



中华人民共和国国家标准

GB/T 39980—2021

机械式停车设备 设计规范

Mechanical parking system—Design rules

2021-04-30 发布

2021-11-01 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	III
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语和定义	3
4 分级	3
5 计算载荷和载荷组合	6
6 结构	25
7 机械	64
8 电气	98
9 安全	104
附录 A (资料性附录) 机械式停车设备机构分级	119
附录 B (资料性附录) 钢材冲击韧性参数的选择	120
附录 C (资料性附录) 拉伸载荷作用下连接刚度计算	122
附录 D (规范性附录) 受压构件的计算长度和格构式构件的换算长细比	124
附录 E (规范性附录) 轴心受压构件的稳定系数	127
附录 F (规范性附录) 受弯构件的侧向屈曲稳定系数(整体稳定系数)	132
附录 G (资料性附录) 压弯构件整体稳定性计算	135
附录 H (规范性附录) 薄板局部稳定性计算中的屈曲系数	137
附录 I (规范性附录) 曲线斜率常数 m 与特征疲劳强度 $\Delta\sigma_c$ 、 $\Delta\tau_c$	140
附录 J (规范性附录) 疲劳极限设计应力 $\Delta\sigma_{Rd}$ 、 $\Delta\tau_{Rd,1}$	161
附录 K (资料性附录) 回转支承选型及其安装螺栓的相关计算	163
附录 L (规范性附录) 车位尺寸安全间距设计要求	166
附录 M (规范性附录) 安全防护装置设置要求	168



前 言

本标准按照 GB/T 1.1—2009 给出的规则起草。

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:北京起重运输机械设计研究院有限公司、浙江镭蒙科技有限公司、国家起重运输机械质量监督检验中心、大连理工大学、陕西隆翔停车设备集团有限公司、上海市特种设备监督检验技术研究院、杭州西子智能停车股份有限公司、深圳怡丰自动化科技有限公司、深圳市伟创自动化设备有限公司、江苏润邦智能车库股份有限公司、衡水奇佳停车设备有限公司、北京首钢城运控股有限公司、北京航天汇信科技有限公司、青岛茂源停车设备制造有限公司、广东省特种设备检测研究院东莞检测院、山东天辰智能停车有限公司、江苏普腾停车设备有限公司、广州广日智能停车设备有限公司、深圳精智机器有限公司、上海天地岛川停车设备制造有限公司、杭州友佳精密机械有限公司、深圳中集智能停车有限公司、上海禾通涌源停车设备有限公司、上海赐宝停车设备制造有限公司、广西建工集团建筑机械制造有限责任公司、青岛齐星车库有限公司、安徽乐库智能停车设备有限公司、佛山市南海区特种设备协会、中建科工集团有限公司、大洋泊车股份有限公司、深圳市中科利亨车库设备股份有限公司、深圳华达川自动化科技有限公司、合肥市春华起重机械有限公司、浙江巨人停车设备有限公司、江苏川钿明椿电气机械有限公司。

本标准主要起草人:陶天华、周洁、王欣、许明金、刘恩频、赵春晖、林夫奎、吴国法、王小平、徐彬、钟光明、徐卫军、胡云高、徐格宁、谢庆均、陆兴华、肖树坤、马景山、孙会忠、冯晓蕾、俞成虎、佟岩、余秋英、梁虎、陆斌、吕江、傅荣锋、沈坚、吴青海、姜渭、王斌、吴建锋、梁建新、陈振明、李文波、夏健鸣、王银华、梁大伟、王志武、刘程泉、蔡亚森。

机械式停车设备 设计规范

1 范围

本标准规定了机械式停车设备的分级、计算载荷和载荷组合、结构、机械、电气与安全等方面的基本设计准则和计算方法。

本标准适用于 GB/T 26476 中定义的各类机械式停车设备(以下简称停车设备),但不涉及上述停车设备的特殊问题。

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 699—2015 优质碳素结构钢
- GB/T 700—2006 碳素结构钢
- GB/T 755 旋转电机 定额和性能
- GB/T 985.1 气焊、焊条电弧焊、气体保护焊和高能束焊的推荐坡口
- GB/T 985.2 埋弧焊的推荐坡口
- GB/T 1231 钢结构用高强度大六角头螺栓、大六角螺母、垫圈技术条件
- GB/T 1243 传动用短节距精密滚子链、套筒链、附件和链轮
- GB/T 1348—2009 球墨铸铁件
- GB/T 1591—2018 低合金高强度结构钢
- 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、轴的极限偏差表偏差和配合的基础
- GB/T 2585—2007 铁路用热轧钢轨
- GB 2894 安全标志及其使用导则
- GB/T 3077—2015 合金结构钢
- GB/T 3098.1 紧固件机械性能 螺栓、螺钉和螺柱
- GB/T 3098.2 紧固件机械性能 螺母
- GB/T 3480 渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法
- GB/T 3632 钢结构用扭剪型高强度螺栓连接副
- GB/T 3766 液压传动 系统及其元件的通用规则和安全要求
- GB/T 3811—2008 起重机设计规范
- GB/T 4171—2008 耐候结构钢
- GB/T 4208—2017 外壳防护等级(IP 代码)
- GB/T 4942.1—2006 旋转电机整体结构的防护等级(IP 代码) 分级
- GB/T 5117 非合金钢及细晶粒钢焊条
- GB/T 5118 热强钢焊条
- GB/T 5226.32—2017 机械电气安全 机械电气设备 第32部分:起重机械技术条件
- GB/T 5277 紧固件 螺栓和螺钉通孔

- GB/T 5293 埋弧焊用非合金钢及细晶粒钢实心焊丝、药芯焊丝和焊丝-焊剂组合分类要求
- GB/T 5313—2010 厚度方向性能钢板
- GB/T 6074 板式链、连接环和槽轮 尺寸、测量力和抗拉强度
- GB 7588 电梯制造与安装安全规范
- GB/T 8110 熔化极气体保护电弧焊用非合金钢及细晶粒钢实心焊丝
- GB/T 8350 输送链、附件和链轮
- GB/T 8903 电梯用钢丝绳
- GB/T 8918 重要用途钢丝绳
- GB/T 9439—2010 灰铸铁件
- GB/T 10045 非合金钢及细晶粒钢药芯焊丝
- GB/T 10059—2009 电梯试验方法
- GB/T 10062(所有部分) 锥齿轮承载能力计算方法
- GB/T 11264—2012 热轧轻轨
- GB/T 11352—2009 一般工程用铸造碳钢件
- GB/T 12470 埋弧焊用热强钢实心焊丝、药芯焊丝和焊丝-焊剂组合分类要求
- GB/T 14048.4 低压开关设备和控制设备 第 4-1 部分:接触器和电动机起动器 机电式接触器和电动机起动器(含电动机保护器)
- GB/T 14048.10 低压开关设备和控制设备 第 5-2 部分:控制电路电器和开关元件 接近开关
- GB/T 14408 一般工程与结构用低合金钢铸件
- GB/T 14957 熔化焊用钢丝
- GB/T 15969.1 可编程序控制器 第 1 部分:通用信息
- GB/T 16754 机械安全 急停 设计原则
- GB/T 17493 热强钢药芯焊丝
- GB 17799.3 电磁兼容 通用标准 居住、商业和轻工业环境中的发射
- GB 17799.4 电磁兼容 通用标准 工业环境中的发射
- GB 18306 中国地震动参数区划图
- GB/T 19418 钢的弧焊接头 缺陷质量分级指南
- GB/T 20118 钢丝绳通用技术条件
- GB/T 22437.1—2018 起重机 载荷与载荷组合的设计原则 第 1 部分:总则
- GB/T 26476 机械式停车设备 术语
- GB/T 27546—2011 起重机械 滑轮
- GB/T 33905.1 智能传感器 第 1 部分:总则
- GB/T 34123—2017 电力系统变频器保护技术规范
- GB 50017 钢结构设计标准
- GB 50057 建筑物防雷设计规范
- GB 50169 电气装置安装工程 接地装置施工及验收规范
- GB 50191 构筑物抗震设计规范
- GB 50223 建筑工程抗震设防分类标准
- GB 50661—2011 钢结构焊接规范
- JB/T 6392 起重机 车轮
- JB/T 7017 起重机用液压缓冲器
- JB/T 7511 机械式联轴器选用计算
- JB/T 7512.1 圆弧齿同步带传动 第 1 部分:带

- JB/T 7512.2 圆弧齿同步带传动 第2部分:带轮
 JB/T 8437 起重机械无线遥控装置
 JB/T 9006 起重机 卷筒
 JB/T 10833 起重机用聚氨酯缓冲器
 JB/T 11079 停车设备链条
 JB/T 12987 起重机 弹簧缓冲器
 JB/T 12988 起重机 橡胶缓冲器
 YB/T 5055 起重机用钢轨

3 术语和定义

GB/T 26476 界定的术语和定义适用于本文件。

4 分级

4.1 工作级别的划分

停车设备通过升降和/或横移完成汽车存取作业,为适应停车设备不同的使用情况和工作要求,在设计和选用停车设备及其零部件时,应对停车设备机构及其组成部分进行工作级别的划分,包括:

- 停车设备机构的分级;
- 停车设备机械零件的分级。

4.2 机构的分级

4.2.1 机构的使用等级

机构的设计预期寿命,是指设计预期的该机构,在服役时间内的总运转时间,即从开始使用起到预期更换或最终报废为止的总运转时间,它只是该机构实际运转小时数累计之和,而不包括工作中此机构的停歇时间,除非用户或设计者专门规定,宜按30年服役时间设计。机构的使用等级是将该机构的总运转时间分成6个等级,以 T_2 、 T_3 、 T_4 、 T_5 、 T_6 、 T_7 表示,见表1。

表1 机构的使用等级

使用等级	总使用时间 t_T h	机构运转频繁情况
T_2	$400 < t_T \leq 800$	很少使用
T_3	$800 < t_T \leq 1\ 600$	较少使用
T_4	$1\ 600 < t_T \leq 3\ 200$	不频繁使用
T_5	$3\ 200 < t_T \leq 6\ 300$	中等频繁使用
T_6	$6\ 300 < t_T \leq 12\ 500$	较频繁使用
T_7	$12\ 500 < t_T \leq 25\ 000$	频繁使用

4.2.2 机构的载荷状态级别

机构的载荷状态级别表示了机构所受载荷的轻重情况。在表2中,列出了机构载荷谱系数 K_m 的

三个范围值,它们各代表了机构对应的载荷状态级别。

表 2 机构的载荷状态级别及载荷谱系数

载荷状态级别	机构载荷谱系数 K_m	说明
L2	$0.125 < K_m \leq 0.250$	机构很少承受额定载荷,一般承受中等载荷
L3	$0.250 < K_m \leq 0.500$	机构有时承受额定载荷,一般承受较大载荷
L4	$0.500 < K_m \leq 1.000$	机构经常承受额定载荷

注: 各类停车设备的机构分级举例参见附录 A。

机构载荷谱系数 K_m 可用式(1)计算得到。

$$K_m = \sum \left[\frac{t_i}{t_T} \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^m \right] \dots\dots\dots (1)$$

式中:

K_m ——机构载荷谱系数;

t_i ——与机构承受各个大小不同等级载荷的相对应持续时间, $t_i = t_1, t_2, t_3 \dots, t_n$, 单位为小时(h);

t_T ——机构所承受大小不同等级载荷的时间总和, $t_T = \sum_{i=1}^n t_i = t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_n$, 单位为小时(h);

P_i ——能表征机构在服务期内工作特征的各个大小不同等级的载荷, $P_i = P_1, P_2, P_3 \dots, P_n$, 单位为牛(N);

P_{\max} ——机构承受最大载荷, 单位为牛(N);

m ——幂指数, 为了便于级别的划分, 约定取 $m = 3$ 。

展开后式(1)变成:

$$K_m = \frac{t_1}{t_T} \left(\frac{P_1}{P_{\max}} \right)^3 + \frac{t_2}{t_T} \left(\frac{P_2}{P_{\max}} \right)^3 + \frac{t_3}{t_T} \left(\frac{P_3}{P_{\max}} \right)^3 + \dots + \frac{t_n}{t_T} \left(\frac{P_n}{P_{\max}} \right)^3 \dots\dots\dots (2)$$

式中符号同式(1)。

由式(2)算得机构载荷谱系数的值后, 即可按表 2 确定该机构相应的载荷状态级别。

4.2.3 机构的工作级别

机构工作级别的划分, 是将各单个机构分别作为一个整体进行的关于其载荷大小程度及运转频繁情况的评价, 它并不代表该机构中所有的零部件都有与此相同的卸载及运转情况。

根据机构的 6 个使用等级和 3 个载荷状态级别, 机构单独作为一个整体进行分级的工作级别划分为 M2~M8 共 7 级, 见表 3。

表 3 机构的工作级别

载荷状态级别	机构载荷谱系数 K_m	机构的使用等级					
		T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇
L2	$0.125 < K_m \leq 0.250$	M2	M3	M4	M5	M6	M7
L3	$0.250 < K_m \leq 0.500$	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L4	$0.500 < K_m \leq 1.000$	M4	M5	M6	M7	M8	M8

4.3 机械零件的分级

4.3.1 机械零件的使用等级

机械零件的总使用寿命,是指设计预期从该机械零件开始使用到更换或报废为止的总应力循环次数。

机械零件的总应力循环数,应从该机械零件设计预期的总使用时间中导出,推导时要考虑影响其应力循环的转速和其他相关的情况。

机械零件的使用等级,是将其总应力循环次数分成 11 个等级,分别以代号 B₀、B₁、…、B₁₀ 表示,见表 4。

表 4 机械零件的使用等级

使用等级	机械零件的总应力循环数 n_T
B ₀	$n_T \leq 1.6 \times 10^4$
B ₁	$1.6 \times 10^4 < n_T \leq 3.2 \times 10^4$
B ₂	$3.2 \times 10^4 < n_T \leq 6.3 \times 10^4$
B ₃	$6.3 \times 10^4 < n_T \leq 1.25 \times 10^5$
B ₄	$1.25 \times 10^5 < n_T \leq 2.5 \times 10^5$
B ₅	$2.5 \times 10^5 < n_T \leq 5 \times 10^5$
B ₆	$5 \times 10^5 < n_T \leq 1 \times 10^6$
B ₇	$1 \times 10^6 < n_T \leq 2 \times 10^6$
B ₈	$2 \times 10^6 < n_T \leq 4 \times 10^6$
B ₉	$4 \times 10^6 < n_T \leq 8 \times 10^6$
B ₁₀	$8 \times 10^6 < n_T$

4.3.2 机械零件的应力状态级别

机械零件的应力状态级别,表明了该机械零件在总使用时间内发生的应力大小及相应的应力循环情况。在表 5 中列出了应力状态的 3 个级别及相应的应力谱系数范围值。每一个机械零件对应的应力谱系数 K_S 可以用式(3)计算得到。

$$K_S = \sum \left[\frac{n_i}{n_T} \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{\max}} \right)^C \right] \dots\dots\dots (3)$$

式中:

K_S ——机械零件的应力谱系数;

n_i ——与机械零件发生不同应力的相应应力的循环数, $n_i = n_1, n_2, n_3, \dots, n_n$;

n_T ——机械零件总的应力循环数, $n_T = \sum_{i=1}^n n_i = n_1 + n_2 + n_3 + \dots + n_n$;

σ_i ——该机械零件在工作时间内发生的不同应力, $\sigma_i = \sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \dots, \sigma_n$;

设定: $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3 > \dots > \sigma_n$;

对机械零件,每一个循环 n_i 期间内认为发生的应力基本相等,为 σ_i ,而各个循环之间的应力则可以是不同的;

σ_{\max} ——为应力 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \dots, \sigma_n$ 中最大应力;



C ——幂指数,与有关材料的性能,机械零件的种类、形状和尺寸,表面粗糙度以及腐蚀程度有关,由实验得出,见式(124)、式(125)。

展开后,式(3)变为:

$$K_s = \frac{n_1}{n_T} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{\max}} \right)^c + \frac{n_2}{n_T} \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_{\max}} \right)^c + \frac{n_3}{n_T} \left(\frac{\sigma_3}{\sigma_{\max}} \right)^c + \dots + \frac{n_n}{n_T} \left(\frac{\sigma_n}{\sigma_{\max}} \right)^c \dots\dots\dots (4)$$

对于机械零件,当式(3)、式(4)的 n_T 某单项应力 σ_i 首次出现 $n_i \geq 2 \times 10^6$ 项时,即取 $n_i = 2 \times 10^6$ 为有效值,并将此 n_i 值作为末项 n_n 的值,后续项不再计入。

由式(4)算得应力谱系数的值后,可按表 5 确定该机械零件的应力状态级别。

表 5 机械零件的应力状态级别及应力谱系数

应力状态级别	应力谱系数 K_s
S2	$0.125 < K_s \leq 0.250$
S3	$0.250 < K_s \leq 0.500$
S4	$0.500 < K_s \leq 1.000$

某些机械零件,如已受弹簧加载的零部件,它所受的载荷同以后实际的工作载荷基本无关。在大多数情况下,他们的 $K_s = 1$,应力状态级别属于 S4 级。
计算应力谱系数时所用的应力就是在零件计算截面上出现的总应力。

4.3.3 机械零件的工作级别

根据机械零件的使用等级及应力状态级别,机械零件工作级别划分为 E1~E8 共 8 个级别,见表 6。

表 6 机械零件的工作级别

应力状态级别	使用等级										
	B ₀	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄	B ₅	B ₆	B ₇	B ₈	B ₉	B ₁₀
S2	E1	E1	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8	E8
S3	E1	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8	E8	E8
S4	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8	E8	E8	E8

5 计算载荷和载荷组合

5.1 总则

5.1.1 本章规定了计算各种载荷及选择载荷组合的原则和方法,以用于验证本标准适用的各种停车设备的金属结构件和机械零部件的防强度失效、防弹性失稳、防疲劳失效和抗风防滑的能力。

5.1.2 停车设备能力验算时应注意计算模型与实际情况的差异。当载荷引起的效应随时间变化时,应采用等效静载荷进行估算。本标准规定可以用刚体动力分析方法为计算基础,但要用动力系数估算作为模拟弹性系统响应时的载荷;也可以选择进行弹性动力分析或进行现场测试。

5.1.3 结构设计能力验算有两种方法:许用应力设计法和极限状态设计法。无论采用何种方法,在考虑载荷、载荷系数、载荷组合、许用应力和极限状态应力时,都应以本标准的有关章节或附录来确定,或者在可能的情况下以试验或统计数据为基础来确定。

5.1.4 如某载荷不可能出现,则应在验算中略去(如安装在室内或封闭式停车设备不考虑风载荷)。同样,也不考虑停车设备设计未提出要求的、在停车设备法规或设计中已明确要防止或禁止的载荷。

5.2 计算载荷与载荷系数

5.2.1 总则

作用在停车设备上的载荷分为常规载荷、偶然载荷、特殊载荷及其他载荷,只有在分析与这些载荷有关的停车设备各种可能的载荷组合时,才需要区分这些载荷的不同类别。在停车设备承载能力验算中确定载荷效应时要用到许多载荷系数,对这些载荷系数及其具体值的选取或选取原则,本标准进行了规定。

常规载荷是指在停车设备正常工作中经常发生的载荷,包括由重力产生的载荷,及由驱动机构或制动器的作用使停车设备加(减)速运动而产生的载荷。在防屈服、防弹性失稳及在必要时进行防疲劳失效等能力验算中,应考虑这类载荷。

5.2.2 常规载荷

5.2.2.1 自重载荷、额定起升载荷、自重振动载荷、起升动载荷、运行冲击载荷

5.2.2.1.1 自重载荷 P_G

自重载荷是指停车设备本身的结构、机械设备、电气设备等质量的重力。

5.2.2.1.2 额定起升载荷 P_Q

额定起升载荷是指停车设备升降汽车时,适停汽车质量及其他附属升降装置的总起升质量的重力。计算额定起升载荷时,普通汽车质量按照 6:4 分配到前后轴,新能源汽车质量按照实际质量分配比例分配到前后轴。对于有对重的,要考虑对重载荷的影响,对于有导向轮或导靴的,还要考虑导向轮或导靴引起的摩擦载荷。

5.2.2.1.3 自重振动载荷 $\phi_1 P_G$

当载荷起升离地或悬吊在空中的载荷下降制动时,停车设备本身(主要是其金属结构)的自重将出现振动而产生脉冲式增大或减小的动力响应。此自重振动载荷用起升冲击系数 ϕ_1 乘以停车设备的自重载荷来考虑,为反映此振动载荷范围的上下限,该系数取为两个值: $\phi_1 = 1 \pm \alpha$, $0 \leq \alpha \leq 0.1$ 。

5.2.2.1.4 起升动载荷 $\phi_2 P_Q$

5.2.2.1.4.1 起升动力效应

当存放汽车无约束地起升离开地面时,存放汽车的惯性力将会使起升载荷出现动载增大的作用。此起升动力效应用一个大于 1 的起升动载系数 ϕ_2 乘以额定起升载荷 P_Q 来考虑。

5.2.2.1.4.2 起升状态级别

由于起升机构驱动控制形式的不同,存放汽车起升离地时会有较大的差异,由此表现出起升平稳程度和载荷离地的动力特性也会有很大的不同。将起升状态划分为 HC₁~HC₄ 四个级别:起升离地平稳的为 HC₁,起升离地有轻微冲击的为 HC₂,起升离地有中度冲击的为 HC₃,起升离地有较大冲击的为 HC₄。与各个级别相应的系数 β_2 和 ϕ_{2min} 值列于表 7 中,说明见图 1。起升状态级别由设计者根据控制方式或经验确定。

表 7 β_2 和 $\phi_{2\min}$ 值

起升状态级别	β_2	$\phi_{2\min}$
HC ₁	0.17	1.05
HC ₂	0.34	1.10
HC ₃	0.51	1.15
HC ₄	0.68	1.20

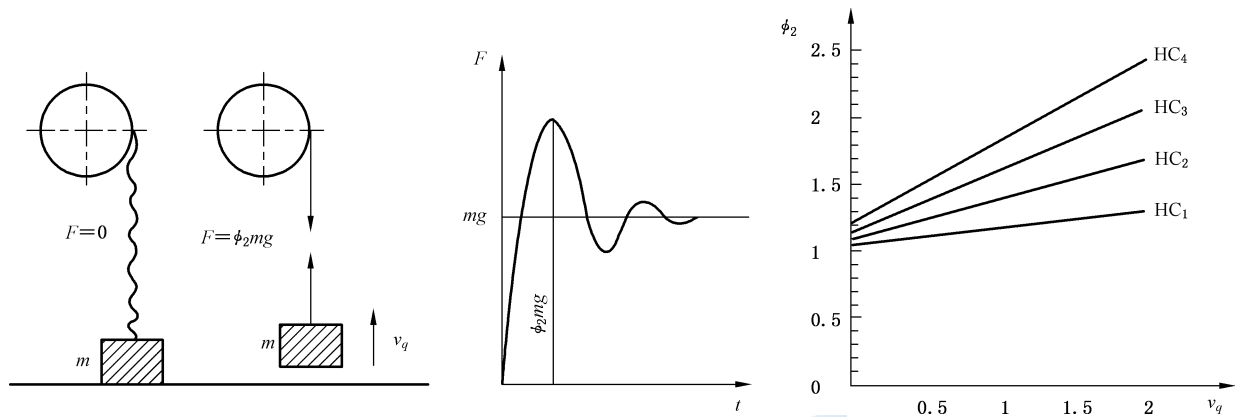


图 1 系数 ϕ_2

5.2.2.1.4.3 起升动载系数 ϕ_2

起升动载系数 ϕ_2 与稳定起升速度 v_q 和起升状态级别等有关,其值可以由试验或分析确定,也可以按式(5)计算。

$$\phi_2 = \phi_{2\min} + \beta_2 v_q \dots\dots\dots (5)$$

式中:

- ϕ_2 ——起升动载系数;
- $\phi_{2\min}$ ——与起升状态级别相对应的起升动载荷系数的最小值,见表 7;
- β_2 ——按起升状态级别设定的系数,见表 7;
- v_q ——稳定起升速度,单位为米每秒(m/s)。

v_q 与起升机构驱动控制方式及操作方法有关,按表 8 取值。其最大值 $v_{q\max}$ 发生在电动机空载起动(相当于此时附属升降装置、存放汽车及完全松弛的钢丝绳或提升链条均放置于地面),且附属升降装置及存放汽车被起升离地时其起升速度已达到稳定起升的最大值。

表 8 确定 ϕ_2 用的稳定起升速度 v_q 值

载荷组合	起升驱动控制方式			
	H1	H2	H3	H4
无风工作 A1、 有风工作 B1	$v_{q\max}$	$v_{q\min}$	$v_{q\min}$	$v_q = 0$
特殊工作 C1	—	$v_{q\max}$	—	$0.5v_{q\max}$

H1 ——起升驱动机构只能做常速运转,不能低速运转;
H2 ——起升机构为双速,起动时可作稳定低速运转,或起升机构为液压传动;
H3 ——起升驱动机构的控制系统能保证被起升载荷起升离地前稳定低速运转;
H4 ——在起升绳或链条预紧后,起升驱动机构就能按预定的要求进行加速运转;
 $v_{q\max}$ ——稳定的最高起升速度;
 $v_{q\min}$ ——稳定低速起升速度。

5.2.2.1.5 运行冲击载荷

5.2.2.1.5.1 运行冲击动力效应

停车设备在不平的轨道上运行时所发生的垂直冲击动力效应,即运行冲击载荷,用运行冲击系数 ϕ_4 乘以停车设备或其相应部件的自重载荷与适停汽车质量之和来计算。

5.2.2.1.5.2 运行冲击系数

停车设备带载或空载运行于具有一定弹性、接头处有间隙或高低错位的钢质轨道上时,发生的垂直冲击动力效应取决于停车设备的构造形式(质量分布、停车设备的弹性及停车设备的悬挂或支承方式)、运行速度和车轮直径及轨道接头的状况等,应根据经验、试验或选用适当的停车设备和轨道的模型进行估算, ϕ_4 可按以下规定选取:

- 对于轨道接头状态良好,如焊接连接并对接头打磨光滑的轨道,取 $\phi_4 = 1$;
- 对于轨道接头状态一般,如在未采用焊接的、具有高低错位或间隙的轨道接头, ϕ_4 见 GB/T 22437.1—2018 中的附录 C。

5.2.2.2 变速运动引起的载荷

5.2.2.2.1 驱动机构(不包括起升驱动机构)加速引起的载荷

由驱动机构加速或减速、停车设备意外停机或传动机构突然失效等原因在停车设备中引起的载荷,可以用刚体动力模型对各部件分别进行计算。计算中要考虑停车设备驱动机构的几何特征、驱动的动力特性和机构的质量分布,还要考虑在此变速运动时出现的机构内部摩擦损失。

为了反映实际出现的弹性效应,将机构驱动加(减)速动载荷系数 ϕ_5 乘以引起加(减)速度的驱动力(或力矩)变化值 $\Delta F = ma$ (或 $\Delta M = J\epsilon$),并与加(减)速度运动以前的力(或力矩)代数相加,该增大的力既作用在承受驱动力的部件上成为动载荷,也作用在停车设备和起升汽车上成为它们的惯性力(见图 2)。 ϕ_5 的选用取决于驱动力或制动力的变化率、质量分布和传动系统的特性,见表 9。通常, ϕ_5 低值适用于驱动力或制动力较平稳变化的系统, ϕ_5 高值适用于驱动力或制动力较突然变化的系统。

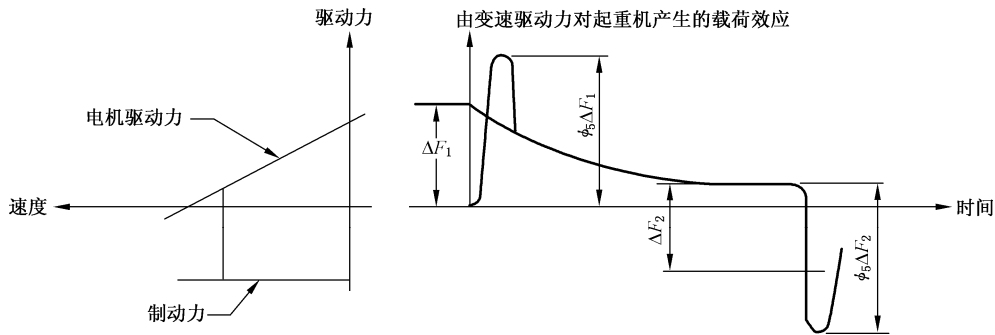


图 2 系数 ϕ_5

表 9 ϕ_5 的取值范围

序号	工况	ϕ_5
1	计算回转离心力时	1.0
2	传动系统无间隙,采用无级变速的控制系统,加速度或控制力呈连续平稳的变化	1.2
3	传动系统存在微小的间隙,采用其他一般的控制系统,加速力呈连续的但非平稳的变化	1.5
4	传动系统有明显的间隙,加速力呈突然的非连贯性变化	2.0
5	传动系统有很大的间隙或存在明显的反向冲击,用质量弹簧模型不能准确的估算时	3.0
注: 如有依据, ϕ_5 可以采用其他值。		

5.2.2.2.2 水平面内进行纵向或横向起(制)动时的水平惯性力

搬运台车(或搬运器)在水平面内进行纵向或横向运动起(制)动时,设备自身质量和停放适停汽车质量的水平惯性力,按该质量与运行加速度乘积的 ϕ_5 倍计算,但不应大于主动车轮与钢轨之间的黏着力。其中 $\phi_5 = 1.5$,用来考虑停车设备驱动力突变时结构的动力效应。这些惯性力都作用在各相应质量上。

加(减)速度值可以根据加(减)速时间和所要达到的速度值来推算得到。如果用户未规定或未给出速度和加速度值,设计者可按照表 10 中所列的三种运行工作状况来选择与所要达到的速度相应的加速时间和加速度的参考值。

对于用高加速度高速运行的停车设备,通常要求所有的车轮都为驱动轮,此时本条所述的水平惯性力不应小于驱动轮或制动轮轮压的 1/30,且不应大于轮压的 1/4。

表 10 加速时间和加速度值

要达到的速度 m/s	低加速度		中加速度		高加速度	
	加速时间 s	加速度 m/s ²	加速时间 s	加速度 m/s ²	加速时间 s	加速度 m/s ²
4.00			8.00	0.50	6.00	0.67
3.15			7.10	0.44	5.40	0.58
2.50			6.30	0.39	4.80	0.52

表 10 (续)

要达到的速度 m/s	低加速度		中加速度		高加速度	
	加速时间 s	加速度 m/s ²	加速时间 s	加速度 m/s ²	加速时间 s	加速度 m/s ²
2.00	9.10	0.220	5.60	0.35	4.20	0.47
1.60	8.30	0.190	5.00	0.32	3.10	0.43
1.00	6.60	0.150	4.00	0.25	3.00	0.33
0.63	5.20	0.120	3.20	0.19		
0.40	4.10	0.098	2.50	0.16		
0.25	3.20	0.078				
0.16	2.50	0.064				

5.2.3 偶然载荷

5.2.3.1 总则

偶然载荷是指在停车设备正常工作时不经常发生而只是偶然出现的载荷,包括工作状态的风、雪、冰、温度变化及偏斜运行的载荷。

在防疲劳失效的计算中通常不考虑这些载荷。

5.2.3.2 偏斜运行时的水平侧向载荷 P_s

停车设备偏斜运动时的水平侧向载荷是指装有车轮的停车设备或搬运台车做稳定状态的纵向运行或横向移动时,发生在它的导向装置(例如导向滚轮或车轮的轮缘)上由于导向的反作用引起的一种偶然出现的载荷。

在实际设计中,偏斜运动时的水平侧向载荷 P_s 可按式(6)作简化计算。

$$P_s = \frac{1}{2} \sum P \lambda \quad \dots\dots\dots (6)$$

式中:

P_s ——停车设备或搬运台车偏斜运动时的水平侧向载荷,单位为牛(N);

$\sum P$ ——承受侧向载荷一侧的端梁上与有效轴距有关的相应车轮经常出现的最大轮压之和,单位为牛(N);

λ ——水平侧向载荷系数。

$\sum P$ 不考虑各种动力系数, λ 与停车设备或搬运台车的轮距 S 和轴距 a (见图 3) 的比值 S/a 有关,按图 4 确定。

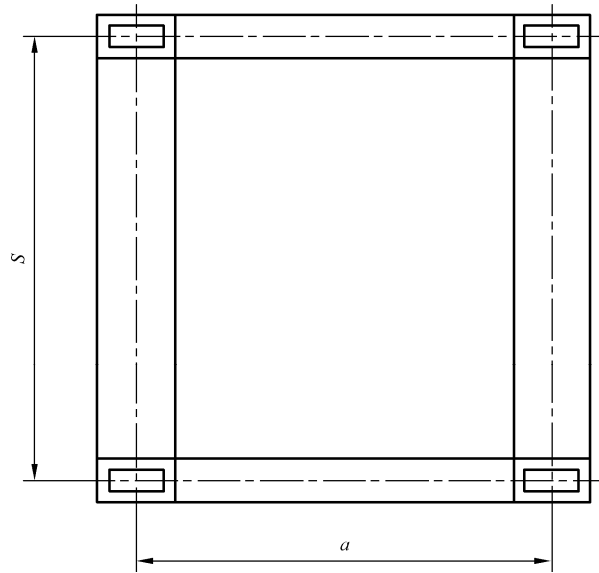


图3 停车设备或搬运台车的轮距 S 和轴距 a

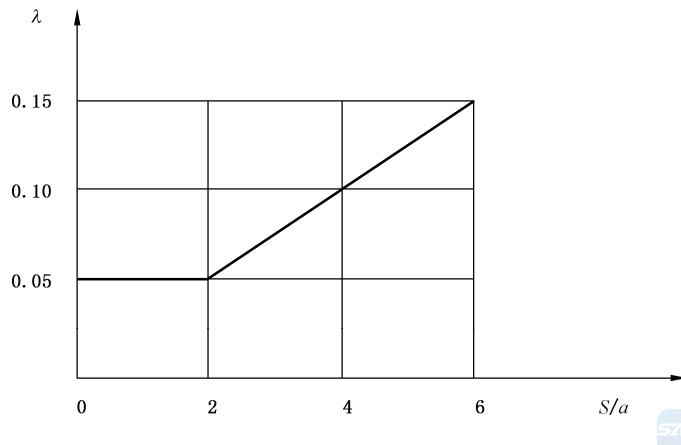


图4 水平侧向载荷系数 λ

5.2.3.3 风载荷

5.2.3.3.1 风载荷计算的原则

安装在室外的停车设备应考虑风载荷的作用,假定风载荷是沿设备最不利的水平方向作用的静力载荷,计算风压值选取考虑停车设备所在地区、风压高度变化系数、是否封闭、停车设备起升机构型式、设备正常工作要求等因素。

5.2.3.3.2 计算风压

计算风压分为 p_I 、 p_{II} 和 p_{III} ,列于表 11 中。 p_I 是停车设备的机构正常工作状态的计算风压,用于选择电动机功率的阻力计算及发热验算; p_{II} 是停车设备工作状态最大计算风压,用于计算机构零部件和金属结构强度、结构的刚性及稳定性,验算驱动装置的过载能力以及停车设备的抗倾覆稳定性、抗风防滑安全性等。 p_{III} 是停车设备最大计算风压,用于验算最大计算风压下停车设备零部件及金属结构的

强度,并进行停车设备的抗风防滑装置等设计计算,在最大计算风压下的风载荷计算时,应按照表 12 所列的风压高度变化系数来考虑受风部位离地高度的影响,将此风载荷与停车设备相应的自重载荷进行组合。

表 11 计算风压

单位为牛每平方米

风压	工作环境		
	安装在室内	安装在室外	
		起升机构无刚性导轨	起升机构带刚性导轨
工作状态计算风压 p_I	0	$0.6p_{II}$	
工作状态最大计算风压 p_{II}	0	150	500
最大计算风压 p_{III}	0	内陆:800~1 100	
		沿海:1 000~1 300	
		岛屿及台风常登陆地区:1 200~1 500	

注 1: 沿海地区系指离海岸线 100 km 以内的陆地或海岛区域。
 注 2: 安装在室外的停车设备,当对停车设备进行整体外装封闭时,可认为全封闭空间内的机构不受风载荷,机构计算时 p_I 、 p_{II} 均为 0。
 注 3: 对于简易升降类机械式停车设备中起升机构带刚性导轨同升同降的,工作状态最大计算风压可小于本表中规定值,通常按 150 N/m²。
 注 4: 最大计算风压 p_{III} 的取值,内陆的华北、华中和华南地区宜取最小值,西北、西南、东北和长江下游等地区宜取最大值;沿海以上海为界,上海可取 1 100 N/m²,上海以北取最小值,以南取最大值。可提供气象资料时,根据当地气象资料提供的离地 10 m 高处 50 年一遇 10 min 时距年平均最大风速换算到作为计算风速的 3 s 时距的平均瞬时风速(但不大于 50 m/s)和计算风压 p_{III} 。在特定情况下,可按用户要求设定 p_{III} 。

5.2.3.3.3 工作状态风载荷计算

作用在停车设备上的工作状态风载荷,按式(7)计算。

$$\begin{cases} P_{wI} = Cp_I A \\ P_{wII} = Cp_{II} A \end{cases} \dots\dots\dots (7)$$

式中:

- P_{wI} ——作用在停车设备上的工作状态正常风载荷,单位为牛(N);
- P_{wII} ——作用在停车设备上的工作状态最大风载荷,单位为牛(N);
- C ——风力系数,按 GB/T 3811—2008 中 4.2.2.3.5 选取;
- p_i ——工作状态计算风压,根据计算内容不同,选取表 11 的 p_I 或 p_{II} ,单位为牛每平方米(N/m²);
- A ——设备构件垂直于风向的实体迎风面积,单位为平方米(m²)。

A 等于构件迎风面积的外形轮廓面积 A_0 。乘以结构迎风面充实率 φ ,即 $A = A_0\varphi$ 。 A_0 和 φ 见 GB/T 3811—2008 图 5b)中的说明。对于两片或多片结构应按照 GB/T 3811—2008 中 4.2.2.3.6 规定的折减系数计算迎风面积。

停车设备上总的风载荷为其各组成部分风载荷的总和。

作用在存放汽车上的风载荷,按式(8)确定。

$$\begin{cases} P_{wQI} = 1.2p_I A_Q \\ P_{wQII} = 1.2p_{II} A_Q \end{cases} \dots\dots\dots (8)$$

式中:

- P_{wQI} ——作用在汽车上的工作状态正常风载荷,单位为牛(N);
- P_{wQII} ——作用在汽车上的工作状态最大风载荷,单位为牛(N);
- p_i ——工作状态计算风压,根据计算内容不同,选取表 11 的 P_I 或 P_{II} ,单位为牛每平方米(N/m^2);
- A_Q ——车辆的最大迎风面积,单位为平方米(m^2)。

5.2.3.3.4 最大计算风压下的风载荷

停车设备最大风压下的风载荷按式(9)计算。

$$P_{wIII} = CK_h p_{III} A \dots\dots\dots (9)$$

式中:

- P_{wIII} ——最大风压下的风载荷,单位为牛(N);
- K_h ——风压高度变化系数,见表 12;
- p_{III} ——最大计算风压,见表 11,单位为牛每平方米(N/m^2);
- C ——风力系数,按 GB/T 3811—2008 中 4.2.2.3.5 选取;
- A ——设备构件垂直于风向的实体迎风面积,单位为平方米(m^2)。

在计算最大风压下的风载荷时,对于室外安装未封闭的停车设备,还应考虑停车设备内汽车承受的风载荷。最大风压下的风载荷计算适用于 5.2.4 特殊载荷中最大风载荷。

表 12 风压高度变化系数 K_h

离地高度 h/m	$h \leq 10$	$10 < h \leq 20$	$20 < h \leq 30$	$30 < h \leq 40$	$40 < h \leq 50$	$50 < h \leq 60$	$60 < h \leq 70$	$70 < h \leq 80$	$80 < h \leq 90$	$90 < h \leq 100$	$100 < h \leq 110$
陆上按 $(\frac{h}{10})^{0.3}$ 计算	1.00	1.13	1.32	1.46	1.57	1.67	1.75	1.83	1.90	1.96	2.02
海岛按 $(\frac{h}{10})^{0.2}$ 计算	1.00	1.08	1.20	1.28	1.35	1.40	1.45	1.49	1.53	1.56	1.60

注:计算沿高度划分成 10 m 高的等风压段,根据各段中心高度选取系数 K_h ,也可以取结构顶部作为停车设备全高的定值风压。

5.2.3.4 雪和冰载荷

对于某些地区,应考虑雪和冰载荷。也应考虑由于冰、雪积结引起受风面积的增大。

5.2.4 特殊载荷

5.2.4.1 总则

特殊载荷是指在停车设备非正常工作时的特殊情况下发生的载荷,包括最大风载荷、碰撞、超载试验、意外停机、机构失效或基础受到地震激励等引起的载荷。

在防疲劳失效的计算中不考虑这些载荷。

最大风载荷按 5.2.3.3.4 最大计算风压下的风载荷进行计算。

5.2.4.2 碰撞载荷

5.2.4.2.1 总则

碰撞载荷是指运行的停车设备或搬运台车/升降平台与轨道端部缓冲止挡碰撞时产生的载荷,应设置减速缓冲装置以减小碰撞载荷。

5.2.4.2.2 作用在缓冲器的连接部件上或止挡件上的缓冲碰撞力

以额定运行速度计算缓冲器的连接与固定部件上和止挡上的缓冲碰撞力。

5.2.4.2.3 作用在停车设备结构上的缓冲碰撞力

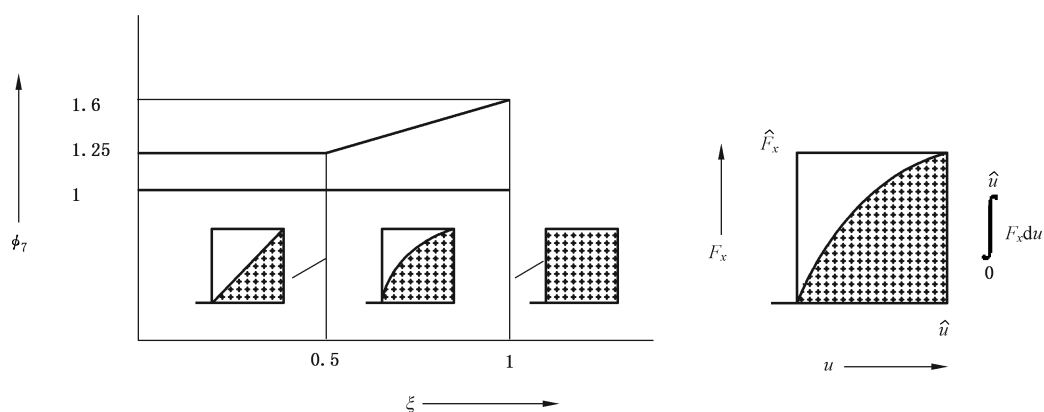
5.2.4.2.3.1 当水平(垂直)运行速度 $v_7 \leq 0.7$ m/s, 不必考虑此缓冲碰撞力。

5.2.4.2.3.2 当水平(垂直)运行速度 $v_7 > 0.7$ m/s, 应考虑以下情况的缓冲碰撞力:

- 对装有终点行程限位开关及能可靠起减速作用的控制系统的停车设备, 按减速后的实际碰撞速度(但不小于 50% 的额定运行速度)来计算各运动部分的动能, 由此算出缓冲器吸收的动能, 从而算出停车设备金属结构上的缓冲碰撞力;
- 对未装可靠的自动减速限位开关的停车设备, 碰撞时的计算速度取额定运行速度, 以此来计算缓冲器所吸收的动能, 并按该动能计算停车设备金属结构上的缓冲碰撞力;
- 在计算缓冲碰撞力时, 对于汽车被刚性吊挂或装有刚性导架限制悬吊汽车水平移动的停车设备, 要将汽车质量的动能考虑在内;
- 缓冲碰撞力在停车设备上的分布, 取决于停车设备的质量分布情况。计算中不考虑起升冲击系数 ϕ_1 、起升动载系数 ϕ_2 和运行冲击系数 ϕ_4 。

5.2.4.2.4 缓冲器碰撞弹性效应系数 ϕ_7

用 ϕ_7 与缓冲碰撞力相乘, 来考虑用刚体模型分析所不能估算的弹性效应。 ϕ_7 的取值与缓冲器的特性有关: 对于具有线性特性的缓冲器(如弹簧缓冲器), ϕ_7 的取值为 1.25; 对于具有矩形特性的缓冲器(如液压缓冲器), ϕ_7 取值为 1.6; 对于其他特性的缓冲器(如橡胶、聚氨酯缓冲器等), ϕ_7 的值要通过试验或计算确定, 见图 5。



说明:

$$\xi = \frac{1}{F_x u^0} \int_0^{\hat{u}} F_x du$$

ξ ——相对缓冲能量, 具有线性特性的缓冲器, $\xi=0.5$; 具有矩形特性的缓冲器, $\xi=1.0$;

\hat{F}_x ——最大缓冲碰撞力; \hat{u} ——最大缓冲行程; F_x ——缓冲碰撞力; u ——缓冲行程。

ϕ_7 的中间值的估算如下:

若 $0 \leq \xi \leq 0.5$, $\phi_7 = 1.25$;

若 $0.5 < \xi \leq 1.0$, $\phi_7 = 1.25 + 0.7(\xi - 0.5)$ 。

图 5 系数 ϕ_7 的取值

5.2.4.3 试验载荷

5.2.4.3.1 总则

停车设备投入使用前,应进行静载试验和动载试验。试验时风速不应大于 8.3 m/s。

5.2.4.3.2 静载试验载荷

试验时,停车设备静止不动,按两种工况进行试验。工况一:每个车位应平稳无冲击的加载 1.1P。工况二:在升降平台最危险位置平稳无冲击的加载 1.25P。

其中 P 定义为:

对于停车位, P 为相应车位适停汽车质量的重力;

对于升降平台, P 为额定起升载荷的重力。

5.2.4.3.3 动载试验载荷

试验时停车设备需完成的各种运动和组合运动,动载试验载荷应作用于停车设备最不利位置。除订单合同有更高的要求外,动载试验载荷取为 1.1P, P 的定义同 5.2.4.3.2。在验算时此项起升试验载荷及同时升降的升降平台、载车板等均应乘以式(10)计算所得的动载试验载荷起升动载系数 ϕ_6 。

$$\phi_6 = 0.5(1 + \phi_2) \dots\dots\dots(10)$$

式中:

ϕ_6 ——起升试验载荷起升动载系数;

ϕ_2 ——起升动载系数。

5.2.4.3.4 特殊试验载荷

5.2.4.3.4.1 有特殊要求的停车设备,其试验载荷可以取与上述不同而更高的值,应在订货合同或有关产品标准中规定。

5.2.4.3.4.2 如静载试验和动载试验载荷的数值高于上述的规定,则应按实际试验载荷值验算停车设备的承载能力。

5.2.4.4 意外停机引起的载荷

应考虑意外停机瞬间的最不利驱动状态(即意外停机时的突然制动力或加速力与最不利的载荷组合),按 5.2.2.2.1 估算意外停机引起的载荷,动载系数 ϕ_5 ,取值见表 9。

5.2.4.5 机构(或部件)失效引起的载荷

在各种特殊情况下都可用紧急制动作为对停车设备有效的保护措施,因此机构或部件失效时的载荷都可按出现了最不利的状况而采取紧急制动时的载荷来考虑。

当为了安全原因采用两套(双联)机构时,若任一机构的任何部件出现失效,就应认为该机构发生了失效。

对上述两种情况,均应按 5.2.2.2.1 估算此时所引起的载荷,并考虑力的传递过程中所产生的冲击效应。

5.2.4.6 基础受到地震激励引起的载荷

基础受到地震激励引起的载荷是指由于地震波迫使停车设备基础发生振动而对停车设备引起的载荷。

只有在抗震设防烈度为 6 度以上时,才考虑由这类基础外部激励引起的载荷。

如果政府颁布的条例或特殊的技术规范对此有明确的要求,则应根据相应的法规或专门的规定来考虑这种载荷。停车设备的用户应向制造商提出此项要求,并提供当地相应的地震谱等信息以供设计使用。

5.2.5 其他载荷

这些载荷都是局部载荷,只作用在停车设备结构的局部部位及直接支撑他们的构件上。

这些载荷的大小与构件的用途和载荷的位置有关,如在走台、平台、通道等处应考虑下述载荷:

- 在堆放物品处:3 000 N;
- 只作为走台或通道处:1 500 N。

5.3 停车设备金属结构设计的基本设计方法、载荷情况与载荷组合

5.3.1 基本设计方法

在停车设备金属结构设计中,通常采用的有许用应力设计法和极限状态设计法两种方法。许用应力设计法和极限状态设计法应用说明见 GB/T 3811—2008 附录 F。

5.3.2 载荷情况

在进行停车设备及其金属结构计算时,应考虑三种不同的基本载荷情况:

- a) A——无风工作情况;
- b) B——有风工作情况;
- c) C——受到特殊载荷作用的工作情况。

在每种载荷情况下,与可能出现的实际使用情况相对应,又有若干个可能的具体载荷组合。

5.3.3 载荷组合

5.3.3.1 停车设备无风工作情况下的载荷组合

停车设备无风工作情况下的载荷组合有以下两种:

- a) A1——设备在正常工作状态下,无约束地起升汽车,无风载荷及其他气候影响产生的载荷,此时只应与正常操作控制下的其他驱动机构(不包括起升机构)引起的驱动加速力相组合;
- b) A2——在正常工作状态下,停车设备或搬运台车在轨道或地面上运行,无工作状态风载荷及其他气候影响产生的载荷,此时应按 A1 的驱动加速力的组合。

5.3.3.2 停车设备有风工作情况下的载荷组合

停车设备有风工作情况下的载荷组合有 B1、B2、B3 三种:

- a) B1、B2——其载荷组合与 A1、A2 的组合相同,但应考虑加上工作状态风载荷及其他气候影响产生的载荷;
- b) B3——在正常工作状态下,停车设备在地面或轨道上以恒速偏斜运行,由工作状态风载荷及其他气候影响产生的载荷(其他机构不运动)。

当根据停车设备使用情况需要考虑坡道载荷时,可以将坡道载荷视作偶然载荷在停车设备的无风工作情况下或有风工作情况下的载荷组合中予以考虑。

5.3.3.3 停车设备受到特殊载荷作用下的载荷组合

停车设备受到特殊载荷情况下的载荷组合有以下六种:

- a) C1——停车设备在最大计算风压下,有最大计算风压下的风载荷及由其他气候影响产生的载荷;
- b) C2——停车设备在动载试验状态下,提升动载试验载荷,并有试验状态风载荷,与载荷组合A1的驱动加速力相组合;
- c) C3——停车设备带有额定起升载荷,与缓冲碰撞力产生的载荷相组合;
- d) C4——停车设备带有额定起升载荷,与意外停机引起的载荷相组合;
- e) C5——停车设备带有额定起升载荷,与机构失效引起的载荷相组合;
- f) C6——停车设备带有额定起升载荷,与停车设备基础受到地震激励产生的载荷相组合。

5.3.4 载荷组合表及其应用

5.3.4.1 载荷组合表

考虑到受以上各类载荷作用的停车设备金属结构计算的载荷与载荷组合表见表 13。

表 13 停车设备金属结构的载荷与载荷组合表

1	2	3		4				5						6				
		载荷组合 A		载荷组合 B				载荷组合 C										
		分项安全系数 γ_{PA}	A1	A2	分项安全系数 γ_{PB}	B1	B2	B3	分项安全系数 γ_{PC}	C1	C2	C3	C4		C5	C6	行号	
常规 载荷	自重振动载 荷、起升动载 荷与运行冲 击载荷	1.22	ϕ_1	1	1.16	ϕ_1	1	1	1.10	1	ϕ_1	1	1	1	1	1	1	
		1.34	ϕ_2	—	1.22	ϕ_2	—	—	1.10	η	—	1	1	1	1	1	2	
		1.22	—	ϕ_4	1.16	—	ϕ_4	ϕ_4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3
		1.34	ϕ_5	ϕ_5	1.22	ϕ_5	ϕ_5	—	1.10	—	ϕ_5	—	—	—	—	—	—	4
		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	5
偶然 载荷	气候影响 引起的载荷	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
偶然 载荷	偏斜水平 侧向载荷	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	

表 13 (续)

1 载荷类别	2 载荷	3		4			5						6 行号		
		载荷组合 A		载荷组合 B			载荷组合 C								
		分项安全系数 γ_{PA}	A1 A2	分项安全系数 γ_{PB}	B1 B2 B3	分项安全系数 γ_{PC}	C1 C2 C3 C4 C5 C6								
特殊 载荷	最大计算风压下的风载荷, 见 5.2.3.3.4							1.16	1						8
	试验载荷, 见 5.2.4.3							1.10		ϕ_6					9
	碰撞载荷, 见 5.2.4.2							1.10			ϕ_7				10
	意外停机引起的载荷, 见 5.2.4.4							1.10				ϕ_5			11
	机构(或部件)失效引起的载荷, 见 5.2.4.5							1.10					ϕ_5		12
	停车设备基础受到地震激励引起的载荷, 见 5.2.4.6							1.10						1	13
系数	强度系数 γ_n (许用应力设计法), 见 5.3.4.2.3	1.48		1.34			1.22						14		
	抗力系数 γ_m (极限状态设计法), 见 5.3.4.2.4			1.10									15		

注 1: 各个载荷组合的说明见 5.3.3.1~5.3.3.3。

注 2: 分项系数用于极限状态设计法。

5.3.4.2 载荷组合表应用

5.3.4.2.1 各项载荷的计算

表 13 中各项乘以动力系数的载荷计算如下：

- 第 1 行的载荷为相应质量乘以重力加速度后,再乘以起升冲击系数 ϕ_1 或乘以 1;
- 第 2 行的载荷为相应质量乘以重力加速度后,再乘以起升冲击系数 ϕ_2 ;
- 第 3 行的载荷为相应质量乘以重力加速度后,再乘以运行冲击系数 ϕ_4 ;
- 第 4 行的载荷为相应质量乘以驱动加速度后,再乘以动载荷系数 ϕ_5 ;
- 第 10 行的载荷为相应质量乘以碰撞停车减速度后,再乘以缓冲器碰撞弹性效应系数 ϕ_7 或按缓冲器吸收的动能算出缓冲碰撞后,再乘以缓冲碰撞弹性效应系数 ϕ_7 ;
- 第 11 行和第 12 行的载荷为相应质量乘以相应的停机减速度后,再乘以动载系数 ϕ_5 。

5.3.4.2.2 载荷组合的选取

根据所设计停车设备的工况要求的实际情况,按 5.3.3 选取相应的载荷组合,并按表 13 中的内容,进行载荷组合下的设计计算或承载能力验算。

5.3.4.2.3 用许用应力设计法时载荷组合表的应用

用许用应力设计法时,许用应力值以材料、零件、部件或连接的规定强度 R (钢材屈服点、弹性稳定极限或疲劳强度计算中的各个极限应力)除以相应的安全系数 n 来确定。

5.3.4.2.4 用极限状态设计法时载荷组合表的应用

用极限状态设计法时,各个计算载荷在进行组合计算前应按各个载荷情况的规定分别乘以各自的分项安全系数 γ_{pi} 。

极限设计应力以材料、零件、构件或链接的规定强度 R (钢材屈服点、弹性稳定极限或疲劳强度计算中的各个极限应力)除以抗力系数 γ_m 来确定,或以其他广义的极限值作为可接受的极限状态控制值(如相对挠度极限值,结构振动衰减参数的极限值等)。

供选用的分项安全系数 γ_{pi} 列在表 13 的第 3 栏、第 4 栏和第 5 栏中。

5.3.4.2.5 关于弹性位移的考核

在某些情况下,太大的弹性形变和位移会妨碍停车设备完成它的工作任务,会影响到停车设备及其结构的稳定性,或者可能干扰结构的正常功能。此时,有关弹性位移的考核就应是承载能力验算的组成部分,并且应将计算的弹性位移同确定的限制值进行适当的对比。

