



中华人民共和国国家标准

GB/T 26477.1—2011

起重机 车轮和相关小车承轨结构 的设计计算 第1部分：总则

Cranes—Design calculation for rail wheels and associated trolley track
supporting structure—Part 1: General

(ISO 16881-1:2005, MOD)

2011-05-12 发布

2011-12-01 实施

中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局
中国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 术语和定义 1

4 要求 1

附录 A（资料性附录） 轨道下轮压的分布 5

附录 B（资料性附录） 车轮支承翼缘板的局部应力 7

参考文献 11

前 言

GB/T 26477《起重机 车轮和相关小车承轨结构的设计计算》由五个部分组成:

- 第1部分:总则;
- 第2部分:流动式起重机;
- 第3部分:塔式起重机;
- 第4部分:臂架起重机;
- 第5部分:桥式和门式起重机。

本部分为 GB/T 26477 的第1部分。

本部分修改采用 ISO 16881-1:2005《起重机 车轮和相关小车承轨结构的设计计算 第1部分:总则》(英文版)。

本部分与 ISO 16881-1:2005 的主要技术性差异如下:

- 本部分的第2章中用 GB/T 22437.1《起重机 载荷与载荷组合的设计原则 第1部分:总则》和 GB/T 22437.5《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》代替了 ISO 16881-1:2005 中引用的 ISO 8686-1 和 ISO 8686-5,两个国家标准均系修改采用国际标准,其中的分项载荷系数 γ_f 和抗力系数 γ_R 的取值与 ISO 8686-1 和 ISO 8686-5 的规定有差异;
- 在载荷组合表中还增加了高危险度系数 γ_H 。

本部分还作了下列编辑性修改:

- 将“ISO 16881 的本部分”改为“GB/T 26477 的本部分”;
- 用小数点“.”代替作为小数点的逗号“,”;
- 删除了 ISO 16881-1:2005 的前言;
- 对于 ISO 16881-1:2005 中引用的国际标准,用已被采用为我国的标准代替对应的国际标准,未被采用为我国标准的直接引用国际标准;
- 对 ISO 16881-1:2005 中的 4.1.6、4.2 和附录 A 中有效翼缘宽度 b_e 的计算公式及参考文献中 [4] 的编辑性错误进行了订正。

本部分的附录 A 和附录 B 为资料性附录。

本部分由中国机械工业联合会提出。

本部分由全国起重机械标准化技术委员会(SAC/TC 227)归口。

本部分起草单位:大连重工·起重集团有限公司。

本部分主要起草人:桂佩康、何铀、李秀苇、董炜、曹旭阳。

起重机 车轮和相关小车承轨结构
的设计计算 第 1 部分：总则

1 范围

GB/T 26477 的本部分对选择轨道运行的起重机铸铁或钢质车轮的尺寸提出了要求,并给出了由轮压作用在起重机结构中产生的局部应力的计算公式。

2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过 GB/T 26477 的本部分的引用而成为本部分的条款。凡是注日期的引用文件,其随后所有的修改单(不包括勘误的内容)或修订版均不适用于本部分,然而,鼓励根据本部分达成协议的各方研究是否可使用这些文件的最新版本。凡是不注日期的引用文件,其最新版本适用于本部分。

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

GB/T 20863.1 起重机械 分级 第 1 部分:总则(GB/T 20863.1—2007,ISO 4301-1:1986, IDT)

GB/T 22437.1 起重机 载荷与载荷组合的设计原则 第 1 部分:总则(GB/T 22437.1—2008, ISO 8686-1:1989,MOD)

GB/T 22437.3 起重机 载荷与载荷组合的设计原则 第 3 部分:塔式起重机(GB/T 22437.3—2008,ISO 8686-3:1998, IDT)

GB/T 22437.5 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(GB/T 22437.5—2008,ISO 8686-5:1992,MOD)

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

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

3 术语和定义

GB/T 6974.1 确立的术语和定义适用于 GB/T 26477 的本部分。

4 要求

4.1 车轮的选择

4.1.1 车轮尺寸

为了确定车轮的尺寸,应做如下校验:

- a) 校验车轮在使用中承受最大轮压的能力;
- b) 校验车轮能确保正常运行且无异常的过度磨损。

上述的校验计算用式(1)和式(2)进行:

$$\frac{P_{max}}{b \cdot D} \leq 1.9 P_L \dots\dots\dots (1)$$

$$\frac{P_{mean}}{b \cdot D} \leq P_L \cdot c_1 \cdot c_2 \dots\dots\dots (2)$$

式中:

D ——车轮直径,单位为毫米(mm);

b ——轨道的有效宽度,单位为毫米(mm);

P_L ——由制造车轮的金属材料决定的许用比压,单位为牛每平方米(N/mm²),见表1;

c_1 ——取决于车轮转速的系数,见表2;

c_2 ——取决于机构工作级别的系数,见表3;

P_{max} ——车轮在载荷组合 A、B 或 C 情况下的最大轮压,包括考虑动载试验和静载试验两者的载荷(载荷组合情况在 GB/T 22437.1、GB/T 22437.3、GB/T 22437.5 和 ISO 8686-2、ISO 8686-4 中都给出了定义);

P_{mean} ——当考虑 A 和 B 两种载荷组合情况时,等效工作轮压按式(3)计算,取较大值。

等效工作轮压考虑了车轮受载的各种变化,包括适用于一个工作循环期间与支承车轮有关的搬运载荷位置的变化。

式(3)给出的是等效工作轮压的近似值。

当工作程序已知时,利用搬运载荷的实际位置产生的轮压能更精确地计算等效工作轮压。在进行这一计算中,应采用起升载荷的最大值,系数 c_2 考虑了载荷的变化。

4.1.2 确定等效工作轮压

计算等效工作轮压时,应考虑车轮在规定的载荷情况下承受的最大轮压和最小轮压,即当确定 P_{mean} 时,在正常的工作状态下,不考虑动载系数 ϕ , P_{mean} 值按载荷组合 A 和载荷组合 B 的式(3)计算确定:

$$P_{mean} = \frac{P_{min, A, B} + 2P_{max, A, B}}{3} \dots\dots\dots(3)$$

式中:

P_{min} ——车轮在载荷组合 A、B 情况下的最小轮压。

4.1.3 确定有效的轨道宽度 b

对于具有平坦或微凸承压面,总宽度 l ,每边倒角圆的半径 r 的轨道(见图1),其有效宽度 b 应用式(4)计算:

$$b = l - 2r \dots\dots\dots(4)$$

对于具有微凸承压面的轨道或车轮,因轨道与滚动车轮的接触得到了改善,故许用比压 P_L 可增加10%。

对于在工字梁下翼缘板上运行的具有平面、锥面或微凸承压面的车轮,有效宽度按式(5)计算:

$$b = w - r \dots\dots\dots(5)$$

式中:车轮踏面宽度 w 和倒角圆半径 r 按图2确定。车轮直径 D 应为投影宽度 $(w-r)$ 中点上的直径。

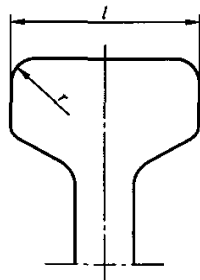


图1 轨道尺寸

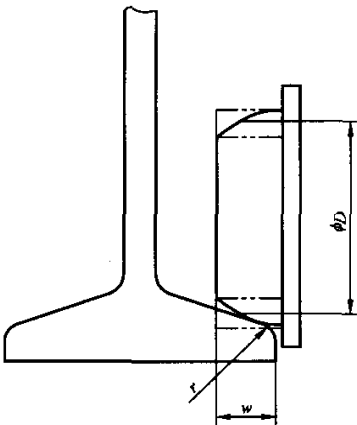


图 2 翼缘板上运行车轮的尺寸

4.1.4 确定许用比压 P_L

表 1 中给出的 P_L 值是车轮的金属材料极限强度的函数。

表 1 P_L 值

制造车轮用金属的极限强度 f_u / (N/mm ²)	P_L / (N/mm ²)	轨道的最小极限强度 / (N/mm ²)
>500	5.00	350
>600	5.60	350
>700	6.50	510
>800	7.20	510
>900	7.80	600
>1 000	8.50	700

