

起重机械设计规范

第 3 册

结构应力计算

目 录

3.1 钢材质量选择	(64)
3.1.1 影响脆性破坏因素的评价	(64)
3.1.1.1 影响因素 A, 纵向残余拉伸应力和自重拉伸应力的联合作用	(64)
3.1.1.2 影响因素 B, 构厚件度 t	(64)
3.1.1.3 影响因素 C, 低温影响	(66)
3.1.2 确定所要求的钢材质量组别	(67)
3.1.3 钢材质量	(69)
3.1.4 特殊规范	(69)
3.2 有关弹性极限的核算	(70)
3.2.1 除连接之外的结构件	(70)
3.2.1.1 承受简单拉伸或压缩的构件	(70)
3.2.1.2 承受剪力的构件	(70)
3.2.1.3 承受复合载荷——等效应力的构件	(70)
3.2.2 连接情况	(71)
3.2.2.1 剪切铆钉	(71)
3.2.2.2 螺栓连接	(72)
3.2.2.2.0 概述	(72)
3.2.2.2.1 具有可控预紧力的拉力螺栓连接	(72)
3.2.2.2.2 承受平行于连接平面的力的螺栓连接	(74)
3.2.2.3 焊接连接	(76)
3.3 构件抗失稳的核算	(77)
3.4 构件抗屈曲的核算	(78)
3.5 大变形结构的情况	(79)
3.6 构件抗疲劳的核算	(80)
3.6.1 协定循环次数和应力谱	(80)
3.6.2 使用的材料和切口效应	(80)
3.6.3 确定最大应力 σ_{\max}	(80)
3.6.4 极值应力之间的比值 K	(80)
3.6.5 构件抗疲劳的核算	(80)

附 录

A.3.2.2.2.3. 具有可控予紧力的高强度螺栓连接的设计	(82)
A.3.2.2.3. 焊接连接的应力	(84)
A.3.3. 和 A.3.4. 结构件抗失稳和屈曲的核算	(85)
A.3.6. 结构件抗疲劳的核算	(86)

引 言

按 2.3. 节所定义的三种载荷情况确定发生在各结构件中的应力。并进行验算以保证相对于下述三种可能的失效原因所对应的极限应力有足够的安全系数 ν ：

1. 超过弹性极限；
2. 超过失稳或屈曲临界载荷；
3. 超过疲劳极限。

所采用的钢材的质量必须给予说明，物理性能，化学成份和焊接性能必须由材料制造厂加以保证。

所采用材料的许用应力按后面 3.2., 3.3., 3.4. 和 3.6. 节的规定参照材料的极限应力加以确定。

这些极限应力对应为：弹性极限(实际上用与临界极限延伸率相对应的应力)，失稳或屈曲临界应力或就疲劳而言为经过试验存活率为 90% 时的应力。

结构件的应力根据 2.3. 节所述的不同载荷情况应用一般的材料力学计算顺序进行计算。

计算用的金属截面对于所有受压的部分(*)，应是毛截面(即不扣除孔的面积)，对所有受拉的部分，应是净截面(即扣除孔的面积)

对于受弯构件，应采用半净截面，受拉区取净截面受压区取毛截面。但是，为了简化计算，可以用净截面的截面模量或者用半净截面对毛截面中和轴的截面模量。

(*)只有在孔加上铆钉或螺栓时，孔的面积才包括在横截面积内。

3.1. 钢材质量选择

设计规范对结构提出的抗屈服、抗失稳和抗疲劳失效的安全性核算要求并不能保证抗脆性破坏的安全性。

为了获得足够的抗脆性破坏的安全性，必须根据影响脆性破坏的条件来选择钢材的质量。

在钢结构中，影响脆性破坏敏感性的最重要因素是：

A. 纵向残余拉伸应力同自重拉伸应力的联合作用

B. 构件厚度

C. 低温影响

A.B.C 的影响用分数来评定，所要求的钢材质量依总分数而定。

3.1.1. 影响脆性破坏因素的评价

下面，对 3.1. 节所提到的影响因素 A、B 和 C 进行评价，且用数量来表示。

3.1.1.1. 影响因素 A：纵向残余拉伸应力和自重拉伸应力的联合作用。

图 3.1.1.1. 中三条线 I、II 和 III 的方程式

线 I：无焊缝或只有横向焊缝

$$Z_A = \frac{\sigma_G}{0.5 \cdot \sigma_a} - 1$$

只对 $\sigma_G \geq 0.5 \sigma_a$ 有效

线 II：纵向焊缝

$$Z_A = \frac{\sigma_G}{0.5 \cdot \sigma_a}$$

线 III：焊缝汇聚

$$Z_A = \frac{\sigma_G}{0.5 \cdot \sigma_a} + 1$$

σ_a = 相对于弹性极限，载荷情况 I 时的许用拉伸应力。

σ_G = 由永久载荷，例如自重引起的拉伸应力。

Z_A = 对影响因素 A 的评价系数

高度应力集中，特别是三向拉伸应力，如焊缝汇聚情况下，脆性破坏的危险性增加，如果低应力的构件的焊接后进行消除残余应力的处理(约 600~650℃)，线 I 可用于各种焊缝类型。

3.1.1.2. 影响因素 B：构件厚度 t

t = 构件厚度(mm)

Z_B = 影响因素 B 的评价系数

从 t=5 至 t=20mm

$$Z_B = \frac{9}{2500} t^2$$

从 t=20 至 t=100mm

$$Z_B = 0.65\sqrt{t-14.81} - 0.05$$

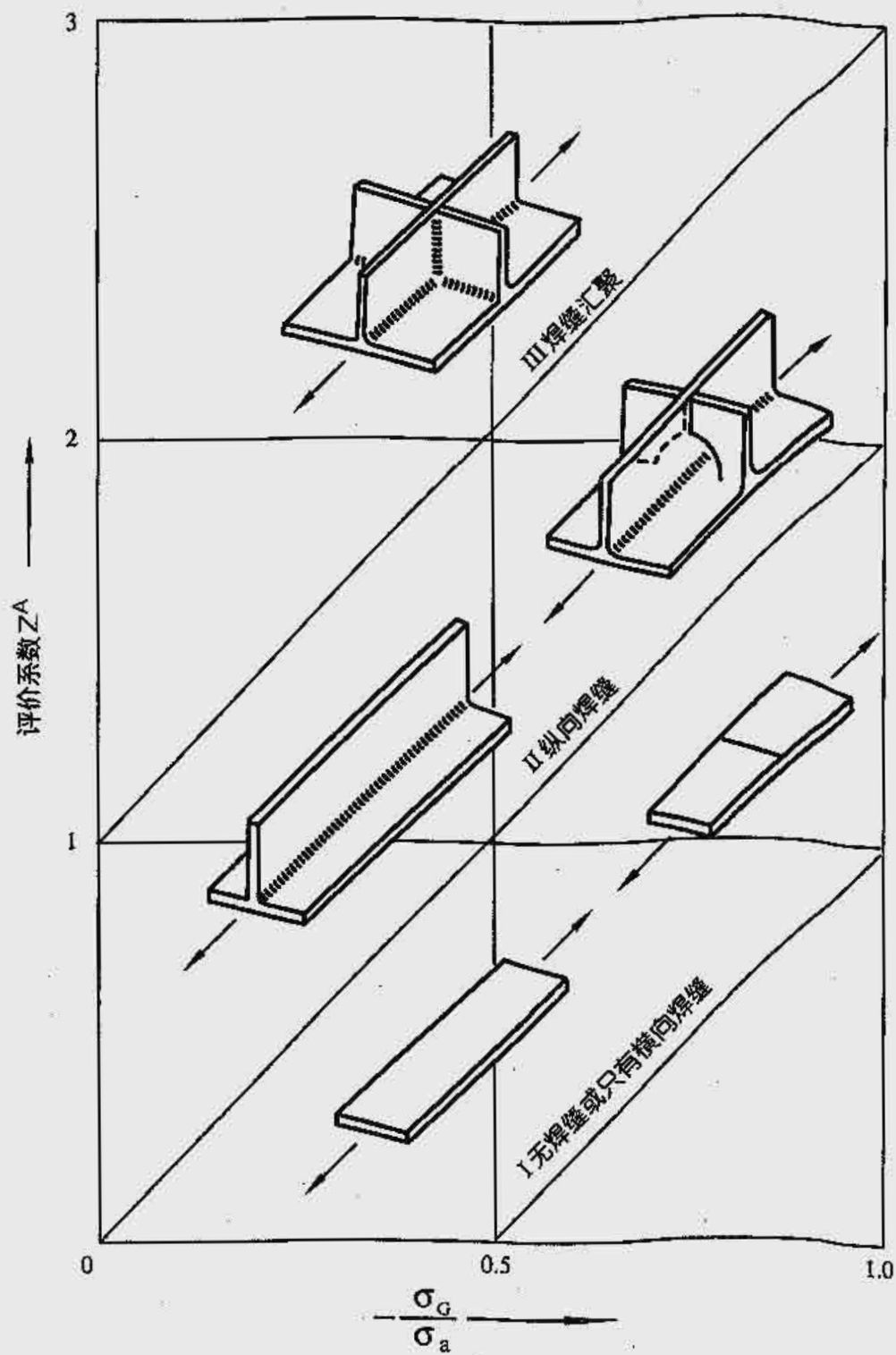


图 3.1.1.1.