5.3.4.2.6 关于疲劳强度验算

如有必要验算疲劳强度,则应按 6.8 的原则进行。通常,疲劳强度验算应按 A1、A2(常规载荷)等载荷组合考虑。在某些特殊的应用实例中,还有必要考虑一些偶然载荷及特殊载荷,例如工作状态风载荷,偏斜运行侧向载荷,试验载荷以及与停车设备基础外部激励等有关的载荷。

5.4 停车设备机械设计的载荷、载荷情况与载荷组合

5.4.1 机械设计的载荷

5.4.1.1 P_M 型载荷

由电动机驱动转矩或制动器制动转矩所确定的载荷,用 P_M 表示,属于这类载荷的有:

- a) 由起升质量垂直位移引起的载荷 P_{MQ} ；
- b) 由停车设备的其他运动部件的质心垂直位移引起的载荷 P_{MG} ；
- c) 与机构加(减)速有关的起(制)动惯性载荷 P_{MA} ；
- d) 与机构传动效率中未考虑的摩擦力相对应的载荷 P_{MF} ；
- e) 工作风压作用在停车设备结构或机械设备上的风载荷 P_{MW} 。

5.4.1.2 P_R 型载荷

与电动机及制动器的作用无关、作用在机构零件上但不能与驱动轴上的转矩平衡的反作用力性质的载荷,用 P_R 表示,属于这类载荷的有:

- a) 由起升质量引起的载荷 P_{RQ} ；
- b) 由停车设备零部件质量引起的载荷 P_{RG} ；
- c) 由停车设备或某些部分做不稳定运动时的加(减)速度引起的惯性载荷 P_{RA} 。

5.4.2 机械设计的载荷情况与载荷组合

5.4.2.1 机械设计计算要考虑的载荷情况

机械设计计算要考虑以下三种载荷情况:

- 情况 I :无风正常工作情况；
- 情况 II :有风正常工作情况；
- 情况 III :特殊载荷作用情况。

对每种载荷情况应确定一个最大载荷,作为计算依据。

按 5.4.1 确定各项载荷后,组合时再乘以一个最大系数 γ'_m 来考虑由于计算方法不完善和无法预料的偶然因素会导致实际出现的应力超出计算应力的某种可能性。系数 γ'_m 取决于机构的工作级别,见表 14。

表 14 增大系数 γ'_m 的数值

机构的工作级别	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
γ'_m	1.04	1.08	1.12	1.16	1.20	1.25	1.30

5.4.2.2 载荷情况 I (无风正常工作情况)的载荷组合

5.4.2.2.1 P_M 型载荷

P_M 型的最大组合载荷 $P_{M \max I}$,用 5.4.1.1 所定义的 P_{MQ} 、 P_{MG} 、 P_{MA} 、 P_{MF} 按式(11)进行组合确定。

$$P_{M \max I} = (\overline{P}_{MQ} + \overline{P}_{MG} + \overline{P}_{MA} + \overline{P}_{MF}) \gamma'_m \dots\dots\dots (11)$$

式中:

- $P_{M \max I}$ ——在载荷情况 I (无风正常工作)中出现的 P_M 型的最大组合载荷,单位为牛(N);
- \overline{P}_{MQ} ——由起升质量垂直位移引起的载荷,单位为牛(N);
- \overline{P}_{MG} ——由停车设备其他运动部件的质心垂直位移引起的载荷,单位为牛(N);
- \overline{P}_{MA} ——与机构加(减)速有关的起(制)动惯性载荷,单位为牛(N);
- \overline{P}_{MF} ——与机构传动效率中未考虑的摩擦力相对应的载荷,单位为牛(N);
- γ'_m ——增大系数。

注:式(11)内所需考虑的载荷并不是每一项最大值的组合,而是在停车设备实际工作中可能发生的最不利的载荷

组合时所出现的综合最大载荷值,即式(11)中各项载荷 P 加上横线的含义,以下同。

5.4.2.2.2 P_R 型载荷

P_R 型的最大组合载荷 $P_{R \max I}$,用 5.4.1.2 所定义的载荷 P_{RQ} 、 P_{RG} 、 P_{RA} 按式(12)进行组合确定。

$$P_{R \max I} = (\overline{P}_{RQ} + \overline{P}_{RG} + \overline{P}_{RA}) \gamma'_m \dots\dots\dots (12)$$

式中:

- $P_{R \max I}$ ——在载荷情况 I (无风正常工作)中出现的 P_R 型的最大组合载荷,单位为牛(N);
- \overline{P}_{RQ} ——由起升质量引起的载荷,单位为牛(N);
- \overline{P}_{RG} ——由停车设备零部件质量引起的载荷,单位为牛(N);
- \overline{P}_{RA} ——由停车设备或某些部件不稳定运动时的加(减)速度引起的惯性载荷,单位为牛(N);
- γ'_m ——增大系数。

5.4.2.3 载荷情况 II (有风正常工作情况)的载荷组合

5.4.2.3.1 P_M 型载荷

P_M 型的最大组合载荷 $P_{M \max II}$,用 5.4.1.1 所定义的 P_{MQ} 、 P_{MG} 、 P_{MA} 、 P_{MF} 按式(13)和式(14)计算的两个组合计算结果中的较大者来确定:

- a) 考虑对应于计算风压为 P_I (见表 11)时的风载荷 P_{MWI} 和载荷 P_{MA} 作用的载荷组合,按式(13)确定。

$$P_{M \max II} = (\overline{P}_{MQ} + \overline{P}_{MG} + \overline{P}_{MA} + \overline{P}_{MF} + \overline{P}_{MWI}) \gamma'_m \dots\dots\dots (13)$$

式中:

- $P_{M \max II}$ ——在载荷情况 II (有风正常工作)中出现的 R_M 型的最大组合载荷,单位为牛(N);
- \overline{P}_{MQ} ——由起升质量垂直位移引起的载荷,单位为牛(N);
- \overline{P}_{MG} ——由停车设备其他运动部件的质心垂直位移引起的载荷,单位为牛(N);
- \overline{P}_{MA} ——与机构加(减)速有关的起(制)动惯性载荷,单位为牛(N);
- \overline{P}_{MF} ——与机构传动效率中未考虑的摩擦力相对应的载荷,单位为牛(N);
- γ'_m ——增大系数;
- \overline{P}_{MWI} ——作用在停车设备和起升汽车的工作状态风载荷,单位为牛(N)。

- b) 考虑对应于计算风压为 p_{II} (见表 11)时的风载荷 P_{MWII} 作用的载荷组合,按式(14)确定。

$$P_{M \max II} = (\overline{P}_{MQ} + \overline{P}_{MG} + \overline{P}_{MF} + \overline{P}_{MWII}) \gamma'_m \dots\dots\dots (14)$$

式中:

- $P_{M \max II}$ ——在载荷情况 II (有风正常工作)中出现的 p_M 型的最大组合载荷,单位为牛(N);
- \overline{P}_{MQ} ——由起升质量垂直位移引起的载荷,单位为牛(N);
- \overline{P}_{MG} ——由停车设备其他运动部件的质心垂直位移引起的载荷,单位为牛(N);
- \overline{P}_{MF} ——与机构传动效率中未考虑的摩擦力相对应的载荷,单位为牛(N);
- γ'_m ——增大系数;
- \overline{P}_{MWII} ——作用在停车设备和起升汽车的工作状态风载荷,单位为牛(N)。

5.4.2.3.2 P_R 型载荷

P_R 型的最大组合载荷 $P_{R \max II}$,用 5.4.1.2 所定义的载荷 P_{RQ} 、 P_{RG} 、 P_{RA} 和对应于计算风压为 p_{II} (见表 11)时的风载荷 P_{RWII} 作用的载荷组合,按式(15)确定。

$$P_{R \max II} = (\overline{P}_{RQ} + \overline{P}_{RG} + \overline{P}_{RA} + \overline{P}_{RW II}) \gamma'_m \dots\dots\dots (15)$$

式中：

- $P_{R \max II}$ ——在载荷情况 II (无风正常工作) 中出现的 P_R 型的最大组合载荷, 单位为牛(N);
- \overline{P}_{RQ} ——由起升质量引起的载荷, 单位为牛(N);
- \overline{P}_{RG} ——由停车设备零部件质量引起的载荷, 单位为牛(N);
- \overline{P}_{RA} ——由停车设备或某些部件不稳定运动时的加(减)速度引起的惯性载荷, 单位为牛(N);
- $\overline{P}_{RW II}$ ——工作风压引起的相应风载荷, 单位为牛(N)。

5.4.2.4 载荷情况 III (特殊载荷作用情况) 的载荷组合

5.4.2.4.1 P_M 型载荷

在 5.4.1.1 中所定义的 P_M 型载荷的最大组合载荷 $P_{M \max III}$ 是在具体操作条件下电动机实际能传递给机构的最大载荷。 $P_{M \max III}$ 的值在 5.4.2.5 中给出。

5.4.2.4.2 P_R 型载荷

P_R 型载荷的最大组合载荷 $P_{R \max III}$ 取为在 5.3.3.3 中特殊载荷作用情况下的最大载荷, 即按式(16)确定。

$$P_{R \max III} = \overline{P}_{RG} + \overline{P}_{RW III \max} \dots\dots\dots (16)$$

式中：

- $P_{R \max III}$ ——在载荷情况 III (特殊载荷情况) 中出现的 P_R 型的最大组合载荷, 单位为牛(N);
- \overline{P}_{RG} ——由停车设备零部件引起的相应载荷, 单位为牛(N);
- $\overline{P}_{RW III \max}$ ——最大计算风压引起的风载荷, 单位为牛(N)。

5.4.2.5 对上述有关计算 P_M 型载荷的说明和应用

5.4.2.5.1 总则

停车设备的各机构的功能有：

- 使运动质心作纯垂直位移(如起升运动)；
- 使运动质心作水平位移的所谓纯水平位移(如横向移动、纵向移动、回转运动)；
- 使运动质心作垂直和水平相组合的位移。

5.4.2.5.2 起升运动

$P_{M \max}$ 的计算公式可简化为：

载荷情况 I 和 II 按式(17)计算。

$$P_{M \max II} = (\overline{P}_{MQ} + \overline{P}_{MF} + \overline{P}_{MA}) \gamma'_m \dots\dots\dots (17)$$

载荷情况 III 按式(18)计算。

$$P_{M \max III} = 1.6(\overline{P}_{MQ} + \overline{P}_{MF}) \dots\dots\dots (18)$$

式中：

$P_{M \max III}$ ——在载荷情况 III (特殊载荷情况) 中出现的 P_M 型的最大组合载荷, 单位为牛(N)。

考虑到 5.4.2.4.1 所提出的一般原则, 可以认为可传递到起升机构上的最大组合载荷, 实际上限制在 $P_{M \max I}$ 载荷的 1.6 倍。

5.4.2.5.3 水平运动

$P_{M \max}$ 的计算公式可简化为：

载荷情况 I,按式(19)计算。

$$P_{M \max I} = (\overline{P}_{MF} + \overline{P}_{MA}) \gamma'_m \quad \dots\dots\dots (19)$$

载荷情况 II,取式(20)和式(21)两值中的较大者:

$$P_{M \max II} = (\overline{P}_{MA} + \overline{P}_{MF} + \overline{P}_{MW I}) \gamma'_m \quad \dots\dots\dots (20)$$

或

$$P_{M \max II} = (\overline{P}_{MF} + \overline{P}_{MW II}) \gamma'_m \quad \dots\dots\dots (21)$$

载荷情况 III,对 $P_{M \max III}$,取对应于电动机(或制动器)最大扭矩的载荷。但如果作业条件限制了实际传递的扭矩,例如车轮在轨道上打滑,这时就应取实际可能传递的扭矩。

5.4.2.5.4 复合运动

载荷情况 I 和 II:载荷 $P_{M \max I}$ 和 $P_{M \max II}$ 用 5.4.2.2.1 和 5.4.2.3.1 给出的通用公式来确定。

载荷情况 III:当用于质心升高运动的功率,同克服加速或风力影响所需的功率相比可忽略不计时,载荷最大值 $P_{M \max III}$ 取为电动机最大转矩引起的载荷。

反之,当用于克服加速或风力影响所需的功率,同用于质心升高运动的功率相比可忽略不计时,载荷最大值 $P_{M \max III}$ 可按 $P_{M \max III} = 1.6P_{M \max II}$ 来计算。

在这两个极限值之间的各种情况,应根据选用的电动机、起升方式,以及由惯性和风力引起的载荷与由质心升高引起的载荷的相对值来进行研究。

当作业条件限制了实际传递给机构的力矩(见 5.4.2.5.3),而又小于上述值时,则将此限制的极限力矩作为 $P_{M \max III}$ 的值。

6 结构

6.1 金属结构与构件

各类停车设备的金属结构各不相同,但都分别由许多构件组成,本章结构件是指支承停车设备作用载荷的零部件,例如:

- a) 停车设备的钢结构;
- b) 支承停车位、升降搬运装置、水平搬运装置、回转装置等的固定构件及结构连接螺栓的构件;
- c) 搬运装置的导向构件,导向轨道及其支承构件;
- d) 搬运器、升降平台、水平搬运装置、回转装置等移动部分的构件。

这些构件由杆件、板件或壳体组成,按受力情况,可分为轴心受拉构件和轴心受压构件、受弯构件、拉弯构件和压弯构件、受扭构件、弯扭构件、其他复合受力构件。

停车设备的钢结构是由多个构件组成,可分为室外独立式钢结构、室内独立式钢结构和附建式钢结构。室外独立式钢结构自成一体,室内独立式钢结构独立置于建筑物内,附建式钢结构则与主体建筑物联结。

停车设备的钢结构,应优先按照第 6 章的规定设计,也可根据用户要求按 GB 50017 的相应规定设计。

6.2 结构计算原则

6.2.1 计算方法

停车设备的结构设计计算可采用极限状态设计法或许用应力设计法。当结构内力与载荷呈非线性关系时,应采用极限状态设计法。

极限状态分为承载能力极限状态和正常使用极限状态:

- a) 承载能力极限状态应包括:构件或连接的强度破坏、脆性断裂,因过度变形而不适用于继续承载,结构或构件丧失稳定;
- b) 正常使用极限状态应包括:影响结构、构件正常使用或外观的变形,影响正常使用或耐久性能的局部破坏。

6.2.2 计算内容和有关规定

6.2.2.1 计算内容

在载荷最不利组合下,验算停车设备的金属结构件及其连接的强度(含疲劳强度)、刚性和稳定性,是否满足本标准的要求。

6.2.2.2 有关规定

6.2.2.2.1 本章规定的各项内容,均限于在钢材弹性范围内的计算。

6.2.2.2.2 本章中计算公式均按极限状态设计法给出。若用许用应力设计法,则所有强度和弹性稳定计算公式左端的弯矩、扭矩、轴向力都不考虑分项安全系数 γ_{pi} ,右端的极限设计应力 $\lim\sigma$ 改为许用应力 $[\sigma]$ 。

此外,若用许用应力设计法进行弹性稳定性验算时,所有轴力比 N/N_{Ei} ($i=x,y$) 处,均需在 N 前乘以 $\alpha=1.22$ 调整系数。在进行轴心受压稳定系数的修正系数计算时式(61)的轴力 N 也需乘以 $\alpha=1.22$ 调整系数。

6.2.2.2.3 用极限状态设计法验算结构和构件的刚性时,取分项安全系数 $\gamma_{pi}=1$ 。

6.3 材料和极限设计应力

6.3.1 结构件材料及其极限设计应力

6.3.1.1 结构件材料

6.3.1.1.1 停车设备承载结构件的钢材选择,应考虑结构的重要性、载荷特征、应力状态、连接方式和工作环境温度及钢材厚度等因素。

停车设备主要承载的结构件,宜采用力学性能不低于 GB/T 700—2006 中的 Q235 钢和 GB/T 699—2015 中的 20 钢材;当结构需要采用高强度钢材时,可采用力学性能不低于 GB/T 1591—2018 中的 Q355、Q390、Q420 和 Q460 钢材,及 GB/T 4171—2008 中的 Q235NH、Q355NH 和 Q415NH 钢材。材料的抗拉极限 σ_b 与屈服极限 σ_s 比值 $\sigma_b/\sigma_s < 1.05$ 时, σ_s 取值应满足 $\sigma_s \leq \sigma_b/1.05$ 。材料在标距长度 L_0 下,即 $L_0 = 5.65\sqrt{A_0}$ (A_0 为材料截面面积),其伸长率应满足 $\delta \geq 7\%$ 。如果材料的厚度和公差满足国家标准规定的要求,则按材料的名义厚度进行设计计算,否则按实际最小厚度进行设计计算。

钢材的厚度在 T 形、十字形和角形焊接的连接节点中,当其板件厚度不小于 40 mm 且沿板厚方向有较高撕裂拉力作用,包括较高约束拉应力作用时,该部位板件钢材宜具有厚度方向抗撕裂性能(即 Z 向性能)的合格保证,其沿板厚方向断面收缩率不应小于 GB/T 5313—2010 规定的 Z15 级允许限值。钢板厚度方向承载性能等级应根据节点形式、板厚、熔深或焊缝尺寸、焊接时节点拘束度以及预热、后热情况等综合确定。

下列情况的承载结构和构件钢材不应采用沸腾钢:

- a) 焊接结构:
 - 1) 直接承受动载荷且需要计算疲劳的结构;
 - 2) 虽可以不计算疲劳但工作环境温度低于 $-20\text{ }^\circ\text{C}$ 时的直接承受动载荷的结构以及受拉、受弯的重要工作环境温度不高于 $-30\text{ }^\circ\text{C}$ 的所有承载结构。

b) 非焊接结构:

工作环境温度不高于 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的直接承受动载荷且需要计算疲劳的结构。

6.3.1.1.2 在设计和制造高强度钢材的结构件时,应特别注意选择合理的焊接工艺并进行相应的焊接试验,以减少其制造内应力,防止焊缝开裂及控制高强度钢材结构的变形。

6.3.1.1.3 室外停车设备结构的工作环境温度,在用户未特别提出时,可取为停车设备使用地点的年最低日平均温度。

6.3.1.1.4 当确定材料质量和等级时,应考虑冲击韧性综合系数 $\sum q_i$,参见附录 B。

6.3.1.1.5 钢铸件宜采用符合 GB/T 11352—2009 或 GB/T 14408 规定的铸钢。

6.3.1.2 结构件材料的极限设计应力

结构件材料的极限设计应力见表 15。

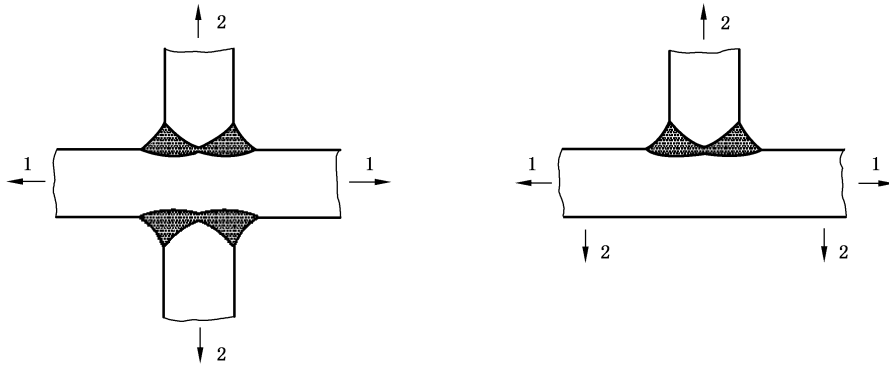
表 15 结构件材料的极限设计应力

单位为牛每平方米

拉伸、压缩、弯曲极限设计应力 $\lim\sigma$	剪切极限设计应力 $\lim\tau$	端面承压极限设计应力 $\lim\sigma_{cd}$
$\lim\sigma = \sigma_s / \gamma_{Rm}$	$\lim\tau = \lim\sigma / \sqrt{3}$	$\lim\sigma_{cd} = 1.4 \lim\sigma$
σ_s —— 钢材的屈服点,单位为牛每平方米(N/mm^2), G_s 值应根据钢材厚度选取,见 GB/T 700 和 GB/T 1591—2018; γ_{Rm} —— 结构件的总抗力系数, $\gamma_{Rm} = \gamma_m \gamma_{sm}$; γ_m —— 抗力系数,见表 13; γ_{sm} —— 结构件的具体抗力系数,见表 16。		

表 16 结构件的具体抗力系数 γ_{sm}

材料分类		数值
非轧制材料		$\gamma_{sm} = 0.95$
轧制材料(如板材和型材)		$\gamma_{sm} = 0.95$
垂直于轧制平面的拉应力 (见图 6)	板的厚度 $<15\text{ mm}$ 或材料断面收缩率 $>20\%$	$\gamma_{sm} = 1.00$
	$10\% \leq$ 材料断面收缩率 $\leq 20\%$	$\gamma_{sm} = 1.16$
	材料断面收缩率 $<10\%$	$\gamma_{sm} = 1.50$



说明：

- 1——轧制平面方向；
- 2——应力或载荷方向。

图6 垂直于轧制平面的拉伸载荷

6.3.2 连接材料及其极限设计应力

6.3.2.1 焊条、焊丝、焊剂材料

钢结构用焊接材料应符合下列要求：

- a) 手工焊接所用的焊条,应符合 GB/T 5117 或 GB/T 5118 的规定,所选用的焊条型号应与主体金属力学性能相适应；
- b) 自动焊或半自动焊用焊丝应符合 GB/T 14957、GB/T 8110 及 GB/T 10045、GB/T 17493 的规定；
- c) 埋弧焊用焊丝和焊剂应符合 GB/T 5293、GB/T 12470 的规定。

6.3.2.2 螺栓副、销轴材料

普通螺纹连接用螺栓、螺母的机械性能和材料应符合 GB/T 3098.1 和 GB/T 3098.2 的规定。

高强度螺栓、螺母和垫圈材料应符合 GB/T 1231 或 GB/T 3632 的规定。各种规格的螺栓副除选用 GB/T 1231 规定的材料外,还可采用 GB/T 3077—2015 规定的 40Cr(用于 8.8 级)和 35CrMo、42CrMo(用于 10.9 级以上)等钢材。

销轴的材料,宜采用符合 GB/T 699—2015 规定的 45 钢或 GB/T 3077—2015 规定的 40Cr、35CrMo、42CrMo 等钢材,并进行必要的热处理。

6.3.2.3 连接材料的极限设计应力

6.3.2.3.1 焊缝的极限设计应力

在焊缝连接的设计中,通常焊缝应具有与母材同等的综合机械性能。根据母材和焊缝材料、焊缝类型、应力类型及焊缝质量分级,焊缝的极限设计应力见表 17。

对于组合构件(如翼缘板和腹板)的连接焊缝,在设计时可不考虑沿焊缝轴线方向上的正应力。如果构件间存在剪力,则焊缝应承担相应比例的剪力。

表 17 焊缝的极限设计应力

单位为牛每平方米

焊材类型	应力方向	焊缝类型	应力类型	计算公式	系数 α_w		
					$\sigma_s \leq 420$	$420 < \sigma_s < 930$	$\sigma_s \geq 930$
与母材 匹配 (σ_s 取 自母材)	应力垂直于 焊缝方向	全熔透焊缝	拉、压应力	$\lim\sigma_h = \frac{\alpha_w\sigma_s}{\gamma_m}$	1.0		0.93
		部分熔透焊缝	拉、压应力		0.9		0.85
	应力平行于 焊缝方向	所有焊缝	剪切应力	$\lim\tau_h = \frac{\alpha_w\sigma_s}{\gamma_m}$	0.6		0.55
低于母材 (σ_s 取 自焊材)	应力垂直于 焊缝方向	全熔透焊缝	拉、压应力	$\lim\sigma_h = \frac{\alpha_w\sigma_{hb}}{\gamma_m}$	0.8	0.85	0.9
		部分熔透焊缝	拉、压应力		0.7	0.75	0.8
	应力平行于 焊缝方向	所有焊缝	剪切应力	$\lim\tau_h = \frac{\alpha_w\sigma_{hb}}{\gamma_m}$	0.45	0.5	0.5

计算疲劳强度时的焊缝极限设计应力见 6.8.3.4。

对接的部分熔透焊缝宜采用对称焊缝,如果采用非对称焊缝,焊缝处应避免偏心载荷的作用。

系数 α_w 适用于 C 级及以上的焊缝质量。

如果是焊缝质量为 D 级,则焊缝极限设计应力取为 $0.8 \lim\sigma_h$ 和 $0.8 \lim\tau_h$ 。

焊缝质量分级按 GB/T 19418 的规定。

与母材匹配:是指焊材的抗拉强度不低于母材的抗拉强度。

低于母材:是指焊材的抗拉强度低于母材的抗拉强度。

全熔透焊缝:坡口焊缝接头根部的状态,焊缝金属扩展穿透整个接头厚度。

部分熔透焊缝:有意使接头熔深小于接头完全熔透的焊缝。

σ_s ——材料的屈服强度。

σ_{hb} ——焊缝材料的抗拉强度。

γ_m ——抗力系数,见表 13。

6.3.2.3.2 螺栓、销轴连接的极限设计应力

螺栓、销轴连接的极限设计应力见表 18。

表 18 螺栓、销轴连接的极限设计应力

单位为牛每平方米

接头种类	应力种类	螺栓、销轴极限设计应力
螺栓连接	拉伸	$\lim\sigma_l = \frac{\sigma_{sl}}{\gamma_{Rb}}$
	剪切	$\lim\tau_l = \frac{\sigma_{sl}}{\sqrt{3}\gamma_{Rb}}$
	承压	$\lim\sigma_{cl} = \frac{\sigma_{sl}}{\gamma_{Rb}}$
销轴连接	弯曲	$\lim\sigma_p = \frac{\sigma_{sp}}{\gamma_{Rp}}$
	剪切	$\lim\tau_p = \frac{\sigma_{sp}}{\sqrt{3}\gamma_{Rp}}$
	承压	$\lim\sigma_{cp} = \frac{\sigma_{sp}}{\gamma_{Rp}}$

表 18 (续)

单位为牛每平方米

接头种类	应力种类	螺栓、销轴极限设计应力
<p>σ_{sl}——与螺栓性能等级相对应的名义屈服点,见表 19。</p> <p>γ_{Rb}——螺栓连接的总抗力系数,$\gamma_{Rb} = \gamma_m \gamma_{sb}$。</p> <p>$\gamma_m$——抗力系数,见表 13。</p> <p>$\gamma_{sb}$——螺栓连接的具体抗力系数,拉伸时 $\gamma_{sb} = 0.91$;单剪切面剪切时 $\gamma_{sb} = 1.3$;多剪切面剪切时 $\gamma_{sb} = 1.0$;单剪切面承压时 $\gamma_{sb} = 0.9$,多剪切面承压时 $\gamma_{sb} = 0.7$。</p> <p>σ_{sp}——销轴材料屈服点。</p> <p>γ_{Rp}——销轴连接的总抗力系数,$\gamma_{Rp} = \gamma_m \gamma_{sp}$。</p> <p>$\gamma_{sp}$——销轴连接的具体抗力系数,受弯时 $\gamma_{sp} = 1.0$;单剪切面剪切时 $\gamma_{sp} = 1.3$,多剪切面剪切时 $\gamma_{sp} = 1.0$;承压时,单剪切面或多剪切面间没有紧固结合,$\gamma_{sp} = 0.9$,多剪切面下的被连接件通过固定装置(如销轴端部的外置螺母)紧固结合,$\gamma_{sp} = 0.6$。</p> <p>在销轴和承压表面之间有显著运动的情况下,宜考虑降低承压极限设计应力以减小磨损。</p>		

表 19 螺栓的机械性能

单位为牛每平方米

机械性能等级	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8 ^a	10.9	12.9
名义屈服点 σ_{sl}	240	320	300	400	480	640	720	900	1 080
抗拉强度 σ_{bl}	400	400	500	500	600	800	900	1 000	1 200
^a 仅适用于螺栓直径 $d \leq 16$ mm。									

6.4 结构件和连接的强度计算

6.4.1 结构件的强度计算

6.4.1.1 基本原则

停车设备结构设计计算的载荷情况与载荷组合应符合表 13 中的规定,载荷的作用位置、作用方向以及停车设备的自身状况(各部分相对位置、运动组合等)均应计算最不利情况。

结构件的受拉、受压、受弯、受扭的应力计算可按一般力学方法,参考有关文献中的公式、图表等进行,计算应力不应大于规定的极限设计应力(极限状态设计法)或许用应力(许用应力设计法)。此外,视结构与构件的具体情况还应进行下述内容强度计算。

6.4.1.2 局部压应力

当车轮或滑块上的集中载荷作用在构件顶面(无垫板、无轨道)、垫板上(有垫板、无轨道)或轨道上(有轨道、无垫板)时,在其下方的腹板上边缘产生的局部压应力按式(22)计算。

$$\sigma_m = \frac{P}{tc} \leq \lim \sigma \dots\dots\dots (22)$$

式中:

σ_m ——局部压应力的平均值,单位为牛每平方米(N/mm²);

P ——一个车轮或滑块上的集中载荷,不计起升动载系数 ϕ_2 及运行冲击系数 ϕ_4 ,单位为

- 牛(N);
- t ——腹板板厚,单位为毫米(mm);
- c ——集中载荷的分布长度,单位为毫米(mm), $c=l+2h_y$;
- l ——集中载荷的作用长度,单位为毫米(mm),对车轮取 $l=50$ mm;
- h_y ——自轨道顶面(有轨道时)或垫板顶面(有垫板无轨道时)或构件顶面(无垫板无轨道时)至腹板上边缘的距离,单位为毫米(mm);
- $\lim\sigma$ ——拉伸、压缩、弯曲极限设计应力,见表 15。

6.4.1.3 复合应力

6.4.1.3.1 当构件的同一计算点上受有正应力 σ ,剪切应力 τ 和局部压应力 σ_m 时,该点的复合应力按式(23)计算。

$$\sqrt{\sigma^2 + \sigma_m^2 - \sigma\sigma_m + 3\tau^2} \leq \lim\sigma \quad \dots\dots\dots(23)$$

- σ ——正应力,单位为牛每平方米(N/mm²);
- σ_m ——局部压应力的平均值,单位为牛每平方米(N/mm²);
- τ ——剪切应力,单位为牛每平方米(N/mm²);
- $\lim\sigma$ ——拉伸、压缩、弯曲极限设计应力,见表 15。
- 式中的 σ 和 σ_m 带各自的正负号。

6.4.1.3.2 当构件的同一计算点上受有两个方向的正应力 σ_x 、 σ_y 和剪切应力 τ_{xy} 时,该点的复合应力按式(24)计算。

$$\sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \leq \lim\sigma \quad \dots\dots\dots(24)$$

- 式中:
- σ_x, σ_y ——构件同一计算点上所受的两个方向的正应力,带各自的正负号,单位为牛每平方米(N/mm²),其中的每一个应力都不应大于表 15 的极限设计应力;
- τ_{xy} ——构件同一计算点上所受的剪切应力,其值不应大于表 15 的极限设计应力,单位为牛每平方米(N/mm²);
- $\lim\sigma$ ——拉伸、压缩、弯曲极限设计应力,见表 15。

6.4.1.3.3 当仅有拉伸(或压缩)应力 σ 和剪切应力 τ 时,按式(25)计算复合应力。

$$\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \lim\sigma \quad \dots\dots\dots(25)$$

- 式中:
- σ ——拉伸(或压缩)应力,单位为牛每平方米(N/mm²);
- τ ——剪切应力,单位为牛每平方米(N/mm²);
- $\lim\sigma$ ——拉伸、压缩、弯曲极限设计应力,见表 15。

6.4.1.4 普通螺栓连接的构件的强度计算

6.4.1.4.1 拉(压)应力

普通螺栓连接的轴心受拉(压)构件的强度,按式(26)计算。

$$\frac{N}{A_j} \leq \lim\sigma \quad \dots\dots\dots(26)$$

- 式中:
- N ——作用于连接处的轴向力,单位为牛(N);
- A_j ——所计算构件截面的净面积,单位为平方毫米(mm²);

$\lim\sigma$ ——螺栓连接的结构件极限设计应力, $\lim\sigma = \frac{\sigma_s}{\gamma_m \gamma_{st}}$;

σ_s ——钢材的屈服点,单位为牛每平方米(N/mm^2);

γ_m ——抗力系数;

γ_{st} ——螺栓连接的结构件具体抗力系数,考虑开孔对结构应力的影响, $\gamma_{st} = 1.2$ 。

6.4.1.4.2 承压应力

普通螺栓连接的轴心受拉(压)构件的承压应力,按式(27)计算。

$$\frac{F}{dt} \leq \lim \sigma_{cd} \dots\dots\dots (27)$$

式中:

F ——单个螺栓的剪力,单位为牛(N);

d ——螺栓杆直径(无螺纹部分),单位为毫米(mm);

t ——被连接件与螺栓无螺纹部分接触处的厚度,单位为毫米(mm);

$\lim\sigma_{cd}$ ——螺栓连接的结构承压极限设计应力, $\lim\sigma_{cd} = \frac{\sigma_s}{\gamma_m \gamma_{sb}}$;

σ_s ——钢材的屈服点,单位为牛每平方米(N/mm^2);

γ_m ——抗力系数;

γ_{sb} ——螺栓连接的具体抗力系数。

螺栓连接的几何尺寸 e_1, e_2, p_1, p_2 (见图 7) 应同时满足式(28)。

$$e_1 \geq 1.5d_0, e_2 \geq 1.5d_0, p_1 \geq 3d_0, p_2 \geq 3d_0 \dots\dots\dots (28)$$

式中:

d_0 ——螺栓孔直径,单位为毫米(mm);

e_1, e_2, p_1, p_2 ——螺栓孔位置尺寸和间距,单位为毫米(mm)。

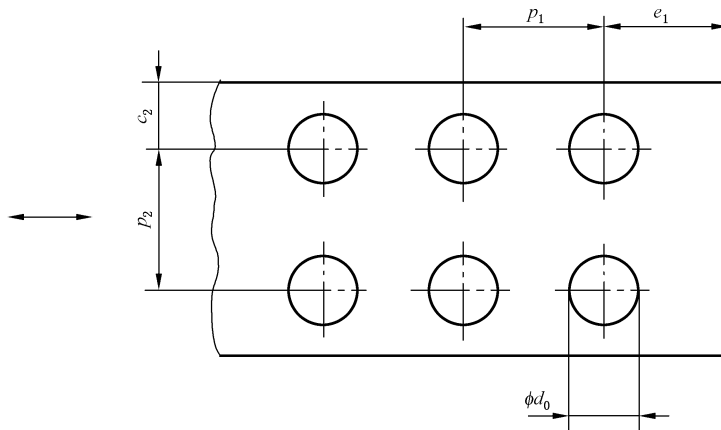


图 7 螺栓连接的构件

6.4.1.5 有预拉力的高强度螺栓连接的结构件的强度计算

高强度螺栓连接的轴心受拉(压)构件的强度,按式(29)计算。

$$\frac{N'}{A_j} \leq \lim \sigma \dots\dots\dots (29)$$

$$N' = N \left(1 - 0.5 \frac{Z_1}{Z} \right)$$

式中：

N' ——高强度螺栓连接的构件的计算轴向力,单位为牛(N);

N ——作用于连接处的轴向力,单位为牛(N);

Z_1 ——所计算构件截面(连接接头一侧的最外列螺栓处)的高强度螺栓数;

Z ——在节点或拼接连接接头一侧构件上的高强度螺栓的总数;

A_j ——所计算构件截面的净面积,单位为平方毫米(mm^2);

$\lim\sigma$ ——高强螺栓连接的结构件极限设计应力, $\lim\sigma = \frac{\sigma_s}{\gamma_m \gamma_{st}}$;

σ_s ——钢材的屈服点,见表 15;

γ_m ——抗力系数,见表 13;

γ_{st} ——螺栓连接的结构件具体抗力系数。

6.4.1.6 销轴连接的结构件的强度计算

6.4.1.6.1 总则

本标准中的销轴连接验算,适用于符合下列条件的销轴连接:

——销轴为圆形;

——不约束被连接件之间转动;

——承受载荷的销轴连接;

——销轴和孔之间的配合公差不应低于 GB/T 1800.2—2020 规定的 h13/H13;在承受变向载荷时,应采用更紧密的配合公差;

——所有销轴均有防止脱出销轴孔的防脱装置;

——当预定允许销轴连接在承载的情况下转动时,防脱装置应能限制销轴的轴向位移;

——被连接件的刚度应能限制其平面外的局部变形(凹陷)。

6.4.1.6.2 剪切应力

销轴连接的轴心受拉构件的剪切应力,按式(30)计算。

$$\frac{F}{A_s} \leq \lim \tau' \quad \dots\dots\dots (30)$$

式中：

F ——作用于连接处的力,见图 8,单位为牛(N);

A_s ——剪切面积,单位为平方毫米(mm^2),对于对称式连接构件[如图 8a)和 c)所示], $A_s = 2st$;对于非对称式连接构件[如图 8b)所示], $A_s = (s_1 + s_2)t$,要求 $s_1 > c$, $s_2 > c$;

$\lim\tau'$ ——销轴连接的结构件剪切极限设计应力, $\lim\tau' = \frac{\sigma_s}{\sqrt{3}\gamma_m}$;

s, s_1, s_2 ——图 8 所示 A—A 截面的几何尺寸, A—A 截面按图中所示 40° 规定确定,单位为毫米(mm);

t ——连接结构件的厚度,单位为毫米(mm),见图 8;

σ_s ——钢材的屈服点,单位为牛每平方米(N/mm^2);

γ_m ——抗力系数。

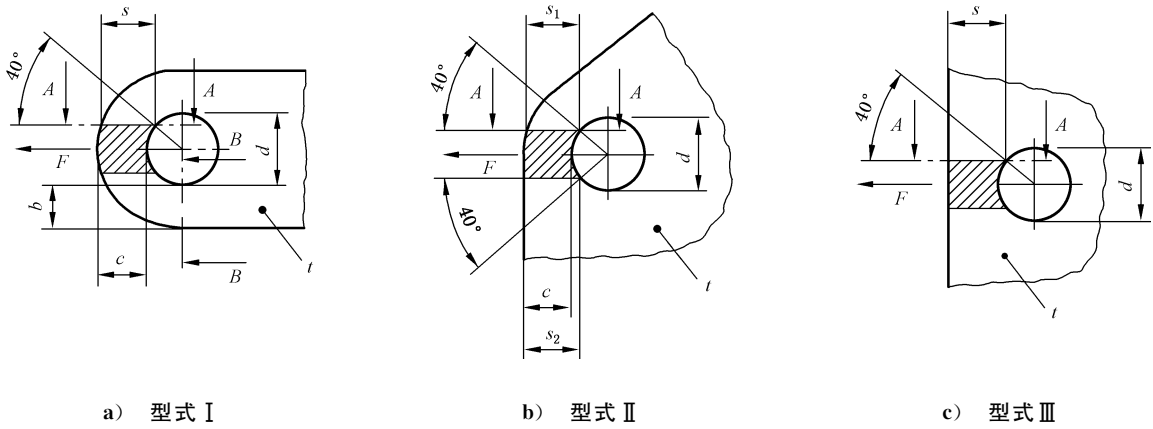


图 8 被连接件

6.4.1.6.3 正应力

销轴连接的轴心受拉(压)构件的正应力,如图 8a)所示 B—B 截面,按式(31)计算。

$$\frac{kF}{2bt} \leq \lim \sigma' \quad \dots\dots\dots (31)$$

式中:

F ——作用于连接处的力,见图 8,单位为牛(N);

b, t ——几何尺寸,单位为毫米(mm),见图 8a);

k ——应力集中系数,对于满足 $1 \leq c/b \leq 2$ 且 $0.5 \leq b/d \leq 1$ 的几何构造[见图 8a)],轴和孔的间隙符合 GB/T 1800.2—2020 的 h11/H11 公差或更紧密时,可按图 9 选取;更大的间隙时,则应采用更大的 k 值;

$\lim \sigma'$ ——销轴连接的结构件极限设计应力, $\lim \sigma' = \frac{\sigma_s}{\gamma_m \gamma_{spt}}$;

σ_s ——钢材的屈服点,单位为牛每平方米(N/mm²);

γ_m ——抗力系数;

γ_{spt} ——销轴连接的结构件具体抗力系数, $\gamma_{spt} = \frac{0.95}{\sqrt{k}} \times \frac{1.38\sigma_s}{\sigma_b}$;

σ_b ——结构件材料的抗拉强度,单位为牛每平方米(N/mm²)。

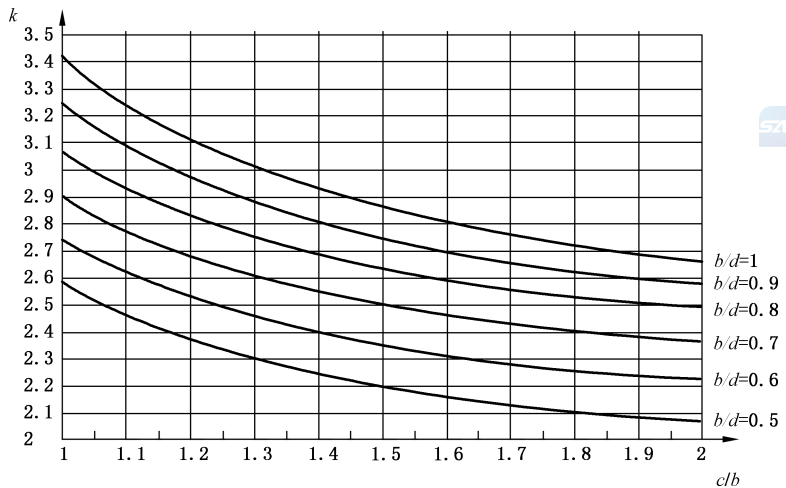


图 9 销轴连接的应力集中系数 k

6.4.1.6.4 承压应力

销轴连接的轴心受拉构件的承压应力,按式(32)计算。

$$\frac{F}{dt} \leq \lim \sigma'_{cd} \quad \dots\dots\dots (32)$$

式中:

F ——作用于所计算的挤压面上的压力,单位为牛(N);

d ——销轴直径,单位为毫米(mm);

t ——所计算的挤压面的宽度,单位为毫米(mm);

$\lim \sigma'_{cd}$ ——销轴连接的结构承压极限设计应力, $\lim \sigma'_{cd} = \frac{\sigma_s}{\gamma_m \gamma_{sp}}$;

σ_s ——钢材的屈服点,单位为牛每平方米(N/mm²);

γ_m ——抗力系数;

γ_{sp} ——销轴连接的具体抗力系数。

6.4.2 连接的强度计算

6.4.2.1 焊缝连接

6.4.2.1.1 总则

钢熔化焊焊缝连接是停车设备金属结构最主要的连接形式,其焊缝的主要型式为对接焊缝和角焊缝,焊缝坡口的基本型式和尺寸应符合 GB/T 985.1 和 GB/T 985.2 的规定。

6.4.2.1.2 对接焊缝的正应力与剪切应力

对接焊缝的正应力计算见式(33),剪切应力计算见式(34),受力与相关尺寸见图 10。

$$\sigma_h = \frac{F_\sigma}{l_r a_r} \leq \lim \sigma_h \quad \dots\dots\dots (33)$$

$$\tau_h = \frac{F_\tau}{l_r a_r} \leq \lim \tau_h \quad \dots\dots\dots (34)$$

式中:

F_σ ——法向力,单位为牛(N);

F_τ ——焊缝剪力,单位为牛(N);

σ_h ——焊缝正应力,单位为牛每平方米(N/mm²);

τ_h ——焊缝剪切应力,单位为牛每平方米(N/mm²);

$\lim \sigma_h$ ——焊缝的极限设计应力(拉、压),见表 17;

$\lim \tau_h$ ——焊缝的剪切极限设计应力,见表 17;

l_r ——焊缝有效长度,单位为毫米(mm);对于连续焊缝, $l_r = l_w - 2a_r$;如果采取措施确保整个焊缝实际长度都有效时, $l_r = l_w$;

l_w ——焊缝实际长度,单位为毫米(mm);

a_r ——焊缝计算厚度,单位为毫米(mm);对于全熔透焊缝, $a_r = \min\{t_1, t_2\}$;对于对称的部分熔透焊缝, $a_r = 2a_i$;

t_1, t_2 ——被连接件板厚,单位为毫米(mm);

a_i ——对称的部分熔透焊缝的任一焊缝厚度,单位为毫米(mm)。

注:本标准不涵盖单边部分熔透对接焊缝。

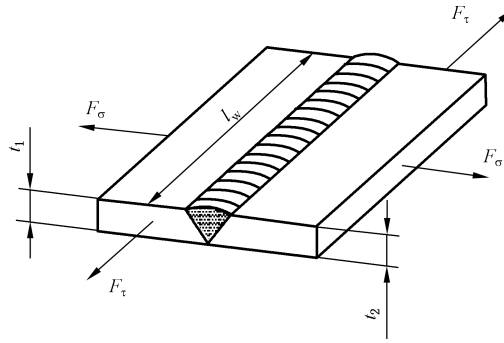


图 10 对接焊缝

6.4.2.1.3 角焊缝的正应力与剪切应力

角焊缝的正应力计算见式(35),剪切应力计算见式(36),受力与相关尺寸见图 11。

$$\sigma_h = \frac{F_\sigma}{l_{r1}a_{r1} + l_{r2}a_{r2}} \leq \lim\sigma_h \quad \dots\dots\dots (35)$$

$$\tau_h = \frac{F_\tau}{l_{r1}a_{r1} + l_{r2}a_{r2}} \leq \lim\tau_h \quad \dots\dots\dots (36)$$

式中:

- F_σ ——法向力,单位为牛(N);
- F_τ ——焊缝剪力,单位为牛(N);
- σ_h ——焊缝正应力,单位为牛每平方米(N/mm^2);
- τ_h ——焊缝剪切应力,单位为牛每平方米(N/mm^2);
- l_{r1}, l_{r2} ——焊缝有效长度,单位为毫米(mm);
- l_{w1}, l_{w2} ——焊缝实际长度,单位为毫米(mm);
- a_{r1}, a_{r2} ——焊缝计算厚度, $a_{ri} \leq 0.7 \min\{t_1, t_2\}, i=1,2$,单位为毫米(mm);
- t_1, t_2 ——被连接件板厚,单位为毫米(mm)。

$\lim\sigma_h$ 、 $\lim\tau_h$ 见表 17。

当无法用引弧板施焊时,对于连续焊缝,焊缝有效长度 $l_{ri} = l_{wi} - 2a_{ri}, i=1,2$;如果采取措施确保整个焊缝实际长度都有效时, $l_{ri} = l_{wi}, i=1,2$ 。

单边焊缝采用图 11 加载时,相应参数按上述方法计算。

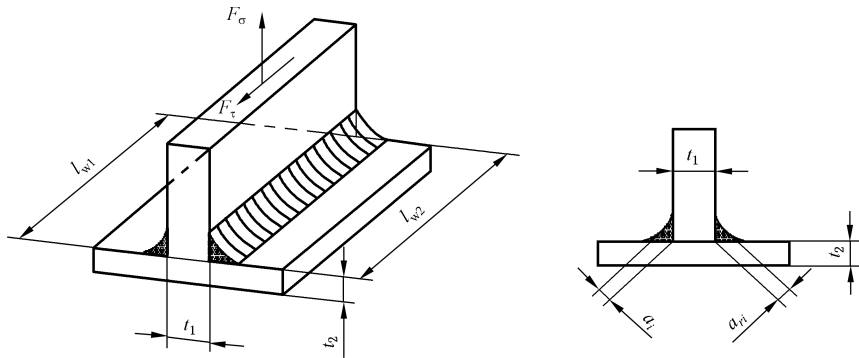


图 11 角焊缝

6.4.2.1.4 全熔透和部分熔透的 T 型接头的正应力与剪切应力

焊缝的正应力计算见式(37),剪切应力计算见式(38),受力与相关尺寸见图 12。

$$\sigma_h = \frac{F_\sigma}{l_{r1}a_{r1} + l_{r2}a_{r2}} \leq \lim\sigma_h \quad \dots\dots\dots(37)$$

$$\tau_h = \frac{F_\tau}{l_{r1}a_{r1} + l_{r2}a_{r2}} \leq \lim\tau_h \quad \dots\dots\dots(38)$$

式中:

- F_σ ——法向力,单位为牛(N);
 - F_τ ——焊缝剪力,单位为牛(N);
 - σ_h ——焊缝正应力,单位为牛每平方米(N/mm²);
 - τ_h ——焊缝剪切应力,单位为牛每平方米(N/mm²);
 - l_{r1}, l_{r2} ——焊缝有效长度,单位为毫米(mm);
 - l_{w1}, l_{w2} ——焊缝实际长度,单位为毫米(mm);
 - a_{r1}, a_{r2} ——焊缝计算厚度, $a_{ri} = a_i + a_{hi}, i=1,2$,单位为毫米(mm);
 - a_i ——其中的角焊缝计算厚度, $a_i \leq 0.7 \min\{t_1, t_2\}$,单位为毫米(mm);
 - t_1, t_2 ——被连接件板厚,单位为毫米(mm)。
- $\lim\sigma_h, \lim\tau_h$ 见表 17。

当无法用引弧板施焊时,对于连续焊缝,焊缝有效长度 $l_{ri} = l_{wi} - 2a_{ri}, i=1,2$;如果采取措施确保整个焊缝实际长度都有效时, $l_{ri} = l_{wi}, i=1,2$ 。

单边焊缝采用图 12 加载时,相应参数按上述方法计算。

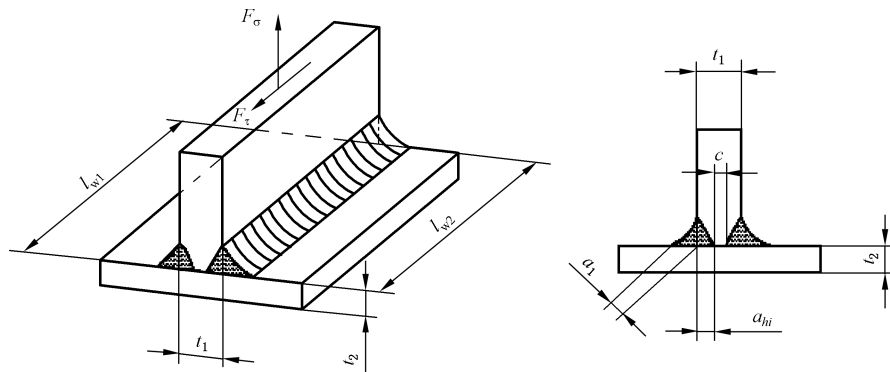


图 12 T 型焊缝

6.4.2.1.5 集中载荷作用的有效分布长度

在类似车轮的集中载荷作用下,为简化计算,设计时焊缝正应力和剪切应力,可用集中载荷的有效分布长度计算,见式(39),相关尺寸见图 13。

$$l_r = 2h_d \tan(k) + l_d \quad \dots\dots\dots(39)$$

式中:

- l_r ——有效分布长度,单位为毫米(mm);
 - h_d ——计算截面与载荷接触区域所在水平面之间的距离,单位为毫米(mm);
 - l_d ——载荷接触区域的长度,单位为毫米(mm);
 - k ——扩散角,单位为度(°),应设为 $k \leq 45^\circ$ 。
- 对于车轮,可取 $l_d = 0.2r$,但 $l_d \leq 50$ mm。其中, r 为车轮半径,单位为毫米(mm)。

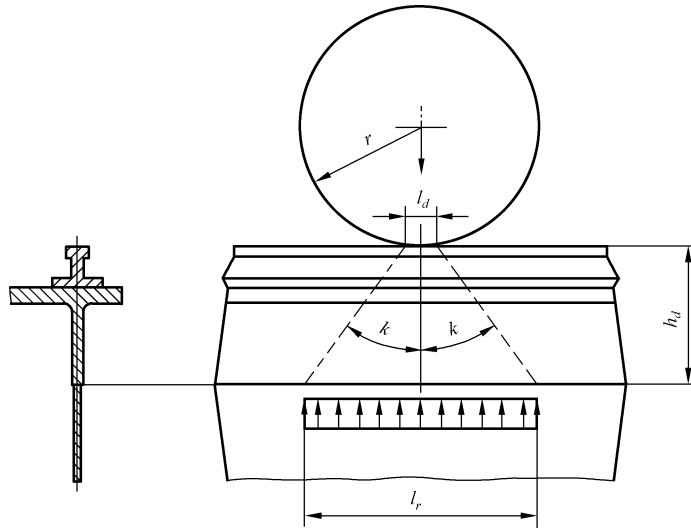


图 13 集中载荷作用下的焊缝分布长度

在进行疲劳计算时, $\Delta\sigma_c$ 和 $\Delta\tau_c$ 按上述方法进行计算。

6.4.2.1.6 焊缝复合应力

对于平面应力状态的焊缝连接,当受正交应力 σ_{hx} 、 σ_{hy} 和剪切应力 τ_h 的联合作用时,除了要按上述方法验算单个应力外,还应按式(40)验算焊缝复合应力。

$$\left(\frac{\sigma_{hx}}{\lim \sigma_{hx}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{hy}}{\lim \sigma_{hy}}\right)^2 - \frac{\sigma_{hx}\sigma_{hy}}{\lim \sigma_{hx} \lim \sigma_{hy}} + \left(\frac{\tau_h}{\lim \tau_h}\right)^2 \leq 1 \dots\dots\dots(40)$$

式中:

- x, y ——应力分量的正交方向;
- $\lim \sigma_{hx}, \lim \sigma_{hy}$ —— x, y 方向上的焊缝极限设计应力。
- $\lim \sigma_{hx}, \lim \sigma_{hy}, \lim \tau_h$ 见表 17。

6.4.2.2 螺栓连接

6.4.2.2.1 普通螺栓连接

6.4.2.2.1.1 总则

普通螺栓中的 C 级螺栓连接,此时由于螺栓直径与螺栓孔的配合间隙较大,只能用于受拉力的连接或作安装临时固定用,不应用于受动载荷的主要受力结构中。A、B 级螺栓连接,可以用于受动载荷的结构中。普通螺栓应根据表 18 给定的极限设计应力,验算螺杆抗拉和抗剪切破坏的承载力,及螺栓抗承压破坏的承载力。

6.4.2.2.1.2 剪切应力

每个螺栓剪切面的剪切应力,按式(41)计算。

$$\frac{F}{A} \leq \lim \tau_l \dots\dots\dots(41)$$

式中:

- F ——作用于该螺栓截面的剪力,单位为牛(N);
- A ——螺栓螺杆的截面积,单位为平方毫米(mm^2)。

如果剪切面在光面螺杆的范围内,则 A 为按光面螺杆直径计算的截面积;如果剪切面在螺杆螺纹范围内,则 A 为螺栓公称应力截面积。

$\lim\tau_l$ 可按表 18 进行计算。

6.4.2.2.1.3 拉应力

普通螺栓用于拉力连接,分为允许连接接合面分离和不允许连接接合面分离两种情况:

——如果不允许连接的接合面分离,则螺栓应施加预紧力,并按 6.4.2.2.2 的高强螺栓承受拉力的相关规定进行计算;

——如果允许连接接合面分离,则每个螺栓承受的拉应力,按式(42)计算。

$$\frac{F}{A_l} \leq \lim\sigma_l \quad \dots\dots\dots(42)$$

式中:

F ——作用于该螺栓截面的拉力,单位为牛(N);

A_l ——螺栓有效计算面积,单位为平方毫米(mm^2)。

$\lim\sigma_l$ 可按表 18 进行计算。

6.4.2.2.1.4 承压应力

如果螺栓的材料机械性能低于被连接件的材料机械性能,则按式(27)计算螺栓的承压应力,公式中的承压极限设计应力改为螺栓的承压极限设计应力 $\lim\sigma_{cl}$ (见表 18)。

6.4.2.2.2 有预拉力的高强度螺栓连接

6.4.2.2.2.1 摩擦型受剪连接

摩擦型高强度螺栓连接接头所承受的剪力是通过接头摩擦面之间的摩擦力来传递的,单个螺栓和单个摩擦面的极限设计滑移力按式(43)计算。

$$\lim P = \frac{\mu(P_g - F_{cr})}{\gamma_m \gamma_l} \quad \dots\dots\dots(43)$$