金属材料的质量应符合铸造、锻造、轧制钢或球墨铸铁的规定。

选择 P_L 值时,车轮踏面的硬化层深度可考虑为 $0.01D$ 。

在装有轮箍的轨道车轮情况下,应考虑轮箍的质量,轮箍应具有足够的厚度且不应自行辗出轮体。

4.1.5 确定系数 c_1

c_1 值根据车轮的转速确定,见表 2。

表 2 c_1 值

车轮转速 / (r/min)	c_1	车轮转速 / (r/min)	c_1	车轮转速 / (r/min)	c_1
200	0.66	50	0.94	16	1.09
160	0.72	45	0.96	14	1.10
125	0.77	40	0.97	12.5	1.11
112	0.79	35.5	0.99	11.2	1.12
100	0.82	31.5	1.00	10	1.13
90	0.84	28	1.02	8	1.14
80	0.87	25	1.03	6.3	1.15
71	0.89	22.4	1.04	5.6	1.16
63	0.91	20	1.06	5	1.17
56	0.92	18	1.07		

4.1.6 确定系数 c_2

系数 c_2 根据机构工作级别确定,见表 3。

表 3 c_2 值

机构工作级别	c_2
M1、M2	1.25
M3、M4	1.12
M5	1.00
M6	0.90
M7、M8	0.80

上述各项公式只适用于直径不超过 1.25 m 的车轮。对于较大直径的车轮,经验表明应降低轨道和车轮间的允许压力。不推荐使用更大直径的车轮。

注:车轮选择方法在这里是以 FEM 1.001:1988 第 4 分册和 1998 修订版第 9 分册为基础。本方法以 GB/T 20863.1 中机构的工作级别分级(M1~M8)为基础。

4.2 运行车轮机构工作级别的确定

轨道车轮的机构工作级别(根据 GB/T 20863.1)一般按下列各项确定:

- a) 总工作循环次数 C 取规定值或给定的 U-分级(使用等级)的总工作循环次数的上限。
- b) 平移运行的平均位移 x_m 按照使用要求的规定。
- c) 机构载荷状态级别数 L_i 应取规定值或从给定型谱或工作循环种类计算出来的值。
- d) 总行程 $L=2C \cdot x_m$ 。
- e) 运行时间 $T=L/v_i$, v_i 为机构正常运行速度(通常为最大运行速度)。
- f) 操作时间级别的计算如 $T_j=1+\text{int}[\ln(T/200.01)/\ln(2)]$ 。

示例 1: $T=3\ 200$, $T_j=1+\text{int}[\ln(3\ 200/200.01)/0.693\ 147]=1+\text{int}(3.999\ 9)=4$;→使用等级级别 T4。

示例 2: $T=3\ 201$, $T_j=1+\text{int}[\ln(3\ 201/200.01)/0.693\ 147]=1+\text{int}(4.000\ 4)=5$;→使用等级级别 T5。

- g) 机构级别数的计算如 $m_m=L_i+T_j-2$ 。

T_j 、 L_i 和 m_m 应取整数,例如 5,或用相应的符号 T5 表示。

4.3 由轮压产生的局部应力的确定

由小车和大车(起重机)车轮轮压产生的局部应力可根据附录 A 和附录 B 确定。

当采用许用应力法时,局部应力根据附录 A 和附录 B 组合,由额定载荷产生的合成应力不应超过许用应力。

当采用极限状态法时,局部应力的计算应为该项计算载荷乘以相应的分项载荷系数 γ_p 。其合成应力不应超过屈服应力除以材料的抗力系数 γ_m 。

系数 γ_p 和 γ_m 应取自 GB/T 22437 和 ISO 8686 的有关部分。

附 录 A
(资料性附录)
轨道下轮压的分布

法向和横向作用于轨道的轮压,在承轨梁的焊缝或腹板铆钉和腹板产生的局部应力应按照轨道和翼缘系统来确定。

本附录提出的计算方法的前提条件:腹板和轨道布置符合 ISO 12488-1 规定的公差。超出公差时,应考虑由此产生的弯矩。

除非做更精确的计算,当轨道由上部翼缘直接支承的时候,由轮压在腹板或梁上部焊缝中产生的局部垂直应力用式(A.1)计算:

$$\sigma_z = 0.32 \times \frac{F_{\max}}{t_c} \times \sqrt[3]{\frac{t_w}{J_c}} \dots\dots\dots (A.1)$$

