



中华人民共和国国家标准

GB/T 30024—2020/ISO 20332:2016
代替 GB/T 30024—2013

起重机 金属结构能力验证

Cranes—Proof of competence of steel structures

(ISO 20332:2016, IDT)

2020-12-14 发布

2021-07-01 实施

国家市场监督管理总局
国家标准化管理委员会 发布

目 次

前言	I
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语、定义、符号和缩略语	2
4 概述	7
4.1 一般原则	7
4.2 文件编制	7
4.3 可选方法	7
4.4 结构件的材料	8
4.5 螺栓连接	9
4.6 销轴连接	10
4.7 焊缝连接	11
4.8 结构件和连接的能力验证	11
5 静力强度验证	11
5.1 概述	11
5.2 极限设计应力和力	11
5.3 验证的实施	23
6 疲劳强度验证	24
6.1 概述	24
6.2 极限设计应力	25
6.3 应力历程	28
6.4 验证的实施	32
6.5 极限设计应力范围的确定	32
7 弹性稳定性验证	34
7.1 概述	34
7.2 受压构件的侧向屈曲	34
7.3 压应力和剪应力作用下的薄板屈曲	37
7.4 验证的实施	42
附录 A (资料性附录) 多个剪切面连接中每个螺栓和每个剪切面的极限设计剪力 $F_{v,Rd}$	43
附录 B (资料性附录) 预紧螺栓	44
附录 C (规范性附录) 设计焊缝应力 $\sigma_{w,Sd}$ 和 $\tau_{w,Sd}$	46
附录 D (规范性附录) 斜率常数 m 值和特征疲劳强度 $\Delta\sigma_c$ 、 $\Delta\tau_c$	49
附录 E (规范性附录) 极限设计应力范围的计算值 $\Delta\sigma_{Rd}$ 和 $\Delta\sigma_{Rd1}$	66
附录 F (资料性附录) 应力循环的估算——示例	68
附录 G (资料性附录) 拉伸载荷作用下连接刚度计算	70
参考文献	72

前 言

本标准按照 GB/T 1.1—2009 给出的规则起草。

本标准代替 GB/T 30024—2013《起重机 金属结构能力验证》，与 GB/T 30024—2013 相比，主要技术变化如下：

- 修改了规范性引用文件(见第 2 章,2013 年版的第 2 章)；
- 修改了本标准所用的部分主要符号(见第 3 章的表 1,2013 年版的第 3 章的表 1)；
- 修改了平面状态应力的焊缝链接的附加验证公式,即等号右侧系数由 1.1 改为 1.0[见式(32),2013 年版的式(32)]；
- 增加了弹性稳定性验证(见第 7 章)。

本标准使用翻译法等同采用 ISO 20332:2016《起重机 金属结构能力验证》。

与本标准中规范性引用的国际文件有一致性对应关系的我国文件如下：

- GB/T 229—2007 金属材料 夏比摆锤冲击试验方法(ISO 148-1:2006,MOD)
- GB/T 1800.2—2020 产品几何技术规范(GPS) 线性尺寸公差 ISO 代号体系 第 2 部分：标准公差带代号和孔、轴的极限偏差表(ISO 286-2:2010,MOD)
- GB/T 3098.1—2010 紧固件机械性能 螺栓、螺钉和螺柱(ISO 898-1:2009,MOD)
- GB/T 3098.17—2000 紧固件机械性能 检查氢脆用预载荷试验 平行支承面法(idt ISO 15330:1999)
- GB/T 5267.1—2002 紧固件 电镀层(ISO 4042:1999,IDT)
- GB/T 15706—2012 机械安全 设计通则 风险评估与风险减小(ISO 12100:2010,IDT)
- GB/T 17505—2016 钢及钢产品 交货一般技术要求(ISO 404:2013,MOD)
- GB/T 19349—2012 金属和其他无机覆盖层 为减少氢脆危险的钢铁预处理(ISO 9587:2007,IDT)
- GB/T 19418—2003 钢的弧焊接头 缺陷质量分级指南(ISO 5817:1992,IDT)
- GB/T 20863.1—2007 起重机械 分级 第 1 部分：总则(ISO 4301-1:1986,IDT)
- GB/T 22437(所有部分)起重机 载荷与载荷组合的设计原则[ISO 8686(所有部分)]

本标准由中国机械工业联合会提出。

本标准由全国起重机械标准化技术委员会(SAC/TC 227)归口。

本标准起草单位：太原科技大学、北京起重运输机械设计研究院有限公司、中联重科股份有限公司、郑州新大方重工科技有限公司、北京起重运输机械设计研究院有限公司河南分院、天津港股份有限公司、中船第九设计研究院工程有限公司、法兰泰克重工股份有限公司、河南省矿山起重机有限公司、江西起重机械总厂有限公司、宁夏天地奔牛银起设备有限公司、纽科伦(新乡)起重机有限公司、青岛海西重机有限责任公司、河南省大方重型机器有限公司、广州特种机电设备检测研究院、佛山市南海区特种设备协会、南京开关厂有限公司。

本标准主要起草人：徐格宁、张培、董青、戚其松、任会礼、陈浩、付玲、肖扬、朱靖、袁秀峰、李峰、郭志强、姚天富、崔鹏、韩中成、滕云、张长利、梁建新、吴以国、刘宇新。

本标准所代替标准的历次版本发布情况为：

- GB/T 30024—2013。

起重机 金属结构能力验证

1 范围

本标准基于极限状态法规定了对起重机金属结构进行能力验证所确定的一般条件、要求、方法和参数值,以与 ISO 8686 中载荷与载荷组合的适用部分协同使用。

本标准具有通用性,适用于所有类型的起重机。对于专用特殊的起重机,可由其他标准规定其能力验证的特定要求。

通过理论验证计算和/或测试进行能力验证,旨在以所建立的强度极限(如屈服极限、疲劳、脆性断裂)来避免与结构性能相关的危险。

根据 ISO 8686-1,能力验证计算可以采用两种方法:分项安全系数的极限状态法、整体安全系数的许用应力法。虽不排除许用应力法的有效性,但本标准仅涉及极限状态法。

本标准不包括附属部件(如栏杆、楼梯、走道、司机室)的能力验证计算。但需考虑这些附属部件对主要结构产生的影响。

2 规范性引用文件

下列文件对于本文件的应用是必不可少的。凡是注日期的引用文件,仅注日期的版本适用于本文件。凡是不注日期的引用文件,其最新版本(包括所有的修改单)适用于本文件。

GB/T 6974.1—2008 起重机 术语 第1部分:通用术语(ISO 4306-1:2007, IDT)

ISO 148-1:2009 金属材料 夏比摆锤冲击试验 第1部分:试验方法(Metallic materials—Charpy pendulum impact test—Part 1:Test method)

ISO 273:1979 紧固件 螺栓和螺钉用通孔(Fasteners—Clearance holes for bolts and screws)

ISO 286-2:2010 产品几何技术规范(GPS) ISO 线性尺寸公差代码 第2部分:标准公差等级和孔、轴的极限偏差表[Geometrical product specifications(GPS)—ISO code system for tolerances on linear sizes—Part 2:Tables of standard tolerance classes and limit deviations for holes and shafts, corrected by ISO 286-2:2010/Cor 1:2013]

ISO 404 钢及钢产品 交货一般技术要求(Steel and steel products—General technical delivery requirements)

ISO 898-1:2013 碳钢和合金钢制紧固件机械性能 第1部分:具有规定性能等级的螺栓、螺钉和螺柱 粗牙螺纹和细齿节螺纹(Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel—Part 1:Bolts, screws and studs with specified property classes—Coarse thread and fine pitch thread)

ISO 4042 紧固件 电镀层(Fasteners—Electroplated coatings)

ISO 4301-1:2016 起重机 分级 第1部分:总则(Cranes and lifting appliances—Classification—Part 1:General)

ISO 5817:2014 焊接 钢、镍、钛及其合金的熔化焊接头(束焊除外) 缺陷质量等级[Welding—Fusion-welded joints in steel, nickel, titanium and their alloys (beam welding excluded)—Quality levels for imperfections]

ISO 7452:2013 热轧结构钢板 尺寸和形状公差(Hot-rolled structural steel plates—Tolerances on dimensions and shape)

ISO 7788:1985 钢 热轧钢板和宽扁钢板的表面光洁度 交货要求 (Steel—Surface finish of hot-rolled plates and wide flats—Delivery requirements)

ISO 8686.1:2012 起重机 载荷与载荷组合的设计原则 第 1 部分:总则 (Cranes—Design principles for loads and load combinations—Part 1:General)

ISO 8686-2 起重机 载荷与载荷组合的设计原则 第 2 部分:流动式起重机 (Cranes—Design principles for loads and load combinations—Part 2:Mobile cranes)

ISO 8686-3 起重机 载荷与载荷组合的设计原则 第 3 部分:塔式起重机 (Cranes—Design principles for loads and load combinations—Part 3:Tower cranes)

ISO 8686-4 起重机 载荷与载荷组合的设计原则 第 4 部分:臂架起重机 (Cranes—Design principles for loads and load combinations—Part 4:Jib cranes)

ISO 8686-5 起重机 载荷与载荷组合的设计原则 第 5 部分:桥式和门式起重机 (Cranes—Design principles for loads and load combinations—Part 5:Overhead travelling and portal bridge cranes)

ISO 9013:2002 热切割 热切割分类 产品几何量技术规范和质量公差 (Thermal cutting—Classification of thermal cuts—Geometrical product specification and quality tolerances)

ISO 9587 金属和其他无机覆盖层 为减少氢脆危险的钢铁预处理 (Metallic and other inorganic coatings—Pretreatment of iron or steel to reduce the risk of hydrogen embrittlement)

ISO 12100 机械安全 设计通则 风险评估与风险减小 (Safety of machinery—Basic concepts, general principles for design—Risk assessment and risk reduction)

ISO 15330 紧固件机械性能 检查氢脆用预载荷试验 平行支承面法 (Preloading test for the detection of hydrogen embrittlement—Parallel bearing surface method)

ISO 17659:2002 焊接 图示焊接接头的多语种术语 (Welding—Multilingual terms for welded joints with illustrations)

3 术语、定义、符号和缩略语

GB/T 6974.1—2008 中第 8 章、ISO 12100 和 ISO 17659 界定的以及下列术语、定义、符号和缩略语 (见表 1)适用于本文件。

3.1

钢材的等级 **grade of steel**

采用钢材强度 (通常用屈服应力 f_y , 有时也用极限强度 f_u) 定义的标识。

3.2

钢材的质量 **quality of steel**

采用钢材的冲击韧性和试验温度定义的标识。

表 1 本标准所用的主要符号和缩略语

符号	含 义
A	横截面面积
A_{eq}	计算的等效面积
A_n	螺栓或销轴孔处的净截面面积
A_r	螺栓根部面积

表 1 (续)

符号	含 义
A_s	螺纹公称应力截面积
a	几何尺寸
a_{hi}	焊缝熔融的几何尺寸
a_r	有效焊缝厚度
b	几何尺寸
c	几何尺寸
D_A	圆柱体有效承载直径
D_i	空心销轴内径
D_o	空心销轴外径
d	(螺栓/销轴)直径
d_h	孔的直径
d_w	螺栓头部接触区的直径
d_o	孔的直径
E	弹性模量
e_1, e_2	边界距离
F	力
F_b	螺栓上的拉力
$F_{b,Rd}$	极限设计承压力
$F_{b,Sd}, F_{bs,Sd}$	设计承压力
ΔF_b	附加力
F_{cr}	由于外部拉力引起连接中压力的减少量
$F_{cs,Rd}$	极限设计拉力
F_d	极限力
$F_{e,t}$	(螺栓连接上的)外力
F_k	特征值(力)
F_p	螺栓预紧力
$F_{p,d}$	设计预紧力
F_{Rd}	极限设计力
F_{Sd}	构件的设计力
$F_{s,Rd}$	每个螺栓和每个摩擦面的极限设计滑移力
$F_{t1,Rd}, F_{t2,Rd}$	每个螺栓的极限设计拉力
$F_{t,Sd}$	每个螺栓的外部拉力

表 1 (续)

符号	含 义
$F_{v,Rd}$	每个螺栓/销轴和每个剪切面的极限设计剪力
$F_{v,Sd}$	每个螺栓/销轴和每个剪切面的设计剪力
$F_{\sigma,\tau}$	法向力/剪力
f	板的面外缺陷
$F_{b,Rd,x}$	极限设计压缩纵向应力
$F_{b,Rd,v}$	极限设计压缩横向应力
$F_{b,Rd,\tau}$	极限设计屈曲剪应力
f_d	极限应力
f_k	特征值(应力)
f_{Rd}	极限设计应力
f_u	被连接件的极限强度
f_{ub}	螺栓的极限强度
f_{uw}	焊缝的极限强度
$f_{w,Rd}$	极限设计焊缝应力
f_y	被连接件的屈服应力或 0.2% 残余变形的屈服强度
f_{yb}	螺栓的屈服应力
f_{yk}	结构件的屈服应力(最小值)
f_{yp}	销轴的屈服应力
h	工件的厚度
h_d	焊缝与载荷作用接触区域之间的距离
I	惯性矩
K_b	螺栓的刚度(斜率)
K_c	被连接件的刚度(斜率)
k_m	基于所考虑结构细部的 m 的应力谱系数
k^*	具体的应力谱比例系数
$\kappa_{\sigma_x} \cdot \kappa_{\tau}$	板的屈曲系数
L	压缩构件的长度
l_k	有效夹紧长度
l_m	板缺陷的测量长度
l_r	有效焊缝长度
l_w	焊缝长度
l_1	无螺纹受拉处的有效长度
l_2	有螺纹受拉处的有效长度
M_{Rd}	极限设计弯矩

表 1 (续)

符号	含 义
M_{Sd}	设计弯矩
m	$\lg \sigma - \lg N$ 曲线的斜率常数
N	疲劳导致失效时的应力循环数
N_c	压缩力
N_k	压缩构件的临界屈曲载荷
N_{Rd}	极限设计压缩力
N_{Sd}	设计压缩力
N_{ref}	参考点的循环次数
N_t	事件的总次数
NC	缺口效应级别
NDT	无损检测
n_i	在应力范围 i 内的应力循环次数
n	承受相同载荷的螺栓数量
P_s	可靠性概率
p_1, p_2	螺栓中心距
Q	剪力
q_i	冲击韧性参数
R_d	设计抗力
r	车轮半径
S	应力历程参数 s 的级别
S_d	设计应力或力
s_m	应力历程参数
T	温度
TIG	钨极惰性气体保护焊
t	厚度
U	工作循环等级
u	形状系数
v	直径比
W_{el}	弹性截面模量
α	承压连接特征系数
α_w	极限焊缝应力系数
γ_{mf}	疲劳强度具体抗力系数
γ_m	一般抗力系数

表 1 (续)

符号	含 义
γ_p	分项安全系数
γ_R	总的抗力系数
γ_{Rb}	螺栓的总抗力系数
γ_{Rc}	受拉状态下有孔截面处的总抗力系数
γ_{Rm}	结构件的总抗力系数
γ_{Rp}	销轴的总抗力系数
γ_{Rs}	防滑连接的总抗力系数
γ_s	具体抗力系数
γ_{sb}	螺栓连接的具体抗力系数
γ_{sm}	结构件的具体抗力系数
γ_{sp}	销轴连接的具体抗力系数
γ_{ss}	夹紧摩擦型连接的具体抗力系数
γ_{st}	受拉状态下有孔截面处的具体抗力系数
$\Delta\delta_1$	附加伸长
δ_p	预紧伸长
Θ_i	斜拉构件的倾斜
κ	离散角
λ	焊缝方向接触区的宽度
μ	滑动摩擦系数
ν	应力范围发生的相对总次数
ν_D	直径比
σ	各应力的表达
$\Delta\sigma$	应力范围
$\Delta\sigma_i$	应力范围 i
$\Delta\hat{\sigma}$	最大应力范围
σ_b	应力范围的下极限值
$\Delta\sigma_c$	特征疲劳强度(正应力)
σ_e	板屈曲的参考应力
σ_m	为单一参数应力循环分级而选择的恒定平均应力
$\Delta\sigma_{Rd}$	极限设计应力范围(正应力)
$\Delta\sigma_{Rd,1}$	对于 $k^* = 1$ 的极限设计应力范围
σ_{Sd}	设计应力(正应力)
$\Delta\sigma_{Sd}$	设计应力范围(正应力)

表 1 (续)

符号	含 义
$\sigma_{Sd,x}$	设计压缩纵向应力
$\sigma_{Sd,y}$	设计压缩横向应力
σ_u	应力范围的上极限值
$\sigma_{w,Sd}$	设计焊缝应力(正应力)
σ_x, σ_y	正应力在 x, y 方向的分量
$\hat{\sigma}_a$	最大应力幅度
$\min\sigma, \max\sigma$	应力极限值
τ	剪应力
$\Delta\tau_c$	特征疲劳强度(剪应力)
τ_{Sd}	设计应力(剪应力)
$\Delta\tau_{Sd}$	设计应力范围(剪应力)
τ_{Rd}	极限设计应力范围(剪应力)
$\tau_{w,Sd}$	设计焊缝应力(剪应力)
ϕ_i	动载系数
ψ	板的应力比

4 概述

4.1 一般原则

在载荷或重复载荷循环作用下,应对可能失效、断裂或变形而影响起重机功能的构件、杆件以及细节进行能力验证计算。

注:为获取适用于各种类型起重机验证计算的更多信息,请参考 ISO 8686。并非所有的计算都适用于每类起重机。

4.2 文件编制

能力验证文件应包括:

- 设计假定,包括计算模型;
- 适用的载荷与载荷组合;
- 材料性能;
- 根据 ISO 5817 确定焊缝质量等级;
- 连接件的性能;
- 相关极限状态;
- 能力验证计算结果及适用性测试。

4.3 可选方法

除采用计算的方法进行能力验证外,也可通过试验的方法进行验证,或由二者协同验证。试验过程中的载荷大小和分布应符合相关极限状态下的设计载荷与载荷组合。

此外,对于先进的和公认的理论或试验方法,只要符合本标准的原则,通常可以使用。

4.4 结构件的材料

推荐采用符合如下国际标准的钢材:

- ISO 630;
- ISO 6930-1;
- ISO 4950-1;
- ISO 4951-1、ISO 4951-2 和 ISO 4951-3。

在使用其他钢材的场合,应已知其极限强度 f_u 和屈服应力 f_y 的具体值。而钢材的力学性能和化学成分应根据 ISO 404 确定。此外应满足下列条件:

- 当 $f_u/f_y < 1.05$ 时,设计值 $f_y = f_u/1.05$;
- 断面面积 $A \geq 7\%$ 的伸长量的计算长度 $L_0 = 5.65 \times \sqrt{S_0}$ (S_0 为初始截面面积);
- 应详细给出材料的焊接性或非焊接性,并且,对于焊接材料,需进行焊接性证明;
- 用于冷成型的材料,应给出相关参数。

板厚的负公差等于或大于 ISO 7452:2013 级别 A 的规定值时,能力验证采用板厚的标准值。否则应采用板厚的实际最小值。

当验证用于受拉构件的钢材质量和等级(参考相关标准)时,应考虑冲击韧性参数 q_i 的综合影响。表 2 给出不同影响因素下的 q_i 值。表 3 给出了依据 $\sum q_i$ 确定的所需冲击能量和试验温度,而这些应由钢材制造商根据 ISO 148-1 确定。

表 2 冲击韧性参数 q_i

序号	影响因素		q_i
1	工作环境温度 $T/^\circ\text{C}$	$0 \leq T$	0
		$-10 \leq T < 0$	1
		$-20 \leq T < -10$	2
		$-30 \leq T < -20$	3
		$-40 \leq T < -30$	4
		$-50 \leq T < -40$	6
2	屈服应力 $f_y/(\text{N}/\text{mm}^2)$	$f_y \leq 300$	0
		$300 < f_y \leq 460$	1
		$460 < f_y \leq 700$	2
		$700 < f_y \leq 1\ 000$	3
		$1\ 000 < f_y \leq 1\ 300$	4

表 2 (续)

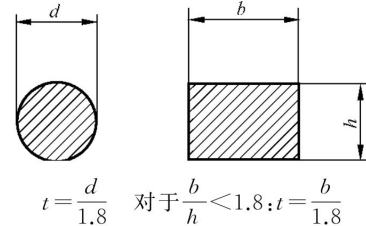
序号	影响因素		q_i
3	材料厚度 t/mm 实心棒材的等效厚度 t :  $t = \frac{d}{1.8}$ 对于 $\frac{b}{h} < 1.8; t = \frac{b}{1.8}$	$t \leq 10$	0
		$10 < t \leq 20$	1
		$20 < t \leq 40$	2
		$40 < t \leq 60$	3
		$60 < t \leq 80$	4
		$80 < t \leq 100$	5
		$100 < t \leq 125$	6
		$125 < t \leq 150$	7
4	特征疲劳强度 $\Delta\sigma_c/(\text{N}/\text{mm}^2)$ (见附录 D)	$\Delta\sigma_c > 125$	0
		$80 < \Delta\sigma_c \leq 125$	1
		$56 < \Delta\sigma_c \leq 80$	2
		$40 < \Delta\sigma_c \leq 56$	3
		$30 < \Delta\sigma_c \leq 40$	4
5	静强度的使用(见 5.3.1)	$\Delta\sigma_c \leq 30$	5
		$\sigma_{\text{Sd}} > 0.75 \times f_{\text{Rds}}$	0
		$0.5 \times f_{\text{Rds}} < \sigma_{\text{Sd}}$ 且 $\sigma_{\text{Sd}} \leq 0.75 \times f_{\text{Rds}}$	-1
		$0.25 \times f_{\text{Rds}} < \sigma_{\text{Sd}}$ 且 $\sigma_{\text{Sd}} \leq 0.5 \times f_{\text{Rds}}$	-2
		$\sigma_{\text{Sd}} \leq 0.25 \times f_{\text{Rds}}$	-3

表 3 对应 $\sum q_i$ 冲击韧性的要求

项 目	$\sum q_i \leq 5$	$6 \leq \sum q_i \leq 8$	$9 \leq \sum q_i \leq 11$	$12 \leq \sum q_i \leq 14$
冲击能量/试验温度的要求	27 J / +20 C°	27 J / 0 C°	27 J / -20 C°	27 J / -40 C°

4.5 螺栓连接

4.5.1 螺栓材料

对于螺栓连接,应使用 ISO 898-1:2013 中表 4 给出的螺栓性能等级(螺栓等级)。表 4 给出了不同螺栓性能等级的名义强度。

表 4 螺栓的性能等级

项 目	性能等级				
	4.6	5.6	8.8	10.9	12.9
$f_{\text{yb}}/(\text{N}/\text{mm}^2)$	240	300	640	900	1 080
$f_{\text{ub}}/(\text{N}/\text{mm}^2)$	400	500	800	1 000	1 200

如有必要,设计者应要求螺栓供应商提供性能等级(螺栓等级)为 10.9 和 12.9 的螺栓保证不发生氢

脆的证明。技术要求见 ISO 15330、ISO 4042 和 ISO 9587。

4.5.2 概述

本标准中的螺栓连接,是指采用螺栓在杆件和/或构件之间进行的,且符合下列要求的连接:

- 当受到振动、反向或波动载荷时,或在可能导致有害几何形状变化的滑移处,螺栓应充分拧紧以使连接面压紧为一体;
- 可拧紧的其他螺栓连接;
- 应确保连接面不发生转动(例如:使用多个螺栓)。

4.5.3 剪切和承压连接

本标准中的剪切和承压连接,是指载荷垂直作用于螺栓轴线方向并引起螺栓的剪切和承压,以及被连接件的承压的连接,且应符合下列要求:

- 当螺栓承受反向载荷时,或在可能导致有害的几何形状变化的滑移处,螺栓与螺孔之间的间隙应符合 ISO 286-2:2010 的配合公差 h_{13}/H_{11} 或更紧;
- 对于其他情况,可采用 ISO 273 中更松的间隙;
- 在承压计算中,应只考虑无螺纹的螺杆部分;
- 接触面不需要特别的表面处理。

4.5.4 夹紧摩擦型(抗滑移)连接

本标准中的夹紧摩擦型连接,是指通过接合面之间的摩擦来传递载荷的连接,且应符合下列要求:

- 应使用 ISO 898-1:2013 中性能等级(螺栓等级)为 8.8、10.9 或 12.9 的高强度螺栓;
- 应采用一种可控方法拧紧螺栓以达到规定的预紧状态;
- 应规定和考虑接合面的表面条件;
- 除标准孔外,超大孔和槽形孔都可使用。

4.5.5 受拉连接

本标准中的受拉连接,是指载荷作用在螺栓轴线方向并引起螺栓轴向拉伸应力的连接,且应符合下列要求:

- 预紧连接应采用 ISO 898-1:2013 中性能等级(螺栓等级)为 8.8、10.9 或 12.9 的高强度螺栓,采用可控的方法拧紧以达到规定的预紧状态;
- 应考虑由接头几何形状的杠杆作用(撬动)所引起的额外螺栓拉力;
- 螺栓的疲劳评估应考虑受接头结构特征影响螺栓拉力的变化,例如被连接件的刚度和撬动作用。

注:未预紧的受拉螺栓视为结构件。

4.6 销轴连接

本标准中的销轴连接,是指与被连接件之间无约束转动圆柱销轴的连接。

此处的要求适用于承载的销接连接,而不适用于仅作为附属的便捷连接方式。

销轴与销孔间的间隙应符合 ISO 286-2:2010 的配合公差 h_{13}/H_{13} 或更紧。在载荷方向变化的情况下,应采用更紧的配合公差。

所有销轴均应配备防止其脱出销孔的防脱装置。

当允许销轴连接在承载状态下转动时,防脱装置应限制销轴的轴向位移。

为限制局部平面外的变形(表面凹陷),应考虑被连接件的刚度。

4.7 焊缝连接

本标准中的焊缝连接,是指采用熔合焊接加工工艺,对厚度不小于 3 mm 的杆件和/或构件进行的连接。

ISO 17659 给出了焊缝连接的术语。

ISO 5817 的质量等级评价适用于本标准,应采用适当的无损检测方法验证是否符合质量等级要求。

通常对于要求静态能力验证的焊缝连接,ISO 5817:2014 的质量等级 C 级是可接受的。

ISO 5817:2014 的质量等级 D 级仅可用于即使焊缝局部失效也不会导致结构失效或载荷坠落的焊缝连接。

虽然沿焊缝长度的应力分布可能是非均匀的,但在大多数情况下,当有效焊接长度不超过焊接厚度 a 的 150 倍时,可认为其分布是均匀的。然而,也可假定其他的应力分布情况,只要其满足平衡性和连续性的基本要求,并与接头的实际变形特征充分相符即可。

对于承受静力作用的焊缝设计,不需考虑残余应力和不参与传递力的应力。这特别适用于正应力平行于焊缝轴线的情形。

当进行对接接头拉伸静强度测试时,采用固定焊接加强实现测试。

4.8 结构件和连接的能力验证

能力验证的目标是证明设计应力或力 S_d 不超过设计抗力 R_d , 见式(1):

$$S_d \leq R_d \quad \dots\dots\dots (1)$$

设计应力或力 S_d 应根据 ISO 8686 适用部分的相关载荷、载荷组合和分项安全系数所确定。

在以下章条中,设计抗力 R_d 用极限应力 f_d 或极限力 F_d 来表示。

应对结构件和连接进行下列验证:

- 第 5 章的静力强度验证;
- 第 6 章的疲劳强度验证;
- 第 7 章的弹性稳定性验证。

5 静力强度验证

5.1 概述

通过计算进行静力强度验证,目的是防止由于材料屈服、夹紧摩擦连接的滑移、弹性失稳(见第 7 章)和结构件或连接的断裂而产生过度变形。可采用由 ISO 8686 相关部分或按 ISO 8686-1 执行的产品标准中给出的动载系数计算等效静态载荷来模拟动态效应。

本标准不接受采用塑性理论计算极限承载能力。

结构件和连接的验证应同时考虑在 ISO 8686 适用部分载荷组合 A、B 或 C 中的最不利载荷效应,并与 5.2 给出的极限设计抗力相比较。

本标准仅考虑名义应力,即采用传统材料弹性强度理论计算的应力,不包括局部应力集中效应。由于给定的极限状态将与名义应力一同使用,如果将采用其他应力计算方法(如有限元分析)得到的应力直接用于本标准规定的验证,可能会产生过度保守的结果。

5.2 极限设计应力和力

5.2.1 概述

极限设计应力按式(2)计算:

$$f_{Rd} = f(f_k, \gamma_R) \dots\dots\dots (2)$$

极限设计力按式(3)计算:

$$F_{Rd} = f(F_k, \gamma_R) \dots\dots\dots (3)$$

式中:

- f_k, F_k ——特征(或名义)值;
- γ_R ——总的抗力系数, $\gamma_R = \gamma_m \times \gamma_s$;
- γ_m ——一般抗力系数: $\gamma_m = 1.1$;

注: ISO 8686 应用部分的所有抗力系数用恒定值 1.1 代替。

γ_s ——适用于具体结构件的具体抗力系数,将在以下的章条中给出。

f_{Rd} 和 F_{Rd} 相当于在 ISO 8686.1:2012 中图 A.2 的 R/γ_m 。

5.2.2 结构件中的极限设计应力

用于结构件验证的极限设计应力 f_{Rd} 按式(4)和式(5)计算:

$$\text{正应力} \quad f_{Rd\sigma} = \frac{f_{yk}}{\gamma_{Rm}} \dots\dots\dots (4)$$

$$\text{剪应力} \quad f_{Rd\tau} = \frac{f_{yk}}{\sqrt{3} \times \gamma_{Rm}} \dots\dots\dots (5)$$

其中: $\gamma_{Rm} = \gamma_m \times \gamma_{sm}$

式中:

f_{yk} ——结构件材料的屈服应力的最小值;

γ_{sm} ——结构件材料的具体抗力系数:

对于非轧制材料 $\gamma_{sm} = 0.95$;

对于轧制材料(例如板材和型材):

对于轧制方向的应力 $\gamma_{sm} = 0.95$;

对于压应力和剪应力 $\gamma_{sm} = 0.95$ 。

对于垂直于轧制方向的拉应力(见图 1):

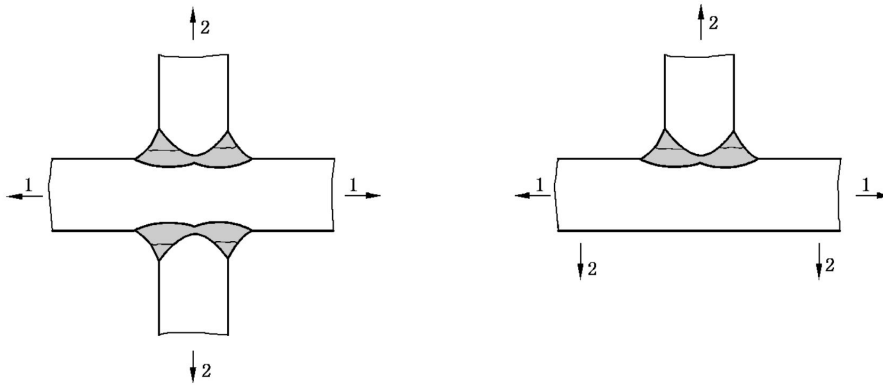
对于板的厚度小于 15 mm 或材料断面收缩率大于 20% $\gamma_{sm} = 1.0$;

对于材料断面收缩率在 10%~20% $\gamma_{sm} = 1.16$;

对于材料断面收缩率小于 10% $\gamma_{sm} = 1.50$ 。

材料应适于承受垂直载荷,且应无层状缺陷。

注: 断面收缩率用拉伸试件原始横截面面积与完全断裂后的最小横截面面积之差占原始横截面面积的百分比表示。



说明:

- 1——轧制方向;
- 2——应力或载荷方向。

图 1 垂直于轧制方向的拉伸载荷

5.2.3 螺栓连接的极限设计力

5.2.3.1 剪切和承压连接

5.2.3.1.1 概述

连接的抗力应取单个连接件极限力的最小值。

除被连接件的承压能力外,最大应力截面的其他极限条件,应利用母材的抗力系数进行验证。

承载能力计算中,只考虑螺栓杆无螺纹部分。

5.2.3.1.2 螺栓剪切

每个螺栓和每个剪切面的极限设计剪力 $F_{v,Rd}$ 按式(6)~式(8)计算:

当螺纹不在剪切面内时:

$$F_{v,Rd} = \frac{f_{yb} \times A}{\sqrt{3} \times \gamma_{Rb}} \dots\dots\dots (6)$$

当螺纹在剪切面内时:

$$F_{v,Rd} = \frac{f_{yb} \times A_s}{\sqrt{3} \times \gamma_{Rb}} \dots\dots\dots (7)$$

或简化为:

$$F_{v,Rd} = 0.75 \times \frac{f_{yb} \times A}{\sqrt{3} \times \gamma_{Rb}} \dots\dots\dots (8)$$

其中: $\gamma_{Rb} = \gamma_m \times \gamma_{sb}$

式中:

f_{yb} ——螺栓材料的屈服应力(名义值)(见表 4);

A ——剪切面处螺栓杆的横截面面积;

A_s ——螺纹应力截面积(见 ISO 898-1);

γ_{sb} ——螺栓连接的具体抗力系数:

对于多个剪切面的连接 $\gamma_{sb} = 1.0$;

对于单个剪切面的连接 $\gamma_{sb} = 1.3$ 。

所选螺栓的极限设计剪力参见附录 A。

5.2.3.1.3 螺栓和被连接件的承压

每个螺栓和每个被连接件的极限设计承压力 $F_{b,Rd}$ 按式(9)计算：

$$F_{b,Rd} = \frac{f_y \times d \times t}{\gamma_{Rb}} \dots\dots\dots (9)$$

其中： $\gamma_{Rb} = \gamma_m \times \gamma_{sb}$

式中：

f_y ——被连接件材料的屈服应力(最小值)；

d ——螺栓直径；

t ——被连接件与螺栓无螺纹部位接触处的厚度；

γ_{sb} ——螺栓连接的具体抗力系数：

对于多个剪切面的连接 $\gamma_{sb} = 0.7$ ；

对于单个剪切面连接 $\gamma_{sb} = 0.9$ 。

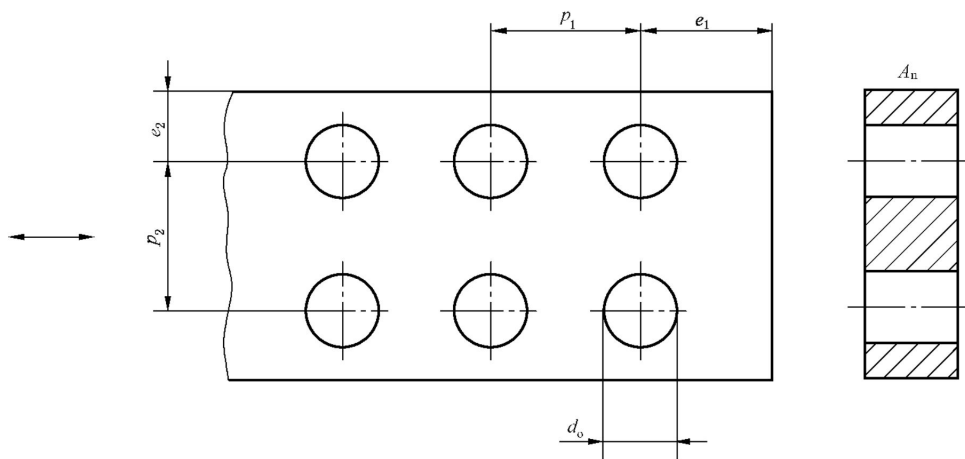
对板的要求如下：

$$\begin{cases} e_1 \geq 1.5 \times d_0 \\ e_2 \geq 1.5 \times d_0 \\ p_1 \geq 3.0 \times d_0 \\ p_2 \geq 3.0 \times d_0 \end{cases} \dots\dots\dots (10)$$

式中：

p_1 、 p_2 、 e_1 、 e_2 ——间距(见图 2)；

d_0 ——孔的直径。



注：式(11)也可参见此图。

图 2 式(10)的图解

5.2.3.1.4 被连接件的拉力

在净截面上涉及屈服的极限设计拉力 $F_{cs,Rd}$ 按式(11)计算：

$$F_{cs,Rd} = \frac{f_y \times A_n}{\gamma_{Rc}} \dots\dots\dots (11)$$

其中： $\gamma_{Rc} = \gamma_m \times \gamma_{st}$

式中：

A_n ——螺栓或销轴孔处的净截面面积(见图 2);
 γ_{st} ——受拉状态下有孔截面处的具体抗力系数, $\gamma_{st}=1.2$ 。

5.2.3.2 夹紧摩擦型连接

连接的抗力应根据单个连接件极限力之和来确定。

对于夹紧摩擦型连接,每个螺栓和每个摩擦面的极限设计滑移力 $F_{s,Rd}$ 按式(12)计算:

$$F_{s,Rd} = \frac{\mu \times (F_{p,d} - F_{cr})}{\gamma_{Rs}} \dots\dots\dots (12)$$

其中: $\gamma_{Rs} = \gamma_m \times \gamma_{ss}$

式中:

μ ——滑动摩擦系数:

- 对于经喷丸喷砂处理而呈现均匀金属光泽的表面,取 $\mu=0.50$;
- 对于经喷丸喷砂处理并镀铝的表面,取 $\mu=0.50$;
- 对于经喷丸喷砂处理并镀锌的表面,取 $\mu=0.50$;
- 对于经喷丸喷砂处理并涂有 $50 \mu\text{m} \sim 80 \mu\text{m}$ 厚度的碱硅酸锌底漆(无机富锌漆)的表面,取 $\mu=0.40$;
- 对于经热浸镀锌和轻度喷丸喷砂处理的表面,取 $\mu=0.40$;
- 对于经钢丝刷或火焰清理而呈现金属光泽的表面,取 $\mu=0.30$;
- 对于经磷化底漆清理和处理的表面,取 $\mu=0.25$;
- 对于清理了浮锈、油脂和污垢(最低要求)的表面,取 $\mu=0.20$;

$F_{p,d}$ ——设计预紧力;

F_{cr} ——由于外部拉力引起连接中压力的减少量(对于不计算刚度比的保守假设,可采用 $F_{cr}=F_e$, 其中 F_e 为外部拉力,见 5.2.3.3);

γ_{ss} ——夹紧摩擦型连接的具体抗力系数(见表 5)。

所施加的预紧力应略大于或等于设计预紧力。

表 5 夹紧摩擦型连接的具体抗力系数 γ_{ss}

连接滑移影响	孔的类型			
	标准孔 ^a	超大孔 ^b 和短槽孔 ^c	长槽孔 ^c	长槽孔 ^d
易造成危险	1.14	1.34	1.63	2.00
不造成危险	1.00	1.14	1.41	1.63
短槽孔:孔的长度小于或等于 1.25 倍螺栓直径。 长槽孔:孔的长度大于 1.25 倍粗制螺栓的直径。为减少螺栓或螺母的压力,应采用合适的垫圈。				
^a 孔的公差取自 ISO 273 的中(半精制)系列。 ^b 孔的公差取自 ISO 273 的粗(制)系列。 ^c 槽型孔的槽垂直于力的方向。 ^d 槽型孔的槽平行于力的方向。				

当夹紧摩擦型的具体抗力系数 $\gamma_{ss}=1.14$ 、设计预紧力 $F_{p,d}=0.7 \times f_{yb} \times A_s$ 时,所用的极限设计滑移力参见附录 B。

式中:

f_{yb} ——螺栓材料的屈服应力(名义值)(见表 4)；

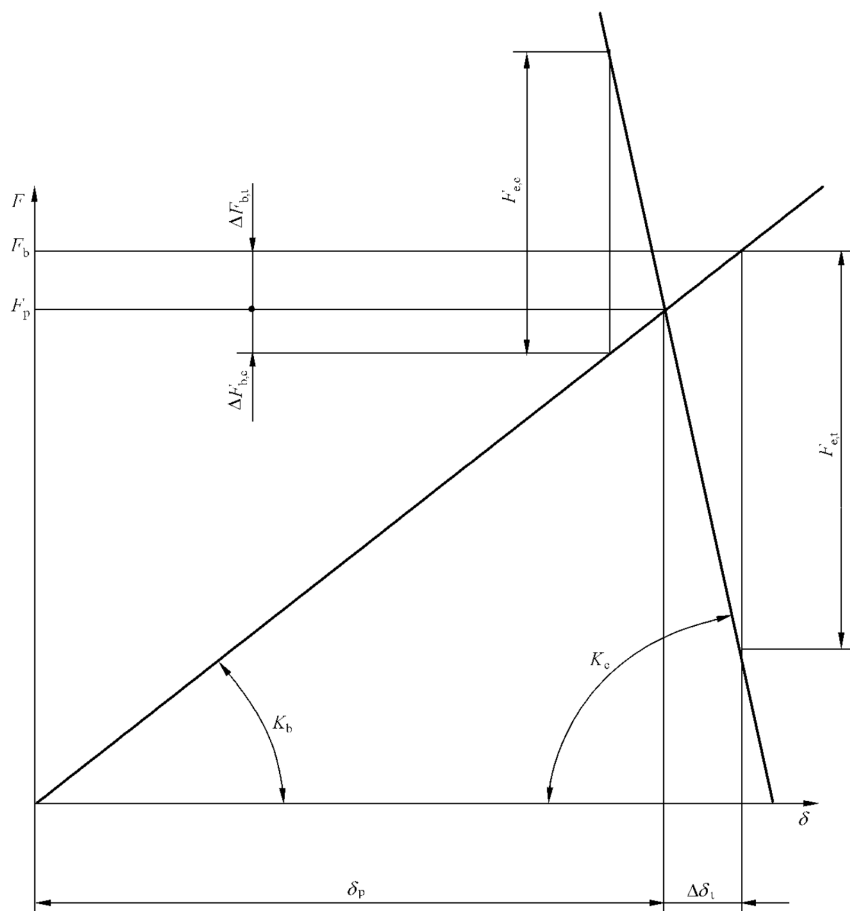
A_s ——螺纹应力截面积。

5.2.3.3 受拉连接

本条款规定了连接中的螺栓的极限状态。被连接件及其焊缝的计算应遵循结构件的一般原则,螺栓的预紧视为一个加载的部件。

考虑到多个螺栓连接中力的分布和撬动效应(即杠杆作用),应对连接中最大外力作用下的螺栓进行验证计算。

预紧连接的能力验证计算应考虑螺栓和被连接件的刚度,见图 3。



说明：

F_p —— 螺栓预紧力；

δ_p —— 由于预紧引起的螺栓伸长；

$F_{e,t}$ —— 外部拉力；

$F_{e,c}$ —— 外部压力；

$\Delta\delta_t$ —— 由于外部拉力引起的附加伸长；

F_b —— 螺栓上的拉力；

$\Delta F_{b,t}$ —— 由于外部拉力在螺栓上引起的附加力；

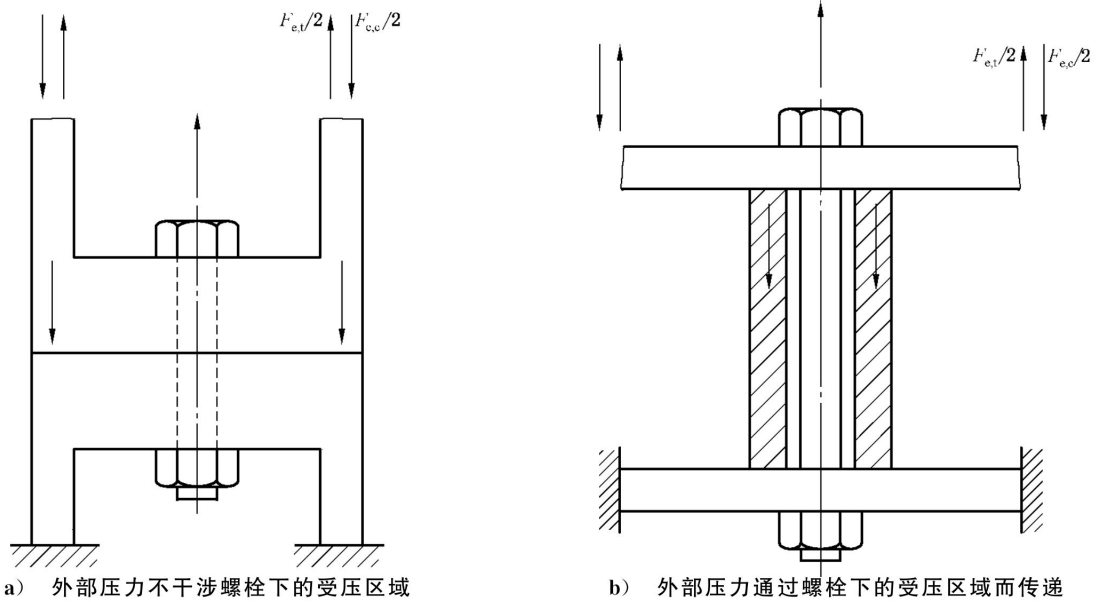
$\Delta F_{b,c}$ —— 由于外部压力在螺栓上引起的附加力；

K_b —— 螺栓的刚度(斜率)；

K_c —— 被连接件的刚度(斜率)。

图 3 力-变形图

另外,应根据连接接头的构造考虑外部压力的加载途径,见图4。



注:为简化,假设对中间的螺栓进行对称加载。

图4 不同外部压力的加载途径

对于外部拉伸螺栓的力,应考虑两个独立的设计极限:

- a) 在外力作用下和在最大设计预紧力下所产生的螺栓力不应超过螺栓屈服载荷,见式(13);
- b) 在外力作用下和在最小设计预紧力下的连接不应产生间隙(缝隙),见式(14)。

对于受拉连接,应证明螺栓的外部设计拉力 $F_{e,t}$ 不超过两个极限设计力 $F_{t1,Rd}$ 或 $F_{t2,Rd}$ 中的任何一个,另见 5.3.2。

根据螺栓屈服准则,单个螺栓的极限设计拉力 $F_{t1,Rd}$ 按式(13)计算:

$$F_{t1,Rd} = \frac{F_y / \gamma_{Rb} - F_{p,max}}{\Phi} \dots\dots\dots (13)$$

其中: $\Phi = \frac{K_b}{K_b + K_c}$, $\gamma_{Rb} = \gamma_m \times \gamma_{sb}$ 和 $F_y = f_{yb} \times A_s$

式中:

- F_y —— 螺栓的屈服力;
- $F_{p,max}$ —— 设计预紧力的最大值,见式(15);
- f_{yb} —— 螺栓的屈服应力;
- A_s —— 螺纹公称应力截面积;
- Φ —— 连接的刚度比例系数,另见附录 G;
- γ_{sb} —— 受拉连接的具体抗力系数, $\gamma_{sb} = 0.91$ 。

计算连接的刚度比例系数 Φ 时,可以考虑载荷引入系数 α_L ,见附录 G。

根据连接的间隙准则,单个螺栓的极限设计拉力 $F_{t2,Rd}$ 按式(14)计算:

$$F_{t2,Rd} = \frac{F_{p,min}}{\gamma_{Rb}(1 - \Phi)} \dots\dots\dots (14)$$

式中:

$F_{p,min}$ —— 设计预紧力的最小值。

考虑预紧力的分散系数,设计预紧力最大和最小值可按式(15)和式(16)计算:

$$F_{p,max} = (1 + s) \times F_{pn} \quad \dots\dots\dots (15)$$

$$F_{p,min} = (1 - s) \times F_{pn} \quad \dots\dots\dots (16)$$

式中：

F_{pn} ——施加预紧力的名义目标值；

$F_{p,max}$ ——设计预紧力的最大值；

$F_{p,min}$ ——设计预紧力的最小值；

$\pm s$ ——预紧力的分散系数；

对于旋转角度或拧紧扭矩需计量的可控拧紧处，取 $s=0.23$ ；

对于螺栓力或伸长量需计量的可控拧紧处，取 $s=0.09$ 。

当采用几个同型等载螺栓连接时，式(16)中计算 $F_{p,min}$ 所用到的分散系数应考虑下列情况：

对于旋转角度或拧紧扭矩需计量的可控拧紧处， $s=0.23/\sqrt{n}$ 且 $s \geq 0.10$ ；

对于螺栓力或伸长量需计量的可控拧紧处， $s=0.09/\sqrt{n}$ 且 $s \geq 0.05$ ；其中， n 为相同受力螺栓的数量。

表 6 给出了名义预紧力 F_{pn} 的限值，否则对一个特定连接可能会选择任意的预紧力值。

表 6 由预紧力施加方法确定的最大名义预紧力等级

预紧方法类型	最大名义预紧力等级
扭矩施加于螺栓的方法	$0.7F_y$
仅拉力直接施加于螺栓的方法	$0.9F_y$

关于拧紧力矩的信息参见附录 B。

对于螺栓上的附加力计算，应考虑外部压力的加载途径，见图 4。一般形式下螺栓上的附加力可按式(17)计算：

$$\Delta F_b = \Phi \times (F_{e,t} + F_{e,c}) \quad \dots\dots\dots (17)$$

式中：

ΔF_b ——螺栓上的附加力；

Φ ——连接的刚度比例系数；

$F_{e,t}$ ——外部拉力；

$F_{e,c}$ ——外部压力。

在外部压力不干涉螺栓的受压区域情况下，应忽略外部压力 $F_{e,c}$ [即在式(17)中将 $F_{e,c}$ 设为 0]，如图 4a)所示。

根据第 6 章，螺栓的疲劳强度验证应计入螺栓上的附加力 ΔF_b 。

5.2.3.4 剪切、拉伸组合的承压型连接

当承压型连接的螺栓同时受到拉伸和剪切的作用时，所施加的力应满足式(18)：

$$\left(\frac{F_{t,Sd}}{F_{t,Rd}}\right)^2 + \left(\frac{F_{v,Sd}}{F_{v,Rd}}\right)^2 \leq 1.0 \quad \dots\dots\dots (18)$$

式中：

$F_{t,Sd}$ ——每个螺栓的外部拉力；

$F_{t,Rd}$ ——每个螺栓的极限设计拉力(见 5.2.3.3)；

$F_{v,Sd}$ ——每个螺栓和每个剪切面的设计剪力；

$F_{v,Rd}$ ——每个螺栓和每个剪切面的极限设计剪力(见 5.2.3.1.2)。

5.2.4 销轴连接的极限设计力

5.2.4.1 销轴的极限设计弯矩

极限设计弯矩按式(19)计算:

$$M_{Rd} = \frac{W_{el} \times f_{yp}}{\gamma_{Rp}} \dots\dots\dots(19)$$

其中: $\gamma_{Rp} = \gamma_m \times \gamma_{sp}$

式中:

W_{el} —— 销轴材料的弹性截面模量;

f_{yp} —— 销轴材料的屈服应力(最小值);

γ_{sp} —— 销轴连接中弯矩的具体抗力系数, $\gamma_{sp} = 1.0$ 。

5.2.4.2 销轴的极限设计剪力

销轴每个剪切面的极限设计剪力按式(20)计算:

$$F_{v,Rd} = \frac{1}{u} \times \frac{A \times f_{yp}}{\sqrt{3} \times \gamma_{Rp}} \dots\dots\dots(20)$$

其中: $\gamma_{Rp} = \gamma_m \times \gamma_{sp}$

式中:

u —— 形状系数:

对于实心销轴 $u = 4/3$;

对于空心销轴 $u = \frac{4}{3} \times \frac{1 + v_D + v_D^2}{1 + v_D^2}$ 。

式中: $v_D = \frac{D_i}{D_o}$

D_i —— 销轴内径;

D_o —— 销轴外径;

A —— 销轴横截面面积;

γ_{sp} —— 销轴连接中剪力的具体抗力系数:

对于多个剪切面连接 $\gamma_{sp} = 1.0$;

对于单个剪切面连接 $\gamma_{sp} = 1.3$ 。

5.2.4.3 销轴和被连接件的极限设计承压力

极限设计承压力按式(21)计算:

$$F_{b,Rd} = \frac{\alpha \times d \times t \times f_y}{\gamma_{Rp}} \dots\dots\dots(21)$$

其中: $\gamma_{Rp} = \gamma_m \times \gamma_{sp}$

$$\alpha = \min \begin{cases} \frac{f_{yp}}{f_y} \\ 1.0 \end{cases}$$

式中:

f_y —— 被连接件材料的屈服应力(最小值);

f_{yp} —— 销轴材料的屈服应力(最小值);

d —— 销轴直径;

t ——被连接件厚度的较小值,即图 5 中的 $2t_1$ 或 t_2 ;

γ_{sp} ——销轴连接中承压力的具体抗力系数。

对于多个剪切面连接中的被连接件,通过防脱装置(如销轴端部的拧紧螺母)而紧固为一体时,
 $\gamma_{sp} = 0.6$ 。

对于单个剪切面连接或多个剪切面连接中的被连接件,没有紧固为一体时, $\gamma_{sp} = 0.9$ 。
 在销轴和承压面之间有显著相对运动的情况下,应考虑降低极限承压力以减少磨损。
 在反向载荷的情况下,应考虑避免间隙过大。

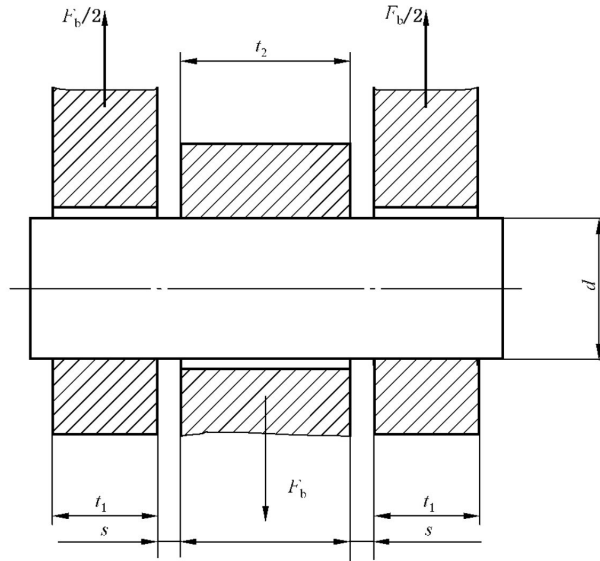


图 5 销轴连接

5.2.4.4 被连接件的极限设计剪力

对于材料撕裂型失效模式下的极限设计力应根据临界截面的剪应力。通常,假定截面上的剪应力均匀分布。

极限设计剪力按式(22)计算:

$$F_{vs,Rd} = \frac{A_s \times f_y}{\sqrt{3} \times \gamma_m} \dots\dots\dots (22)$$

对于对称结构,如图 6a)和图 6c), $A_s = 2 \times s \times t$;

对于结构,如图 6b)(s_1 和 s_2 应大于 c), $A_s = (s_1 + s_2) \times t$

式中:

f_y ——被连接件材料的屈服应力(最小值);

A_s ——撕裂截面的受剪面积;

s, s_1, s_2 ——撕裂截面的受剪长度,图 6 结构中, A—A 为撕裂截面,且受剪长度可通过图示中的 40° 准则进行确定。

t ——构件的厚度。

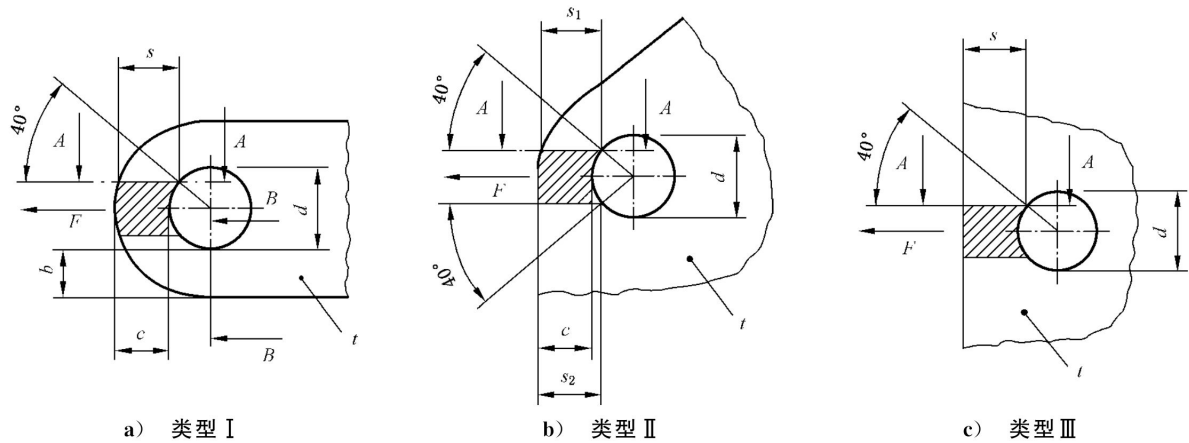


图6 被连接件

5.2.4.5 被连接件的极限设计拉力

根据销轴孔内表面的最大拉应力进行设计,应考虑销轴孔几何形状引起的应力集中。
符合图 6a)所示结构的极限设计力可按式(23)计算:

$$F_{vt,Rd} = \frac{2 \times b \times t \times f_y}{k \times \gamma_m \times \gamma_{spt}} \dots\dots\dots (23)$$

其中: $\gamma_{spt} = \frac{0.95}{\sqrt{k}} \times \frac{1.38 \times f_y}{f_u}$

式中:

- f_y —— 被连接件材料的屈服应力(最小值);
- f_u —— 被连接件材料的屈服强度;
- γ_{spt} —— 受拉状态下有孔截面处的具体抗力系数;
- k —— 应力集中系数,例如,截面最大应力与平均应力的比值,当结构的几何尺寸比 $1 \leq c/b \leq 2$ 且 $0.5 \leq c/b \leq 1$ [见图 6a)],可根据图 7 确定应力集中系数 k ,销轴和孔之间的间隙假定符合 ISO 286-2:2010 中公差为 H11/h11 或者更小值。对于较大间隙的情形,应选择较大的 k 值。

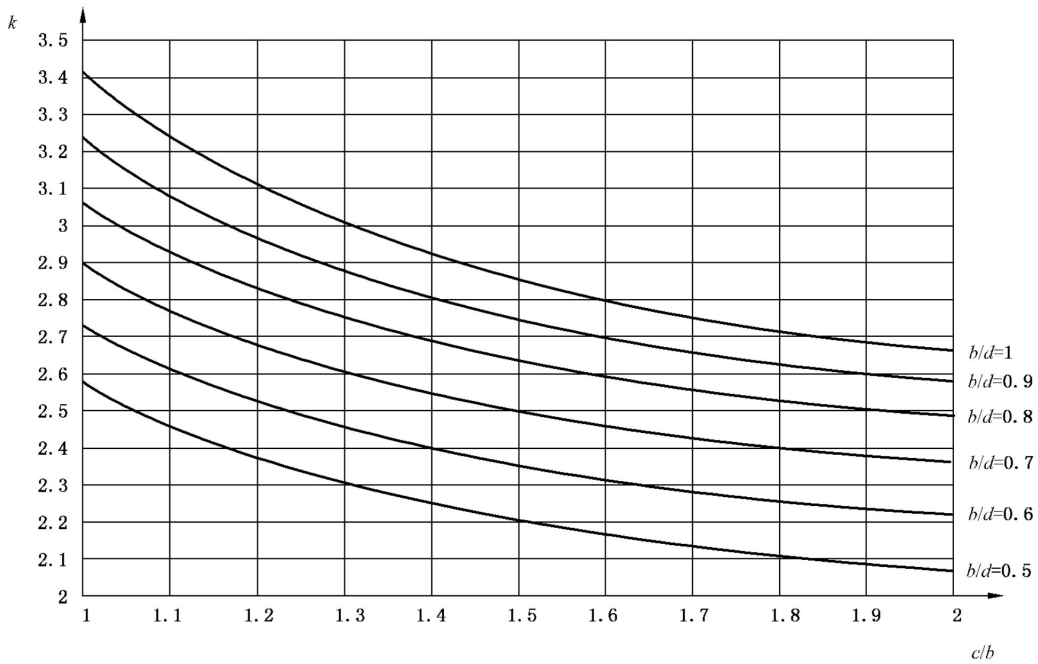


图 7 特定类型销轴连接的应力集中系数

注：本条只需考虑拉伸载荷和反向载荷的拉伸部分。然而，对于可能导致连接间隙过大或功能损坏的反向载荷情况需额外考虑(见 5.2.4.3)。

5.2.5 焊缝连接的极限设计应力

用于焊缝连接的极限设计焊缝应力 $f_{w,Rd}$ 取决于以下方面：

- 焊接母材和所用的焊缝材料；
- 焊缝类型；
- 按附录 C 对应力类型的评价；
- 焊缝质量。

根据表 7 中公式编号，极限设计焊缝应力 $f_{w,Rd}$ 按式(24)或式(25)计算：

$$f_{w,Rd} = \frac{\alpha_w \times f_{yk}}{\gamma_m} \dots\dots\dots (24)$$

$$f_{w,Rd} = \frac{\alpha_w \times f_{uw}}{\gamma_m} \dots\dots\dots (25)$$

式中：

- α_w ——根据焊缝类型、应力类型和焊缝材料确定的极限焊缝应力系数，如表 7 所示；
- f_{yk} ——被连接件的屈服强度的最小值；
- f_{uw} ——焊缝材料(所有焊缝金属)的极限强度。

由焊缝连接构件组合而成的结构件，例如翼缘板和腹板的连接，在设计时可不考虑构件中平行于焊缝轴线的拉应力或压应力，而假设焊缝按比例承受那些构件之间产生的剪力。

表 7 极限焊缝应力系数 α_w

焊接材料类型	应力方向	焊缝类型	应力类型	公式编号	α_w		
					$f_y \leq 420 \text{ N/mm}^2$	$420 \text{ N/mm}^2 < f_y < 930 \text{ N/mm}^2$	$f_y \geq 930 \text{ N/mm}^2$
相匹配的焊缝材料	应力垂直于焊缝方向	全熔透焊缝	拉伸或压缩	24	1.00		0.93
		部分熔透焊缝 ^a	拉伸或压缩	24	0.90		0.85
	应力平行于焊缝方向	所有焊缝	剪切	24	0.60		0.55
欠匹配的焊缝材料	应力垂直于焊缝方向	全熔透焊缝	拉伸或压缩	25	0.80	0.85	0.90
		部分熔透焊缝 ^a	拉伸或压缩	25	0.70	0.75	0.80
	应力平行于焊缝方向	所有焊缝	剪切	25	0.45	0.50	0.50

对于 ISO 5817:2014 中质量等级为 C 的焊缝, α_w 值为有效。

除了根据 5.3.4 验证焊接材料外, 还应根据 5.3.1 对连接件进行验证。若被连接件采用不同材料, 应分别对每个构件进行验证。

对于全部熔透和部分熔透焊缝的定义参考 ISO 17659。

相匹配的焊缝材料: 焊缝材料极限强度等于或高于被焊接件强度。

欠匹配的焊缝材料: 焊缝材料极限强度低于被焊接件强度。

^a 不建议采用非对称焊接, 若使用不对称焊缝, 为避免载荷偏心对焊缝的影响, 应对连接构件进行支撑。

5.3 验证的实施

5.3.1 结构件的验证

对所设计的结构件应按式(26)进行验证:

$$\sigma_{Sd} \leq f_{Rd\sigma} \text{ 和 } \tau_{Sd} \leq f_{Rd\tau} \quad \dots\dots\dots(26)$$

式中:

σ_{Sd}, τ_{Sd} ——设计应力, 可用冯米斯(Von Mises)等效应力 σ 代替;

$f_{Rd\sigma}, f_{Rd\tau}$ ——根据 5.2.2 得到的相应的极限设计应力;

对于采用冯米斯等效应力的情况, $f_{Rd\sigma}$ 即为极限设计应力。

对于未采用冯米斯等效应力的平面状态应力, 应按式(27)进行附加验证:

$$\left(\frac{\sigma_{Sd,x}}{f_{Rd\sigma,x}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{Sd,y}}{f_{Rd\sigma,y}}\right)^2 - \frac{\sigma_{Sd,x} \times \sigma_{Sd,y}}{f_{Rd\sigma,x} \times f_{Rd\sigma,y}} + \left(\frac{\tau_{Sd}}{f_{Rd\tau}}\right)^2 \leq 1.0 \quad \dots\dots\dots(27)$$

式中:

x, y ——正交方向的应力分量。

空间状态应力可简化为最不利的平面状态应力。

5.3.2 螺栓连接的验证

对于每种失效模式和对于连接中的最不利承载件, 应按式(28)进行验证:

$$F_{Sd} \leq F_{Rd} \quad \dots\dots\dots(28)$$

式中:

F_{Sd} ——构件的设计力, 取决于连接类型, 例如受拉连接的设计力为 $F_{c,t}$ (见 5.2.3.3);

- F_{Rd} ——根据 5.2.3 得到的极限设计力,取决于连接的类型,即;
 - $F_{v,Rd}$ ——极限设计剪力;
 - $F_{b,Rd}$ ——极限设计承压力;
 - $F_{s,Rd}$ ——极限设计滑移力;
 - $F_{cs,Rd}$ ——每个被连接件的极限设计拉力;
 - $F_{t1,Rd}, F_{t2,Rd}$ ——极限设计拉力。
- 应注意将总载荷分配到连接中的每个构件上。

5.3.3 销轴连接的验证

对于销轴连接,应按式(29)进行验证:

$$M_{Sd} \leq M_{Rd}, F_{vp,Sd} \leq F_{vp,Rd}, F_{bi,Sd} \leq F_{b,Rd}, F_{vd,Sd} \leq F_{vs,Rd}, F_{vd,Sd} \leq F_{vt,Rd} \dots\dots (29)$$

式中:

- M_{Sd} ——销轴的设计弯矩;
- M_{Rd} ——根据 5.2.4.1 得到的销轴极限设计弯矩;
- $F_{vp,Sd}$ ——销轴的设计剪力;
- $F_{vp,Rd}$ ——根据 5.2.4.2 得到的销轴极限设计剪力;
- $F_{bi,Sd}$ ——销轴连接中连接板 i 上承压力的最不利设计值;
- $F_{b,Rd}$ ——根据 5.2.4.3 得到的极限设计承压力;
- $F_{vd,Sd}$ ——被连接件的设计力;
- $F_{vs,Rd}$ ——根据 5.2.4.4 得到的被连接件的极限设计剪力;
- $F_{vt,Rd}$ ——根据 5.2.4.5 得到的被连接件的极限设计拉力。

在多销轴连接的情况下,应注意将总载荷分配到连接中的各个构件上。

在缺乏更详细分析的情况下,作为保守的假定, M_{Sd} 可按式(30)计算:

$$M_{Sd} = \frac{F_b}{8} \times (2 \times t_1 + t_2 + 4 \times s) \dots\dots\dots (30)$$

式中:

F_b, t_1, t_2, s 见图 5。

5.3.4 焊缝连接的验证

对于焊接设计,应按式(31)进行验证:

$$\sigma_{w,Sd} \leq f_{w,Rd} \text{ 和 } \tau_{w,Sd} \leq f_{w,Rd} \dots\dots\dots (31)$$

式中:

- $\sigma_{w,Sd}, \tau_{w,Sd}$ ——设计焊缝应力(见附录 C);
- $f_{w,Rd}$ ——根据 5.2.5 中得到的极限设计焊缝应力。

对于平面状态应力的焊缝连接(正交应力构件 $\sigma_{w,Sd}, \tau_{w,Sd,x}, \tau_{w,Sd,y}$),应按式(32)进行附加验证:

$$\left(\frac{\sigma_{w,Sd,x}}{f_{w,Rd,x}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{w,Sd,y}}{f_{w,Rd,y}}\right)^2 - \frac{\sigma_{w,Sd,x} \times \sigma_{w,Sd,y}}{f_{w,Rd,x} \times f_{w,Rd,y}} + \left(\frac{\tau_{w,Sd}}{f_{w,Rd}}\right)^2 \leq 1.0 \dots\dots\dots (32)$$

式中:

x, y ——应力分量的正交方向。

6 疲劳强度验证

6.1 概述

疲劳强度验证的目的是为防止在循环载荷下的结构件或连接中形成临界裂纹而失效的风险。

疲劳应力依据名义应力的概念计算。本标准只涉及名义应力法(其他方法见参考文献)。名义应力是指母材中临近潜在裂纹位置的、按材料纯弹性强度理论计算的应力,不考虑局部应力集中效应。附录D给出了含有图示说明影响的结构细节构造,并包括了影响特征疲劳强度值的下列效应:

- 由连接和焊缝几何形状引起的局部应力集中;
- 可接受的间断点的尺寸和形状;
- 应力方向;
- 残余应力;
- 冶炼条件;
- 在某些情况下,焊接工艺和焊后改善程序。

除上述列出的几何应力集中影响(整体应力集中)外,其他的几何应力集中影响应借助于相关的应力集中系数包含在名义应力中。

注:本标准不使用其他方法,例如热点应力法(见参考文献[8])。

对于疲劳强度验证的实施,应计算由可变的应力循环引起的累积损伤。本标准采用应力历程参数 s_m (见6.3.3)表达帕尔姆格伦-迈纳(Palmgren-Miner's)的累积损伤准则。应力历程参数值可通过模拟、试验或利用S级别来确定。由此来考虑工作状态及其对结构应力的影响。

可考虑焊接状态(未经消除应力)下结构中平均应力的影响(见6.3),但这可以忽略不计。因此应力历程参数 s 独立于平均应力,且疲劳强度只取决于应力范围。

在非焊接的细节或消除应力焊接的细节,疲劳评估所用的有效应力范围,可由应力范围的拉应力加上60%的应力范围的压应力来确定,或者由专门的调查来确定(见6.2.2.2)。

表8给出了疲劳强度的具体抗力系数 γ_{mf} ,用来表征疲劳强度值不确定性和疲劳损伤的可能后果。

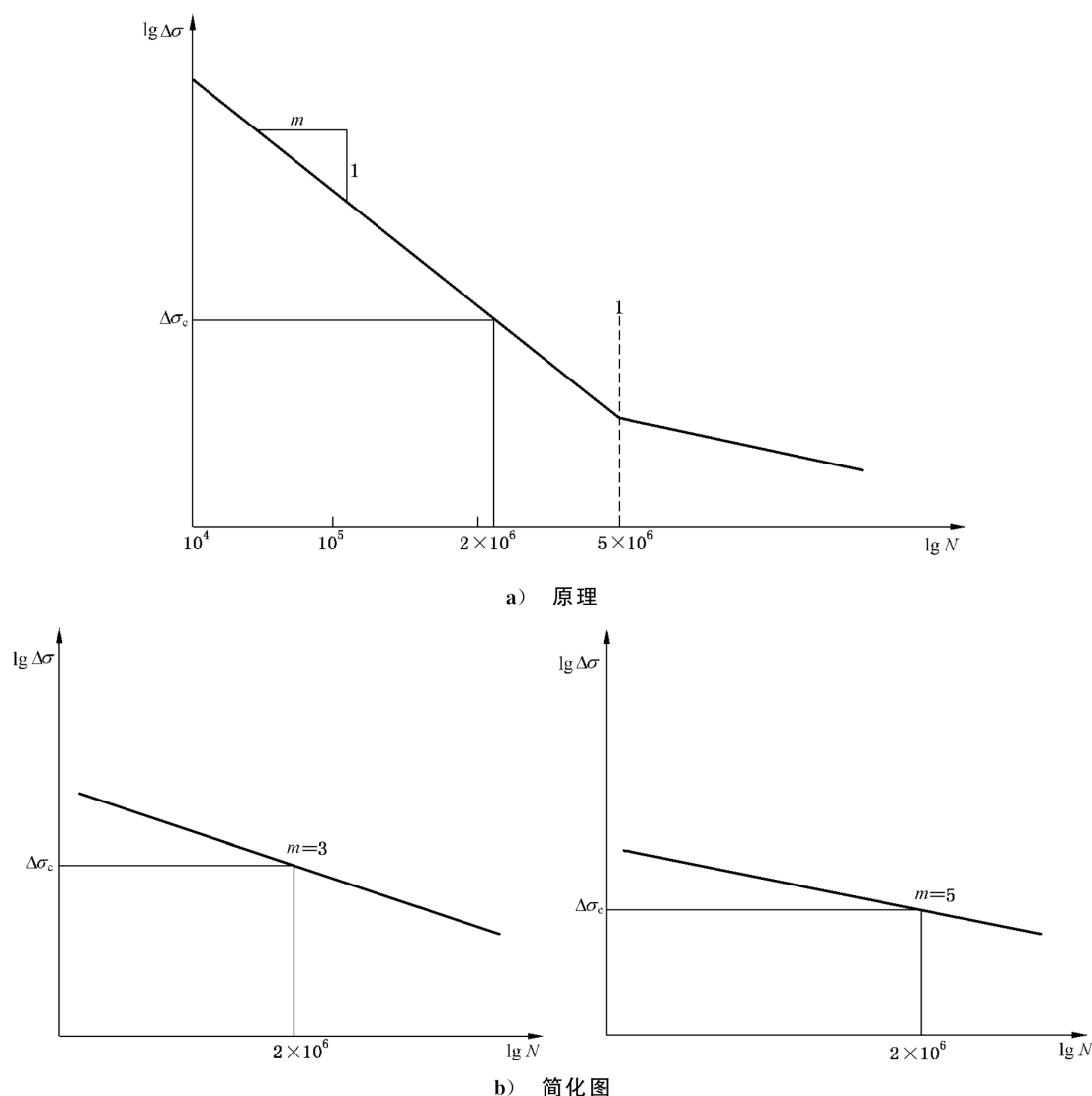
表8 疲劳强度具体抗力系数 γ_{mf}

可接近性	失效-安全构件	失效-非安全构件	
		对人造成危险	不对人造成危险
易接近的接头细节	1.00	1.10	1.20
难接近的接头细节	1.05	1.15	1.25
失效-安全构件是指那些失效后果较小的结构件,例如某一构件的局部失效不会导致整个结构的失效或载荷坠落。 失效-非安全构件是指结构件中某一构件失效将会迅速导致整个结构失效或载荷坠落。			