式中:

$\lim P$ ——单个螺栓和单个摩擦面的极限设计滑移力,单位为千牛(kN);

μ ——抗滑移系数(摩擦系数),按表 20 选取;

P_g ——高强度螺栓的预拉力,单位为千牛(kN);如果按 $0.7\sigma_{sl}A_l/1\ 000$ 计算, σ_{sl} 、 A_l 和 P_g 见表 21(σ_{sl} 取各挡中的最小值);

F_{cr} ——由外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,可认为 $F_{cr} = F_e$,其中 F_e 为连接处承受的外拉力),单位为千牛(kN);

γ_m ——抗力系数,见表 13;

γ_l ——受剪连接的具体抗力系数,按表 22 确定。

表 20 抗滑移系数 μ

连接处构件接触面的处理方法	构件的钢板牌号		
	Q235 钢	Q355 或 Q390 钢	Q420 或 Q460 钢
喷硬质石英砂或铸钢棱角砂	0.45	0.45	0.45
喷丸(喷砂)	0.4	0.4	0.4

表 20 (续)

连接处构件接触面的处理方法	构件的钢板牌号		
	Q235 钢	Q355 或 Q390 钢	Q420 或 Q460 钢
喷砂(酸洗)后涂无机富锌漆	0.35	0.4	0.4
钢丝刷清浮锈或未经处理的干净轧制表面	0.3	0.35	—
钢丝刷除锈方向应与受力方向垂直。 当连接构件采用不同牌号钢材时,按相应较低强度者取值。 采用其他方法处理时,其处理工艺及抗滑移系数均需经试验确定。			

表 21 单个高强度螺栓的预拉力 P_g

单位为千牛

螺栓等级	抗拉强度 σ_b N/mm ²	屈服点 σ_s N/mm ²	螺栓公称直径 d mm						
			M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30
			螺栓有效截面积 A_t /mm ²						
			157	192	245	303	353	459	561
8.8S	≥ 800	≥ 640	70	86	110	135	158	205	250
10.9S	$\geq 1\ 000$	≥ 900	99	120	155	190	223	290	354

表 22 高强度螺栓受剪连接的具体抗力系数 γ_t

连接滑移影响	螺栓连接通孔类型			
	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
^a 符合 GB/T 5277 规定的精装配系列或中等装配系列圆通孔。 ^b 符合 GB/T 5277 规定的粗装配系列圆通孔。 ^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。 短槽孔:长度 $\leq 1.25d$, d ——螺栓公称直径,单位为毫米(mm)。 长槽孔:长度 $> 1.25d$,为减少螺栓或螺母的压力,应采用合适的垫圈。				

6.4.2.2.2.2 承拉型受拉连接

承拉型高强度螺栓连接受拉力时,接头接合面之间有分离趋势。接头设计应保证在外拉力作用下,接合面之间有一定的压紧力,不应出现分离现象,同时要求高强度螺栓不破坏。因此,在轴向受拉的连接中,单个高强度螺栓在螺杆轴向所能承受的极限设计拉力 $\lim P_t$,按式(44)和式(45)计算,取两者最小值。

根据螺栓屈服准则,单个螺栓的极限设计拉力 $\lim P_{t1}$ 按式(44)计算。

$$\lim P_{t1} = \frac{F_s / \gamma_{Rb} - P_{g \max}}{\Phi} \dots\dots\dots (44)$$

式中:

$\lim P_{t1}$ ——根据螺栓屈服准则,单个螺栓的极限设计拉力,单位为千牛(kN);
 F_s ——螺栓的屈服力, $F_s = \sigma_{sl} A_l / 1000$ (其中 σ_{sl} 、 A_l 见表21),单位为千牛(kN);
 $P_{g \max}$ ——设计的预拉力最大值,单位为千牛(kN);
 γ_{Rb} ——螺栓连接的具体抗力系数,见表18;
 Φ ——连接的刚度比例系数,参见附录C。

根据连接的间隙准则,单个螺栓的极限设计拉力 $\lim P_{t2}$ 按式(45)计算。

$$\lim P_{t2} = \frac{P_{g \min}}{\gamma_{Rb} (1 - \Phi)} \dots\dots\dots (45)$$

式中:

$\lim P_{t2}$ ——根据连接的间隙准则,单个螺栓的极限设计拉力,单位为千牛(kN);
 $P_{g \min}$ ——设计的预拉力最小值,单位为千牛(kN),见式(46);
 γ_{Rb} ——螺栓连接的具体抗力系数,见表18;
 Φ ——连接的刚度比例系数,参见附录C。

考虑预拉力的分散系数,设计预拉力最大和最小值可按式(46)计算。

$$\begin{cases} P_{g \max} = (1 + s) P_g \\ P_{g \min} = (1 - s) P_g \end{cases} \dots\dots\dots (46)$$

式中:

$P_{g \max}$ ——设计的预拉力最大值,单位为千牛(kN);
 $P_{g \min}$ ——设计的预拉力最小值,单位为千牛(kN);
 P_g ——名义预拉力,单位为千牛(kN);预紧螺栓时,采用扭矩法, P_g 取为 $0.7F_s$;采用直接拉力法, P_g 取为 $0.9F_s$,其中 F_s 见式(44);
 s ——预拉力的分散系数,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 $s = 0.09$ 。

当采用若干同型等载螺栓连接时,式(46)中计算 $P_{g \min}$ 所用到的分散系数应考虑下列情况:

- a) 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 $s \geq 0.10$;
- b) 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。

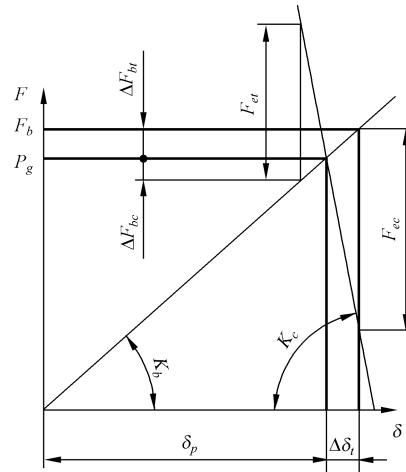
在进行螺栓的疲劳强度计算时,应计入螺栓上的附加力 ΔF_b ,见图14,并应考虑外部压力的加载途径,见图15。一般形式下,螺栓上的附加力可按式(47)计算。

$$\Delta F_b = \Phi (F_{et} + F_{ec}) \dots\dots\dots (47)$$

式中:

ΔF_b ——螺栓上的附加力,单位为千牛(kN);
 Φ ——连接的刚度比例系数,参见附录C;
 F_{et} 、 F_{ec} ——外拉力与外压力,单位为千牛(kN)。





说明：

- P_g —— 螺栓预拉力；
- δ_p —— 由于预紧引起的螺栓伸长；
- F_{et} —— 外拉力；
- F_{ec} —— 外压力；
- $\Delta\delta_t$ —— 由于外部拉力引起的附加伸长；
- F_b —— 螺栓上的拉力；
- ΔF_{bt} —— 由外拉力在螺栓上引起的附加力；
- ΔF_{bc} —— 由外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 14 力-变形图

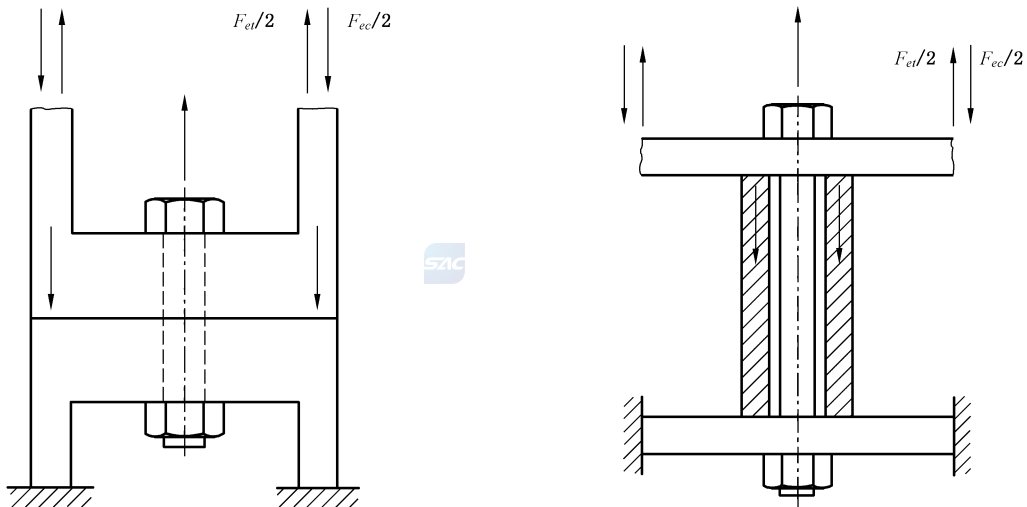


图 15 外压力的加载途径

6.4.2.2.2.3 承压型受剪力和拉力联合作用连接

承压型高强度螺栓连接,是当传递的剪力超过构件接触面间的摩擦力后发生滑移,致使螺栓杆抵住

孔壁,而通过摩擦与承压共同传力的连接。在同时承受剪力和沿螺栓轴线方向的外拉力时,每个高强度螺栓所受的力应满足式(48)的要求。

$$\left(\frac{F_t}{\lim P_t}\right)^2 + \left(\frac{F_v}{\lim P_v}\right)^2 \leq 1 \quad \dots\dots\dots(48)$$

式中:

F_t ——单个螺栓的外拉力,单位为千牛(kN);

F_v ——单个螺栓的外剪力,单位为千牛(kN);

$\lim P_v$ ——单个螺栓和单个剪切面的极限设计剪力,单位为千牛(kN), $\lim P_v = A \times \lim \tau_t$,其中 A 、 $\lim \tau_t$ 见式(41)。

6.4.2.3 销轴连接

6.4.2.3.1 通则

销轴连接应符合 6.4.1.6.1 的规定。

销轴连接应根据表 18 给定的极限设计应力分别验算销轴的剪切应力、弯曲应力及销轴的挤压承载能力。

6.4.2.3.2 剪切应力

销轴连接的剪切应力,按式(49)计算。

$$u \frac{F}{A} \leq \lim \tau_p \quad \dots\dots\dots(49)$$

式中:

F ——作用于销轴单个截面的剪力,单位为牛(N);

A ——销轴截面积,单位为平方毫米(mm^2);

u ——形状系数,对于实心销轴, $u=4/3$;对于空心销轴, $u=\frac{4}{3} \times \frac{1+i_D+i_D^2}{1+i_D^2}$;

i_D ——空心销轴内外直径之比, $i_D=d/D$;

D, d ——空心销轴外径与内径,单位为毫米(mm)。

$\lim \tau_p$ 可按表 18 进行计算。

6.4.2.3.3 正应力

销轴连接时受弯矩引起的正应力,按式(50)计算。

$$\frac{F_1(2s_1+t_1+t_3)}{2W} \leq \lim \sigma_p \text{ 且 } \frac{F_2(2s_2+t_2+t_3)}{2W} \leq \lim \sigma_p \quad \dots\dots\dots(50)$$

式中:

F_1, F_2 ——作用于销轴连接上的拉(压)力,单位为牛(N);

W ——销轴截面抗弯模量,单位为三次方毫米(mm^3);

t_1, t_2, t_3, s_1, s_2 ——被连接件的厚度与间隙(见图 16),单位为毫米(mm)。

$\lim \sigma_p$ 可按表 18 进行计算。



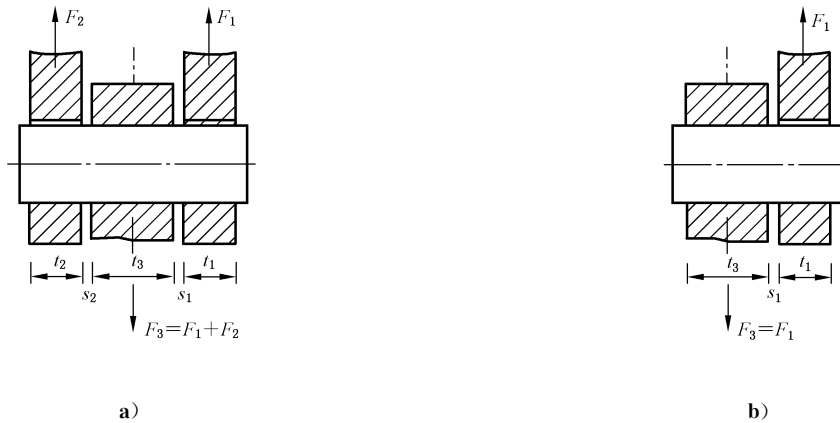


图 16 销轴连接示意图

6.4.2.3.4 承压应力

如果销轴的材料机械性能低于被连接件的材料机械性能,则按式(32)计算销轴的承压应力,公式中的承压极限设计应力改为销轴的承压极限设计应力 $\lim\sigma_{cp}$ (见表 18)。

6.4.2.3.5 复合应力

销轴连接的同一计算点上受有剪切应力和正应力,按式(24)计算。

6.4.3 钢结构节点的强度计算

6.4.3.1 基本原则

6.4.3.1.1 框架结构的梁柱连接宜采用刚接或铰接。梁柱采用半刚性连接时,应计入梁柱交角变化的影响,在内力分析时,应假定连接的弯矩-转角曲线,并在节点设计时,保证节点的构造与假定的弯矩-转角曲线符合。

6.4.3.1.2 结构的计算模型和基本假定应与构件连接的实际性能相符合。

6.4.3.1.3 钢结构节点设计应根据结构的重要性、受力特点、载荷情况和工作环境等因素选用节点形式、材料与加工工艺。

6.4.3.1.4 节点设计应满足承载力极限状态要求。

6.4.3.1.5 节点构造应符合结构计算假定,当构件在节点偏心相交时,尚应考虑局部弯矩的影响。

6.4.3.1.6 节点构造应便于制作、运输、安装、维护,防止积水、积尘,并应采取防腐措施。

6.4.3.1.7 拼接节点应保证被连接构件的连续性。

6.4.3.2 连接板节点、梁柱连接节点计算

连接板节点、梁柱连接节点按 GB 50017 的规定计算。

6.4.3.3 钢管连接节点计算

钢管连接节点按 GB 50017 的规定计算。

6.5 结构件的刚性计算

6.5.1 基本原则

6.5.1.1 在进行结构件刚性计算时,分项安全系数 γ_{pi} 取为 1。

6.5.1.2 当有实践经验或有特殊要求时,可由设计者或使用者根据不影响正常使用和观感的原则对下列规定进行适当调整,并要在提交给使用者的有关资料中说明。

6.5.1.3 计算结构或构件的变形时,可不考虑螺栓引起的截面削弱。

6.5.1.4 横向受力构件可预先起拱,起拱大小应视实际需要而定,可取构件自重和 $\frac{1}{2}$ 外载荷所产生的挠度值。当仅为改善外观条件时,构件挠度应取在构件自重和外载荷作用下的挠度计算值减去起拱值。

6.5.1.5 结构的刚性应保证机构正常使用。

6.5.2 轴心受力构件的刚性

6.5.2.1 轴心受力构件的刚性计算

刚性计算按式(51)计算。

$$\lambda \leq \lim\lambda \quad \dots\dots\dots (51)$$

式中:

λ ——结构件的长细比;

$\lim\lambda$ ——结构件的控制长细比。

结构件的控制长细比按表 23 取值。



表 23 结构件的控制长细比

构件名称		受拉构件	受压构件
主要承载结构件	立柱	180	150
	对整个结构	200	180
次要承载结构件(如支撑等)		250	200
其他结构件		350	300

6.5.2.2 结构件的长细比 λ

6.5.2.2.1 实腹式轴心受力构件的长细比 λ 按式(52)计算,分为 λ_x 、 λ_y 。

$$\begin{cases} \lambda_x = \frac{l_{cx}}{r_x} \\ \lambda_y = \frac{l_{cy}}{r_y} \end{cases} \quad \dots\dots\dots (52)$$

式中:

λ_x, λ_y ——实腹式轴心受力构件对强轴(x 轴)或弱轴(y 轴)的计算长细比;

l_{cx}, l_{cy} ——结构件对通过截面形心的强轴(x 轴)或弱轴(y 轴)的计算长度,单位为毫米(mm),其计算方法按附录 D 的 D.1;

r_x, r_y ——结构件毛截面对强轴(轴)或弱轴(轴)的回转半径,单位为毫米(mm);

$$r_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}, r_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$$

I_x, I_y ——结构件对强轴(x 轴)或弱轴(y 轴)的毛截面惯性矩,单位为四次方毫米(mm^4);

A ——结构件毛截面面积,单位为平方毫米(mm^2)。

6.5.2.2.2 等截面格构式组合构件的换算长细比 λ_h ,按表 D.4 选取。

6.5.3 构件承受自重及外载荷时的挠度容许值

6.5.3.1 受弯构件的挠度容许值见表 24。

6.5.3.2 受弯悬臂构件端部的最大下挠量不应大于 $L_1/300$, L_1 为有效悬臂长度。

6.5.3.3 压弯构件,立柱高度不大于 10 m 时,挠度容许值不应大于 $1/600$;立柱高度大于 10 m 时,挠度容许值不应大于 $L/1\ 000$ 。巷道堆垛机的立柱高度不大于 10 m 时,挠度容许值不应大于 $L/2\ 000$;立柱高度大于 10 m 时,挠度容许值不应大于 $L/1\ 500$ 。 L 为有效构件长度。

6.5.3.4 搬运器挠度容许值不应大于 $L/1\ 000$, L 为搬运器长度。

6.5.3.5 载车板挠度容许值不应大于 $L/350$, L 为载车板长度。

6.5.4 钢结构柱顶水平位移

在风载荷标准值作用下,钢结构柱顶水平位移不应大于 $H/250$, H 为柱高度。

表 24 受弯构件挠度容许值

停车设备类型	构件名称	挠度容许值
巷道堆垛	横梁、纵梁	$L/1\ 000$
垂直升降	横梁、纵梁	$L/750$
升降横移	横梁、纵梁	停车设备高度为两层时: $L/450$ 停车设备高度为三层及以上时:作为轨道, $L/700$;其他情况, $L/600$
其他	横梁、纵梁	$L/500$

注: L 为构件有效长度,单位为毫米(mm)。

6.6 结构件弹性稳定性的计算

6.6.1 轴心受压构件的整体稳定性

6.6.1.1 构件的假想长细比

当计算钢材屈服点大于 235 N/mm^2 的轴心受压构件稳定性时,需用假想长细比,对实腹式构件其值 λ_F 按式(53)计算,对格构式构件其值 λ_{hF} 按式(54)计算。

$$\lambda_F = \lambda \sqrt{\frac{\sigma_s}{235}} \dots\dots\dots (53)$$

$$\lambda_{hF} = \lambda_h \sqrt{\frac{\sigma_s}{235}} \dots\dots\dots (54)$$

式中:

λ_F ——实腹式构件的假想长细比;

λ ——按 6.5.2.2 计算的实腹式构件长细比;

σ_s ——轴心受压构件使用的大于 235 N/mm^2 的钢材屈服点,单位为牛每平方米(N/mm^2);

λ_{hF} ——格构式构件的假想长细比;

λ_h ——格构式构件的换算长细比。

6.6.1.2 实腹式轴心受压构件的整体稳定性

6.6.1.2.1 实腹式轴心受压构件整体稳定性,按式(55)计算。

$$\frac{N}{\varphi A} \leq \lim\sigma \quad \dots\dots\dots(55)$$

式中:

- N —— 构件的轴向力,单位为牛(N);
- φ —— 根据轴心受压构件的假想换算长细比 λ_{hF} 和构件的截面类别(表 25)确定的轴心受压稳定系数,有对 x 轴的 φ_x 和对 y 轴的 φ_y 之分, φ 值按附录 E 中的表 E.1~表 E.4 选取;
- A —— 结构件毛截面面积,单位为平方毫米(mm²);
- lim σ —— 拉伸、压缩、弯曲极限设计应力。

6.6.1.2.2 单面连接的单角钢受压构件一般为偏心受载,其稳定性应按压弯构件计算。若按轴心受压构件式(55)计算,则其极限设计应力应乘以下列折减系数予以降低:

- a) 等边角钢为: $0.6 + 0.0015\lambda$, 但不应大于 1.0;
- b) 短边相连的不等边角钢为: $0.5 + 0.0025\lambda$, 但不应大于 1.0;
- c) 长边相连的不等边角钢为 0.70。

对中间无联系的单角钢构件,单角钢构件长细比 λ 应按最小回转半径计算。当 $\lambda < 20$ 时,取 $\lambda = 20$;对中间有联系的单角钢构件, λ 应按平行于角钢联系边的形心轴计算。

6.6.1.3 格构式轴心受压构件的整体稳定性

6.6.1.3.1 整体稳定性按式(55)计算。但要用假想换算长细比 λ_{hF} 选取轴压稳定系数 φ 。

6.6.1.3.2 腹杆内力由构件横截面的剪力 Q 确定,Q 按式(56)计算。

$$Q = \frac{N}{85\varphi} \sqrt{\frac{\sigma_s}{235}} \quad \dots\dots\dots(56)$$

式中:

- Q —— 格构式构件横截面的剪力,单位为牛(N);
- A —— 结构件毛截面面积,单位为平方毫米(mm²);
- σ_s —— 轴心受压构件使用的大于 235 N/mm² 的钢材屈服点,单位为牛每平方米(N/mm²);
- N —— 构件的轴向力,单位为牛(N);
- φ —— 根据轴心受压构件的假想换算长细比 λ_{hF} 和构件的截面类别(表 25)确定的轴心受压稳定系数,有对 x 轴的 φ_x 和对 y 轴的 φ_y 之分。 φ 值按附录 E 中的表 E.1~表 E.4 选取。

表 25 轴心受压构件的截面类别

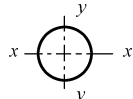
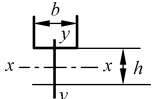
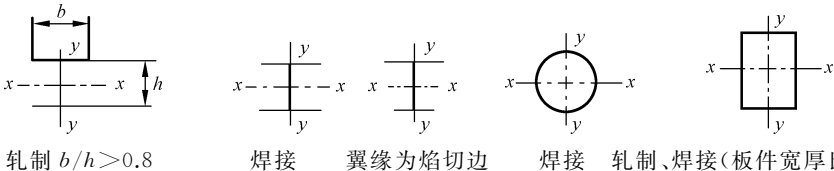
截面分类		对 x 轴	对 y 轴
		a 类	a 类
		a 类	b 类
		b 类	b 类
		板厚 $t < 40$ mm	

表 25 (续)

截面分类		对 x 轴	对 y 轴
		b 类	b 类
		板厚 $t < 40$ mm	
		b 类	c 类
		c 类	c 类
	$40 \text{ mm} \leq t < 80 \text{ mm}$	b 类	c 类
	$t \geq 80 \text{ mm}$	c 类	d 类
	翼缘为焰切边	b 类	b 类
	翼缘为轧制或剪切边	c 类	d 类
	板件宽厚比 > 20	b 类	b 类
	板件宽厚比 ≤ 20	c 类	c 类

6.6.2 受弯构件的整体稳定性

6.6.2.1 受弯构件的整体稳定性,是指其抗侧向整体弯扭屈曲的稳定性。

6.6.2.2 凡符合下列情况之一的受弯构件,不必验算其整体稳定性:

- a) 有刚性较强的走台和铺板与受弯构件的受压翼缘牢固相连,能阻止受压翼缘侧向位移时;
- b) 箱形截面受弯构件的截面高度 h 与两腹板外侧之间的翼缘板宽度 b 的比值 $h/b \leq 3$ 或 $h/b \leq 6$

且 $l/b \leq 95 \sqrt{\frac{235}{\sigma_s}}$, 或构件截面足以保证其侧向刚性(如为空间桁架)时;

c) 两端简支且端部支承不能扭转的等截面轧制 H 型钢或焊接工字形截面的受弯构件, 其受压翼缘的侧向支承间距 l (无侧向支承点者, 则为构件的跨距) 与其受压翼缘的宽度 b 之比满足以下条件:

1) 无侧向支承且载荷作用在受压翼缘上时, $l/b \leq 13 \sqrt{235/\sigma_s}$;

2) 无侧向支承且载荷作用在受拉翼缘上时, $l/b \leq 20 \sqrt{235/\sigma_s}$;

3) 跨中受压翼缘有侧向支承时, $l/b \leq 16 \sqrt{235/\sigma_s}$ 。

6.6.2.3 不符合 6.6.2.2 情况的受弯构件的整体稳定性按以下方法计算:

a) 在最大刚度平面内受弯的构件, 按式(57)计算。

$$\frac{M_x}{\varphi_b W_x} \leq \lim \sigma \quad \dots\dots\dots (57)$$

式中:

M_x ——绕构件强轴(x 轴)作用的最大弯矩, 单位为牛毫米($N \cdot mm$);

φ_b ——绕构件强轴弯曲所确定的受弯构件侧向屈曲稳定系数, 按附录 F 确定;

W_x ——按构件受压最大纤维确定的毛截面抗弯模量, 单位为三次方毫米(mm^3)。

$\lim \sigma$ 可按表 15 进行计算。

b) 在两个互相垂直的平面内都受弯的轧制 H 型钢或焊接工字形截面构件, 按式(58)计算。

$$\frac{M_x}{\varphi_b W_x} + \frac{M_y}{W_y} \leq \lim \sigma \quad \dots\dots\dots (58)$$

式中:

M_x, M_y ——构件计算截面对强轴(x 轴)或对弱轴(y 轴)的弯矩, 单位为牛毫米($N \cdot mm$);

W_x, W_y ——构件计算截面对强轴(x 轴)或对弱轴(y 轴)的抗弯模量, 单位为三次方毫米(mm^3)。

$\lim \sigma$ 可按表 15 进行计算。

6.6.3 压弯构件的整体稳定性

6.6.3.1 压弯构件整体稳定性计算

6.6.3.1.1 双向压弯构件的整体弯曲屈曲稳定性计算的简便方法。

当 $N/N_{Ei} < 0.1$ ($i = x, y$) 时, 按式(59)计算。

$$\frac{N}{\varphi A} + \frac{M_x}{W_x} + \frac{M_y}{W_y} \leq \lim \sigma \quad \dots\dots\dots (59)$$

式中:

N ——作用在构件上的轴向力, 单位为牛(N);

φ ——根据构件结构型式确定的假想长细比 λ_F 或 λ_{hF} 按附录 E 中的表 E.1~表 E.4 查取;

A ——结构件毛截面面积, 单位为平方毫米(mm^2);

M_x, M_y ——构件计算截面对强轴(x 轴)或对弱轴(y 轴)的弯矩, 单位为牛毫米($N \cdot mm$);

W_x, W_y ——构件计算截面对强轴(x 轴)或对弱轴(y 轴)的抗弯模量, 单位为三次方毫米(mm^3)。

当 $N/N_{Ei} \geq 0.1$ ($i = x, y$) 时, 按式(60)计算。

$$\frac{N}{\psi \varphi A} + \left(\frac{1}{1 - N/N_{Ex}} \right) \frac{M_x}{W_x} + \left(\frac{1}{1 - N/N_{Ey}} \right) \frac{M_y}{W_y} \leq \lim \sigma \quad \dots\dots\dots (60)$$

式中:

N ——作用在构件上的轴向力, 单位为牛(N);

- $\psi\varphi$ ——轴心受压稳定系数 φ 与其修正系数 ψ 的乘积,有 $\psi_x\varphi_x$ 和 $\psi_y\varphi_y$ 之分,取其中的小值;
- φ ——根据轴心受压构件的假想换算长细比 λ_{hF} 和构件的截面类别(表 25)确定的轴心受压稳定系数,有对 x 轴的 φ_x 和对 y 轴的 φ_y 之分; φ 值按表 E.1~表 E.4 选取;
- ψ ——轴心受压稳定系数的修正系数,有 ψ_x 和 ψ_y 之分,按式(61)计算;

$$\begin{cases} \psi_x = \frac{N_{Ex} - N}{N_{Ex} - \varphi_x [\sigma_s A (1 - \varphi_x) + N]} \\ \psi_y = \frac{N_{Ey} - N}{N_{Ey} - \varphi_y [\sigma_s A (1 - \varphi_y) + N]} \end{cases} \dots\dots\dots (61)$$

- σ_s ——轴心受压构件使用的大于 235 N/mm² 的钢材屈服点,单位为牛每平方米(N/mm²);
- A ——结构件毛截面面积,单位为平方毫米(mm²);
- M_x, M_y ——构件计算截面对强轴(x 轴)或对弱轴(y 轴)的弯矩,单位为牛毫米(N·mm);
- W_x, W_y ——构件计算截面对强轴(x 轴)或对弱轴(y 轴)的抗弯模量,单位为三次方毫米(mm³);
- N_{Ex}, N_{Ey} ——对 x 轴或对 y 轴的名义欧拉临界力,单位为牛(N);

$$N_{Ex} = \frac{\pi^2 EA}{\lambda_x^2}, N_{Ey} = \frac{\pi^2 EA}{\lambda_y^2}$$

- E ——钢材的弹性模数,取 $E = 2.06 \times 10^5$,单位为牛每平方米(N/mm²);
- λ_x, λ_y ——构件对强轴(x 轴)和弱轴(y 轴)的计算长细比(格构式构件改用 $\lambda_{hx}, \lambda_{hy}$),见 6.5.2.2 和 6.6.1.1。

$\lim\sigma$ 可按表 15 进行计算。

6.6.3.1.2 单向压弯构件的整体弯扭屈曲稳定性计算,可按式(62)计算。

$$\frac{N}{\psi\varphi A} + \left[\frac{1}{1 - \frac{N}{N_{Ex}}} \right] \frac{M_x}{\varphi_b W_x} \leq \lim\sigma \dots\dots\dots (62)$$

式中:

φ_b ——构件侧向屈曲稳定系数,见附录 F。

其他符号同式(59)和式(60)。

当 $N/N_{Ei} < 0.1 (i = x, y)$ 时,则可不计增大系数 $\left[\frac{1}{1 - \frac{N}{N_{Ei}}} \right]$ (即令其为 1.0)。

6.6.3.2 压弯构件整体稳定性计算的其他方法

如果用户有要求或设计者认为确有必要用更详细的方法进行压弯构件稳定性的计算,可参见附录 G 所介绍的方法,或采用积分法或逐步逼近法等方法对构件在压弯联合作用下产生的变形进行精确的计算。

6.7 板件和壳体抗屈曲的计算

6.7.1 板的局部稳定性计算

6.7.1.1 压缩应力 σ_1 、剪切应力 τ 和局部压应力 σ_m 分别作用时板的临界应力

临界应力按式(63)~式(65)计算。

$$\sigma_{i,cr} = \chi K_\sigma \sigma_E \dots\dots\dots (63)$$

$$\tau_{i,cr} = \chi K_\tau \sigma_E \dots\dots\dots (64)$$

$$\sigma_{i,mcr} = \lambda K_m \sigma_E \dots\dots\dots (65)$$

式中:

- $\sigma_{i,1cr}$ ——临界压缩应力,单位为牛每平方米(N/mm²);
- $\tau_{i,cr}$ ——临界剪切应力,单位为牛每平方米(N/mm²);
- $\sigma_{i,mcr}$ ——临界局部压应力,单位为牛每平方米(N/mm²);
- λ ——板边弹性嵌固系数,弯曲应力作用时,对受压翼缘扭转无约束的单腹板工字梁的腹板,可取 $\lambda=1.38$;对受压翼缘扭转有约束的工字梁和箱形截面梁的腹板,可取 $\lambda=1.64$;剪切应力作用时,对上述梁的腹板均可取 $\lambda=1.23$;对其他板和板区格,应参考专门文献加以确定,宜取 $\lambda=1$;
- K_σ, K_τ, K_m ——四边简支板的屈曲系数,取决于板的边长比 $\alpha=a/b$ 和板边载荷(应力)情况,用加劲肋分隔的局部区格板的屈曲系数按附录 H 的表 H.1 计算,包括加劲肋在内的带肋板的屈曲系数按表 H.2 计算;
- σ_E ——四边简支单向均匀受压板的欧拉应力,单位为牛每平方米(N/mm²);

$$\sigma_E = \frac{\pi^2 E}{12(1-\mu^2)} \left(\frac{t}{b}\right)^2 = 18.62 \left(\frac{100t}{b}\right)^2$$
- E ——钢材的弹性模数,取 $E=2.06 \times 10^5$,单位为牛每平方米(N/mm²);
- μ ——泊松比($\mu=0.3$);
- t ——板厚,单位为毫米(mm);
- b ——区格宽度或板的总宽(高)度,单位为毫米(mm)。

当按式(63)、式(65)算出的临界应力或按式(64)算出的临界应力乘以 $\sqrt{3}$ 的值超过 $0.8\sigma_s$ 时,则应参照式(67)求得相应的折减临界应力,用它来替换原超过 $0.8\sigma_s$ 的临界应力。

当加劲肋的构造尺寸符合 6.7.1.5 的规定时,只需按局部区格计算稳定性,否则应同时计算局部区格板和带肋板体两种情况的稳定性。

6.7.1.2 压缩应力 σ_1 、剪切应力 τ 和局部压应力 σ_m 同时作用时板的临界复合应力

临界复合应力按式(66)计算。

$$\sigma_{i,ccr} = \frac{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_m^2 - \sigma_1 \sigma_m + 3\tau^2}}{\frac{1+\psi}{4} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{i,1cr}}\right) + \sqrt{\left[\frac{3-\psi}{4} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{i,1cr}}\right) + \frac{\sigma_m}{\sigma_{i,mcr}}\right]^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{i,cr}}\right)^2}} \dots\dots\dots (66)$$

式中:

- $\sigma_{i,ccr}$ ——压缩应力 σ_1 、剪切应力 τ 和局部压应力 σ_m 同时作用时板的临界复合应力,单位为牛每平方米(N/mm²);
- $\sigma_{i,1cr}, \tau_{i,cr}, \sigma_{i,mcr}$ ——分别由式(63)、式(64)和式(65)直接求得的临界应力值;
- ψ ——板边两端应力比, $\psi=\sigma_2/\sigma_1$,见附录 H。

特殊情况: $\tau=0, \sigma_m=0$ 时: $\sigma_{i,ccr} = \sigma_{i,1cr}$;

$$\sigma_1=0, \sigma_m=0 \text{ 时: } \sigma_{i,ccr} = \sqrt{3} \tau_{i,cr};$$

$$\tau=0, \sigma_1=0 \text{ 时: } \sigma_{i,ccr} = \sigma_{i,mcr} \circ$$

当局部压应力作用于板的受拉边缘时, σ_1 与 σ_m 不相关,可分别取 $\sigma_m=0$ 以及 $\sigma_1=0$ 进行计算。当临界复合应力 $\sigma_{i,ccr}$ (含特殊情况)超过 $0.8\sigma_s$ 时,应按式(67)求得相应的折减临界应力 σ_{cr} ,并用折减临界应力 σ_{cr} 替换超过 $0.8\sigma_s$ 的临界复合应力 $\sigma_{i,ccr}$ 。

$$\sigma_{cr} = \sigma_s \left(1 - \frac{1}{1 + 6.25m^2}\right) = \sigma_s \rho \dots\dots\dots (67)$$

式中:

- σ_{cr} ——折减临界应力,单位为牛每平方米(N/mm²);
- σ_s ——钢材的屈服点,单位为牛每平方米(N/mm²);
- m ——大于 $0.8\sigma_s$ 的临界复合应力(含特殊情况)与钢材的屈服点之比值, $m = \sigma_{i,ccr} / \sigma_s$;
- ρ ——系数,可由表 26 查得。

表 26 m - ρ 表

m	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.9	2.0	2.1	2.3	2.5
ρ	0.80	0.84	0.86	0.88	0.90	0.91	0.93	0.93	0.94	0.96	0.96	0.97	0.97	0.98

6.7.1.3 板的局部稳定性极限设计应力和板的局部稳定性计算

6.7.1.3.1 板的局部稳定性极限设计应力 $\lim\sigma_{cr}$

当 $\sigma_{i,ccr} \leq 0.8\sigma_s$ 时,按式(68)计算;当 $\sigma_{i,ccr} > 0.8\sigma_s$ 时,按式(69)计算。

$$\lim\sigma_{cr} = \frac{\sigma_{i,ccr}}{\gamma_m} \dots\dots\dots(68)$$

$$\lim\sigma_{cr} = \frac{\sigma_{cr}}{\gamma_m} \dots\dots\dots(69)$$

式中:

- $\lim\sigma_{cr}$ ——板的局部稳定性极限设计应力,单位为牛每平方米(N/mm²);
- $\sigma_{i,ccr}$ ——压缩应力 σ_1 、剪切应力 τ 和局部压应力 σ_m 同时作用时板的临界复合应力,单位为牛每平方米(N/mm²);
- σ_{cr} ——折减临界应力,单位为牛每平方米(N/mm²);
- γ_m ——抗力系数。

6.7.1.3.2 板的局部稳定性计算

板的局部稳定性按式(70)计算。

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_m^2 - \sigma_1\sigma_m + 3\tau^2} \leq \lim\sigma_{cr} \dots\dots\dots(70)$$

式中:

- σ_1 ——板的计算点上的压缩正应力,单位为牛每平方米(N/mm²);
- σ_m ——板的计算点上的局部压应力,单位为牛每平方米(N/mm²);
- τ ——板的计算点上的剪切应力,单位为牛每平方米(N/mm²);
- $\lim\sigma_{cr}$ ——板的局部稳定性极限设计应力,单位为牛每平方米(N/mm²)。

6.7.1.4 均匀受压翼缘板不必验算局部稳定性的条件

若工字形截面构件的受压翼缘板自由外伸宽度与其厚度之比不大于 $15\sqrt{\frac{235}{\sigma_s}}$ 时,或箱形构件两腹板之间的,或满足 6.7.1.5 要求的纵向加劲肋之间的受压翼缘板宽度与厚度之比不大于 $60\sqrt{\frac{235}{\sigma_s}}$ 时,且板中计算压缩应力不大于 $0.8\lim\sigma$ 时,可不必验算其受压翼缘板的局部稳定性。

6.7.1.5 加劲肋的构造尺寸要求

加劲肋的构造尺寸要求按 GB/T 3811—2008 中 5.7.1.5 的规定。

6.7.2 圆柱壳的局部稳定性

6.7.2.1 总则

受轴压或压弯联合作用的薄壁圆柱壳体,当壳体壁厚与壳体中面半径之比 $\frac{t}{R} \leq \frac{25\sigma_s}{E}$ 时,应计算其局部稳定性。

6.7.2.2 圆柱壳体受轴压或压弯作用时的临界应力

圆柱壳体受轴压或压弯作用时的临界应力按式(71)计算。

$$\sigma_{c,cr} = 0.2 \frac{Et}{R} \dots\dots\dots (71)$$

式中:

$\sigma_{c,cr}$ ——圆柱壳体受轴压或压弯作用时的临界应力(已考虑圆柱壳直径制造误差不超过 $t/2$),单位为牛每平方米(N/mm^2);

E ——钢材的弹性模数,取 $E = 2.06 \times 10^5$,单位为牛每平方米(N/mm^2);

t ——圆柱壳体的壁厚,单位为毫米(mm);

R ——圆柱壳体的中面半径,单位为毫米(mm)。

当按式(71)算得的临界应力超过 $0.8\sigma_s$ 时,应按式(67)进行折减。

6.7.2.3 受轴压或压弯作用的薄壁圆柱壳体的局部稳定性计算

受轴压或压弯作用的薄壁圆柱壳体的局部稳定性按式(72)计算。

$$\frac{N}{A} + \frac{M}{W} \leq \frac{\sigma_{c,cr}}{\gamma_m} \dots\dots\dots (72)$$

式中:

N ——作用在构件上的轴向力,单位为牛(N);

A ——圆柱壳体的截面面积(壳体上有孔洞者则按净截面面积计算),单位为平方毫米(mm^2);

M ——弯矩,单位为牛毫米($N \cdot mm$);

W ——圆柱壳体的截面抗弯模量(壳体上有孔洞者则按净截面抗弯模量计算),单位为三次方毫米(mm^3);

$\sigma_{c,cr}$ ——圆柱壳体受轴压或压弯作用时的临界应力(已考虑圆柱壳直径制造误差不超过 $t/2$),单位为牛每平方米(N/mm^2);

γ_m ——抗力系数。

6.7.2.4 加劲环

圆柱壳两端应设置加劲环或设置起相应作用的结构件;当壳体长度大于 $10R$ 时,还需设置中间加劲环,其间距不大于 $10R$ 。加劲环的截面惯性矩 I_{s4} 应满足式(73)的要求。

$$I_{s4} \geq \frac{Rt^3}{2} \sqrt{\frac{R}{t}} \dots\dots\dots (73)$$

式中:

I_{s4} ——圆柱壳体加劲环的截面惯性矩,单位为四次方毫米(mm^4);

R ——圆柱壳体的中面半径,单位为毫米(mm);

t ——圆柱壳体的壁厚,单位为毫米(mm)。

当加劲环是对壳体中面内外成对配置时,其截面惯性矩按壳体中面母线为轴线进行计算;单侧配置

时,按图 17 所示的组合截面形心轴 Z—Z 及式(74)计算。

$$I_{s4} = I_1 + I_2 + A_1 e_1^2 + A_2 e_2^2 \quad \dots\dots\dots (74)$$

式中:

- I_{s4} ——圆柱壳体加劲环的截面惯性矩,单位为四次方毫米(mm^4);
- I_1 ——圆柱壳壁的计算截面惯性矩,单位为四次方毫米(mm^4);
- I_2 ——加劲环截面的惯性矩,单位为四次方毫米(mm^4);
- A_1 ——圆柱壳壁的计算面积,单位为平方毫米(mm^2);
- e_1 ——圆柱壳壁的计算截面形心轴至组合截面 Z—Z 形心轴的距离,单位为毫米(mm);
- A_2 ——加劲环的截面面积,单位为平方毫米(mm^2);
- e_2 ——加劲环的截面面积形心轴至组合截面 Z—Z 形心轴的距离,单位为毫米(mm)。

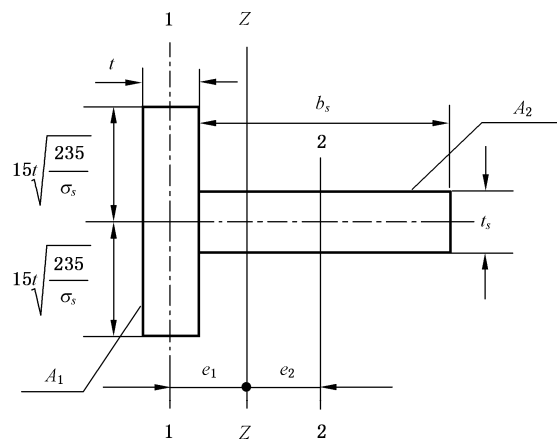


图 17 有效壳体与加劲环的组合截面计算图

6.8 结构的疲劳强度计算

6.8.1 概述

直接承受动力载荷重复作用的结构构件及其连接,应进行疲劳计算。

结构件及其连接的抗疲劳能力(疲劳极限强度),取决于构件的材料种类、应力变化情况及构件连接的应力集中等级等。对结构疲劳强度计算,常用应力比法和应力幅法,本标准采用应力幅法。本标准中的疲劳计算应力是指名义应力,即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。疲劳强度计算的载荷按 5.3.3.1 规定的载荷组合 A 中的工况确定,载荷分项安全系数取为 1,疲劳极限设计应力按 6.8.3 确定。

疲劳极限设计应力中的特征疲劳强度受到下列因素的影响,附录 I 给出了这些影响的具体效果:

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

除上述列出的几何应力集中影响(整体应力集中除外)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。

6.8.2 构件(或连接)的应力幅

对于焊缝连接的构件,构件(或连接)在一次应力循环中的应力幅按式(75)和式(76)计算。对于非等幅循环情况,应力幅是通过雨流计数法或蓄水池循环计数法统计而得到。焊缝应力 σ_{\max} 、 σ_{\min} 按6.4.2.1计算。

$$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \quad \dots\dots\dots(75)$$

$$\Delta\tau = \tau_{\max} - \tau_{\min} \quad \dots\dots\dots(76)$$

式中:

$\Delta\sigma$ ——正应力幅,单位为牛每平方米(N/mm²);

σ_{\max} ——应力循环中的最大应力,拉为正,压为负,单位为牛每平方米(N/mm²);

σ_{\min} ——应力循环中的最小应力,拉为正,压为负,单位为牛每平方米(N/mm²);

$\Delta\tau$ ——剪切应力幅,单位为牛每平方米(N/mm²);

τ_{\max} ——应力循环中的最大剪切应力,拉为正,压为负,单位为牛每平方米(N/mm²);

τ_{\min} ——应力循环中的最小剪切应力,拉为正,压为负,单位为牛每平方米(N/mm²)。

对于加热消除应力或非焊接构件,如果 $\sigma_{\min} < 0$ ($\tau_{\min} < 0$),按式(77)和式(78)计算。

$$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - 0.6\sigma_{\min} \quad \dots\dots\dots(77)$$

$$\Delta\tau = \tau_{\max} - 0.6\tau_{\min} \quad \dots\dots\dots(78)$$

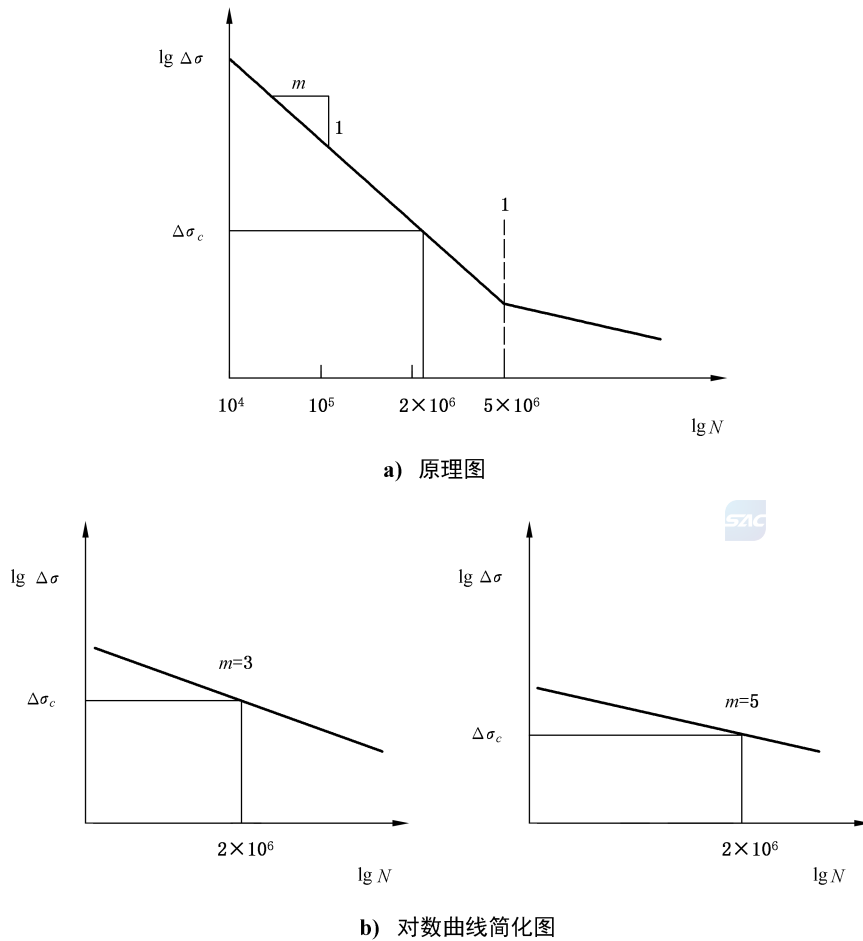
6.8.3 疲劳极限设计应力幅

6.8.3.1 特征疲劳强度

一个构造细节的疲劳极限设计应力的疲劳特征,用特征疲劳强度 $\Delta\sigma_c$ 来表示。特征疲劳强度 $\Delta\sigma_c$ 是在等幅循环应力下,循环次数为 2×10^6 次,可靠性概率为 $P_S = 97.7\%$ 时的疲劳强度,如图18所示,见附录I。

附录I给出了构件母材、非焊接连接和焊接连接的特征疲劳强度 $\Delta\sigma_c$ 与 $\Delta\tau_c$,及 $\Delta\sigma-N$ 曲线的斜率常数 m 。对于剪切应力,由 $\Delta\tau_c$ 替代 $\Delta\sigma_c$ 。附录I中的特征疲劳强度适用于所给定的基本条件,对于偏离条件的,应在基本条件下的特征疲劳强度基础上,按表I.1~表I.3的规定,向上(+1NC,+2NC,…)选择对应的切口效应级别以提高特征疲劳强度,或者向下(-1NC,-2NC,…)选择对应的切口效应级别以降低特征疲劳强度。对于多种偏离条件情况,应对多种偏离条件采取叠加方式选择对应的特征疲劳强度。在附录J表中的第一列,给出了按切口级别顺序排列的、公比为1.125的 $\Delta\sigma_c$ 值。





说明：

- 1 —— 等幅循环应力下的曲线；
- m —— 曲线斜率常数，曲线斜率为 $-1/m$ 。

图 18 $\Delta\sigma$ - N 曲线与 $\Delta\sigma_c$ 示意图

6.8.3.2 对焊缝质量的要求

6.8.3.2.1 对于焊接连接，特征疲劳强度与焊缝质量等级相关。焊缝质量等级应符合 GB/T 19418 中的 B、C、D 级，不应低于 D 级。

6.8.3.2.2 本标准可使用增设的质量等级 B*，该质量等级 B*，除满足质量等级 B 外，还应采用 100% NDT(无损检测)中的合适方法对焊缝全长进行检查，并确保焊缝满足下列质量要求：

- a) 对于对接焊缝：
 - 1) 充分熔透无初始(起始和终止)点；
 - 2) 双面机械加工或沿应力方向打磨至与钢板表面平齐；
 - 3) 用打磨、钨极惰性气体保护焊(TIG)或等离子焊重熔、尖头锤敲击等方法，对焊趾进行后处理，消除全部咬边和夹渣；
 - 4) 接头板偏心距小于两板中较大板厚的 5%；
 - 5) 焊缝凹面长度的总和小于焊缝总长度的 5%。
- b) 对于平行和搭接接头(例如用角焊缝)：
 - 1) 焊缝到钢板表面的过渡角不应超过 25° ；

- 2) 用打磨、钨极惰性气体保护焊(TIG)或等离子焊重熔、尖头锤敲击等方法,对焊趾进行后处理,消除全部咬边和夹渣。
- c) 对于其他类型焊缝:
- 1) 充分熔透焊;
 - 2) 焊缝到钢板表面的过渡角不应超过 25°;
 - 3) 用打磨、钨极惰性气体保护焊(TIG)或等离子焊重熔、尖头锤敲击等方法,对焊趾进行后处理;
 - 4) 偏心距小于两板中较大板厚的 10%。

若为提高疲劳强度,采用钨极惰性气体保护焊对焊接接头的潜在裂纹初发区域进行焊后处理,则对任何接头形式,可将焊缝质量由设计要求的 C 级提高到 B 级。

6.8.3.3 对疲劳试验的要求

焊接结构中,由于残余应力的存在,平均应力对疲劳极限设计应力影响较小,故在计算时忽略其影响。但对于需要考虑平均应力影响和附录 I 未给出的构造细节的疲劳极限设计应力,可采取疲劳试验方式来获得。对疲劳试验要求如下:

- 试样应按实际尺寸(1:1)体现构造细节,例如材料厚度、几何形状、焊缝和载荷;
- 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;
- 对每一应力幅等级应至少进行 7 次试验。

确定曲线斜率常数 m 和特征疲劳强度 $\Delta\sigma_c$ 的要求如下:

- a) $\Delta\sigma_c$ 应由基于平均值减去在 lg-lg 对数坐标表示法中两个标准离差的循环次数来确定;
- b) 应至少进行一个应力幅级别的疲劳试验,该应力幅级别对应的发生疲劳破坏时的平均应力循环次数在 $1 \times 10^4 \sim 5 \times 10^5$;
- c) 应至少进行一个应力幅级别的疲劳试验,该应力幅级别对应的发生疲劳破坏时的平均循环次数在 $1 \times 10^6 \sim 2.5 \times 10^6$ 。

确定 m 和 $\Delta\sigma_c$ 的简化方法如下:

- 应设曲线斜率常数 $m=3$;
- 应至少进行一个应力幅级别的疲劳试验,该应力幅级别对应的发生疲劳破坏时的平均循环次数在以 1×10^5 以内。

6.8.3.4 疲劳极限设计应力幅

疲劳极限设计应力幅按式(79)和式(80)计算。

$$\Delta\sigma_{Rd} = \frac{\Delta\sigma_c}{\gamma_{mf} \times \sqrt[m]{S_m}} \quad \dots\dots\dots(79)$$

$$\Delta\tau_{Rd} = \frac{\Delta\tau_c}{\gamma_{mf} \times \sqrt[m]{S_m}} \quad \dots\dots\dots(80)$$

式中:

- $\Delta\sigma_{Rd}$ ——疲劳极限设计应力幅,单位为牛每平方米(N/mm²);
- $\Delta\sigma_c$ ——特征疲劳强度,见附录 I,单位为牛每平方米(N/mm²);
- $\Delta\tau_{Rd}$ ——疲劳剪切极限设计应力幅,单位为牛每平方米(N/mm²);
- $\Delta\tau_c$ ——特征疲劳剪切强度,见附录 I,单位为牛每平方米(N/mm²);
- γ_{mf} ——疲劳强度抗力系数,见表 27;
- m ——曲线斜率常数,见附录 I;

s_m ——应力历程参数,见 6.8.4。

表 27 疲劳强度抗力系数

可接近性	失效-安全构件	失效-非安全构件	
		对人员无危险	对人员有危险
易接近的接头细节	1.0	1.10	1.20
难接近的接头细节	1.05	1.15	1.25
<p>注 1: 失效-安全构件是指那些失效后果较小的构件,例如某一构件的局部失效不会导致整个结构失效或载荷坠落。</p> <p>注 2: 失效-非安全构件是指结构中某一构件的失效将会迅速导致整个结构失效或载荷坠落。</p>			

对于 $\gamma_{mf} = 1.25, m = 3$ 时不同应力历程级别 S 和特征疲劳强度 $\Delta\sigma_c$ 确定的疲劳极限设计应力幅 $\Delta\sigma_{Rd}$ 见附录 J。

如果曲线斜率常数 $m \neq 3$, 则疲劳极限设计应力幅可根据 $m = 3$ 时的疲劳极限设计应力幅按式 (81) 进行转换计算。对于疲劳剪切极限设计应力幅, 由 $\Delta\tau_{Rd}, \Delta\tau_{Rd,1}, \Delta\tau_c$ 分别替代 $\Delta\sigma_{Rd}, \Delta\sigma_{Rd,1}, \Delta\sigma_c$ 。

$$\Delta\sigma_{Rd} = \Delta\sigma_{Rd,1} \times k^* \quad \dots\dots\dots (81)$$

$$\Delta\sigma_{Rd,1} = \frac{\Delta\sigma_c}{\gamma_{mf} \times \sqrt{s_3}} \quad \dots\dots\dots (82)$$

$$k^* = \sqrt{\frac{k_3}{k_m}} \geq 1 \quad \dots\dots\dots (83)$$

式中:

- $\Delta\sigma_{Rd}$ ——曲线斜率常数 $m \neq 3$ 时的疲劳极限设计应力幅,单位为牛每平方米(N/mm²);
 - $\Delta\sigma_{Rd,1}$ ——曲线斜率常数 $m = 3$ 时的疲劳极限设计应力幅($k^* = 1$),单位为牛每平方米(N/mm²);
 - k^* ——应力谱比例系数;
 - $\Delta\sigma_c$ ——特征疲劳强度,见附录 I,单位为牛每平方米(N/mm²);
 - m ——曲线斜率常数,见附录 I;
 - s_3, k_3 ——曲线斜率常数 $m = 3$ 时的应力历程参数和应力谱系数,见 6.8.4;
 - s_m, k_m ——曲线斜率常数 $m \neq 3$ 时的应力历程参数和应力谱系数,见 6.8.4。
- k_3, k_m 应基于由于计算或模拟得到的同一应力历程。