Z_A 与应力和焊缝的关系

t mm	Z_B	t mm	Z_B	t mm	Z_B
5	0.1	16	0.9	60	4.3
6	0.15	20	1.45	65	4.55
7	0.2	25	2.0	70	4.8
8	0.25	30	2.5	75	5.0
9	0.3	35	2.9	80	5.2
10	0.4	40	3.2	85	5.4
12	0.5	45	3.5	90	5.6
15	0.8	50	3.8	95	5.8
		55	4.0	100	6.0

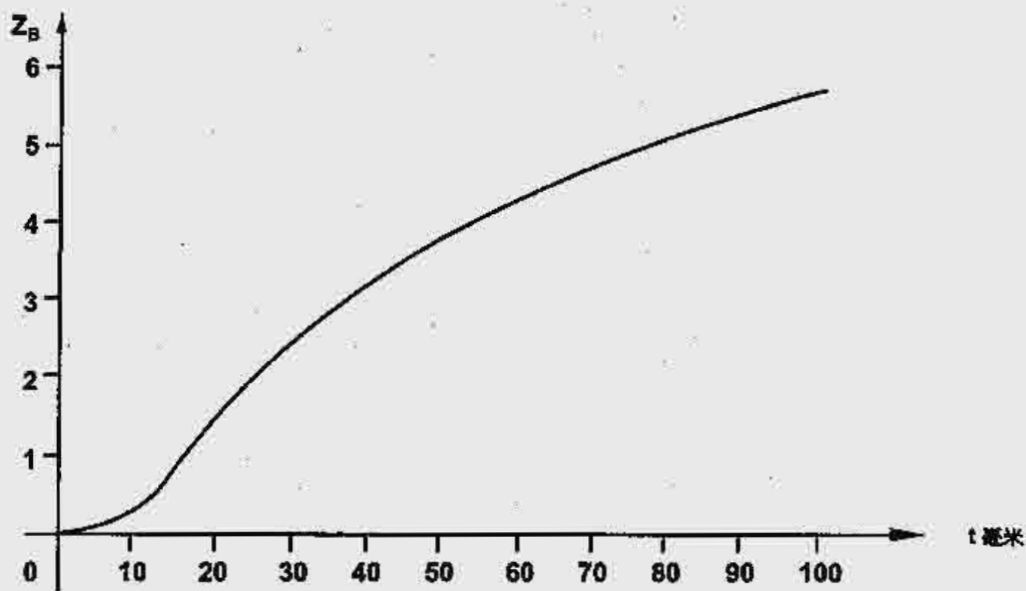


图 3.1.1.2.
评价系数 $Z_B = f(t)$

对轧制型钢，应采用假想厚度 r 来进行评价，这是：

对圆截面 $r = \frac{d}{1.8}$

对方截面 $r = \frac{t}{1.8}$

对矩形截面 $r = \frac{b}{1.8}$

式中， b 表示矩形的长边，而二边的比 $b/t < 1.8$ 。 $b/t > 1.8$ 时， $t^* = t$

3.1.1.3. 影响因素 C：低温影响

按起重机安装地点的最低温度来决定它的等级。这个温度一般说来要低于工作温度。

$T =$ 安装地点温度(°C)

$Z_c =$ 对影响因素 C 的评价系数 评价系数 $Z_c = f(t)$

从 $T = 0^\circ\text{C}$ 至 $T = -30^\circ\text{C}$ 取

$$Z_c = \frac{6}{1600} \cdot T^2$$

从 $T = -30^\circ\text{C}$ 至 $T = -55^\circ\text{C}$ 取

$$Z_c = \frac{-2.25 \cdot T - 33.75}{10}$$

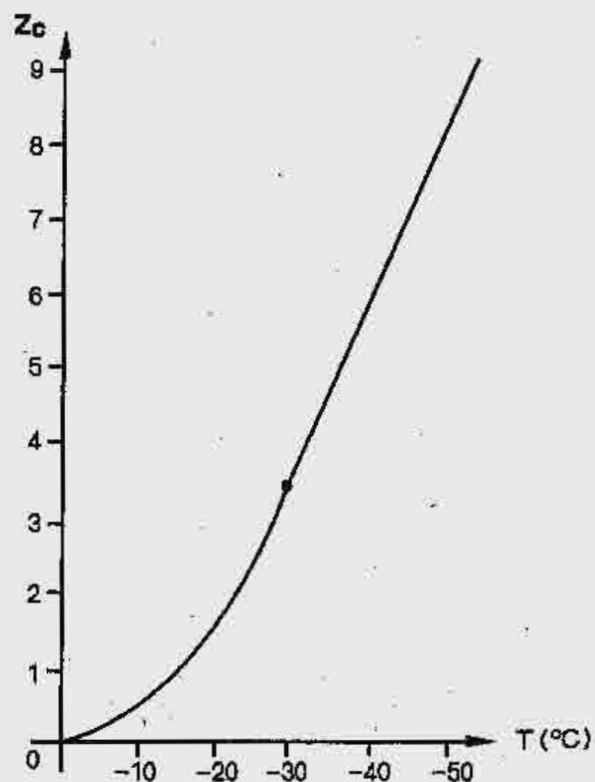


表 3.1.1.3.

T(°C)	Z _c	T(°C)	Z _c
0	0.0	-30	3.4
-5	0.1	-35	4.5
-10	0.4	-40	5.6
-15	0.8	-45	6.7
-20	1.5	-50	7.9
-25	2.3	-55	9.0

3.1.2. 确定所要求的钢材质量组别

由 3.1.1. 节的评价系数的总和来确定钢结构对钢材的最低质量要求, 表 T.3.1.2. 给出了与评价系数总和有关的质量组别分级。

如果评价系数总和大于 16 或者无法得到所要求的钢材质量, 就有必要采取特殊措施来得到对于抗脆性破坏安全性所必须的钢材质量, 这要与材料专家一起来确定。

表 T.3.1.2.

与评价系数总和有关的质量组别分级

3.1.1. 节内的评价系数的总和 $\Sigma Z = Z_A + Z_B + Z_C$	表 T.3.1.3. 中对应的质量组别
< 2	1
< 4	2
< 8	3
< 16	4

表 T.3.1.3.

