
800	–	1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82
900	–	–	1,16	1,14	1,13	1,12	1,1	1,07	1,04	1,02	0,99	0,96	0,92	0,89	0,84
1 000	–	–	1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87
1 120	–	–	–	1,16	1,14	1,13	1,12	1,1	1,07	1,04	1,02	0,99	0,96	0,92	0,89
1 250	–	–	–	1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91

#### 5.4.1.5 Determinação do coeficiente $C_2$

O coeficiente  $C_2$  depende da classificação do grupo do mecanismo e é fornecido na Tabela 8.

Tabela 8 – Valores de  $C_2$ 

Grupo de classificação do mecanismo	$C_2$
$M1$ e $M2$	1,25
$M3$ e $M4$	1,12
$M5$	1,00
$M6$	0,90
$M7$ e $M8$	0,80

#### 5.4.2 Considerações adicionais para seleção das rodas

As equações expressas nos itens 5.4.1, 5.4.1.1 e 5.4.1.2, são aplicáveis somente às rodas cujos diâmetros não excedam a 1,25 m. Para diâmetros maiores, as experiências demonstram que as pressões admissíveis entre o trilho e a roda devem ser diminuídas. O uso de rodas de diâmetro maior não é recomendado.

Deve ser observado que a limitação da pressão  $P_L$  é uma pressão de referência, determinada pela suposição de que o contato entre a roda e o trilho ocorre sobre uma superfície cuja largura útil é determinada anteriormente (ver 5.4.1.2.) e cujo comprimento é o diâmetro da roda. O método de cálculo estabelecido em 5.4.1.3 é derivado da aplicação da equação de Hertz, que pode ser expressa por:

$$\frac{\sigma_{cg}^2}{0,35 \times E} = \frac{P}{(b \times D)}$$

onde

$\sigma_{cg}$  é a tensão de compressão na roda e no trilho, expressa em newtons por milímetro quadrado ( $N/mm^2$ );

$E$  é o módulo da elasticidade do material, expresso em newtons por milímetro quadrado ( $N/mm^2$ );

$P$  é a carga da roda, expressa em newtons (N);

$b$  e  $D$  são conforme 5.4.1, expresso em milímetros (mm).

Tomando  $K_L$  para representar o valor  $\frac{\sigma_{cg}^2}{0,35 \times E}$ , que tem dimensão de pressão em newtons por milímetro quadrado ( $N/mm^2$ ), a equação caracteriza a pressão da roda sobre o trilho, e pode ser expressa como:

$$K_L = P / (b \times D)$$

A equação fornecida em 5.4.1 é obtida através da expressão:

$$K_L = P_L \times C_1 \times C_2$$

### 5.4.3 Determinação da folga lateral entre a roda e o trilho

A folga lateral entre a superfície de rolamento da roda e a largura total do boleto do trilho é determinada conforme a seguir:

a) carro:

- a folga lateral mínima,  $f_{\min.}$ , em qualquer caso, deve ser de 10 mm;

b) equipamento:

- a folga lateral mínima,  $f_{\min.}$ , deve ser de 20 mm para vãos até 15 m;
- para equipamentos montados em caminho de rolamento com classe de tolerância 1 da ABNT NBR 16197, com vão maior que 15 m:

$$f_{\min.} = 11 + 0,4 \times V + (0,012 \times V \times \Delta T)$$

- para equipamentos montados em caminho de rolamento com classe de tolerância 2 da ABNT NBR 16197, com vão maior que 15 m:

$$f_{\min.} = 13 + 0,4 \times V + (0,012 \times V \times \Delta T)$$

onde

$V$  é o vão, expresso em metros (m);

$\Delta T$  é a diferença entre a temperatura máxima do ambiente de operação do equipamento e a temperatura de referência (tomada como 25 °C), expressa em graus Celsius (°C);

$f_{\min.}$  é a folga mínima, expressa em milímetros (mm).

Entretanto, o valor de  $f_{\min.}$  fornecido pelas equações não pode ser superior a 40 mm.

Para as aplicações em que a folga requerida fornecida pelas equações indique valores maiores que 40 mm, devem ser previstas rodas sem flange e roletes guia atuando em um dos trilhos.

Para pórticos rolantes, pode ser utilizada construção com pernas articuladas de um dos lados.

As deformações do prédio sobre o qual está montado o caminho de rolamento do equipamento não podem exceder os valores estabelecidos na ABNT NBR 10084;

- c) a folga lateral efetiva a ser utilizada no carro ou no equipamento deve ser determinada pelo seu fabricante, respeitados os limites inferiores indicados em 5.4.3, baseados nas condições de funcionamento dos mesmos, bem como nas suas características geométricas. Cuidados especiais devem sempre ser tomados quando houver curvaturas no caminho de rolamento.

### 5.5 Projeto das engrenagens

A escolha do método para efetuar os cálculos das engrenagens é deixada a critério do fabricante, que deve indicar a origem do método adotado.

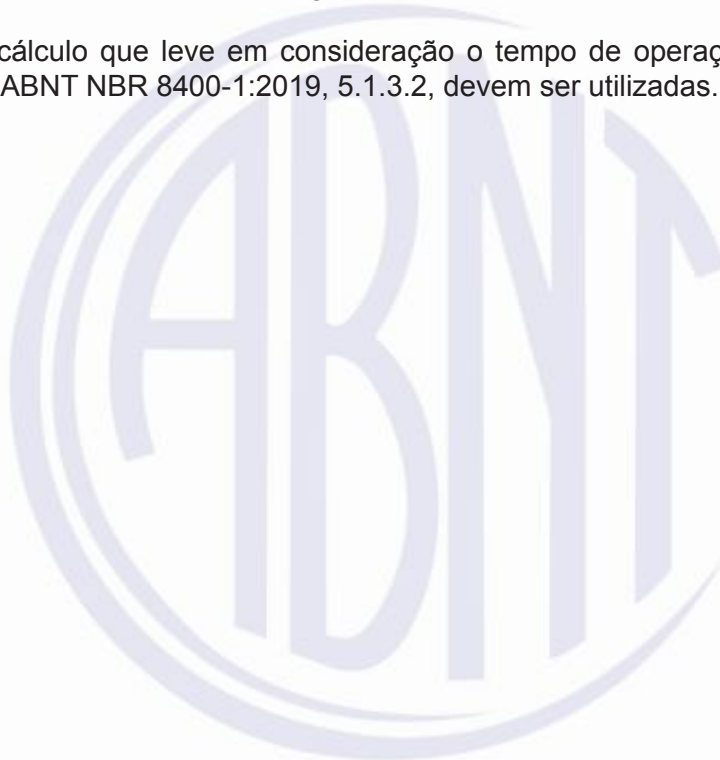
As seguintes normas ou métodos de cálculo podem ser utilizadas para efetuar os cálculos das engrenagens:

- DIN 3990-5 e DIN 3990-11;
- ISO 6336-2, ISO 6336-3 e ISO 6336-5.