6.2 极限设计应力

6.2.1 特征疲劳强度

结构细节的极限设计应力通过特征疲劳强度 $\Delta\sigma_c$ 来描述,它表述为在恒定应力范围下应力循环次数为 2×10^6 次,可靠性概率 $P_s = 97.7\%$ (平均值减去由正态分布和单边检验得到的两个标准差)时的疲劳强度,见图8、附录D和附录E。



说明：

L —— 恒定应力范围的疲劳极限；

m —— 疲劳强度曲线的斜率常数；

在 \lg - \lg 表示法中，该曲线的斜率为 $-1/m$ 。

图 8 $\Delta\sigma$ - N 曲线和 $\Delta\sigma_c$ 示图

附录 E 表中第一列的 $\Delta\sigma_c$ 值是根据缺口效应级别(NC)的顺序和相邻级别间定比 1.125 而排列的。

对于剪应力，用 $\Delta\tau_c$ 替代 $\Delta\sigma_c$ 。

附录 D 表中给出了结构件母材、非焊接连接和焊接件的特征疲劳强度 $\Delta\sigma_c$ 或 $\Delta\tau_c$ 值，以及 $\Delta\sigma$ - N 曲线的斜率常数 m 。

销轴连接件作为结构件应对其进行疲劳强度验证，应考虑孔周围的任何附加缺口效应(例如，焊点和孔)。

该给定值适用于所规定的基本条件。对于偏离条件，应根据附录 D 选择一个或多个合适的高于基本缺口效应级别的缺口等级(+1NC, +2NC, ...)以增加抗力，或者低于基本缺口效应级别的缺口等级(-1NC, -2NC, ...)以减少抗力。多种偏离条件的影响应叠加。

6.2.2 焊缝质量

6.2.2.1 概述

附录 D 中提出的 $\Delta\sigma_c$ 值取决于焊缝的质量等级。质量等级应符合 ISO 5817:2014 中的 B、C、D 级。不准许使用低于 D 级的质量等级。

本标准可使用增设的质量等级 B*。使用条件是其满足 6.2.2.2 和对等级 B 的要求。

6.2.2.2 对质量等级 B* 的附加要求

本标准采用 100% NDT(无损检测)中的合适方法对焊缝全长进行检查,以确保焊缝满足下列规定的质量要求:

对于对接焊缝:

- 充分熔透无初始(起始和终止)点;
- 双面机械加工或单面平齐磨削,并沿应力方向磨削;
- 焊后磨削焊趾,钨极惰性气体保护焊(TIG)、等离子焊重熔或针状体喷丸处理以去除咬边和夹渣;
- 连接板偏心距小于两连接板中较大板厚的 5%;
- 焊缝凹陷的总长度小于焊缝总长度的 5%;
- 100%无损检测。

对于平行搭接接头焊缝:

- 焊缝对于板平面的过渡角不应超过 25°;
- 焊后磨削焊趾,钨极惰性气体保护焊(TIG)、等离子焊重熔或针形喷丸处理;
- 100%无损检测。

对于其他类型焊缝:

- 充分熔透;
- 焊缝对于板平面的过渡角不应超过 25°;
- 焊后磨削焊趾,钨极惰性气体保护焊(TIG)、等离子焊重熔或针状体喷丸处理;
- 100%无损检测;
- 连接板偏心距小于两连接板中较大板厚的 10%。

为提高焊缝的疲劳强度,若用钨极惰性气体保护焊熔修作为焊接接头初始区域潜在裂纹的焊后处理,则可将所设计接头构造的焊缝质量从等级 C 提高到等级 B。

6.2.3 对疲劳试验的要求

附录 D 中未给出的结构件细节或考虑平均应力的影响,需要对 $\Delta\sigma_c$ 和 m 进行具体的研究。其要求如下:

- 表现结构细节的试验样本应按实际尺寸(1:1),如材料的厚度、几何形状、焊缝、加载;
- 试验样本应在工厂条件下制造;
- 应力循环应完全在拉伸范围内;
- 对每一应力范围等级应至少进行 7 次试验。

确定 m 和 $\Delta\sigma_c$ 的要求如下:

- $\Delta\sigma_c$ 应由基于平均值减去在 lg-lg(坐标)表示法中两个标准离差的循环次数来确定;
- 应至少使用一个导致失效应力循环次数均值在 1×10^4 次~ 5×10^4 次的应力范围等级;
- 应至少使用一个导致失效应力循环次数均值在 1×10^6 次~ 2.5×10^6 次的应力范围等级。

一种用于确定 m 和 $\Delta\sigma_c$ 的简化方法:

——应设 $m=3$;

——应至少使用一个导致失效应力循环次数均值小于 1×10^5 次的应力范围等级。

6.3 应力历程

6.3.1 应力历程的确定

应力历程是所有对疲劳而言意义重大的应力变化的数字表达。采用已建立的金属疲劳准则,将海量的大小变化的应力循环凝练为一个或两个参数。

对于所选起重机的机械零部件或结构件进行疲劳强度验算时,应确定具体工作条件所产生的应力历程。

应力历程可通过试验确定,也可通过弹性动力学或刚体动力学模拟进行估算。

通常,疲劳强度验证应采用 ISO 8686 适用部分乘以动载系数 ϕ_i 、所有分项安全系数 γ_p 设为 1 的载荷组合 A(常规载荷)和 6.2 的抗力(即极限设计应力)进行计算。在某些应用中,载荷组合 B(偶然载荷)中经常出现的某一载荷,需包含在疲劳评估的载荷组合中。那些偶然载荷的应力历程,可按与常规载荷相同的方法进行估算。

不成比例的应力历程(如源于梁理论的梁上弦杆的应力和源于车轮载荷的局部效应,或源于齿轮轴中的弯曲和扭剪应力)可单独确定。正如“应力历程—交互作用”组合效应的疲劳评估是基于独立应力历程作用的。

应力历程应用最大应力幅和应力发生的频率来表示。以下章条描述的方法和计算公式均表示正应力,但也可应用到剪应力中。

注:附录 F 中给出了由模拟方法确定应力历程的示例。

6.3.2 应力循环发生的频率

对于疲劳强度验证,应力历程用应力范围的发生频率这一单参数表示法来表示,这是通过采用可忽略平均应力影响的方法,如迟滞回线计数法(雨流计数或水库汇集法)来实现的。

每一应力范围都由其上极限值、下极限值来充分描述,见式(33):

$$\Delta\sigma = \sigma_u - \sigma_b \quad \dots\dots\dots (33)$$

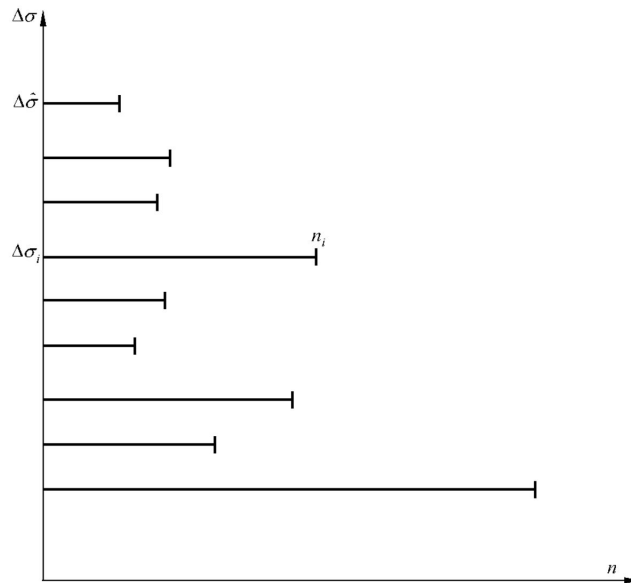
式中:

σ_u ——应力范围的上极限值;

σ_b ——应力范围的下极限值;

$\Delta\sigma$ ——应力范围。

图 9 为单参数表示法的图示。



说明：

$\Delta\sigma_i$ —— 应力范围 i ；

$\Delta\hat{\sigma}$ —— 最大应力范围；

n_i —— 在应力范围 i 内的应力循环次数。

图 9 应力历程的单参数表示法(应力范围的发生频率)

6.3.3 应力历程参数

在起重机使用寿命周期内,基于单参数表示法的应力历程参数 s_m 按式(34)计算:

$$s_m = \nu \times k_m \dots\dots\dots (34)$$

其中:

$$k_m = \sum_i \left[\frac{\Delta\sigma_i}{\Delta\hat{\sigma}} \right]^m \times \frac{n_i}{N_t} \dots\dots\dots (35)$$

$$\nu = \frac{N_t}{N_{ref}} \dots\dots\dots (36)$$

式中:

ν —— 应力范围发生的相对总次数;

k_m —— 基于 m 的应力谱系数;

$\Delta\sigma_i$ —— 应力范围 i (见图 9);

$\Delta\hat{\sigma}$ —— 最大应力范围(见图 9);

n_i —— 在应力范围 i 内的应力循环次数(见图 9);

N_t —— 在起重机使用寿命周期内应力范围发生的总次数, $N_t = \sum_i n_i$;

N_{ref} —— 参考点的循环次数, $N_{ref} = 2 \times 10^6$;

m —— $\lg\Delta\sigma - \lg N$ 曲线的斜率常数。

对于消除热应力或非焊接结构件,应力范围的压缩部分应减小到 60%。

给定的应力历程分成具体的 S 级别,独立于相关 $\lg\Delta\sigma - \lg N$ 曲线的斜率常数 m 。在 s_m 为常数的 $\lg\sigma - \lg N$ 坐标图中,级别界限的斜线表示了 k_m 与 ν 的关系。

以相同的 s_m 值表征的应力历程,可假设其对相似的材料、零件或部件的损伤是相同的。

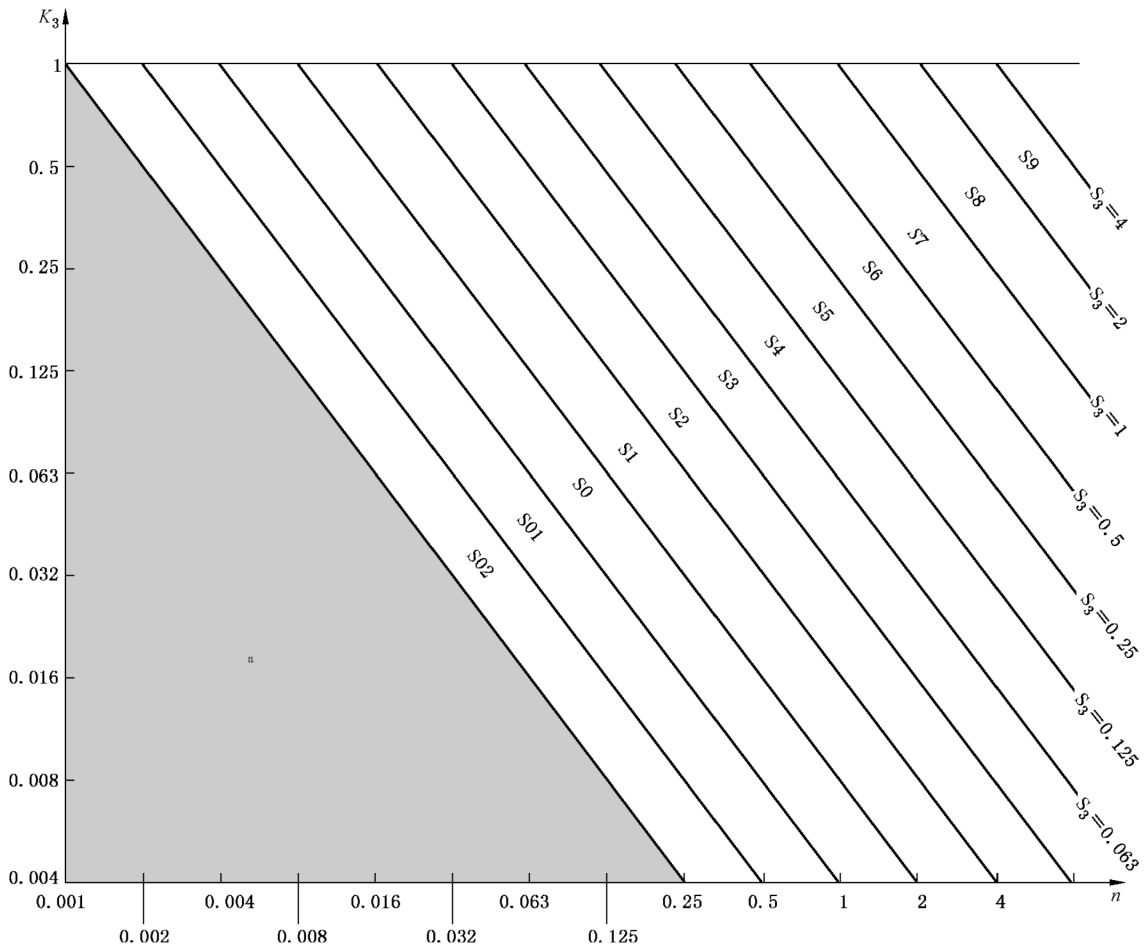
若起重机部件的 s_m 值低于 0.001,则不需要进行疲劳强度的验证。

单轴应力状态下的设计应力为纯压缩,因此,不可能发生裂纹扩展,并且在压缩应力下,不需要进行疲劳强度验证,但应考虑剪切平面的应力。

表 9 给出了基于 $m=3$ 时,用应力历程参数 s_m 的 S 级别表示的应力历程分级,图 10 为图示说明。

表 9 应力历程参数(s_3)的 S 级别

S 级别	应力历程参数值
S02	$0.001 < s_3 \leq 0.002$
S01	$0.002 < s_3 \leq 0.004$
S0	$0.004 < s_3 \leq 0.008$
S1	$0.008 < s_3 \leq 0.016$
S2	$0.016 < s_3 \leq 0.032$
S3	$0.032 < s_3 \leq 0.063$
S4	$0.063 < s_3 \leq 0.125$
S5	$0.125 < s_3 \leq 0.250$
S6	$0.250 < s_3 \leq 0.500$
S7	$0.500 < s_3 \leq 1.000$
S8	$1.000 < s_3 \leq 2.000$
S9	$2.000 < s_3 \leq 4.000$



^a 表示不需进行疲劳评估验算。

图 10 当 $m = 3$ 时应力历程参数的分级图示说明

6.3.4 应力历程级别 S 的确定

6.3.4.1 概述

对于起重机结构件,当由计算或测量获知应力历程参数时,应力历程参数的 S 级别可从表 9 中查取。

应力历程级别也可根据经验和技术理由直接选择。表 11 给出了相应的应力历程参数值 s_3 。应力历程参数的 S 级别与起重机的任务有关,并取决于:

- 工作循环次数和 U 级别(见 ISO 4301-1:2016);
- 名义载荷谱和 Q 级别(见 ISO 4301-1:2016);
- 起重机配置和起重机运动的效应(运行、回转、变幅等)。

若采用单一应力历程级别来表征整个结构,则应在结构中使用最繁重而适当的级别。

6.3.4.2 特殊情况

在结构件中的应力变化仅取决于起升载荷的变化,而与载荷效应变化无关——例如由于起重机运动部件的自重载荷(即相关应力循环的次数等于载荷循环的次数,且应力范围直接与起升载荷的变化成比例)——这种特殊情况下的结构件的 S 级别可按表 10 确定。

表 10 由工作级别确定的 S 级别

ISO 4301-1 中的工作级别	S 级别
A1	S01
A2	S0
A3	S1
A4	S2
A5	S3
A6	S4
A7	S5
A8	S6
ISO 4301-1:2016 未覆盖的更高的应力历程级别(S7~S9),可适用于 A8 级别。	

6.4 验证的实施

对于所考虑的结构细节应按式(37)、式(38)验证:

$$\Delta\sigma_{Sd} \leq \Delta\sigma_{Rd} \dots\dots\dots (37)$$

$$\Delta\sigma_{Sd} = \max\sigma - \min\sigma \dots\dots\dots (38)$$

式中:

- $\Delta\sigma_{Sd}$ —— 计算的设计应力最大范围;
- $\max\sigma, \min\sigma$ —— 按 ISO 8686 适用部分 $\gamma_p=1$ 的载荷组合 A 得出的设计应力极限值(压应力取为负号);
- $\Delta\sigma_{Rd}$ —— 极限设计应力范围。

设计焊缝应力,见附录 C。对于消除热应力的结构件或非焊接的结构件,其应力范围的受压部分可降低到 60%。当应力谱系数 k_m 由式(35)计算得出并用于确定应力历程参数 s_m 时, $\max\sigma$ 和 $\min\sigma$ 值的载荷假设(包括动载系数、加速度和组合)应与用于确定最大应力范围的载荷假设相同。

上述同样适用于剪应力的处理。

对每一应力分量 σ_x, σ_y 与 τ , 应单独实施验证,其中 x, y 表示应力分量的正交方向。

在非焊接的结构细节情况下,若由相同的加载引起的正应力和剪应力同时变化,或者,若最大主应力平面在加载过程中没有明显变化,则只有最大主应力范围可使用。

6.5 极限设计应力范围的确定

6.5.1 适用的方法

对于所考虑结构细节的极限设计应力范围 $\Delta\sigma_{Rd}$, 应直接使用应力历程参数 s_m 来确定或使用 S 级别来简化确定。

6.5.2 应力历程参数的直接使用

极限设计应力范围应按式(39)计算:

$$\Delta\sigma_{Rd} = \frac{\Delta\sigma_c}{\gamma_{mf} \times \sqrt[m]{s_m}} \dots\dots\dots (39)$$

式中:

- $\Delta\sigma_{Rd}$ ——极限设计应力范围；
 - $\Delta\sigma_c$ ——特征疲劳强度(见附录 D)；
 - m —— $\lg\sigma$ - $\lg N$ 曲线的斜率常数(见附录 D)；
 - γ_{mf} ——疲劳强度具体抗力系数(见表 8)；
 - s_m ——应力历程参数。
- 当 s_m 是基于 $m=3$ 而获得时,极限应力设计范围可用 6.5.3.2 中给出的方法计算。

6.5.3 S 级别的使用

6.5.3.1 斜率常数 m

当所考虑的结构细节与 6.3 的 S 级别有关时,极限设计应力范围的简化确定取决于 $\lg\sigma$ - $\lg N$ 曲线的斜率常数 m 。

6.5.3.2 斜率常数 $m=3$

表 11 给出了与应力历程 S 级别相对应的应力历程参数 s_3 值。

表 11 对应于应力历程 S 级别的 s_3 值

S 级别	S02	S01	S0	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8	S9
s_3	0.002	0.004	0.008	0.016	0.032	0.063	0.125	0.25	0.5	1.0	2.0	4.0

注：本表的应力历程参数值是表 9 中给定范围的上限值。

极限设计应力范围应按式(40)计算：

$$\Delta\sigma_{Rd} = \frac{\Delta\sigma_c}{\gamma_{mf} \times \sqrt[3]{s_3}} \dots\dots\dots (40)$$

式中：

- $\Delta\sigma_{Rd}$ ——极限设计应力范围；
 - $\Delta\sigma_c$ —— $m=3$ 时的特征疲劳强度(见附录 D)；
 - s_3 ——应力历程参数(见表 11)；
 - γ_{mf} ——疲劳强度具体抗力系数(见表 8)。
- 对于最严重程度 $\gamma_{mf}=1.25$,附录 E 给出了依据 S 级别和 $\Delta\sigma_c$ 确定的 $\Delta\sigma_{Rd}$ 值。

6.5.3.3 斜率常数 m 不等于 3

若 $\lg\sigma$ - $\lg N$ 曲线的斜率常数 m 不等于 3 时,则极限设计应力范围取决于 S 级别和应力谱系数 k_m (见 6.3.3)。

极限设计应力范围 $\Delta\sigma_{Rd}$ 应按式(41)~式(43)计算：

$$\Delta\sigma_{Rd} = \Delta\sigma_{Rd,1} \times k^* \dots\dots\dots (41)$$

$$\Delta\sigma_{Rd,1} = \frac{\Delta\sigma_c}{\gamma_{mf} \times \sqrt[m]{s_3}} \dots\dots\dots (42)$$

$$k^* = \sqrt[m]{\frac{k_3}{k_m}} \geq 1.0 \dots\dots\dots (43)$$

式中：

- $\Delta\sigma_{Rd}$ ——极限设计应力范围；
- $\Delta\sigma_{Rd,1}$ ——对应 $k^*=1$ 的极限设计应力范围；

- k^* ——具体的应力谱比例系数；
- $\Delta\sigma_c$ ——特征疲劳强度(见附录 D)；
- m —— $\lg\sigma\text{-}\lg N$ 曲线的斜率常数(见附录 D)；
- s_3 —— $m=3$ 的应力历程参数(见表 11)；
- γ_{mf} ——疲劳强度的具体抗力系数(见表 8)；
- k_3 —— $m=3$ 的应力谱系数；
- k_m ——基于所考虑细节的 m 的应力谱系数。

k_3 和 k_m 应基于由计算或模拟得出的同一应力谱。

对于最严重程度 $\gamma_{mf}=1.25, m=5$, 附录 E 给出了依据 S 级别和 $\Delta\sigma_c$ 确定的 $\Delta\sigma_{Rd,1}$ 值。

6.5.3.4 斜率常数 m 不等于 3 的简化方法

当 $k^*=1$ 覆盖了 $m>3$ 和 $s_m<1$ 情形下最不利的应力谱时,由式(42)算出的 $\Delta\sigma_{Rd,1}$ 可用作极限设计应力范围。该 k^* 值可由来自经验估算应力谱的 k_3 和 k_m 计算得出。

6.5.4 正应力和/或剪应力联合作用

除单独验证 σ 和 τ (见 6.4)外,对具有独立变化范围的正应力和剪应力作用,应按式(44)计算:

$$\left(\frac{\gamma_{mf} \times \Delta\sigma_{Sd,x}}{\Delta\sigma_{c,x}}\right)^{m_x} \times s_{m,x} + \left(\frac{\gamma_{mf} \times \Delta\sigma_{Sd,y}}{\Delta\sigma_{c,y}}\right)^{m_y} \times s_{m,y} + \left(\frac{\gamma_{mf} \times \Delta\tau_{Sd}}{\Delta\tau_c}\right)^{m_\tau} \times s_{m\tau} \leq 1.0 \dots\dots (44)$$

式中:

- $\Delta\sigma_{Sd,x}, \Delta\sigma_{Sd,y}, \Delta\tau_{Sd}$ ——计算的设计应力最大范围；
- $\Delta\sigma_{c,x}, \Delta\sigma_{c,y}, \Delta\tau_c$ ——特征疲劳强度；
- γ_{mf} ——疲劳强度具体抗力系数(见表 8)；
- s_m ——应力历程参数；
- m —— $\lg\sigma\text{-}\lg N$ 曲线的斜率常数；
- x, y ——表示正应力的正交方向；
- τ ——剪应力。

7 弹性稳定性验证

7.1 概述

弹性稳定性验证是为了保证理想的线性结构或部件不因仅受压缩力或压应力作用产生横向变形而丧失其稳定性。由压缩力或压应力和平面外弯曲或结构初始几何缺陷引起弯矩联合作用引起的变形,应采用二阶理论评估作为静力强度的验证部分。本章涵盖了受压状态下的构件整体屈曲以及压应力下的薄板局部屈曲。