质量组别

质量组别	ISOR ¹⁴⁸ ISO 尖口试验中测得 的冲击韧性 $N \cdot m/cm^2$	试验温度 T_c °C	同质量组别相对应的 钢材牌号	标准
1			Fe 360-A Fe 430-A	Euronorm 25
			St 37-2 St 44-2	DIN 17100
			E 24-1	NFA 35-501
			43 A 50 B *	BS 4360 1972
2	35	+20°	Fe 360-B Fe 430-B Fe 510-B	Euronorm25
			R St 37-2 St 44-2	DIN 17100
			E 24 (A37)-2 E 26 (A42)-2 E 36 (A52)-2	NF A 35-501
			40 B 43 B *	BS 4360 1972
3	35	0°	Fe 360 Fe 430 Fe 510	Euronorm 25
			St 37-3U St 44-3U St 52-3U	DIN 17100
			E 24(A37)-3 E 26(A42)-3 E 36(A52)-3	NF A 35-501
			40 C 43 C 50 C 55 C *	BS 4360 1972
4	35	-20°	Fe 360-D Fe 410-D Fe 510-D	Euronorm 25
			St 37-3N St 44-3N St 52-3N	DIN 17100
			E 24(A37)-4 E 26(A42)-4 E 36(A52)-4	NF A 35-501
			40 D 43D 50 D 55E *	BS 4360 1972

*BS.4360 钢材的试验要求并不在所有情况下都同 Euronorm 和其他国家标准相一致。BS.4360 钢材所确保的冲击试验性能可能与同一质量组别的其他钢材不一样。BS4360 中给出了冲击试验性能。如果要求方面同 BS.4360 确保的性能不一样，就必须得到钢材供应商的同意。

3.1.3. 钢材质量 (P213, 与国内钢材差异较大, 可不理)

本设计规范中的所讲的钢材质量是指在确定温度下钢材所显示的韧性性能。

钢材被分成四个质量组别, 钢材所划归的组别是根据钢材在给定的试验条件和温度条件下的冲击韧性来确定的。

表 T.3.1.3. 内有四个质量组别的冲击韧性值和试验温度。

所给示的冲击韧性值是最小值, 是三次试验的平均值, 其中任何一次值不得低于 $20\text{Nm}/\text{cm}^2$

冲击韧性值是根据 ISOR₁₄₈ 和 Eurororm 45-63V 型切口冲击试验来确定的。

不同质量组别的钢材可以焊接在一起。

T_c 是 V 型切口冲击试验的试验温度

T 是起重机安装地点的温度

T_c 和 T 没有直接的可比性, 因为 V 型切口冲击试验的条件比起重机工作或非工作时的载荷条件更不利。

3.1.4. 特殊规范

选择钢材质量, 除上述条款外还要遵守以下规定:

1. 组别 1 中的非镇静钢, 只有当轧制型钢和钢管的厚度不超过 6 毫米时, 才能用于承载结构。
2. 厚度超过 50mm 的构件不要用于焊接承载结构, 除非制造厂在焊接厚板方面有丰富的经验, 在这种情况下, 钢材的质量及其试验必须由专家来确定。
3. 如果零件要进行半径和板厚之比 < 10 的冷弯加工, 则钢材质量必须适合于弯折或冷压摺边。

3.2 有关弹性极限的核算

这一核算对实际结构件和对铆钉、螺栓或焊接的连接应有所区别。

3.2.1. 除连接之外的结构件

3.2.1.1. 承受简单拉伸或压缩的构件

1) 对于弹性极限 σ_E 与极限抗拉强度 σ_R 之比值 < 0.7 的钢材

计算应力 σ 必须不超过由弹性极限应力 σ_E 除以系数 v_E 而得到的最大许用应力 σ_a 。系数 v_E 取决于

2.3. 节所定义的载荷情况。

v_E 值和许用应力为:

v_E 值	情况 I	情况 II	情况 III
	1.5	1.33	1.1
许用应力 σ_a	$\sigma_E/1.5$	$\sigma/1.33$	$\sigma_E/1.1$

对于现行生产的碳钢 A.37-A.42-A.52(亦叫作 E.24-E.26-E.36 或 F_e360-F_e510)，极限应力 σ_E 一般取为与 0.2% 延伸率相对应的应力。

表 T3.2.1.1.

A.37-A.42-A.52 钢的 σ_E 和 σ_a 值

钢 号	弹性极限 σ_E N/mm^2	最大许用应力 σ_a		
		情况 I	情况 II	情况 III
		N/mm^2	N/mm^2	N/mm^2
E.24(A.37, Fe 360)	240	160	180	215
E.26(A.42)	260	175	195	240
E.36(A.52, Fe 510)	360	240	270	325

2) 对于高弹性极限钢 ($\sigma_E/\sigma_R > 0.7$)

对于比值 σ_E/σ_R 大于 0.7 的高弹性极限钢，用系数 v_E 不足以保证充分的安全储备，在这种情况下，应采用由下式给出的许用应力 σ_a 进行验算：

$$\sigma_a = \frac{\sigma_E + \sigma_R}{\sigma_{E.52} + \sigma_{R.52}} \cdot \sigma_{a.52}$$

式中：

σ_E 和 σ_R 为所考虑钢材的弹性极限和极限抗拉强度

$\sigma_{E.52}$ 和 $\sigma_{R.52}$ 为 A.52 钢的弹性极限和极限抗拉强度，分别为 $360N/mm^2$ 和 $510N/mm^2$

$\sigma_{a.52}$ 为 A.52 钢在所考虑的载荷情况时的许用应力

3.2.1.2. 承受剪切的构件

许用剪切应力 τ_a 按下式计算：

$$\tau_a = \frac{\sigma_a}{\sqrt{3}}$$

σ_a 为许用拉伸应力

3.2.1.3. 承受复合载荷—等效应力的构件

σ_x 、 σ_y 和 τ_{xy} 分别为在某给定点上的两个正应力和剪切应力，核算应如下进行：

1. 两个应力 σ_x 和 σ_y 中的每一个小于 σ_a ， τ_{xy} 小于 τ_a
2. 等效应力 σ_{cp} 小于 σ_a ，即

$$\sigma_{cp} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} < \sigma_a$$

当使用这个公式时，一个简单的方法是 σ_x 、 σ_y 和 τ_{xy} 都取最大值，但实际上如果这三个应力不可能同时出现最大值时，则这样的计算将得出过大的等效应力。

不管怎么说，简单的计算方法由于是偏保守的故总是可以采用的。

假如希望进行更精确的计算，就必须确定实际上可能出现的最不利组合，因此，必须相继计算下面三种组合下的等效应力来进行三次核算：

$\sigma_{x\max}$ 和相应的 σ_y 和 τ_{xy} 应力

$\sigma_{y\max}$ 和相应的 σ_x 和 τ_{xy} 应力

$\sigma_{xy\max}$ 和相应的 σ_x 和 σ_y 应力

注：要注意的是当三个应力中有两个值接近相等，且大于许用应力的一半时，三个值的最不利组合可能不是发生在与上述三种组合，即三个应力中有一个应力为最大值相对应的载荷情况下，而是发生与此不同的其它载荷情况下。

特殊情况：

——拉伸(或压缩)同剪切的组合

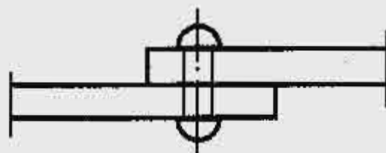
核算下列公式：

$$\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} < \sigma_a$$

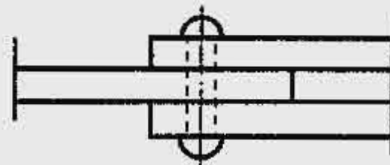
3.2.2. 连接情况

3.2.2.1. 铆接连接

1. 剪切铆钉



单剪



双剪或复剪

考虑到压紧力的作用，计算剪切应力 τ 不得超过：

$$\tau = 0.6 \sigma_a \quad \text{单剪情况下}$$

$$\text{和 } \tau = 0.8 \sigma_a \quad \text{双剪或复剪情况下}$$

这里， σ_a 为铆钉材料的许用拉伸应力

2. 拉力铆钉

计算拉伸应力 σ 不得超过：

$$\sigma = 0.2 \sigma_a$$

3. 拉、剪联合作用下的铆钉

必须核算下列条件：

$$\sigma < 0.2 \sigma_a$$

$$\text{和 } \tau < 0.6 \sigma_a \quad \text{对单剪}$$

$$\text{或 } \tau < 0.8 \sigma_a \quad \text{对双剪}$$

4. 承压强度

孔壁上的承压应力 σ_n 不得超过：

$$\sigma_n < 1.5 \sigma_a \quad \text{对单剪}$$

$$\sigma_n < 2 \sigma_a \quad \text{对双剪}$$

5. 有关铆接连接的注意事项

- a) 应避免铆钉受拉, 特别是对主要构件;
- b) 所有的连接至少必须有两个铆钉沿受力方向排列。

3.2.2.2. 螺栓连接

3.2.2.2.0. 概述

螺栓连接可能会受到由垂直于连接方向(拉力螺栓连接)的作用力所引起的应力, 由平行于连接面的作用力所引起的应力以及由垂直和平行于连接面的作用力共同引起的应力。

3.2.2.2.1. 具有可控予紧力的拉力螺栓连接

1. 概述

具有可控予紧力的拉力螺栓连接是这样一种连接, 连接内的主拉力顺着螺栓、螺钉或螺杆轴线方向, 同时连接受有在没有任何外载荷情况下加上去的予紧力。对所有容易遭受疲劳的接头推荐采用这种连接。