式中:

$F_{\max}$ ——包括反映动力效应的载荷系数 ϕ_1 的最大轮压;

t_w ——腹板厚度 (见图 A.1);

t_c ——腹板厚度 [见图 A.1a)]; 或

- 减少的焊缝高度 $1.4a$ [见图 A.1b)];
- 减少的焊缝高度 $0.7a$ [见图 A.1c)];

J_c ——由运行轨道和部分翼缘板横截面组成的断面的惯性矩 (见图 A.2 的阴影部分)。

J_c 通常应采用起重机轨道可用断面的 90% 计算。此值可根据预期值的变化作调整:

- 工作循环次数;
- 载荷谱;
- 形位公差;
- 轨道和车轮的材料。

用于计算的磨损极限应在使用说明书中规定。

在运行轨道横截面被夹紧的情况下, J_c 为轨道及翼缘的相关部分的单个惯性矩计算值之和。

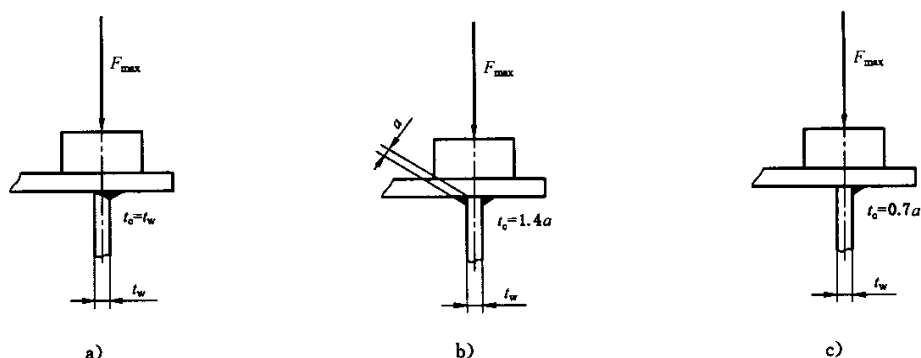


图 A.1 t_w 和 t_c 的示意图

在这种情况下,有效翼缘宽度 b_e ,按式(A.2)计算:

$$b_e = b_r + 0.4(50 + 2h_c), \text{mm} \dots\dots\dots (A.2)$$

式中:

b_r ——轨道宽度;

h_r ——轨道高度;

h_c ——从轨道顶部到翼缘底部的距离。

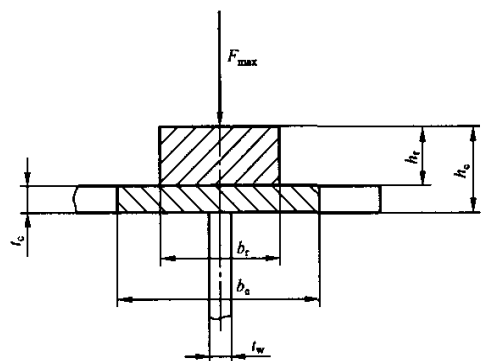


图 A.2 计算 J_c 的标定面积

附录 B

(资料性附录)

车轮支承翼缘板的局部应力

B.1 总则

当小车运行在主梁翼缘时,在轮压 F 作用点的响应区域中产生翼缘的局部弯曲应力,它与梁的支承配置无关。

本附录中给出的公式和系数可用于两种型式的主梁:

- 工字梁主梁(见 B.2);
- 箱形梁主梁(见 B.3)。

按照 GB/T 22437.1、ISO 8686-2、GB/T 22437.3、ISO 8686-4 和 GB/T 22437.5 确定的应力和在疲劳应力校验中,局部应力应在复合应力上叠加。注意一定要添加正号和负号。在载荷组合 A、B 和 C (见前述标准相应的表)以及疲劳强度(载荷组合 A)校核中,板和全焊透焊缝的局部应力在与复合应力叠加之前应乘以 0.75。在疲劳分析中,当采用系数 0.75 时,合成应力应与焊接接头或细部的拉伸疲劳强度作比较。

由于翼缘板具有充裕的塑性抗弯能力或腹板具有充裕的塑性抗拉能力,故局部应力可降低系数 0.75。

在疲劳分析中,因为对于相同的接头或细部而言,板的弯曲疲劳强度一般比拉伸疲劳强度高 30%~60%,故可减少局部应力的影响。

如果轮压 F 不对称,局部应力用最大轮压和相应的距离 i 计算。除了这些翼缘弯曲应力和主应力外,还应计算主梁横断面中由非对称载荷作用点产生的扭转应力。

B.2 轮压作用在工字梁下翼缘的局部应力

作用于 X 和 Y 方向的应力为 σ_{FX} 和 σ_{FY} (见图 B.1)。其计算公式为式(B.1)和式(B.2):

$$\sigma_{FX} = c_X(\lambda) \frac{F}{t_i^2} \dots\dots\dots (B.1)$$

$$\sigma_{FY} = c_Y(\lambda) \frac{F}{t_i^2} \dots\dots\dots (B.2)$$

图中数字含义为:

- 0——在腹板/翼缘过渡区的应力;
- 1——在轮压作用点的应力;
- 2——在梁的边缘的应力。

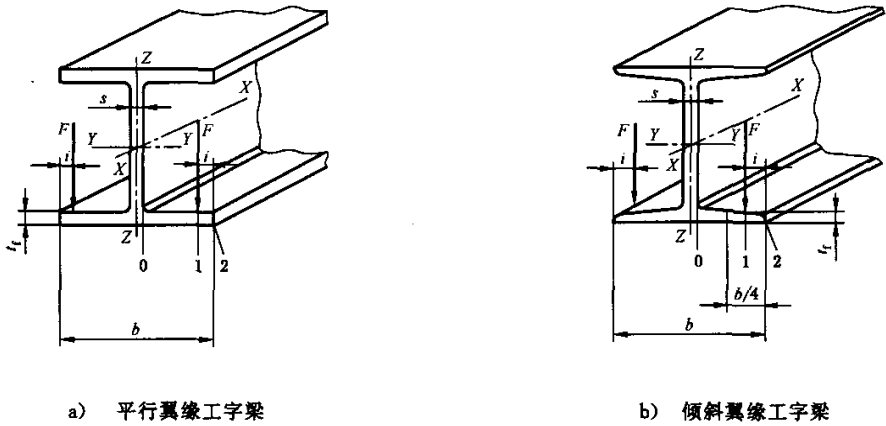


图 B.1 工字梁的局部应力计算符号

变量 F, t_f, i 和 λ 各项具有下列含义:

F ——包括反映动力效应的载荷系数 ϕ 的最大轮压;

t_f ——翼缘(无公差和磨损)的理论厚度;对倾斜翼缘工字梁, t_f 为在轮压作用点, 见图 B.1b) 中点 1 处的厚度;

i ——梁边缘至轮压作用点的距离;

b ——翼缘的宽度;

s ——腹板的厚度;

λ 用式(B.3)计算:

$$\lambda = \frac{i}{0.5(b-s)} \dots\dots\dots (B.3)$$

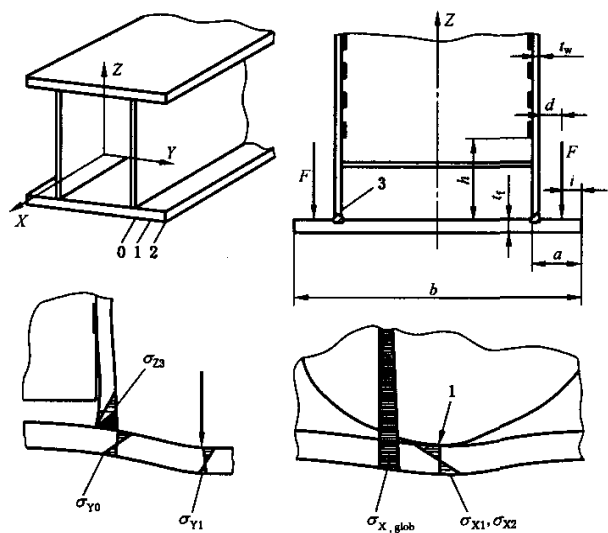
翼缘底部的下表面计算点 0、1 和 2 的应力系数 $c_x(\lambda)$ 和 $c_y(\lambda)$ 在表 B.1 中给出。在翼缘的上部表面的应力符号相反。

表 B.1 局部应力系数

	带平行翼缘的 I 字梁	带倾斜翼缘的 I 字梁
纵向弯曲应力	$c_{x0} = 0.050 - 0.580\lambda + 0.148e^{3.015\lambda}$ $c_{x1} = 2.230 - 1.490\lambda + 1.390e^{-18.33\lambda}$ $c_{x2} = 0.730 - 1.580\lambda + 2.910e^{-6.00\lambda}$	$c_{x0} = -0.981 - 1.479\lambda + 1.120e^{1.322\lambda}$ $c_{x1} = 1.810 - 1.150\lambda + 1.060e^{-7.700\lambda}$ $c_{x2} = 1.990 - 2.810\lambda + 0.840e^{-4.690\lambda}$
横向弯曲应力	$c_{y0} = -2.110 + 1.977\lambda + 0.0076e^{6.53\lambda}$ $c_{y1} = 10.108 - 7.408\lambda - 10.108e^{-1.364\lambda}$ $c_{y2} = 0$	$c_{y0} = -1.096 + 1.095\lambda + 0.192e^{-8.000\lambda}$ $c_{y1} = 3.965 - 4.835\lambda - 3.965e^{-2.875\lambda}$ $c_{y2} = 0$