注:存在或也可能发生弹性失稳的现象,例如圆柱壳或开口截面。详细信息见参考文献。

7.2 受压构件的侧向屈曲

7.2.1 临界屈曲载荷

根据弹性理论,屈曲载荷 N_k 是最小分支载荷。对于等截面构件,根据欧拉屈曲状态边界条件表 12,确定 N_k 。

表 12 欧拉屈曲状态下的临界屈曲载荷 N_k

欧拉屈曲状态序号	1	2	3	4	5
边界条件					
N_k	$\frac{\pi^2 \times E \times I_i}{4 \times L^2}$	$\frac{\pi^2 \times E \times I_i}{L^2}$	$\frac{2.05 \times \pi^2 \times E \times I_i}{L^2}$	$\frac{4 \times \pi^2 \times E \times I_i}{L^2}$	$\frac{\pi^2 \times E \times I_i}{L^2}$
<p>E——弹性模量；I_i——图示平面构件的惯性矩；L——构件的长度。</p>					

对于其他边界条件或由 i 部分组成不同截面的构件, N_k 可根据其变形状态下弹性挠度曲线微分方程或微分方程组按式(45)计算确定:

$$y = A_i \times \cos(k_i \times x) + B_i \times \sin(k_i \times x) + C_i \times x + D_i \quad \dots\dots\dots(45)$$

其中: $k_i = \sqrt{\frac{N_c}{E \times I_i}}$

式中:

- x —— 纵坐标;
- y —— 构件最弱方向的横坐标;
- E —— 弹性模量;
- I_i —— 构件 i 部分最弱方向的惯性矩;
- N_c —— 压缩力;
- A_i, B_i, C_i, D_i —— 通过施加适当的边界条件所确定的常数。

当施加适当的边界条件时, 临界屈曲载荷 N_k 是满足式(45)或其系统的最小正值 N 。

7.2.2 极限压缩设计力

构件或其组成部分的极限压缩设计力 N_{Rd} 可由临界屈曲载荷 N_k 通过式(46)计算得到:

$$N_{Rd} = \frac{\kappa \times f_y \times A}{\gamma_m} \quad \dots\dots\dots(46)$$

式中:

- κ —— 折减系数;
- f_y —— 屈服应力;
- A —— 构件的横截面积。

用于计算折减系数 κ 的长细比 λ 可由式(47)计算得到:

$$\lambda = \sqrt{\frac{f_y \times A}{N_k}} \quad \dots\dots\dots(47)$$

式中:

N_k ——根据 7.2.1 确定的临界屈曲载荷。

根据长细比 λ 和横截面参数 α , 折减系数 κ 可由式(48)计算得到:

$$\kappa = 1.0 (\lambda \leq 0.2)$$

$$\kappa = \frac{1}{\xi + \sqrt{\xi^2 - \lambda^2}} (\lambda > 0.2)$$

$$\xi = 0.5 \times [1 + \alpha \times (\lambda - 0.2) + \lambda^2] \dots\dots\dots (48)$$

参数 α 取决于横截面的类型, 由表 13 中选取。

表 13 不同截面下的参数 α 及可接受的弯曲缺陷

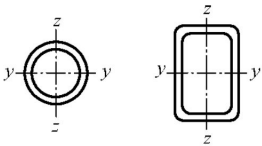
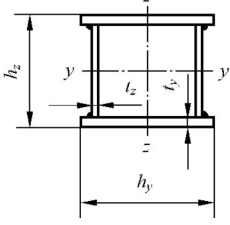
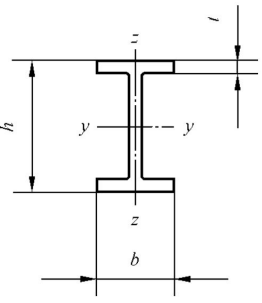
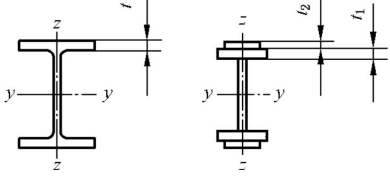
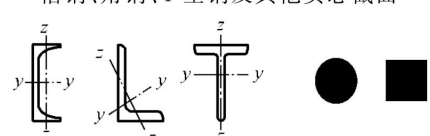
序号	截面类型	屈曲轴	$f_y < 460 \text{ N/mm}^2$		$f_y \geq 460 \text{ N/mm}^2$	
			α	δ_1	α	δ_1
1	空心截面 	热轧 y-y z-z	0.21	L/300	0.13	L/350
		冷成型 y-y z-z	0.34	L/250	0.34	L/250
2	焊接箱型截面 	厚板焊缝 $\alpha > t_y/2$ 且 $h_y/t_y < 30$ $h_z/t_z < 30$ y-y z-z	0.49	L/200	0.49	L/200
		其他 y-y z-z	0.34	L/250	0.34	L/250
3	轧制截面 	$h/b > 1.2$ $t \leq 40 \text{ mm}$ y-y z-z	0.21 0.34	L/300 L/250	0.13 0.13	L/350 L/350
		$h/b > 1.2$; $40 \text{ mm} < t \leq 80 \text{ mm}$ $h/b \leq 1.2$; $t \leq 80 \text{ mm}$ y-y z-z	0.34 0.49	L/250 L/200	0.21 0.21	L/300 L/300
		$t > 80 \text{ mm}$ y-y z-z	0.76	L/150	0.49	L/200
4	I 型焊接截面 	$t_1 \leq 40 \text{ mm}$ y-y z-z	0.34 0.49	L/250 L/200	0.34 0.49	L/250 L/200
		$t_1 > 40 \text{ mm}$ y-y z-z	0.49 0.76	L/200 L/150	0.49 0.76	L/200 L/150

表 13 (续)

序号	截面类型	屈曲轴	$f_y < 460 \text{ N/mm}^2$		$f_y \geq 460 \text{ N/mm}^2$	
			α	δ_1	α	δ_1
5	槽钢、角钢、T 型钢及其他实芯截面 	y-y z-z	0.49	$L/200$	0.49	$L/200$
δ_L ——基于构件总长测量的初始弯曲缺陷的最大许用范围； L ——构件的长度。						

对于变截面构件情况，7.2.2 中的公式可用于构件的所有部分。应采用 N_{Rd} 的最小值，并符合式 (49)。

$$N_{Rd} \leq \frac{N_k}{1.2 \times \gamma_m} \dots\dots\dots (49)$$

7.3 压应力和剪应力作用下的薄板屈曲

7.3.1 概述

薄板是仅沿其边缘或加强筋之间支撑(四边简支或两边简支)的平板。

本条提供的极限设计应力确保不发生平面屈曲，但不适用于后屈曲性态。参考文献给出了关于后屈曲性态应用方法。当使用这些方法时，应考虑后屈曲对疲劳的影响。

假定：

- 薄板的几何缺陷应小于表 14 规定的最大值；
- 加强筋的设计应具有足够的刚度与强度，以满足薄板所需的屈曲抗力(例如，加强筋的屈服强度应高于薄板的屈服强度)；
- 薄板沿其边缘支撑情况，如表 15 所示。

表 14 薄板或加强筋的最大许用缺陷

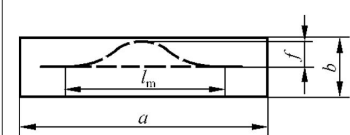
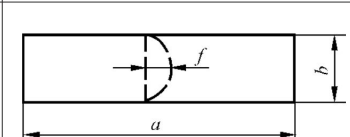
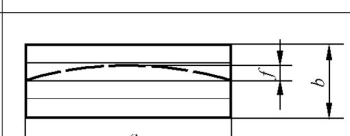
项目	刚度类型		图示说明	允许的缺陷
1	无加劲板	一般情况		$f = \frac{l_m}{250}$ 当 $a \leq 2b$ 时, $l_m = a$ 当 $a > 2b$ 时, $l_m = 2b$
2		横向压缩		$f = \frac{l_m}{250}$ 当 $b \leq 2a$ 时, $l_m = b$ 当 $b > 2a$ 时, $l_m = 2a$
3	纵向加强的薄板纵向筋			$f = \frac{a}{400}$

表 14 (续)

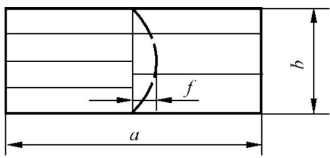
项目	刚度类型	图示说明	允许的缺陷
4	纵向和横向加强的薄板横向筋		$f = \frac{a}{400}$ $f = \frac{b}{400}$
f ——应在板的垂直面内测量; l_m ——测量长度。			

图 11 所示长为 a , 宽为 b 的薄板(长宽比 $\alpha = a/b$), 承受沿板边从 σ_x (最大压应力)到 $\psi \times \sigma_x$ 的纵向变应力, 剪应力 τ 以及仅作用一侧的横向应力 σ_y (由轮载荷产生的, 见 C.4)。

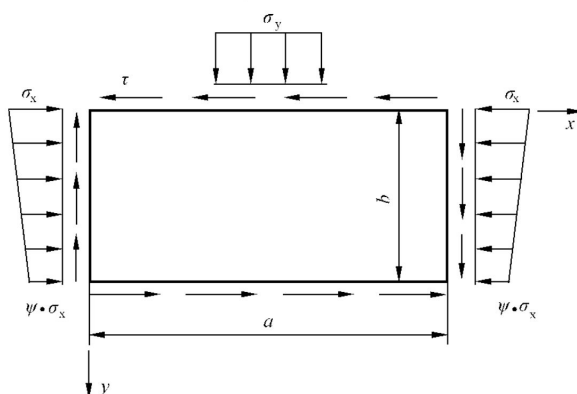


图 11 作用于薄板的应力

7.3.2 纵向压应力 σ_x 的极限设计应力

极限设计压应力 $f_{b,Rd,x}$ 按式(50)进行计算:

$$f_{b,Rd,x} = \frac{\kappa_x \times f_y}{\gamma_m} \dots\dots\dots (50)$$

式中:

κ_x ——根据式(51)确定的折减系数;

f_y ——薄板材料的屈服应力。

折减系数 κ_x 按式(51)计算:

$$\begin{cases} \kappa_x = 1 (\lambda_x \leq 0.7) \\ \kappa_x = 1.474 - 0.677 \times \lambda_x (0.7 < \lambda_x < 1.291) \\ \kappa_x = \frac{1}{\lambda_x^2} (\lambda_x \geq 1.291) \end{cases} \dots\dots\dots (51)$$

式中:

λ_x ——根据式(52)确定的无量钢板的长细比。

无量钢板的长细比可按式(52)进行计算:

$$\lambda_x = \sqrt{\frac{f_y}{\kappa_{\sigma_x} \times \sigma_e}} \dots\dots\dots (52)$$

式中:

σ_e ——根据式(53)确定的参考应力;

$\kappa_{\sigma x}$ —— 屈曲系数,见表 15。

参考应力可按式(53)进行计算:

$$\sigma_e = \frac{\pi^2 \times E}{12 \times (1 - \nu^2)} \times \left(\frac{t}{b}\right)^2 \dots\dots\dots (53)$$

式中:

E —— 板的弹性模量;

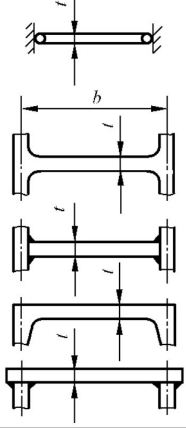
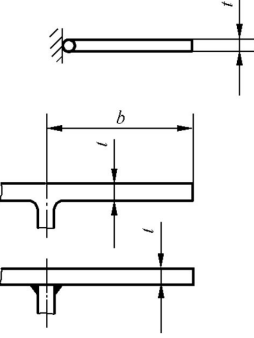

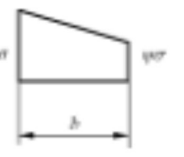
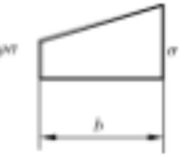
ν —— 板的泊松比,对于钢材, $\nu=0.3$;

t —— 板的厚度;

b —— 板的宽度。

根据板边应力比 ψ ,长宽比 α ,板边支撑条件确定屈曲系数 $\kappa_{\sigma x}$,表 15 给出了沿纵向和横向支撑(实例 1)的以及沿横向和单边纵向支撑的板(实例 2)的屈曲系数 $\kappa_{\sigma x}$ 。

表 15 屈曲系数 $\kappa_{\sigma x}$

序号	项目	实例 1	实例 2	
1	支撑类型	沿板的四边支撑 	沿加载边缘以及单边纵向边缘支撑 	
2	应力分布			
3	$\psi=1$	4	0.43	
4	$1 > \psi > 0$	$\frac{8.2}{\psi + 1.05}$	$\frac{0.578}{\psi + 0.34}$	$0.57 - 0.21\psi + 0.07\psi^2$
5	$\psi=0$	7.81	1.70	0.57
6	$0 > \psi > -1$	$7.81 - 6.29\psi + 9.78\psi^2$	$1.70 - 5\psi + 17.1\psi^2$	$0.57 - 0.21\psi + 0.07\psi^2$
7	$\psi=-1$	23.9	23.8	0.85
8	$\psi < -1$	$5.98 \times (1 - \psi)^2$	23.8	$0.57 - 0.21\psi + 0.07\psi^2$

注: 对于实例 1, $\alpha < 1.0$ 时,表 15 的第 3~第 6 行,以及 $\alpha < 0.66$ 时,表 15 的第 7 行的沿四边支撑板的屈曲系数值 $\kappa_{\sigma x}$ 及其计算公式得到的结果过于保守。而实例 2 中,当 $\alpha < 2$ 时,计算结果偏保守。关于短薄板屈曲系数值更详细的信息可参考目录中附加的参考文献。

7.3.3 横向正应力 σ_y 的极限设计应力

对于由移动载荷引起的横向应力,例如桥式起重机移动车轮载荷,不能采用 7.3.1 中提到的后屈曲计算方法。

极限设计横向正应力可按式(54)进行计算:

$$f_{b,Rd,t} = \frac{\kappa_\tau \times f_y}{\gamma_m} \dots\dots\dots (54)$$

式中:

κ_τ ——根据式(55)确定的折减系数;

f_y ——板材料的最小屈服应力。

折减系数 κ_τ 可按式(55)进行计算:

$$\begin{cases} \kappa_\tau = 1 (\lambda_y \leq 0.7) \\ \kappa_\tau = 1.474 - 0.677 \times \lambda_x (0.7 < \lambda_y < 1.291) \\ \kappa_\tau = \frac{1}{\lambda_y^2} (\lambda_y \geq 1.291) \end{cases} \dots\dots\dots (55)$$

无量钢板的长细比 λ_y 可按式(56)进行计算:

$$\lambda_y = \sqrt{\frac{f_y}{\kappa_{\sigma y} \times \sigma_c \times \frac{a}{c}}} \dots\dots\dots (56)$$

式中:

σ_c ——根据式(53)确定的参考应力;

$\kappa_{\sigma y}$ ——由图 12 确定的屈曲系数;

a ——薄板长度;

c ——横向载荷分布的宽度(图 12 中, $c=0$ 对应理论集中载荷,见 C.4)。

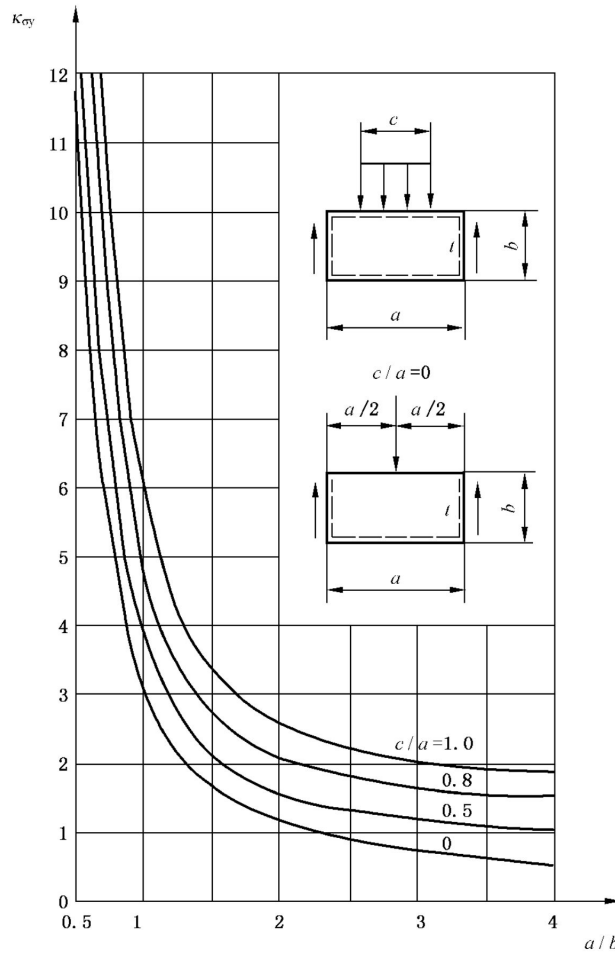


图 12 屈曲系数 κ_{sy}

7.3.4 剪应力的极限设计应力

极限设计屈曲剪应力可按式(57)进行计算：

$$f_{b,Rd,t} = \frac{\kappa_{\tau} \times f_y}{\sqrt{3} \times \gamma_m} \dots\dots\dots(57)$$

折减系数 κ_{τ} 可按式(58)进行计算：

$$\begin{cases} \kappa_{\tau} = \frac{0.84}{\lambda_{\tau}} (\lambda_{\tau} \geq 0.84) \\ \kappa_{\tau} = 1 (\lambda_{\tau} < 0.84) \end{cases} \dots\dots\dots(58)$$

其中：

$$\lambda_{\tau} = \sqrt{\frac{f_y}{\kappa_{\tau} \times \sigma_e \times \sqrt{3}}} \dots\dots\dots(59)$$

式中：

- f_y —— 薄板材料最小屈曲强度；
- σ_e —— 根据式(53)确定的参考屈曲应力；
- κ_{τ} —— 由表 16 中的计算公式计算得到的屈曲系数(薄板沿四边支撑)。

表 16 屈曲系数 κ_τ

α	κ_τ
$\alpha > 1$	$\kappa_\tau = 5.34 + \frac{4}{\alpha^2}$
$\alpha \leq 1$	$\kappa_\tau = 4 + \frac{5.34}{\alpha^2}$

7.4 验证的实施

7.4.1 受压构件

对于所考虑的受压构件,应按式(60)实施验证:

$$N_{Sd} \leq N_{Rd} \dots\dots\dots (60)$$

式中:

N_{Sd} ——压力的设计值;

N_{Rd} ——根据 7.2.2 确定的极限设计压力。

7.4.2 薄板

7.4.2.1 承受纵向和横向压应力的薄板

对于承受纵向和横向压应力的薄板,应按式(61)进行验证:

$$|\sigma_{Sd,x}| \leq |f_{b,Rd,x}| \text{ 且 } |\sigma_{Sd,y}| \leq |f_{b,Rd,y}| \dots\dots\dots (61)$$

式中:

$\sigma_{Sd,x}, \sigma_{Sd,y}$ ——压应力 σ_x, σ_y 的设计值;

$f_{b,Rd,x}, f_{b,Rd,y}$ ——根据 7.3.2 和 7.3.3 确定的极限设计压应力。

7.4.2.2 承受剪应力的薄板

对于承受剪应力的薄板,应按式(62)进行验证:

$$\tau_{Sd} \leq f_{b,Rd,\tau} \dots\dots\dots (62)$$

式中:

τ_{Sd} ——剪应力的设计值;

$f_{b,Rd,\tau}$ ——根据 7.3.4 确定的极限设计剪应力。

7.4.2.3 承受正应力和剪应力共存的薄板

承受正应力(横向和纵向)和剪应力共存的薄板,除了根据 7.4.2.1 和 7.4.2.2 确定各个应力分量独立验证外,还应按式(63)进行验证:

$$\left(\frac{|\sigma_{Sd,x}|}{f_{b,Rd,x}}\right)^{e_1} + \left(\frac{|\sigma_{Sd,y}|}{f_{b,Rd,y}}\right)^{e_2} - V \times \left(\frac{|\sigma_{Sd,x} \times \sigma_{Sd,y}|}{f_{b,Rd,x} \times f_{b,Rd,y}}\right) + \left(\frac{|\tau_{Sd}|}{f_{b,Rd,\tau}}\right)^{e_3} \leq 1.0 \dots\dots\dots (63)$$

$$e_1 = 1 + \kappa_x^4 \dots\dots\dots (64)$$

$$e_2 = 1 + \kappa_y^4 \dots\dots\dots (65)$$

$$e_3 = 1 + \kappa_x + \kappa_y + \kappa_\tau^2 \dots\dots\dots (66)$$

根据 7.3.2 计算 κ_x , 7.3.3 计算 κ_y , 7.3.4 计算 κ_τ 。

$$\begin{cases} V = (\kappa_x \times \kappa_y)^6 (\sigma_{Sd,x} \times \sigma_{Sd,y} \geq 0) \\ V = -1 (\sigma_{Sd,x} \times \sigma_{Sd,y} < 0) \end{cases} \dots\dots\dots (67)$$

附 录 A
(资料性附录)

多个剪切面连接中每个螺栓和每个剪切面的极限设计剪力 $F_{v,Rd}$

表 A.1 和表 A.2 给出了与螺栓杆径和螺栓材料相关的极限设计剪力,且对于螺栓细节的设计是独立的。

表 A.1 多个剪切面连接中每个配合螺栓和每个剪切面的极限设计剪力 $F_{v,Rd}$

螺栓规格	螺栓直径 mm	$F_{v,Rd}$ kN				
		$\gamma_{Rb} = 1.1$ 时的配合螺栓材料				
		4.6	5.6	8.8	10.9	12.9
M12	13	16.7	20.9	44.6	62.8	75.4
M16	17	28.6	35.7	76.2	107.2	128.6
M20	21	43.5	54.4	116.2	163.2	196.1
M22	23	52.2	65.3	139.4	196.0	235.2
M24	25	61.8	77.3	164.9	231.9	278.3
M27	28	77.6	97.0	206.9	291.0	349.2
M30	31	95.1	111.8	253.6	356.6	428.0

表 A.2 多个剪切面连接中的每个标准螺栓等级和每个剪切面的极限设计剪力 $F_{v,Rd}$

螺栓规格	螺栓直径 mm	$F_{v,Rd}$ kN				
		$\gamma_{Rb} = 1.1$ 时的标准螺栓性能等级				
		4.6	5.6	8.8	10.9	12.9
M12	12	14.2	17.8	37.9	53.4	64.1
M16	16	25.3	31.6	67.5	94.9	113.9
M20	20	39.5	49.4	105.5	148.4	178.0
M22	22	47.8	59.8	127.6	179.5	215.4
M24	24	56.9	71.2	151.9	213.6	256.4
M27	27	72.1	90.1	192.3	270.4	324.5
M30	30	89.0	111.3	237.4	333.9	400.6

附 录 B
(资料性附录)
预紧螺栓

表 B.1 和表 B.2 中的螺栓尺寸参考 ISO 公制螺纹和螺距的系列标准 ISO 262。

表 B.1 对应于达到最大允许预紧力等级的预紧力矩(N·m), $0.7 \times F_y$

螺栓规格	性能等级		
	8.8	10.9	12.9
M12	86	122	145
M14	136	190	230
M16	210	300	300
M18	290	410	495
M20	410	590	710
M22	560	790	950
M24	710	1 000	1 200
M27	1 040	1 460	1 750
M30	1 410	2 000	2 400
M33	1 910	2 700	3 250
M36	2 460	3 500	4 200

注： $\mu=0.14$ 是假定预紧力矩计算的摩擦系数，对于摩擦系数的其他值，预紧力矩应做相应调整。

表 B.2 每个螺栓和每个摩擦面的设计预紧力 $F_{p,d} = 0.7 \times f_{yb} \times A_s$ 以及极限设计滑移力 $F_{s,Rd}$