必须注意确保螺栓不遭受剪切载荷, 这些螺栓并不属于高强度螺栓一类, 但是如果满足 3.2.2.2.2.3. 节的条件, 可以使用。

要注意确保螺栓的正确拧紧和紧固状态的持久性(容差 $\pm 10\%$), 引入系数 $\Omega = 1.1$ 来考虑这一容差。

在对螺栓进行予紧固时, 在拉伸和扭转载荷联合作用下的应力不应超过弹性极限的 80%, 要考虑到实施予紧固时有一定的离散性。

2. 接头许用载荷的计算

A. 予紧力的计算

a) 带扭转紧固

$$\sigma_b = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_b^2} < 0.8\sigma_E$$

式中:

$$\tau_b = \frac{2d_2\sigma_p}{d_t} \left(\frac{P_a}{\pi d_2} + 1.155\mu \right)$$

式中:

σ_p = 紧固作用下的理论拉伸应力

τ_b = 紧固作用下的扭转应力

d_2 = 螺纹根部直径

d_t = 螺栓标称直径

P_a = 螺距

μ = 螺纹中的摩擦系数

σ_E = 螺栓材料的弹性极限

b) 不带扭转紧固

$$\sigma_b < 0.8\sigma_E$$

B. 连接(指一个螺栓——译注)的许用载荷 F_1 要进行两种核算:

a) 在最大载荷下, 考虑安全系数 k 和 k' 后, 螺栓的弹性极限不得被超过。

确定:

$$\sigma_1' = \sqrt{\sigma_E^2 - 3\tau_b^2}$$

核算:

$$\frac{F_1}{S_b} < \frac{\sigma_1' - \sigma_p}{KK' \delta_b}$$

式中:

S_b = 根部截面积 < 螺栓杆的截面积

$$\delta_b = \frac{\Delta l_1}{\Delta l_1 + \Delta l_2}$$

Δl_1 = 在予紧力作用下被夹紧件的缩短量

Δl_2 = 在予紧力作用下螺栓的伸长量

对组装的钢质零件, 计算 Δl_1 时所用截面积取为:

$$S_{eg} = \frac{\pi}{4} [(S_f + \frac{l_k}{10})^2 - D_f^2]$$

式中

S_f = 螺栓头下的支承直径

l_k = 被夹紧零件的长度

D_f = 螺栓孔直径

若螺栓杆径同螺纹根部直径相差甚大, 且有相当长的螺纹部分留在应力区内, 则计算 Δl_2 时应全面考虑这一因素。

b) 在最大载荷下, 考虑系统 Ω , K' 和 K'' 后, 零件间不应发生分离。

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{S_b} < \frac{\sigma_p^*}{KK''(1-\delta_b)\Omega}$$

安全系数 K , K' 和 K'' :

K 取决于被夹紧零件的表面状况(机加工面 $K=1$);

K' 与有关弹性极限的安全度相对应, 按表 3.2.2.2 选取;

K'' 与抗零件分离的安全度相对应。

表 T.3.2.2.2.

	情况 I	情况 II	情况 III
K'	1.50	1.33	1.1
K''	1.3	1	1

注: 表中的安全系数 K' 和 K'' 没有考虑予紧力的离散性, 因此用此系数进行上述校核时, 应针对由离散造成的最不利情况。

C. 疲劳核算

仅对情况 I 的载荷进行螺栓疲劳核算

在工作载荷 F_1 作用下, 实际拉伸应力在下面两值间变化。

$$\sigma_p \text{ 和 } \sigma_p + \frac{F_1 \cdot \delta_b}{S_b}$$

必须核算下式:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{S_b} < \frac{2 \sigma_A}{\delta_b}$$

σ_A 是给出于下图内的最大疲劳许用应力的幅值

对任何其他类型的螺栓或设计方法, σ_A 值至少应确保有相等程度的抗疲劳安全度。

任何合格试验都应根据 ISO 规范 3800/1, 用许多应力 $\sigma_m = 0.8R_E$ ($R_E = \sigma_E$) 进行。

下述 ISO 螺栓用的曲线图:

- 标准螺纹
- 8.8, 10.9, 12.9 等级
- 轧制后热处理的冷轧螺纹

* 式中 K 原文误为 K' —— 译注

3.2.2.2.2. 承受平行于连接平面的力的螺栓连接

1. 受剪螺栓(精制螺栓)

优先用于有预载和无预载非脉动应力的场合

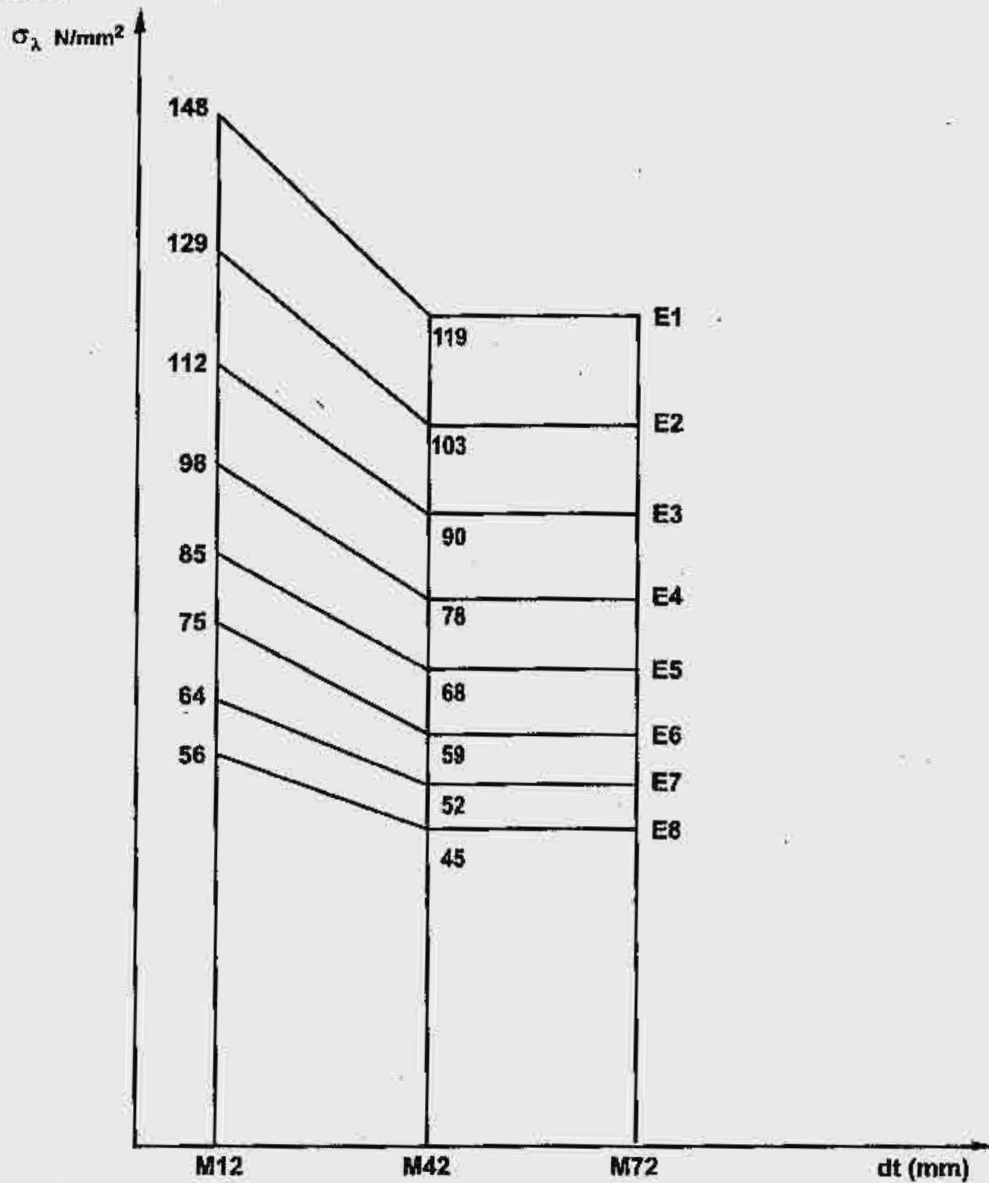
下面的核算以接头在正确条件下实施连接为先决条件,即采用符合ISO公差精制螺栓(车削或冷轧),螺栓杆贴合在被装配零件所钻孔的全部长度上。