As cargas a serem consideradas devem ser determinadas de acordo com as diretrizes fornecidas na ABNT NBR 8400-1:2019, 4.6.

Para o dimensionamento de engrenagens, o coeficiente  $q_m$  não é cumulativo com o fator de serviço ( $k_a$ ). Contudo este deve ser pelo menos igual a  $q_m$ .

No caso de um cálculo que leve em consideração o tempo de operação, as horas convencionais determinadas na ABNT NBR 8400-1:2019, 5.1.3.2, devem ser utilizadas.



## Anexo A (normativo)

### Determinação das tensões admissíveis em componentes de mecanismo sujeitos à fadiga

#### A.1 Generalidades

O limite de resistência à fadiga de um corpo de prova polido é um valor de laboratório que praticamente nunca é atingido pelas peças realmente utilizadas. Diversos fatores, como forma, tamanho, condição da superfície (qualidade da usinagem e possível corrosão induzem à descontinuidade resultando em “efeitos de entalhe”), diminuem a tensão admissível na peça, quando esta tensão é calculada por métodos elementares convencionais para a resistência dos materiais. Esses fatores são levados em consideração por meio de coeficientes denominados  $k_s$ ,  $k_d$ ,  $k_u$ ,  $k_c$ , sendo respectivamente, todos maiores ou iguais à unidade, pelo produto do qual o limite de resistência à fadiga para um corpo de prova polido é dividido.

Os estudos empreendidos para determinar estes fatores de concentração de tensões e suas consequências sobre os limites de resistência dos elementos são muito complexos sendo necessário, em geral, consultar obras especializadas que tratam do problema, como as referências listadas na Bibliografia.

O cálculo da tensão admissível à fadiga também pode ser construído com o método gradiente de tensão (ou método Siebel).

Este método é utilizado nas Referências Bibliográficas [1], [2], [3], [4].

#### A.2 Diretrizes relacionadas à determinação dos coeficientes $k_s$ , $k_d$ , $k_u$ , $k_c$

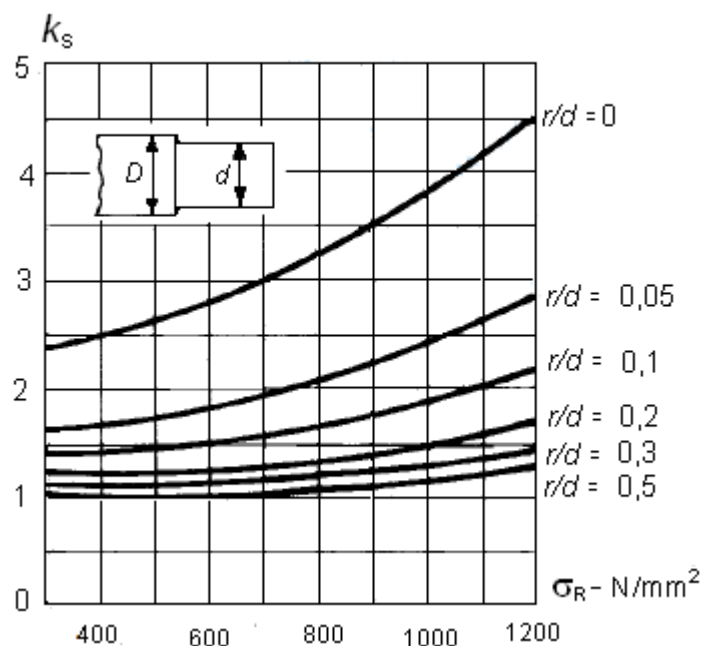
##### A.2.1 Determinação de $k_s$

Este coeficiente especifica as concentrações de tensões provocadas pelas mudanças da seção com o raio, canais circulares, furos transversais e o método de fixação dos cubos aos eixos.

As Figuras A.1 e A.2 fornecem os valores do coeficiente de forma  $k_s$  como uma função da tensão de ruptura do material, válido para o diâmetro  $D$  de 10 mm.

As curvas da Figura A.1 fornecem o coeficiente  $k_s$  para mudanças da seção da proporção  $D/d = 2$ , com correção pela Tabela A.1 para outros valores de  $D/d$ . As curvas da Figura A.2 fornecem alguns valores de  $k_s$  para furos, canais circulares e chavetas.



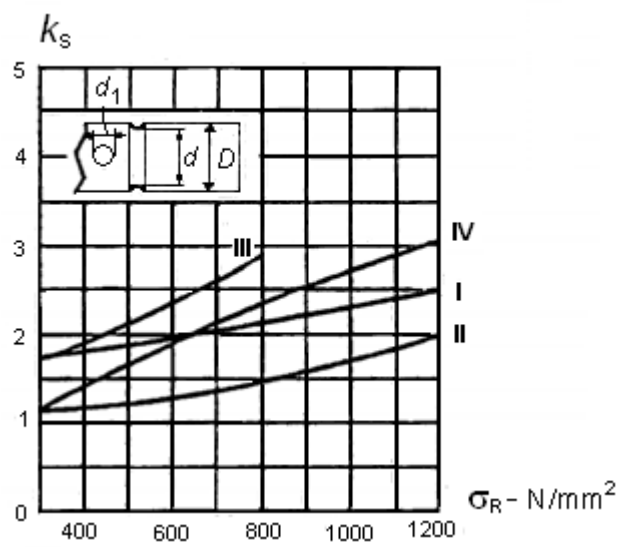


**Figura A.1 – Coeficiente de forma  $k_s$  (diâmetro  $D = 10$  mm,  $D/d = 2$ )**

Para outras proporções  $D/d$ ,  $k_s$  é lido sobre a curva ( $r/d$ ) e coeficiente  $q$ , característico para cada razão  $D/d$  (ver Tabela A.1 e exemplo em A.3.1).