螺栓规格	应力截面积 A_s mm ²	设计预紧力 $F_{p,d}$ kN		$\gamma_m = 1.1$ 且 $\gamma_{ss} = 1.14$ 时的极限设计滑移力 $F_{s,Rd}$ kN														
		性能等级		8.8				10.9				12.9						
		性能等级		滑道摩擦系数			滑道摩擦系数			滑道摩擦系数			滑道摩擦系数					
M12	84.3	37.8	53.1	12.9	10.9	8.8	0.50	0.40	0.30	0.20	0.50	0.40	0.30	0.20	0.50	0.40	0.30	0.20
M14	115.0	51.5	72.5	86.9	72.5	51.5	20.5	16.4	12.3	8.2	28.9	23.1	17.3	11.6	34.7	27.7	20.8	13.9
M16	157.0	70.3	98.9	119.0	98.9	70.3	28.0	22.4	16.8	11.2	39.4	31.6	23.7	15.8	47.3	37.9	28.4	18.9
M18	192.0	86.0	121.0	145.0	121.0	86.0	34.3	27.4	20.6	13.7	48.2	38.6	28.9	19.3	57.9	46.3	34.7	23.2
M20	245.0	110.0	154.0	185.0	154.0	110.0	43.8	35.0	26.3	17.5	61.5	49.2	36.9	24.6	73.9	59.1	44.4	29.5
M22	303.0	136.0	191.0	229.0	191.0	136.0	54.1	43.3	32.5	21.6	76.1	60.9	45.7	30.4	91.3	73.1	54.8	36.5
M24	353.0	158.0	222.0	267.0	222.0	158.0	63.1	50.4	37.8	25.2	88.7	70.9	53.2	35.5	106.0	85.1	63.8	42.6
M27	459.0	206.0	289.0	347.0	289.0	206.0	82.0	65.6	49.2	32.8	115.0	92.2	69.2	46.1	138.0	111.0	83.0	55.3
M30	561.0	251.0	353.0	424.0	353.0	251.0	100.0	80.2	60.1	40.1	141.0	113.0	84.6	56.4	169.0	135.0	101.0	67.6
M33	694.0	311.0	437.0	525.0	437.0	311.0	124.0	99.2	74.4	49.6	174.0	139.0	105.0	69.7	209.0	167.0	126.0	83.7
M36	817.0	366.0	515.0	618.0	515.0	366.0	146.0	117.0	87.6	58.4	205.0	164.0	123.0	82.1	246.0	197.0	148.0	98.5

附录 C
(规范性附录)
设计焊缝应力 $\sigma_{w,Sd}$ 和 $\tau_{w,Sd}$

C.1 对接接头

设计焊缝正应力 $\sigma_{w,Sd}$ 与设计焊缝剪应力 $\tau_{w,Sd}$ 按式(C.1)计算:

$$\sigma_{w,sd} = \frac{F_{\sigma}}{a_r \times l_r} \dots\dots\dots (C.1)$$

$$\tau_{w,sd} = \frac{F_{\tau}}{a_r \times l_r}$$

式中:

- F_{σ} ——作用的法向力(见图 C.1);
- F_{τ} ——作用的剪力(见图 C.1);
- a_r ——有效焊缝厚度;
- l_r ——有效焊缝长度。

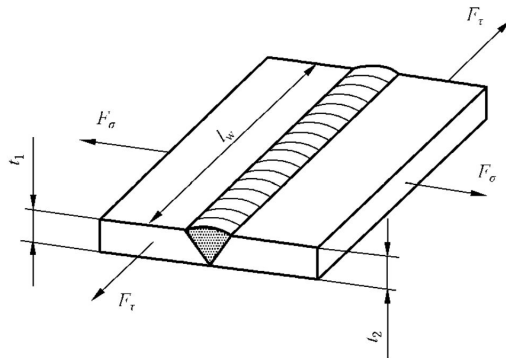


图 C.1 对接焊缝

有效焊缝厚度 a_r 的计算如下:

对于充分熔透焊: $a_r = t_1$ 或 t_2 中的较小值;

对于双面对称、部分熔透焊: $a_r = 2 \times a_i$, 其中 a_i 为任一焊缝厚度。

注: 本标准中不涵盖单面部分熔透对接焊。

在一般情况下,(对于连续焊缝的)有效焊缝长度 $l_r = l_w - 2 \times a_r$; 而当 $l_r = l_w$ 时,需采取一定措施确保整体焊缝的有效性。

式中:

- l_w ——焊缝长度(见图 C.1);
- a_r ——有效焊缝厚度;
- t_1, t_2 ——板厚。

C.2 角焊缝

设计焊缝正应力 $\sigma_{w,Sd}$ 与设计焊缝剪应力 $\tau_{w,Sd}$ 按式(C.2)计算:

$$\sigma_{w,Sd} = \frac{F_{\sigma}}{a_{r1} \times l_{r1} + a_{r2} \times l_{r2}} \dots\dots\dots (C.2)$$

$$\tau_{w,Sd} = \frac{F_{\tau}}{a_{r1} \times l_{r1} + a_{r2} \times l_{r2}}$$

式中：

F_{σ} ——作用的法向力(见图 C.2)；

F_{τ} ——作用的剪力(见图 C.2)；

a_{ri} ——有效焊缝厚度(见图 C.2)， $a_{ri} = a_i$ ；

l_{ri} ——有效焊缝长度。

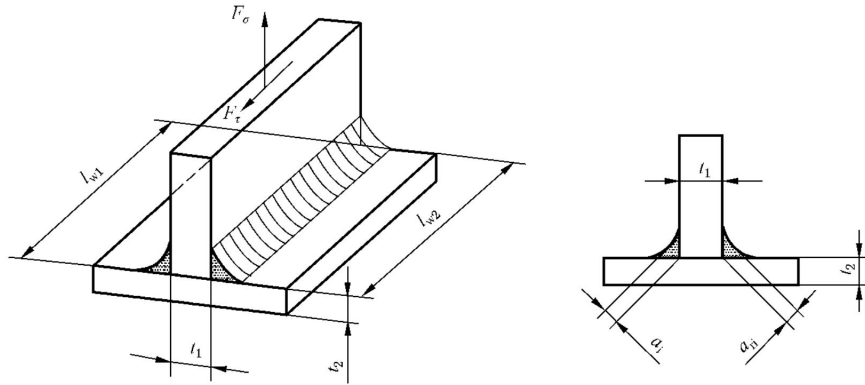


图 C.2 接头尺寸

有效焊缝厚度 a_r 限制在 $a_r \leq (0.7t_1 \text{ 或 } 0.7t_2)$ 中的较小值。

有效焊缝长度见 C.1。

单边焊缝可以用如图 C.2 所示的力进行加载。

对于单边焊缝的 $\sigma_{w,Sd}$ 和 $\tau_{w,Sd}$ ，使用相应焊接参数进行类似方法计算。

注：能力验证中，隐含了由 $\sigma_{w,Sd}$ 和 $\tau_{w,Sd}$ 联合作用对平面内剪切分量的影响。

C.3 具有充分或部分熔透的 T 形接头

设计焊缝正应力 $\sigma_{w,Sd}$ 与设计焊缝剪应力 $\tau_{w,Sd}$ 按式(C.3)计算：

$$\sigma_{w,Sd} = \frac{F_{\sigma}}{a_{r1} \times l_{r1} + a_{r2} \times l_{r2}}$$

$$\tau_{w,Sd} = \frac{F_{\tau}}{a_{r1} \times l_{r1} + a_{r2} \times l_{r2}} \dots\dots\dots (C.3)$$

式中：

F_{σ} ——作用的法向力(见图 C.3)；

F_{τ} ——作用的剪力(见图 C.3)；

a_{ri} ——有效焊缝厚度(见图 C.3)， $a_{ri} = a_i + a_{hi}$ ；

l_{ri} ——有效焊缝长度。

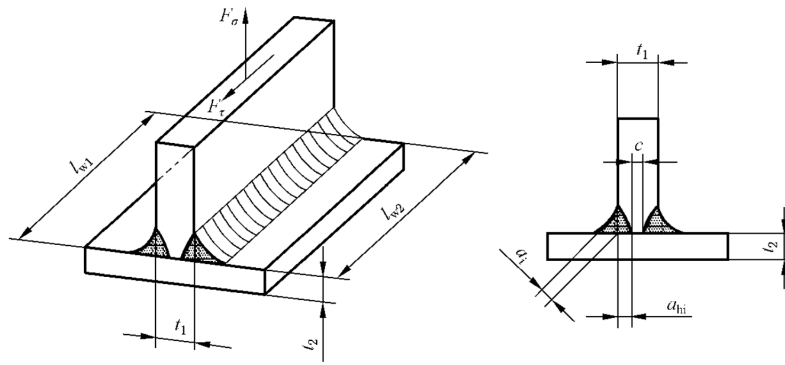


图 C.3 接头尺寸

有效焊缝厚度 a_r 限制在 $a_r \leq (0.7t_1 \text{ 或 } 0.7t_2)$ 中的较小值。

有效焊缝长度参见 C.1。

单边焊缝可以用如图 C.3 所示的力来加载。

对于单边焊缝的 $\sigma_{w,Sd}$ 和 $\tau_{w,Sd}$ ，使用相应焊接参数进行类似方法计算。

C.4 集中载荷下的有效分布长度

为简化，设计焊缝正应力 $\sigma_{w,Sd}$ 与设计焊缝剪应力 $\tau_{w,Sd}$ 可以用集中载荷的有效分布长度来计算，见式(C.4)：

$$l_r = 2 \times h_d \tan \kappa + \lambda \quad \dots\dots\dots (C.4)$$

式中：

l_r ——有效分布长度；

h_d ——焊缝与载荷作用接触区域之间的距离；

λ ——接触区的长度——如车轮， λ 可设为 $\lambda = 0.2 \times r$ ，而 $\lambda_{\max} = 50 \text{ mm}$ ；

r ——车轮半径；

κ ——离散角， κ 应设为 $\kappa \leq 45^\circ$ 。

见图 C.4。

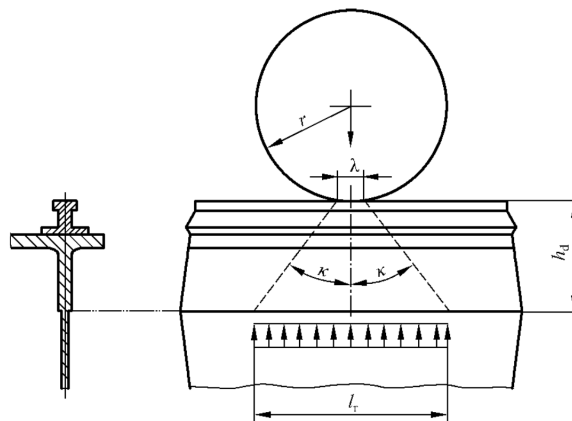


图 C.4 集中载荷

也可使用其他计算确定设计应力，但在附录 D 提出的 $\Delta\sigma_c$ 和 $\Delta\tau_c$ 值是基于此计算方法得出。

附录 D
(规范性附录)

斜率常数 m 值和特征疲劳强度 $\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$

当使用低强钢时,表 D.1 中母材的特征疲劳强度甚至可代表其他结构细节,如表 D.2 和表 D.3, 不仅受不同特征疲劳强度值的影响,同时也与不同斜率常数有关。缺口效应级别(NC)见附录 E 各表中的第一列(也可见 6.2.1)。

表 D.1 结构件的母材

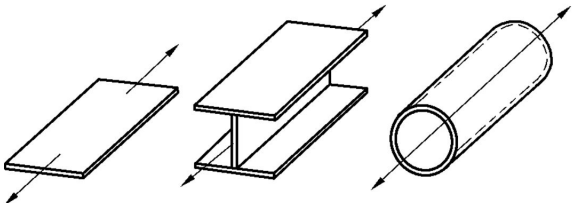
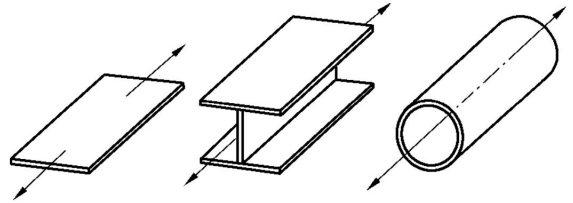
结构细节序号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	结构细节	要求
1.1	$m=5$	 正应力状态下的轧制型材: 板材、工字钢、圆管	基本要求: —— 轧制表面和边缘 —— 无几何切口影响(如剪切槽口) —— 表面处理(喷丸处理)前的表面粗糙度值
	140	f_y 独立	—— 表面条件满足 ISO 7788:1985 中表 1 —— 允许补焊
	140	$180 \leq f_y \leq 220$	—— 表面条件满足 ISO 7788:1985 中表 1
	160	$220 < f_y \leq 320$	—— 不准许补焊 —— 表面粗糙度 R_z 小于或等于 $100 \mu\text{m}$
	180	$320 < f_y \leq 500$	—— 轧制,机加工边缘或无自由边缘
	200	$500 < f_y$	—— 表面粗糙度 R_z 小于或等于 $60 \mu\text{m} + 1\text{NC}$
	180	$180 \leq f_y \leq 220$	—— 表面条件满足 ISO 7788:1985 中表 1
	200	$220 < f_y \leq 320$	—— 不准许补焊
	225	$320 < f_y \leq 500$	—— 表面粗糙度 R_z 小于或等于 $20 \mu\text{m}$
	250	$500 < f_y \leq 650$	—— 轧制或机加工板边或无自由板边
	280	$650 < f_y \leq 900$	
	315	$900 < f_y$	
1.2	$m=5$	 正应力状态下的轧制型材: 板材、工字钢、圆管	基本要求: —— 轧制表面 —— 热切割边缘 —— 无几何切口影响(如剪切槽口) —— 例如喷完处理的表面处理前的表面粗糙度值

表 D.1 (续)

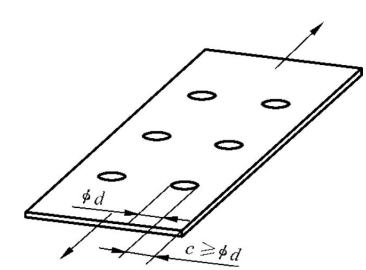
结构细节序号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	结构细节	要求
1.2	140	f_y 独立	<ul style="list-style-type: none"> ——表面条件满足 ISO 7788:1985 中表 1 ——允许补焊 ——板边质量根据 ISO 9013:2002 中表 5 第 3 行
	140	$180 \leq f_y \leq 220$	<ul style="list-style-type: none"> ——表面条件满足 ISO 7788:1985 中表 1 ——板边质量根据 ISO 9013:2002 中表 5 第 3 行 ——不准许补焊
	160	$220 < f_y \leq 500$	<ul style="list-style-type: none"> ——表面粗糙度 R_z 小于或等于 $100 \mu\text{m}$ ——机加工切割
	180	$500 < f_y$	<ul style="list-style-type: none"> ——表面粗糙度 R_z 小于或等于 $60 \mu\text{m}$ 且板边质量根据 ISO 9013:2002 中表 5 第 2 行 +1NC
	160	$180 \leq f_y \leq 220$	<ul style="list-style-type: none"> ——表面条件满足 ISO 7788:1985 中表 1
	180	$220 < f_y \leq 320$	<ul style="list-style-type: none"> ——板边质量根据 ISO 9013:2002 中表 5 第 1 行
	200	$320 < f_y \leq 500$	<ul style="list-style-type: none"> ——不准许补焊
	225	$500 < f_y \leq 650$	<ul style="list-style-type: none"> ——表面粗糙度 R_z 小于或等于 $20 \mu\text{m}$
	250	$650 < f_y \leq 900$	<ul style="list-style-type: none"> ——切割前氧化皮去除处理
	280	$900 < f_y$	<ul style="list-style-type: none"> ——机加工切割
1.3	$m=5$	 <p>正应力状态下带孔的板</p>	<p>基本要求:</p> <ul style="list-style-type: none"> ——对净截面计算正应力 ——非火焰切割的孔 ——应力在剪切或承压连接中达到强度的 20% 或在抗滑移连接中达到强度的 100% 的情况下, 可使用螺栓
	80	f_y 独立	<ul style="list-style-type: none"> ——冲孔
	100	$180 \leq f_y \leq 220$	<ul style="list-style-type: none"> ——机加工或热切割孔的质量根据 ISO 9013:2002 中表 5 第 3 行
	112	$220 < f_y \leq 320$	<ul style="list-style-type: none"> ——非冲孔
	125	$320 < f_y \leq 500$	<ul style="list-style-type: none"> ——去除孔的毛边
	140	$500 < f_y \leq 650$	<ul style="list-style-type: none"> ——轧制表面条件满足 ISO 7788:1985 中表 1 ——不准许补焊
	160	$650 < f_y$	<ul style="list-style-type: none"> ——表面粗糙度 R_z 小于或等于 $100 \mu\text{m}$

表 D.1 (续)

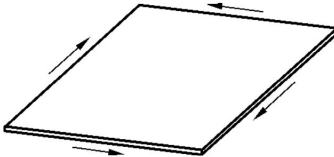
结构细节序号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	结构细节	要求
1.4	$m=5$	 剪应力状态下的板材、板条、轧制型钢	基本要求： —— 轧制表面 —— 无几何切口影响(如剪切槽口) —— 表面处理(喷丸处理)前的表面粗糙度值
	90	f_y 独立	—— 表面条件满足 ISO 7788:1985 中表 1 —— 允许补焊
	90	$180 \leq f_y \leq 220$	—— 表面条件满足 ISO 7788:1985 中表 1 —— 不准许补焊 —— 表面粗糙度 R_z 小于或等于 $100 \mu\text{m}$ —— 轧制或机加工板边或无自由板边 —— 去除板边的任何毛边和飞刺 —— 表面粗糙度 R_z 小于或等于 $60 \mu\text{m} + 1\text{NC}$
	100	$220 < f_y \leq 320$	
	112	$320 < f_y \leq 500$	
	125	$500 < f_y$	
	112	$180 \leq f_y \leq 220$	
	125	$220 < f_y \leq 320$	—— 表面条件满足 ISO 7788:1985 中表 1 —— 不准许补焊 —— 表面粗糙度 R_z 小于或等于 $20 \mu\text{m}$ —— 机加工板边或无自由板边
	140	$320 < f_y \leq 500$	
	160	$500 < f_y \leq 650$	
	180	$650 < f_y \leq 900$	
	200	$900 < f_y$	

表 D.2 非焊接连接单元

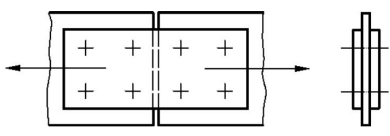
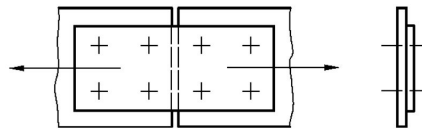
结构细节序号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	结构细节	要求
2.1	$m=5$	双剪 	—— 不需要验证夹紧摩擦型螺栓连接的疲劳强度 —— 对净截面计算正应力
		单剪 	

表 D.2 (续)

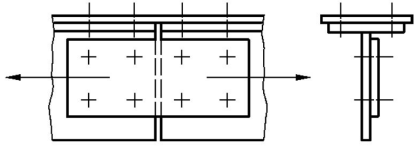
结构细 节序号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	结构细节		要求
2.1	$m=5$	带支撑的 单剪(如)		——不需要验证夹紧摩擦型螺栓连 接的疲劳强度 ——对净截面计算正应力
		正应力状态下抗滑移螺栓连接的带孔部件		
	160	$f_y \leq 275$		
	180	$275 < f_y$		
2.2	$m=5$	正应力、双剪和带支撑的单剪状态下剪切/承压螺栓连接的带孔部件		——对净截面计算正应力
	180	正应力		
2.3	$m=5$	正应力、无支撑的单剪状态下剪切/承压螺栓连接的带孔部件		——对净截面计算正应力
	125	正应力		
2.4	$m=5$	双剪或带支撑单剪接头的配合螺栓		——假设应力是均匀分布的
	125	剪应力 ($\Delta\tau_c$)		
	355	承压应力 ($\Delta\sigma_c$)		
2.5	$m=5$	单剪、无支撑单剪接头的配合螺栓		——假设应力是均匀分布的
	100	剪应力 ($\Delta\tau_c$)		
	250	承压应力 ($\Delta\sigma_c$)		
2.6	$m=3$	承受拉力的螺纹螺栓(螺栓等级 8.8 或以上)		——用 ΔF_b 计算螺栓应力区域的 $\Delta\sigma_c$ (见 5.2.3.3)
	50	机加工螺纹		
	63	M30 以上滚丝加工螺纹		
	71	M30 及以下滚丝加工螺纹		

表 D.3 焊接连接构件

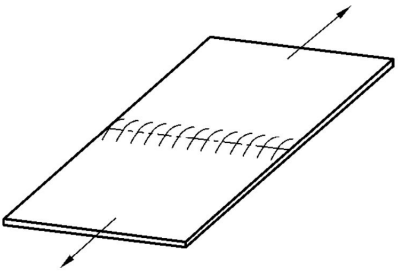
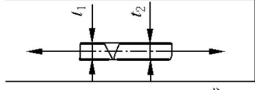

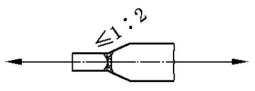

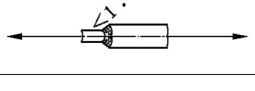
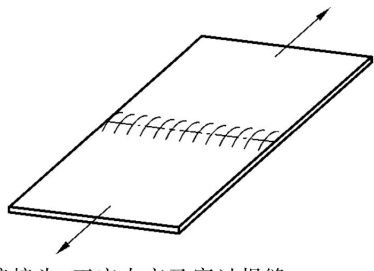
结构细节序号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	结构细节	要求	
3.1	$m=3$	 <p>对称对接接头,正应力交叉通过焊缝</p>	基本条件: —— 对称板排列 —— 充分熔透焊缝 —— 一般残余应力的构件 —— 错位角 $< 1^\circ$	
			 <p>$t_1=t_2$</p>	或
			 <p>斜度 $\leq 1:3$</p>	
			特殊条件: —— 具有较大残余应力的构件(如具有抑制收缩的接头构件) -1 NC	
	140	对接焊缝,质量等级 B ⁺ 级	 <p>-2 NC</p>	
	125	对接焊缝,质量等级 B 级	 <p>-4 NC</p>	
	112	对接焊缝,质量等级 C 级	 <p>-4 NC</p>	
3.2	$m=3$	 <p>对称对接接头,正应力交叉穿过焊缝</p>	基本条件: —— 对称板排列 —— 充分熔透焊缝 —— 具有一般残余应力的构件 —— 错位角 $< 1^\circ$	
			特殊条件: —— 具有较大残余应力的构件(如具有抑制收缩的接头构件) -1 NC	
	80	残存打底焊上的对接焊缝,质量等级 C 级		

表 D.3 (续)