孔必须是钻孔和铰孔,符合ISO公差。

粗制螺栓只允许用于不传递重载的次要接头。禁止将他们用于易受疲劳的接头。

螺栓杆上的计算应力 τ 不应超过 3.2.2.1.1. 节中给出的铆钉用的值。

承压应力不应超过 3.2.2.1.4. 节中指出的值



最大疲劳许用应力的幅值

2. 受拉、剪联合作用的螺栓应进行如下核算:

$$\sigma < 0.65 \sigma_a$$

$$\text{和 } \tau < 0.6 \sigma_a \quad \text{对单剪}$$

$$\text{或 } \tau < 0.8 \sigma_a \quad \text{对双剪}$$

$$\text{和 } \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} < 0.8 \sigma_a$$

螺栓的许用应力限制为:

$$\sigma_a = 0.7 \sigma_{E(0.2)} \quad \text{对于正常制作的螺栓}$$

$$\sigma_a = 0.8 \sigma_{E(0.2)} \quad \text{对于防脱丝构造的螺栓}$$

这里, $\sigma_{E(0.2)}$ 为螺栓材料的 0.2% 试验应力

3. 具有可控予紧力的高强度螺栓连接(H.S.)

对于易受疲劳且主要载荷平行于连接平面的组合件推荐采用这种连接型式, 用高强度螺栓连接的构件有以下几种受载方式:

A. 作用在连接平面内的载荷(代号 T)

在这种情况下, 载荷有促使接触零件相对滑移的倾向, 其力由摩擦传递。为了决定能由摩擦传递的每个螺栓的许用载荷 T_a , 必须考虑螺栓在紧固之后存在的拉伸力 F 。这个力乘上接触面的摩擦系数 μ , 得到每个螺栓能承受的极限力, 再用与 3.2.1.1. 节给定值相同的安全系数 v_T 除以这个极限力, 即:

$$\begin{aligned} v_T &= 1.5 \quad \text{对载荷情况 I} \\ &= 1.33 \quad \text{对载荷情况 II} \\ &= 1.1 \quad \text{对载荷情况 III} \end{aligned}$$

得每个螺栓的许用载荷为: $T_a = \frac{\mu \cdot F}{v_T} \cdot m$ m 为摩擦面个数

螺栓的拉伸力 F 取决于紧固时所用的扭矩, μ 值取决于构件的材质、接触表面状态和处理方法, 附录 A-3.2.2.2.3. 对这个问题有所介绍。

B. 重直于连接平面的力(代号 N)

要根据 3.2.2.2.1. 节通过对垂直于组合件表面的力的计算, 来进行核算

如果螺栓连接接头受到外加力偶 M , 必须确定受载最大的螺栓的拉力载荷。若螺栓原先已受拉力载荷 N , 则应将前者加到已有的拉力载荷 N 上去。

C. T.N 和 M 型联合载荷

必须进行两种核算

a) 对于受力最大的螺栓, 由 N 和 M 形成的拉伸力之和应低于 3.2.2.2.1. 节所述的许用拉伸力。

b) 由摩擦传递的平均载荷应低于下列值:

$$T = \frac{\mu \cdot (F - N)}{v_T} \cdot m$$

D. 被连接接件的应力的确定

对受压构件按毛截面(不减去孔的横截面积)计算应力。

对受拉构件, 有两种情况:

第一种情况: 螺栓置于重直于载荷方向的一个单列内, 下列条件必须核算:

a) 毛截面受总载荷

b) 净截面(减去孔的横截面积)受总载荷的 60%

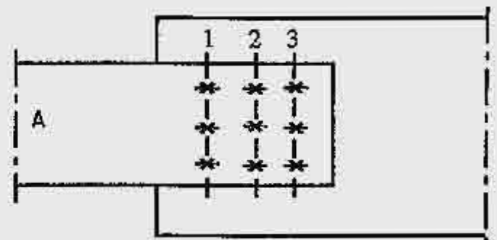
第二种情况: 几列螺栓垂直于载荷方向

必须分析受载最大的截面(对于构件 A 为对应于第 1 列的截面——见图), 并核算下面二个条件:

a) 毛截面受总载荷

b) 净截面受由第 2 列和第 3 列传递来的总载荷(对图示的情况, 也就是连接总载荷的 2/3)加上第一列载荷的 60%。

这里假定了载荷在所有的螺栓之间是均匀地分配的, 并且螺栓列数较少, 因为假如列数太多的话, 最后的螺栓只受很小的载荷, 因此, 推荐使用的螺栓列数不要大于二列, 最多只能用三列。



E. 高强度螺栓连接的装配

必须强调上述有关高强度螺栓连接安全性的核算仅对按常规方法装配的连接有效。它要求控制螺栓的予紧力和对接触表面进行予处理, 以获得合适的摩擦系数。

进一步的说明见附录 A-3.2.2.2.3.

3.2.2.3. 焊接连接

在焊接连接中，假定熔敷金属至少具有与母材一样好的性能。

必须验证在纵向拉伸和压缩的情况下，焊缝中产生的应力不超过 3.2.1.1. 节中给出的许用应力 σ_a 。焊缝中的剪切许用应力 τ_a 由下式给出：

$$\tau_a = \frac{\sigma_a}{\sqrt{2}}$$

然而，对某些载荷型式，特别是焊缝中的横向应力，其最大许用等值应力要降低。

表 T.3.2.2.3. 根据不同的载荷型式汇总了一些钢材的最大许用等值应力。

表 T.3.2.2.3.
焊缝中最大许用等值应力(N/mm²)
A.37(Fe360)-A.42-A.52(Fe510)钢

载荷型式	A.37			A.42			A.52		
	Case I	Case II	Case III	Case I	Case II	Case III	Case I	Case II	Case III
所有焊缝型式的纵向等值应力	160	180	215	175	195	240	240	270	325
横向拉伸应力									
①对接焊缝和特别质量的K-焊缝	160	180	215	175	195	240	240	270	325
②普通质量K-焊缝	140	158	185	153	170	210	210	236	285
③贮角焊缝	113	127	152	124	138	170	170	191	230
横向压缩应力									
①对接焊缝和K-焊缝	160	180	215	175	195	240	240	270	325
②贴角焊缝	130	146	175	142	158	195	195	220	265
剪切所有焊缝型式	113	127	152	124	138	170	170	191	230

附录 A-3.2.2.3. 对焊接连接提供了一些补充资料

3.3 构件抗失稳的核算 (P221)

指导原则是，对易于失稳的构件进行设计时，其安全裕量必须与相对于弹性限度所采用的安全裕量相同，换句话说，在实际失稳应力已经确定后，最大许用应力应为失稳应力除以3.2.1.1.节中所规定的相应系数1.5或1.33或1.1。

制造厂可以任意选择实际的计算方法，但必须指出所选择方法的出处。

如果所选用的方法是用一个取决于构件长细比的失稳系数 ω 乘以计算应力，然后核算这个扩大后的应力是否仍低于某个许用应力，则此许用应力应取3.2.1.1.节中所规定的值。

注：附录A-3.3将讲述如何根据上述要求，应用各种经典的计算方法。

3.4 构件抗屈曲的核算 (p222)

在确定下述新的屈曲安全系数时，考虑到了沿板宽受均布压缩应力作用的板较之沿板宽受由压缩应力过渡到拉伸应力的板，其屈曲危险性更大。

因此，抗屈曲的安全系数取决于板边的应力比 ψ (附录 A-3.4.)