**Tabela A.1 – Fatores de correção  $q$  para  $D/d \leq 2$**

Razão $D/d$	Coeficiente $q$
1,05	0,130
1,10	0,100
1,20	0,070
1,30	0,052
1,40	0,040
1,60	0,022
2,00	0



Curva:

- I – Furo transversal  $d_1=0,175\ d$ ;
- II – Canal circular: profundidade, 1 mm;
- III – Cubo chavetado;
- IV – Cubo com ajuste prensado.

Figura A.2 – Coeficiente de forma  $k_s$  (diâmetro  $D = 10\text{ mm}$ )

A.2.2 Determinação do coeficiente de tamanho  $k_d$

Para diâmetros maiores que 10 mm, o efeito da concentração de tensões aumenta, sendo este aumento compensado pela introdução do coeficiente de tamanho  $k_d$ . Os valores do coeficiente  $k_d$  são fornecidos na Tabela A.2 para valores de  $d$  variando entre 10 mm e 400 mm.

Tabela A.2 – Valores de  $k_d$

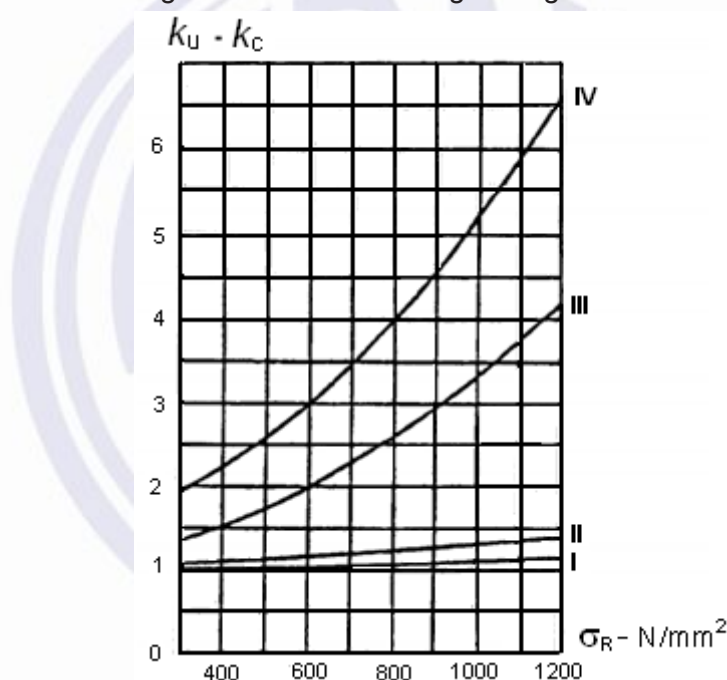
Diâmetro $d$ mm	Coeficiente $k_d$
10	1,00
20	1,10
30	1,25
50	1,45
100	1,65
200	1,75
400	1,80

### A.2.3 Determinação da condição da superfície do coeficiente $k_u$ , em função do método de usinagem

A experiência mostra que peças produzidas com um acabamento de alta rugosidade possuem um limite de resistência à fadiga menor do que as peças cuidadosamente polidas. Isso é considerado pela aplicação de um coeficiente de usinagem  $k_u$ , fornecido na Figura A.3, para o caso de uma superfície retificada ou com polimento fino com retífica e para o caso de uma superfície usinada com alta rugosidade.

### A.2.4 Determinação do coeficiente de corrosão $k_c$

A corrosão pode ter um efeito muito importante no limite de resistência à fadiga de aços, levando-se em conta a aplicação do coeficiente  $k_c$ . A Figura A.3 fornece os valores deste coeficiente  $k_c$  para os casos de corrosão devido à água doce e devido à água salgada.



Valores de  $k_u$ :

- Curva I Superfície retificada e com polimento fino,
- II Superfície com usinagem de alta rugosidade.

Valores de  $k_c$ :

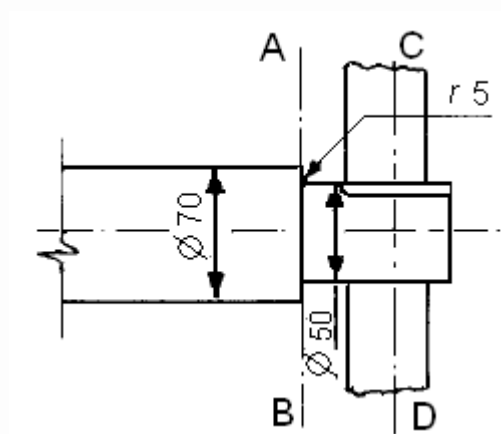
- Curva III Superfície corroída por água doce,
- IV Superfície corroída por água salgada.

**Figura A.3 – Valores do coeficiente de usinagem  $k_u$  e coeficiente de corrosão  $k_c$**

## A.3 Exemplo de aplicação

### A.3.1 Exemplo nº 1

Eixo em aço com limite de resistência à ruptura de 550 Mpa, com mudança de seção (ver Figura A.4). diâmetros  $D = 70$  mm e  $d = 50$  mm, com raio de transição  $r = 5$  mm, usinado em torno, com roda chavetada. Considera-se o componente classificado no grupo E4.