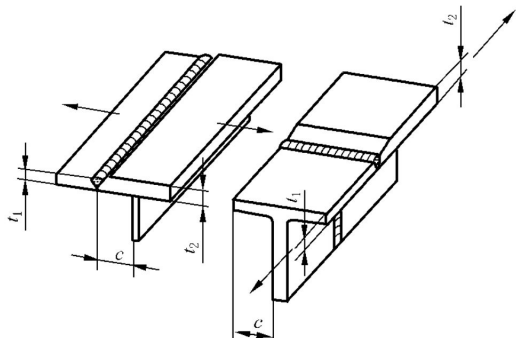
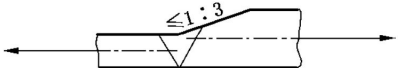
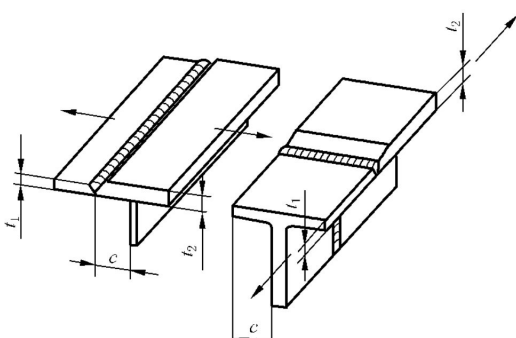
结构细节序号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	结构细节	要求																													
3.3	$m=3$	 <p>非对称支撑对接接头, 正应力交叉穿过焊缝</p>	<p>基本条件:</p> <ul style="list-style-type: none"> — 充分熔透 — 平行支撑的对接焊缝: $c < 2 t_2 + 10 \text{ mm}$ — 垂直支撑的对接焊缝: $c < 12 t_2$ — 具有一般残余应力的构件  <p>斜度 $\leq 1:3, t_2 - t_1 \leq 4 \text{ mm}$</p> <p>特殊条件:</p> <ul style="list-style-type: none"> — 具有较大残余应力的构件 (如具有抑制收缩的接头构件) -1 NC — 斜度和厚度 $t_2 - t_1$ 的影响: <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th rowspan="2">斜度</th> <th colspan="4">厚度 $t_2 - t_1$</th> </tr> <tr> <th>≤ 4</th> <th>≤ 10</th> <th>≤ 50</th> <th>> 50</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>$\leq 1:3$</td> <td>—</td> <td>-1 NC</td> <td>-1 NC</td> <td>-2 NC</td> </tr> <tr> <td>$\leq 1:2$</td> <td>-1 NC</td> <td>-1 NC</td> <td>-2 NC</td> <td>-2 NC</td> </tr> <tr> <td>$\leq 1:1$</td> <td>-1 NC</td> <td>-2 NC</td> <td>-2 NC</td> <td>-3 NC</td> </tr> <tr> <td>$> 1:1$</td> <td>-2 NC</td> <td>-2 NC</td> <td>-3 NC</td> <td>-3 NC</td> </tr> </tbody> </table>	斜度	厚度 $t_2 - t_1$				≤ 4	≤ 10	≤ 50	> 50	$\leq 1:3$	—	-1 NC	-1 NC	-2 NC	$\leq 1:2$	-1 NC	-1 NC	-2 NC	-2 NC	$\leq 1:1$	-1 NC	-2 NC	-2 NC	-3 NC	$> 1:1$	-2 NC	-2 NC	-3 NC	-3 NC
					斜度	厚度 $t_2 - t_1$																										
				≤ 4		≤ 10	≤ 50	> 50																								
				$\leq 1:3$	—	-1 NC	-1 NC	-2 NC																								
$\leq 1:2$	-1 NC	-1 NC	-2 NC	-2 NC																												
$\leq 1:1$	-1 NC	-2 NC	-2 NC	-3 NC																												
$> 1:1$	-2 NC	-2 NC	-3 NC	-3 NC																												
125	对接焊缝, 级质量等级 B* 级																															
112	对接焊缝, 质量等级 B 级																															
100	对接焊缝, 质量等级 C 级																															
3.4	$m=3$	 <p>非对称支撑对接接头, 正应力交叉穿过焊缝</p>	<p>基本条件:</p> <ul style="list-style-type: none"> — 充分熔透 — 平行支撑的对接焊缝: $c < 2 t_2 + 10 \text{ mm}$ — 垂直支撑的对接焊缝: $c < 12 t_2$ — 具有一般残余应力的构件 — $t_2 - t_1 \leq 10 \text{ mm}$ <p>特殊条件:</p> <ul style="list-style-type: none"> — 具有较大残余应力的构件 (如具有抑制收缩的接头构件) -1 NC — $t_2 - t_1 > 10 \text{ mm}$ -1 NC 																													
				80	残存打底焊上的对接焊缝, 质量等级 C 级																											

表 D.3 (续)

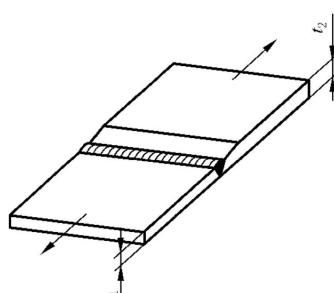
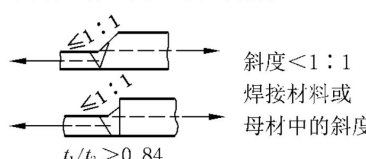
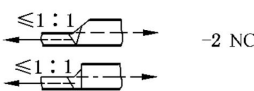
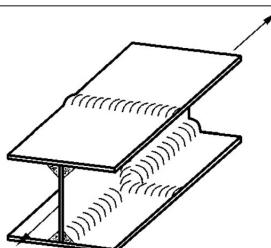
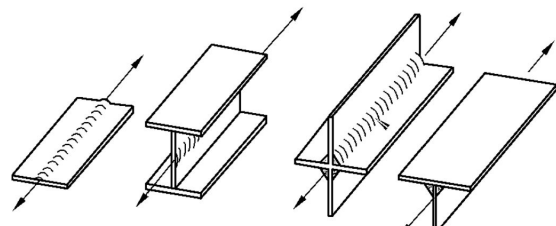
结构细 节序号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	结构细节	要求		
3.5	$m=3$	 <p>非对称支撑对接接头, 正应力交叉穿过焊缝</p>	<p>基本条件:</p> <ul style="list-style-type: none"> — 充分熔透 — 具有一般残余应力的构件  <p>斜度 < 1 : 1 焊接材料或 母材中的斜度 $t_1/t_2 > 0.84$</p> <p>特殊条件:</p> <ul style="list-style-type: none"> — 具有较大残余应力的构件 (如具有抑制收缩的接头构件)  <p>$\leq 1 : 1$ -2 NC</p> <p>$-0.84 \geq t_1/t_2 > 0.74$ -1 NC</p> <p>$-0.74 \geq t_1/t_2 > 0.63$ -2 NC</p> <p>$-0.63 \geq t_1/t_2 > 0.50$ -3 NC</p> <p>$-0.50 \geq t_1/t_2 > 0.40$ -4 NC</p>		
				100	对接焊缝, 质量等级 B [*] 级
				90	对接焊缝, 质量等级 B 级
				80	对接焊缝, 质量等级 C 级
3.6	$m=3$	 <p>具有交叉焊缝的接头, 应力交叉穿过焊缝</p>	<p>基本条件:</p> <ul style="list-style-type: none"> — 具有一般残余应力的构件 		
				125	对接焊缝, 质量等级 B [*] 级
				100	对接焊缝, 质量等级 B 级
				90	对接焊缝, 质量等级 C 级
3.7	$m=3$	 <p>沿焊缝方向的正应力</p>	<p>特殊条件:</p> <ul style="list-style-type: none"> — 焊缝从起点至终点无缺陷, 质量等级 C 级 +1 NC — 具有抑制收缩的焊缝 -1 NC 		
				180	连续焊缝, 质量等级 B 级
				140	连续焊缝, 质量等级 C 级
				80	断续焊缝, 质量等级 C 级

表 D.3 (续)

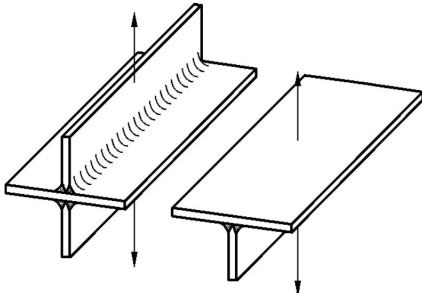
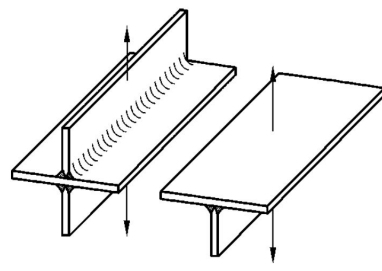
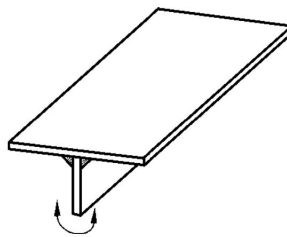
结构细节序号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	结构细节	要 求	
3.8	$m=3$	 <p>交叉或 T 形接头, 坡口焊缝, 正应力交叉穿过焊缝</p>	<p>基本条件:</p> <ul style="list-style-type: none"> —— 连续焊缝 —— 全焊透焊缝 <p>特殊条件:</p> <ul style="list-style-type: none"> —— 无初始点的自动焊缝 +1 NC —— 具有抑制收缩的焊缝 -1 NC 	
	112	K 形焊缝, 质量等级 B ⁺ 级		
	100	K 形焊缝, 质量等级 B 级		
	80	K 形焊缝, 质量等级 C 级		
	71	充分熔透, 带垫板的 V 形焊缝, 质量等级 C 级		
3.9	$m=3$	 <p>交叉或 T 形接头, 双面对称焊缝</p>	<p>基本条件:</p> <ul style="list-style-type: none"> —— 连续焊缝 <p>特殊条件:</p> <ul style="list-style-type: none"> —— 无初始点的自动焊缝 +1 NC —— 具有抑制收缩的焊缝 -1 NC 	
	45	焊喉位置应力		$\sigma_w = \frac{F}{2 \times a_r \times l_r}$ 见附录 C 式(C.2), 令分母对 应项相等得出
	71	质量等级 B 级		承载板中焊趾应力
	63	质量等级 C 级		
3.10	$m=3$	 <p>承受弯曲应力的 T 形接头</p>	考虑施加的弯矩和焊接接头形状的计算 应力	
	45	焊喉位置应力		
	80	板中焊趾应力, 质量等级 B 级		
	71	板中焊趾应力, 质量等级 C 级		

表 D.3 (续)

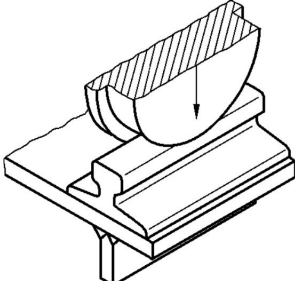
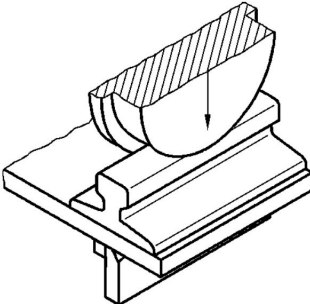
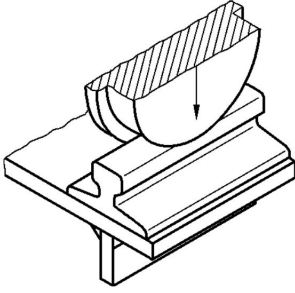
结构细节序号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	结构细节	要 求
3.11	$m=3$	 <p>具有横向受压载荷(如车轮)的充分熔透(双面)焊缝,板中计算应力</p>	
	112	质量等级 B 级	
	100	质量等级 C 级	
3.12	$m=3$	 <p>具有横向受压载荷(如车轮)充分熔透(带打底焊)焊缝,板中计算应力</p>	
	90	质量等级 B 级	
	80	质量等级 C 级	
3.13	$m=3$	 <p>具有横向受压载荷(如车轮)的双面角焊缝,板中计算应力</p>	<p>腹板厚 t： $0.5 \cdot t \leq a \leq 0.7 \cdot t$ 根据附录 C 确定 a</p>
	71	质量等级 B 级, C 级	

表 D.3 (续)

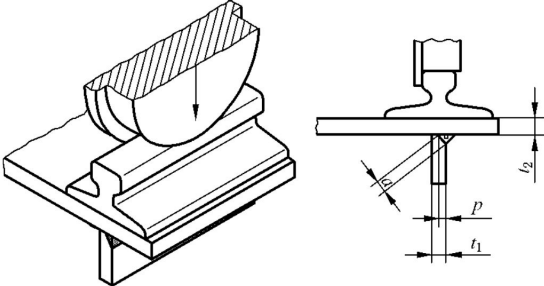
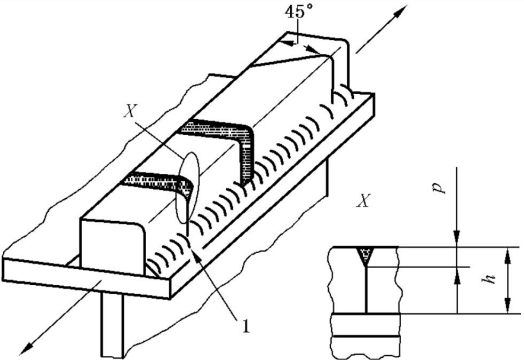
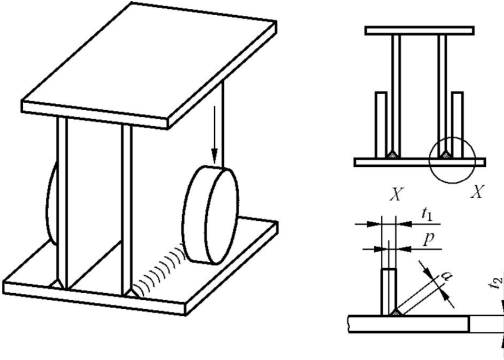
结构细节序号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	结构细节	要求
3.14	$m=3$	 <p>具有横向受压载荷(如车轮)的部分熔透焊缝,板中计算应力</p>	$0.5 \times t \leq a \leq 0.7 \times t$ 根据附录 C: 当 $t \leq 6 \text{ mm}$, $p \geq 1 \text{ mm}$ 当 $t > 6 \text{ mm}$, $p \geq t/4$
	71	质量等级 C 级	
3.15	$m=3$	 <p>焊接轨道作用于板上,焊接接头处无对称焊缝或部分融透对接焊缝,板中设计应力计算</p>	——所有焊缝质量等级为 C 级或者高于 C 级 特殊条件: ——越过轨道两边连接接头的长度不小于 3 h 的连续焊缝 +1NC
	45	轨道接头切口垂直或以任意角,例如 45°, $p=0$	
	56	轨道上的单一焊缝 $h > p \geq 0.3h$	
	71	轨道上的双边焊缝 $h > p \geq 0.2h$	
3.16	$m=3$	 <p>具有横向受压载荷(如下悬式起重小车)的部分熔透焊缝,板中的计算应力</p>	基本条件: ——质量等级 C 级 ——根据附录 C.3 确定 a 和 p 特殊条件: ——融透的角焊缝并且质量等级为 B +1NC
	63	$t \leq 6 \text{ mm}$ 时, $p \geq 1 \text{ mm}$; $t > 6 \text{ mm}$ 时, $p \geq t/4$ $0.5t \leq a \leq 0.7t$	
	56	$t > 6 \text{ mm}$ 时, $p \geq 1 \text{ mm}$ $0.6t \leq a \leq 0.7t$	
	50	非熔透的角焊缝 $0.6t \leq a \leq 0.7t$	
	40	非熔透的角焊缝 $0.5t \leq a \leq 0.6t$	

表 D.3 (续)

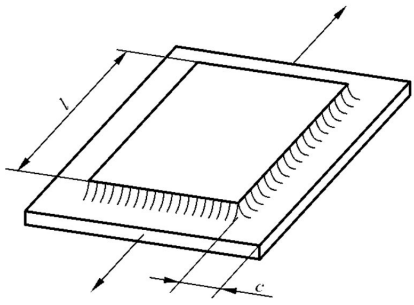
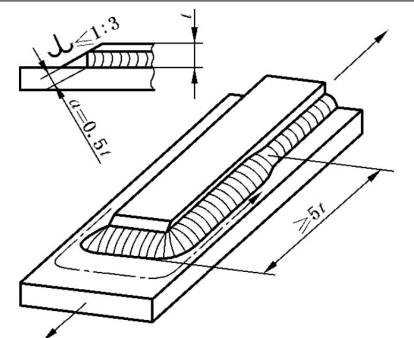
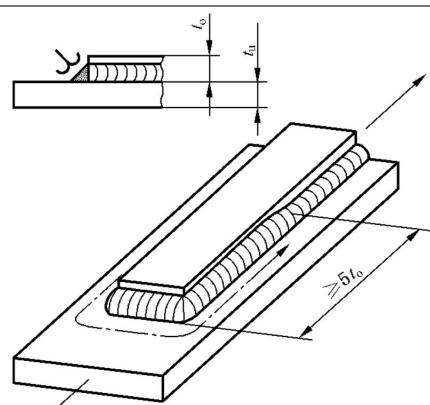
结构细节序号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	结构细节	要求
3.17	$m=3$	 <p>带焊接盖板的连续构件</p>	基本条件： ——质量等级 C 级 ——连续焊接 ——焊趾和连续构件边缘的距离 c 大于 10 mm 特殊条件： ——质量等级 B* 级 +2 NC ——质量等级 B 级 +1 NC ——质量等级 D 级 -1 NC —— $c < 10$ mm -1 NC
	80	$l \leq 50$ mm	
	71	$50 \text{ mm} < l \leq 100$ mm	
	63	$l > 100$ mm	
3.18	$m=3$	 <p>承载凸缘板(翼缘板)的连续构件,在其连接端部的应力</p>	基本条件： ——连续角焊缝或坡口焊缝
	112	端部倒角 $\leq 1:3$ 的凸缘板,边缘焊缝和侧焊缝端部焊缝质量等级 B* 级	
	100	端部倒角 $\leq 1:2$ 的凸缘板,边缘焊缝和侧焊缝端部焊缝质量等级 B* 级	
3.19	$m=3$	 <p>承载凸缘板的连续构件,在其连接端部的应力</p>	基本条件： ——连续角焊缝或坡口焊缝 —— $t_o \leq 1.5t_u$
	80	边缘焊缝和侧焊缝端部的焊缝质量等级 B* 级	

表 D.3 (续)

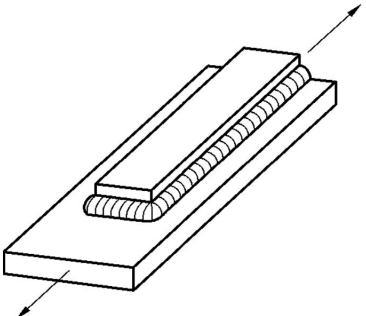
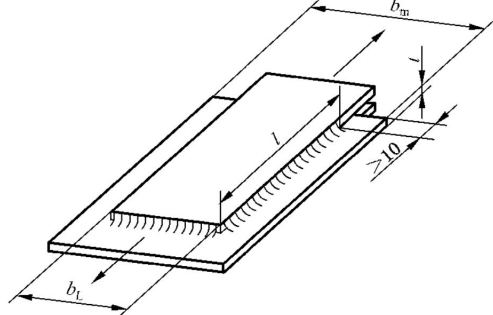
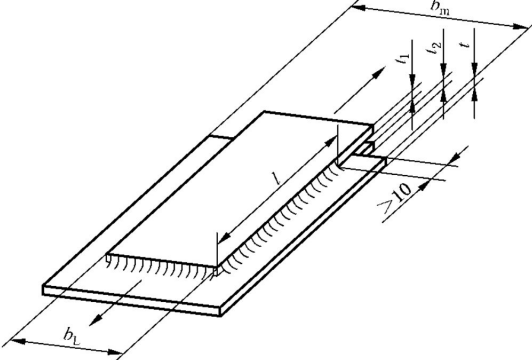
结构细 节序号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	结构细节	要 求
3.20	$m=3$	 <p>承载凸缘板(翼缘板)的连续构件,在其连接端部的应力</p>	<p>基本条件: ——连续角焊缝或坡口焊缝</p>
63	质量等级 B 级		
56	质量等级 C 级		
3.21	$m=3$	 <p>重叠焊接接头,主体板</p>	<p>基本条件: ——应力面积由下式计算: $A_s = t \times l_r$ $l_r = \min(b_m, b_L + l)$ 参见细节序号 3.32</p>
80	质量等级 B* 级		
71	质量等级 B 级		
63	质量等级 C 级		
3.22	$m=3$ 50	 <p>重叠焊接接头,搭接板</p>	<p>基本条件: ——应力面积由下式计算: $A_s = b_L \times (t_1 + t_2)$</p>

表 D.3 (续)

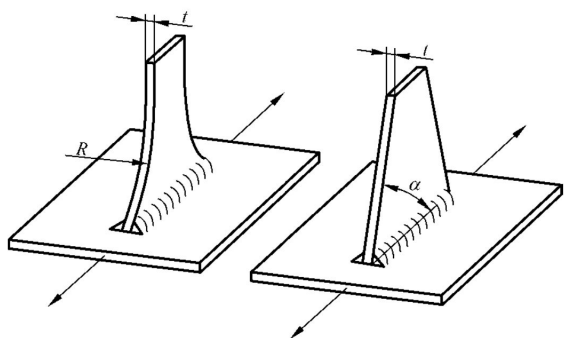
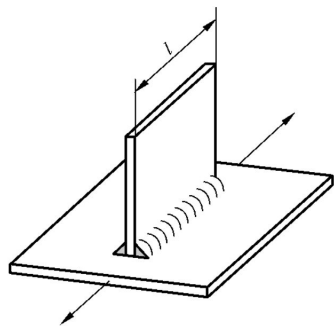
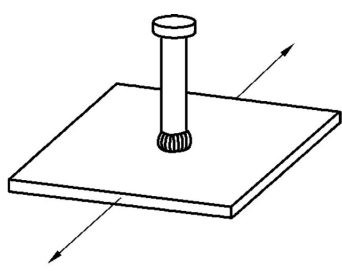
结构细节序号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	结构细节	要求	
3.23	$m=3$	 <p>具有纵向焊接零件的连续构件,零件倒圆或倒角</p>	基本条件: —— $R \geq 50 \text{ mm}, \alpha \leq 60^\circ$ ——坡口焊或圆周角焊缝	
		90	对接焊缝,质量等级 B ⁺ 级	$R \geq 150 \text{ mm}$ 或 $\alpha \leq 45^\circ$
		80	对接焊缝,质量等级 B 级	
		71	对接焊缝,质量等级 C 级	
3.24	$m=3$	 <p>具有端部为直边的焊接零件的连续构件</p>	基本条件: ——圆周角焊缝 ——质量等级 B 级、C 级 特殊条件: ——单面角焊缝 -1 NC ——焊缝质量等级 D 级 -1 NC	
		80	$l \leq 50 \text{ mm}$	
		71	$50 \text{ mm} < l \leq 100 \text{ mm}$	
		63	$100 \text{ mm} < l \leq 300 \text{ mm}$	
		56	$l > 300 \text{ mm}$	
3.25	$m=3$	 <p>具有圆周焊接零件的连续构件(螺柱、螺栓、圆管)</p>	基本条件: ——圆周角焊缝	
		80	质量等级为 C 级或更高级别	

表 D.3 (续)

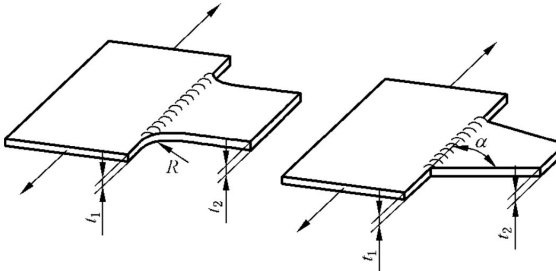
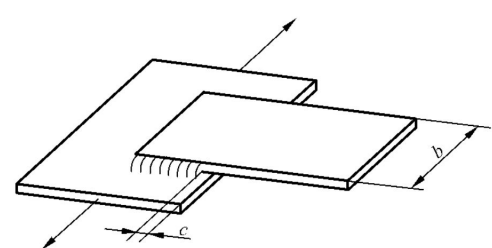
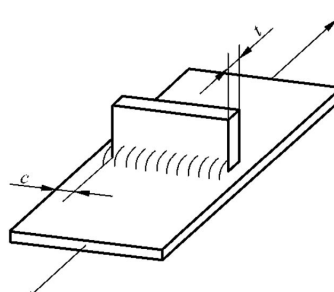
结构细节序号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	结构细节	要 求	
3.26	$m=3$	 <p>具有采用边缘纵向焊缝焊接零件的连续构件</p>	基本条件： —— $R \geq 50 \text{ mm}, \alpha \leq 60^\circ$ ——坡口焊或圆周角焊缝 特殊条件： —— $R < 50 \text{ mm}$ 或 $\alpha > 60^\circ$ -2 NC	
		90	质量等级 B* 级	—— $R \geq 150 \text{ mm}$ 或 $\alpha \leq 45^\circ$
		80	质量等级 B 级	
		71	质量等级 C 级	
3.27	$m=3$	 <p>具有采用搭接焊接零件的连续构件</p>	基本条件： —— $c \geq 10 \text{ mm}$ 质量等级 C 级 特殊条件： —— $b \leq 50 \text{ mm}$ 和质量等级 B 级 +1 NC ——质量等级 D 级 -1 NC —— $c < 10 \text{ mm}$ -1 NC	
		80	$b \leq 50 \text{ mm}$	
		71	$50 \text{ mm} < b \leq 100 \text{ mm}$	
		63	$b > 100 \text{ mm}$	
3.28	$m=3$	 <p>具有横向焊接零件的连续构件</p>	基本条件： ——板厚 $t \leq 12 \text{ mm}$ —— $c \geq 10 \text{ mm}$ ——对 K 形焊缝不准许采用质量等级 D 级 特殊条件： ——板厚 $t > 12 \text{ mm}$ (仅双面角焊缝) -1 NC —— $c < 10 \text{ mm}$ -1 NC ——K 形焊缝代替双面角焊缝 +1 NC ——质量等级 D 级代替 C 级 -1 NC	
		112	双面角焊缝, 质量等级 B* 级	
		100	双面角焊缝, 质量等级 B 级	
		90	双面角焊缝, 质量等级 C 级	
		71	单面角焊缝, 质量等级 B 级、C 级	
		71	残存打底焊上的部分熔透 V 形焊缝, 质量等级 B 级、C 级	