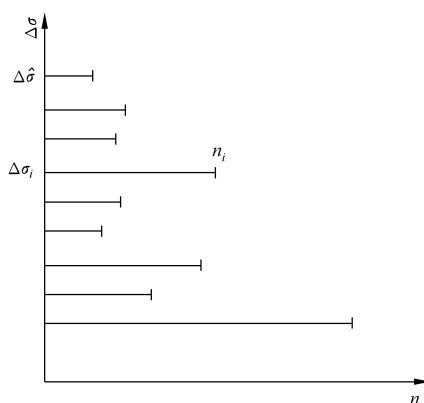
对于 $\gamma_{mf} = 1.25, m = 5$ 时不同应力历程级别 S 和特征疲劳强度 $\Delta\sigma_c$ 确定的疲劳极限设计应力幅 $\Delta\sigma_{Rd}$ 见附录 J。

6.8.4 应力历程参数 S_m 与级别 S

6.8.4.1 应力历程

一般而言,应力历程是指应力随时间变化的历程。应力历程是对疲劳有显著影响的所有应力变化的数值表示,它利用金属疲劳的既有规则,将大量的大小变化的应力循环压缩为一个或两个参数。对于所选定的停车设备机械零部件或构件进行疲劳强度计算时,应确定具体工作条件下的应力历程。应力历程可通过试验确定,还可通过弹性动力学或刚体动力学模拟确定。

通过应力历程可获得总的应力循环次数。对于非等幅循环情况,不同应力幅下的应力循环次数可通过迟滞回线计数法(雨流计数法或蓄水池循环计数法)来统计。在 6.8 的疲劳强度计算中,忽略平均应力影响,将应力历程表示为不同应力幅对应的循环次数的单参数形式,如图 19 所示。



说明:

$\Delta\hat{\sigma}$ ——最大应力幅;

$\Delta\sigma_i, n_i$ ——应力幅 $\Delta\sigma_i$ 统计的应力循环次数 n_i ;

n ——应力循环次数。

图 19 应力历程的单参数表示(不同应力幅下的应力循环次数统计)

6.8.4.2 应力历程参数 s_m

应力历程参数 s_m 表征应力幅的频次与强度,根据应力历程单参数表示法,在停车设备设计寿命期内,应力历程参数 s_m 按式(84)计算。

$$s_m = \nu \times k_m \quad \dots\dots\dots (84)$$

$$k_m = \sum_i \left(\frac{\Delta\sigma_i}{\Delta\hat{\sigma}} \right)^m \times \frac{n_i}{N_t} \quad \dots\dots\dots (85)$$

$$\nu = \frac{N_t}{N_{ref}} \quad \dots\dots\dots (86)$$

式中:

s_m ——应力历程参数;

ν ——发生的总应力循环次数与参考循环次数的比例;

k_m ——基于 m 的应力谱系数;

$\Delta\sigma_i$ ——应力幅 i , 见 6.8.2 与图 19;

$\Delta\hat{\sigma}$ ——最大应力幅, 见 6.8.2 与图 19;

n_i ——应力幅 $\Delta\sigma_i$ 对应的应力循环次数, 见图 19;

N_t ——停车设备设计寿命期内应力幅出现的总次数, $N_t = \sum_i n_i$;

N_{ref} ——与特征疲劳强度 $\Delta\sigma_c$ 相对应的循环次数, $N_{ref} = 2 \times 10^6$, 见图 18;

m ——曲线斜率常数, 见附录 I。

6.8.4.3 应力历程级别 S

应力历程级别 S 是对应力历程参数 s_m 的级别划分, 表 28 给出了 $m=3$ 时的应力历程参数 s_m 的 S 级别划分, 分级图见图 20。

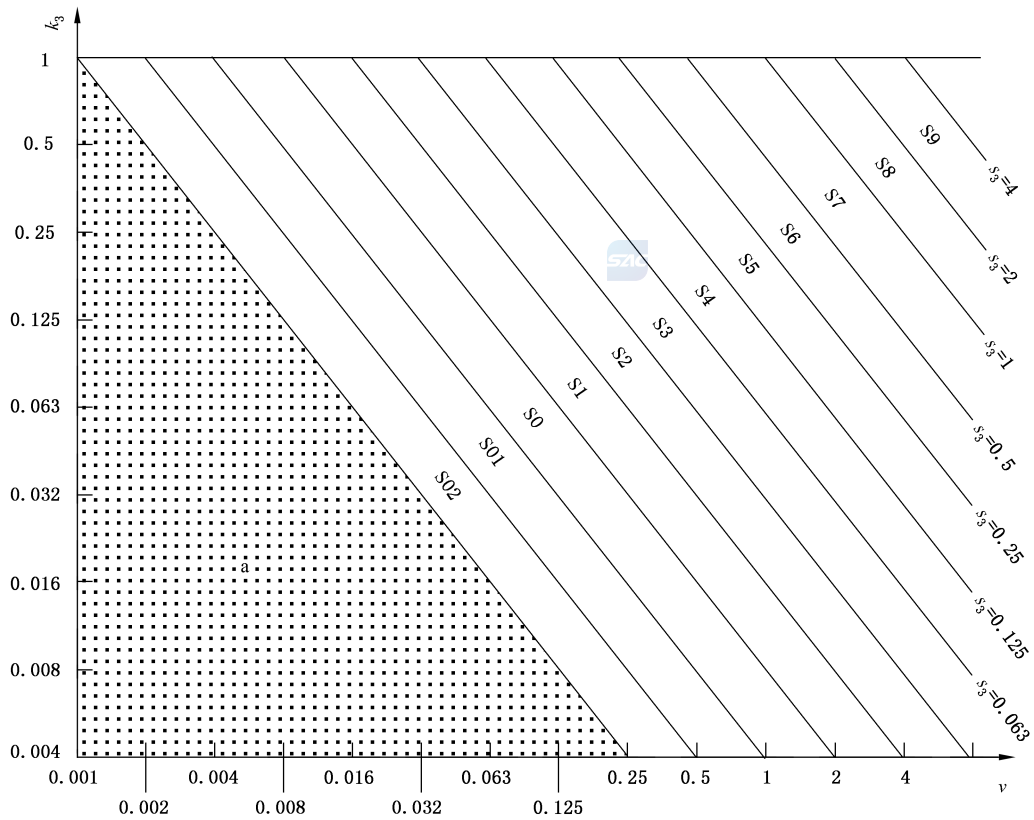
以相同的 s_m 值表征的应力历程, 可认为其对相似的材料、零件或部件的损伤是等效的。若停车设备的构件 $s_m < 0.001$, 则不需要进行疲劳强度计算(见图 20 的 a 区域)。

应力历程级别可根据经验和技术条件直接确定, 其与停车设备的工作情况与机构运动情况有关。

若采用单个应力历程级别来表征整体结构,则应选取其中数值最大的级别来表征。

表 28 应力历程参数 s_m 的 S 级别

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



注：区域 a 不需进行疲劳计算。

图 20 $m = 3$ 时的应力历程参数分级图

6.8.5 疲劳强度校核

构件的疲劳强度应满足式(87)和式(88)。

$$\Delta\sigma \leq \Delta\sigma_{Rd} \quad \dots\dots\dots(87)$$

$$\Delta\tau \leq \Delta\tau_{Rd} \quad \dots\dots\dots(88)$$

式中:

$\Delta\sigma, \Delta\tau$ ——计算的最大应力幅,见 6.8.2;

$\Delta\sigma_{Rd}$ ——疲劳极限设计应力幅,单位为牛每平方米(N/mm²);

$\Delta\tau_{Rd}$ ——疲劳剪切极限设计应力幅,单位为牛每平方米(N/mm²)。

当正应力和剪切应力联合作用时,应按式(89)计算。

$$\left(\frac{\gamma_{mf} \times \Delta\sigma_x}{\Delta\sigma_{c,x}}\right)^{m_x} \times s_{m,x} + \left(\frac{\gamma_{mf} \times \Delta\sigma_y}{\Delta\sigma_{c,y}}\right)^{m_y} \times s_{m,y} + \left(\frac{\gamma_{mf} \times \Delta\tau}{\Delta\tau_c}\right)^{m_\tau} \times s_{m,\tau} \leq 1 \quad \dots\dots(89)$$

式中:

$\Delta\sigma, \Delta\tau$ ——计算的最大应力幅和最大剪切应力幅,见 6.8.2;

γ_{mf} ——疲劳强度抗力系数,见表 27;

s_m ——应力历程参数;

m ——曲线斜率常数,见附录 I;

x, y ——正应力的正交方向;

$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ ——特征疲劳强度,见附录 I。

6.9 结构的抗震计算

6.9.1 钢结构抗震设防类别及抗震设防标准应按 GB 50223 的有关规定执行。

6.9.2 抗震设防烈度应采用 GB 18306 的地震基本烈度,或采用 GB 50191 的基本地震加速度值对应的烈度值。

6.9.3 抗震设防烈度为 6 度及以下时,可不进行地震作用计算。

6.9.4 抗震设防烈度为 6 度以上时,地上高度大于 12 m 的室外独立式钢结构应按 GB 50191 的规定进行地震作用计算。

6.9.5 进行抗震设计的钢结构,在 30 年设计使用年限内的抗震设防目标为:当受到低于本地区抗震设防烈度的多遇地震(根据地震基本烈度区划或地震动参数区划规定,50 年设计基准期超越概率为 63% 的地震)影响时,主体结构不受损坏或不需要修理,可继续使用;当受到相当于本地区抗震设防烈度的设防地震(根据地震基本烈度区划或地震动参数区划规定,50 年设计基准期超越概率为 10% 的地震)影响时,结构的损坏经一般修理可继续使用。

6.9.6 钢结构构件、连接及节点采用承载能力极限状态设计,见式(90)。

$$S_0 \leq \frac{R_0}{\gamma_{RE}} \quad \dots\dots\dots(90)$$

式中:

S_0 ——承载能力极限状况下,地震作用组合的效应设计值,按 GB 50191 确定;

R_0 ——结构件的承载力设计值, $R_0 = R_k / \gamma_m, \gamma_m$ 见表 13;

R_k ——结构件的承载力标准值,是指与材料屈服点对应的抗力;

γ_{RE} ——承载能力抗震调整系数,按 GB 50191 确定。

6.9.7 抗震设防的钢结构节点焊接连接应符合 GB 50661—2011 中 5.7 的规定。抗震措施按 GB 50191 的相关规定确定。

6.10 构造要求

6.10.1 一般原则

- 6.10.1.1 主要承载结构的构造设计应力求简单、受力明确、传力直接、尽量降低应力集中的影响。
- 6.10.1.2 结构(或构件)的设计应考虑到制造、检查、运输、安装(拆卸)、使用和维护等的方便和可能性。露天工作的停车设备结构应避免积水。
- 6.10.1.3 应根据停车设备的实际工作环境考虑腐蚀对结构钢材的影响(结构有可靠的防腐措施或属于短暂性使用的停车设备,可不考虑腐蚀的影响),主要承载结构的钢板和型钢的最小厚度不应小于表 29 的规定。

表 29 钢板和型钢的最小厚度

单位为毫米

环境对钢材腐蚀的影响	开口截面	闭口截面
微弱	3 ^a	2.5
中等	5	4
严重	6	6

采用厚度为 3 mm(含)以下的薄板时,结构外露表面应有可靠的防锈措施。
^a 载车板用镀锌波浪板最小厚度为 2.3 mm。

- 6.10.1.4 对于动载荷比较严重和受力比较复杂的焊接结构件,除非采取措施减小或消除焊接内应力,否则选用的钢材厚度对碳素钢不宜大于 50 mm,对低合金钢不宜大于 35 mm。
- 6.10.1.5 对承载后会发生较大弹性变形的结构,在设计时应预先采取与此弹性变形相反的措施,如预拱与预翘,且这些预变形宜由结构构造或结构件的下料来保证。
- 6.10.1.6 在设计由疲劳强度控制的主要焊接结构时,应采取各种降低疲劳应力的措施,如改善接头型式降低应力集中等级,对双面连续焊缝的头部进行包裹回焊、采用较大半径的圆弧过渡板以减少内应力等。
- 6.10.1.7 主要承载结构件在不同连接处允许采用不同的连接方式来传递载荷,但在同一连接处不宜混合使用不同的连接方式。

6.10.2 焊缝连接

6.10.2.1 对接焊接

对接焊缝的坡口型式应符合 GB/T 985.1 和 GB/T 985.2 的规定。

主要承载结构中不等板厚或板宽的对接,当焊件的板厚或板宽相差 4 mm 以上时,应分别在厚度方向或宽度方向,从一侧或两侧制成不大于 1:4 的过渡斜度(见图 21)。

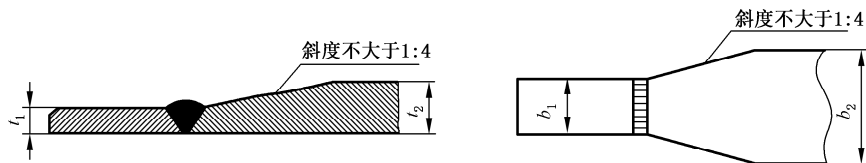


图 21 不等板厚或板宽对接焊缝的过渡

6.10.2.2 角焊接

6.10.2.2.1 焊脚尺寸

6.10.2.2.1.1 焊脚尺寸的最小值应符合表 30 的规定,且不应小于 $1.5\sqrt{t}$,其中 t 为较厚焊件的厚度(当采用低氢型碱性焊条施焊时, t 可取为较薄焊件的厚度)。但对自动焊,角焊缝焊脚尺寸的最小值可减小 1 mm。被焊接件厚度小于 4 mm 时,焊脚尺寸等于被焊接件的厚度。

6.10.2.2.1.2 对于一般角焊缝,焊脚尺寸不应大于较薄焊件厚度的 1.2 倍;而对于杆件边缘的角焊缝(见图 22),还应符合下列要求:

- $t_1 \leq 6$ mm 时, $h_f \leq t_1$;
- $t_1 > 6$ mm 时, $h_f = t_1 - (1 \text{ mm} \sim 2 \text{ mm})$ 。

表 30 角焊缝的焊脚尺寸

单位为毫米

较厚焊接件的厚度 t	h_f
$t \leq 10$	4(6)
$10 < t \leq 20$	6(8)
$20 < t \leq 30$	8(10)

注: h_f 数值中,括号外的数值用于碳素钢,括号内的数值用于低合金钢。

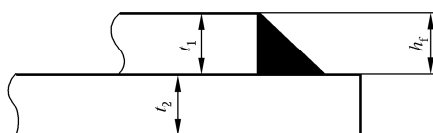


图 22 角焊缝的焊脚

6.10.2.2.2 焊缝形状

受动载荷的主要承载结构,在保证焊缝受剪计算截面面积的情况下,角焊缝的表面应呈微凹弧形或直线形。焊缝直角边的比例:对侧焊缝为 1:1,对端焊缝为 1:1.5(长边顺载荷方向)。

6.10.2.2.3 焊缝的计算长度

侧焊缝或端焊缝的长度应使计算长度不小于 $8h_f$ 和 40 mm。

侧焊缝承受静载荷或间接承受动载荷时的计算长度不宜大于 $60h_f$,承受动载荷时的计算长度不宜大于 $40h_f$ 。当焊缝长度大于上述数值时,超过部分在计算中一般不予考虑;但在内力沿侧焊缝全长分布时,焊缝的计算长度不受此限制。

6.10.3 螺栓连接

6.10.3.1 对于需要在使用现场进行整体拼接的大型结构,宜优先考虑采用高强度螺栓连接。

6.10.3.2 每一杆件在节点处或接头一侧,螺栓数不应少于 2 个。沿受力方向,每行螺栓数不宜多于 5 个。

6.10.3.3 C 级螺栓连接宜用于次要构件的连接中或作暂时性连接中。

6.10.3.4 对直接承受动载荷的普通螺栓受拉连接,应采用双螺母或其他能防止螺母松动的有效措施。

6.10.3.5 A、B级螺栓采用铰制孔时，若构件承受脉动载荷，则孔径不应大于 $[d + (0.2 \text{ mm} \sim 0.3 \text{ mm})]$ ， d 为螺栓配合部分的公称直径；若构件承受交变载荷，则孔和螺栓的配合不应低于H11/h9。

6.10.3.6 螺栓布置的极限尺寸见表31。

表31 螺栓布置的极限尺寸

单位为毫米

名称	位置和方向		最大容许距离 (取两者中较小者)	最小容许距离	
中心间距	外排(垂直内力方向或沿内力方向)		$8d_0$ 或 $12t$	$3d_0$	
	中间排	垂直内力方向	$16d_0$ 或 $24t$		
		沿内力方向	受压构件		$12d_0$ 或 $18t$
	受拉构件		$16d_0$ 或 $24t$		
沿对角线方向		—			
中心至构件边缘的距离	沿内力方向		$4d_0$ 或 $8t$	$1.5d_0$	
	垂直于内力方向	剪切边或手工气割边		$1.5d_0$	
		轧制边、自动气割或锯割边		高强度螺栓	$1.2d_0$
				其他螺栓	
注1： d_0 为螺栓的孔径， t 为外层较薄板件的厚度。 注2：钢板边缘与刚性构件(如角钢、槽钢等)相连的螺栓的最大间距，可按中间排的数值选用。					

7 机械

7.1 机构设计原则

7.1.1 起升机构

7.1.1.1 电动机初选

7.1.1.1.1 电动机的型式

起升机构一般采用绕线转子异步电动机、笼型异步电动机、自制动异步电动机、交流变频电动机，或适合于起升机构使用特点的其他电动机。

7.1.1.1.2 电动机的初选功率

7.1.1.1.2.1 当起升机构用同一台电动机驱动时，其稳态计算功率 P_N 按式(91)计算。

$$P_N = \frac{P_Q \cdot v_q}{1000\eta} \dots\dots\dots (91)$$

式中：

P_N ——电动机稳态起升功率，单位为千瓦(kW)；

P_Q ——额定起升载荷，单位为牛(N)；

v_q ——起升速度，单位为米每秒(m/s)；

η ——起升机构总效率。

7.1.1.1.2.2 对下述停车设备的起升机构，选择其电动机功率时，还应考虑：

- a) 由两套相同的独立起升机构驱动同一个起升载荷,应有两套起升机构载荷和速度的监控措施,且起升机构电动机总功率不宜小于电动机计算功率的 110%;
- b) 对于起升速度慢、不频繁启停或特殊用途的慢速停车设备:停车设备电动机功率宜按短时工作方式 S2 选择;
- c) 侧悬结构的升降平台在升降时由侧置导向滚轮所产生的阻力;
- d) 垂直循环类机械式停车设备最大偏载及链条运转的摩擦阻力。

7.1.1.1.2.3 对于停车设备使用液压驱动的起升机构,选择液压系统电动机功率时,应按 a) 和 b) 计算:

- a) 确定液压泵的最大工作压力 P_P 见式(92)。

$$P_P \geq P_1 + \sum \Delta P \quad \dots\dots\dots(92)$$

式中:

P_1 ——液压缸或液压马达最大工作压力,单位为帕(Pa);

P_P ——液压泵的最大工作压力,单位为帕(Pa);

$\sum \Delta P$ ——从液压泵出口到液压缸或液压马达入口之间总的管路损失,单位为帕(Pa)。

若系统在执行器停止运动时才出现最大工作压力,则 $\sum \Delta P = 0$; $\sum \Delta P$ 的准确计算要待元件选定并绘出管路图时才能进行,初算时可按经验数据选取:管路简单、流速不大的一般节流调速系统取 $\sum \Delta P = 0.2 \text{ MPa} \sim 0.5 \text{ MPa}$;管路复杂,进口有调速阀的系统,取 $\sum \Delta P = 0.5 \text{ MPa} \sim 1.5 \text{ MPa}$ 。

- b) 确定液压泵的流量 Q_P :

- 1) 多液压缸或液压马达同时工作时,液压泵的输出流量见式(93)。

$$Q_P \geq K(\sum Q_{\max}) \quad \dots\dots\dots(93)$$

式中:

K ——系统泄漏系数,一般取 $K = 1.1 \sim 1.3$,大流量取小值,小流量取大值;

$\sum Q_{\max}$ ——同时动作的液压缸或液压马达的最大总流量,对于在工作过程中用节流调速的系统,还须加上溢流阀的最小溢流量,一般取 $0.5 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$;

Q_P ——液压泵的流量,单位为立方米每秒(m^3/s)。

- 2) 采用差动缸回路的系统,液压泵的最大流量 Q_P 由式(94)确定。

$$Q_P \geq K(A_1 - A_2)V_{\max} \quad \dots\dots\dots(94)$$

式中:

A_1, A_2 ——液压缸无杆腔与有杆腔的有效面积,单位为平方米(m^2);

V_{\max} ——液压缸的最大移动速度,单位为米每秒(m/s);

K ——系统泄漏系数,一般取 $K = 1.1 \sim 1.3$,大流量取小值,小流量取大值。

- 3) 系统使用蓄能器作辅助动力源时,其液压泵的最大流量 Q_P 按系统在一个工作周期中的平均流量确定见式(95)。

$$Q_P \geq KV_i/T_i \quad \dots\dots\dots(95)$$

式中:

K ——系统泄漏系数,一般取 $K = 1.2$;

T_i ——液压设备工作周期,单位为秒(s);

V_i ——每一个液压缸或液压马达在工作周期中的总耗油量,单位为立方米(m^3);

Q_P ——液压泵的流量,单位为立方米每秒(m^3/s)。

- c) 选择液压泵的规格:

根据以上求得的 P_P 和 Q_P 值,为使液压泵有一定的压力储备,所选泵的额定压力一般要比最大工作压力大 25%~60%;高压系统取小值,中低压系统取大值,液压泵的额定流量宜与 Q_P 相当。

d) 确定液压泵的驱动功率 P_Y :

P_Y 由式(96)确定:

$$P_Y = P_P \cdot Q_P / \eta_P \quad \dots\dots\dots(96)$$

式中:

P_Y —— 液压泵的驱动功率,单位为千瓦(kW);

P_P —— 液压泵的最大工作压力,单位为帕(Pa);

Q_P —— 液压泵的流量,单位为立方米每秒(m^3/s);

η_P —— 液压泵的总效率,参考表 32 选择。

表 32 液压泵的总效率

液压泵类型	齿轮泵	螺杆泵	叶片泵	柱塞泵
总效率	0.65~0.90	0.70~0.85	0.60~0.85	0.80~0.90

7.1.1.1.3 电动机轴上所需的转矩

7.1.1.1.3.1 稳态起升额定起升载荷的转矩

稳态起升额定起升载荷时电动机轴上的转矩 M_N 按式(97)计算。

$$M_N = \frac{P_Q D}{2ai\eta} \quad \dots\dots\dots(97)$$

式中:

M_N —— 稳态起升额定起升载荷的转矩,单位为牛米($N \cdot m$);

P_Q —— 额定起升载荷,单位为牛(N);

D —— 卷筒按钢丝绳中心计算的卷绕直径、链轮的分度圆直径,单位为米(m);

a —— 钢丝绳滑轮组或链条组的倍率;

i —— 由电动机轴到主传动轴的总传动比;

η —— 起升载荷时起升机构传动装置和传动组的总效率。

7.1.1.1.3.2 电动机产生转矩的最低要求

为了加速起升额定起升载荷或起升试验载荷,以及为补偿电源电压和频率变化所导致的转矩损失,电动机轴上转速 $n=0$ 时产生的转矩应满足式(98)~式(100)的最低要求。

a) 对直接起动的笼型异步电动机:

$$M_d \geq 2.1M_N \quad \dots\dots\dots(98)$$

式中:

M_d —— 起动时(转速 $n=0$ 时)电动机轴上具有的转矩;

M_N —— 稳态起升额定起升载荷的转矩,单位为牛米($N \cdot m$)。

b) 对绕线转子异步电动机:

$$M_d \geq 1.9M_N \quad \dots\dots\dots(99)$$

c) 对采用变频控制的所有类型的电动机:

$$M_d \geq 1.4M_N \quad \dots\dots\dots(100)$$

7.1.1.2 电动机的校验

7.1.1.2.1 电动机的过载校验和发热校验

电动机过载校验,是检验在设计要求的极限起动条件下,所选电动机的最大转矩或堵转转矩是否能满足机构起动的需要,按 GB/T 3811—2008 中附录 R 的方法计算。

电动机发热校验,是检验在满足设计要求的正常运转条件下,电动机不应出现过热,按 GB/T 3811—2008 中附录 S 的方法计算。

7.1.1.2.2 电动机使用环境的功率修正

若停车设备安装使用地点海拔超过 1 000 m,或停车设备使用环境温度超过 40 ℃,就应对电动机容量进行修正,见 8.6.3。

7.1.1.3 制动器

7.1.1.3.1 支持制动

7.1.1.3.1.1 支持制动的作用

在起升机构中,支持制动是用来将起升的载车板、汽车或升降平台等载荷支持在悬空状态,由机械式制动器产生支持制动作用。

7.1.1.3.1.2 支持制动器的选择

起升机构的每一套独立的驱动装置应至少装设一个支持制动器。起升机构制动器的制动距离应满足停车设备的使用要求。

支持制动器应是常闭式的,制动轮/盘应装在与传动机构刚性联接的轴上。

支持制动器的制动转矩不应小于按式(101)计算的制动轴上所需的计算制动转矩 M_z 。

$$M_z = K_z \frac{P_Q D \eta'}{2 a i} \dots\dots\dots (101)$$

式中:

M_z ——制动轴上所需的计算制动转矩,单位为牛米(N·m);

K_z ——制动安全系数;

P_Q ——额定起升载荷,单位为牛(N);

D ——卷筒按钢丝绳中心计算的卷绕直径、链轮的分度圆直径,单位为米(m);

η' ——载荷下降时起升机构传动装置和传动组的总效率;

a ——钢丝绳滑轮组或链条组的倍率;

i ——由制动器轴到主传动轴的总传动比。

对于工作特别频繁的起升机构,宜对制动器进行发热校验。

7.1.1.3.1.3 制动安全系数

制动器安全系数规定如下:

- a) 制动器安全系数不应低于 1.75;具有液压制动作用的液压传动起升机构,制动器安全系数不应低于 1.25;
- b) 同一起升机构采用两个制动器时,每个制动器安全系数不应小于 1.1。

7.1.1.3.2 减速制动

在起升机构中,不应采用无控制的载荷自由下降方式,减速制动是用来将悬挂在空中的正在向下运动的载车板、汽车或升降平台等减速到停机或到一个较低的下落速度时实施停机制动。

起升机构的减速制动可以由机械式支持制动器来完成,也可以由电气制动来完成。电气制动只用于减速制动,不能用于支持制动。

7.1.1.4 机构起动、制动时间和加速度的计算

7.1.1.4.1 起动时间和起动平均加速度计算

7.1.1.4.1.1 机构起动时间 t_q ,按式(102)计算。

$$t_q = \frac{n \left[k(J_1 + J_2) + \frac{J_3}{\eta} \right]}{9.55(M_{dq} - M_N)} \dots\dots\dots (102)$$

式中:

- t_q ——机构的起动时间,单位为秒(s);
- n ——电动机额定转速,单位为转每分(r/min);
- k ——其他传动件的转动惯量折算到电动机轴上的影响系数, $k=1.05\sim 1.20$;
- J_1 ——电动机转子的转动惯量,单位为千克二次方米($\text{kg} \cdot \text{m}^2$);
- J_2 ——电动机轴上制动轮和联轴器的转动惯量,单位为千克二次方米($\text{kg} \cdot \text{m}^2$);
- J_3 ——作升降运动的全部质量的惯量折算到电动机轴上的转动惯量,单位为千克二次方米($\text{kg} \cdot \text{m}^2$);

$$J_3 = \frac{P_Q D^2}{4ga^2 i^2}$$

- P_Q ——额定起升载荷,单位为牛(N);
- D ——卷筒按钢丝绳中心计算的卷绕直径、链轮的分度圆直径,单位为米(m);
- g ——重力加速度,取 $g=9.81 \text{ m/s}^2$;
- a ——钢丝绳滑轮组或链条组的倍率;
- i ——由电动机轴到主传动轴的总传动比;
- η ——起升载荷时起升机构传动装置和传动组的总效率;
- M_{dq} ——电动机平均起动转矩,单位为牛米($\text{N} \cdot \text{m}$);

$$M_{dq} = \lambda_{AS} M_n$$

- λ_{AS} ——电动机平均起动转矩倍数,其参考值见表 33;
- M_n ——电动机的额定转矩,单位为牛米($\text{N} \cdot \text{m}$);
- M_N ——稳态起升额定起升载荷的转矩,单位为牛米($\text{N} \cdot \text{m}$)。

表 33 电动机平均起动转矩倍数参考值

电动机型式		λ_{AS}
起重用三相交流绕线式电动机		1.5~1.8
起重用三相笼型电动机	普通型式	1.7~2.2 ^a
	变频器控制型式	1.5~1.8
^a 电动机堵转转矩倍数。		

7.1.1.4.1.2 起动平均加速度 a_q ,按式(103)计算;正常情况下起动平均加速度不宜大于 0.8 m/s^2 。

$$a_q = \frac{v_q}{t_q} \dots\dots\dots (103)$$

式中:

a_q ——起升机构的起动平均加速度,单位为米每二次方秒(m/s^2);

v_q ——起升速度,单位为米每秒(m/s);

t_q ——机构的起动时间,单位为秒(s)。

7.1.1.4.2 制动时间和制动平均减速度计算

7.1.1.4.2.1 采用机械式制动器制动的满载下降制动时间 t_z ,按式(104)计算。

$$t_z = \frac{n' [k(J_1 + J_2) + J_3 \eta]}{9.55(M_Z - M'_j)} \dots\dots\dots (104)$$

式中:

t_z ——机构的制动时间,单位为秒(s);

n' ——满载(额定起升载荷)下降且制动器投入有效制动转矩时的电动机转速,单位为转每分(r/min),常取 $n' = 1.1n$;

k ——其他传动件的转动惯量折算到电动机轴上的影响系数, $k = 1.05 \sim 1.20$;

η ——起升载荷时起升机构传动装置和传动组的总效率;

M_Z ——机械式制动器的计算制动转矩,单位为牛米($\text{N} \cdot \text{m}$);

M'_j ——稳态下降额定起升载荷时电动机制动轴上的转矩,单位为牛米($\text{N} \cdot \text{m}$);

$$M'_j = \frac{P_Q D}{2a_i} \eta'$$

η' ——升降平台下降时起升机构系统的总效率。

7.1.1.4.2.2 制动平均减速度,按式(105)计算;除紧急制动外的正常情况下制动平均减速不宜大于 0.8 m/s^2 。

$$a_z = \frac{v'_q}{t_z} \dots\dots\dots (105)$$

式中:

a_z ——平均制动减速度,单位为米每二次方秒(m/s^2);

v'_q ——满载下降且制动器开始有效制动时的下降速度,单位为米每秒(m/s),可取 $v'_q = 1.1v_q$;

v_q ——额定起升速度,单位为米每秒(m/s)。

除了用支持制动器完成减速制动以外,也可用支持制动器与电气制动一起用作减速制动,或单独采用电气制动作减速制动。减速制动仅用来消耗动能,使升降平台安全减速。在与电气制动并用时,支持制动器的制动安全系数仍应满足 7.1.1.3.1.3 的要求。

7.1.1.5 减速器的选择

7.1.1.5.1 在一般情况下,起升机构减速器的设计预期寿命应与该机构工作级别中所对应的使用等级一致。但对一些工作特别繁重,允许在停车设备使用期限内更换减速器的,则所选减速器的设计预期寿命可小于该起升机构所对应的机构工作寿命。

7.1.1.5.2 采用起重机用减速器时,当所选用的减速器参数表上标注的工作级别与所设计的起升机构的工作级别不一致时,应引入减速器功率修正系数。

7.1.1.5.3 采用普通用途减速器时,还应用电动机的最大起动转矩验算减速器输入轴的强度,用额定起升载荷(考虑起升动载系数 $\phi_{2\text{max}}$)作用在减速器输出轴上的短暂最大力矩和最大径向力验算减速器输出轴的强度。

7.1.2 有轨运行机构

7.1.2.1 运行阻力

7.1.2.1.1 稳态运行阻力 P_j

稳态运行阻力 P_j (包括摩擦阻力 P_m 、按计算风压 P_1 算得的风阻力 P_{W1})，按式(106)计算。

$$P_j = P_m + P_{W1} \dots\dots\dots (106)$$

式中：

P_j —— 稳态运行阻力，单位为牛(N)；

P_m —— 运行摩擦阻力，单位为牛(N)；

P_{W1} —— 按计算风压 P_1 依据 5.2.3.3.3 式(7)中的风载荷计算方法计算，单位为牛(N)。

在曲线轨道上运行的停车设备，还要考虑弯道运行附加阻力。

7.1.2.1.2 运行摩擦阻力 P_m

运行机构沿直线运行时摩擦阻力 P_m 主要包括车轮踏面的滚动摩擦阻力、车轮轴承的摩擦阻力以及附加摩擦阻力三部分，按式(107)计算。

$$P_m = P_{\Sigma} \frac{\mu d + 2f_{\kappa}}{D} C_f \dots\dots\dots (107)$$

式中：

P_m —— 运行摩擦阻力，单位为牛(N)；

P_{Σ} —— 运动部分所有质量的重力，包括额定载重和运行机构自重等质量的重力，单位为牛(N)；

μ —— 车轮轴承摩擦阻力系数，见表 34；

d —— 车轮轴径，单位为毫米(mm)；

f_{κ} —— 车轮沿轨道的滚动摩擦力臂，见表 35 与表 36，单位为毫米(mm)；

D —— 车轮踏面直径，单位为毫米(mm)；

C_f —— 考虑车轮轮缘与轨顶侧面摩擦或牵引供电电缆及集电器摩擦等的附加摩擦阻力系数，见表 37。

表 34 车轮轴承的摩擦阻力系数 μ

轴承型式	滑动轴承		滚动轴承		
	开式	稀油润滑	滚珠或滚柱式	锥形滚子式	调心滚子式
μ	0.1	0.08	0.015	0.02	0.004

表 35 车轮的滚动摩擦力臂 f_{κ} 单位为毫米

车轮材料	钢轨型式	车轮踏面直径		
		100~160	200~315	400~500
钢	平顶	0.25	0.3	0.5
	圆顶	0.3	0.4	0.6
铸铁	平顶	—	0.4	0.6
	圆顶	—	0.5	0.7

表 36 95A 聚氨酯包胶轮与钢轨滚动摩擦系数 f_k

单位为毫米

车轮材料	车轮踏面直径		
	50~100	100~300	300~500
钢制外包聚氨酯	1~1.3	1.3~1.8	1.8~2.5

表 37 附加摩擦阻力系数 C_f

车轮形状		机构		驱动型式	C_f
圆柱 车轮	有轮缘	有轨巷道堆垛机或搬运台车运行机构		分别驱动	1.5
	无轮缘 (有水平滚轮)			分别驱动	1.1
	有轮缘	存取交接搬运器(小车)运行 机构	滑触线导电	集中驱动	1.6
			电缆导电	集中驱动	1.3

7.1.2.2 电动机初选

7.1.2.2.1 电动机型式选择

电动机型式按 7.1.1.1.1 的规定选择。

7.1.2.2.2 电动机的初选功率

电动机运行稳态功率按 GB/T 3811—2008 中附录 P 中的式(P.2)计算。

7.1.2.3 电动机的校验

7.1.2.3.1 电动机的过载校验和发热校验

电动机的过载校验按 GB/T 3811—2008 中附录 R 的方法计算,电动机的发热校验按 GB/T 3811—2008 中附录 S 的方法计算。

7.1.2.3.2 电动机使用环境的功率修正

电动机使用环境的功率修正见 8.6.3。

7.1.2.4 起动时间与起动平均加速度计算

7.1.2.4.1 满载迎风运行起动时的起动时间 t_q ,按式(108)计算。

$$t_q = \frac{n \left[k(J_1 + J_2)m + \frac{J'_3}{\eta} \right]}{9.55(mM_{dq} - M_{dj})} \dots\dots\dots (108)$$

式中:

n ——电动机额定转速,单位为转每分(r/min);

k ——其他传动件的转动惯量折算到电动机轴上的影响系数, $k=1.05\sim 1.20$;

J_1 ——电动机转子的转动惯量,单位为千克二次方米($\text{kg} \cdot \text{m}^2$);

J_2 ——电动机轴上制动轮和联轴器的转动惯量,单位为千克二次方米($\text{kg} \cdot \text{m}^2$);

m ——电动机台数;

J'_3 ——作平移运动的全部质量的惯量折算到电动机轴上的转动惯量,单位为千克二次方米($\text{kg} \cdot \text{m}^2$);

$$J'_3 = \frac{(m + m_i)D^2}{4i^2}$$

m ——为适停汽车或载车板的质量,单位为千克(kg);

m_i ——巷道堆垛机、搬运台车或存取交接搬运器的质量,单位为千克(kg);

D ——车轮踏面直径,单位为米(m);

i ——由电动机轴到车轮的机构总传动比;

η ——运行机构总传动效率;

M_{dq} ——电动机平均起动转矩,单位为牛米($\text{N} \cdot \text{m}$);

M_{dj} ——满载迎风时作用于电动机轴上的稳态运行阻力矩,单位为牛米($\text{N} \cdot \text{m}$);

$$M_{dj} = \frac{P_j D}{2i\eta}$$

P_j ——稳态运行阻力,单位为牛(N)。

7.1.2.4.2 起动平均加速度 a_y 按式(109)计算。

$$a_y = \frac{v_y}{t_q} \dots\dots\dots (109)$$

式中:

a_y ——起动平均加速度,单位为米每二次方秒(m/s^2);

v_y ——停车设备的稳定运行速度,单位为米每秒(m/s);

t_q ——停车设备的起动时间,一般取不大于表 10 中的值,单位为秒(s)。

7.1.2.5 减速器的选择

在一般情况下,运行机构减速器的设计预期寿命与该机构工作级别中所对应的使用等级一致。但对一些工作特别繁重,允许在停车设备使用期限内更换减速器的,所选减速器的设计预期寿命可小于运行机构的工作寿命。

7.1.2.6 制动器的选择

7.1.2.6.1 运行机构装设制动器的作用一般是为了实现减速制动,并使停止下来的停车设备在作业时运行机构能保持不动。

7.1.2.6.2 运行机构机械式制动器的制动转矩与运行摩擦阻力矩之和,应能使处于满载、顺风状态下运行的运行机构在要求的时间内停止下来。

制动转矩 M_z 按式(110)计算。

$$M_z = \left\{ \frac{[P_{w1} + P_a - P'_m]D\eta}{2i} + \frac{n}{9.55t_z} [km_z(J_1 + J_2) + J'_3\eta] \right\} \dots\dots\dots (110)$$

式中:

P_{w1} ——按计算风压 P_1 依据 5.2.3.3.3 式(7)中的风载荷计算方法计算,单位为牛(N);

P'_m ——不考虑轮缘与轨道侧面附加摩擦的摩擦阻力,单位为牛(N);

D ——车轮踏面直径,单位为米(m);

η ——运行机构总传动效率;

i ——由制动器轴到车轮的机构总传动比;

n ——电动机额定转速,单位为转每分(r/min);

t_z ——机构的制动时间,单位为秒(s);

k ——其他传动件的转动惯量折算到电动机轴上的影响系数, $k = 1.05 \sim 1.20$;

m_z ——制动器的台数；

J_1 ——电动机转子的转动惯量,单位为千克二次方米($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)；

J_2 ——电动机轴上制动轮和联轴器的转动惯量,单位为千克二次方米($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)；

J_3' ——作平移运动的全部质量的惯量折算到电动机轴上的转动惯量,单位为千克二次方米($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)。

7.1.2.6.3 制动器的选择条件,一般 $[M_z] \geq M_z$, $[M_z]$ 是所选制动器参数表中给出的制动转矩。

7.1.2.6.4 频繁制动的制动器,在同一挡制动力矩的各个制动器中,宜选用制动轮/盘较大的制动器。

7.1.2.6.5 在选用减速器时,若其参数表上的工作级别与运行机构的工作级别不一致时,应引入换算减速器使用繁忙条件的功率修正系数。

7.1.2.6.6 运行机构减速器在工作时承受双向载荷,且在机构起(制)动时要传递更大的驱动或制动力矩,在选择运行机构的减速器时应特别考虑此因素。

7.1.2.7 打滑计算

运行机构起动或制动时,有轨巷道堆垛机、搬运台车等运行机构不应发生打滑,一般通过校验主动轮不打滑来保证。计算时钢质车轮与钢轨的黏着系数(静摩擦系数)为:室内工作的取0.14,室外工作的取0.12。聚氨酯车轮与钢轨的黏着系数(静摩擦系数)为0.4~0.5。

7.1.3 回转机构

7.1.3.1 等效回转稳态力矩

等效回转稳态阻力矩 M_{eq} ,按式(111)计算。

$$M_{eq} = M_m + M_w \quad \dots\dots\dots (111)$$

式中:

M_{eq} ——等效回转稳态阻力矩,单位为牛米($\text{N} \cdot \text{m}$)；

M_m ——回转摩擦阻力矩,主要是回转支承装置的摩擦阻力矩,单位为牛米($\text{N} \cdot \text{m}$)；

M_w ——正常工作状态下的等效风阻力矩,按 P_{w1} 风阻力矩的0.7倍计算,单位为牛米($\text{N} \cdot \text{m}$)。

7.1.3.2 电动机初选

7.1.3.2.1 电动机型式选择

一般选用交流异步电动机,或适合机械式停车设备回转机构使用特点的其他电动机。

7.1.3.2.2 电动机的初选功率

回转机构电动机等效功率 P_e 按式(112)计算。

$$P_e = \frac{M_{eq} \cdot n}{9\,550 \cdot \eta} \quad \dots\dots\dots (112)$$

式中:

P_e ——回转机构电动机等效回转功率,单位为千瓦(kW)；

M_{eq} ——等效回转稳态阻力矩,单位为牛米($\text{N} \cdot \text{m}$)；

n ——回转机构的回转速度,单位为转每分(r/min)；

η ——回转机构的总传动效率。

7.1.3.3 电动机的校验

7.1.3.3.1 电动机的过载校验和发热校验

回转机构电动机的过载校验按 GB/T 3811—2008 中附录 R 的方法计算,电动机的发热校验按 GB/T 3811—2008中附录 S 的方法计算。

7.1.3.3.2 电动机使用环境的功率修正

电动机使用环境的功率修正见 8.6.3。

7.1.3.3.3 起动加速度计算

对于电动机直接起动的回转机构应计算机构的起动加速度,应使停车设备回转盘或框架的回转臂架头部切向加(减)速度不大于 0.5 m/s²。

7.1.3.4 减速器的选择

回转机构的减速器用等效功率进行选择,减速器的工作特点和选择原则与运行机构减速器相同。

7.1.3.5 制动器的选择

在回转机构最不利工作状态下,其制动器应能使回转部分从运动中停止。

回转机构的制动转矩按式(113)计算:

$$M_z = \frac{\sum J \cdot n}{9.55t_z} + M_C \dots\dots\dots(113)$$

式中:

M_z ——回转机构的制动转矩,单位为牛米(N·m);

$\sum J$ ——回转制动时,回转机构及含存取汽车在内的全部回转运动质量换算到电动机轴(制动器轴)上的机构总转动惯量,单位为千克二次方米(kg·m²);

n ——电动机额定转速,单位为转每分(r/min);

t_z ——回转机构制动时间,单位为秒(s);

M_C ——换算到电机轴上的等效回转力矩,单位为牛米(N·m);

$$M_C = \frac{\eta}{i} (M_w - M_m)$$

η ——回转机构的总传动效率;

i ——由制动器轴到回转支承装置的回转机构总传动比;

M_w ——正常工作状态下的等效风阻力矩,按 P_{w1} 风阻力矩的 0.7 倍计算,单位为牛米(N·m);

M_m ——回转摩擦阻力矩,主要是回转支承装置的摩擦阻力矩,单位为牛米(N·m)。

7.2 停车设备通用机械零件的设计计算

7.2.1 计算内容和方法

7.2.1.1 计算原则

停车设备机械零件的设计计算包括以下内容,但并非全部零件都要进行以下各项计算,而是根据零件所处的部位及受载情况进行合理的选择。

7.2.1.2 强度计算

强度计算包括抗脆性断裂及防止出现塑性变形的计算,应使零件计算部位的计算应力不超过所选

材料的许用应力。

对传动机构中的大多数零件均要进行此项计算,对受力较大的承载零件更要进行此项计算。

在确定许用应力时,对于弹塑性较好的材料($\sigma_s/\sigma_b < 0.7$)制成的非机械零件,可以用屈服强度除以安全系数进行强度计算;但对于机械零件中使用较多的高强度材料或经过热处理提高了其机械性能的材料,其屈服强度与抗拉强度之比较高($\sigma_s/\sigma_b \geq 0.7$),如果强度计算的许用应力仍根据屈服强度除以对应的安全系数来计算,零件就容易在其所受应力偶然超过该强度时发生脆性破坏。因此,对此类机械式零件应用该钢材的抗拉强度除以对应的安全系数进行强度计算。

7.2.1.3 稳定计算

稳定计算包括对易丧失稳定的零件进行的稳定承载力计算,及对较长的高传动轴进行防止达到临界转速的计算等。

对使用于关键部位高强度材料的机构,应重视对零件的稳定计算。

7.2.1.4 耐磨及发热计算

耐磨及发热计算包括对受力较大的摩擦磨损件进行耐磨计算和对可能出现较高发热的零部件进行防止过热的计算。对于采用新的金属及非金属材料制成的零件,更应注意此项计算。

7.2.1.5 疲劳强度计算

对承受应力循环次数较多的零件(应力循环数 $\geq 8\ 000$ 次),应进行疲劳强度计算。

停车设备零件的疲劳验算采用安全系数法,即验算停车设备零件在抗疲劳失效方面是否有足够的安全裕度。

7.2.2 计算载荷与载荷情况

7.2.2.1 计算载荷

停车设备机构零件受到的载荷基本可分为两类: P_M 型载荷、 P_R 型载荷,见5.4.1。

7.2.2.2 载荷情况

停车设备机械零件设计计算中的载荷,要考虑在情况Ⅰ:无风正常工作;情况Ⅱ:有风正常工作;情况Ⅲ:特殊载荷作用等三种情况下 P_M 、 P_R 各类载荷的载荷组合,见5.4.2。

7.2.3 强度计算

7.2.3.1 许用应力值

7.2.3.1.1 当计算部位钢材屈服点与钢材抗拉强度之比小于0.7时,许用应力 $[\sigma]$ 按式(114)确定。

$$[\sigma] = \sigma_s / n_s \quad \dots\dots\dots (114)$$

式中:

σ_s —— 钢材屈服点,单位为牛每平方米(N/mm^2);

n_s —— 与钢材屈服点及载荷情况相对应的安全系数,见表38。

表 38 n_s 和 n_b

载荷情况	安全系数	
	n_s	n_b^a
I 和 II	1.48	2.2
III	1.22	1.8

^a 对灰铸铁, n_b 值要增加 25%。

7.2.3.1.2 对 $\sigma_s/\sigma_b \geq 0.7$ 的材料, 许用应力 $[\sigma]$ 按式(115)确定。

$$[\sigma] = \sigma_b/n_b \dots\dots\dots(115)$$

式中:

- σ_b ——机械零件钢材的极限抗拉强度, 单位为牛每平方米(N/mm²);
- n_b ——与钢材抗拉强度及载荷情况相对应的安全系数, 见表 38。

7.2.3.2 计算应力和许用应力之间的关系

机械零件危险点的计算应力, 用通常的材料力学方法计算, 复合应力按以下合适的强度理论予以合成。

计算应力与许用应力之间符合以下关系时, 即认为该机械零件满足了强度的要求:

- a) 纯拉伸: $1.25\sigma_t \leq [\sigma]$, σ_t 为计算点的拉伸应力;
- b) 纯压缩: $\sigma_c \leq [\sigma]$, σ_c 为计算点的压缩应力;
- c) 纯弯曲: $\sigma_f \leq [\sigma]$, σ_f 为计算点的弯曲应力;
- d) 拉伸和弯曲的组合: $1.25\sigma_t + \sigma_f \leq [\sigma]$;
- e) 压缩与弯曲组合: $\sigma_c + \sigma_f \leq [\sigma]$;
- f) 纯剪切: $\sqrt{3}\tau \leq [\sigma]$;
- g) 拉伸、弯曲和剪切组合: $\sqrt{(1.25\sigma_t + \sigma_f)^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$;
- h) 压缩、弯曲和剪切组合: $\sqrt{(\sigma_c + \sigma_f)^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$ 。

7.2.4 稳定计算

7.2.4.1 抗失稳计算

对易于丧失稳定的零件, 计算目的是验证其计算应力是否会超过作为临界应力函数的某个极限应力, 超过临界应力就应发生失稳的危险。计算时要考虑增大系数 γ'_m (见表 14), 其数值与机构工作级别有关。

有关零件抗失稳计算可参照 6.6 计算。

7.2.4.2 轴的临界转速

对转速超过 400 r/min 的长传动轴, 应计算其临界转速, 使其满足式(116)的要求。

$$n_{\max} \leq \frac{n_{cr}}{1.2} \dots\dots\dots(116)$$

式中:

- n_{\max} ——轴的实际最大转速, 单位为转每分(r/min);
- n_{cr} ——轴的临界转速, 单位为转每分(r/min), $n_{cr} = 1\ 210 \frac{\sqrt{d_1^2 + d^2}}{l^2}$;

- d_1 ——空心轴的内直径,单位为厘米(cm),当为实心轴时 $d_1=0$;
 d ——轴外径,单位为厘米(cm);
 l ——轴的支点间距,单位为米(m)。

7.2.5 耐磨及防过热计算

7.2.5.1 耐磨计算

对于受磨损的零件,应对一些影响磨损的特定物理量进行计算,使之不会导致过度磨损。如对制动器、离合器及滑动支承等,应计算其摩擦表面的单位面积压力强度 p 及与摩擦面相对运动速度 v 乘积的特性系数 pv 值,且不应超过允许范围。

7.2.5.2 防过热计算

在盘式制动器或鼓式制动器中,摩擦面要选用耐磨耐高温的材料,制动器/盘应有良好的散热条件,对频繁动作的制动器还应进行散热计算,应重视温度升高引起制动轮/盘与制动衬垫的摩擦系数变化,必要时应进行制动器热容量计算。

7.2.6 疲劳强度计算

7.2.6.1 一般方法

零件的疲劳强度主要由以下因素所确定:

- 零件的材质;
- 形状、表面情况、腐蚀状态、尺寸(比例效应)和其他产生应力集中的因素;
- 在各种应力循环过程中出现的最小应力和最大应力的比值;
- 应力谱;
- 应力循环数。

一般情况下,机械零件的疲劳强度要从材料和零件的应力、疲劳循环特性以及与这些特性有关的规律中推导出来。

疲劳强度是以所选用的材料制成的抛光试件,在交变拉伸疲劳载荷下的疲劳极限为基础,并采用一些系数来考虑零件的几何形状、表面情况、腐蚀状态和尺寸等因素降低疲劳强度的影响。

借助疲劳极限曲线[史密斯(SMITH)图],由交变载荷(应力循环特性 $r=-1$)下的疲劳极限可得出与其他应力循环特性 r 相对应的疲劳极限。在此曲线中,对疲劳强度曲线的形状做了某些简化假设。

用这种确定实际零件相对于已知应力循环特性 r 的疲劳极限的方法,可以用来绘制疲劳寿命曲线[威勒(WOHLER)曲线],此曲线表示了具有相同的应力循环特征值 r 的应力循环下疲劳应力和应力循环数的关系。根据此曲线,利用迈内尔(MINER)疲劳损伤线性假设,根据机械零件的工作级别,便可确定疲劳强度。

本标准中所叙述的确定疲劳强度的方法,只适用于材料结构在所考虑的整个截面上是均匀的零件。因此,经过表面处理(如淬硬、氮化、表面硬化)的零件就不能用这种方法,只有当疲劳寿命曲线表示的是同样材料制造、由相同形状和尺寸、并受过完全相同的表面处理的零件,才可以由它来确定要计算的零件的疲劳强度。

进行机械零件疲劳按载荷情况 I (见 5.4.2.2)进行验算。

7.2.6.2 抛光试件在交变载荷($r=-1$)下的疲劳计算

研究表明,机械零件的抛光试件在交变旋转弯曲作用下的疲劳极限值 σ_{bw} 可以近似地作为交变非

旋转的弯曲作用下疲劳极限值。

交变轴向拉伸和压缩作用下的疲劳极限值, 应比 σ_{brw} 减少 20%。

交变剪切(纯剪切或扭转)作用下的疲劳极限 τ_w 可由式(117)得出。

$$\tau_w = \frac{\sigma_{brw}}{\sqrt{3}} \dots\dots\dots(117)$$

式中:

τ_w ——抛光零件在交变剪切(纯剪切或扭转)作用下的疲劳极限, 单位为牛每平方米(N/mm²);

σ_{brw} ——抛光试件在交变旋转弯曲作用下的疲劳极限值, 单位为牛每平方米(N/mm²)。

此处给定的 σ_{brw} 值一般为对应于 90%完好率的统计值, 对常用的钢材为碳钢的机械零件, σ_{brw} 值可按式(118)确定。

$$\sigma_{brw} = 0.5\sigma_b \dots\dots\dots(118)$$

式中:

σ_{brw} ——抛光试件在交变旋转弯曲作用下的疲劳极限值, 单位为牛每平方米(N/mm²);

σ_b ——机械零件钢材的极限抗拉强度, 单位为牛每平方米(N/mm²)。

7.2.6.3 形状、尺寸、表面情况和腐蚀的影响

对机械零件, 由于其形状、尺寸、表面(机械加工)情况以及其腐蚀状态等因素的影响, 必然使其在交变载荷下的疲劳极限相对于抛光试件的理想状态有所降低。分别用系数 K_s 、 K_d 、 K_u 和 K_c 来考虑这些影响。这些系数可按 GB/T 3811—2008 中附录 T 确定。

机械零件在交变载荷($r = -1$)下拉伸、压缩、弯曲和扭转剪切的疲劳极限 σ_{wr} 或 τ_{wr} 由式(119)~式(121)给出。

$$\sigma_{wr} = \frac{\sigma_{brw}}{K_s K_d K_u K_c} \dots\dots\dots(119)$$

或

$$\sigma_{wr} = \frac{\sigma_w}{K_s K_d K_u K_c} \dots\dots\dots(120)$$

在纯剪切情况下, 取:

$$\tau_{wr} = \tau_w \dots\dots\dots(121)$$

式中:

τ_{wr} ——零件拉伸、压缩、弯曲和扭转剪切的疲劳极限, 单位为牛每平方米(N/mm²);

τ_w ——抛光零件在交变剪切(纯剪切或扭转)作用下的疲劳极限, 单位为牛每平方米(N/mm²);

K_s, K_d, K_u, K_c ——系数。

7.2.6.4 作为 r 、 σ_b 和 σ_{wr} (τ_{wr}) 函数的疲劳极限

图 23 为疲劳极限曲线[史密斯(SMITH)图], 他表达了疲劳极限 σ_a (或 τ_d) 与极值应力比 r 、抗拉强度 σ_b 和交变载荷($r = -1$)下疲劳极限 σ_{wr} (τ_{wr}) 之间的假设关系, 见表 39。