**Figura A.4 – Detalhes do eixo**

Assumindo que o eixo suporta um carregamento alternado ( $\kappa = -1$ ), é possível adotar:

$$\sigma_{bw} = 0,5 \times 550 = 275 \text{ N/mm}^2$$

Seção A-B:

$$D/d = 70/50 = 1,4;$$

$$r/d = 5/50 = 0,1.$$

Determinação do coeficiente de forma,  $k_s$ :

Para  $D/d = 1,4$  tem-se:

$$q = 0,04 \text{ (Tabela A.1).}$$

A partir da curva  $(r/d) + q = 0,1 + 0,04 = 0,14$ , determina-se a interpolação:

$$k_s = 1,4 \text{ (Figura A.2).}$$

Determinação de  $k_d$  (tamanho)

Para  $d = 50$ , tem-se:

$$k_d = 1,45 \text{ (Tabela A.2).}$$

Determinação de  $k_u$  (usinagem)

Para uma peça usinada em um torno, tem-se:

$$k_u = 1,15 \text{ (Figura A.3, curva II).}$$

A partir dos valores anteriores, é determinado:

$$\sigma_{wk} = 275 / (1,4 \times 1,45 \times 1,15) = 117,8 \text{ N/mm}^2$$

Para  $\kappa = -1$  tem-se:

$$\sigma_d = \sigma_{wk} = 117,8 \text{ N/mm}^2$$

$$c = \log(2\,000\,000/8\,000) / \log(550/117,8) = 3,58$$

Para o grupo E4, a tensão crítica é, portanto:

$$\sigma_k = \sigma_d \times 2^{(8-4)/c} = 117,8 \times 2^{(4/3,58)} = 255,4 \text{ N/mm}^2$$

O coeficiente de segurança  $v_k$  é dado por:

$$v_k = 3,2^{1/c} = 3,2^{(1/3,58)} = 1,38$$

A tensão admissível  $\sigma_{af}$  é, portanto:

$$\sigma_{af} = 255,4 / 1,38 = 184,6 \text{ N/mm}^2$$

Para a Seção C-D, tem-se:

$$k_s = 2,2 \text{ (ver Figura A.2);}$$

$$k_d = 1,45 \text{ (mesmo valor, ver Tabela A.2);}$$

$$k_u = 1,15 \text{ (mesmo valor, ver Figura A.3, curva II);}$$

Consequentemente:

$$\sigma_{wk} = 275 / (2,2 \times 1,45 \times 1,15) = 75,0 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_d = \sigma_{wk} = 75,0 \text{ N/mm}^2$$

$$c = \log(2\,000\,000/8\,000) / \log(550/75) = 2,77$$

$$\sigma_k = 75 \times 2^{(4/2,77)} = 204 \text{ N/mm}^2$$

$$v_k = 3,2^{1/2,77} = 1,52$$

$$\sigma_{af} = 204 / 1,52 = 134 \text{ N/mm}^2$$

## A.3.2 Exemplo nº 2

Considera-se eixo cujo espectro de tensão inicial é fornecido na Tabela A.3

Tabela A.3 – Espectro de tensão inicial

Nível	$\sigma_i$ N/mm <sup>2</sup>	$\sigma/\sigma_{\text{máx.}}$	$n_i$ (real)	$n_i$ (efetivo)
1	200	1	10 000	10 000
2	160	0,8	50 000	50 000
3	125	0,625	200 000	200 000
4	90	0,45	1 500 000	1 500 000
5	80	0,4	5 000 000	2 000 000
6	71	0,355	20 000 000	0
7	63	0,315	50 000 000	0
				$n = \Sigma n_i = 3\,760\,000$

De acordo com a ABNT NBR 8400-1:2019.

$$n = 3,76 \times 10^6$$

Este mecanismo pertencente à classe de utilização B8 (ver ABNT NBR 8400-1:2019, 5.1.4.2).

$c = 3$  (inclinação da curva de Wöhler para o componente).

Calcula-se o fator de espectro  $k_{sp}$  (ver ABNT NBR 8400-1:2019, 5.1.4.3):

$$\begin{aligned}
 k_{sp} &= 1 \times \frac{10^4}{3,76 \times 10^6} + 0,8^3 \times \frac{5 \times 10^4}{3,76 \times 10^6} + 0,625^3 \times \frac{2 \times 10^5}{3,76 \times 10^6} + 0,45^3 \times \frac{1,5 \times 10^6}{3,76 \times 10^6} + 0,4^3 \times \frac{2 \times 10^6}{3,76 \times 10^6} \\
 &= 0,0026 + 0,006809 + 0,012986 + 0,036353 + 0,034043 \\
 &= 0,09285
 \end{aligned}$$

O fator  $k_{sp}$  calculado pertence à classe de espectro P1 e, consequentemente, ao grupo de componente E6 (ver ABNT NBR 8400-1:2019, 5.1.4.4).

O limite de fadiga do componente é:  $\sigma_d = 100 \text{ N/mm}^2$  (ver 4.3.4).

A resistência à fadiga do eixo é (ver 4.3.6):

$$\sigma_k = 2^{\left(\frac{8-j}{c}\right)} \times \sigma_d = 2^{\left(\frac{8-6}{3}\right)} \times 100 = 158 \text{ N/mm}^2$$

O fator de segurança é (ver 4.3.7):

$$v_k = 3,2^{1/c} = 3,2^{1/3} = 1,4736$$



A tensão admissível para o eixo é:

$$\sigma_{af} = \frac{\sigma_k}{v_k} = \frac{158}{1,473} = 107,3 \text{ N/mm}^2$$

A tensão máxima calculada é:

$$\sigma = 200 \text{ N/mm}^2 \quad \sigma = 200 \text{ N/mm}^2 > \sigma_{af} = 107,3 \text{ N/mm}^2$$

O eixo não é aceitável segundo o critério de fadiga, devido à amplitude de tensão máxima atuante ser maior do que o valor admissível.

Se a equação alternativa de resistência à fadiga proposta em 4.3.6 for utilizada, tem-se:

$$\sigma_k = \frac{\sigma_d}{\left(k_{sp} \times \frac{n}{2 \times 10^6}\right)^{1/c}} = \frac{100}{\left(0,09285 \times \frac{3\,760\,000}{2\,000\,000}\right)^{1/3}} = 178,9 \text{ N/mm}^2$$

A tensão admissível do eixo é:

$$\sigma_{af} = \frac{\sigma_k}{v_k} = \frac{178,9}{1,473} = 121,5 \text{ N/mm}^2$$

A tensão máxima calculada é:

$$\sigma = 200 \text{ N/mm}^2 \quad \sigma = 200 \text{ N/mm}^2 > \sigma_{af} = 121,5 \text{ N/mm}^2$$

O eixo ainda não é aceitável à fadiga, devido à amplitude de tensão máxima ser maior do que o valor admissível.