表 D.3 (续)

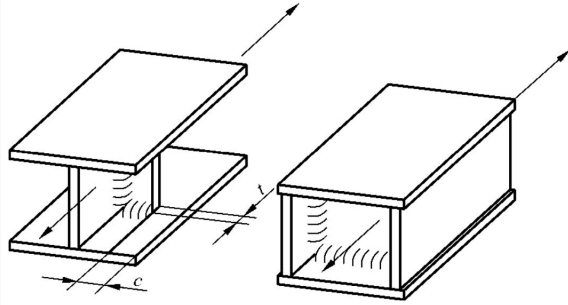
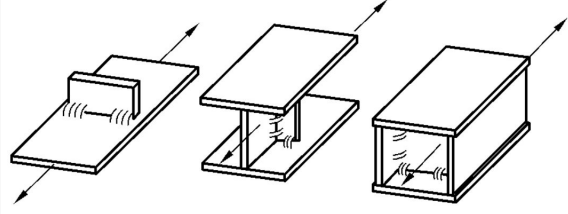
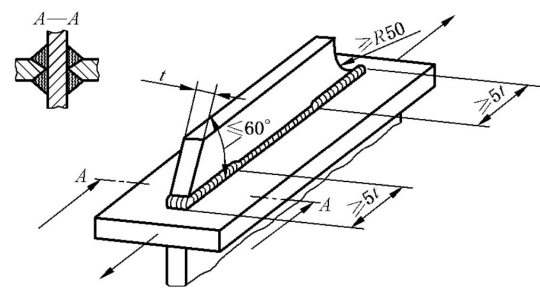
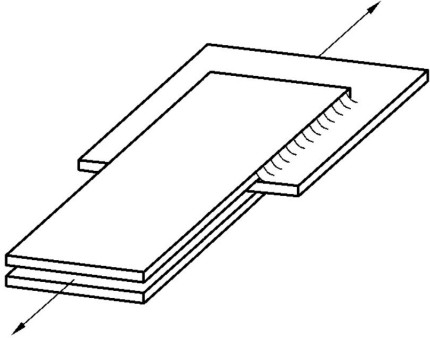
结构细节序号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	结构细节	要求	
3.29	$m=3$	 <p>具有横向焊接加强筋的连续构件</p>	<p>基本条件:</p> <ul style="list-style-type: none"> — 板厚 $t \leq 12$ mm — $c \geq 10$ mm <p>特殊条件:</p> <ul style="list-style-type: none"> — 板厚 $t > 12$ mm (仅对双面角焊缝) -1 NC — $c < 10$ mm -1 NC — K形焊缝代替双面角焊缝 +1 NC — 质量等级 D级代替 C级 -1 NC 	
		112		双面角焊缝, 质量等级 B* 级
		100		双面角焊缝, 质量等级 B 级
		90		双面角焊缝, 质量等级 C 级
		71		单面角焊缝, 质量等级 B 级、C 级
		71		残存打底焊上的部分熔透 V 形焊缝, 质量等级 B 级、C 级
3.30	$m=3$	 <p>具有断续焊接横向零件或加强筋的连续构件</p>		
		63		质量等级 C 级
		50		质量等级 D 级
3.31	$m=3$	 <p>具有纵向焊接穿孔通过主体零件的连续构件</p>	<p>基本条件:</p> <ul style="list-style-type: none"> — $R \geq 50$ mm, $\alpha \leq 60^\circ$ <p>特殊条件:</p> <ul style="list-style-type: none"> — $R \geq 100$ mm, $\alpha \leq 45^\circ$ +1 NC — 端部焊缝在至少 $5t$ 的区域内充分熔透 +2NC 	
		80		采用零件倒圆或倒角

表 D.3 (续)

结构细节序号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	结构细节	要 求
3.35	$m=5$	 <p data-bbox="371 781 735 808">具有应力集中剪力的搭接接头焊缝</p>	基本条件： ——假定载荷仅由纵向焊缝传递
	71	质量等级 B 级	
	63	质量等级 C 级	

附录 E
(规范性附录)

极限设计应力范围的计算值 $\Delta\sigma_{Rd}$ 和 $\Delta\sigma_{Rd1}$

见表 E.1 和表 E.2。

每一行代表了对应基本条件的一个基本缺口效应级别(NC):而+1 NC 意为取上一行值,-1 NC 意为取下一行值,其他以此类推。

表 E.1 具有 $m=3$ 和 $\gamma_{mf}=1.25$ 的结构细节

NC $\Delta\sigma_e$ N/mm ²	极限设计应力范围 $\Delta\sigma_{Rd}$ 是缺口级别应力值与应力历程 S 级别的函数 N/mm ²											
	S02	S01	S0	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8	S9
355	2 254.1	1 789.1	1 420.0	1 127.1	894.5	713.7	568.0	450.8	357.8	284.0	225.4	178.9
315	2 000.1	1 587.5	1 260.0	1 000.1	793.8	633.3	504.0	400.0	317.5	252.0	200.0	158.8
280	1 777.9	1 411.1	1 120.0	888.9	705.6	562.9	448.0	355.6	282.2	224.0	177.8	141.1
250	1 587.4	1 259.9	1 000.0	793.7	630.0	502.6	400.0	317.5	252.0	200.0	158.7	126.0
225	1 428.7	1 133.9	900.0	714.3	567.0	452.4	360.0	285.7	226.8	180.0	142.9	113.4
200	1 269.9	1 007.9	800.0	635.0	504.0	402.1	320.0	254.0	201.6	160.0	127.0	100.8
180	1 142.9	907.1	720.0	571.5	453.6	361.9	288.0	228.6	181.4	144.0	114.3	90.7
160	1 015.9	806.3	640.0	508.0	403.2	321.7	256.0	203.2	161.3	128.0	101.6	80.6
140	888.9	705.6	560.0	444.5	352.8	281.5	224.0	177.8	141.1	112.0	88.9	70.6
125	793.7	630.0	500.0	396.9	315.0	251.3	200.0	158.7	126.0	100.0	79.4	63.0
112	711.2	564.4	448.0	355.6	282.2	225.2	179.2	142.2	112.9	89.6	71.1	56.4
100	635.0	504.0	400.0	317.5	252.0	201.1	160.0	127.0	100.8	80.0	63.5	50.4
90	571.5	453.6	360.0	285.7	226.8	180.9	144.0	114.3	90.7	72.0	57.1	45.4
80	508.0	403.2	320.0	254.0	201.6	160.8	128.0	101.6	80.6	64.0	50.8	40.3
71	450.8	357.8	284.0	225.4	178.9	142.7	113.6	90.2	71.6	56.8	45.1	35.8
63	400.0	317.5	252.0	200.0	158.8	126.7	100.8	80.0	63.5	50.4	40.0	31.8
56	355.6	282.2	224.0	177.8	141.1	112.6	89.6	71.1	56.4	44.8	35.6	28.2
50	317.5	252.0	200.0	158.7	126.0	100.5	80.0	63.5	50.4	40.0	31.7	25.2
45	285.7	226.8	180.0	142.9	113.4	90.5	72.0	57.1	45.4	36.0	28.6	22.7
40	254.0	201.6	160.0	127.0	100.8	80.4	64.0	50.8	40.3	32.0	25.4	20.2
36	228.6	181.4	144.0	114.3	90.7	72.4	57.6	45.7	36.3	28.8	22.9	18.1
32	203.2	161.3	128.0	101.6	80.6	64.3	51.2	40.6	32.3	25.6	20.3	16.1
28	177.8	141.1	112.0	88.9	70.6	56.3	44.8	35.6	28.2	22.4	17.8	14.1
25	158.7	126.0	100.0	79.4	63.0	50.3	40.0	31.7	25.2	20.0	15.9	12.6

表 E.2 具有 $m=5$ 和 $\gamma_{mf}=1.25$ 的结构细部

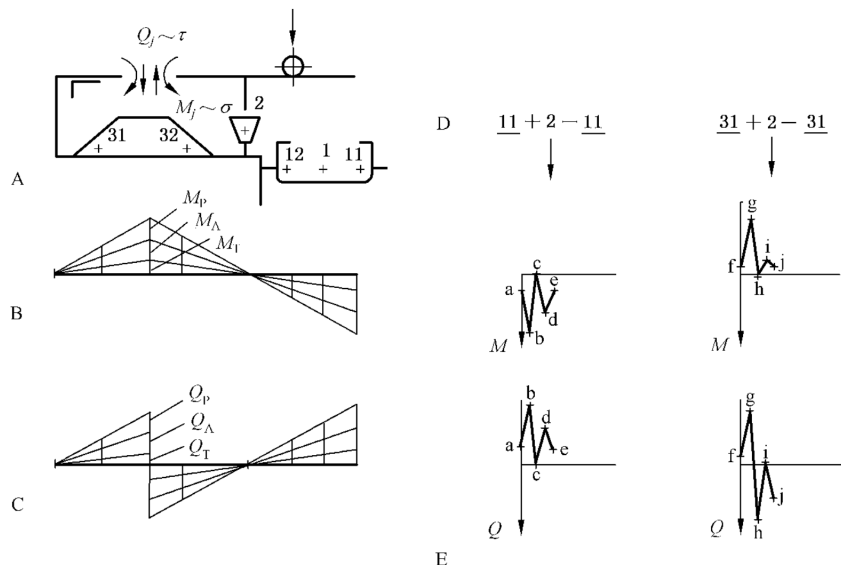
NC $\Delta\sigma_e$ N/mm ²	极限设计应力范围 $\Delta\sigma_{Rd1}$ 是缺口级别应力值与应力历程 S 级别的函数 N/mm ²											
	S02	S01	S0	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8	S9
355	984.3	856.9	745.9	649.4	565.3	493.7	430.5	374.7	326.2	284.0	247.2	215.2
315	873.4	760.3	661.9	576.2	501.6	438.1	382.0	332.5	289.5	252.0	219.4	191.0
280	776.3	675.8	588.3	512.2	445.9	389.4	339.5	295.6	257.3	224.0	195.0	169.8
250	693.1	603.4	525.3	457.3	398.1	347.7	303.1	263.9	229.7	200.0	174.1	151.6
225	623.8	543.1	472.8	411.6	358.3	312.9	272.8	237.5	206.8	180.0	156.7	136.4
200	554.5	482.7	420.2	365.8	318.5	278.1	242.5	211.1	183.8	160.0	139.3	121.3
180	499.1	434.5	378.2	329.3	286.6	250.3	218.3	190.0	165.4	144.0	125.4	109.1
160	443.6	386.2	336.2	292.7	254.8	222.5	194.0	168.9	147.0	128.0	111.4	97.0
140	388.2	337.9	294.2	256.1	222.9	194.7	169.8	147.8	128.7	112.0	97.5	84.9
125	346.6	301.7	262.7	228.7	199.1	173.8	151.6	132.0	114.9	100.0	87.1	75.8
112	310.5	270.3	235.3	204.9	178.4	155.8	135.8	118.2	102.9	89.6	78.0	67.9
100	277.3	241.4	210.1	182.9	159.2	139.1	121.3	105.6	91.9	80.0	69.6	60.6
90	249.5	217.2	189.1	164.6	143.3	125.2	109.1	95.0	82.7	72.0	62.7	54.6
80	221.8	193.1	168.1	146.3	127.4	111.3	97.0	84.4	73.5	64.0	55.7	48.5
71	196.9	171.4	149.2	129.9	113.1	98.7	86.1	74.9	65.2	56.8	49.4	43.0
63	174.7	152.1	132.4	115.2	100.3	87.6	76.4	66.5	57.9	50.4	43.9	38.2
56	155.3	135.2	117.7	102.4	89.2	77.9	67.9	59.1	51.5	44.8	39	34.0
50	138.6	120.7	105.1	91.5	79.6	69.5	60.6	52.8	45.9	40.0	34.8	30.3
45	124.8	108.6	94.6	82.3	71.7	62.6	54.6	47.5	41.4	36.0	31.3	27.3
40	110.9	96.5	84.0	73.2	63.7	55.6	48.5	42.2	36.8	32.0	27.9	24.3
36	99.8	86.9	75.6	65.9	57.3	50.1	43.7	38.0	33.1	28.8	25.1	21.8
32	88.7	77.2	67.2	58.5	51.0	44.5	38.8	33.8	29.4	25.6	22.3	19.4
28	77.6	67.6	58.8	51.2	44.6	38.9	34.0	29.6	25.7	22.4	19.5	17.0
25	69.3	60.3	52.5	45.7	39.8	34.8	30.3	26.4	23.0	20.0	17.4	15.2

附录 F
(资料性附录)

应力循环的估算——示例

所选定结构点的应力历程取决于使用过程中起重机的载荷、载荷的方向和位置以及起重机的配置。起重机在其使用寿命周期中总的工作循环数可分为与之相应工作循环数对应的若干典型作业。作业可用起重机配置和预定动作序列的具体组合为特征。

为估算进行某作业时出现的应力峰序列,应先确定相应序列的载荷,即所有载荷的大小、位置和方向。图 F.1 显示了一台卸船机 2 个可识别作业的不同动作序列。卸船机将散装物料从船舶输送到料斗或料仓,作业点的范围的排列,由船(点 11)、料斗(点 2)和料仓(点 31)给出。



说明:

A——系统;

B——所选点的弯矩影响线;

C——所选点的剪力影响线;

D——动作序列;

E——序列动作 Q_p 、 Q_A 、 Q_T 、 M_p 、 M_A 、 M_T 过程中,弯矩 M 和剪力 Q ($\phi_2 = 1$) 的极限值(T 代表小车,P 代表有效载荷,A 代表辅助设备)。

图 F.1 卸船机作业中由于载荷运动引起载荷和运动变化的示例

在每项任务的描述中嵌入了多个符号,其含义是:

——+ 表示带载荷运行, - 表示空载运行;

——下划线表示吊具已着地。

选定点 j 的弯矩 M_j 的影响线和剪力 Q_j 的影响线(表示载荷及其位置的影响)按不同载荷(下角标 T 代表小车,P 代表有效载荷,A 代表起重吊具即抓斗)给出。

对弯矩和剪力的显著变化点的描述见表 F.1。

表 F.1 弯矩和剪切力的显著变化点

点	小车位置	抓斗位置	作用载荷
a	11	地面	T
b	11	离地	T, A, P
c	2	离地	T, A, P; 当载荷下降时, T, A
d	11	离地	T, A
e	11	地面	T
f	31	地面	T
g	31	离地	T, A, P
h	2	离地	T, A, P; 当载荷下降时, T, A
i	31	离地	T, A
j	31	地面	T

由 $M_j[\sigma(t)=\text{整体弯曲应力}]$ 和 $Q_j[\tau(t)=\text{整体剪应力}]$ 引起的应力序列可以直接由影响线确定。从所获得的应力峰值结果序列, 可由雨流计数或水库汇集法识别得出应力循环周期。完整的应力历程是由所有来自不同作业的应力历程汇总而成。

附录 G

(资料性附录)

拉伸载荷作用下连接刚度计算

本附录中图 G.1 所示的理想状态,假定实际连接中不超过 5 个连接面,适用于受拉螺栓连接计算中单元刚度的确定。相邻螺栓和/或外力引入系统的方式对于附加的螺栓力具有很大的影响,应在实际设计中予以考虑。

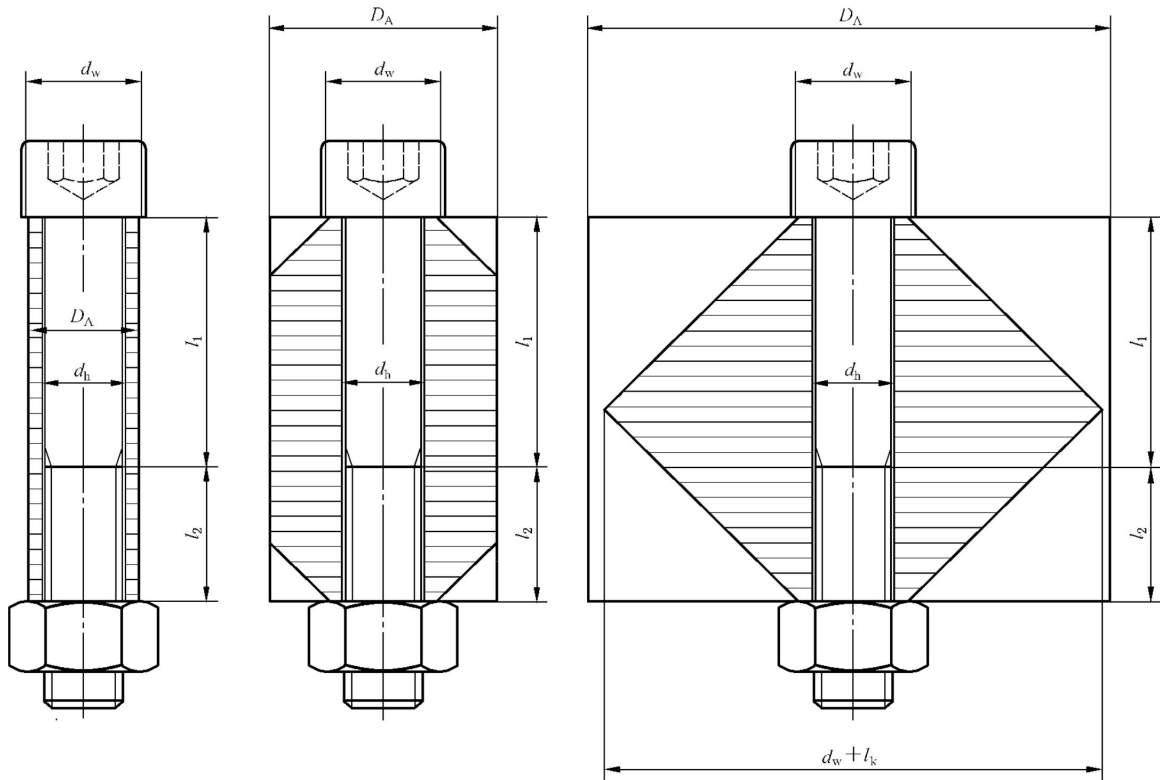


图 G.1 受拉载荷的连接类型

被连接件的刚度按式(G.1)计算:

$$K_c = \frac{E}{l_k} \times A_{eq} \dots\dots\dots (G.1)$$

式中:

K_c —— 被连接件的刚度(斜率);

E —— 弹性模量;

l_k —— 有效夹紧长度: $l_k = l_1 + l_2$;

A_{eq} —— 计算的等效面积。

A_{eq} 的计算取决于 D_A [见图 G.1、式(G.2)~式(G.4)]。

对于 $D_A < d_w$:

$$A_{eq} = \frac{\pi}{4} \times (D_A^2 - d_h^2) \dots\dots\dots (G.2)$$

对于 $d_w \leq D_A \leq d_w + l_k$:

$$A_{eq} = \frac{\pi}{4} \times (d_w^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{8} \times d_w \times (D_A - d_w) \times \left[\left(\sqrt[3]{\frac{l_k \times d_w}{D_A^2} + 1} \right)^2 - 1 \right] \dots\dots (G.3)$$

对于 $d_w + l_k < D_A$:

$$A_{eq} = \frac{\pi}{4} \times (d_w^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{8} \times l_k \times d_w \times \left[\left(\sqrt[3]{\frac{l_k \times d_w}{(l_k + d_w)^2} + 1} \right)^2 - 1 \right] \quad \dots\dots (G.4)$$

式中:

- D_A —— 圆柱体有效承载直径;
- d_w —— 螺栓头部接触区的直径;
- A_{eq} —— 计算的等效面积;
- d_h —— 孔的直径;
- l_k —— 有效夹紧长度。

螺栓刚度按式(G.5)计算:

$$\frac{1}{K_b} = \frac{1}{E} \left[\frac{4 \times (l_1 + 2 \times 0.4 \times d)}{\pi \times d^2} + \frac{l_2 + 0.5 \times d}{A_r} \right] \quad \dots\dots\dots (G.5)$$

式中:

- K_b —— 螺栓或受压构件的刚度(斜率);
- E —— 弹性模量;
- l_1 —— 无螺纹受拉处的有效长度;
- l_2 —— 有螺纹受拉处的有效长度;
- d —— 螺栓直径;
- A_r —— 螺栓根部面积,用 A_s 代替 A_r (见表 B.2)。

根据被连接件的形状,外载被引入螺栓的方式有三种:在端部附近,如图 G.2a)所示;在螺栓端部与连接板之间,如图 G.2b)所示;或接近连接板,如图 G.2 c)所示。确定外载施加方式后可进行刚度比例系数的计算,见式(G.6):

$$\Phi = \alpha_L \times \frac{K_b}{K_b + K_c} \quad \dots\dots\dots (G.6)$$

式中:

- Φ —— 连接的刚度比例系数;
- K_b —— 螺栓的刚度;
- K_c —— 被连接件的刚度;
- α_L —— 载荷引入系数(见图 G.2)。

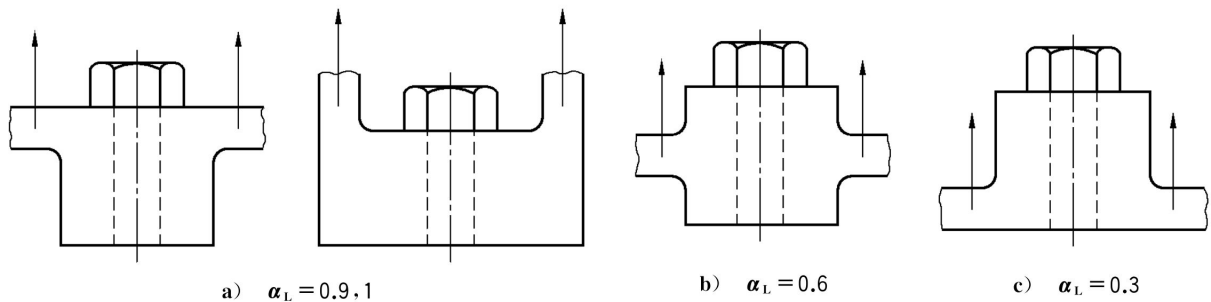


图 G.2 载荷引入系数 α_L (连接件形状的函数)的指导值

图 G.2a)图示情况是典型的起重机螺栓连接。更精确的数值可以在相关文献中找到。在载荷引入不能清楚说明的情况下,应使用一种保守的假设,即令 $\alpha_L = 1$ 。在由对完整节点采用有限元分析确定刚度比例系数 Φ 的情况下,载荷引入系数 α_L 将成为一个分析内置部分,且在式(G.6)中应令 $\alpha_L = 1$ 。

参 考 文 献

- [1] ISO 262 ISO general purpose metric screw threads—Selected sizes for screws, bolts and nuts
- [2] ISO 630(all parts) Structural steels
- [3] ISO 4950-1 High yield strength flat steel products—Part 1:General requirements
- [4] ISO 4951-1 High yield strength steel bars and sections—Part 1:General delivery requirements
- [5] ISO 4951-2 High yield strength steel bars and sections—Part 2:Delivery conditions for normalized,normalized rolled and as-rolled steels
- [6] ISO 4951-3 High yield strength steel bars and sections—Part 3:Delivery conditions for thermomechanically-rolled steels
- [7] ISO 6930-1 High yield strength steel plates and wide flats for cold forming—Part 1: Delivery conditions for thermomechanically-rolled steels
- [8] ISO 10721-1;1997 Steel structures—Part 1:Materials and design
- [9] IIW document XIII-1965r14-03/XV-1127/r14-03 Recommendations for fatigue design of welded joints (Hot Spot Stress Method)
-

中 华 人 民 共 和 国
国 家 标 准
起 重 机 金 属 结 构 能 力 验 证

GB/T 30024—2020/ISO 20332:2016

*

中国标准出版社出版发行
北京市朝阳区和平里西街甲2号(100029)
北京市西城区三里河北街16号(100045)

网址: www.spc.org.cn

服务热线: 400-168-0010

2020年12月第一版

*

书号: 155066 · 1-66506

版权专有 侵权必究



GB/T 30024-2020