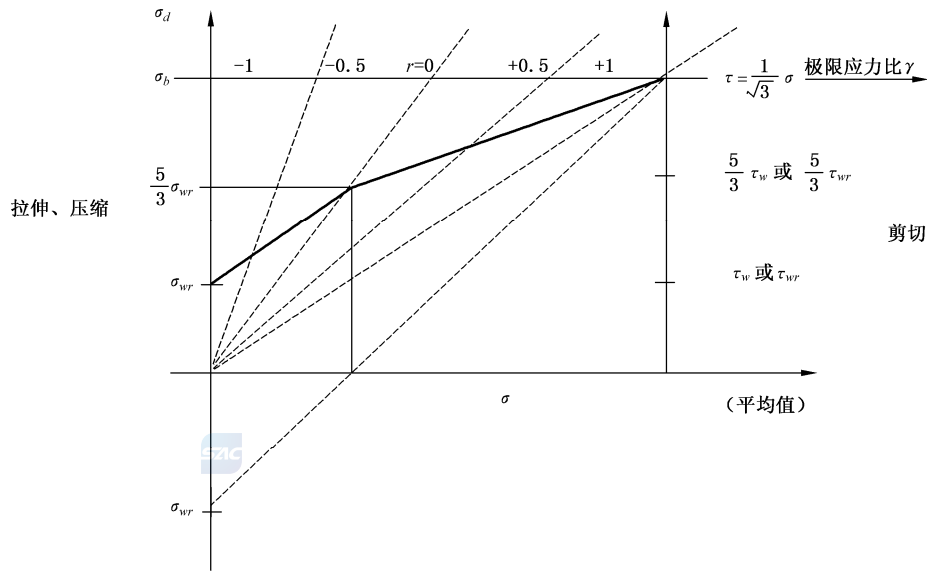


图 23 疲劳极限曲线

表 39 机械零件疲劳极限 $\sigma_d(\tau_d)$ 与 $r, \sigma_b, \sigma_{wr}(\tau_{wr})$ 的关系

正应力	$-1 \leq r < 0$	$\sigma_d = \frac{5}{3-2r} \sigma_{wr}$	交变应力
	$0 \leq r \leq 1$	$\sigma_d = \frac{\frac{5}{3} \sigma_{wr}}{1 - \left(\frac{\frac{5}{3} \sqrt{3} \sigma_{wr}}{\sigma_b} \right) r}$	脉动应力
剪切应力	$-1 \leq r < 0$	$\tau_d = \frac{5}{3-2r} \tau_{wr}$	交变应力
	$0 \leq r \leq 1$	$\tau_d = \frac{\frac{5}{3} \tau_{wr}}{1 - \left(\frac{\frac{5}{3} \sqrt{3} \tau_{wr}}{\sigma_b} \right) r}$	脉动应力

7.2.6.5 疲劳寿命曲线(威勒曲线)

图 24 的疲劳寿命曲线表示了当所有应力循环具有相同的幅值和相同的应力循环特征值 r 时,疲劳破坏前能承受的应力循环数 n 和最大应力 $\sigma(\tau)$ 之间的函数关系,假设如下:

a) 对 $n_T \leq 8 \times 10^3$:

$$\sigma = \sigma_b \dots\dots\dots (122)$$

或

$$\tau = \frac{\sigma_b}{\sqrt{3}} \dots\dots\dots(123)$$

式中：

σ, τ ——最大应力,单位为牛每平方米(N/mm²)；

σ_b ——机械零件钢材的极限抗拉强度,单位为牛每平方米(N/mm²)。

b) 对 $8 \times 10^3 < n_T < 2 \times 10^6$ 的有限疲劳区,这一函数关系可由图 24 双对数坐标中的 TD 直线来表示。在所考虑的区间内,威勒曲线的斜率由 C 来表示。

$$C = \tan\varphi = \frac{\lg 2 \cdot 10^6 - \lg 8 \cdot 10^3}{\lg \sigma_b - \lg \sigma_d} \dots\dots\dots(124)$$

$$C = \tan\varphi = \frac{\lg 2 \cdot 10^6 - \lg 8 \cdot 10^3}{\lg \frac{\sigma_b}{\sqrt{3}} - \lg \tau_d} \dots\dots\dots(125)$$

c) 对 $n_T \geq 2 \times 10^6$:

$$\sigma = \sigma_d \dots\dots\dots(126)$$

或

$$\tau = \tau_d \dots\dots\dots(127)$$

式中：

C ——威勒曲线斜率；

$\tan\varphi$ ——威勒曲线斜率；

σ_b ——机械零件钢材的极限抗拉强度,单位为牛每平方米(N/mm²)；

σ_d ——机械零件的疲劳极限,单位为牛每平方米(N/mm²)；

τ_d ——机械零件的疲劳极限,单位为牛每平方米(N/mm²)；

σ ——最大应力,单位为牛每平方米(N/mm²)。

在计算应力谱系数 K_s 值时,用到上述 C 值。

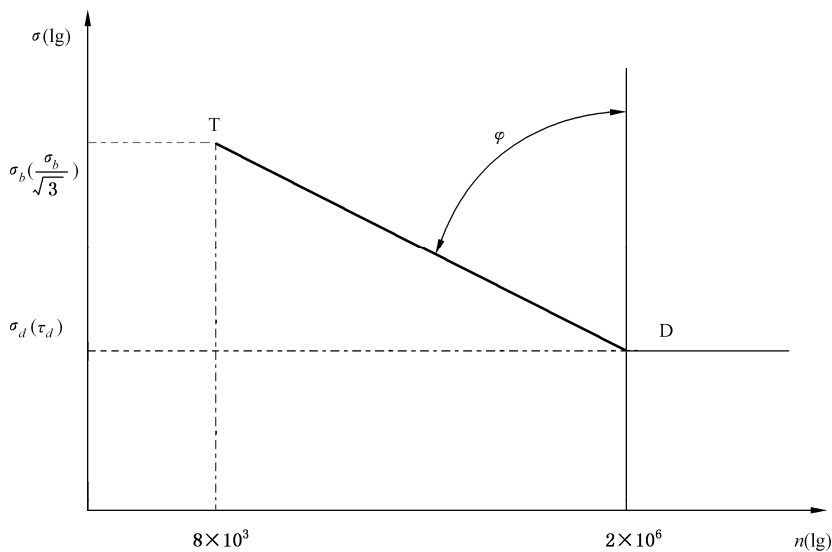


图 24 疲劳寿命曲线

7.2.6.6 机械零件的疲劳强度

一个已知的机械零件,其拉伸或压缩疲劳强度 σ_r 或剪切疲劳强度 τ_r 可以分别用式(128)和

式(129)来确定。

$$\sigma_r = (2^{\frac{8-j}{c}}) \sigma_d \quad \dots\dots\dots (128)$$

或

$$\tau_r = (2^{\frac{8-j}{c}}) \tau_d \quad \dots\dots\dots (129)$$

式中：

σ_r ——机械零件的拉伸或压缩疲劳强度,单位为牛每平方米(N/mm²)；

j ——该机械零件工作级别的组别号, $j=1\sim 8$,见表6；

C ——威勒曲线的斜率；

σ_d ——机械零件的疲劳极限,单位为牛每平方米(N/mm²)；

τ_r ——机械零件的剪切疲劳强度,单位为牛每平方米(N/mm²)；

τ_d ——机械零件的疲劳极限,单位为牛每平方米(N/mm²)。

根据机械零件总应力循环数 n_T 和应力谱系数 K_S ,它们的组别划分和相应于每一组别的临界疲劳应力如图 25 所示,其中 σ_{jr} 表示用于相应工作级别的应力。对临界剪切应力, σ 用 τ 来代替。

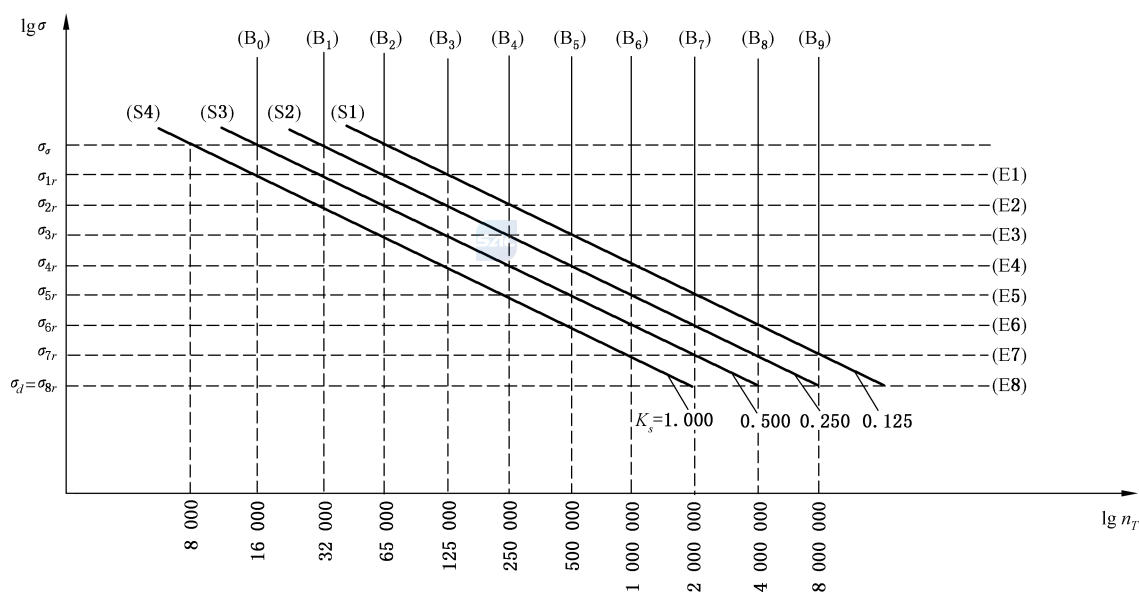


图 25 每个零件组别的临界疲劳应力图

7.2.6.7 疲劳许用应力和疲劳计算

将式(128)及式(129)中定义的 σ_r 和 τ_r 分别除以疲劳安全系数 n_r ,就可以求出疲劳许用应力 $[\sigma_r]$ 和 $[\tau_r]$ 。

取：

$$n_r = 3.2^{1/C} \quad \dots\dots\dots (130)$$

疲劳许用应力：

$$[\sigma_r] = \frac{\sigma_r}{n_r} \quad \dots\dots\dots (131)$$

$$[\tau_r] = \frac{\tau_r}{n_r} \quad \dots\dots\dots (132)$$

疲劳计算：

$$\sigma \leq [\sigma_r] \quad \dots\dots\dots (133)$$

式中：

- n_r ——疲劳安全系数；
- C ——威勒曲线斜率；
- $[\sigma_r]$ ——机械零件的拉伸或压缩疲劳许用应力，单位为牛每平方米(N/mm²)；
- σ_r ——机械零件的拉伸或压缩疲劳强度，单位为牛每平方米(N/mm²)；
- $[\tau_r]$ ——机械零件的剪切疲劳许用应力，单位为牛每平方米(N/mm²)；
- τ_r ——机械零件的剪切疲劳强度，单位为牛每平方米(N/mm²)；
- σ ——最大计算正应力，单位为牛每平方米(N/mm²)。

$$\tau \leq [\tau_r] \quad \dots\dots\dots (134)$$

式中：

- τ ——最大计算剪切应力，单位为牛每平方米(N/mm²)；
- $[\tau_r]$ ——机械零件的剪切疲劳许用应力，单位为牛每平方米(N/mm²)。

受具有不同应力循环特性值 r 的正应力和剪切应力同时作用的零件，应满足式(135)的要求。

$$\left(\frac{\sigma_x}{\sigma_{xr}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{yr}}\right)^2 - \left(\frac{\sigma_x \sigma_y}{|\sigma_{xr}| \cdot |\sigma_{yr}|}\right) + \left(\frac{\tau}{\tau_r}\right)^2 \leq \frac{1.1}{n_r^2} \quad \dots\dots\dots (135)$$

式中：

- σ_x, σ_y —— x 方向或 y 方向最大正应力，单位为牛每平方米(N/mm²)；
- σ_{xr}, σ_{yr} —— x 方向或 y 方向的正应力疲劳强度，单位为牛每平方米(N/mm²)；
- τ ——最大剪应力，单位为牛每平方米(N/mm²)；
- τ_r ——机械零件的剪切疲劳强度，单位为牛每平方米(N/mm²)；
- n_r ——疲劳安全系数。

如果不能从相应的应力 σ_x, σ_y 和 τ 确定上述关系的最不利情况，就应分别对载荷应力 $\sigma_{x \max}, \sigma_{y \max}$ 和 τ_{\max} 以及最不利的相应应力进行计算。

应注意上述计算并不能保证机械零件抗脆性破坏的安全性，只有选择合适的钢材质量组别才能确保这种安全性，可参见 GB/T 3811—2008 中附录 I。

7.3 停车设备专用零部件的选用计算

7.3.1 滚动轴承的选择计算

7.3.1.1 计算原则

滚动轴承计算的目的是计算滚动轴承是否能满足在 5.4.2.1 中规定的载荷情况 I、II、III 中最不利的情况下的静载荷的要求，及在载荷情况 I、II 中的较不利的情况下最大动载荷的要求，但对转速低于 10 r/min 的滚动轴承，不必校验其动承载能力。

7.3.1.2 滚动轴承的设计预期寿命

滚动轴承应具有足够的设计预期寿命，可以根据所在机构的使用等级确定；对作为易损件在使用中可以更换的滚动轴承，其设计预期寿命可以取为比它所在的机构使用等级低一级或低两级。

7.3.1.3 滚动轴承的等效平均动载荷

7.3.1.3.1 承受 P_M 型载荷(见 5.4.1.1)的轴承等效平均动载荷

7.3.1.3.1.1 水平运动的机构中的轴承等效平均动载荷

因为在作业循环周期内，承受 P_M 型载荷的滚动轴承所受的载荷值是变化的，为计算方便特确定一

个等效平均动载荷 P_{Mmean} ，并假定此载荷在 7.3.1.2 中所确定的设计预期寿命期内是不变的，其值为：

a) 对受加速力但不受风力影响的零件上的滚动轴承按式(136)计算。

$$P_{Mmean I} = K'_m P_{Mmax I} \quad \dots\dots\dots (136)$$

b) 对受加速力又受风力影响的零件上的滚动轴承按公式(137)计算。

$$P_{Mmean II} = K'_m P_{Mmax II} \quad \dots\dots\dots (137)$$

式中：

$P_{Mmean I}$ ——水平运动机构中受加速力但不受风力的零件上的滚动轴承的等效平均动载荷，单位为牛(N)；

$P_{Mmean II}$ ——水平运动机构中受加速力又受风力的零件上的滚动轴承的等效平均动载荷，单位为牛(N)。

$P_{Mmax I}$ 、 $P_{Mmax II}$ 见 5.4.2.2.1 和 5.4.2.3.1, K'_m 为 4.2.2 中所述的机构载荷谱系数 K_m 值的立方根。

7.3.1.3.1.2 作复合运动的机构中的轴承等效平均动载荷

机构使运动质量质心既有水平移动又有垂直位移的复合运动(例如俯仰机构运动)的情况下，应将下面两种等效平均动载荷组合起来以确定组合等效平均动载荷：

——由水平加速和风力产生的轴承等效平均动载荷，由 7.3.1.3.1.1 确定；

——由全部运动质量质心的垂直位移引起的轴承等效平均动载荷，由式(138)计算。

$$P'_{Mmax II} = \frac{2P_{Mmax} + P_{Mmin}}{3} \quad \dots\dots\dots (138)$$

式中：

$P'_{Mmax II}$ ——由全部运动质量质心作垂直位移引起的轴承等效平均动载荷，单位为牛(N)；

P_{Mmax} ——正常工作条件下与轴承相应动载荷的最大值，单位为牛(N)；

P_{Mmin} ——正常工作条件下与轴承相应动载荷的最小值，单位为牛(N)。

7.3.1.3.2 承受 P_R 型载荷的轴承等效平均动载荷

对无风正常工作的停车设备按 5.4.2 载荷情况 I 计算轴承所在处的极值动载荷 $P_{Rmax I}$ 、 $P_{Rmin I}$ ，或对有风正常工作的停车设备按 5.4.2 载荷情况 II 计算轴承所在处的极值动载荷 $P_{Rmax II}$ 、 $P_{Rmin II}$ ，再按式(139)、式(140)确定出此承受 P_R 型载荷的轴承无风工作的等效平均动载荷 $P_{Rmean I}$ 和有风工作的等效平均动载荷 $P_{Rmean II}$ 。

$$P_{Rmean I} = \frac{2P_{Rmax I} + P_{Rmin I}}{3} \quad \dots\dots\dots (139)$$

$$P_{Rmean II} = \frac{2P_{Rmax II} + P_{Rmin II}}{3} \quad \dots\dots\dots (140)$$

式中：

$P_{Rmean I}$ ——轴承无风工作的等效平均动载荷，单位为牛(N)；

$P_{Rmean II}$ ——轴承有风工作的等效平均动载荷，单位为牛(N)；

$P_{Rmax I}$ 、 $P_{Rmin I}$ ——无风正常工作的停车设备按载荷情况 I 计算轴承所在处的极值动载荷，单位为牛(N)；

$P_{Rmax II}$ 、 $P_{Rmin II}$ ——有风正常工作的停车设备按载荷情况 II 计算轴承所在处的极值动载荷，单位为牛(N)。

7.3.1.3.3 同时承受 P_M 和 P_R 型载荷的轴承等效平均动载荷

在 7.3.1.3.1 和 7.3.1.3.2 的基础上，将此两种轴承等效平均动载荷组合，即得到该轴承同时承受 P_M

和 P_R 型载荷时的轴承等效平均动载荷。

7.3.2 钢丝绳

7.3.2.1 钢丝绳选用原则

停车设备卷筒起升用钢丝绳不应低于 GB/T 20118 或 GB/T 8918 的要求。采用曳引轮驱动时,升降用钢丝绳不应低于 GB/T 8903 的规定。

起升用钢丝绳的公称直径不应小于 8 mm。

钢丝绳的选择应满足本标准适用的停车设备对所使用的钢丝绳规定的最低选用要求。本标准规定的钢丝绳使用的前提是:所采用的钢丝绳出厂时已得到正确润滑,滑轮和卷筒的卷绕直径、曳引轮和导轮等卷绕直径选择适当。

其中曳引钢丝绳应符合下列要求:

a) 钢丝绳的抗拉强度:

- 1) 对于单强度钢丝绳宜为 1 570 N/mm² 或 1 770 N/mm²;
- 2) 对于双强度钢丝绳,外层钢丝绳宜为 1 370 N/mm²,内层钢丝绳宜为 1 770 N/mm²。

b) 钢丝绳的其他特性(延伸性、圆度、柔性、试验等)应符合 GB/T 8903 的规定。

7.3.2.2 钢丝绳结构型式的选择

钢丝绳的选择应考虑工作环境的腐蚀性和湿度,优先采用线接触型的镀锌钢丝绳。

7.3.2.3 钢丝绳直径的选择计算

7.3.2.3.1 确定钢丝绳最大工作静拉力 S 应考虑的因素

计算最大工作静拉力时应考虑下列因素:

- 停车设备的额定起升载荷及分布;
- 下滑轮和载车板或升降平台等的自重重力;
- 起升钢丝绳缠绕滑轮组的倍率 a 和绕上卷筒的钢丝绳分支数;
- 起升高度超过 50 m 时,一般要考虑钢丝绳的自重重力;
- 钢丝绳系统的总传动效率 η_Σ 。对单联滑轮组可按式(141)计算。

$$\eta_\Sigma = \frac{1 - \eta_l^a}{(1 - \eta_l)^a} \cdot \eta_D \quad \dots\dots\dots(141)$$

式中:

- η_Σ ——钢丝绳系统的总传动效率;
- η_l ——单个滑轮的效率(滚动轴承取 0.98,滑动轴承取 0.96);
- a ——钢丝绳滑轮组或链条组的倍率;
- η_D ——导向滑轮的效率。

7.3.2.3.2 钢丝绳选用计算的最小安全系数

7.3.2.3.2.1 根据停车设备操作方式,所选钢丝绳的整绳最小破断拉力应满足式(142)。

$$F_0 \geq S n \quad \dots\dots\dots(142)$$

式中:

- F_0 ——钢丝绳的整绳最小破断拉力,单位为千牛(kN);
- S ——钢丝绳最大工作静拉力,单位为千牛(kN);
- n ——钢丝绳的安全系数,根据操作方式,按表 40 选择安全系数 n 。

表 40 起升挠性件(钢丝绳、链条、钢带)安全系数

操作方式	无人方式	准无人方式	人车共乘方式
安全系数 n	5	7	12

7.3.2.3.2.2 曳引钢丝绳的最大工作静拉力 S 按载有额定起升载荷的升降平台停靠在最底层计算。

7.3.3 滑轮和卷筒

7.3.3.1 滑轮和卷筒的卷绕直径

按钢丝绳中心计算的滑轮和卷筒的卷绕直径,与钢丝绳直径之比不应小于 20,对人车共乘方式的不应小于 40。升降横移类机械式停车设备采用尼龙滑轮,机构工作级别不大于 M4 时,滑轮卷绕直径与钢丝绳直径之比不应小于 18。

采用平衡滑轮时,滑轮卷绕直径与钢丝绳直径之比不应小于 16。

7.3.3.2 滑轮、卷筒的材质和结构型式的选择

7.3.3.2.1 滑轮、卷筒材质的选择

铸造滑轮和卷筒的材质应选用力学性能不低于 GB/T 9439—2010 中的 HT200,力学性能不低于 GB/T 11352—2009 的 ZG270-500。

焊接、轧制滑轮和卷筒的材质应选用力学性能不低于 GB/T 700—2006 中的 Q235B。根据使用工况和环境温度的需要,也可选用力学性能不低于 GB/T 1591—2018 中的 Q355。

允许使用满足使用要求的其他材质的滑轮。

7.3.3.2.2 滑轮、卷筒的结构型式

滑轮结构型式宜符合 GB/T 27546—2011 的规定,卷筒结构型式宜符合 JB/T 9006 的规定。焊接卷筒的结构型式一般为短轴式,可以用卷筒联轴器与减速器连接。

7.3.3.2.3 绳槽半径

钢丝绳的使用寿命不仅与其弯曲半径,即滑轮、卷筒的直径密切相关,还与其和沟槽之间的比压等因素有关。滑轮、卷筒的绳槽半径 r 与钢丝绳公称直径 d 的比值应按式(143)计算。

$$r = (0.53 \sim 0.6)d \quad \dots\dots\dots (143)$$

式中:

r ——滑轮、卷筒的绳槽半径,单位为毫米(mm);

d ——钢丝绳公称直径,单位为毫米(mm)。

7.3.3.3 钢丝绳允许偏斜角

7.3.3.3.1 钢丝绳绕进或绕出滑轮槽时的最大偏斜角(即钢丝绳中心线和与滑轮轴垂直的平面之间的夹角)不应大于 5° 。

7.3.3.3.2 钢丝绳绕进或绕出卷筒时,钢丝绳中心线偏离螺旋槽中心线两侧的角度不应大于 3.5° ;对大起升高度及 D/d 值较大的卷筒,其钢丝绳偏离螺旋槽中心线的允许偏斜角应由计算确定。

7.3.3.4 钢丝绳的绳端固定

7.3.3.4.1 钢丝绳在卷筒上的安全圈不少于 2 圈。钢丝绳在卷筒上的固定,应采用带楔块的压紧装置,

或至少用两个绳夹或两个固定压板或具有同等安全的其他装置,将其固定在卷筒上。

7.3.3.4.2 人车共乘的停车设备钢丝绳绳端固定装置应在承受 3.5 倍钢丝绳最大工作静拉力时不发生永久变形,其他方式的应能承受 2.5 倍。

7.3.4 曳引轮

7.3.4.1 曳引轮及导轮直径

曳引轮的节圆直径与曳引钢丝绳公称直径之比不应小于 40,导轮/滑轮的节圆直径与曳引钢丝绳公称直径之比不应小于 30。

7.3.4.2 曳引轮材质

7.3.4.2.1 曳引轮槽面采用耐磨性能不低于 GB/T 1348—2009 中 QT600-3 的球墨铸铁材料;曳引轮槽面材质需均匀,同一轮上的硬度差不大于 15HBS。

7.3.4.2.2 曳引轮材料为球墨铸铁时,应符合 GB/T 1348—2009 的规定。

7.3.4.3 曳引轮公差要求

7.3.4.3.1 曳引轮绳槽工作面粗糙度最大允许值为 $Ra6.3$ 。

7.3.4.3.2 槽面法向跳动允许值为曳引轮节径的 $1/2\ 000$,各槽节圆直径之间的差值不应大于 $0.1\ mm$ 。

7.3.4.4 曳引轮绳槽形状

曳引轮绳槽形状:切口半圆槽、半圆槽、V形槽。

7.3.5 曳引力计算

7.3.5.1 基本条件

钢丝绳曳引需满足的四个条件:

- a) 升降平台装载至 125% 额定起升载荷的情况下应保持平层状态不打滑;
- b) 应保证在任何紧急制动的状态下,不管升降平台是空载还是满载,其减速度的值不能超过缓冲器(包括减行程的缓冲器)作用时减速度的值;
- c) 当对重压在缓冲器上而曳引机按升降平台上行方向旋转时,不应提升升降平台;
- d) 按照 GB/T 10059—2009 中 4.2.1.2 规定的方法所测得的升降机平衡系数应在 $0.4\sim 0.5$ 范围内。

7.3.5.2 曳引力计算公式

7.3.5.2.1 升降平台额载和紧急制动工况按式(144)计算。

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{f\alpha} \dots\dots\dots(144)$$

用于升降平台额载滞留(对重压在缓冲器上曳引机旋转驱动搬运器向上运行)工况按式(145)计算。

$$\frac{T_1}{T_2} \geq e^{f\alpha} \dots\dots\dots(145)$$

式中:

- f ——当量摩擦系数,见 7.3.5.2.2;
- α ——钢丝绳在绳轮上的包角;
- T_1, T_2 ——曳引轮两侧曳引绳中的拉力,见 7.3.5.2.3。

7.3.5.2.2 当量摩擦系数 f 计算如下:

a) 半圆槽和带切口的半圆槽(见图 26)按式(146)计算;

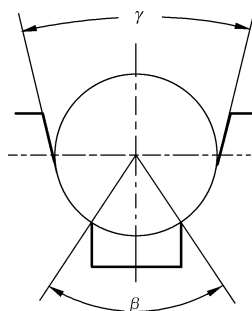


图 26 切口半圆槽

$$f = \mu \frac{4[\cos(\gamma/2) - \sin(\beta/2)]}{\pi - \beta - \gamma - \sin\beta + \sin\gamma} \dots\dots\dots(146)$$

式中:

γ ——槽的角度, γ 值不应小于 $25^\circ(0.43 \text{ rad})$;

β ——切口角度, β 值不应超过 $106^\circ(1.83 \text{ rad})$, 相当于槽下部 80% 被切除;

μ ——摩擦系数, 装载工况 $\mu = 0.1$, 升降平台滞留工况 $\mu = 0.2$, 紧急制动工况 $\mu = \frac{0.1}{1 + v/10}$, v 为升降平台额定速度运行时, 钢丝绳的线速度, 单位为米每秒(m/s)。

b) V 型槽: 当槽没有进行附加硬化处理, 为了限制由于磨损而导致曳引条件的恶化, V 型槽下部应切口(见图 27)。

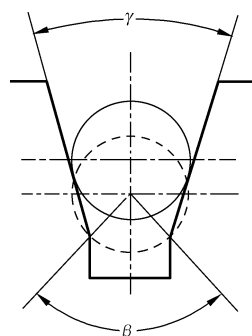


图 27 V 型槽

1) 升降平台装载和紧急制动工况, 没有进行附加硬化处理的 V 型槽按式(147)计算。

$$f = \mu \frac{4[1 - \sin(\beta/2)]}{\pi - \beta - \sin\beta} \dots\dots\dots(147)$$

式中:

γ ——槽的角度, γ 值不应小于 35° ;

β ——切口角度, β 值不应超过 $106^\circ(1.83 \text{ rad})$, 相当于槽下部 80% 被切除;

μ ——摩擦系数, 装载工况 $\mu = 0.1$, 升降平台滞留工况 $\mu = 0.2$, 紧急制动工况 $\mu = \frac{0.1}{1 + v/10}$, v 为升降平台额定速度运行时, 钢丝绳的线速度, 单位为米每秒(m/s)。

2) 升降平台装载和紧急制动工况, 进行附加硬化处理的 V 型槽按式(148)计算;

$$f = \mu \frac{1}{\sin(\gamma/2)} \dots\dots\dots(148)$$

式中：

γ ——槽的角度， γ 值不应小于 35° ；

β ——切口角度， β 值不应超过 $106^\circ(1.83 \text{ rad})$ ，相当于槽下部 80% 被切除；

μ ——摩擦系数，装载工况 $\mu=0.1$ ，升降平台滞留工况 $\mu=0.2$ ，紧急制动工况 $\mu = \frac{0.1}{1+v/10}$ ， v

为升降平台额定速度运行时，钢丝绳的线速度，单位为米每秒(m/s)。

3) 升降平台滞留工况，进行附加硬化处理和没有进行附加硬化处理的 V 型槽按式(149)计算；

$$f = \mu \frac{1}{\sin(\gamma/2)} \dots\dots\dots(149)$$

式中：

γ ——槽的角度， γ 值不应小于 35° ；

β ——切口角度， β 值不应超过 $106^\circ(1.83 \text{ rad})$ ，相当于槽下部 80% 被切除；

μ ——摩擦系数，装载工况 $\mu=0.1$ ，升降平台滞留工况 $\mu=0.2$ ，紧急制动工况 $\mu = \frac{0.1}{1+v/10}$ ， v

为升降平台额定速度运行时，钢丝绳的线速度，单位为米每秒(m/s)。

7.3.5.2.3 拉力 T_1 、 T_2 计算如下：

- a) 升降平台超载工况： T_1/T_2 的静态比值应按升降平台装有 125% 额定载荷并考虑升降平台在井道不同位置的最不利情况进行计算。
- b) 紧急制动工况： T_1/T_2 的动态比值应按升降平台空载或装有额定载荷在井道不同位置的最不利情况进行计算，每一个运动部件都应正确考虑其减速度和钢丝绳倍率。减速度正常情况下不应小于 0.5 m/s^2 ；对于使用减行程缓冲器时减速度不应小于 0.8 m/s^2 。
- c) 升降平台滞留工况： T_1/T_2 的静态比值应按照升降平台空载或装有额定载荷升降平台在井道不同位置的最不利情况进行计算。

7.3.6 车轮与轨道

7.3.6.1 材料

7.3.6.1.1 车轮和滚轮的材料

停车设备的车轮和滚轮材料可采用钢质或尼龙。采用钢质材料时，应符合 JB/T 6392 的规定。采用球墨铸铁时，其踏面与轮缘应进行热处理。

7.3.6.1.2 轨道材料

停车设备用轨道材料推荐如下：

- 轻轨推荐用力学性能不低于 GB/T 11264—2012 中的 55Q；
- 铁路用热轧钢轨推荐用力学性能不低于 GB/T 2585—2007 中的 U71Mn；
- 起重机钢轨推荐用力学性能不低于 YB/T 5055 中的 U71Mn。

当采用其他型钢、方钢、扁钢等做轨道时，应注意其材质和硬度的实际情况，必要时可降低轮压，以保证有足够的使用寿命。



7.3.6.2 车轮与滚轮的校验计算

7.3.6.2.1 总则

本计算方法适用于轨道安装与维护良好、车轮调整正确的钢制车轮和钢制滚轮的校验计算。

停车设备的车轮和滚轮应根据等效工作轮压进行疲劳强度校验计算,应根据最大轮压进行静强度校验计算。

7.3.6.2.2 计算载荷

7.3.6.2.2.1 等效工作轮压

等效工作轮压按式(150)确定。

$$P_{\text{mean I, II}} = \frac{P_{\text{min I, II}} + 2P_{\text{max I, II}}}{3} \dots\dots\dots (150)$$

式中:

$P_{\text{mean I}}$ ——无风正常工作停车设备的等效工作轮压,单位为牛(N);

$P_{\text{mean II}}$ ——有风正常工作停车设备的等效工作轮压,单位为牛(N);

$P_{\text{min I, II}}$ ——按 5.4.2.2 的载荷情况 I 或按 5.4.2.3 的载荷情况 II, 停车设备空载确定的所验算车轮的最小轮压,单位为牛(N);

$P_{\text{max I, II}}$ ——按 5.4.2.2 的载荷情况 I 或按 5.4.2.3 的载荷情况 II, 停车设备满载确定的所验算车轮的最大轮压,单位为牛(N)。

7.3.6.2.2.2 最大轮压

最大轮压 P_{max} 是指在载荷情况 I、II、III 中最不利状态和位置下最大轮压中的较大者,单位为牛(N)。

7.3.6.2.2.3 确定承压面的有效接触宽度 l

对具有平坦承压面的轨道,总宽度为 b ,每边倒角圆半径为 r ,如图 28a),轮轨有效接触宽度为: $l = b - 2r$ 。

对于具有平坦承压面的轨道,车轮在 H 钢下翼缘上面运行,则轮轨有效接触宽度为: $l = w - r$ 。

其中 w 为车轮踏面宽度, r 为车轮倒角圆半径,如图 28b)所示。

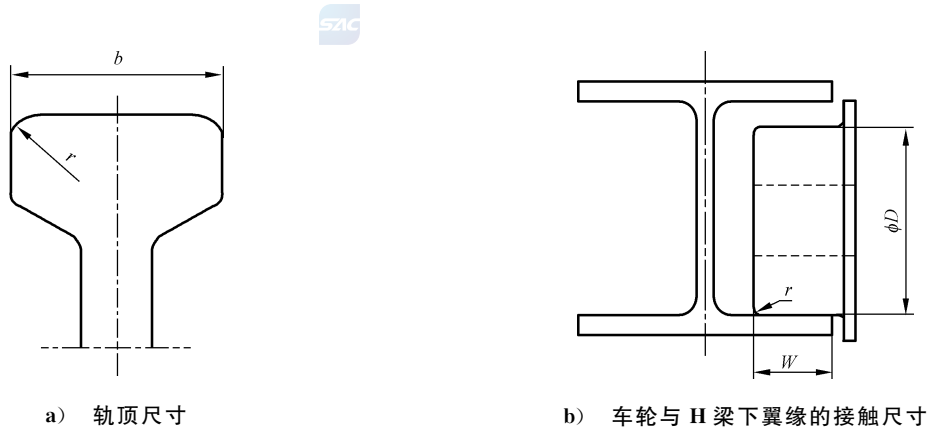


图 28 车轮踏面与轨道的接触宽度

7.3.6.2.3 允许轮压

允许轮压按式(151)计算。

$$P_L = kDlC \dots\dots\dots(151)$$

式中:

- P_L ——正常工作停车设备车轮或滚轮的允许轮压,单位为牛(N);
- k ——车轮或滚轮的许用比压,钢质车轮或滚轮按表 41 选取,单位为牛每平方米(N/mm²);
- D ——车轮或滚轮的踏面直径,单位为毫米(mm);
- l ——车轮或滚轮与轨道承压面的有效接触宽度(按 7.3.6.2.2.3 计算),单位为毫米(mm);
- C ——计算系数,进行车轮或滚轮踏面疲劳校验时, $C = C_1 C_2$;进行车轮或滚轮强度校验时, $C = C_{\max}$; C_1 为转速系数,按表 42 或表 43 选取; C_2 为车轮所在机构的工作级别系数,按表 44 选取; $C_{\max} = C_{1\max} C_{2\max}$,取 $C_{\max} = 1.9$ 。

注:对于具有凸起承压面的轨道或车轮(滚轮),许用比压 k 可增加 10%。

7.3.6.2.4 车轮或滚轮的疲劳强度校验

车轮或滚轮的疲劳强度应满足式(152)的规定。

$$P_{\text{mean}} \leq P_L \dots\dots\dots(152)$$

式中:

- P_{mean} ——根据式(150)计算得 $P_{\text{mean I}}$ 和 $P_{\text{mean II}}$,两者之中取大者;
- P_L ——正常工作停车设备车轮或滚轮的允许轮压,单位为牛(N)。

7.3.6.2.5 车轮或滚轮的静强度校验

车轮或滚轮的静强度应满足式(153)的规定。

$$P_{\max} \leq 1.9kDl \dots\dots\dots(153)$$

式中:

- P_{\max} ——最大轮压(见 7.3.6.2.2.2,包括考虑动载试验或静载试验的载荷),单位为牛(N)。

表 41 车轮与滚轮的许用比压 k 单位为牛每平方米

车轮与滚轮材料的抗拉强度 σ_b	轨道材料最小抗拉强度	许用比压 k
$\sigma_b > 500$	350	5.0
$\sigma_b > 600$	350	5.6
$\sigma_b > 700$	510	6.5
$\sigma_b > 800$	510	7.2
$\sigma_b > 900$	600	7.8
$\sigma_b > 1\ 000$	700	8.5

注: σ_b 为车轮或滚轮材料未热处理时的抗拉强度。

表 42 车轮转速系数 C_1

车轮转速 n r/min	C_1	车轮转速 n r/min	C_1	车轮转速 n r/min	C_1
100	0.82	45	0.96	20	1.06
90	0.84	40	0.97	18	1.07
80	0.87	35.5	0.99	16	1.09
71	0.89	31.5	1.00	14	1.10
63	0.91	28	1.02	12.5	1.11
56	0.92	25	1.03	11.2	1.12
50	0.94	22.4	1.04	10	1.13

表 43 车轮直径和运行速度与转速系数 C_1

车轮直径 mm	运行速度 m/min														
	10	12.5	16	20	25	31.5	40	50	63	80	100	125	160	200	250
200	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72	0.66	—	—	—
250	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72	0.66	—	—
315	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72	0.66	—
400	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72	0.66
500	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72

表 44 工作级别系数

车轮所在机构工作级别	C_2
M2	1.25
M3、M4	1.12
M5	1.00
M6	0.90
M7、M8	0.80

7.3.7 缓冲器

7.3.7.1 缓冲器应按碰撞动能及最大碰撞力,并考虑缓冲行程来选用,允许的最大减速度为 4 m/s^2 。宜采用 JB/T 7017、JB/T 12987、JB/T 12988、JB/T 10833 中规定的缓冲器。

7.3.7.2 缓冲器设置位置应符合以下规定:

- 强制驱动的升降平台缓冲器应设置在其垂直升降的下端和上端;
- 非强制驱动的升降平台缓冲器应设置在其垂直升降的下端;
- 水平运行的搬运器缓冲器应设置在其水平运行的两端。

7.3.8 联轴器

联轴器应验算所传递的扭矩,并满足式(154)规定。

$$M_L \leq [M_L] \dots\dots\dots (154)$$

式中:

M_L ——联轴器的计算扭矩,按下式计算,单位为牛米(N·m);

$$M_L = kM'_L$$

k ——与联轴器有关的系数,见 JB/T 7511(机械式联轴器选用计算),一般为 1.3~3.1,起升机构应取大值,使用频繁重载场合应取大值;

M'_L ——联轴器所连接的轴的传递转矩,单位为牛米(N·m);

$[M_L]$ ——联轴器的许用扭矩,单位为牛米(N·m)。

7.3.9 齿轮齿条设计

7.3.9.1 停车设备齿轮设计应进行齿面接触强度和轮齿弯曲强度计算,采用的设计计算方法应结合停车设备工作特点,并满足不同类型和使用场合的停车设备各机构的安全性和可靠性要求。渐开线圆柱齿轮的承载能力计算应符合 GB/T 3480 和 GB/T 10062 的规定。制造商应阐明齿轮设计所用的方法和依据,并依据 5.4.2 给出的方法确定齿轮计算载荷,按 4.2.1 确定所在机构的总使用时间,或按 4.3.1 规定的与该设计齿轮相应的总应力循环数确定使用等级。

7.3.9.2 起升用的齿轮、齿条模数不应小于 7(存取搬运器上用于升降的齿轮、齿条模数不应小于 5)。

7.3.9.3 起升用齿条应牢固地固定在结构件上,在接缝处应精确定位。

7.3.9.4 起升机构中如果几个驱动齿轮同时与齿条啮合,应提供一个自动调节装置来均分所有驱动齿轮之间的载荷。

7.3.10 链轮

7.3.10.1 链轮的材质应能保证轮齿具有足够的耐磨性和强度,力学性能不宜低于 GB/T 699—2015 规定的 45 钢。

7.3.10.2 链轮参数应符合 GB/T 1243 的规定。垂直循环类机械式停车设备用链轮应符合 GB/T 8350 的规定。

7.3.10.3 所有的链轮应便于润滑。

7.3.11 链条

7.3.11.1 滚子链应符合 JB/T 11079 和 GB/T 1243 的规定。

7.3.11.2 链条的选用和计算应根据最大工作载荷及安全系数,由式(155)计算链条所需的破断载荷 P_P (用 P_P 选择链条)。

$$P_P \geq P_{\max} n \dots\dots\dots (155)$$

式中:

P_P ——破断载荷,单位为牛(N);

P_{\max} ——链条最大工作静拉力,单位为牛(N);

n ——安全系数,按表 40 选取安全系数。

7.3.11.3 对长节距输送链强度计算如下:

如图 29~图 31 所示。



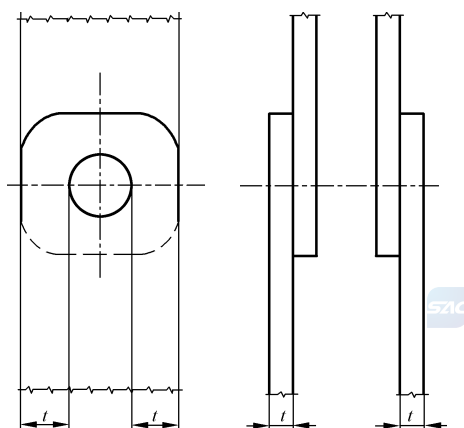


图 29 长节距输送链

- a) 链板的剪应力和挤压面的挤压应力按 6.4.1.6.2 和 6.4.1.6.4 计算。
- b) 链板强度计算按式(156)、式(157)计算；

$$\sigma_1 = F/S_1 \quad \dots\dots\dots (156)$$

$$n = \sigma_b/\sigma_1 \quad \dots\dots\dots (157)$$

式中：

F ——链板所受最大拉力,单位为牛(N)；

S_1 ——链板最小受力面积, $S_1 = 4 \times 1 \times t$,单位为平方毫米(mm^2)；

σ_1 ——链板最大应力,单位为牛每平方米(N/m^2)；

σ_b ——链板材料抗拉强度,单位为牛每平方米(N/m^2)；

n ——安全系数,取值 $n \geq 7$ 。

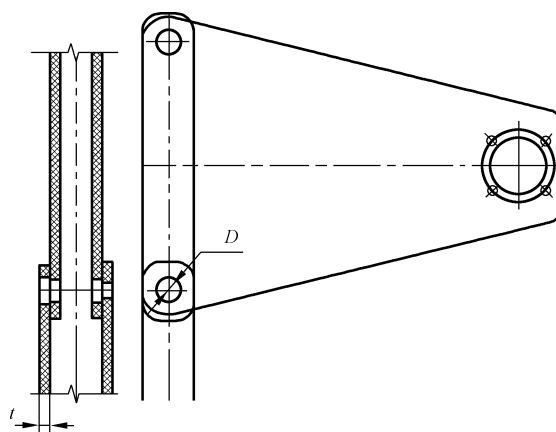


图 30 挂板

- c) 挂板受拉力强度按式(158)、式(159)计算。

$$\sigma_2 = F/S_2 \quad \dots\dots\dots (158)$$

$$n = \sigma_b/\sigma_2 \quad \dots\dots\dots (159)$$

式中：

S_2 ——挂板最小受力面积, $S_2 = \pi(D/2)^2$,单位为平方毫米(mm^2)；

F ——挂板综合受力(最不利负载工况计算),单位为牛(N)；

- D ——挂板与销轴配合孔径,单位为毫米(mm);
- σ_2 ——挂板最大应力,单位为牛每平方米(N/m^2);
- σ_b ——挂板材料抗拉强度,单位为牛每平方米(N/m^2);
- n ——安全系数,取值 $n \geq 7$ 。
- d) 挂板受弯矩强度按式(160)~(163)计算。

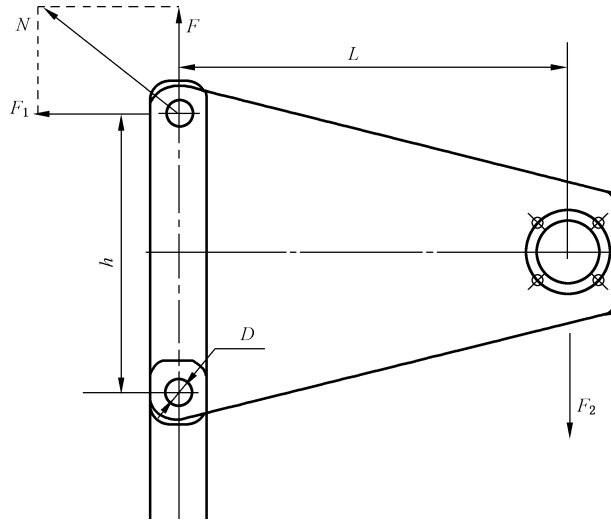


图 31 单片挂板的受力

$$F_1 = F_2 \frac{L}{h} = (0.6m_c + 0.5m_p) \times 9.8 \times \frac{L}{h} \quad \dots\dots\dots(160)$$

$$N = \sqrt{F_1^2 + F_2^2} \quad \dots\dots\dots(161)$$

$$\sigma_3 = N/S_2 \times 10^6 \quad \dots\dots\dots(162)$$

$$n = \sigma_{pp} / \sigma_3 \quad \dots\dots\dots(163)$$

式中:

- m_c ——额定起升载荷的质量,单位为千克(kg);
- m_p ——载车板质量,单位为千克(kg);
- σ_3 —— F_1 、 F_2 对挂板圆孔的挤压应力,单位为牛每平方米(N/m^2);
- σ_{pp} ——挂板材料许用挤压应力,单位为牛每平方米(N/m^2);
- n ——安全系数,取值 $n \geq 7$ 。
- e) 销轴强度按式(49)、式(50)计算。

7.3.12 回转支承

7.3.12.1 回转支承的选型原则

回转支承按回转机构工作级别选取。

7.3.12.2 回转支承计算工况及载荷

回转支撑应根据 5.3.3 中载荷组合 B、C 及安装状态最大载荷(分项载荷系数取为 1),分别计算作用在回转支承中心的载荷,将每种计算工况的载荷组合为轴向力 F_V 、水平力 F_h 和倾覆力矩 M 。

7.3.12.3 回转支承选型验算

根据 7.3.12.2 中的载荷 F_V 、 F_h 、 M 计算当量外载荷 F_{eq} ,计算方法参见附录 K。

回转支承的当量静容量 F_0 以回转支承供应商提供的参数为准。如供应商不能提供,则可参考附录 K 中 K.2 的方法进行计算。

所选回转支承应满足式(164)的规定。

$$F_0 \geq K_{ns} \times F_{eq} \quad \dots\dots\dots (164)$$

式中:

- F_0 ——回转支承当量静容量,单位为牛(N);
- F_{eq} ——回转支承当量外载荷,单位为牛(N);
- K_{ns} ——回转支承安全系数,取值不小于 1.35。

7.3.12.4 回转支承安装螺栓

7.3.12.4.1 安装螺栓及其配套螺母应分别选用 8.8 级别及 8 级以上的高强度螺栓副。

7.3.12.4.2 安装螺栓应进行静强度验算,验算方法参见附录 K 的规定。

7.3.12.4.3 当回转支承与其相连的上下支座采用螺纹孔安装时,螺栓在上下支座上的最小拧入深度不应小于规定值,参见表 K.4 的规定。

7.3.13 起升用螺杆/螺母

7.3.13.1 正常使用的螺杆、螺母之间应转动灵活、无卡阻现象,螺杆、螺母不应有裂纹和加工缺陷,应安装防止载车板等从其上脱开的装置。

7.3.13.2 起升螺杆副应设置防止尖锐物和异物进入的装置。

7.3.13.3 螺杆两端均应设有止挡装置,以防止承载轴承和螺母从滚珠丝杠上脱落。载车板抵达终点后起升螺杆副应有足够的安全缓冲行程,应设置防止载车板落地后对螺杆副直接冲击的装置或措施。

7.3.13.4 螺杆的设计寿命应大于承载螺母的设计寿命,螺母的安全系数根据所设计停车设备操作方式按表 40 确定。

7.3.14 齿形带和带轮

7.3.14.1 齿形带选用原则

停车设备起升用齿形带应优先采用圆弧型齿形带,并应符合 JB/T 7512.1 的规定。起升用齿形带的模数不宜小于 14M,具体以制造商提供的参数为准。

7.3.14.2 齿形带结构型式的选择

起升用齿形带应以镀铜钢丝绳作为强力层,在高温湿热环境中使用时,齿形带应采用镀铜不锈钢钢丝绳作为强力层。

7.3.14.3 齿形带选用计算

按安全系数法,根据所设计停车设备操作方式按表 40 确定齿形带安全系数。所选齿形带许用拉伸载荷应按式(142)。

此时式(142)中:

- F_0 ——齿形带的许用拉伸载荷,单位为千牛(kN);
- S ——齿形带的最大工作静拉力,单位为千牛(kN)。

7.3.14.4 带轮材料

驱动带轮应采用钢、铸铁、阳极氧化铝等耐磨材料制作,其齿槽尺寸、公差及挡圈设计应符合

JB/T 7512.2的规定。

7.3.14.5 带轮的最少齿数

当模数为 14M 时,带轮的最少齿数为 28;当模数为 20M 时,带轮的最少齿数为 34。

7.3.14.6 带轮直径计算

带轮直径按式(165)计算。

$$d = \frac{P_b \cdot z}{\pi} \dots\dots\dots (165)$$

式中:

- d ——带轮节圆直径;
- P_b ——节距;
- Z ——带轮齿数。

7.3.14.7 带轮槽型

带轮槽型为 14M、20M 等,轮齿的形状及尺寸如图 32 所示和表 45。

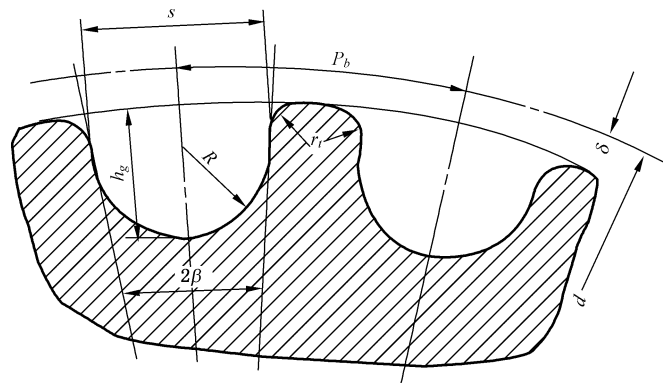


图 32 轮齿的形状

表 45 轮齿的尺寸

单位为毫米

槽型	节距 P_b	齿槽深 h_g	齿槽圆弧半径 R	齿槽圆角半径 r_t	齿槽宽 S	两倍节顶距 2δ	齿形角 $2\beta/(\circ)$
14M	14	6.20	4.65	1.36~1.50	9.80	2.794	≈ 14
20M	20	8.60	6.84	1.95~2.25	14.80	4.320	≈ 14

7.3.14.8 齿形带端部联接

起升用齿形带的两端应通过压齿板及悬挂装置,分别与升降平台及对重装置连接,连接件的承载能力应达到破断载荷的 80% 以上,以保证其系统的安全系数要求。

压带板的齿形及尺寸与所选齿形带相匹配,最小齿数可根据制造商的要求确定。

7.3.15 液压系统

7.3.15.1 基本要求

液压系统及相关元件的特性应符合 GB/T 3766 的规定。

7.3.15.2 液压油

液压油的物理和化学特性应满足使用和预期循环次数的要求。液压油的黏度应确保系统在停车设备工作温度范围内正常工作。

7.3.15.3 油箱

油箱的最高和最低油位应有标识。回油口的尺寸与位置选择应能限制液压油的流速,以避免产生紊流。

7.3.15.4 滤油器

液压系统应安装滤油器,滤油器的过滤能力应满足液压元件的工作要求。考虑允许的温升,在预期黏度变化范围内,滤油器的规格应能满足所有工况下的额定流量要求。如果没有安装堵塞指示器,宜安装旁路以便滤油器堵塞时液压油可以从旁路通过。

7.3.15.5 液压回路

7.3.15.5.1 当一个或多个元件出现失效或发生故障时,液压回路的设计制造应能使风险降到最低。

7.3.15.5.2 液压回路的设计应保证在正常操作情况下,油缸和其他驱动装置运动的可控制性。

7.3.15.5.3 每个液压回路至少要有有一个测压点。

7.3.15.5.4 应采取可靠措施,使液压系统的工作油温不超过 80℃。

7.3.15.5.5 应设置防止电动机空转装置。

7.3.15.5.6 油压升降驱动系统应设有防止升降平台自然下降装置。

7.3.15.5.7 液压系统应设置安全防护装置,防止液压系统失压,致使搬运器或升降平台坠落。

7.3.15.6 泵

7.3.15.6.1 在设计的工作范围内,泵应能提供所需的流量。

7.3.15.6.2 泵的最大工作压力不应小于溢流阀的设定压力。

7.3.15.6.3 当反转会损坏泵或其他部件时,应采取有效措施防止或限制动力机反转;当动力机反转的损坏风险可忽略时,则可只提供现场检查运动方向的指示或警告。

7.3.15.7 管路与接头

7.3.15.7.1 软管和接头的破断压力不应小于工作压力的 4 倍。钢管和接头的破断压力不应小于工作压力的 2.5 倍。

7.3.15.7.2 具有安全功能的管路和接头的安装位置应便于安全检查及维护。

7.3.15.8 油缸

7.3.15.8.1 在正常工作状态下,考虑到所有可预见的过压(如温度变化引起的),油缸产生的最大压力不应使油缸及相连的构件产生破坏。

7.3.15.8.2 当使用单作用油缸时,应确保活塞杆安全收回。

7.3.15.8.3 回路应能防止油缸内腔部分或全部真空。

7.3.15.8.4 当活塞杆在外力作用下运动时,应装有保持活塞杆平稳运动的装置,以防止对结构产生任何振动。

7.3.15.8.5 油缸的安装除了应方便部件的拆卸外,还应方便对停车设备和相关部件的维护操作。

7.3.15.8.6 应设置防止油压活塞从缸中脱离的装置。

7.3.15.9 阀

需在使用中调节的阀应安装在易于接近的位置。

7.3.15.10 防止超压

应采取措施防止工作压力超过规定的最大工作压力,应采取适当的预防或构造措施防止工作压力(包括瞬时尖峰压力)超出 1.6 倍规定的额定工作压力。

7.3.15.11 防止传动装置意外启动

应有措施防止停车设备结构在液压动力中断(包括正常中断和故障中断)后重新提供时发生任何意外动作,例如采用电气联锁或动力中断时控制装置自动回复零位的方法来防止。

8 电气

8.1 总则

停车设备的电气系统应保证传动性能和控制性能准确可靠,能防止由于电气设备本身引起的危险,或由于机械运动等损伤导致电气设备产生的危险。

8.2 使用环境条件

8.2.1 电气设备应能保证在环境温度为一5℃~40℃内正常工作。

8.2.2 周围空气温度在+40℃的最高温度时,其相对湿度不超过50%,温度较低时相对湿度可以提高(例如在+20℃时提高为90%),应考虑到由于温度变化可能偶然发生的凝露现象。

8.2.3 停车设备使用的海拔不超过1000m。

8.2.4 使用环境中不应有易燃、易爆、腐蚀、破坏绝缘和影响导电的介质。

注:超出上述规定范围时,由用户与制造商协商解决。

8.3 电源和供电

8.3.1 停车设备采用380V、50Hz三相交流电源或220V、50Hz电源,应采用TN-S接零保护系统(俗称三相五线制)供电。供电系统在停车设备馈电线接入处的电压波动不应超过额定电压的±10%。供电电源宜采用双电源供电。两个电源或两条线路之间宜采用自动切换装置,自动切换应在进入停车设备控制箱前完成。