## **Anexo B** (informativo)

### **Comentários sobre a seleção de cabos e fator de segurança**

A vida útil do cabo de elevação depende de fatores inerentes à construção do cabo (fatores internos) e às características do equipamento de elevação e do sistema de passagem do cabo (fatores externos).

Os principais fatores externos são a carga de tração no cabo, os diâmetros das polias, o tipo de trabalho e o número de ciclos.

Esses fatores irão, a princípio, determinar os diâmetros de enrolamento do cabo.

A Figura B.1 mostra a relação entre a tensão de tração, os diâmetros da polia e a vida útil (número de flexões alternadas que causam falha) para um determinado cabo (de diâmetro de 16 mm).

De acordo com este diagrama, quanto maior for o diâmetro da polia e menor for a tensão de tração, maior será a vida útil do cabo.

Na Figura B.2 é mostrada a influência da construção do cabo sobre a sua vida útil. Cabos de maior flexibilidade, ou seja, maior número de fios, têm melhor desempenho para uma mesma relação  $D/d$  e nível de tensão.

Por outro lado, também os cabos compactados, para número de fios equivalentes, o mesmo nível de tensão e a relação  $D/d$ , apresentam vida útil maior que os cabos convencionais.

Os diâmetros de enrolamento devem ser determinados de modo a assegurar uma vida útil razoável do cabo antes de sua substituição.

O método de cálculo baseado em fatores de segurança mínimos e em diâmetros de enrolamento mínimos (como uma função do diâmetro do cabo) não possibilita as condições para que uma vida útil razoável seja atingida. As cargas e o tipo de utilização dos mecanismos dos equipamentos de elevação diferem consideravelmente de um equipamento para outro. Como consequência, estes valores podem estar muito elevados em certos casos (por exemplo, para uma ponte rolante de casa de força) ou muito baixos em outros casos (por exemplo, para ponte rolante com caçamba em trabalhos pesados).

Mesmo se os fatores de segurança tiverem sido escolhidos de acordo com o grupo do mecanismo, o cálculo dos diâmetros de enrolamento com base nestes fatores de segurança pode não resultar em um bom projeto devido aos motivos descritos a seguir.

Para o fabricante, é desejável utilizar cabos com os menores diâmetros possíveis, a fim de obter os menores diâmetros para as polias e tambores. Para um determinado fator de segurança, este objetivo é alcançado utilizando arame de maior resistência e um cabo com o maior fator de preenchimento possível. Mesmo assim, a vida útil de um cabo cujo diâmetro tenha sido calculado desta maneira nem sempre é a vida ideal.

Um cabo de diâmetro idêntico, cujo arame seja de uma resistência menor (por exemplo, 1 600 N/mm<sup>2</sup> em vez de 2 200 N/mm<sup>2</sup>) e o fator de preenchimento seja maior (por exemplo, oito pernas em vez de seis), pode ter uma vida útil maior apesar do fator de segurança menor.

Outra dificuldade origina-se do fato de que o fator de segurança está relacionado à resistência à ruptura, cuja especificação difere de um país para outro. Os fatores de segurança não possuem o mesmo significado se eles se relacionam com a resistência à ruptura determinada de diferentes maneiras.

Existem quatro tipos de resistência à ruptura para os cabos:

- resistência à ruptura calculada: seção transversal do cabo multiplicada pela resistência do arame ao qual ele é composto;
- resistência à ruptura teórica: resistência fornecida pela soma das cargas de ruptura dos arames utilizados no cabo;
- resistência à ruptura real: carga obtida por ensaio de tração até a ruptura do cabo;
- resistência à ruptura nominal: carga mínima de ruptura assegurada pelo fabricante do cabo.

Quando um cabo é determinado pelo uso de um fator de segurança que esteja relacionado à resistência à ruptura real ou resistência à ruptura nominal, o fabricante tende a adotar cabos nos quais a perda devido ao tipo de torção do cabo (diferença entre a resistência à ruptura teórica e a resistência à ruptura real) é a menor possível, a fim de se obter um diâmetro de cabo menor. A perda devido ao tipo de torção do cabo, no entanto, não está relacionada à resistência do cabo à flexão repetida. Uma vida útil satisfatória para cabos não pode, deste modo, ser obtida com este método de cálculo.

Isso demonstra que o fator de segurança não é uma base adequada para a determinação dos diâmetros de enrolamento requeridos para assegurar uma vida satisfatória do cabo sob flexão alternada. De fato, este método irá sempre evitar que a melhor solução seja obtida.

Uma vez que é difícil para o fabricante levar em consideração a influência destes diferentes fatores, é preferível determinar o diâmetro  $d_{\min.}$  do cabo simplesmente como uma função da carga de tração  $S$ , a partir da seguinte equação:

$$d_{\min.} = C \times \sqrt{S}$$

onde  $C$  é um coeficiente que depende exclusivamente do grupo do mecanismo.

Nos casos onde os cabos não rotativos são utilizados (por exemplo, guindastes de torres nos quais a carga é suspensa a partir de um único cabo) e para operações de manuseio de cargas perigosas (por exemplo, metal líquido), os valores de  $C$  são aumentados acima dos valores normais a fim de compensar as construções de cabo desfavoráveis ou o risco maior.

O valor de  $C$ , o fator de segurança referente à resistência à ruptura teórica  $Z_p$  e o fator de preenchimento do cabo  $f$  (relação entre a área metálica do cabo e a área correspondente ao diâmetro nominal do cabo) são determinados pela seguinte equação:

$$C = \sqrt{\frac{Z_p}{\left(\pi \times k \times f \times \frac{R_0}{4}\right)}}$$

onde  $R_0$  é a tensão de ruptura do arame utilizado no cabo, expressa em newtons por milímetro quadrado ( $\text{N/mm}^2$ )