B.3 轮压作用在箱形梁下翼缘板的局部应力

轮压作用在箱形梁下翼缘板的局部应力见图 B.2。



说明：
1——小车车轮。

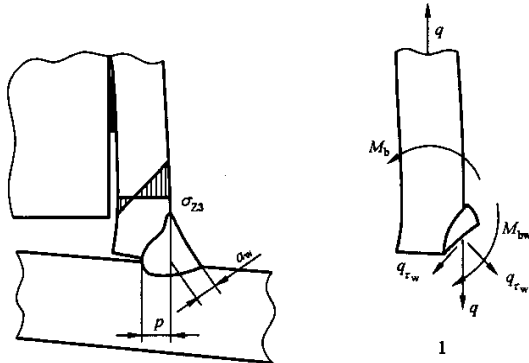
图 B.2 箱形梁的局部应力计算符号

表 B.2 中给出了计算箱形梁下翼缘板局部应力的公式和系数。公式和系数均以有限元法计算结果的曲线为依据。因此,它们均为近似值且没有实际依据。

表 B.2 应力和系数公式

图 B.2 中的点	应力公式	系 数	符号和极限
0	$\sigma_{x0} = c_{x0} \frac{F}{t_f^2}$ $\sigma_{y0} = c_{y0} \frac{F}{t_f^2}$	$c_{x0} = 0.123 + 0.48\lambda + 0.194\lambda^2 - 0.5\arctan(5r_t - 1.375)$ $c_{y0} = -1.3067 - 1.45r_t + 0.5833r_t^2 + 1.933\lambda$	对所有公式都有效 $r_t = \frac{t_w}{t_f}$ $2a < b < 16a$ $0.1 < i/a < 0.5$ $0.15 < r_t < 0.8$
1	$\sigma_{x1} = c_{x1} \frac{F}{t_f^2}$ $\sigma_{y1} = c_{y1} \frac{F}{t_f^2}$	$c_{x1} = 2.23 - 1.49\lambda + 2e^{-18.33\lambda}(1 + 1.5r_t) + 0.4r_t^{2.5}$ $c_{y1} = 0.33(r_t - 1) + (1 + 2r_t)[0.3\lambda + 0.4\sin(3.4\lambda + 0.4r_t^2)]$	
2	$\sigma_{x2} = c_{x2} \frac{F}{t_f^2}$ $\sigma_{y2} = 0$	$c_{x2} = -0.95 + \frac{2.70}{(2\lambda + 0.5)r_t^{0.333}} + [1.2(\lambda - 0.1)^{0.25} - 0.76]\left(\frac{0.2}{r_t}\right)^4$ $c_{y2} = 0$	
3 在腹板和 焊缝坡口	腹板应力是膜应力(m)和 弯曲应力(b)的总和 $\sigma_{z3} = \sigma_{z3m} + \sigma_{z3b}$ $\sigma_{z3} = c_{z3m} \frac{f}{(d + t_f)t_w} +$ $k_{z3} c_{z3b} \frac{6Fd}{t_w^3 [1 + (2r_t)^{-3}]}$	$c_{z3m} = 0.4 + 1.8r_t^2$ $c_{z3b} = (0.01 + 0.0212r_t^3)[0.125(b/a) - 0.25]^{0.125}$ $k_{z3b} = 1$ $k_{z3} = 1 + \frac{k_{z30}}{(1 + 0.0004536r_h^3)}$ $k_{z30} = 2 + 1.5\sin[1.5\pi(0.35 - r_t)] + 0.45\sin[4\pi(r_t - 0.5)]$	$r_h = \frac{h}{t_w}$ $4\text{ mm} \leq t_w \leq 12\text{ mm}$ $50t_w < h$ $0 \leq h < 50t_w$

在 0、1、2 点的应力符号适用于下表面。上表面应力符号相反。
部分焊透的角焊缝局部应力公式按照图 B.3 的说明。



说明:

1——隔离体图。

图 B.3 角焊缝的计算符号

$$q = \sigma_{23m} t_w; \quad M_b = \sigma_{23b} \frac{t_w^2}{6}; \quad a_{wp} = a_w + \frac{p}{\sqrt{2}}; \quad e = \frac{t_w}{2} + \frac{a_w}{2\sqrt{2}} - 0.75p;$$

$$q_{\sigma_w} = q_{\tau_w} = \frac{q}{\sqrt{2}}; \quad M_{bw} = M_b - qe;$$

$$\sigma_n = \tau_w = \frac{q_{\sigma_w}}{a_{wp}}; \quad \sigma_{bw} = \frac{6M_{bw}}{a_{wp}^2};$$

焊缝表面应力: $\sigma_{ws} = \sigma_n + \sigma_{bw};$

焊缝根部应力: $\sigma_{wr} = \sigma_n - \sigma_{bw};$

焊缝根部的应力合成公式为:

$$\left(\frac{\sigma_{X, glob} - 0.75\sigma_{X0}}{f_{Rd, X}} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{wr}}{f_{Rd, Y}} \right)^2 - \frac{(\sigma_{X, glob} - 0.75\sigma_{X0}) \sigma_{wr}}{f_{Rd, X} \cdot f_{Rd, Y}} + \left(\frac{\tau_{glob}}{f_{Rd, \tau X}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_w}{f_{Rd, \tau Y}} \right)^2 \leq 1$$

下脚标“glob”意为计算点的综合(复合)应力(纵向正应力和通过焊缝的剪[切]应力)。

降低系数 0.75 不应用于角焊缝的横向应力。

注 1: 按照 B.1 和 B.2 计算的局部应力符合 FEM 9.341 和 CMAA No. 74 的规定。

注 2: B.3 是基于有限元计算的进一步展开。

参 考 文 献

- [1] ISO 12488-1 起重机 车轮及大车和小车轨道公差 第1部分:总则
- [2] FEM 1.001:1998 起重机械设计规范¹⁾
- [3] FEM 9.341 系列起重机械设计规范 梁的局部应力
- [4] CMAA No. 74 电动单梁起重机设计规范²⁾

1) FEM为欧洲物料搬运协会。

2) CMAA为美国起重机制造商协会。