8.3.2 供电接地线的连接、敷设应符合GB 50169的要求。附建停车设备低压配置系统的接地型式应与主建筑物低压配电系统的接地型式一致。

8.4 配电系统

8.4.1 停车设备上应设总断路器,短路时应有自动分断该电路的功能。

8.4.2 停车设备的运行、控制及辅助电源分支线路应采用断路器、熔断器或过电流保护继电器,提供故障保护功能。停车设备内部的电压降不应超过5%。

8.4.3 停车设备动力、照明配电线路应与消防用电的配电线路分开。

8.4.4 应设欠电压、失电压、过电压、错相和缺相等电气保护措施。

8.5 电气控制

8.5.1 控制柜

8.5.1.1 控制柜门应可靠锁住,使用钥匙才能打开。控制柜的门打开影响到停车设备运行安全时,门上应有检测门是否关闭的装置,当门打开时,停车设备应停止运行。

8.5.1.2 控制柜门板上应配备电源指示灯,柜内应配备检修插座。

8.5.1.3 控制柜的金属壳体,需焊有保护接地螺钉(或螺母),并在明显处标志保护接地符号;若门上有电气元件,应装设专用的接地线。

8.5.2 控制电源

8.5.2.1 控制电压应选择下列等级:

- a) 交流:380 V、220 V、110 V、48 V、36 V、24 V;
- b) 直流:220 V、110 V、60 V、48 V、36 V、24 V、12 V。

8.5.2.2 控制电源由变压器提供时,二次侧电压不应超过 250 V;变压器的二次侧公共端应可靠接地,变压器的公共极不应被任何开关、触点或熔断器隔断,同时应采取适当措施,防止非公共极线路的超载或短路。

8.5.3 控制元件

8.5.3.1 接触器、继电器

接触器、继电器应符合 GB/T 14048.4 的规定。换向接触器和其他同时闭合会引起短路事故的接触器之间,应设置电气联锁或机械联锁。

8.5.3.2 可编程序控制器

可编程序控制器应符合 GB/T 15969.1 的规定。一般根据开关量的输入输出点数和电压等级,模拟量输入输出点数及其他特殊功能要求进行设计选型,在可靠性要求特别高的情况下可使用冗余系统。可编程序控制器应按照制造商的说明书安装。对用于安全保护的联锁信号,如极限限位、超速保护等,应具有直接的继电保护联锁线路。

8.5.3.3 变频器

变频器应符合 GB/T 34123—2017 中 4.4.1 的规定,不同电压等级、容量及型式的变频器可根据需要进行合理配置。

8.5.3.4 传感器

接近开关应符合 GB/T 14048.10 的规定,其他智能传感器应符合 GB/T 33905.1 的规定。

8.5.4 控制功能

8.5.4.1 停车设备的操作位置应设置在操作人员能清楚观察到人及汽车出入状况的位置。

8.5.4.2 应设置紧急情况下可迅速断开总动力电源的红色紧急停止开关,紧急停止开关应是非自动复位式的,并设置在操作人员方便操作的位置,如操作面板或控制台等。

8.5.4.3 控制装置中的电压不应超过 50 V。控制装置外壳的材料宜采用完全绝缘或有绝缘保护层的

材料,对于金属外壳或直接能触碰到的金属零件应单独接地。

8.5.4.4 悬挂控制装置应采取有效的悬挂承重措施,以防止电缆在悬挂状态时受拉伸。

8.5.4.5 控制装置应设置正常运行及检修运行两种运行控制方式。两种运行控制方式应设置互锁保护。

8.5.4.6 在公共场所供公众使用的停车设备,不应采用无线遥控方式。

8.5.4.7 采用无线遥控方式时,遥控器应具备唯一性和排他性,一套停车设备同一时间只能由一个遥控器控制,一个遥控器同一时间只能控制一套停车设备。遥控器应具有故障自诊断功能,在任何非正常工作状态下应能实现自动关闭,停止工作;还应具有抗电磁干扰的能力,有电磁干扰时不准许出现误动作。遥控器的防护等级应符合 GB/T 4208—2017 的规定,户内使用时不低于 IP 43,户外使用时不低于 IP 54。

8.5.4.8 停车设备要求多点控制时,各控制点间应相互连锁,任何时刻只允许一个控制点工作,每个控制点均应装设紧急停止开关。

8.5.5 传动控制

8.5.5.1 一般采用交流传动控制系统,在有特殊要求或仅有直流电源情况下,可采用直流传动控制系统。

8.5.5.2 起升机构采用变频调速,当调速范围不大于 1:10 时,宜采用闭环控制方式,当调速范围大于 1:10 时,应采用闭环控制。

8.5.6 制动器的控制

8.5.6.1 与电动机同时控制的制动器

制动器线路应设有保护装置,在出现故障时应迅速切断电动机和制动器的电源。

8.5.6.2 与电动机分开控制的制动器

制动器的控制应采取使起动和制动时不出现任何失控运动的防护措施。如有电气制动,机械制动通常在电气制动之后作用。电动机通电时制动器不应抱闸,短暂过渡状态除外。

8.6 电动机选择

8.6.1 一般要求

8.6.1.1 电动机应符合 GB/T 755 的规定。

8.6.1.2 根据环境使用条件选择相应绝缘等级的电动机,且不应小于 E 级。

8.6.2 防护等级

8.6.2.1 室内使用时,在正常条件下,外壳防护等级不应低于 GB/T 4942.1—2006 中 IP 54 的规定,带风扇的减速器的外壳防护等级不应低于 GB/T 4942.1—2006 中 IP 44 的规定。

8.6.2.2 室外使用时,防护等级不应低于 GB/T 4942.1—2006 中规定的 IP 65。在可能出现冷凝水的情况下,应确保冷凝水出水孔畅通。

8.6.2.3 电动机在有专门的外部防护措施时,可采用较低的防护等级。

8.6.3 根据环境温度和海拔修正功率

当电动机使用地点的海拔超过 1 000 m 和/或使用环境温度与其额定环境温度不一致时,其输出功率应按实际使用地点的海拔和使用环境温度下的输出功率计算。

根据环境温度和海拔进行电动机功率修正计算,按式(166)进行。

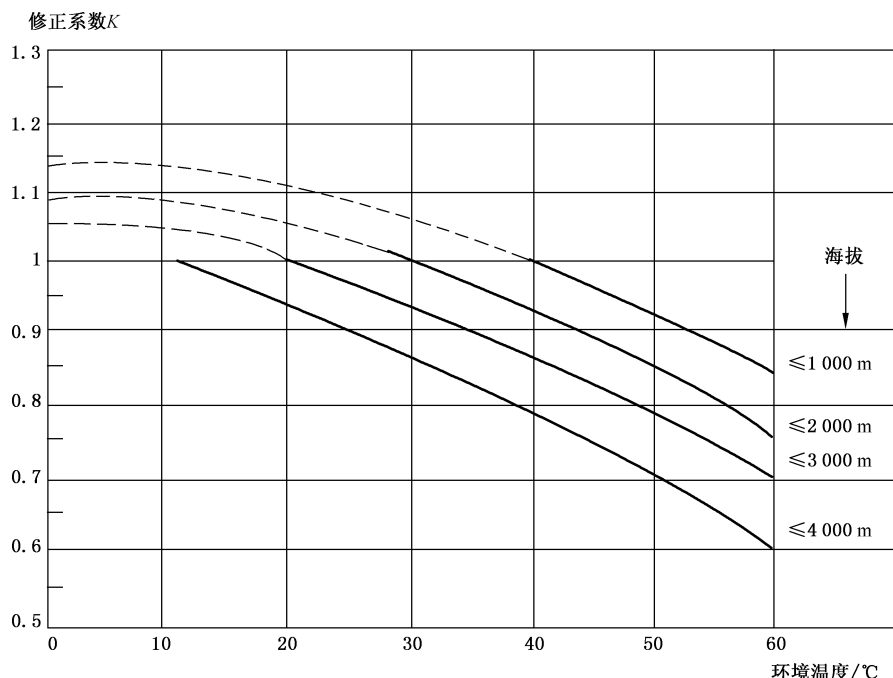
$$P'_N = \frac{P_N}{K} \dots\dots\dots (166)$$

式中:

P'_N ——根据环境温度和海拔修正后用来选用电机的功率,单位为千瓦(kW);

P_N ——未修正的所需电动机的功率,单位为千瓦(kW);

K ——功率修正系数,由图 33 确定。



注 1: 修正系数 $K > 1$ 的值需由电动机制造商和停车设备制造商共同确定。
 注 2: 海拔大于 1 000 m 时,需明确环境温度。

图 33 以环境温度和海拔为函数变量的修正值

8.6.4 电动机的过载校验

电动机的过载校验应按 GB/T 3811—2008 中附录 R 规定的方法计算。

8.6.5 电动机的发热校验

电动机的发热校验应按 GB/T 3811—2008 中附录 S 规定的方法计算。

8.7 电气保护

8.7.1 防护等级

停车设备在室内工作时,电控设备的外壳(包括控制元件的外壳)防护等级不应低于 GB/T 4208—2017 中规定的 IP 4X,任何人可接近的外壳防护等级不应低于 IP 44。在室外工作时,电控设备的外壳防护等级不应低于 GB/T 4208—2017 中规定的 IP 65。特定的条件下,应根据所处环境空气的温度、湿度、海拔做出必要的修正。

8.7.2 电动机保护

8.7.2.1 电动机应采用手动复位的过载保护器,该过载保护器应能切断电动机的供电电源。

8.7.2.2 电动机应具有过电流保护,其瞬时动作电流整定值不应小于电动机最大起动电流的 1.25 倍。

8.7.3 线路保护

所有外部线路都应具有短路或接地引起的过电流保护功能,在线路发生短路或接地时,瞬时保护装置应能分断线路。

8.7.4 接地保护

8.7.4.1 停车设备的金属结构及所有电气设备的金属外壳、管槽、电缆金属护层和变压器低压侧均应有可靠的接地,并应保证在检修时保持接地良好。

8.7.4.2 不应用接地线作为载流零线。



8.7.5 防雷保护

8.7.5.1 对于安装在室外且相对周围建筑物处在较高位置的停车设备,应考虑避除雷击对其高位部件和人员造成损坏和伤害,特别是易遭雷击的结构件(例如:室外的雨棚、钢结构)。

8.7.5.2 防雷装置的设置应符合 GB 50057 的要求。

8.7.6 电磁兼容保护

8.7.6.1 在停车设备的设计、安装和布线中,应确保由其产生的电磁干扰不会导致以下不安全的运行和危险以及功能的减弱和丧失:

- a) 停车设备意外起动;
- b) 紧急停止命令的失效或紧急停止功能的自行复位;
- c) 有关安全的电路的控制紊乱(如跳闸、故障和失效检验的功能、联锁功能、超速跳闸功能、制动功能、起动功能、停机和紧急停止功能);
- d) 影响功能的排序、计时或计算误差;
- e) 速度变化超过 $\pm 20\%$;
- f) 起动运行时间超过 $\pm 10\%$;
- g) 导致检测能力的下降。

8.7.6.2 用于居住、商业和轻工业环境中停车设备的电磁发射应符合 GB 17799.3 的规定,用于工业环境中停车设备的电磁发射应符合 GB 17799.4 的规定。

8.7.7 其他保护

8.7.7.1 停车设备的电气设备中可触及的带电裸露部分,应有防止触电的保护措施。

8.7.7.2 照明线路总电源开关应设置断路器及漏电保护开关。

8.7.7.3 照明电路的所有未接地导线,应使用过电流保护器防止短路,并与防护其他电路的保护器件分开。

8.7.7.4 局部照明线路两导线间标称电压不应超过 250 V。两导线间电压宜不超过 50 V。

8.8 电线电缆及其敷设

8.8.1 电线电缆选型

8.8.1.1 电线电缆应选用铜芯多股软线,并根据电压等级、环境温度、敷设方式来选定。

8.8.1.2 停车设备一般选用 RVV(铜芯聚氯乙烯绝缘聚氯乙烯护套软电线)系列电线电缆。

8.8.2 电线电缆截面选择

8.8.2.1 导线截面应根据导线所承受的负载电流、线路允许的电压降、工作环境温度和敷设方式所要求的机械强度等来确定。

8.8.2.2 停车设备外部连接用电线电缆截面选择:对于多股单芯导线,截面不应小于 1.5 mm^2 ;对于多股多芯电缆,截面不应小于 1.0 mm^2 。对于电子装置、油压伺服机构、检测与传感元件的连接线,其截面不作规定。

8.8.3 导线的载流量

8.8.3.1 导线的载流量不应小于负载的额定工作电流。

8.8.3.2 对于停车设备的总电源导线,其负载电流应按式(167)计算。

$$I_w = I_{N1} + I_{N2} + I_{N3} + I_{AUX1} \quad \dots\dots\dots (167)$$

式中:

I_w ——总电源导线的额定工作电流,称作停车设备工作电流,单位为安培(A);

I_{N1} ——功率最大的电动机的额定工作电流,单位为安培(A);

I_{N2}, I_{N3} ——其他两个可能同时工作的电动机的额定工作电流,单位为安培(A);

I_{AUX1} ——辅助电气设备与控制所需的额定工作电流,单位为安培(A)。

I_w 的接电持续率与电动机额定工作电流对应的接电持续率相同,计算时应按等效发热原则统一接电持续率,通常采用 $JC=40\%$ 或 $JC=100\%$ 。作为供电滑线设计依据时,应同时向用户提供工作电流值与相应的接电持续率。

8.8.3.3 在稳态条件下,外壳和停车设备单独部件之间适合于 PVC(聚氯乙烯)绝缘配线载流量的典型示例见 GB/T 5226.32—2017 中的表 7。

8.8.4 电压降

8.8.4.1 在正常工作条件下,从停车设备电源开关到电动机,或在交流器驱动电机情况下,至交流器进线端的电压降不应超过标称电压的 5% 。

8.8.4.2 交流电导线电压降忽略导线单位长度的感抗时,导线电压降按式(168)计算。

$$\Delta U = \frac{\sqrt{3}LI\cos\varphi}{S\gamma} \quad \dots\dots\dots (168)$$

式中:

ΔU ——导线的电压降,单位为伏特(V);

L ——导线有效长度,单位为米(m);

I ——最大工作电流,单位为安培(A);

$\cos\varphi$ ——功率因数;

S ——导线截面,单位为平方毫米(mm^2);

γ ——导线电导率,单位为米每欧姆二次方毫米 [$\text{m}/(\Omega \cdot \text{mm}^2)$],铜取 $50[\text{m}/(\Omega \cdot \text{mm}^2)]$ 。

8.8.5 导线载流量校正

导线载流量 I_z ,按式(169)校正计算。

$$I_z = K_a K_t K_j I_g \quad \dots\dots\dots (169)$$

式中:

K_a ——导线或穿管导线多根并列敷设校正系数;

- K_t ——环境温度校正系数；
 K_j ——重复短时工作制的接电持续率校正系数；
 I_g ——电线电缆载流量的基准值，单位为安培(A)。
各载流量计算系数参考 GB/T 3811—2008 的附录 U。

8.8.6 导线敷设

- 8.8.6.1 导线两端应采用铜质冷压端头(对于直接连接到压接式端子的导线除外)。导线和电缆的敷设应使得各端子之间无铰接点或拼接点。使用带适合防止意外断开的插头/插座组合进行连接。
- 8.8.6.2 电缆应有效支承和固定以防止导线端部承受较大的机械应力。在有可能机械损伤的地方，导线应敷设于线槽、金属管或软管中；在有可能化学腐蚀的地方，电缆连接处应采取有效措施，保证接触良好；在有可能油污侵蚀的地方，要防止油污侵蚀电缆；线槽、导线管的出口处，应有防止磨损电缆的措施。
- 8.8.6.3 导线的连接及分支点处应设置接线盒，其防护等级应适合周围环境条件。
- 8.8.6.4 对于控制柜、接线箱等电气设备的接线端子，若接线端子间的意外连接会造成停车设备损坏时，应将相应端子明显分开。
- 8.8.6.5 不同供电电压等级的导线，若各导线的绝缘耐压都大于其中最高的供电电压等级，则可将它们敷设在同一线槽或导线管中，或者安排在同一根电缆内。安全照明电源应单独敷设。
- 8.8.6.6 动力电缆敷设时宜与控制电缆分开，条件允许时尽可能避免平行走线，应尽可能远离有电子器件的设备或传感检测元件，重要信号应采取屏蔽措施。

8.9 辅助电气设备

8.9.1 照明

8.9.1.1 一般要求

照明应设专用电路。电源应由停车设备主断路器进线端分接，当主断路器切断电源时，照明不应断电。

8.9.1.2 紧急照明系统

当供电系统断电时，应提供配有蓄电池、超级电容、UPS(不间断电源)等方式的应急照明灯。

8.9.2 汽车充电系统

- 8.9.2.1 停车设备内装设给汽车充电的系统时，充电电源应单独供电。
- 8.9.2.2 充电系统不应影响停车设备的安全运行。

9 安全

9.1 停车设备的安全设计计算

停车设备结构、机械、电气的设计计算应按第 6 章、第 7 章、第 8 章的规定进行。

9.2 停车设备的标牌、适停汽车规格标识和安全标志

- 9.2.1 停车设备应有标牌、适停汽车规格标识和安全标志。
- 9.2.2 停车设备的出入口处或操作处应设置清晰可见的标牌，且应至少标明以下内容：
——制造商名称；
——产品名称和规格型号；

- 基本参数(包括车位数、适停汽车尺寸及质量);
- 出厂编号或序列号;
- 制造日期。

9.2.3 停车设备动力驱动的主要部件应设置清晰可见的标牌,且应至少标明以下内容:

- 制造商名称;
- 产品名称和型号规格;
- 出厂编号或序列号;
- 制造日期。

9.2.4 停车设备出入口与操作处操作人员容易看清的地方应设置适停汽车规格标识,且应符合以下规定:

- a) 永久性地标明;
- b) 标明适停汽车长、宽、高和质量,且应与车位相对应;
- c) 颜色醒目、清晰可见。

9.2.5 应在出入口、门、操作位置(或操作屏、手操器)、电气柜等位置的明显可见处设置相应的安全标志(包括禁止标志、警告标志、提示标志),且应符合 GB 2894 的规定。

9.2.6 应在停车设备的明显可见处设置下列永久性的安全标志(包括禁止标志、警告标志、提示标志):

- a) 警告标志,可用图形符号或文字表示,例如“不允许载人”“不允许搬运危险物品”;
- b) 若使用外部的液力动力供应,应有液力供应信息;
- c) 若使用外部的电力动力供应,应有电力供应信息;
- d) 多个动力源分别供应多个停车设备时,应标示出每个动力源所对应的停车设备;
- e) 停车设备的控制装置旁应有清晰简短的操作说明。

9.3 出入口、车位、上下车通道的尺寸要求

9.3.1 出入口尺寸要求

9.3.1.1 转换区出入口尺寸要求

停车设备转换区出入口的最小宽度、出入口最低高度应符合表 46 的规定。

表 46 转换区出入口尺寸

汽车长度	转换区出入口尺寸	
	出入口的最小宽度	出入口的最低高度
不大于 5.6 m	适停汽车宽度(不含后视镜宽度)加 0.5 m,但不小于 2.250 m	适停汽车高度加 0.1 m,且不应小于 1.8 m
大于 5.6 m 且不大于 10 m	适停汽车全宽(含后视镜宽度)加 0.5 m	适停汽车高度加 0.15 m,且不应小于 1.8 m
大于 10 m	适停汽车全宽(含后视镜宽度)加 0.7 m	适停汽车高度加 0.25 m

9.3.1.2 工作区的出入口尺寸要求

9.3.1.2.1 对于用机构将汽车从转换区运送到工作区的停车设备,出入口的宽度不应小于汽车全宽(含后视镜宽度)加 0.2 m。带对中装置的停车设备,出入口的宽度不应小于汽车全宽(含后视镜宽度)加 0.1 m。

9.3.1.2.2 对于汽车横向进入工作区的停车设备,出入口的宽度不应小于汽车全长加 0.2 m。

9.3.1.2.3 在出入口门完全开启、正常工作状态下,出入口高度不应小于适停汽车高度加 0.1 m,准无人和人车共乘方式停车设备的出入口高度不应低于 1.8 m,无人方式停车设备的出入口高度不应低于 1.6 m。对于准无人方式,如规定出入口门不允许人员进出,且另设有人员进出的通行门时,其出入口高度不应小于适停汽车高度与停车面高度之和加 0.1 m。

9.3.1.3 汽车在转换区行驶中最小尺寸限制要求

除出入口外,汽车在转换区中正常行驶时,转换区限制宽度不应小于 2.15 m,并大于适停汽车全宽(含后视镜宽度)加 0.2 m,其中客车在转换区限制宽度大于汽车全宽(含后视镜宽度)加 0.3 m。

9.3.1.4 运动载车板尺寸要求

9.3.1.4.1 应保证汽车正常停放在载车板时,相邻车位间汽车的最小间隙不应小于 0.1 m。

9.3.1.4.2 载车板的停车面宽度不应小于汽车宽度加 0.15 m。

9.3.1.4.3 载车板的总宽度不应小于汽车全宽(含后视镜宽度)加 0.3 m。

9.3.1.4.4 载车板上的吊点距离或吊杆距离不应小于汽车全宽(含后视镜宽度)加 0.15 m。

9.3.1.4.5 载车板在运动过程中,载车板及载车板上的汽车不应与停车设备上的任何物体发生干涉,且能保持不小于 0.04 m 的安全距离。



9.3.2 门的设置要求

9.3.2.1 转换区出入口门

9.3.2.1.1 转换区出入口应设置门,且门应能阻挡车与人的非正常出入、识别车与人的正常出入。

9.3.2.1.2 转换区在工作区区域,且升降速度大于 0.15 m/s 或层数超过 6 层的停车设备,应在工作区出入口处设置自动门。

9.3.2.1.3 升降速度不大于 0.15 m/s 且层数未超过 6 层的停车设备,如设有人车误入检测装置时,可不设置出入口门。

9.3.2.1.4 车位数不超过 4 个,有专人值守或非公用的停车设备,可不设置出入口门。

9.3.2.1.5 工作区与转换区间应设置防止人员进入的门。

9.3.2.2 栅栏门

出入口处或转换区有地坑且高度落差超过 0.5 m、有可能使人员跌落时,应设置栅栏门。

9.3.2.3 门的要求

9.3.2.3.1 自动门应是全封闭的,停车设备正常运行时,自动门关闭后人员应无法手动进入。

9.3.2.3.2 门上任意位置 5 cm² 的圆形或正方形面积上施加 300 N 的力时,门既不发生永久扭曲也不影响正常使用。

9.3.2.3.3 通向转换区的大门和工作区的大门不应使用旋转门。

9.3.2.3.4 门开启后不应影响出入口尺寸。开启与关闭门的控制装置应安装在高度大于 1.1 m 且小于 1.6 m 的位置。

9.3.2.3.5 有人值守的停车设备,栅栏门关闭时的高度与围栏一致,打开时的净空高度不应小于 1.8 m。栅栏门应能承受水平方向的集中载荷 F 而不发生破坏,尺寸要求见图 34。

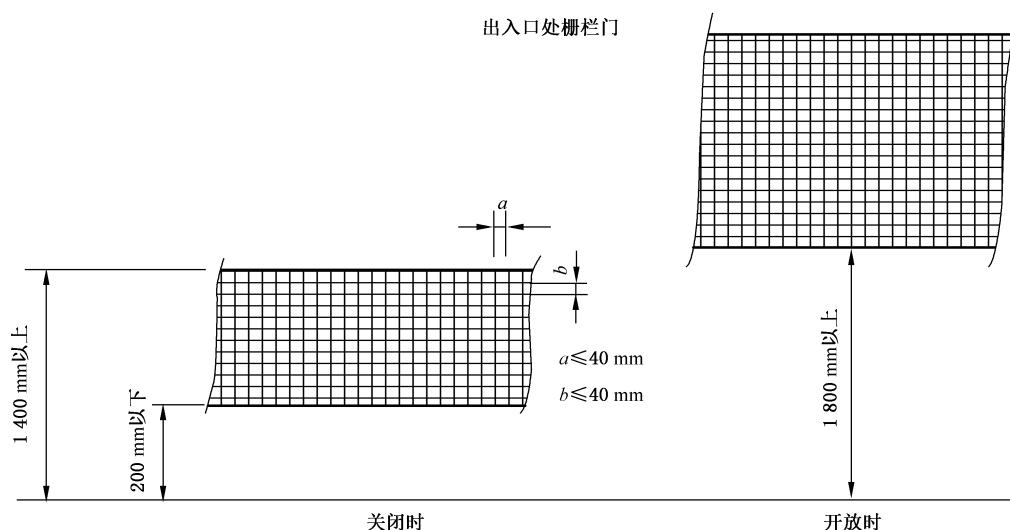


图 34 出入口栅栏门的设置要求

9.3.2.4 通行门、检修门、紧急出口

9.3.2.4.1 转换区设置自动门的停车设备,其通行门的宽度不应小于 0.65 m,高度不应小于 2 m。

9.3.2.4.2 通行门不能作为紧急出口时,还应设置一个紧急出口,如侧门。

9.3.2.4.3 较少使用、专门供维修人员使用的检修门,应仅能被授权的人员用钥匙从外面打开,且应能从里面不用钥匙打开。检修门不应向工作区内打开,并且应能自行关闭,其宽度不应小于 0.65 m,高度不应低于 1 m。

9.3.3 停车位尺寸要求

宽度——对于用搬运器将汽车送入停车位的,不应小于适停汽车全宽(含后视镜宽度)加 0.15 m;带有对中装置的,不应小于适停汽车全宽(含后视镜宽度)加 0.05 m;对于汽车自行驶入停车位的,不应小于适汽车宽度加 0.5 m(不含后视镜宽度)。

长度——不应小于适停汽车全长加 0.2 m。客车不应小于适停汽车全长加 0.5 m。

高度——不应小于适停汽车的高度与存取车时微升微降等动作要求的高度之和加 0.05 m。

汽车在停车位上通常应水平停放,对于因空间限制汽车(轿车)需要倾斜停放的,汽车倾斜角度不应大于 15°,且要采取措施保证汽车的固定,其轮挡装置高度不宜小于 0.12 m。

9.3.4 上下车通道要求

9.3.4.1 一般要求

停车设备设置人行通道时,其宽度不应小于 0.5 m,高度不应低于 1.8 m。对于未设置人行通道的停车设备,上下车的人员通过车位及车位间的空隙通行时,其净空高度不应低于 1.8 m,其宽度不应小于 0.5 m,可供行走的平整空间不应小于 0.3 m,当行走的平整空间是由两部分组成时,两部分间隙不宜大于 0.08 m。

9.3.4.2 转换区上下车通道要求

9.3.4.2.1 转换区应能保证人员顺利上下汽车和出入。

9.3.4.2.2 转换区人员通道及上下车处的高度差不应超过 0.25 m。

9.3.4.2.3 人员上下车处转换区人行通道的空间宽度不应小于 0.5 m,用于行走的宽度不应小于 0.3 m,

高度不应低于 1.8 m。

9.3.4.2.4 搬运器人员上下车处与人行通道的高度差不应超过 0.25 m,搬运器与人行通道的间隙不应超过 0.05 m。

9.4 通道、平台、栏杆、梯子

9.4.1 通道和平台

9.4.1.1 停车设备上所有操作部位以及要求经常检查和保养的部位,凡离地面距离超过 2 m 的,都宜通过斜梯(或楼梯)、平台、通道或直梯到达,梯级的两边应装护栏。通道、斜梯(或楼梯)、平台都应有安全入口。对于停车设备总高不超过 3 m,可以通过工具梯到达的,可以不设置梯子和平台。

9.4.1.2 斜梯、通道和平台的净空高度不应低于 1.8 m;只用于保养的平台,其上面的净空高度可以减到 1.3 m。运动部分附近的通道和平台的净宽度不应小于 0.5 m;如果设有扶手或栏杆,在高度不超过 0.6 m 的范围内,通道的净宽度可减至 0.4 m。固定部分之间的通道净宽度不应小于 0.4 m。

9.4.1.3 通道和平台应能承受 $4\ 500\ \text{N}/\text{m}^2$ 的移动均布载荷;在通道和平台上人员可能停留的任何部位,当 2 000 N 的集中力通过直径为 0.125 m 的圆盘施加在平台表面时,不应发生永久变形。

9.4.1.4 通道和平台表面应防滑。地板上的单个孔洞和间隙的尺寸不应使直径为 0.02 m 的球体穿过,且孔隙的面积应小于 $4\ \text{cm}^2$ 。

9.4.1.5 通道区域应远离动力线,上方距离不应小于 2 m,左右距离不应小于 1 m,下方距离不应小于 0.5 m。当通道靠近动力线时,应对这些动力线加以保护。通道离下方裸露动力线的高度低于 0.5 m 时,应在这些区域采用实体式地板。

9.4.2 斜梯和直梯

9.4.2.1 总则

凡高度差超过 0.5 m 的通行路径应做成斜梯或直梯。高度不超过 2 m 的垂直面上,可以设脚踏板,脚踏板两侧应设有扶手。

9.4.2.2 斜梯

9.4.2.2.1 斜梯的倾斜角不宜超过 65° ,特殊情况下,倾斜角也不应超过 75° (超过 75° 时按直梯设计)。

9.4.2.2.2 斜梯两边应设置栏杆,两边栏杆的间距应符合以下规定:主要斜梯不应小于 0.6 m;其他斜梯可取为 0.5 m;斜梯的一侧靠墙壁时,只在另一边设置栏杆,栏杆高度不低于 1 m。

9.4.2.2.3 梯级的净宽度不应小于 0.32 m,单个梯级的高度宜取为 0.18 m~0.25 m,斜梯上梯级的进深不应小于梯级的高度,连续布置的梯级,其高度和进深均应为相同尺寸。

9.4.2.2.4 梯级踏板表面应防滑。

9.4.2.3 直梯

9.4.2.3.1 直梯两边撑杆的间距不应小于 0.40 m,两撑杆之间的梯级宽度不应小于 0.30 m,梯级的间距应保持一致,宜为 0.23 m~0.30 m。梯级离开固定结构件至少应为 0.15 m,梯级中心 0.1 m 范围内应能承受 1 200 N 的分布垂直力而不产生永久变形。

9.4.2.3.2 人员出入的爬越孔尺寸,方孔不宜小于 $0.63\ \text{m} \times 0.63\ \text{m}$,圆孔直径宜取为 0.63 m~0.80 m。

9.4.2.3.3 高度 2 m 以上的直梯应有护圈,护圈从 2 m 高度起开始安装,护圈直径宜取为 0.6 m~0.8 m。护圈之间应由三根或五根间隔布置的纵向板条连接,并保证有一根板条正对着直梯的垂直中心线。相邻护圈之间的距离:当护圈设置三根纵向板条时,不应大于 0.9 m;当护圈设置五根纵向板条时,不应大于 1.5 m;纵向板条的护圈在任何一个 0.1 m 的范围内应能承受 1 000 N 的分布垂直力,且不准

许有永久变形。

9.4.2.3.4 除非提供有其他合适的把手,直梯的两边撑杆至少要比最上一个梯级高出 1.0 m,当空间受限制时,此高度也不应小于 0.8 m。

9.4.2.3.5 直梯宜设休息平台,两休息平台距离不大于 10 m。如果空间不够,可以将平台靠在连续直梯的旁边。

9.4.2.3.6 直梯的终端宜与平台平齐,梯级终端踏板或踏杆不应超过平台平面。

9.4.2.3.7 如梯子在平台处不中断,则护圈也不应中断,但应在护圈侧面开一个宽为 0.5 m、高为 1.4 m 的洞口,以便人员出入。

9.4.3 栏杆与围栏

9.4.3.1 在停车设备上的以下部位应装设栏杆:

- a) 用于停车设备试验、维修和保养,且高于地面 2 m 的工作部位;
- b) 通往离地面高度 2 m 以上的操作室、检修保养部位的通道;
- c) 存在跌落高度大于 1 m 的危险通道及平台;
- d) 人员有从搬运器表面 0.5 m 以上的落差处跌落危险部位。

9.4.3.2 栏杆的设置应满足以下要求:

- a) 栏杆上部应设置扶手栏,其上表面的高度不应低于 1 m。对于人车共乘的搬运器,设置的栏杆上表面的高度不应低于 1.4 m。
- b) 栏杆下部有高度不低于 0.1 m 的踢脚板时,应在踢脚板与手扶栏杆之间设置不少于一根的中横杆,且与踢脚板或手扶栏杆的距离不应大于 0.5 m。
- c) 对净高不超过 1.3 m 的通道,手扶栏杆的高度可以为 0.8 m。
- d) 在手扶栏杆的最危险部位,应能承受水平方向的集中载荷 F 而不发生永久变形,且其最大位移不应超过 0.08 m;载荷 F 按式(170)计算,每米的取值不应小于 300 N。

$$F = 300L \quad \dots\dots\dots(170)$$

式中:

F ——水平方向的集中载荷,单位为牛(N);

L ——栏杆的相邻两支柱轴线间的最大距离,单位为米(m)。

栏杆允许开口,但开口处应有防止人员跌落的保护措施。

在沿建筑物墙壁或实体墙结构设置的通道上,允许用扶手代替栏杆,中断长度(例如为让开建筑物的柱子、门孔)不宜超过 0.8 m。

9.4.3.3 应对停车设备进行隔离,防止外部人员从出入口以外的部位进入。当采用设置固定围栏的方式时,围栏高度不应低于 1.4 m,围栏应能防止直径 0.15 m 的圆球通过,当围栏与停车设备运动部位的距离小于 0.8 m 时,围栏应能防止直径 0.04 m 的圆球通过。

9.5 限界尺寸与净距

9.5.1 对汽车自行驶入的停车设备,搬运器(或载车板)停车表面端部与出入口地面接合处的距离不应大于 0.05 m。自动运行的搬运器轨道与周边可出入区域的水平间隙不应大于 0.01 m,垂直高差不应大于 0.005 m。如搬运器运行单点采取双轮方式时,水平间隙不应大于 0.1 m。

9.5.2 在最不利位置和最不利带载条件下,停车设备的所有运动部分(含汽车)与建筑物的净距规定如下:

- a) 距固定部分不小于 0.05 m[搬运器(或载车板)停车表面端部与出入口地面接合处除外];
- b) 距任何栏杆或扶手不小于 0.10 m;
- c) 具有水平滚轮或带轮缘车轮导向的搬运器或搬运小车等,考虑其沿轨道运行时可能产生一定

的偏斜,其侧方与外部固定部分的间隙尺寸不应小于 0.02 m。未带水平轮的,其侧方与外部固定部分的间隙尺寸不应小于 0.05 m。

9.5.3 停车设备各运动部分(包括所载汽车)的上界限线(包括运动过程中不规则的抖动)与上方的固定或活动部分之间的垂直距离不应小于 0.05 m。在保养区域和维修平台等处不应小于 0.5 m,如果维修平台上方的净空高度大于 1.7 m 或不会对人员产生危险时,可以减小到 0.1 m。

9.5.4 垂直于汽车轴线方向移动的载车板,控制站操作时,操作人员视野范围内载车板的安全距离要求如下(见附录 L 图 L.1):

- a) 两载车板的外缘之间垂直于其移动方向的最小距离为 0.02 m;
- b) 两邻近的载车板边缘内侧间的最小距离为 0.3 m;
- c) 载车板的外缘与固定建筑物或部件之间垂直于其移动方向的最小距离为 0.1 m;
- d) 载车板的边缘内侧与固定建筑物或部件之间垂直于其移动方向的最小距离为 0.25 m;
- e) 载车板上停放汽车的保险杠与固定建筑物的最小距离为 0.15 m,与其他载车板间,或与其他载车板上停放汽车的保险杠之间的最小距离为 0.2 m。

9.5.5 沿汽车轴线方向移动的载车板,控制站操作时,操作人员视野范围内载车板的安全距离如下(见附录 L 图 L.2):

- a) 两载车板的外缘之间垂直于其移动方向的最小距离为 0.12 m;
- b) 载车板在最终位置时(转换区进出车位置除外)载车板的外缘与固定建筑物或部件之间沿其移动方向的最小距离为 0.1 m;
- c) 载车板平行于其移动方向的外缘与固定建筑物或部件之间的最小距离为 0.1 m;
- d) 载车板的边缘内侧与固定建筑物或部件之间的最小距离为 0.25 m。

9.6 机械安全要求

9.6.1 起升机构用钢丝绳、链条、卷筒和滑轮

9.6.1.1 停车设备卷筒起升用钢丝绳不应低于 GB/T 20118 或 GB/T 8918 的规定,采用曳引轮驱动时,钢丝绳不应低于 GB/T 8903 的规定。钢丝绳的名义直径不应小于 8 mm。载荷由多根钢丝绳支承时,宜设置能有效地保证各根钢丝绳受力均衡的装置。如果结构上无法消除载荷在各钢丝绳之间分布的不均匀性,则应在设计中予以考虑。钢丝绳的安全系数不应小于表 40 的规定。

9.6.1.2 不应采用接长的钢丝绳。

9.6.1.3 应有防止钢丝绳跳出滑轮绳槽的装置。

9.6.1.4 卷筒上钢丝绳尾端的固定装置应有防松或自紧的功能。

9.6.1.5 当升降平台或载车板处于最低工作位置时,钢丝绳在卷筒上的缠绕(除固定绳尾的圈数外)不应少于两圈。当升降平台或载车板处于最高工作位置时,卷筒上应至少留有 1 整圈的绕绳余量。除设有排绳装置保证钢丝绳在卷筒上卷绕正确外,在卷筒上通常只允许卷绕一层钢丝绳。

9.6.1.6 钢丝绳端部的固定和连接应符合如下要求:

- a) 压板固定时,卷筒上钢丝绳固定端至少有 2 块压板;
- b) 用绳卡连接时,应保证连接强度不小于钢丝绳破断拉力的 85%,绳卡数量至少为 3 个,钢丝绳夹夹座应在钢丝绳长头一边;钢丝绳夹的间距应为钢丝绳直径的 6 倍~7 倍;
- c) 用编结连接时,编结长度不应小于钢丝绳直径的 15 倍,并且不小于 0.3 m;连接强度不应小于钢丝绳破断拉力的 80%;
- d) 用楔块、楔套连接时,楔套应用钢材制造;连接强度不应小于钢丝绳破断拉力的 80%;
- e) 用锥形套浇铸法或用铝合金套压缩法连接时,连接强度应达到钢丝绳的破断拉力。

9.6.1.7 传动链条、传动链轮应符合 GB/T 1243、GB/T 6074、JB/T 11079 的规定,链条的安全系数不

应小于表 40 的规定。

9.6.1.8 链条传动系统中应有防止链条在工作中发生爬链、跳链、保证链条与链轮正确啮合并平稳运转的措施(如张紧装置、防脱装置等)。

9.6.1.9 链条和链条固定装置间的连接(末端连接)在传输过程中应至少能够承受所需破断载荷的 80%。

9.6.2 起升用螺杆/螺母

9.6.2.1 起升用螺杆/螺母的安全系数不应小于表 40 的规定,螺杆的设计寿命应大于承载螺母的设计寿命。

9.6.2.2 正常使用的螺杆、螺母间应转动灵活、无卡阻现象,螺杆、螺母不应有裂纹和加工缺陷。应安装防止搬运器从其上脱开的装置。

9.6.2.3 起升螺杆副应设置防止尖锐物和异物进入的装置。

9.6.2.4 螺杆两端均应设有止挡装置,以防止承载轴承和螺母从螺杆上脱落。载车板抵达终点后起升螺杆副应有足够的安全缓冲行程;应设置防止载车板落地后对螺杆副直接冲击的装置或措施。

9.6.3 起升用同步带

9.6.3.1 起升用同步带的安全系数不应小于表 40 的规定,起升用同步带应符合 JB/T 7512.1 的规定,同步带应以镀铜钢丝绳作为芯绳,外部覆以橡胶制作而成。在高温湿热环境中使用时,应采用镀铜不锈钢钢丝绳作为芯绳。

9.6.3.2 应有防止同步带与水、油、润滑剂和溶解剂等物质直接接触的措施。

9.6.3.3 起升用同步带的两端应通过齿板及悬挂装置,分别与搬运器及对重装置连接,连接件的承载力应达到破断载荷的 80%以上。压带板的齿形及尺寸与所选同步带相匹配,最小齿数可根据制造商的要求确定。

9.6.3.4 驱动带轮应采用钢、铸铁、阳极氧化铝等耐磨材料制作,其最小齿数、齿槽尺寸、公差及挡圈设置应符合 JB/T 7512.2 的规定。

9.6.3.5 在驱动带轮处应设置压带装置,保证同步带与带轮正确啮合。

9.6.3.6 安装时,应保证同步带与带轮轮齿的偏斜角沿带长方向不大于 0.25° 。

9.6.4 液压系统的安全要求

9.6.4.1 用于起升机构的液压缸,应能够承受住相当于最大工作压力至少 2.5 倍的静态力而不失效或永久变形。

9.6.4.2 液压钢管连同他们的终端部件,爆破压力与工作压力之比不应小于 2.5。液压软管连同他们的终端部件、液压油缸的端口和阀(例如保护阀)之间的焊接或装配连接件,爆破压力与工作压力之比不应小于 4。

9.6.4.3 液压升降系统应设置安全防护装置(如平衡阀),防止液压系统失压,致使搬运器坠落。平衡阀与顶升液压油缸和液压马达的连接应是刚性连接。如果与平衡阀的连接管路过长,在靠近压力管路接头处应装设自动保护装置(防破裂阀)以避免出现任何意外的起升物品下降。

9.6.4.4 液压系统应具有切断装置,以防止在进行维护作业或在液压设备调整时意外起动而引起伤害。切断装置应标记其用途和操作的形式,且在“切断”位置时应能够锁定。

9.6.4.5 在可能使管路受到机械损伤的场合,不宜使用非金属管路,反之应加装保护措施。

9.6.5 气动系统

停车设备起升机构不应使用气动设备作为传动元件。

9.6.6 制动系统

9.6.6.1 各机构应设有制动系统,制动系统应采用常闭式制动器。对控制升降运动的制动器,其制动力矩不应小于 1.75 倍额定载荷的制动力矩;具有液压制动作用的液压传动起升机构,制动器安全系数不应低于 1.25;当采用两个制动器时,每个制动器的制动力矩不应小于 1.1 倍额定载荷的制动力矩。

9.6.6.2 制动器应便于检查,制动间隙应可调整,制动器弹簧应是压缩式,制动衬片应能方便更换。

9.6.6.3 宜选择对制动衬垫的磨损有自动补偿功能的制动器。

9.6.7 参数要求

运行中司机或乘客可能接近的准无人式停车设备,如升降横移类机械式停车设备与简易升降类机械式停车设备,其提升速度不应超过 0.15 m/s,运行速度不应超过 0.2 m/s。有自动门和栅栏门的除外。

9.7 电气与控制安全要求

9.7.1 供电电源

停车设备应由专用馈电线供电。供电系统中有触电危险的主滑触线应涂有安全色,并在适当的位置装设安全标志或表示带电的指示灯。

供电电源应符合 8.3 的要求。且不应用于汽车充电系统的供电等其他用途。对于公交车库、公共停车库宜设置应急电源。

9.7.2 电线电缆及电气配线

停车设备的电线电缆及电气配线应符合 8.8 的规定。

9.7.3 电气保护

停车设备的电气保护应符合 8.7 的规定。

9.7.4 接地保护

停车设备的金属结构及所有电气设备的金属外壳、管槽、电缆金属护层和变压器低压侧均应有可靠的接地。

9.7.5 绝缘电阻

在动力电路导线和保护接地电路之间施加 500 V(d.c)时测得的绝缘电阻不应小于 1 M Ω 。

9.7.6 信号

停车设备应有指示总电源分合状况的信号,必要时还应设故障信号或报警信号。信号指示应设置操作人员或其他有关人员视力、听力可及的地点。

9.7.7 抗电磁干扰

停车设备抗电磁干扰应符合 8.7.6 的规定。

9.7.8 操作与控制安全要求

9.7.8.1 总则

9.7.8.1.1 控制站控制的要求应符合 8.5.4 的规定。

9.7.8.1.2 所有控制装置的用途或功能应采用清晰的符号予以标记,或用文字加以标注。

9.7.8.1.3 对升降横移类机械式停车设备与简易升降类机械式停车设备,操作位置距离所操作的车位水平距离不应超过 4 列,且中间不应有建筑立柱等影响操作人员视线的物体遮挡。重列式升降横移类机械式停车设备,最多为 2 重列。

9.7.8.1.4 外壳防护等级应符合 GB/T 4208—2017 的规定,室内使用时不低于 IP 44,室外使用时不低于 IP 65。

9.7.8.2 无线遥控

9.7.8.2.1 无线遥控适用于操作不超过 4 个车位非公共使用的简易升降类机械式停车设备,遥控距离及目视观察到人及汽车出入状况的距离不应超过 10 m。

9.7.8.2.2 采用无线遥控方式时,应符合 8.5.4.7 及 JB/T 8437 的规定,且操作区应装有其他停止停车设备运行的装置。

9.7.8.3 多点控制

停车设备要求多点控制时,应符合 8.5.4.8 的规定。

9.7.8.4 操作控制的授权

停车设备应设置密码、磁卡、扫码、钥匙操作型开关等方式来实现操作。

9.8 照明

9.8.1 出入口、行驶通道、转换区、工作区、人员操作位置均应配置照明设备,为方便人员撤离和维护,必要时应设置应急照明系统或配备便携式照明工具。

9.8.2 照明电路不应因停车设备各机构故障而断电。各照明电路应设断路器保护,且不应采用金属结构做照明线路的回路。

9.8.3 行驶通道、出入口附近以及人员出入的地方,其照明照度不应低于 30 lx。操作室内的照明照度不应低于 50 lx。在进车前应确保转换区的充分照明。人员离开之后转换区还应保持至少 60 s 的充足照明。

9.8.4 考虑到停车设备维修、保养所需的照明,机器房、电气室等照明照度不应低于 30 lx。需要时,驱动装置和电气柜周围也可专门设置照明装置。

9.9 噪声

距停车设备出入口水平距离 1 m、高 1.2 m~1.6 m 处测得的声压级噪声不应大于 70 dB(A)。在居民小区等公共场合,距离停车设备水平距离 20 m 处,在无遮挡的条件下,测得的声压级噪声不应大于 50 dB(A)。

9.10 安全防护装置

9.10.1 总则

安全防护装置是保障停车设备安全运行的必要措施。应依据停车设备的工作原理按照本标准的原则设置各类安全防护装置。

各类常见停车设备可按照附录 M 表 M.1 的要求设置安全防护装置。

9.10.2 安全防护装置设置要求

9.10.2.1 紧急停止开关

9.10.2.1.1 在便于操作的位置应设置紧急停止开关,以便在发生异常情况时能使停车设备立即停止运转。若停车设备由若干独立供电的部分组成,则每个部分都应分别设置紧急停止开关。若停车设备由转换区、工作区组成,则每个区域都应配备单独的紧急停止开关。紧急停止开关的设计应符合 GB/T 16754 的要求。

9.10.2.1.2 在紧急情况下能迅速切断动力回路总电源,但不应切断电源插座、照明、通风、消防和警报电路的电源。

9.10.2.1.3 紧急停止开关的复位应是非自动复位,复位不应引发或重新启动任何危险状况。

9.10.2.2 防止超限运行装置

当升降限位开关出现故障时,防止超限运行装置应使停车设备停止工作。

9.10.2.3 汽车长、宽、高限制装置

对进入停车设备的汽车进行车长、车宽、车高的检测,超过适停汽车尺寸时,机械不应动作并应报警。对有专人值守的简易升降类机械式停车设备,值守人员能够判断时可以不设宽度与高度限制装置;有专人值守的升降横移类机械式停车设备可以不设宽度限制装置;汽车专用升降机轿箱净宽不小于 2.6 m 时,可不设宽度限制装置。

9.10.2.4 阻车装置

9.10.2.4.1 当出现以下情况时应在汽车车轮停止的位置上设置阻车装置或固定装置:

- a) 驾驶员在将汽车停放到搬运器或载车板上时,可能导致汽车停到预定的停车范围之外的;
- b) 当搬运器沿汽车前进和后退方向运动时,有可能出现汽车超出预定的停车范围之外的;
- c) 当汽车直接停在回转盘上时。

9.10.2.4.2 阻车装置应能使驾驶员感知汽车的位置,其高度不应低于 25 mm。当采用其他有效措施阻车时,也可不再设置此阻车装置。当汽车停到预定的停车范围之外可能产生停车设备损坏或其他危险时,应另外采取阻挡装置,防止汽车停出预定范围外。

9.10.2.4.3 停车位或搬运器有一定角度的倾斜时,应采取措施保证汽车位置的固定。

9.10.2.5 人车误入检测装置

不设库门或开门运转的停车设备应设人车误入检测装置,当停车设备运行过程中,如有其他汽车或人员进入时,应使机械立即停止动作。

在保证各自功能的前提下,人车误入装置可以与汽车超长限制装置共用。

9.10.2.6 汽车位置检测装置

应设置汽车位置检测装置,当汽车未停在搬运器或载车板上的正确位置时,使停车设备不能运行。但有专人值守时,由操作人员确认安全的场合则不受本条限制。

9.10.2.7 出入口门(栅栏门)联锁保护装置

对出入口有门或围栏的停车设备应设置联锁保护装置。当搬运器没有停放到准确位置时,车位出入口的门等不能开启;当门处于开启状态时,搬运器不能运行。

9.10.2.8 自动门及防夹装置

对于 9.3.2 要求设置自动门的停车设备,还应设置防夹装置,防止夹伤人员或夹坏汽车。

9.10.2.9 防重叠自动检测装置

为避免向已停放汽车的车位再存进汽车,应设置对车位状况(有无汽车)进行检测的装置,或采取其他防重叠措施。

对于简易升降类机械式停车设备,当一层车位为地面停车时,二层车位下降有可能与一层地面停车重叠时,应设置对地面车位是否停车的检测装置,二层车位下降前应对一层是否停车进行检测并连锁,防止停车设备与汽车相碰。

9.10.2.10 防坠落装置

对准无人方式的停车设备,搬运器或载车板运行到位后,若出现意外,有可能使搬运器或载车板从高处坠落时,应设置防坠落装置,即使发生钢丝绳、链条等关键部件断裂的严重情况,防坠落装置应保证载车板不坠落。

对人车共乘式的汽车专用升降机可不安装防坠落装置,但应安装安全钳、限速器。

9.10.2.11 平层装置

对于升降平台升降到位后以及在转换区转换位置时,采取车板平移方式交换汽车或搬运器运送汽车的,应采取设置升降机平层装置等措施减小载荷离开及进入升降平台时的风险,其他位置必要时也设置升降机平层装置。

9.10.2.12 警示装置

停车设备应设有能发出声或光报警信号的警示装置,在停车设备运转时该警示装置应起作用。

9.10.2.13 轨道端部止挡装置

为防止运行机构脱轨,在水平运行轨道的端部,应设置止挡装置,并能承受运行机构在额定载荷、额定速度下运行产生的撞击。

9.10.2.14 缓冲器

应在升降平台和对重的下端设置缓冲器。对强制驱动的升降平台,当升降速度大于 20 m/min 时,还应在搬运器和对重垂直升降的上端装设缓冲器。当搬运台车或巷道堆垛机运行速度大于 20 m/min 时,应在搬运台车或堆垛机水平运行的两端装设缓冲器。

9.10.2.15 松绳(链)检测装置或载车板倾斜检测装置

对于有松绳(链)可能的升降装置,为防止驱动绳(链)部分松动导致载车板(搬运器)倾斜或钢丝绳跳槽,应设置松绳(链)检测装置或载车板倾斜检测装置。当载车板(搬运器)运动过程中发生松绳(链)情况时,应立即使停车设备停止运行。

9.10.2.16 安全钳

9.10.2.16.1 安全钳的选用与安装应符合 GB 7588 的规定,无人方式、准无人方式、液压直顶式除外。

9.10.2.16.2 搬运器在运行过程中,在达到限速器动作速度时,甚至在悬挂装置断裂的情况下,安全钳应能夹紧导轨使装有额定载荷的搬运器制动停止并保持静止状态。

9.10.2.16.3 停车设备的安全钳释放应由专业人员操纵。

9.10.2.16.4 不应将安全钳的夹爪或钳体充当导靴使用。

9.10.2.17 限速器

9.10.2.17.1 限速器的选用与安装应符合 GB 7588 的规定,无人方式、准无人方式、液压直顶方式除外。

9.10.2.17.2 限速器的动作点不应小于额定速度的 115%。动作点最大值应符合 GB 7588 的规定。

9.10.2.18 紧急联络装置

对于人车共乘式的停车设备,在搬运器内应设置紧急联络装置,以便在发生停电、停车设备故障等紧急情况时,能与外部联络。

9.10.2.19 运转限制装置

人员未出停车设备,停车设备不应启动。可通过激光扫描器、灵敏光电装置等自动检测在转换区里有无人员出入,当有管理人员确认安全的情况下,可不设置此装置。

9.10.2.20 控制连锁功能

停车设备的汽车存取由几个控制点操作时,这些控制点应相互连锁,以使得仅能从所选择的控制点操作。

9.10.2.21 超载限制器

当停车设备实际载荷超过额定载荷的 95%时,超载限制器宜发出报警信号。

当停车设备实际载荷超过额定载荷 100%~110%时,超载限制器起作用,此时应自动切断起升动力电源。

9.10.2.22 载车板锁定装置

为防止意外情况下,载车板从停车位中滑出,应设置载车板锁定装置。在采取了有效措施的情况下,可不设此装置。

9.10.2.23 抗风防滑装置

对于室外非密闭的停车设备,应有抗风防滑装置或采取抗风措施,防止因风载荷引起搬运器或车位失去控制的滑动及晃动。

9.11 转换区的安全要求

9.11.1 转换区的安全布置

转换区应设置在封闭的区域,能防止无关人员进入。对于有专人值守的非公共停车设备且数量不超过两组时,如简易升降类机械式停车设备,可不对转换区进行封闭,但不应设置在公共行车通道上。

9.11.2 转换区的安全要求

转换区应具备以下安全装置或功能:

- a) 应有汽车引导的标识;
- b) 应有足够的照明;
- c) 应有汽车尺寸的检测装置;

- d) 应有运转限制装置,当有管理人员确认转换区无人时可不设;
- e) 转换区的设计应避免人员在无停车设备帮助的情况下登上 2 m 以上的高处。

在紧急情况或停电时,设有车库门的停车设备,应具备人员从转换区撤离的措施。若没有设置紧急门或侧门,则应设置能够开启车库门的紧急操纵装置。此装置一旦启动,转换区内各机构应停止运转。

9.12 停车设备的使用维护文件

9.12.1 总则

停车设备制造商应向用户提供“机械式停车设备使用手册”,指导停车设备安全使用,其内容至少应包括基本信息、安装、操作、维护、培训等。基本信息至少应包括如下内容:

- 适停汽车的性能指标,例如尺寸、质量等;
- 操作(运行)条件,例如每天运行的时间、自动/手动操作、操作模式的指示等;
- 使用的环境状况(条件)范围,例如风力、温度、相对湿度等;
- 安全功能的详细资料及安全装置的安装位置;
- 应包含不准许的使用信息。

9.12.2 用户手册

9.12.2.1 停车设备用户手册应明确以下要求:

- a) 用户修改停车设备的结构(配置)或设计前应征求制造商或其授权代表的意见;
- b) 修改停车设备的结构(配置)或设计之后,制造单位需要重新制定“机械式停车设备用户手册”。

9.12.2.2 向用户提供的“机械式停车设备用户手册”,应包括结构基础的支撑条件等。对于非制造单位安装的,还应包括安装的详细内容,指导对停车设备进行安装调试。

9.12.3 操作使用说明

停车设备的操作使用说明应至少包括以下的安全操作信息:

- a) 停车设备的使用范围;
- b) 停车设备使用方法;
- c) 故障情况处理;
- d) 只有授权的人员可以干预停车设备的正常运作;
- e) 停止模式和方法,这应包含提供给用户的所有正常停止装置和紧急停止装置的说明;
- f) 所有区域应保持清洁,没有障碍物和多余物品;
- g) 避免超载;
- h) 发生事故或故障时应遵循的操作方法:
 - 1) 确定意外中止或紧急情况发生的原因;
 - 2) 如需要修理故障,还应规定(声明)用户和/或运营公司的职责。

9.12.4 维护说明

用户手册应至少包括如下维护内容:

- a) 维护人员需要具备一定的技术知识和技能,尤其是需要特殊能力的操作;所有维护与调整工作,不论是机械的还是电气的,应仅由经授权的人员依据安全工作制度和制造商的说明书来完成;
- b) 履行维护工作和故障纠正的程序和条件,例如停车设备应被隔离或采取其他措施,以防止意