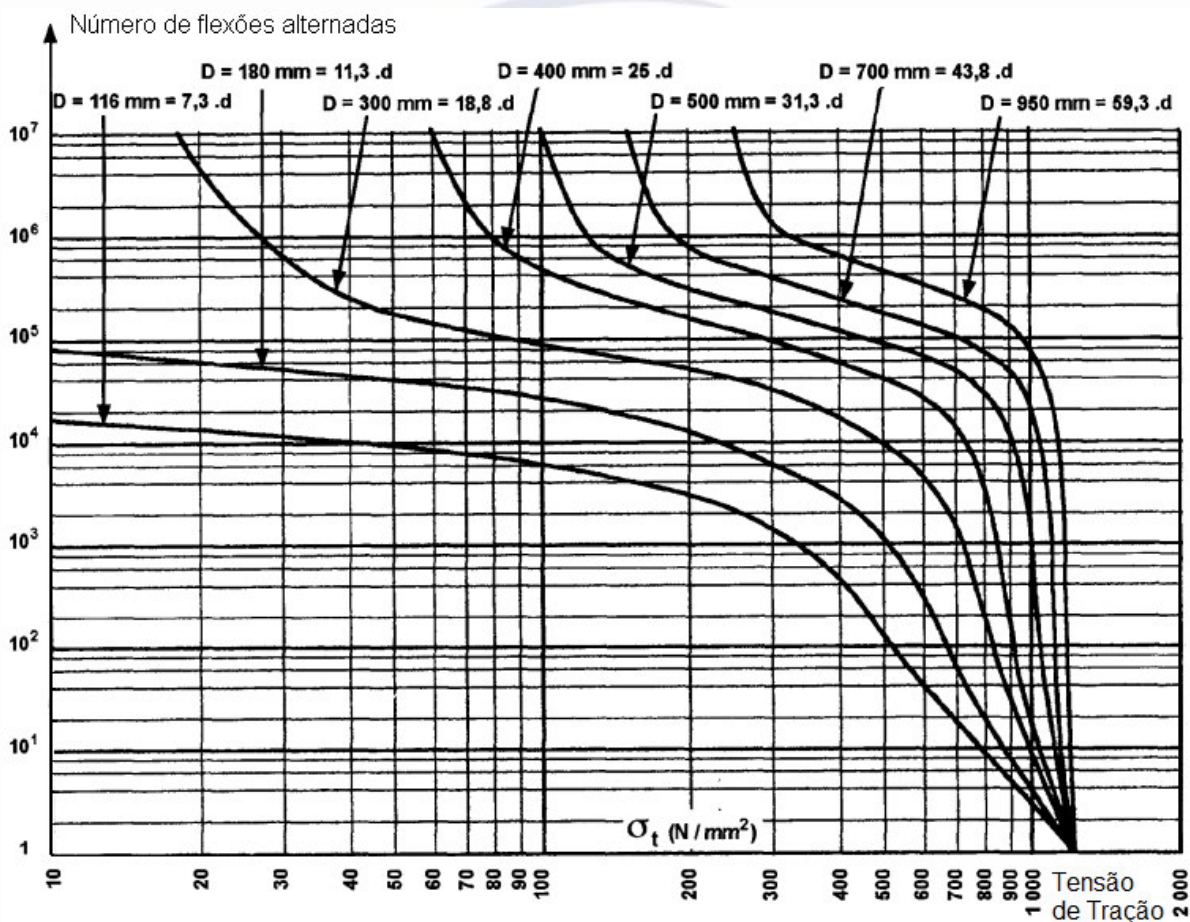
Os valores de  $C$  são aplicáveis aos cabos fabricados com arames com resistência de  $1.600 \text{ N/mm}^2$ ,  $1.800 \text{ N/mm}^2$ ,  $2.000 \text{ N/mm}^2$  ou  $2.200 \text{ N/mm}^2$ . Quando excepcionalmente, o uso for feito de um cabo

composto de arames com resistência de  $1.400 \text{ N/mm}^2$ , o diâmetro do cabo deve ser aumentado adequadamente.

O fabricante do cabo ou o fabricante do equipamento de levantamento deve escolher a composição e a seção transversal do cabo, para o diâmetro mínimo calculado  $d$ , para se adequar às condições de passagem do cabo em particular, considerando os mais recentes progressos tecnológicos.

A Figura B.3 ilustra a influência na vida esperada da variação do diâmetro do cabo em relação ao valor ideal calculado. Valores muito acima do ideal podem resultar em redução da vida útil do cabo.

A Figura B.1 demonstra a influência do número de flexões alternadas requeridas para provocar falha (vida útil).



Cabo de torção Lang, diâmetro de 16 mm ( $6 \times 19$ ), seis cordões de 19 fios de 1 mm de diâmetro,  $R_0 = 1.400 \text{ N/mm}^2$ .

Polias de ferro fundido com canal usinado de raio  $r = 8,5 \text{ mm}$ .

**Figura B.1 – Influência do diâmetro  $D$  da polia e da tensão  $\sigma_t$  na vida útil de um cabo**

A Figura B.2 mostra um comparativo quanto à vida medida em número de flexões, entre cabos de diferentes construções, para um mesmo nível de tensão  $\sigma_t$  e mesma relação  $D/d = 25$ .

A Figura B.3 ilustra a influência na vida útil do cabo da variação do diâmetro em relação ao valor ideal calculado.