另外，必须对圆柱壳的临界屈曲应力及横向加强筋的间距和惯性矩加以确定，以免由于采用了技术文献中高度离散的数据，而使有效安全度过分离散。

进行校核时，计算应力不得超过临界屈曲应力除以下面给出的屈曲安全系数 ν_{ψ} ：

	载荷情况	屈曲安全系数 ν_{ψ}
平面构件的屈曲	I	$1.70+0.176(\Psi-1)$
	II	$1.50+0.125(\Psi-1)$
	III	$1.35+0.075(\Psi-1)$
弧形构件的屈曲； 圆柱壳(如管子)	I	1.70
	II	1.50
	III	1.35

板边应力比 Ψ 在 +1 和 -1 之间。

附录 A.3.4. 给出了确定临界屈曲应力的方法。

3.5 大变形结构的情况 (P223 ~ 225)

在这种情况下，结构件受外力作用所产生的变形甚大，使构件中的应力与外力不再成正比。

举例来说，起重机柱内的应力就是这种情况(如图所示)，显然，由于变形增大了作用力的力臂，致使柱的弯矩同作用力不成正比。

在这种情况下，进行计算如下：

1. 首先按 3.2.-3.3.-3.4. 节的要求进行核算，计算由各种载荷情况产生的应力，核算其相对于极限应力(弹性极限，失稳临界应力屈曲临界应力)应具有足够的安全裕量，在计算应力时，要考虑由载荷引起的结构变形。

2. 还要进一步进行如下核算，载荷乘上所考虑的载荷情况的系数 v ，然后在由乘上系数 v 后的载荷所引起的变形的基础上来计算应力，核算这样计算出来的应力，其值仍应低于弹性极限、失稳和屈曲临界应力。

但是，考虑到变动载荷 S_V (由乘上动力系数 Ψ 后的起升荷重、风力和水平运动所引起的载荷)较之由自重 S_G 引起的固定载荷更为危险在实际中，可以考虑下述两种情况，进行核算：

1. 当自重 S_G 的作用和变动载荷 S_V 的作用引起相反方向的变形时：

确定由自重 S_G (没有放大)作用引起的应力 σ_G 和由变动载荷 S_V 乘上与所考虑的载荷情况相对应的系数 v (对弹性极限见 3.2. 节、对失稳见 3.3. 节、对屈曲见 3.4. 节)后所引起的应力，并核算这个应力其和应低于极限值。

即：由 $(S_G + v S_V)$ 引起的 $\sigma < \sigma_{cr}^*$

2. 当自重和变动载荷引起同方向的变形时

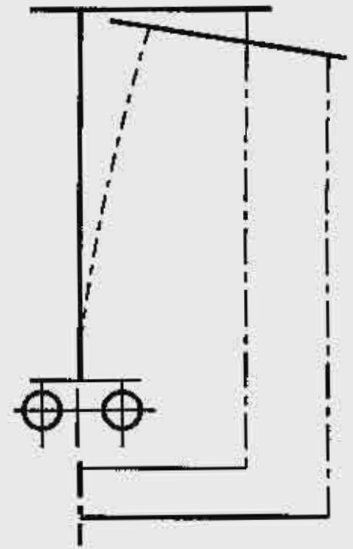
确定由变动载荷乘上系数 v 和自重乘上下述系数后所引起的应力：

$$v' = 1 + (v - 1)r$$

式中 $r = \frac{\sigma_G}{\sigma_G + \sigma_r}$ 在一阶变形条件下计算

然后得如下校核条件

由 $(v' S_G + v S_V)$ 引起的 $\sigma < \sigma_{cr}^*$



* 相对于弹性极限的校核， σ_e 为弹性极限；有关失稳和屈曲的校核， σ_{cr} 为临界应力——译注

3.6. 构件抗疲劳核算

当构件受变化的和反复的载荷时有发生疲劳的危险

计算疲劳强度时要考虑下列参数:

1. 构件的协定应力循环次数和所受的应力谱;
2. 所用材料和所考虑部位的切口效应;
3. 构件内可能发生的最大极值应力 σ_{max}
4. 极值应力之间的比值 K

3.6.1 协定循环次数和应力谱

所要考虑的载荷变化循环次数和应力谱在 2.1.2.2. 节和 2.1.2.3. 节中已讨论过
当根据 2.1.4. 节考虑构件应划归的组别时, 要顾及这两个参数。

3.6.2. 使用的材料和切口效应

构件的疲劳强度取决于所使用材料的质量、接头的形状和制造方法。被连接零件的形状和连接方法影响到应力集中(或称切口效应)的形成, 从而使构件的疲劳强度大为降低。

附录 A-3.6. 根据各种接头的应力集中程度(或切口效应)给出它们的分级。

3.6.3. 确定最大应力 σ_{max}

最大应力 σ_{max} 是在 2.3.1. 节所述载荷情况 I 下发生在构件内的绝对值最高应力(即可以是拉伸或压缩应力), 不计增大系数 v_c 。

当核算受压构件的疲劳时, 不用 3.3. 节所给出的失稳系数 ω 。

3.6.4. 极值应力之间的比值 K

计算出构件在载荷情况 I 下所受应力的极值, 便可确定这个比值。

该比值随不同的作业循环而变。但若取载荷情况 I 的各种可能的作业循环期内产生的两个极值来决定这个比值 K, 其误差是偏于安全的。

如果 σ_{max} 和 σ_{min} 是这些极值应力的代数值, σ_{max} 为绝对值较高的极值应力, 则比值 K 可以写成:

$$K = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad \text{或在剪切情况下} \quad \frac{\tau_{min}}{\tau_{max}}$$

这个比值在 +1 到 -1 内变化, 如果两个极值应力方向相同(波动应力)比值为正值, 如果两个极值应力方向相反(交替应力)比值为负值。

3.6.5 构件抗疲劳核算

利用 3.6.1. 节至 3.6.4. 节中所定义参数, 核算 3.6.3. 节中所定义的应力 σ_{max} 其值应不大于所考虑构件的疲劳许用应力, 则可确保构件和接头具有足够的抗疲劳的能力。

这个疲劳许用应力由疲劳极限除以安全系数 4/3 而求得。而疲劳极限是在试件试验基础上, 对应于存

活率为 90% 时的应力。

因此：

疲劳许用应力 $\sigma_a = 0.75 \sigma$ (90% 存活率时的应力)

要确定顾及所有这些因素许用应力是一个复杂问题，一般来说可取的方法是参考有关这方面的专著。

附录 A-3.6. 在这一领域的研究成果的基础上，对如何根据结构部件的不同组别和起重机制造中所用的主要接头型式和切口效应确定 A.37、A42 和 A.52 钢的许用应力的方法给出了实用的指示。

附录 A-3.2.2.2.3.

具有可控预紧力的高强度螺栓连接的设计

3.2.2.2.3. 节制定了实施高强度螺栓连接应遵守的一般要求。

本附录就接合面的处理、摩擦系数和紧固方法作一些说明。

摩擦系数 μ

计算由摩擦传递的力时所用到的摩擦系数取决于被连接件的材料和接合面的处理情况。

连接前最起码的处理是用干净的金属刷把灰尘、铁锈、油和漆等所有痕迹用力刷去。油污必须用火焰清洁法或者采用适当的化学药品(例如四氯化碳)除去。

更仔细的处理可增加摩擦系数, 可以用喷砂, 喷丸或氧炔焰清理等方法, 这些工作要在紧固前五小时内进行, 用刷子清刷的话则必须在刷好后立即紧固。

摩擦系数在下表内给出

表 T.A.3.2.2.2.3.1.

被连接件材料	μ 值	
	常规处理的表面 (去油污和用刷子刷)	特殊处理的表面 (火焰清理, 喷砂或喷丸)
E-24 (A.37) Fe 360	0.30	0.50
E-26 (A.42)	0.30	0.50
E-36 (A.52) Fe 510	0.30	0.55

必须垫上两个垫圈, 一个垫在螺栓头下, 另一个垫在螺母底下。这些垫圈必须有 -45° 倒角, 至少内边缘要如此, 并使有倒角的一面朝向螺栓头或螺母。垫圈必须经过热处理, 以使其硬度至少同螺栓材料的硬度相等。

螺栓的紧固

螺栓的张力值必须达到通过计算所确定的数值。

这种由紧固作用所产生的张力, 可以通过对施加于螺栓的扭矩的计算来断定, 由下式给出:

$$Ma = 1.10c \cdot d \cdot F$$

式中:

Ma 为施加的扭矩(N-m)

d 为螺栓的标称直径(mm)

F 为螺栓的额定张力(KN)

c 为一个系数, 取决于螺纹形式、螺纹摩擦系数以及螺母和垫圈之间的摩擦系数, 对市场上供应的公制螺纹螺栓和垫圈(上少量油, 无锈蚀或尘埃)

$$c = 0.18$$

螺栓的拉伸应力不得超过 3.2.2.2. 节规定的数值。

螺栓的拉伸应力计算面积

确定螺栓应力时, 可取螺纹根部(小)直径和螺纹有效直径的算术平均值来确定拉伸应力的计算面积, 其值在下表内给出:

标称直径(mm)	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30
拉伸应力面积(mm ²)	36.6	58	84.3	115	157	192	245	303	353	459	561