外动作；

- c) 易损件和检查的大致频率及其替换情况的列表；
- d) 将要周期性检查包含定期检查的部件的列表；
- e) 钢丝绳、圆弧齿同步带和链条检查和替换情况；
- f) 停车设备和基本附件维护列表,应制定为替换某些部件而停止所有或部分停车设备的职责；
- g) 依据制造商的说明书需要给停车设备提供正确的工作条件和维护建议；
- h) 依据制造商的说明书需要定期以安全的方式对移动部件和安全装置进行检查、调整、维护和清洁；
- i) 在安全防护装置被更换或移开和/或安全防护装置处于空挡的部位如何安全地进行维护工作；
- j) 需要对安全防护装置、警报信号、安全信息、标记和照明进行维护；
- k) 若制造商要求在机构或其停车设备的维护中使用有害原料(例如油漆、润滑剂、密封材料、绝缘材料、液压油),应提供相应的安全说明书；
- l) 圆弧齿同步带报废的具体信息,例如“若在圆弧齿同步带的根部发现裂纹,应立即更换此带”等。

9.12.5 培训

9.12.5.1 培训方案应包括认为有需要的停车设备操作人员的培训。

9.12.5.2 如果已认为需要对用户进行培训,则本培训的方案应列入说明。



附 录 A
(资料性附录)
机械式停车设备机构分级

停车设备的机构分级见表 A.1。

表 A.1 停车设备的机构分级

停车设备类型	机构名称	使用等级	载荷状态级别	机构工作级别
升降横移类	起升机构	T2~T4	L2	M2~M4
	横(纵)移机构	T2~T4	L2	M2~M4
简易升降类	起升机构	T2~T4	L2~L4	M2~M5
垂直循环类	垂直循环机构	T5~T7	L2	M5~M7
水平循环类	起升机构	T3~T5	L3	M4~M6
	水平循环机构	T4~T6	L2	M4~M6
多层循环类	起升机构	T3~T5	L3	M4~M6
	多层循环机构	T4~T6	L2	M4~M6
平面移动类	起升机构	T5~T7	L3	M6~M8
	搬运台车	T4~T6	L2	M4~M6
	存取交接机构	T4~T6	L2	M4~M6
巷道堆垛类	起升机构	T5~T7	L3	M6~M8
	纵移机构	T4~T6	L3	M5~M7
	存取交接机构	T3~T5	L2	M3~M5
垂直升降类	起升机构	T5~T7	L3	M6~M8
	存取交接机构	T4~T6	L2	M4~M6
	搬运台车	T3~T5	L2	M3~M5
汽车专用升降机	起升机构	T3~T5	L3	M4~M6
—	回转机构	T3~T5	L3	M4~M6
—	转换用起升机构	T3~T5	L3	M4~M6

注 1: 根据停车设备主要用途不同合理选取机构工作级别(如用于家庭、企事业单位、住宅小区及其他与此类似的使用场所,取小值;用于医院、商业、餐饮等使用场所,取大值)。

注 2: 允许用户与制造商协商确定机构使用等级、载荷状态级别和机构工作级别。

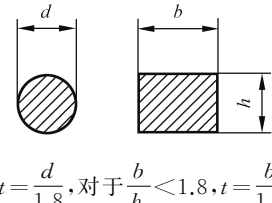
注 3: 若设计中无停车设备类型相对应的机构,则该机构的工作级别可不用考虑。

附录 B
(资料性附录)

钢材冲击韧性参数的选择

不同影响因素下的材料冲击韧性参数 q_i 依据表 B.1 确定, 由冲击韧性综合参数 $\sum q_i$ 确定材料的冲击能量与对应的试验温度要求, 见表 B.2。

表 B.1 冲击韧性参数 q_i

i	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 $\sigma_s / (\text{N}/\text{mm}^2)$	$\sigma_s \leq 300$	0
		$300 < \sigma_s \leq 460$	1
		$460 < \sigma_s \leq 700$	2
		$700 < \sigma_s \leq 1\ 000$	3
		$1\ 000 < \sigma_s \leq 1\ 300$	4
3	材料厚度 t/mm 实心棒材的等效厚度  $t = \frac{d}{1.8}$, 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)	$125 < \Delta\sigma_c$	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
		$\Delta\sigma_c \leq 30$	5
5	结构静应力 $\sigma / (\text{N}/\text{mm}^2)$	$0.75\text{lim}\sigma < \sigma$	0
		$0.5\text{lim}\sigma < \sigma \leq 0.75\text{lim}\sigma$	-1
		$0.25\text{lim}\sigma < \sigma \leq 0.5\text{lim}\sigma$	-2
		$\sigma \leq 0.25\text{lim}\sigma$	-3

注: $\text{lim}\sigma$ ——见表 15。

表 B.2 冲击韧性综合参数及性能要求

项目	$\Sigma q_i \leq 5$	$6 < \Sigma q_i \leq 8$	$9 < \Sigma q_i \leq 11$	$12 < \Sigma q_i \leq 14$
冲击能量(J)/试验温度(°C) 要求	27/+20	27/0	27/-20	27/-40



附录 C
(资料性附录)

拉伸载荷作用下连接刚度计算

本附录中图 C.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构件刚度的确定。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。

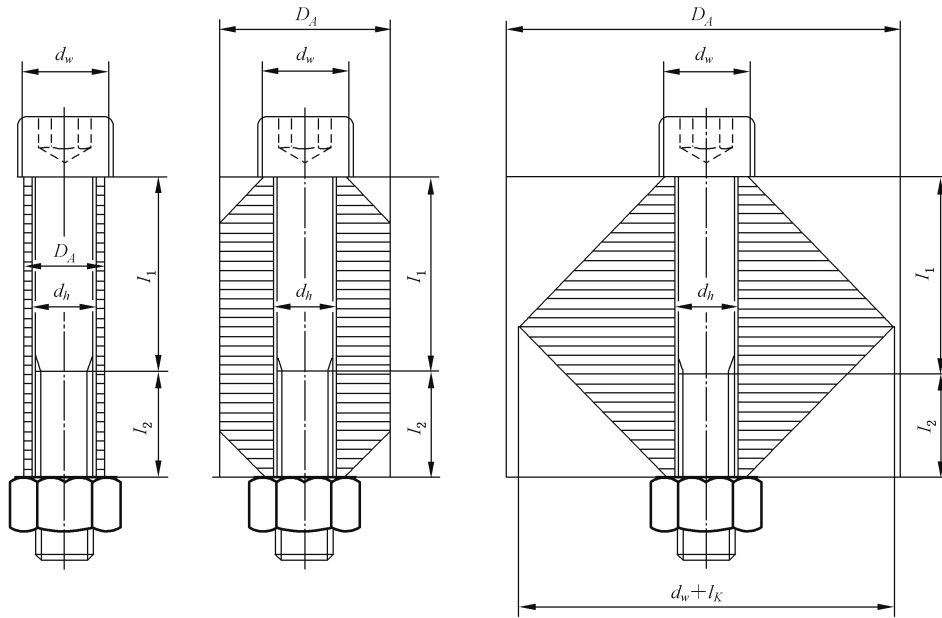


图 C.1 受拉载荷的连接类型

被连接件的刚度按式(C.1)计算。

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

式中:

- K_c ——被连接件的刚度(斜率);
- E ——弹性模量,单位为牛每平方米(N/mm²);
- l_k ——有效夹紧长度,单位为毫米(mm), $l_k = l_1 + l_2$;
- l_1 ——无螺纹处的有效长度,单位为毫米(mm);
- l_2 ——有螺纹处的有效长度,单位为毫米(mm);
- A_{eq} ——计算的等效面积,单位为平方毫米(mm²),见式(C.2);

$$\begin{cases} D_A < d_w, & A_{eq} = \frac{\pi}{4} (D_A^2 - d_h^2) \\ d_w \leq D_A \leq d_w + l_k, & A_{eq} = \frac{\pi}{4} (d_w^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{8} (D_A - d_w) \left[\left(\sqrt[3]{\frac{l_k d_w}{D_A^2}} + 1 \right)^2 - 1 \right] \\ d_w + l_k < D_A, & A_{eq} = \frac{\pi}{4} (d_w^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{8} l_k d_w \left[\left(\sqrt[3]{\frac{l_k d_w}{(l_k + d_w)^2}} + 1 \right)^2 - 1 \right] \end{cases} \dots\dots\dots (C.2)$$

D_A ——被连接件(圆柱体)的有效直径,单位为毫米(mm);
 d_w ——螺栓头部接触区的直径,单位为毫米(mm);
 d_h ——螺栓孔直径,单位为毫米(mm)。

螺栓刚度按式(C.3)计算。

$$\frac{1}{K_b} = \frac{1}{E} \left(\frac{l_1 + 0.4d}{\pi d^2/4} + \frac{l_2 + 0.5d}{A_r} \right) \dots\dots\dots (C.3)$$

式中:

K_b ——被连接件的刚度(斜率);
 E ——弹性模量,单位为牛每平方米(N/mm²);
 l_1 ——无螺纹处的有效长度,单位为毫米(mm);
 l_2 ——有螺纹处的有效长度,单位为毫米(mm);
 d ——螺栓直径,单位为毫米(mm);
 A_r ——螺栓根部面积,单位为平方毫米(mm²)。

根据被连接件的形状,外力可作用于螺栓的端部[见图 C.2a)]、螺栓端部与连接板之间[见图 C.2b)]、接近连接板[见图 C.2c)]所示。刚度比例系数的计算见式(C.4):

$$\Phi = \alpha_L \times \frac{K_b}{K_b + K_c} \dots\dots\dots (C.4)$$

式中:

Φ ——连接的刚度比例系数;
 α_L ——载荷作用系数(见图 C.2),与被连接件形状有关;
 K_b ——螺栓的刚度;
 K_c ——被连接件的刚度。

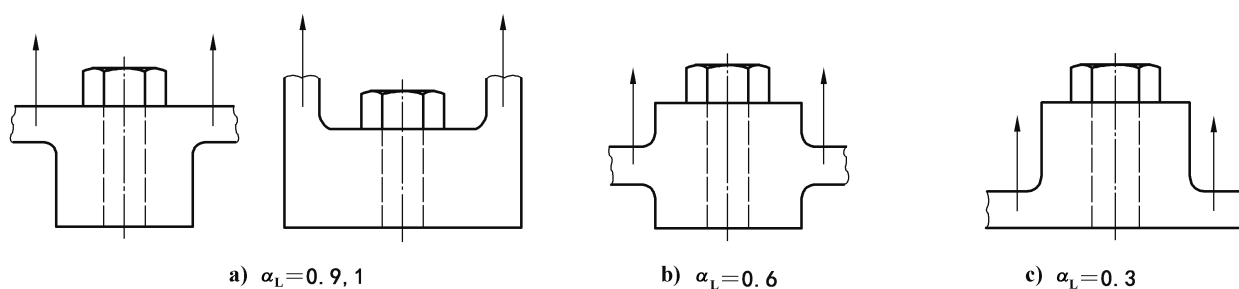


图 C.2 载荷作用系数

图 C.2 a)是典型的螺栓连接形式。在载荷作用位置不清楚的情况下,取 $\alpha_L = 1$ 。在采用有限元分析确定刚度比例系数 Φ 的情况下,取 $\alpha_L = 1$ 。



附录 D
(规范性附录)

受压构件的计算长度和格构式构件的换算长细比

D.1 受压构件的计算长度 l_c

D.1.1 同一平面内在不同支承方式下各种截面型式的等截面受压构件的计算长度,按式(D.1)计算。

$$l_c = \mu_1 l \quad \dots\dots\dots (D.1)$$

式中:

l_c ——等截面受压构件的计算长度,单位为毫米(mm);

l ——构件的实际几何长度,单位为毫米(mm);

μ_1 ——与支承方式有关的(在两个互相垂直的平面内不一定相同)长度系数,见表 D.1。

D.1.2 变截面受压构件计算长度按式(D.2)计算,此时构件的截面惯性矩取原构件的最大截面惯性矩。

$$l_c = \mu_1 \mu_2 l \quad \dots\dots\dots (D.2)$$

式中:

l_c ——变截面受压构件计算长度,单位为毫米(mm);

μ_2 ——变截面长度系数,见表 D.2 和表 D.3。等截面时取 $\mu_2 = 1$ 。

D.2 等截面格构式受压构件的换算长细比

等截面格构式受压构件的换算长细比见表 D.4。

表 D.1 在同一平面内与支承方式有关的长度系数 μ_1 值

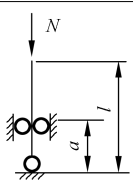
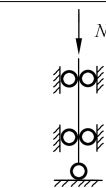
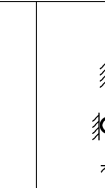
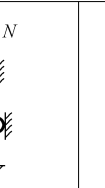
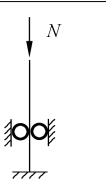
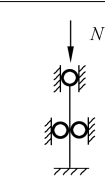
a/l	构件支承方式					
						
0	2.00	0.70	0.50	2.00	0.70	0.50
0.1	1.87	0.65	0.47	1.85	0.65	0.46
0.2	1.73	0.60	0.44	1.70	0.59	0.43
0.3	1.60	0.56	0.41	1.55	0.54	0.39
0.4	1.47	0.52	0.41	1.40	0.49	0.36
0.5	1.35	0.50	0.44	1.26	0.44	0.35
0.6	1.23	0.52	0.49	1.11	0.41	0.36
0.7	1.13	0.56	0.54	0.98	0.41	0.39
0.8	1.06	0.60	0.59	0.85	0.44	0.43
0.9	1.01	0.65	0.65	0.76	0.47	0.46
1.0	1.00	0.70	0.70	0.70	0.50	0.50

表 D.2 两端铰支非对称变化构件的变截面长度系数 μ_2 值

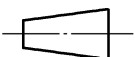
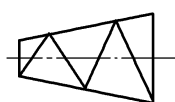
变截面形式	I_{\min}/I_{\max}	μ_2
 I_x 呈线性变化 $n=1$	0.1	1.45
	0.2	1.35
	0.4	1.21
	0.6	1.13
	0.8	1.06
 I_x 呈抛物线变化 $n=2$	0.1	1.66
	0.2	1.45
	0.4	1.24
	0.6	1.13
	0.8	1.05

表 D.3 两端铰支对称变化构件的变截面长度系数 μ_2 值

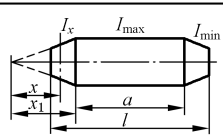
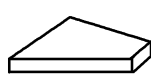
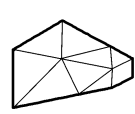
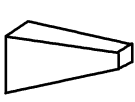
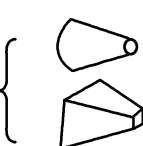
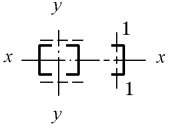
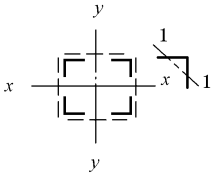
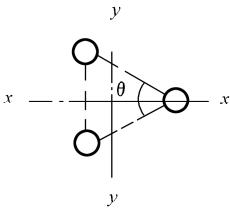
变截面形式	μ_2						
	I_{\min}/I_{\max}	n	m				
			0	0.2	0.4	0.6	0.8
							
$\frac{I_x}{I_{\max}} = \left(\frac{x}{x_1}\right)^n, m = \frac{a}{l}$	0.1	1	1.23	1.14	1.07	1.02	1.00
		2	1.35	1.22	1.10	1.03	1.00
		3	1.40	1.31	1.12	1.04	1.00
		4	1.43	1.33	1.13	1.04	1.00
构件两端： $n=1$ 	0.2	1	1.19	1.11	1.05	1.01	1.00
		2	1.25	1.15	1.07	1.02	1.00
		3	1.27	1.16	1.08	1.03	1.00
		4	1.28	1.17	1.08	1.03	1.00
$n=2$ 	0.4	1	1.12	1.07	1.04	1.01	1.00
		2	1.14	1.08	1.04	1.01	1.00
		3	1.15	1.09	1.04	1.01	1.00
		4	1.15	1.09	1.04	1.01	1.00
$n=3$ 	0.6	1	1.07	1.04	1.02	1.01	1.00
		2	1.08	1.05	1.02	1.01	1.00
		3	1.08	1.05	1.02	1.01	1.00
		4	1.08	1.05	1.02	1.01	1.00
$n=4$ 	0.8	1	1.03	1.02	1.01	1.00	1.00
		2	1.03	1.02	1.01	1.00	1.00
		3	1.03	1.02	1.01	1.00	1.00
		4	1.03	1.02	1.01	1.00	1.00

表 D.4 等截面格构式构件换算长细比 λ_h 计算公式

项次	构件截面形式	缀材类别	计算公式	符号意义
1		缀板	$\lambda_{hy} = \sqrt{\lambda_y^2 + \lambda_1^2}$	λ_y ——整个构件对虚轴 $y-y$ 的长细比 λ_1 ——单肢对 1—1 轴的长细比,其计算长度取缀板间的净距离
2		缀条	$\lambda_{hy} = \sqrt{\lambda_y^2 + 27 \frac{A}{A_1}}$	A ——构件横截面所截各弦杆(主肢)的毛截面面积之和 A_1 ——构件横截面所截各斜缀条的毛截面面积之和
3		缀板	$\lambda_{hx} = \sqrt{\lambda_x^2 + \lambda_1^2}$ $\lambda_{hy} = \sqrt{\lambda_y^2 + \lambda_1^2}$	λ_x, λ_y ——整个构件分别对虚轴 $x-x$ 或 $y-y$ 的长细比 λ_1 ——单肢对最小刚度轴 1—1 的长细比,其计算长度取缀板间的净距离
4		缀条	$\lambda_{hx} = \sqrt{\lambda_x^2 + 40 \frac{A}{A_{1x}}}$ $\lambda_{hy} = \sqrt{\lambda_y^2 + 40 \frac{A}{A_{1y}}}$	A_{1x} ——构件横截面所截垂直于 $x-x$ 轴的平面内各斜缀条的毛截面面积之和 A_{1y} ——构件横截面所截垂直于 $y-y$ 轴的平面内各斜缀条的毛截面面积之和
5		缀条	$\lambda_{hx} = \sqrt{\lambda_x^2 + \frac{42A}{A_1(1.5 - \cos^2\theta)}}$ $\lambda_{hy} = \sqrt{\lambda_y^2 + \frac{42A}{A_1 \cos^2\theta}}$	λ_x, λ_y ——整个构件分别对虚轴 $x-x$ 或 $y-y$ 的长细比 A ——构件横截面所截各弦杆的毛截面面积之和 A_1 ——构件横截面所截各斜缀条的毛截面面积之和 θ ——缀条所在平面与 x 轴的夹角
<p>缀板组合结构件的单肢长细比 λ_1 不应大于 40。缀板尺寸应符合下列规定:缀板沿柱纵向的宽度不应小于肢件轴线间距离的 2/3,厚度不应小于该距离的 1/40,且不小于 6 mm。</p> <p>斜缀条与结构件轴线间倾角应保持在 $40^\circ \sim 70^\circ$ 范围内。</p>				

附 录 E
(规范性附录)
轴心受压构件的稳定系数

E.1 a类、b类、c类、d类截面轴心受压构件的稳定系数 φ 的选择见表 E.1~表 E.4。

E.2 表 E.1~表 E.4 中的 a、b、c、d 类截面,见表 25。

E.3 表 E.1~表 E.4 中的 φ 值按式(E.1)和(E.2)计算。

当 $\lambda_n = \frac{\lambda}{\pi} \sqrt{\sigma_s/E} \leq 0.215$ 时:

$$\varphi = 1 - \alpha_1 \lambda_n^2 \quad \dots\dots\dots (E.1)$$

当 $\lambda_n > 0.215$ 时:

$$\varphi = \frac{1}{2\lambda_n^2} [(\alpha_2 + \alpha_3 \lambda_n + \lambda_n^2) - \sqrt{(\alpha_2 + \alpha_3 \lambda_n + \lambda_n^2)^2 - 4\lambda_n^2}] \quad \dots\dots\dots (E.2)$$

式中:

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ ——系数,根据表 25 的截面分类,由表 E.5 查用;

λ_n ——正侧长细比;

λ ——构件长细比。

E.4 当构件的 $\lambda \sqrt{\sigma_s/235}$ 值超出表 E.1~表 E.4 的范围时,则 φ 值按 E.3 所列的公式计算,其中 σ_s 见表 15。

表 E.1 a类截面轴心受压构件的稳定系数 φ

$\lambda \sqrt{\frac{\sigma_s}{235}}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	1.000	1.000	1.000	1.000	0.999	0.999	0.998	0.998	0.997	0.996
10	0.995	0.994	0.993	0.992	0.991	0.989	0.988	0.986	0.985	0.983
20	0.981	0.979	0.977	0.976	0.974	0.972	0.970	0.968	0.966	0.964
30	0.963	0.961	0.959	0.957	0.955	0.952	0.950	0.948	0.946	0.944
40	0.941	0.939	0.937	0.934	0.932	0.929	0.927	0.924	0.921	0.919
50	0.916	0.913	0.910	0.907	0.904	0.900	0.897	0.894	0.890	0.886
60	0.883	0.879	0.875	0.871	0.867	0.863	0.858	0.854	0.849	0.844
70	0.839	0.834	0.829	0.824	0.818	0.813	0.807	0.801	0.795	0.789
80	0.783	0.776	0.770	0.763	0.757	0.750	0.743	0.736	0.728	0.721
90	0.714	0.706	0.699	0.691	0.684	0.676	0.668	0.661	0.653	0.645
100	0.638	0.630	0.622	0.615	0.607	0.600	0.592	0.585	0.577	0.570
110	0.563	0.555	0.548	0.541	0.534	0.527	0.520	0.514	0.507	0.500
120	0.494	0.488	0.481	0.475	0.469	0.463	0.457	0.451	0.445	0.440
130	0.434	0.429	0.423	0.418	0.412	0.407	0.402	0.397	0.392	0.387
140	0.383	0.378	0.373	0.369	0.364	0.360	0.356	0.351	0.347	0.343

表 E.1 (续)

$\lambda\sqrt{\frac{\sigma_s}{235}}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
150	0.339	0.335	0.331	0.327	0.323	0.320	0.316	0.312	0.309	0.305
160	0.302	0.298	0.295	0.292	0.289	0.285	0.282	0.279	0.276	0.273
170	0.270	0.267	0.264	0.262	0.259	0.256	0.253	0.251	0.248	0.246
180	0.243	0.241	0.238	0.236	0.233	0.231	0.229	0.226	0.224	0.222
190	0.220	0.218	0.215	0.213	0.211	0.209	0.207	0.205	0.203	0.201
200	0.199	0.198	0.196	0.194	0.192	0.190	0.189	0.187	0.185	0.183
210	0.182	0.180	0.179	0.177	0.175	0.174	0.172	0.171	0.169	0.168
220	0.166	0.165	0.164	0.162	0.161	0.159	0.158	0.157	0.155	0.154
230	0.153	0.152	0.150	0.149	0.148	0.147	0.146	0.144	0.143	0.142
240	0.141	0.140	0.139	0.138	0.136	0.135	0.134	0.133	0.132	0.131
250	0.130	—	—	—	—	—	—	—	—	—

表 E.2 b类截面轴心受压构件的稳定系数 φ

$\lambda\sqrt{\frac{\sigma_s}{235}}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	1.000	1.000	1.000	0.999	0.999	0.998	0.997	0.996	0.995	0.994
10	0.992	0.991	0.989	0.987	0.985	0.983	0.981	0.978	0.976	0.973
20	0.970	0.967	0.963	0.960	0.957	0.953	0.950	0.946	0.943	0.939
30	0.936	0.932	0.929	0.925	0.922	0.918	0.914	0.910	0.906	0.903
40	0.899	0.895	0.891	0.887	0.882	0.878	0.874	0.870	0.865	0.861
50	0.856	0.852	0.847	0.842	0.838	0.833	0.828	0.823	0.818	0.813
60	0.807	0.802	0.797	0.791	0.786	0.780	0.774	0.769	0.763	0.757
70	0.751	0.745	0.739	0.732	0.726	0.720	0.714	0.707	0.701	0.694
80	0.688	0.681	0.675	0.668	0.661	0.655	0.648	0.641	0.635	0.628
90	0.621	0.614	0.608	0.601	0.594	0.588	0.581	0.575	0.568	0.561
100	0.555	0.549	0.542	0.536	0.529	0.523	0.517	0.511	0.505	0.499
110	0.493	0.487	0.481	0.475	0.470	0.464	0.458	0.453	0.447	0.442
120	0.437	0.432	0.426	0.421	0.416	0.411	0.406	0.402	0.397	0.392
130	0.387	0.383	0.378	0.374	0.370	0.365	0.361	0.357	0.353	0.349
140	0.345	0.341	0.337	0.333	0.329	0.326	0.322	0.318	0.315	0.311
150	0.308	0.304	0.301	0.298	0.295	0.291	0.288	0.285	0.282	0.279
160	0.276	0.273	0.270	0.267	0.265	0.262	0.259	0.256	0.254	0.251

表 E.2 (续)

$\lambda \sqrt{\frac{\sigma_s}{235}}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
170	0.249	0.246	0.244	0.241	0.239	0.236	0.234	0.232	0.229	0.227
180	0.225	0.223	0.220	0.218	0.216	0.214	0.212	0.210	0.208	0.206
190	0.204	0.202	0.200	0.198	0.197	0.195	0.193	0.191	0.190	0.188
200	0.186	0.184	0.183	0.181	0.180	0.178	0.176	0.175	0.173	0.172
210	0.170	0.169	0.167	0.166	0.165	0.163	0.162	0.160	0.159	0.158
220	0.156	0.155	0.154	0.153	0.151	0.150	0.149	0.148	0.146	0.145
230	0.144	0.143	0.142	0.141	0.140	0.138	0.137	0.136	0.135	0.134
240	0.133	0.132	0.131	0.130	0.129	0.128	0.127	0.126	0.125	0.124
250	0.123	—	—	—	—	—	—	—	—	—

表 E.3 c类截面轴心受压构件的稳定系数 φ

$\lambda \sqrt{\frac{\sigma_s}{235}}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	1.000	1.000	1.000	0.999	0.999	0.998	0.997	0.996	0.995	0.993
10	0.992	0.990	0.988	0.986	0.983	0.981	0.978	0.976	0.973	0.970
20	0.966	0.959	0.953	0.947	0.940	0.934	0.928	0.921	0.915	0.909
30	0.902	0.896	0.890	0.884	0.877	0.871	0.865	0.858	0.852	0.846
40	0.839	0.833	0.826	0.820	0.814	0.807	0.801	0.794	0.788	0.781
50	0.775	0.768	0.762	0.755	0.748	0.742	0.735	0.729	0.722	0.715
60	0.709	0.702	0.695	0.689	0.682	0.676	0.669	0.662	0.656	0.649
70	0.643	0.636	0.629	0.623	0.616	0.610	0.604	0.597	0.591	0.584
80	0.578	0.572	0.566	0.559	0.553	0.547	0.541	0.535	0.529	0.523
90	0.517	0.511	0.505	0.500	0.494	0.488	0.483	0.477	0.472	0.467
100	0.463	0.458	0.454	0.449	0.445	0.441	0.436	0.432	0.428	0.423
110	0.419	0.415	0.411	0.407	0.403	0.399	0.395	0.391	0.387	0.383
120	0.379	0.375	0.371	0.367	0.364	0.360	0.356	0.353	0.349	0.346
130	0.342	0.339	0.335	0.332	0.328	0.325	0.322	0.319	0.315	0.312
140	0.309	0.306	0.303	0.300	0.297	0.294	0.291	0.288	0.285	0.282
150	0.280	0.277	0.274	0.271	0.269	0.266	0.264	0.261	0.258	0.256
160	0.254	0.251	0.249	0.246	0.244	0.242	0.239	0.237	0.235	0.233
170	0.230	0.228	0.226	0.224	0.222	0.220	0.218	0.216	0.214	0.212
180	0.210	0.208	0.206	0.205	0.203	0.201	0.199	0.197	0.196	0.194

表 E.3 (续)

$\lambda\sqrt{\frac{\sigma_s}{235}}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
190	0.192	0.190	0.189	0.187	0.186	0.184	0.182	0.181	0.179	0.178
200	0.176	0.175	0.173	0.172	0.170	0.169	0.168	0.166	0.165	0.163
210	0.162	0.161	0.159	0.158	0.157	0.156	0.154	0.153	0.152	0.151
220	0.150	0.148	0.147	0.146	0.145	0.144	0.143	0.142	0.140	0.139
230	0.138	0.137	0.136	0.135	0.134	0.133	0.132	0.131	0.130	0.129
240	0.128	0.127	0.126	0.125	0.124	0.124	0.123	0.122	0.121	0.120
250	0.119	—	—	—	—	—	—	—	—	—

表 E.4 d类截面轴心受压构件的稳定系数 φ

$\lambda\sqrt{\frac{\sigma_s}{235}}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	1.000	1.000	0.999	0.999	0.998	0.996	0.994	0.992	0.990	0.987
10	0.984	0.981	0.978	0.974	0.969	0.965	0.960	0.955	0.949	0.944
20	0.937	0.927	0.918	0.909	0.900	0.891	0.883	0.874	0.865	0.857
30	0.848	0.840	0.831	0.823	0.815	0.807	0.799	0.790	0.782	0.774
40	0.766	0.759	0.751	0.743	0.735	0.728	0.720	0.712	0.705	0.697
50	0.690	0.683	0.675	0.668	0.661	0.654	0.646	0.639	0.632	0.625
60	0.618	0.612	0.605	0.598	0.591	0.585	0.578	0.572	0.565	0.559
70	0.552	0.546	0.540	0.534	0.528	0.522	0.516	0.510	0.504	0.498
80	0.493	0.487	0.481	0.476	0.470	0.465	0.460	0.454	0.449	0.444
90	0.439	0.434	0.429	0.424	0.419	0.414	0.410	0.405	0.401	0.397
100	0.394	0.390	0.387	0.383	0.380	0.376	0.373	0.370	0.366	0.363
110	0.359	0.356	0.353	0.350	0.346	0.343	0.340	0.337	0.334	0.331
120	0.328	0.325	0.322	0.319	0.316	0.313	0.310	0.307	0.304	0.301
130	0.299	0.296	0.293	0.290	0.288	0.285	0.282	0.280	0.277	0.275
140	0.272	0.270	0.267	0.265	0.262	0.260	0.258	0.255	0.253	0.251
150	0.248	0.246	0.244	0.242	0.240	0.237	0.235	0.233	0.231	0.229
160	0.227	0.225	0.223	0.221	0.219	0.217	0.215	0.213	0.212	0.210
170	0.208	0.206	0.204	0.203	0.201	0.199	0.197	0.196	0.194	0.192
180	0.191	0.189	0.188	0.186	0.184	0.183	0.181	0.180	0.178	0.177
190	0.176	0.174	0.173	0.171	0.170	0.168	0.167	0.166	0.164	0.163
200	0.162	—	—	—	—	—	—	—	—	—

表 E.5 系数 α_1 、 α_2 、 α_3

截面类别		α_1	α_2	α_3
a 类		0.41	0.986	0.152
b 类		0.65	0.965	0.300
c 类	$\lambda_n \leq 1.05$	0.73	0.906	0.595
	$\lambda_n > 1.05$		1.216	0.302
d 类	$\lambda_n \leq 1.05$	1.35	0.868	0.915
	$\lambda_n > 1.05$		1.375	0.432

附录 F
(规范性附录)

受弯构件的侧向屈曲稳定系数(整体稳定系数)

F.1 承受端弯矩和横向载荷时的等截面焊接工字形组合截面和轧制 H 型钢构件简支梁的侧向屈曲稳定系数 φ_b 按式(F.1)计算。

$$\varphi_b = \beta_b \frac{4}{\lambda_y^2} \frac{320}{W_x} \frac{Ah}{\sigma_s} \left[k(2m - 1) + \sqrt{1 + \left(\frac{\lambda_y t}{4.4h} \right)^2} \right] \frac{235}{\sigma_s} \dots\dots\dots (F.1)$$

式中:

- φ_b ——侧向屈曲稳定系数;
- β_b ——简支梁受横向载荷的等效临界弯矩系数,见表 F.1;
- λ_y ——受弯构件(梁)对弱轴(y 轴)的长细比,由式(52)算得;
- A ——结构件毛截面面积,单位为平方毫米(mm²);
- h ——构件截面的全高,单位为毫米(mm);
- W_x ——按受压最大纤维确定的截面对强轴(x 轴)的抗弯模量,单位为三次方毫米(mm³);
- k ——截面对称系数,对双轴对称截面取为 1,对单轴对称截面取为 0.8;
- m ——受压翼缘对弱轴(y 轴)的惯性矩与全截面对弱轴(y 轴)的惯性矩比,双轴对称为 0.5;
- t ——构件截面的受压翼缘厚度,单位为毫米(mm);
- σ_s ——钢材的屈服点,单位为牛每平方米(N/mm²)。

在变截面的构件中,计算 λ_y 、 A 、 h 、 t 、 W_x 时截面应取与确定计算长度相对应的那个截面(例如最大截面)。

表 F.1 H 型钢和等截面工字形简支梁的整体稳定等效临界弯矩系数 β_b

项次	侧向支承	载荷	$\xi \leq 2.0$	$\xi > 2.0$	适用范围	
1	跨中无侧向支承	均布载荷 作用在	上翼缘	$0.69 + 0.13\xi$	0.95	双轴对称焊接工字形截面、加强受压翼缘的单轴对称焊接工字形截面、轧制 H 型钢截面
2			下翼缘	$1.73 - 0.20\xi$	1.33	
3		集中载荷 作用在	上翼缘	$0.73 + 0.18\xi$	1.09	
4			下翼缘	$2.23 - 0.28\xi$	1.67	
5	跨度中点有一个 侧向支承点	均布载荷	上翼缘	1.15		双轴对称焊接工字形截面、加强受压翼缘的单轴对称焊接工字形截面、加强受拉翼缘的单轴对称焊接工字形截面、轧制 H 型钢截面
6		作用在	下翼缘	1.40		
7		集中载荷作用在截面 高度上任意位置		1.75		
8	跨中有不少于两个 等距离侧向支承点	任意载荷 作用在	上翼缘	1.20		
9			下翼缘	1.40		
10	梁端有弯矩,但跨中无载荷作用		$1.75 - 1.05 \left(\frac{M_2}{M_1} \right) + 0.3 \left(\frac{M_2}{M_1} \right)^2$, 但 ≤ 2.3			
$\xi = \frac{tl_1}{b_1h}$ 中的 l_1 为跨度或受压翼缘的计算(自由)长度, b_1 和 t 为受压翼缘的宽度和厚度。 M_1 、 M_2 为梁的端弯矩,使梁产生同向曲率时 M_1 和 M_2 取同号,产生反向曲率时取异号, $ M_1 \geq M_2 $ 。						

表 F.1 (续)

项次	侧向支承	载荷	$\xi \leq 2.0$	$\xi > 2.0$	适用范围
<p>表中项次 3、4 和 7 的集中载荷是指一个或少数几个集中载荷位于跨中附近的情况,对其他情况的集中载荷,应按表中项次 1、2、5、6 内的数值采用。</p> <p>表中项次 8、9 的 β_b,当集中载荷作用在侧向支承点处时,取 $\beta_b = 1.20$。</p> <p>载荷作用在上翼缘系指作用点在上翼缘表面,方向指向截面形心;载荷作用在下翼缘,系指作用在下翼缘表面,方向背向截面形心。</p> <p>I_1 和 I_2 分别为工字形截面受压翼缘和受拉翼缘对 y 轴的惯性矩,对 $m = \frac{I_1}{I_1 + I_2} > 0.8$ 的加强受压翼缘工字形截面,下列项次算出的 β_b 值应乘以相应的系数:</p> <p>项次 1:当 $\xi \leq 1.0$ 时,乘以 0.95;</p> <p>项次 3:当 $\xi \leq 0.5$ 时,乘以 0.90;当 $0.5 < \xi \leq 1.0$ 时,乘以 0.95。</p>					

当 $\varphi_b > 0.6$ 时,应按式(F.2)计算其修正值 φ'_b 。

$$\varphi'_b = 1.07 - \frac{0.282}{\varphi_b} \leq 1.0 \quad \dots\dots\dots (F.2)$$

式中:

φ'_b ——轧制普通工字钢,两端简支的受弯构件侧向屈曲稳定系数的修正值;

φ_b ——轧制普通工字钢,两端简支的受弯构件侧向屈曲稳定系数。

F.2 轧制普通工字钢,两端简支的受弯构件,其 φ_b 值查表 F.2。当 $\varphi_b > 0.6$ 时,应按式(F.2)计算其修正值 φ'_b 。

表 F.2 轧制普通工字钢,两端简支梁构件的 φ_b 值

载荷情况			工字钢型号	自由长度 l									
				m									
				2	3	4	5	6	7	8	9	10	
跨中 无侧向 支承的 构件	集中载 荷作 用于	上翼缘	10~20	2.0	1.30	0.99	0.80	0.68	0.58	0.53	0.48	0.43	
			22~32	2.4	1.48	1.09	0.86	0.72	0.62	0.54	0.49	0.45	
			36~63	2.8	1.60	1.07	0.83	0.68	0.56	0.50	0.45	0.40	
		下翼缘	10~20	3.1	1.95	1.34	1.01	0.82	0.69	0.63	0.57	0.52	
			22~40	—	2.80	1.84	1.37	1.07	0.86	0.73	0.64	0.56	
			45~63	—	—	2.30	1.62	1.20	0.96	0.80	0.69	0.60	
	均布载 荷作 用于	上翼缘	10~20	1.7	1.12	0.84	0.68	0.57	0.50	0.45	0.41	0.37	
			22~40	2.1	1.30	0.93	0.73	0.60	0.51	0.45	0.40	0.36	
			45~63	2.6	1.45	0.97	0.73	0.59	0.50	0.44	0.38	0.35	
		下翼缘	10~20	2.5	1.55	1.08	0.83	0.68	0.56	0.52	0.47	0.42	
			22~40	—	2.20	1.45	1.10	0.85	0.70	0.60	0.52	0.46	
			45~63	—	—	1.80	1.25	0.95	0.78	0.65	0.55	0.49	

表 F.2 (续)

载荷情况	工字钢型号	自由长度 l m								
		2	3	4	5	6	7	8	9	10
跨中有侧向支承点的构件(不论载荷作用点在截面高度上的位置)	10~20	2.2	1.39	1.01	0.79	0.66	0.57	0.52	0.47	0.42
	22~40	3.0	1.80	1.24	0.96	0.76	0.65	0.56	0.49	0.43
	45~63	—	2.20	1.38	1.01	0.80	0.66	0.56	0.49	0.43

注 1: 集中载荷指一个或少数几个集中载荷位于跨中附近的情况, 对其他情况的载荷均按均布载荷考虑。
 注 2: 载荷作用在上翼缘指作用点在翼缘表面, 方向指向截面形心; 载荷作用在下翼缘也指作用在翼缘表面, 方向背向截面形心。
 φ_b 适用于 Q235 号钢, 当用其他钢号时, 查得的 φ_b 应乘以 $235/\sigma_s$ 。
 φ_b 不小于 2.5 时, 不需再验算其侧向屈曲稳定性; 表中大于 2.5 的 φ_b 值, 为其他钢号换算查用。

F.3 轧制槽钢的简支梁构件, 不论载荷的形式和作用的位置, 其 φ_b 值按式(F.3)计算, 大于 1 者取 1。

$$\varphi_b = \frac{570bt}{lh} \frac{235}{\sigma_s} \dots\dots\dots (F.3)$$

式中:

- φ_b —— 轧制槽钢的简支梁构件的侧向屈曲稳定系数;
- b —— 受压翼缘的宽度, 单位为毫米(mm);
- t —— 受压翼缘的平均厚度, 单位为毫米(mm);
- l —— 受压翼缘的计算(自由)长度, 单位为毫米(mm);
- h —— 槽钢截面高度, 单位为毫米(mm);
- σ_s —— 钢材的屈服点, 单位为牛每平方米(N/mm²)。

附录 G
(资料性附录)
压弯构件整体稳定性计算

G.1 总则

本方法的计算公式是在两个平面内约束条件相同、在弹性工作阶段的等截面构件的前提下推导的。

G.2 双向压弯构件的整体稳定性计算

G.2.1 当结构构件受有轴向压缩力 N 和绕强轴(x 轴)的弯矩 M_{ox} 、 M_{hx} 及绕弱轴(y 轴)的弯矩 M_{oy} 、 M_{hy} 时,应按式(G.1)计算其弯曲屈曲的整体稳定性,按式(G.2)计算其侧向弯扭屈曲的整体稳定性。

$$\frac{N}{A\varphi\psi} + \left[\frac{1}{1 - N/N_{Ex}} \right] \frac{C_{ox}M_{ox} + C_{hx}M_{hx}}{W_x} + \left[\frac{1}{1 - N/N_{Ey}} \right] \frac{C_{oy}M_{oy} + C_{hy}M_{hy}}{W_y} \leq \lim\sigma \quad \dots\dots(G.1)$$

$$\frac{N}{A\varphi_y\psi_y} + \left[\frac{1}{1 - N/N_{Ex}} \right] \frac{C_{ox}M_{ox} + C_{hx}M_{hx}}{\varphi_b W_x} \leq \lim\sigma \quad \dots\dots\dots(G.2)$$

式中:

- N ——构件的轴向力,单位为牛(N);
- A ——结构件毛截面面积,单位为平方毫米(mm^2);
- $\varphi\varphi$ ——轴心受压稳定系数 φ 与其修正系数 ψ 的乘积,有 $\psi_x\varphi_x$ 和 $\psi_y\varphi_y$ 之分,取其中的小值;
- φ ——根据轴心受压构件的假想长细比 λ_F 和构件的截面类别(表 25)确定的轴心受压稳定系数,有对 x 轴的 φ_x 和对 y 轴的 φ_y 之分, φ 值按表 E.1~表 E.4 选取;
- ψ ——轴心受压稳定系数的修正系数,有 ψ_x 和 ψ_y 之分;
- N_{Ex}, N_{Ey} ——对 x 轴或对 y 轴的名义欧拉临界力,单位为牛(N);

$$N_{Ex} = \frac{\pi^2 EA}{\lambda_x^2}, N_{Ey} = \frac{\pi^2 EA}{\lambda_y^2}$$

- W_x, W_y ——构件计算截面对强轴(x 轴)或对弱轴(y 轴)的抗弯模量,单位为三次方毫米(mm^3);
- φ_b ——受弯构件侧向弯扭屈曲稳定性系数, φ_b 按附录 F 选取;
- C_{ox}, C_{oy} ——端部弯矩不等的折减系数,当计算值小于 0.4 时,取为 0.4;

$$\begin{cases} C_{ox} = 0.6 + 0.4(M'_{ox}/M_{ox}) \\ C_{oy} = 0.6 + 0.4(M'_{oy}/M_{oy}) \end{cases}$$

$M'_{ox}/M_{ox}, M'_{oy}/M_{oy}$ ——结构件两端的端部弯矩比值,其绝对值不大于 1;两个端弯矩使构件轴线产生同向挠曲时,其比值为正(+),反向挠曲时,其比值为负(-);

- M_{ox}, M_{oy} ——构件的端部弯矩,单位为牛毫米($\text{N} \cdot \text{mm}$);
- M_{hx}, M_{hy} ——由横向载荷在构件中引起的弯矩,单位为牛毫米($\text{N} \cdot \text{mm}$);当 M_h 与 M_o 方向相反,且 $|C_h M_h| < 2C_o M_o$ 时,取 $M_h = 0$;
- C_{hx}, C_{hy} ——横向载荷弯矩系数, $C_{hi} = 1 - kN/N_{Ei}$, 其中 k 值按表 G.1 取值, $i = x, y$ 。如无法判定时,取 $C_{hi} = 1$ 。

表 G.1 系数 k 的取值

序号	载荷和支承情况	k
1	当横向载荷为集中力,且两端简支或一端固接一端自由时	0.2
2	当为多个集中载荷或分布载荷,且两端简支时	0
3	当为多个集中载荷或分布载荷,一端固接一端自由时	0.3
4	无论何种载荷,一端固接一端简支时	0.3
5	无论何种载荷,两端固接时	0.4

符合 6.6.2.2 情况之一的双向压弯构件,不必验算其侧向弯扭屈曲的整体稳定性。

若式(G.1)中第 2 项和第 3 项之和(即弯矩所引起的应力)与第 1 项(即轴力引起的应力)之比小于或等于 $(\psi-1)$ 时,则双向压弯构件应按轴压公式(55)验算其整体稳定性。

G.2.2 对空间格构式构件还应将其受压弦杆及受压腹杆视为轴心压杆,以验算其单肢稳定性。

G.3 单向压弯构件的整体稳定性计算

G.3.1 单向压弯构件,弯矩绕强轴(x 轴)作用时,其整体稳定性按式(G.2)计算。

G.3.2 单向压弯构件,弯矩绕弱轴(y 轴)作用时,其整体稳定性按式(G.3)计算。

$$\frac{N}{A\varphi\psi} + \left[\frac{1}{1 - N/N_{Ey}} \right] \frac{C_{oy}M_{oy} + C_{hy}M_{hy}}{W_y} \leq \lim\sigma \dots\dots\dots (G.3)$$

式中符号同式(G.1)。

当 $\frac{1/(1 - N/N_{Ey})(C_{oy}M_{oy} + C_{hy}M_{hy})/\omega_y}{N/(A\varphi\psi)} \leq \psi - 1$ 时,则应按轴压公式(55)验算其整体稳定性。

G.4 对两端在两个互相垂直平面内支承方式不同的等截面构件或变截面构件整体稳定性计算

对两端在两个互相垂直平面内支承方式不同的等截面构件或变截面构件整体稳定性计算仍用式(G.1)和式(G.2),但应取两个或三个危险截面进行验算。

G.5 计算停车设备压弯构件整体稳定性时对制造误差的考虑

当计算停车设备压弯构件时,可将构件的制造误差引起的初始变形(f_0)或使用后由于磨损产生的间隙引起的位移(f_0')所形成的附加弯矩($N \cdot f_0$ 或 $N \cdot f_0'$)加在式(G.1)的 M_{ox} 和 M_{oy} 上。此时式中的 $\varphi\psi$ 取为 1。

附录 H

(规范性附录)

薄板局部稳定性计算中的屈曲系数

H.1 用加劲肋分隔的局部区格简支板的屈曲系数 K

用加劲肋分隔的局部区格简支板的屈曲系数按表 H.1 计算。

表 H.1 局部区格简支板的屈曲系数 K

序号	载荷 (应力) 情况		$\alpha = a/b$	K
1	均压或不均匀压缩 $0 \leq \psi \leq 1$		$\alpha \geq 1$	$K_\sigma = \frac{8.4}{\psi + 1.1}$
			$\alpha < 1$	$K_\sigma = \left(\alpha + \frac{1}{\alpha}\right)^2 \frac{2.1}{\psi + 1.1}$
2	纯弯曲或以拉为主的弯曲 $\psi \leq -1$		$\alpha \geq \frac{2}{3}$	$K_\sigma = 23.9$
			$\alpha < \frac{2}{3}$	$K_\sigma = 15.87 + \frac{1.87}{\alpha^2} + 8.6\alpha^2$
3	以压为主的弯曲 $-1 < \psi < 0$			$K_\sigma = (1 + \psi)K'_\sigma - \psi K''_\sigma + 10\psi(1 + \psi)$ K'_σ 为 $\psi = 0$ 时的屈曲系数 (序号 1) K''_σ 为 $\psi = -1$ 时的屈曲系数 (序号 2)
4	纯剪切		$\alpha \geq 1$	$K_r = 5.34 + \frac{4}{\alpha^2}$
			$\alpha < 1$	$K_r = 4 + \frac{5.34}{\alpha^2}$
5	单边局部压缩		$\alpha \leq 1$	$K_m = \frac{2.86}{\alpha^{1.5}} + \frac{2.65}{\alpha^2 \beta}$
			$1 < \alpha \leq 3$	$K_m = \left(2 + \frac{0.7}{\alpha^2}\right) \left(\frac{1 + \beta}{\alpha \beta}\right)$ 当 $\alpha > 3$ 时, 按 $\alpha = 3b$ 计算 α, β, K_m 值
6	双边局部压缩			$K_m = 0.8K'_m$ K'_m 为按序号 5 计算的 K_m 值

σ_1 为板边最大压应力, $\psi = \sigma_2/\sigma_1$ 为板边两端应力比; σ_1, σ_2 各带自己的正负号。

H.2 用加劲肋分隔的局部区格简支板的局部压应力及其分布长度的计算

确定下区格局部压应力值 $\sigma_m(y)$ 及其扩散区长度 $c(y)$ 时,可参照局部压应力 σ_m 和分布长度 C 沿板宽方向的变化公式,即式(H.1)和式(H.2)计算。

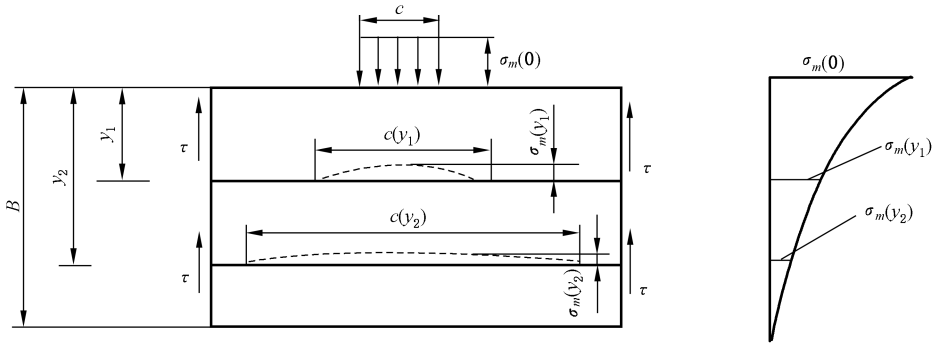


图 H.1

$$\sigma_m(y) = \frac{2\sigma_m}{\pi} \left[\arctan \frac{c}{y} - 3\left(\frac{y}{B}\right)^2 \left(1 - \frac{2y}{3B}\right) \arctan \frac{c}{B} \right] \dots\dots\dots (H.1)$$

$$c(y) = c \frac{\sigma_m}{\sigma_m(y)} \left(1 - \frac{y}{B}\right) \dots\dots\dots (H.2)$$

式中:

$\sigma_m(y)$ ——局部压应力 σ_m 沿板宽方向变化到 y 处的值,单位为牛每平方米(N/mm²);

$c(y)$ ——局部压应力的分布长度 C 沿板宽方向变化到 y 处的值,单位为毫米(mm);

y ——以局部压应力作用边为原点向另一边方向的坐标,即板的上边缘至下区格上边缘的距离,单位为毫米(mm);

B ——腹板的总宽(高)度,单位为毫米(mm)。

$\arctan \frac{c}{y}$ 、 $\arctan \frac{c}{B}$ 的单位为弧度。

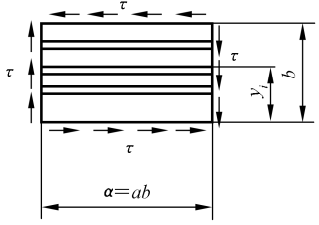
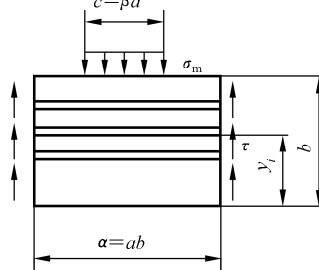
H.3 包括加劲肋在内的带肋筒支板的屈曲系数 K

包括加劲肋在内的带肋筒支板的屈曲系数 K 按表 H.2 计算。

表 H.2 带肋筒支板的屈曲系数 K

序号	载荷(应力)情况		K
1	压缩		$K_\sigma = \frac{(1 + \alpha^2)^2 + r \cdot \gamma_a}{\alpha^2 (1 + r \cdot \delta_a)} \cdot \frac{2}{1 + \psi}$

表 H.2 (续)

序号	载荷 (应力) 情况		K																								
2	纯 剪 切		<p style="text-align: center;">K_τ 值</p> <table border="1" style="width: 100%; text-align: center;"> <tr> <td>m</td> <td>5</td> <td>10</td> <td>20</td> <td>30</td> <td>40</td> <td>50</td> <td>60</td> <td>70</td> <td>80</td> <td>90</td> <td>100</td> </tr> <tr> <td>K_τ</td> <td>6.98</td> <td>7.7</td> <td>8.67</td> <td>9.36</td> <td>9.6</td> <td>10.4</td> <td>10.8</td> <td>11.1</td> <td>11.4</td> <td>11.7</td> <td>12</td> </tr> </table> <p>$m = 2 \sum_{i=1}^{r-1} \sin^2 \left(\frac{\pi y_i}{b} \right) \gamma_a$, 加劲肋等距离平分板宽时,</p> <p>$2 \sum_{i=1}^{r-1} \sin^2 \left(\frac{\pi y_i}{b} \right) = r$</p>	m	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	K_τ	6.98	7.7	8.67	9.36	9.6	10.4	10.8	11.1	11.4	11.7	12
m	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100																
K_τ	6.98	7.7	8.67	9.36	9.6	10.4	10.8	11.1	11.4	11.7	12																
3	局 部 压 缩		<p style="text-align: center;">$K_m = K'_m (1 + \eta)$</p> <p>K'_m ——按表 H.1 中的序号 5 计算的 K_m 值</p> $\eta = \frac{\sum_{i=1}^{r-1} \left(\sin \frac{\pi y_i}{b} - \frac{1}{4} \sin \frac{2\pi y_i}{b} \right)^2}{\alpha^4 + \frac{5}{4} \alpha^2 + \frac{17}{32}} \cdot \gamma_a$																								
<p>$\gamma_a = \frac{EI_s}{bD}, \delta_a = \frac{A_s}{bt}$;</p> <p>$I_s$ ——单根纵向加劲肋截面惯性矩, 单位为四次方毫米 (mm^4), 当加劲肋在板两侧成对配置时, 其截面惯性矩按板厚中心线为轴线计算; 一侧配置时, 按与板相连的加劲肋边缘为轴线计算;</p> <p>A_s ——单根纵向加劲肋截面面积, 单位为平方毫米 (mm^2);</p> <p>r ——板被加劲肋的分隔数;</p> <p>$D = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)}$ (ν 为材料的泊松比)。</p>																											

附录 I
(规范性附录)

曲线斜率常数 m 与特征疲劳强度 $\Delta\sigma_c$ 、 $\Delta\tau_c$

曲线斜率常数 m 与特征疲劳强度 $\Delta\sigma_c$ 、 $\Delta\tau_c$ 见表 I.1~表 I.3。表中切口效应级别(NC)见附录 J 第一列。

表 I.1 构件母材

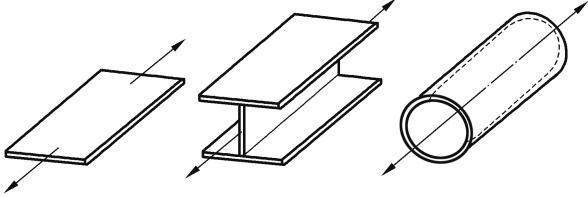
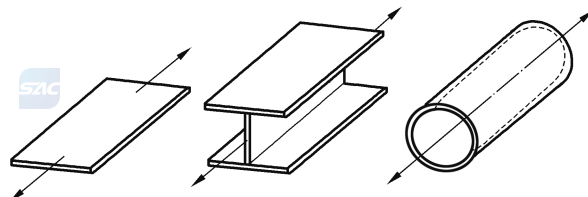
构造细节 编号	$\Delta\sigma_c$ 、 $\Delta\tau_c$ N/mm ²	构造细节	要求
1.1	$m=5$	 <p>正应力状态下的板材、扁钢、轧制型钢</p>	一般要求： ——表面轧制 ——无几何切口影响(如剪切槽口) ——表面处理(如喷丸处理)前的表面粗糙度
	140	与屈服强度 σ_s 无关	——表面状态符合表 I.4 ——允许补焊
	140	$180 < \sigma_s \leq 220$	——表面状态符合表 I.4 ——没有补焊
	160	$220 < \sigma_s \leq 320$	——表面粗糙度 $Rz \leq 100 \mu\text{m}$ ——构件边缘轧制或机械加工或无自由边缘
	180	$320 < \sigma_s \leq 500$	——表面粗糙度 $Rz \leq 60 \mu\text{m}$, +1NC
	200	$500 < \sigma_s$	
	180	$180 < \sigma_s \leq 220$	——表面状态符合表 I.4 ——没有补焊 ——表面粗糙度 $Rz \leq 20 \mu\text{m}$ ——构件边缘轧制或机械加工或无自由边缘
	200	$220 < \sigma_s \leq 320$	
	225	$320 < \sigma_s \leq 500$	
	250	$500 < \sigma_s \leq 650$	
	280	$650 < \sigma_s \leq 900$	
	315	$900 < \sigma_s$	
1.2	$m=5$	 <p>正应力状态下的板材、扁钢、轧制型钢</p>	一般要求： ——轧制表面 ——热切割边缘 ——无几何切口影响(如剪切槽口) ——表面处理(如喷丸处理)前的表面粗糙度