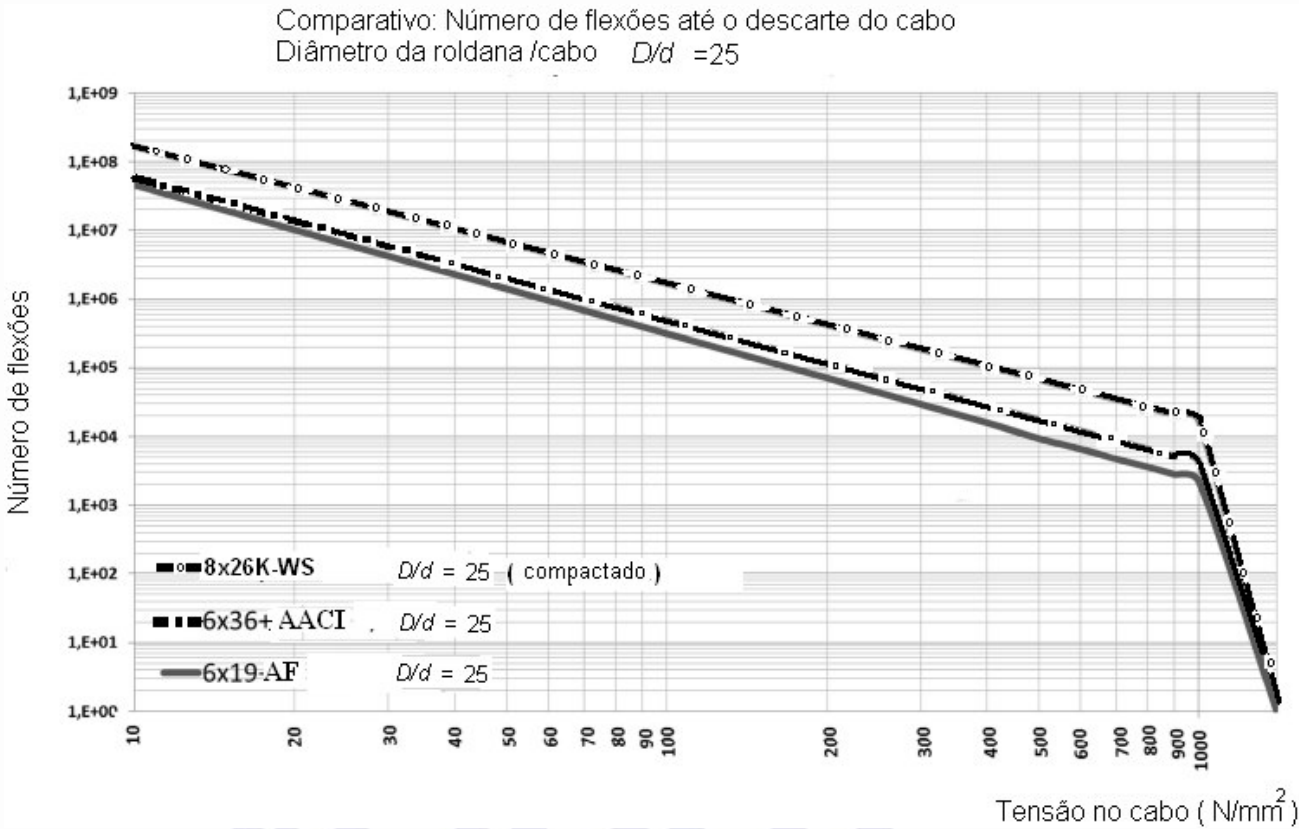
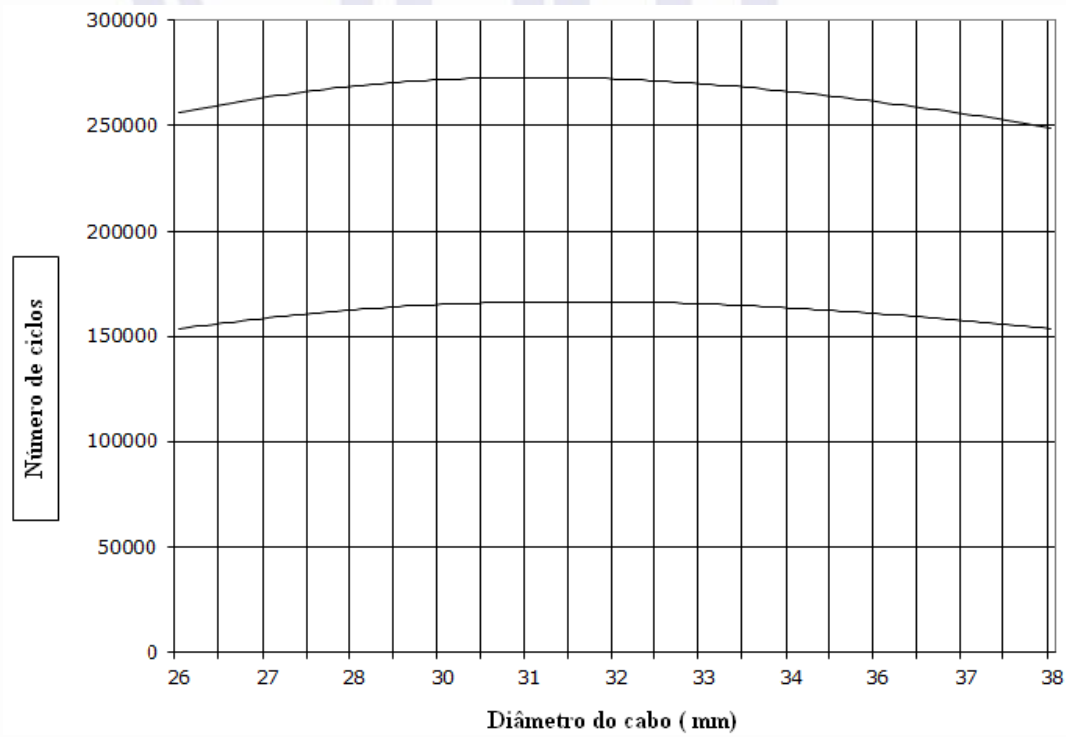


Figura B.2 – Comparativo de vida útil em número de flexões para diferentes tipos de cabos



NOTA O valor ideal do diâmetro do cabo é de 32 mm.

Figura B.3 – Influência da variação do diâmetro do cabo em relação ao valor ideal calculado para duas situações de carga



## Anexo C (informativo)

### Considerações na determinação do diâmetro mínimo de enrolamento para cabos

Não há diâmetros mínimos de polia e tambores abaixo dos quais um cabo não possa mais ser operado, nem há um diâmetro mínimo absoluto requerido para diferentes tipos de cabos.

A vida útil de um cabo é progressivamente reduzida com a diminuição dos diâmetros da polia e do tambor, se outras condições permanecerem inalteradas.

A Figura C.1 mostra o padrão de comportamento de um cabo em particular.