螺栓质量

用于这种连接类型的螺栓具有高弹性极限。

其抗拉强度 σ_R 必须大于下面给出的数值:

$\sigma_{E0.2}$ N/mm ²	σ_R N/mm ²
< 700	> 1.15 σ_E
700~850	> 1.12 σ_E
> 850	> 1.10 σ_E

孔的直径大于螺栓直径不得超过 2mm。

下表对弹性极限 $\sigma_E=900\text{N/mm}^2$ 、 $1000\text{--}1200\text{N/mm}^2$ 等级的螺栓、对不同的被连接件钢材 A.37、A.42 和 A.52 钢和不同的摩擦系数给出了每个螺栓、每个摩擦面在平行于连接面的平面内所能传递的力的大小。应用这些数据时，必须确定有效摩擦面数，如下图所示：

有效摩擦面

1 个摩擦面 $m=1$

2 个摩擦面 $m=2$

3 个摩擦面 $m=3$

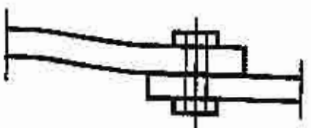
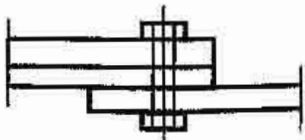
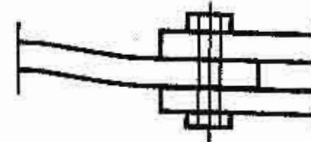
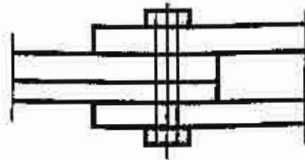
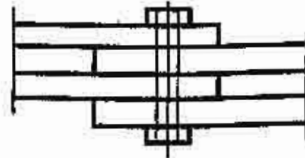


表 T.A.3.2.2.2.3.2.

在连接平面内每个螺栓每个摩擦面所能传递的力

1000/1200 等级的螺栓: $\sigma_E=900\text{ N/mm}^2$

具有防脱丝的措施: $\sigma_a=0.8\sigma_E$

螺栓直径 mm	拉伸应力计算面积 mm ²	夹紧力 KN	施加的力矩 Nm	常规处理的表面			特殊处理的表面					
				钢号 A-37, A-42, A-52 $\mu=0.30$			钢号 A-37, A-42 $\mu=0.50$			钢号 A-52 $\mu=0.55$		
				情况 I KN	情况 II KN	情况 III KN	情况 I KN	情况 II KN	情况 III KN	情况 I KN	情况 II KN	情况 III KN
10	58	41.7	82.7	8.3	9.4	11.4	13.9	15.7	18.9	15.2	17.2	20.8
12	84.3	60.6	144.0	12.1	13.6	16.5	20.2	22.8	27.5	22.2	25.0	30.3
14	115	82.7	229.0	16.5	18.6	22.5	27.5	31.0	37.6	30.2	34.2	41.4
16	157	113.0	358.0	22.6	25.5	30.8	37.7	42.5	51.4	41.5	46.8	56.5
18	192	138.0	492.0	27.6	31.0	37.6	46.0	51.8	62.7	50.6	57.0	69.0
20	245	176.0	597.0	35.2	39.7	48.0	58.5	66.1	80.0	54.5	72.7	88.0
22	303	218.0	950.0	43.6	49.3	59.7	72.5	82.0	99.0	80.0	90.2	109.0
24	353	254.0	1200.0	50.8	57.1	69.4	84.5	65.5	115.5	93.1	105.0	127.0
27	459	330.0	1760.0	66.0	74.2	90.0	110.0	124.0	150.0	121.0	136.0	165.0

对于弹性极限为 σ'_E 的螺栓，本表中给的力和扭矩的数值要乘以比值 $\sigma'_E/600$

在没有采取特殊措施来防止螺纹脱丝 ($\sigma_a=0.7\sigma_E$) 时，这些数值要除以 1.14。

附录 A-3.2.2.3. 焊接连接中的应力

确定焊缝中的应力是很复杂的问题，这主要是因为焊接连接有许多可能的构造形式。

为此，照目前情况来看，不可能在本起重机械设计规范中制定精确的指导性条例，确实，有关焊接的一些规范其篇幅和内容都难以与本设计规范的总体系相配，所以决定只编入下述一些一般性的指导原则：

1. 所有计算方法都需要假定连接的施工质量是完善的，即焊缝正确地焊透并具有良好的外形。从而，装配件之间的连接和焊缝都不出现截面的断续或突变，也没有弧坑或由咬边引起的缺口。

焊缝的设计必须与所传递的力相适应，并应参考有关这方面的专业文献。

应指出，如果焊接表面经过仔细打磨，焊接连接的强度会明显改善。

2. 不必考虑由于连接构造或残余应力形成的应力集中。

3. 焊缝的许用应力在 3.2.2.3. 节中有规定，在由拉伸(或压缩)应力 σ 和剪切应力 τ 组成的复合应力情况下，其等效应力 σ_{cp} 由下式给出：

$\sigma_{cp} = \sqrt{\sigma^2 + 2\tau^2}$ 在包括有双向应力 σ_x 和 σ_y 以及剪切应力 τ_{xy} 的情况下，用下述公式：

$$\sigma_{cp} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 2\tau_{xy}^2}$$

4. 对于贴角焊缝，其截面的宽度取焊缝直至喉根部的深度，而其长度是焊接的有效长度减去两端头的弧坑部分。

如果连接自身是闭合的或者特别注意限制弧坑的形成，则不需要减少其长度。

要注意这样的事实，焊接连接的疲劳破坏确实很少发生在焊缝本身内，而通常发生在近缝区的母材内。

计算近缝区母材疲劳强度用的应力 σ_{min} 和 σ_{max} 通常可用材料强度计算的经典方法进行计算。

为了核实焊缝本身的疲劳强度，通常只要证实焊缝能传递邻近母材所能传递的同样载荷就足够了。

但是，当被连接件相对于实际传递的力来说尺寸过于偏大，则不必遵守这一原则。在这种情况下，可只根据实际的力来确定焊缝尺寸，但必须按照附录 A-3.6. 进行疲劳核算。

无论什么情况，要强调的是焊缝的尺寸始终应与被拼装件的厚度成一定的比例。

特殊情况

在焊接拼装的某些情况下，特别是存在有横向载荷(即垂直于焊缝的载荷)时，许用应力必须减小(见 3、2、2、3 节)。

附录 A-3.3. 和 A-3.4. 构件抗失稳和屈曲的核算

提供这两个附录的目的并不是要对这个问题持什么特殊的观点，而仅仅是提供一些一般指示，有助于读者参考现有著作。

目前有许多不同的方法有使用，其中有：

1. 德国：DIN 4114
2. 比利时：NBN 1 规则
3. 法国：CM 1966 规范
4. 英国：BS 2573

附录 A-3.3. 构件抗失稳的核算

欧洲起重协会不打算就此问题持任何特殊的观点,而只是推荐采用比较简单为实用方法。即根据2.3.1、2.3.2和2.3.3节定义的各种载荷情况,所求得计算应力乘以取决于构件长细比的失稳系数 ω 加以放大,并对每种载荷情况核算放大后的应力,其值仍应低于表T.3.2.1.1.给出的应力。

作为长细比 λ 函数的 ω 值,对下述不同情况给出于相应的表中:

表T.A.3.3.1: St 37钢(Fe 360)轧制型钢

表T.A.3.3.2: St 52钢(Fe 510)轧制型钢

表T.A.3.3.3: St 37钢(Fe 360)钢管

表T.A.3.3.4: St 52钢(Fe 510)钢管

确定用于计算长细比 λ 的有效长度

1. 两端铰支轴向承载杆的情况,有效长度取两铰点间的长度。
2. 对于一端固支一端自由的轴向承载杆,有效长度取杆件长度的两倍。
3. 由于对两节点间压杆的杆端嵌固情况目前还搞不太准确,因此嵌固作用不予考虑。杆件按两端铰支进行设计,因此有效长度取轴线交点间长度

压弯杆件情况

对于偏心承载或者同时承受轴心力和弯矩的杆件:

1. 或者核算下面两个公式:

$$\frac{F}{S} + \frac{M_f \cdot V}{I} < \sigma_a$$

和
$$\frac{\omega F}{S} + 0.9 \frac{M_f \cdot V}{I} < \sigma_a$$

式中:

F为作用在截面为S的杆件上的压缩载荷

M_f 为所考虑截面上的弯矩

I为截面惯性矩

V为中和轴至杆件边缘纤维的距离

2. 或者,根据杆件在压弯联合作用下的变形,进行精确的计算,这时或需用积分或逐步逼近法。

表 T.A.3.3.2.