A fim de assegurar uma vida útil apropriada do cabo, os diâmetros mínimos de enrolamento  $D$  devem ser determinados como uma função da classificação do grupo do mecanismo envolvido, pela seguinte equação:

$$D/d \geq H$$

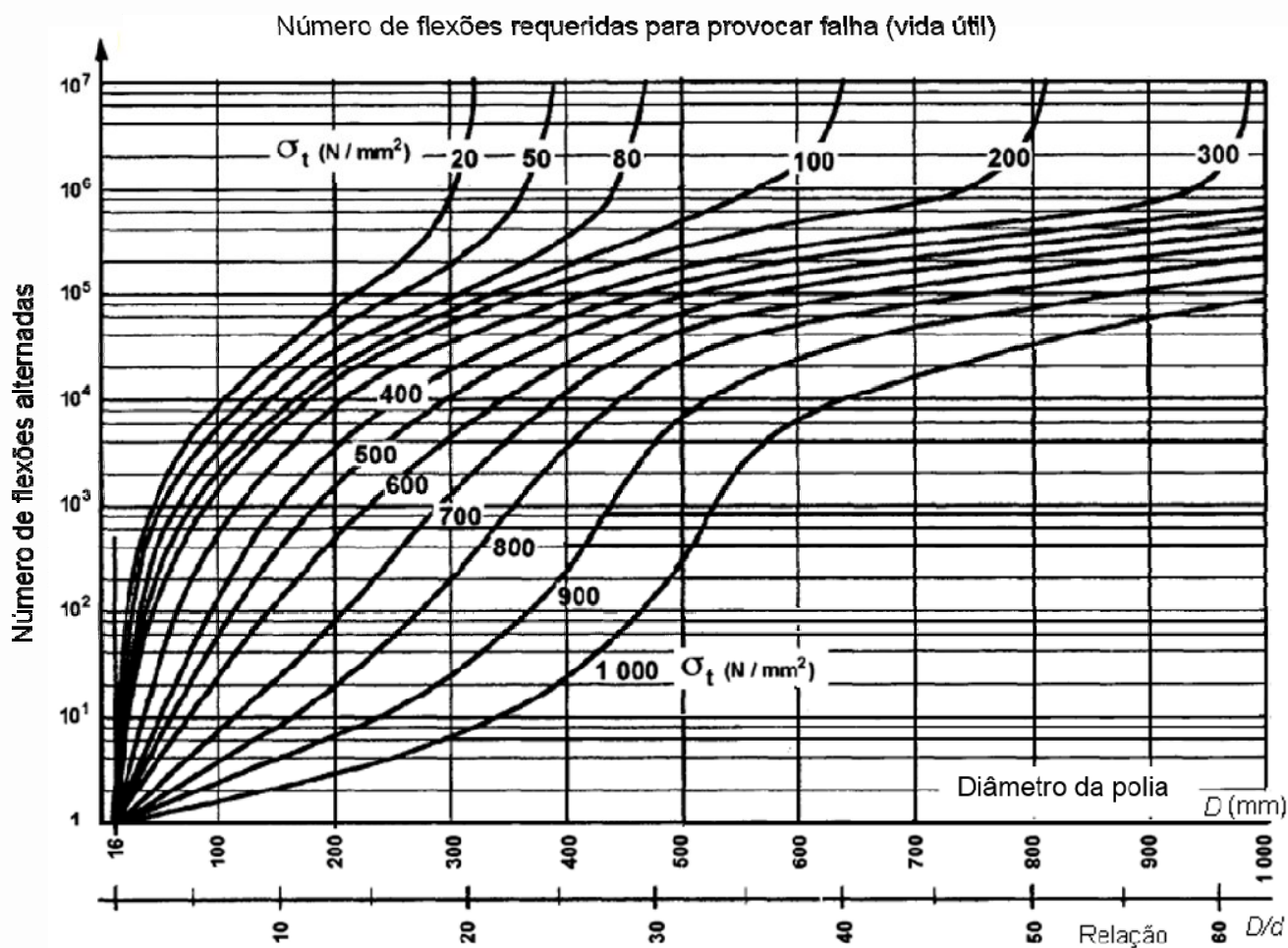
Onde  $d$  é o diâmetro nominal do cabo e  $H$  é um coeficiente escolhido de acordo com o grupo no qual o mecanismo é classificado, tornando-se maior quando o trabalho é mais intenso.

O coeficiente  $H$  é maior para polias do que para tambores porque, no decorrer de um ciclo de operação, o cabo é submetido a duas vezes mais flexões sobre uma polia (cabo reto, cabo dobrado, cabo reto) do que em um tambor (cabo reto, cabo dobrado).

O coeficiente  $H$  é menor para polias de equalização devido ao cabo ser submetido a menos flexões e do movimento que normalmente é muito limitado. Estas polias devem, apesar disso, ser dimensionadas com referência ao número de flexões.

Condições de enrolamento desfavoráveis (por exemplo, passagem por diversas polias, flexões reversas ou o uso de cabos não-giratórios cuja construção é menos favorável para flexões) devem ser compensadas por um aumento apropriado que assegure uma vida útil do cabo, proporcional à classificação do grupo do mecanismo.





Cabo de torção Lang, diâmetro de 16 mm ( $6 \times 19$ ), seis cordões de 19 fios de 1 mm de diâmetro,  $\sigma_R = 1\,400$  N/mm<sup>2</sup>.

Polias de ferro fundido com canal usinado de raio  $r = 8,5$  mm.

**Figura C.1 – Influência do diâmetro  $D$  da polia e da tensão  $\sigma_t$  na vida útil de um cabo**

## Bibliografia

- [1] Niemann, G. Maschinenelemente. Band 1, Berlin, Gottingen, Heidelberg: Springer, 1975
- [2] Niemann, G. Maschinenelemente. Band 2, Berlin, Gottingen, Heidelberg: Springer, 1983
- [3] Decker, K.-H. Maschinenelemente. München: Carl Hanser, 1982
- [4] Pope, J.A. Metal Fatigue, London: Chapman and Hall Ltd.
- [5] Cazaud, R. La Fatigue des Metaux. Paris: Dunod
- [6] Grover, N.J.; Gordon, S.A.; Jackson, R.L. Fatigue of Metals and Structures. London: Thames and Hudson
- [7] Siebel, E..Handbuch für Werkstoffprüfung. Berlin, 1958
- [8] Brand, A. Calcul des pièces à la fatigue – Methode du gradient. CETIM, 1980
- [9] FKM. Forschungskuratorium Maschinenbau e. V. (Hrsg.): Festigkeitsnachweis. Projeto Nr. 154, FKM-Boletim 183-1, Frankfurt, 1994
- [10] DIN 743: Tragfähigkeit von Wellen und Achsen. Teile 1-4, Berlin: Beuth, April 1996