对 St52(Fe 510) 轧制型钢, 由长细长 λ 而定的 ω 系数值

λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
20	1.06	1.06	1.07	1.07	1.08	1.08	1.09	1.09	1.10	1.11
30	1.11	1.12	1.12	1.13	1.14	1.15	1.15	1.16	1.17	1.18
40	1.19	1.19	1.20	1.21	1.22	1.23	1.24	1.25	1.26	1.27
50	1.28	1.30	1.31	1.32	1.33	1.35	1.36	1.37	1.38	1.40
60	1.41	1.43	1.44	1.46	1.48	1.49	1.51	1.53	1.54	1.56
70	1.58	1.60	1.62	1.64	1.66	1.68	1.70	1.72	1.74	1.77
80	1.79	1.81	1.83	1.86	1.88	1.91	1.93	1.95	1.98	2.01
90	2.05	2.10	2.14	2.19	2.24	2.29	2.33	2.38	2.43	2.48
100	2.53	2.58	2.64	2.69	2.74	2.79	2.85	2.90	2.95	3.01
110	3.06	3.12	3.18	3.23	3.29	3.35	3.41	3.47	3.53	3.59
120	3.65	3.71	3.77	3.83	3.89	3.96	4.02	4.09	4.15	4.22
130	4.28	4.35	4.41	4.48	4.55	4.62	4.69	4.75	4.82	4.89
140	4.96	5.04	5.11	5.18	5.25	5.33	5.40	5.47	5.55	5.62
150	5.07	5.78	5.85	5.93	6.01	6.09	6.16	6.24	6.32	6.40
160	6.48	6.57	6.65	6.73	6.81	6.90	6.98	7.06	7.15	7.23
170	7.32	7.41	7.49	7.58	7.67	7.76	7.85	7.94	8.03	8.12
180	8.21	8.30	8.39	8.48	8.58	8.67	8.76	8.86	8.95	9.05
190	9.14	9.24	9.34	9.44	9.53	9.63	9.73	9.83	9.93	10.03
200	10.13	10.23	10.34	10.44	10.54	10.65	10.75	10.85	10.96	11.06
210	11.17	11.28	11.38	11.49	11.60	11.71	11.82	11.93	12.04	12.15
220	12.26	12.37	12.48	12.60	12.71	12.82	12.94	13.05	13.17	13.28
230	13.40	13.52	13.63	13.75	13.87	13.99	14.11	14.23	14.35	14.47
240	14.59	14.71	14.83	14.96	15.08	15.20	15.33	15.45	15.58	15.71
250	15.83									

表 T.A.3.3.3.

对 Se 37(Fe 360)钢管, 由长细比 λ 而定的 ω 系数值

λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
20	1.00	1.00	1.00	1.00	1.01	1.01	1.01	1.02	1.02	1.02
30	1.03	1.03	1.04	1.04	1.04	1.05	1.05	1.05	1.06	1.06
40	1.07	1.07	1.08	1.08	1.09	1.09	1.10	1.10	1.11	1.11
50	1.12	1.13	1.13	1.14	1.15	1.15	1.16	1.17	1.17	1.18
60	1.19	1.20	1.20	1.21	1.22	1.23	1.24	1.25	1.26	1.27
70	1.28	1.29	1.30	1.31	1.32	1.33	1.34	1.35	1.36	1.37
80	1.39	1.40	1.41	1.42	1.44	1.46	1.47	1.48	1.50	1.51
90	1.53	1.54	1.56	1.58	1.59	1.61	1.63	1.64	1.66	1.68
100	1.70	1.73	1.76	1.79	1.83	1.87	1.90	1.94	1.97	2.01
110	2.05	2.08	2.12	2.16	2.20	2.23				

$\lambda > 115$ 时, 取表 T.A.3.3.1. 内的 ω 值

表 T.A.3.3.4.

对 St 52(Fe 510)钢管, 由长细比 λ 而定的 ω 系数值

λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
20	1.02	1.02	1.02	1.03	1.03	1.03	1.04	1.04	1.05	1.05
30	1.05	1.06	1.06	1.07	1.07	1.08	1.08	1.09	1.10	1.10
40	1.11	1.11	1.12	1.13	1.13	1.14	1.15	1.16	1.16	1.17
50	1.18	1.19	1.20	1.21	1.22	1.23	1.24	1.25	1.26	1.27
60	1.28	1.30	1.31	1.32	1.33	1.35	1.36	1.38	1.39	1.41
70	1.42	1.44	1.46	1.47	1.49	1.51	1.53	1.55	1.57	1.59
80	1.62	1.66	1.71	1.75	1.79	1.83	1.88	1.92	1.97	2.01
90	2.05									

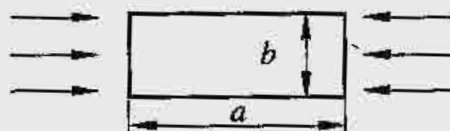
$\lambda > 90$ 时, 取 T.A.3.3.2. 内的 ω 值

注: 表 T.A.3.3.3. 和 T.A.3.3.4. 中的 ω 值对计算由单个钢管组成且其直径至少等于壁厚六倍的轴向承载杆件有效。

附录 A-3.4. 结构件抗屈曲的核算

根据理论, 临界屈曲应力 σ_{cr}^V 是欧拉应力的某个倍数, 欧拉应力由下式给出:

$$\sigma_{E}^R = \frac{\pi^2 E}{12(1-\eta^2)} \cdot \left(\frac{e}{b}\right)^2$$



上式表示了厚度为 e , 宽度为 b 的板条的临界屈曲应力, 其中宽度 b 是板材在垂直于压力方向上测得的尺寸(见草图)。

式中, E 是弹性模数, η 是泊松比。

对于普通钢 $E=210000 \text{ N/mm}^2$ 和 $\eta=0.3$, 欧拉应力成为:

$$\sigma_{E}^R = 189800 \left(\frac{e}{b}\right)^2$$

临界屈曲应力 σ_{cr}^V 必是这个值的倍数, 所以: 在受压的情况下,

$$\sigma_{cr}^V = K_{\sigma} \sigma_{E}^R$$

在受剪切的情况下, 临界应力是:

$$\tau_{cr}^V = K_{\tau} \sigma_{E}^R$$

系数 K_{σ} 和 K_{τ} , 称为屈曲系数, 取决于:

- 板两边尺寸的比值 $a=b$
- 板边的支承情况
- 板在其本身平面内所受载荷的类型
- 板用加强筋加强的情况

系数 K_{σ} 和 K_{τ} 的数值

这里不打算详细探讨这个问题, 它是专门的著作和有关的标准所需讨论的内容。下文中对几种简单情况给出了 K_{σ} 和 K_{τ} 的值(见表 T.A.3.4.1.)

对于较复杂的情况, 应参考专门文献。

压缩和剪切联合作用

取 σ 和 τ 分别为压缩和剪切的计算应力, 则临界比较应力 σ_{cr}^V 由下式决定:

$$\sigma_{cr}^V = \frac{\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}}{\frac{1+\psi}{4} \cdot \frac{\sigma}{\sigma_{cr}^V} + \sqrt{\left(\frac{3-\psi}{4} \cdot \frac{\sigma}{\sigma_{cr}^V}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{cr}^V}\right)^2}}$$

ψ 由表 T.A.3.4.1. 决定。

重要注解: 必须指出, 上述计算临界应力 σ_{cr}^V 和 τ_{cr}^V 的公式只适用于按此算得的临界应力值低于比例极限(即, 对 A.37 钢为 190 N/mm^2 , 对 A.52 钢为 290 N/mm^2)时。

同样, 计算 τ_{cr}^V 的公式只适用于数值 $\sqrt{3} \tau_{cr}^V$ 低于比例极限时。

无论什么时候, 只要由公式给出的数值超过这些极限就必须采用极限临界值, 此极限临界值由计算临界值乘以表 T.A.3.4.2. 中的系数 ρ 而得, 表中还给出了对应于 σ_{cr}^V 和 τ_{cr}^V 计算值的拆减值。