表 I.1 (续)

构造细节 编号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	构造细节	要求
1.2	140	与屈服强度 σ_s 无关	<ul style="list-style-type: none"> ——表面状态符合表 I.4 ——允许补焊 ——板边缘质量符合表 I.5 范围 3
	140	$180 < \sigma_s \leq 220$	<ul style="list-style-type: none"> ——表面状态符合表 I.4 ——构件边缘质量符合表 I.5 范围 3
	160	$220 < \sigma_s \leq 500$	<ul style="list-style-type: none"> ——没有补焊 ——表面粗糙度 $Rz \leq 100 \mu\text{m}$ ——受控机械切割
	180	$500 < \sigma_s$	<ul style="list-style-type: none"> ——表面粗糙度 $Rz \leq 60 \mu\text{m}$, 构件边缘质量符合表 I.5 范围 2, +1NC
	160	$180 < \sigma_s \leq 220$	<ul style="list-style-type: none"> ——表面状态符合表 I.4
	180	$220 < \sigma_s \leq 320$	<ul style="list-style-type: none"> ——板边缘质量符合表 I.5 范围 1
	200	$320 < \sigma_s \leq 500$	<ul style="list-style-type: none"> ——没有补焊
	225	$500 < \sigma_s \leq 650$	<ul style="list-style-type: none"> ——板表面粗糙度 $Rz \leq 20 \mu\text{m}$
	250	$650 < \sigma_s \leq 900$	<ul style="list-style-type: none"> ——切割前去除氧化皮
	280	$900 < \sigma_s$	<ul style="list-style-type: none"> ——受控机械切割
1.3	$m=5$	 <p>正应力状态下带孔板的孔边缘</p>	<p>一般要求:</p> <ul style="list-style-type: none"> ——按净面积计算名义应力 ——非火焰切割的孔 ——使用螺栓时, 应力不大于 20% 剪切/承压连接下的承载强度, 或不大于 100% 抗滑移连接下的承载强度
	80	与屈服强度 σ_s 无关	<ul style="list-style-type: none"> ——可以是冲孔
	100	$180 < \sigma_s \leq 220$	<ul style="list-style-type: none"> ——孔的机械加工或热切割质量符合表 I.5 范围 3
	112	$220 < \sigma_s \leq 320$	<ul style="list-style-type: none"> ——不是冲孔
	125	$320 < \sigma_s \leq 500$	<ul style="list-style-type: none"> ——孔边缘去毛刺
	140	$500 < \sigma_s \leq 650$	<ul style="list-style-type: none"> ——表面状态符合表 I.4 ——没有补焊
	160	$650 < \sigma_s$	<ul style="list-style-type: none"> ——板表面粗糙度 $Rz \leq 100 \mu\text{m}$

表 I.1 (续)

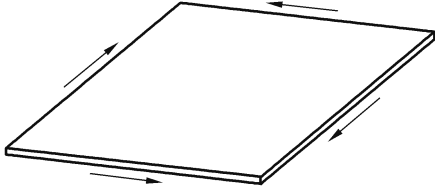

构造细节 编号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	构造细节	要求
1.4	$m=5$	 <p>剪切应力状态下的板材、扁钢、轧制型钢</p>	一般要求： —— 轧制表面 —— 无几何切口影响(如剪切槽口) —— 表面处理(如喷丸处理)前的表面粗糙度
	90	与屈服强度 σ_s 无关	—— 表面状态符合表 I.4 —— 允许补焊
	90	$180 < \sigma_s \leq 220$	—— 表面状态符合表 I.4 —— 没有补焊
	100	$220 < \sigma_s \leq 320$	—— 表面粗糙度 $R_z \leq 100 \mu\text{m}$ —— 构件边缘轧制或机械加工或无自由边缘
	112	 $320 < \sigma_s \leq 500$	—— 去除轧制边缘的飞边毛刺
	125	$500 < \sigma_s$	—— 表面粗糙度 $R_z \leq 60 \mu\text{m}$, +1NC
	112	$180 < \sigma_s \leq 220$	—— 表面状态符合表 I.4 —— 没有补焊 —— 表面粗糙度 $R_z \leq 20 \mu\text{m}$ —— 构件边缘机械加工或无自由边缘
	125	$220 < \sigma_s \leq 320$	
	140	$320 < \sigma_s \leq 500$	
	160	$500 < \sigma_s \leq 650$	
	180	$650 < \sigma_s \leq 900$	
	200	$900 < \sigma_s$	
200	$900 < \sigma_s$		

表 I.2 非焊接连接构件

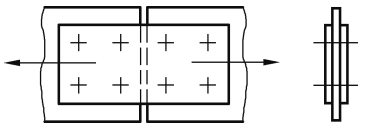
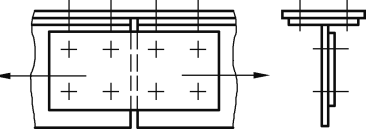
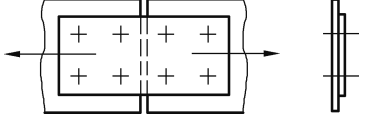
构造细节 编号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	构造细节		要求
2.1	$m=5$	双剪		——不需要验证受剪连接的高强度螺栓的疲劳强度 ——按净面积计算名义应力
		带支撑的单剪 (举例)		
		单剪		
	正应力状态下抗滑移螺栓连接的带孔部件			
	160	$\sigma_s \leq 275$		
	180	$275 < \sigma_s$		
2.2	$m=5$	正应力状态下受剪/承压的带孔部件 双剪和带支撑的单剪连接		——按净面积计算名义应力
	180	正应力		
2.3	$m=5$	正应力状态下受剪/承压的带孔部件 单剪连接, 无支撑		——按净面积计算名义应力
	125	正应力		
2.4	$m=5$	双剪或带支承的单面剪切连接的配合螺栓		——假定应力均布
	125	剪切应力($\Delta\tau_c$)		
	355	承压应力($\Delta\sigma_c$)		
2.5	$m=5$	无支承的单面剪切连接的配合螺栓		——假定应力均布
	100	剪切应力($\Delta\tau_c$)		
	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 及以上)		—— $\Delta\sigma$ 由螺栓载荷幅值 ΔF_b 计算得出, 见 6.4.2.2.2.2
	50	机加工螺纹		
	63	M30 以上的滚丝加工螺纹		
	71	M30 及以下的滚丝加工螺纹		

表 I.3 焊接连接构件

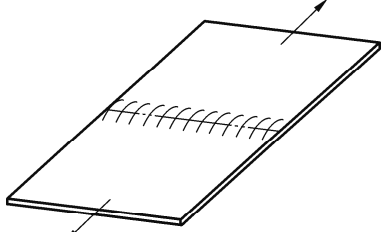
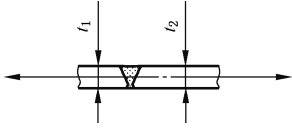
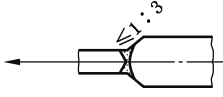
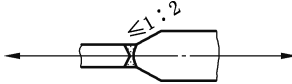
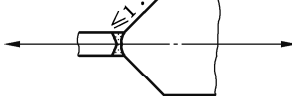
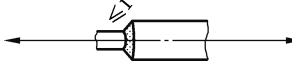
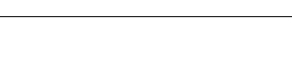
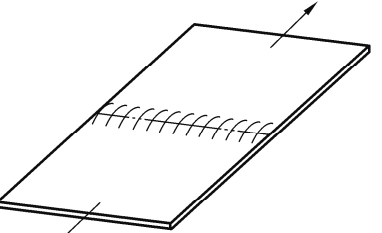
构造细节 编号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	构造细节	要求
3.1	$m=3$	 <p>对称对接连接, 正应力横穿焊缝</p>	<p>基本条件:</p> <ul style="list-style-type: none"> — 板对称布置 — 全熔透焊接 — 具有一般残余应力 — 两板错位角度$<1^\circ$  <p>$t_1=t_2$</p> <p>或者</p>  <p>斜度$\leq 1:3$</p> <p>特殊条件:</p> <p>具有较大残余应力的构件(如收缩受到限制的接头)</p>  <p>$\leq 1:2$</p> <p>— 1NC</p>  <p>— 2NC</p>  <p>— 4NC</p>  <p>— 4NC</p>
3.2	$m=3$	 <p>对称对接连接, 正应力横穿焊缝</p>	<p>基本条件:</p> <ul style="list-style-type: none"> — 板对称布置 — 全熔透焊接 — 具有一般残余应力 — 两板错位角度$<1^\circ$ <p>特殊条件:</p> <p>具有较大残余应力的构件(如收缩受到限制的接头)</p> <p>— 1NC</p>
80		留置衬垫上的对接焊缝, 质量等级 C	

表 I.3 (续)

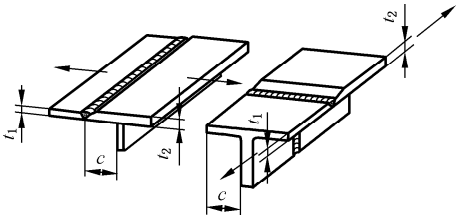

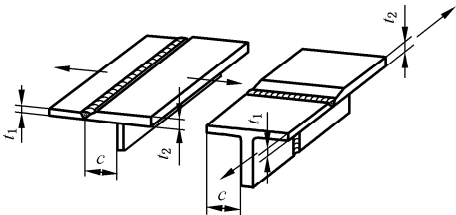
构造细节 编号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	构造细节	要求																														
3.3	$m=3$	 <p data-bbox="531 929 810 996">有支承的非对称对接连接， 正应力横穿对接焊缝</p>	<p data-bbox="927 533 1034 562">基本条件：</p> <ul data-bbox="927 571 1372 716" style="list-style-type: none"> — 全熔透焊接 — 支承平行于对接焊缝，$c < 2t_2 + 10$ mm — 支承垂直于对接焊缝，$c < 12t_2$ — 具有一般残余应力 <p data-bbox="927 728 1220 840">  斜度 $\leq 1:3$, $t_2 - t_1 \leq 4$ mm </p> <p data-bbox="927 884 1034 913">特殊条件：</p> <ul data-bbox="927 922 1412 1025" style="list-style-type: none"> — 具有较大残余应力的构件(如收缩受到限制的接头) —1NC — 斜度与板厚差的影响 <table border="1" data-bbox="954 1034 1385 1310"> <thead> <tr> <th></th> <th colspan="4">$t_2 - t_1$ (单位为毫米)</th> </tr> <tr> <th>斜度</th> <th>≤ 4</th> <th>≤ 10</th> <th>≤ 50</th> <th>> 50</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>$\leq 1:3$</td> <td>—</td> <td>-1NC</td> <td>-1NC</td> <td>-2NC</td> </tr> <tr> <td>$\leq 1:2$</td> <td>-1NC</td> <td>-1NC</td> <td>-2NC</td> <td>-2NC</td> </tr> <tr> <td>$\leq 1:1$</td> <td>-1NC</td> <td>-2NC</td> <td>-2NC</td> <td>-3NC</td> </tr> <tr> <td>$> 1:1$</td> <td>-2NC</td> <td>-2NC</td> <td>-3NC</td> <td>-3NC</td> </tr> </tbody> </table>		$t_2 - t_1$ (单位为毫米)				斜度	≤ 4	≤ 10	≤ 50	> 50	$\leq 1:3$	—	-1NC	-1NC	-2NC	$\leq 1:2$	-1NC	-1NC	-2NC	-2NC	$\leq 1:1$	-1NC	-2NC	-2NC	-3NC	$> 1:1$	-2NC	-2NC	-3NC	-3NC
	$t_2 - t_1$ (单位为毫米)																																
斜度	≤ 4	≤ 10	≤ 50	> 50																													
$\leq 1:3$	—	-1NC	-1NC	-2NC																													
$\leq 1:2$	-1NC	-1NC	-2NC	-2NC																													
$\leq 1:1$	-1NC	-2NC	-2NC	-3NC																													
$> 1:1$	-2NC	-2NC	-3NC	-3NC																													
	125	对接焊缝, 质量等级 B*																															
	112	对接焊缝, 质量等级 B																															
	100	对接焊缝, 质量等级 C																															
3.4	$m=3$	 <p data-bbox="531 1769 810 1836">有支承的非对称对接连接， 正应力横穿对接焊缝</p>	<p data-bbox="927 1512 1034 1541">基本条件：</p> <ul data-bbox="927 1550 1372 1736" style="list-style-type: none"> — 全熔透焊接 — 支承平行于对接焊缝，$c < 2t_2 + 10$ mm — 支承垂直于对接焊缝，$c < 12t_2$ — 具有一般残余应力 — $t_2 - t_1 \leq 10$ mm <p data-bbox="927 1780 1034 1809">特殊条件：</p> <ul data-bbox="927 1818 1412 1921" style="list-style-type: none"> — 具有较大残余应力的构件(如收缩受到限制的接头) —1NC — $t_2 - t_1 > 10$ mm —1NC 																														
	80	留置衬垫上的对接焊缝, 质量等级 C																															

表 I.3 (续)

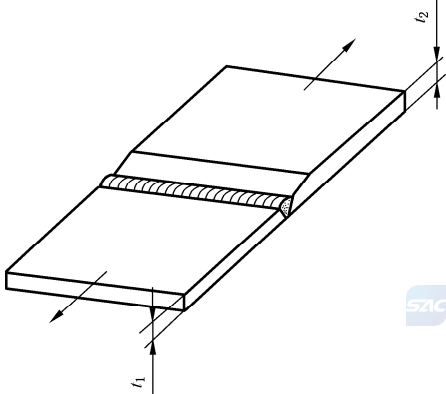
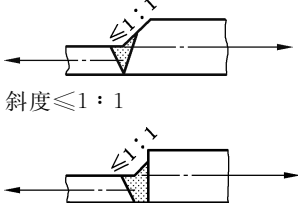
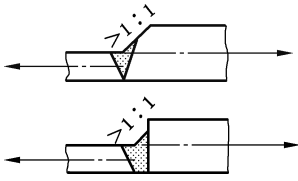
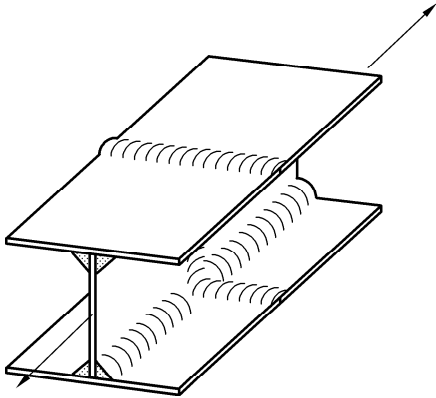
构造细节 编号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	构造细节	要求
3.5	$m=3$	 <p data-bbox="512 1003 790 1066">无支承的非对称对接连接, 正应力横穿对接焊缝</p>	<p>基本条件:</p> <ul style="list-style-type: none"> — 全熔透焊接 — 具有一般残余应力  <p>斜度$\leq 1:1$</p> <p>斜坡在焊缝或母材上, $t_1/t_2 > 0.84$</p> <p>特殊条件: 具有较大残余应力的构件(如收缩受到限制的接头)</p>  <ul style="list-style-type: none"> — $0.74 < t_1/t_2 \leq 0.84$ — 1NC — $0.63 < t_1/t_2 \leq 0.74$ — 2NC — $0.50 < t_1/t_2 \leq 0.63$ — 3NC — $0.40 < t_1/t_2 \leq 0.50$ — 4NC
	100	对接焊缝, 质量等级 B*	
	90	对接焊缝, 质量等级 B	
	80	对接焊缝, 质量等级 C	
3.6	$m=3$	 <p data-bbox="512 1792 790 1854">带有交叉焊缝的对接接头, 应力横穿对接焊缝</p>	<p>基本条件:</p> <ul style="list-style-type: none"> — 具有一般残余应力
	125	对接焊缝, 质量等级 B*	
	100	对接焊缝, 质量等级 B	
	90	对接焊缝, 质量等级 C	

表 I.3 (续)

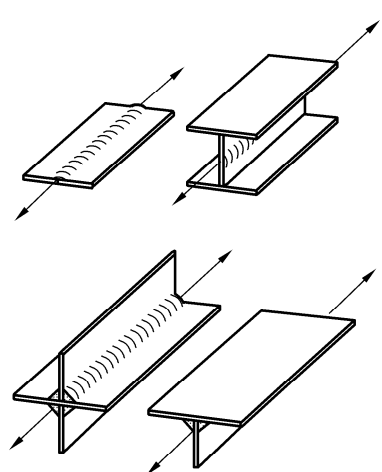
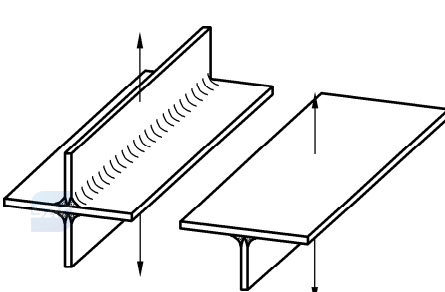
构造细节 编号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	构造细节	要求	
3.7	$m=3$	 <p>沿焊缝方向的正应力</p>	特殊条件： ——质量等级为 C 级，无不规则起止点 +1NC ——收缩受到限制的焊接 -1NC	
			180	连续焊缝，质量等级 B
			140	连续焊缝，质量等级 C
			80	间断焊缝，质量等级 C
3.8	$m=3$	 <p>十字或 T 形接头，坡口焊缝，正应力横穿焊缝</p>	基本条件： ——连接焊缝 ——全熔透焊缝 特殊条件： ——自动焊接，无初始点(带引弧板) +1NC ——收缩受到限制的焊接 -1NC	
			112	K 形焊缝，质量等级 B*
			100	K 形焊缝，质量等级 B
			80	K 形焊缝，质量等级 C
			71	带衬垫的 V 型焊缝，质量等级 C

表 I.3 (续)

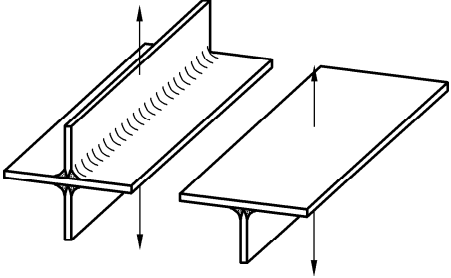
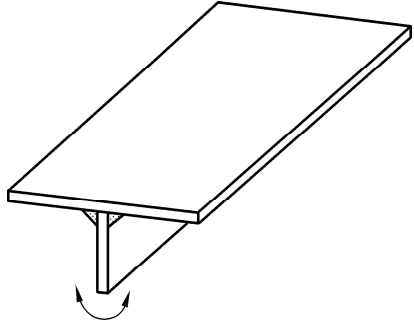
构造细节 编号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	构造细节	要求
3.9	$m=3$	 <p>十字或 T 形接头, 对称双面角焊缝</p>	基本条件: —— 连续焊缝 特殊条件: —— 自动焊接, 无初始点(带引弧板) +1NC —— 收缩受到限制的焊接 -1NC
	45	焊缝处应力, $\sigma_w = F/(2 \times a_r \times l)$, 见 6.4.2.1	
	71	承载板在焊趾处的应力, 质量等级 B	
	63	承载板在焊趾处的应力, 质量等级 C	
3.10	$m=3$	 <p>T 型接头, 弯曲应力</p>	
	45	焊缝处的应力(考虑弯矩作用与焊缝几何形状)	
	80	板材在焊趾处的应力, 质量等级 B	
	71	板材在焊趾处的应力, 质量等级 C	

表 I.3 (续)

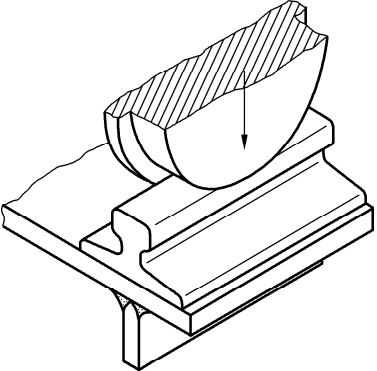
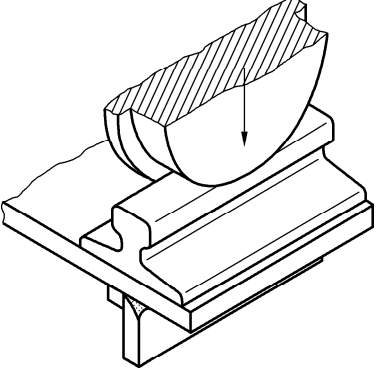
构造细节 编号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	构造细节	要求
3.11	$m=3$	 <p data-bbox="539 931 805 1032">(双面)全熔透焊缝 承受横向压载荷(如车轮) 计算腹板的应力</p>	
	112	焊缝质量等级 B	
	100	焊缝质量等级 C	
3.12	$m=3$	 <p data-bbox="539 1727 805 1827">带衬垫的全熔透焊缝, 承受横向压载荷(如车轮) 计算腹板的应力</p>	
	90	焊缝质量等级 B	
	80	焊缝质量等级 C	

表 I.3 (续)

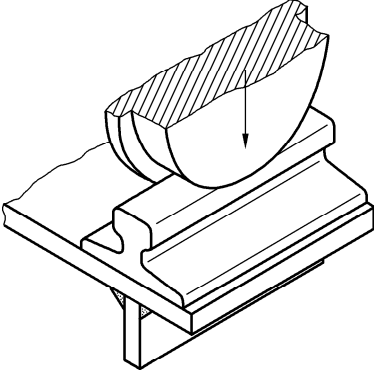
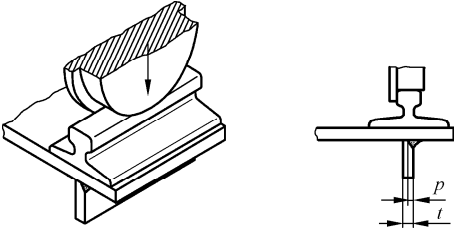
构造细节 编号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	构造细节	要求
3.13	$m=3$	 <p data-bbox="517 981 783 1084">双面角焊缝 承受横向压载荷(如车轮) 计算腹板的应力</p>	<p data-bbox="906 456 1134 562">腹板厚度 t $0.5t \leq a_r \leq 0.7t$ a_r 符合 6.4.2.1 的规定</p>
	71	焊缝质量等级 B,C	
3.14	$m=3$	 <p data-bbox="517 1704 783 1807">部分熔透焊缝 承受横向压载荷(如车轮) 计算腹板的应力</p>	<p data-bbox="906 1296 1134 1402">腹板厚度 t $0.5t \leq a_r \leq 0.7t$ a_r 符合 6.4.2.1 的规定</p> <p data-bbox="906 1413 1134 1476">$t \leq 6$ mm 时, $p \geq 1$ mm $t > 6$ mm 时, $p \geq t/4$</p>
	71	焊缝质量等级 B,C	

表 I.3 (续)

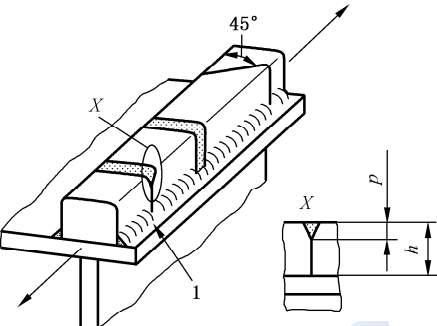
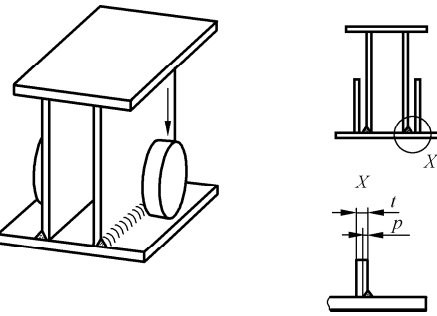
构造细节 编号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	构造细节	要求
3.15	$m=3$	 <p>轨道焊接在板上, 轨道接头处无对接焊缝 或为部分熔透对接焊缝, 计算板的应力</p>	<p>基本条件: ——所有焊缝质量等级在 C 级及以上</p> <p>特殊条件: 连续焊缝(1)在轨道两侧跨越接头, 焊缝长度 不低于 $3h$ +1NC</p>
	45	轨道对接断面垂直于轨道轴线, 或呈一定角度(如 45°), $p=0$	
	56	仅轨道顶面有焊缝, $0.3h \leq p < h$	
	71	轨道顶面和两侧都有焊缝, $0.2h \leq p < h$	
3.16	$m=3$	 <p>部分熔透焊缝, 承受横向载荷 (如下悬挂式小车) 计算腹板的应力</p>	<p>基本条件: ——焊缝质量等级 C ——a_r 按 6.4.2.1 确定, p 按图 12 中的 a_{hi} 确定</p> <p>特殊条件: 全熔透角焊缝, 质量等级 B +1NC</p>
	63	$t \leq 6$ mm 时, $p \geq 1$ mm, $t > 6$ mm 时, $p \geq t/4$ $0.5t \leq a_r \leq 0.7t$	
	56	$t > 6$ mm 时, $p \geq 1$ mm $0.6t \leq a_r \leq 0.7t$	
	50	非熔透角焊缝 $0.6t \leq a_r \leq 0.7t$	
	40	非熔透角焊缝 $0.5t \leq a_r \leq 0.6t$	

表 I.3 (续)

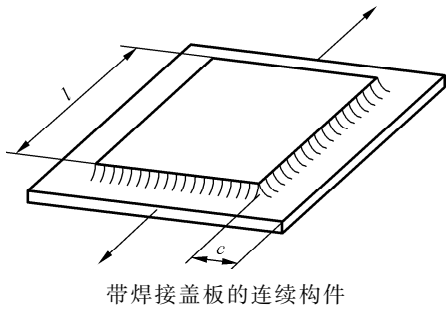
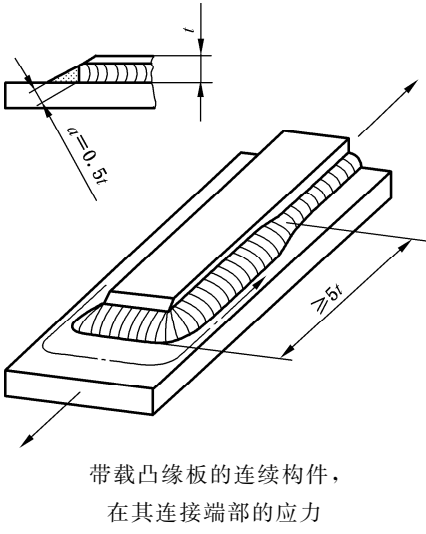
构造细节 编号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	构造细节	要求	
3.17	$m=3$	 <p>带焊接盖板的连续构件</p>	基本条件： —— 焊缝质量等级 C —— 连续焊缝 —— 焊趾与连续构件边缘距离 $c \geq 10$ mm 特殊条件： —— 焊缝质量等级 B* +2NC —— 焊缝质量等级 B +1NC —— 焊缝质量等级 D -1NC —— $c < 10$ mm -1NC	
		80		$l \leq 50$ mm
		71		$50 \text{ mm} < l \leq 100$ mm
		63		$l > 100$ mm
3.18	$m=3$	 <p>带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	
		112		凸缘板端部倒角 $\leq 1:3$, 端接焊缝及侧面焊缝端部的质量等级 B*
		100		凸缘板端部倒角 $\leq 1:2$, 端接焊缝及侧面焊缝端部的质量等级 B*

表 I.3 (续)

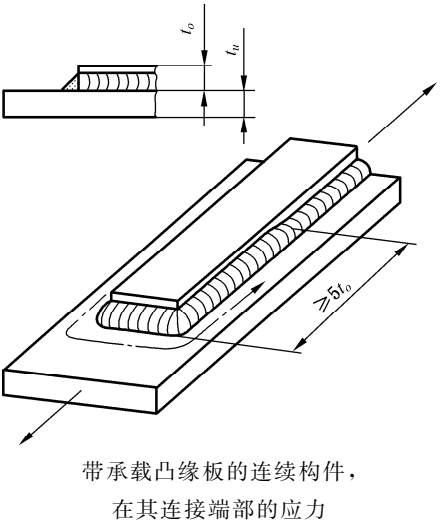
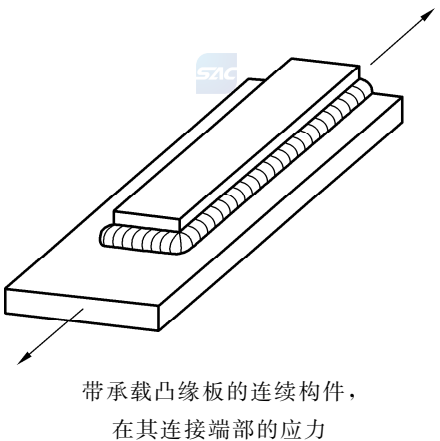
构造细节 编号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	构造细节	要求
3.19	$m=3$	 <p>带承载凸缘板的连续构件, 在其连接端部的应力</p>	基本条件: ——连续角焊缝或坡口焊缝 —— $t_o \leq 1.5t_u$
	80	端接焊缝及侧面焊缝端部的质量等级 B*	
3.20	$m=3$	 <p>带承载凸缘板的连续构件, 在其连接端部的应力</p>	基本条件: ——连续角焊缝或坡口焊缝
	63	焊缝质量等级 B	
	56	焊缝质量等级 C	

表 I.3 (续)

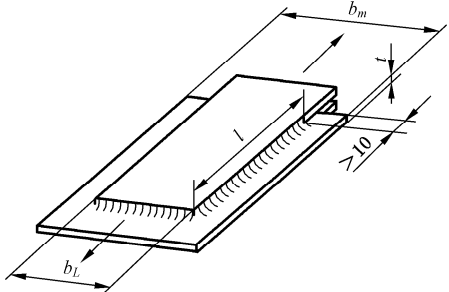
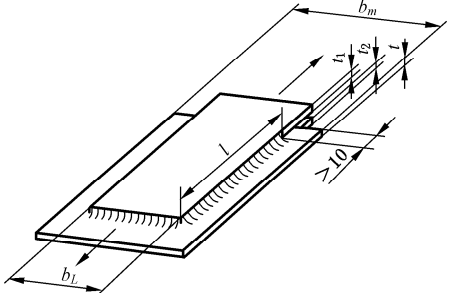
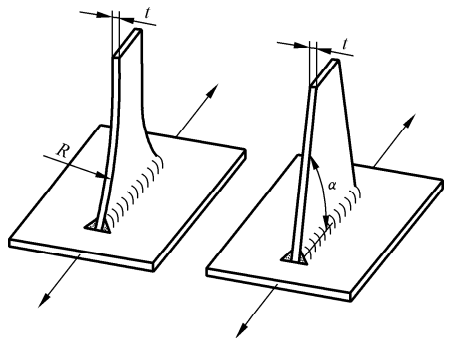
构造细节 编号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	构造细节	要求
3.21	$m = 3$	 <p>搭接焊接接头, 主板</p>	基本条件: ——应力面积计算如下: $A_s = t \times l_r$ $l_r = \min\{b_m, b_L + l\}$ 也可见构造细节编号 3.22
	80	焊缝质量等级 B*	
	71	焊缝质量等级 B	
	63	焊缝质量等级 C	
3.22	$m = 3$	 <p>搭接焊接接头, 搭接板</p>	基本条件: ——应力面积计算如下: $A_s = b_L \times (t_1 + t_2)$
	50		
3.23	$m = 3$	 <p>与部件纵向焊接连接的连续构件, 部件倒角或倒圆</p>	基本条件: —— $R \geq 50 \text{ mm}, \alpha \leq 60^\circ$ ——坡口焊缝, 或周边角焊缝
	90	焊缝质量等级 B*	$R \geq 150 \text{ mm}$ 或 $\alpha \leq 45^\circ$
	80	焊缝质量等级 B	
	71	焊缝质量等级 C	

表 I.3 (续)

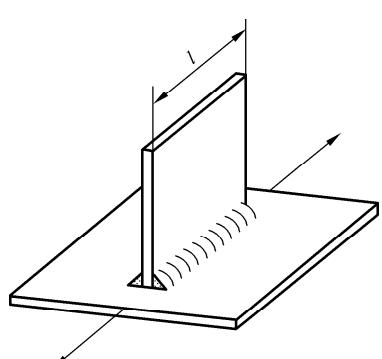
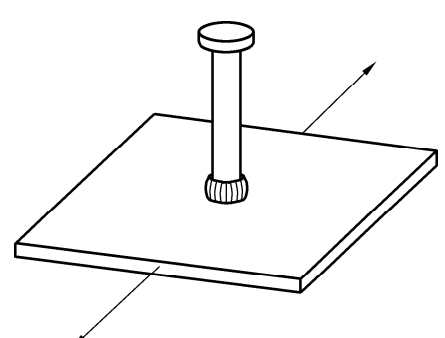
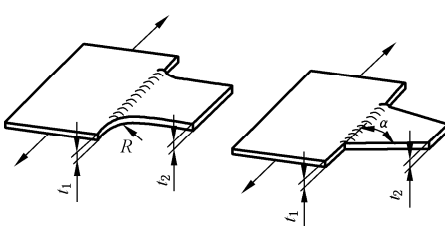
构造细节 编号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	构造细节	要求		
3.24	$m=3$	 <p>与端部为直边的部件焊接连接,连续构件</p>	基本条件: ——周边角焊缝 ——焊缝质量等级 B,C 特殊条件: ——单面角焊缝 —1NC ——焊缝质量等级 D —1NC		
		80		$l \leq 50$ mm	
		71		$50 \text{ mm} < l \leq 100$ mm	
		63		$100 \text{ mm} < l \leq 300$ mm	
		56		$l > 300$ mm	
3.25	$m=3$	 <p>与圆柱体(如螺柱、螺栓、圆管等) 连接的连续构件</p>	基本条件: ——周边角焊缝		
		80		焊缝质量等级 C 及以上	
3.26	$m=3$	 <p>与部件纵向连接的连续构件,焊缝在板边缘</p>	基本条件: —— $R \geq 50$ mm, $\alpha \leq 60^\circ$ ——坡口焊缝或周边角焊缝 特殊条件: —— $R < 50$ mm 或 $\alpha > 60^\circ$ —2NC		
		90		焊缝质量等级 B*	$R > 150$ mm 或 $\alpha \leq 45^\circ$
		80		焊缝质量等级 B	
		71		焊缝质量等级 C	

表 I.3 (续)

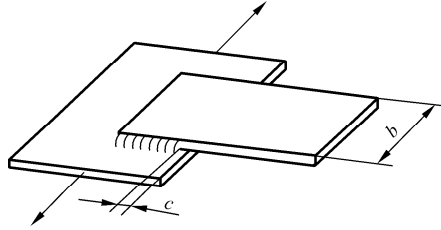
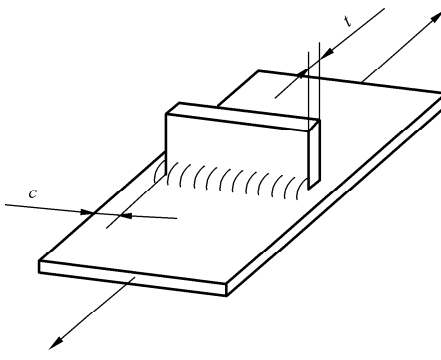
构造细节 编号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	构造细节	要求		
3.27	$m=3$	 <p>与部件搭接连接的连续构件</p>	<p>基本条件:</p> <ul style="list-style-type: none"> — $c \geq 10$ mm — 焊缝质量等级 C <p>特殊条件:</p> <ul style="list-style-type: none"> — $b \leq 50$ mm, 焊缝质量等级 B +1NC — 焊缝质量等级 D -1NC — $c < 10$ mm -1NC 		
				80	$b \leq 50$ mm
				71	$50 \text{ mm} < b \leq 100$ mm
				63	$b > 100$ mm
3.28	$m=3$	 <p>与部件横向连接的连续构件</p>	<p>基本条件:</p> <ul style="list-style-type: none"> — 部件 $t \leq 12$ mm — $c \geq 10$ mm — 对于 K 形焊缝, 不允许采用质量等级 D <p>特殊条件:</p> <ul style="list-style-type: none"> — 部件 $t > 12$ mm (仅双面角焊缝) -1NC — $c < 10$ mm -1NC — K 型焊缝, 替代双面角焊缝 +1NC — 焊缝质量等级 D 替代 C -1NC 		
				112	双面角焊缝, 质量等级 B*
				110	双面角焊缝, 质量等级 B
				90	双面角焊缝, 质量等级 C
				71	单面角焊缝, 质量等级 B, C
				71	留置衬垫上的 V 型部分熔透焊缝, 质量等级 B, C

表 I.3 (续)

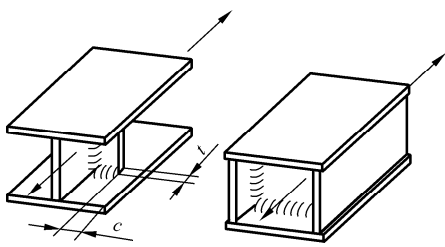
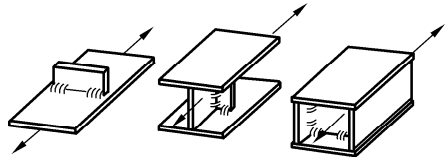
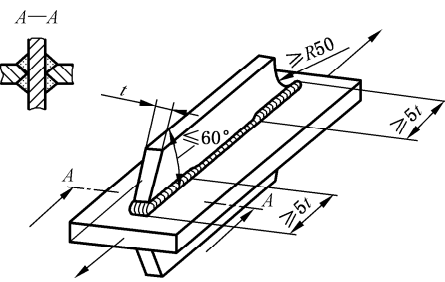
构造细节 编号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	构造细节	要求
3.29	$m=3$	 <p>横向连接加强筋的连续构件</p>	基本条件： ——板厚 $t \leq 12$ mm —— $c \geq 10$ mm 特殊条件： ——板厚 $t > 12$ mm(仅双面角焊缝) -1NC —— $c < 10$ mm -1NC ——K型焊缝, 替代双面角焊缝 +1NC ——焊缝质量等级 D 替代 C -1NC
		112	双面角焊缝, 质量等级 B*
		110	双面角焊缝, 质量等级 B
		90	双面角焊缝, 质量等级 C
		71	单面角焊缝, 质量等级 B, C
71	留置衬垫上的 V 型部分熔透焊缝, 质量等级 B, C		
3.30	$m=3$	 <p>与部件或加强筋横向断续焊接的连续构件</p>	
		63	焊缝质量等级 C
		50	焊缝质量等级 D
3.31	$m=3$	 <p>被部件纵向穿过并与其焊缝连接的连续构件</p>	基本条件： —— $R \geq 50$ mm, $\alpha \leq 60^\circ$ 特殊条件： —— $R \geq 100$ mm, $\alpha \leq 45^\circ$ +1NC ——端部焊缝至少 $5t$ 区域内为全熔透焊缝 +2NC
		80	部件端部倒角或倒圆

表 I.3 (续)

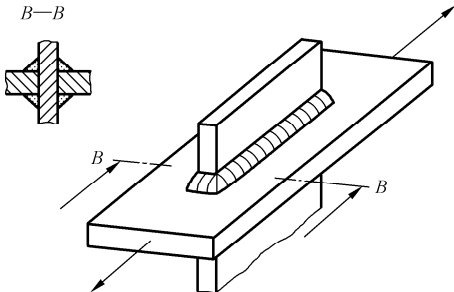
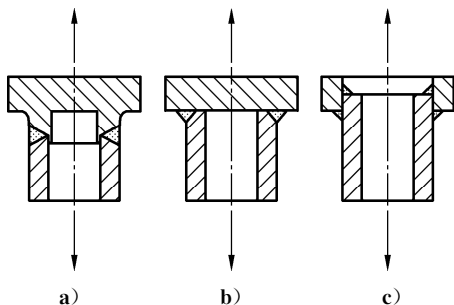
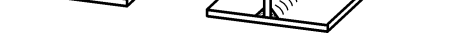
构造细节 编号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	构造细节	要求
3.32	$m=3$	 <p>被部件纵向穿过并焊缝连接的连续构件</p>	
	56	部件端部为直边	
3.33	$m=3$	 <p>承受轴力和弯矩作用的管材, 计算管内正应力</p>	<p>基本条件:</p> <ul style="list-style-type: none"> ——焊缝质量等级 C ——坡口焊缝全熔透, 图 a ——法兰厚度 $T \geq 2t$ (管壁厚度), 图 b ——角焊缝厚度 $a \geq 0.7t$ (管壁厚度), 图 c <p>特殊条件:</p> <ul style="list-style-type: none"> ——焊缝质量等级 B +1NC ——焊缝质量等级 B* +2NC
	80	对接焊缝, 圆形管(图 a)	
	63	坡口焊缝, 圆形管(图 b)	
	56	坡口焊缝, 矩形管(图 b)	
	45	双面角焊缝, 圆形管(图 c)	
	40	双面角焊缝, 矩形管(图 c)	
3.34	$m=5$	 <p>承受均匀的剪切作用的连续坡口焊缝、 单面或双面角焊缝</p>	<p>基本条件:</p> <ul style="list-style-type: none"> ——焊缝质量等级 C ——具有一般残余应力 <p>特殊条件:</p> <ul style="list-style-type: none"> ——具有较大残余应力(如收缩受到限制的接头) -1NC ——无初始点(带引弧板) +1NC
	112	全熔透焊缝	
	90	部分熔透焊缝	

表 I.3 (续)

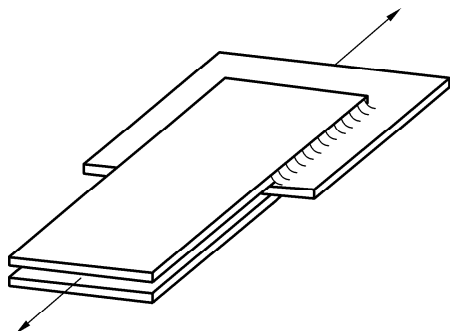
构造细节 编号	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$ N/mm ²	构造细节	要求	
3.35	$m=5$	 <p>搭接接头的焊缝,有应力集中的剪切</p>	基本条件: 假定载荷仅由纵向焊缝传递	
		71		焊缝质量等级 B
		63		焊缝质量等级 C

表 I.4 材料表面缺陷深度

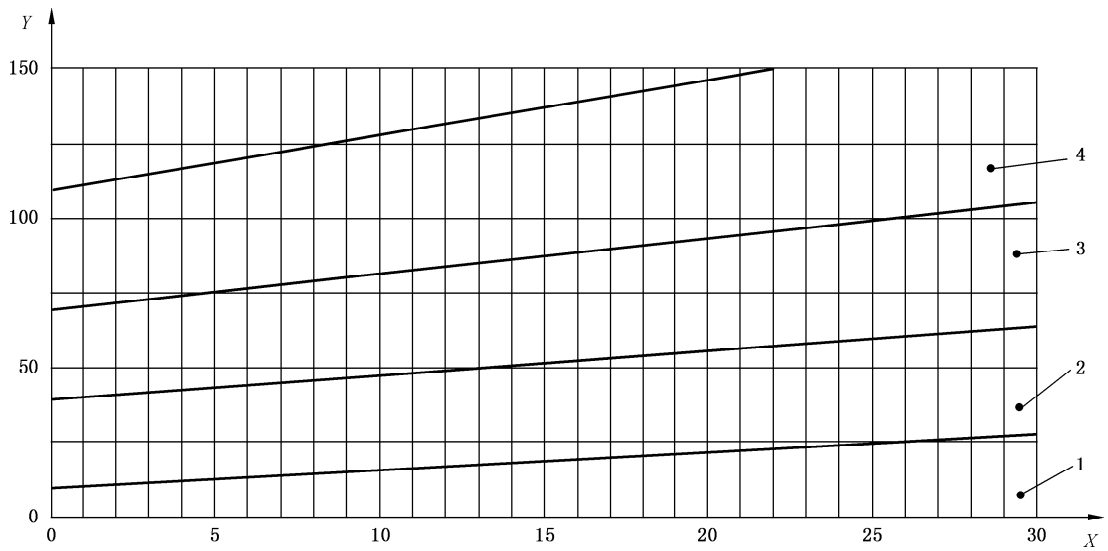
单位为毫米

材料名义厚度 e	材料表面缺陷允许的最大深度
$3 \leq e < 8$	0.2
$8 \leq e < 25$	0.3
$25 \leq e < 40$	0.4
$40 \leq e < 80$	0.5
$80 \leq e < 150$	0.6

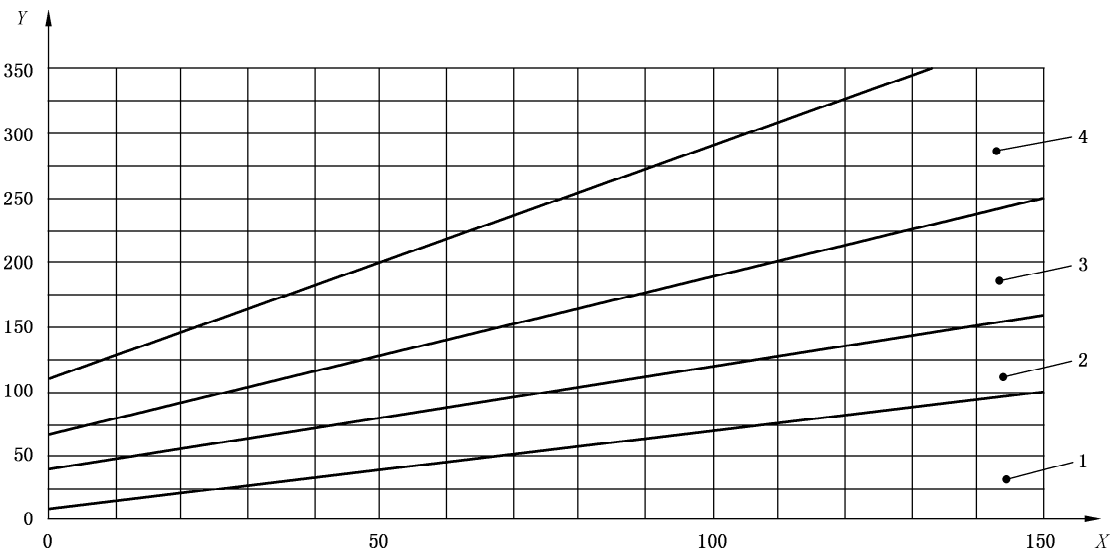
表 I.5 轮廓平均高度 $Rz5$

范围	轮廓平均高度, $Rz5$ (图 I.1) μm
1	$10 + 0.6e$
2	$40 + 0.8e$
3	$70 + 1.2e$
4	$110 + 1.8e$

注: e ——切割厚度,单位为毫米(mm)。



a) 轮廓平均高度, $Rz5$ (工件厚度低于 30 mm)



b) 轮廓平均高度, $Rz5$ (工件厚度低于 150 mm)

说明:

1, 2, 3, 4——范围;

X ——切割厚度, 单位为毫米 (mm);

Y ——轮廓平均高度, $Rz5$ 。

图 I.1 轮廓平均高度, $Rz5$

附 录 J
(规范性附录)

疲劳极限设计应力 $\Delta\sigma_{Rd}$ 、 $\Delta\sigma_{Rd,1}$

疲劳极限设计应力幅 $\Delta\sigma_{Rd}$ 、 $\Delta\sigma_{Rd,1}$ 见表 J.1 和表 J.2。第一列对应附录 I 中基本条件下的基本缺口效应级别(NC), +1NC 表示取上一行值, -1NC 表示取下一行值。

表 J.1 $m = 3$ 、 $\gamma_{mf} = 1.25$ 的疲劳极限设计应力幅 $\Delta\sigma_{Rd}$ 、 $\Delta\sigma_{Rd,1}$ 单位为牛每平方米

$\Delta\sigma_c$ N/mm ²	应力历程级别 S											
	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
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 J.2 $m = 5, \gamma_{mf} = 1.25$ 的疲劳极限设计应力幅 $\Delta\sigma_{Rd}$ 、 $\Delta\sigma_{Rd,1}$ 单位为牛每平方米

$\Delta\sigma_c$ N/mm ²	应力历程级别 S											
	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	39.0	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
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 K
(资料性附录)

回转支承选型及其安装螺栓的相关计算

K.1 回转支承当量外载荷的计算

回转支承的当量外载荷根据回转支承结构的型式分别按式(K.1)~式(K.3)计算。

a) 单排及双排球式回转支承:

$$F_{eq} = F_v + \frac{4.37M}{D_0} + 3.44F_h \quad \dots\dots\dots(K.1)$$

b) 单排交叉滚柱式回转支承:

$$F_{eq} = F_v + \frac{4.5M}{D_0} + 2.5F_h \quad \dots\dots\dots(K.2)$$

c) 三排柱式回转支承:

$$F_{eq} = F_v + \frac{4.5M}{D_0} \quad \dots\dots\dots(K.3)$$

式中:

F_{eq} ——回转支承当量外载荷,单位为牛(N);

F_v ——作用在回转支承中心的轴向力,单位为牛(N);

F_h ——作用在回转支承中心的水平力,单位为牛(N);

M ——作用在回转支承中心的倾覆力矩,单位为牛米(N·m);

D_0 ——滚动体中心圆直径,单位为米(m),对于双排球式及三排柱式回转支承, D_0 均为下排滚动体中心圆直径。

K.2 回转支承当量静容量的计算

回转支承的当量静容量根据回转支承结构的型式分别按式(K.4)~式(K.7)计算。

a) 单排球式:

$$F_0 = f_0 d_0^2 Z_0 \sin\theta \quad \dots\dots\dots(K.4)$$

b) 单排交叉滚柱式:

$$F_0 = f_0 d_0^2 l_0 \frac{Z_0}{2} \sin\theta \quad \dots\dots\dots(K.5)$$

c) 双排球式:

$$F_0 = f_0 d_0^2 Z_0 \quad \dots\dots\dots(K.6)$$

d) 三排柱式:

$$F_0 = f_0 d_0 l_0 Z_0 \quad \dots\dots\dots(K.7)$$

式中:

F_0 ——回转支承当量静容量,单位为牛(N);

d_0 ——钢球或滚柱直径,对圆锥形滚柱 d_0 为中径,单位为毫米(mm);

θ ——公称接触角,对单排球式 θ 为 50° ,对交叉滚柱式 θ 为 45° ;

f_0 ——静容量系数,由滚道表面硬度决定,按表 K.1 选取,单位为牛每毫米(N/m);

l_0 ——滚柱的接触长度,对单排交叉滚柱式,滚柱为圆柱形, l_0 取为 $0.75d_0$;对三排柱式或采用圆锥滚柱、腰鼓形滚柱的交叉滚柱式, l_0 取为 $0.85d_0$,单位均为毫米(mm);

Z_0 ——钢球或滚柱个数,对双排球式或三排柱式, Z_0 为上排滚动体个数, Z_0 按式(K.8)计算。

$$Z_0 = \frac{\pi D_0 1\,000 - d_0}{d_0 + b} \dots\dots\dots (K.8)$$

式中:

D_0 ——上排滚动体中心圆直径,按式(K.8)计算的 Z_0 值,对单排球式及双排球式应圆整至较小的整数;对单排交叉滚柱式及三排柱式应圆整至较小的偶数,单位为米(m);

b ——隔离块有效隔离宽度,按表 K.2 选取,单位为毫米(mm);

d_0 ——钢球或滚柱直径,对圆锥形滚柱 d_0 为中径,单位为毫米(mm)。

表 K.1 静容量系数 f_0

滚道表面硬度 HRC		60	59	58	57	56	55	53	51	50	48	46
静容量系数 N/mm ²	单排及双排球式	58	53	49	44	40	38	31	25	22	16	10
	交叉滚柱及三排柱式	116	106	98	88	80	76	62	50	44	32	20

表 K.2 隔离块有效隔离宽度 b

单位为毫米

钢球或滚柱直径 d_0	16	20	25	32	40	50	60
隔离块有效隔离宽度 b	3	3	4	4	5	5	6

K.3 安装螺栓的静强度验算和最小拧入深度

K.3.1 安装螺栓的静强度验算

回转支承安装螺栓的静强度应满足式(K.9)。

$$F_{sp} \geq F_{P\max} \dots\dots\dots (K.9)$$

式中:

F_{sp} ——螺栓应力达到螺栓材料屈服点 90%时的最大允许载荷,按表 K.3 选取,单位为牛(N);

$F_{P\max}$ ——螺栓实际最大载荷,单位为牛(N),按式(K.10)计算。

$$F_{P\max} = F_1 + K_c F_N \dots\dots\dots (K.10)$$

式中:

F_1 ——螺栓初始预紧力,单位为牛(N),按式(K.11)计算;

K_c ——载荷叠加系数, K_c 取为 0.25;

F_N ——工作载荷,单位为牛(N),按式(K.12)计算。

$$F_1 = (0.6 \sim 0.7) \sigma_s A_s \dots\dots\dots (K.11)$$

式中:

σ_s ——螺栓材料的屈服点,单位为牛每平方毫米(N/mm²);

A_s ——螺纹有效截面积,标准螺栓的 A_s 值可按表 K.3 选取,单位为平方毫米(mm²)。

$$F_N = \frac{K_g M}{D_1 n} - \frac{F_V}{n} \dots\dots\dots (K.12)$$

式中:

K_g ——载荷分配系数,对单排球式及双排球式, $K_g=4.37$;对交叉滚柱式及三排柱式, $K_g=4.10$;

n ——回转支承内圈安装螺栓数;

D_1 ——回转支承内圈安装螺栓孔分布圆直径,单位为米(m);

M ——作用在回转支承中心的倾覆力矩,单位为牛米(N·m);

F_V ——作用在回转支承中心的轴向力,单位为牛(N)。

表 K.3 螺栓最大允许载荷和预紧力矩(摩擦系数 $\mu=0.14$)

螺栓性能等级			8.8			10.9			12.9		
螺栓材料屈服点			640 N/mm ²			900 N/mm ²			1 080 N/mm ²		
螺纹规格	螺纹有效截面积	螺纹最小截面积	最大允许载荷	理论预紧力矩	实际使用预紧力矩	最大允许载荷	理论预紧力矩	实际使用预紧力矩	最大允许载荷	理论预紧力矩	实际使用预紧力矩
	A_s mm ²	A_{d1} mm ²	F_{sp} N	M_{sp} N·m	M_p N·m	F_{sp} N	M_{sp} N·m	M_p N·m	F_{sp} N	M_{sp} N·m	M_p N·m
M12	84.3	76.2	48 900 ^a	86	77.5	70 000	120	110	81 800	145	130
M14	115	105	66 700 ^a	135	120	95 500	190	170	112 000	230	210
M16	157	144	91 000 ^a	210	190	130 000	295	265	152 000	355	320
M18	192	175	115 000	290	260	159 000	405	365	186 000	485	435
M20	245	225	147 000	410	370	203 000	580	520	238 000	690	620
M22	303	282	182 000	550	500	252 000	780	700	294 000	930	840
M24	353	324	212 000	710	640	293 000	1 000	900	342 000	1 200	1 080

$M_p = 0.9M_{sp}$ 。
^a 对栓结结构:50 700 N(M12)、68 800 N(M14)、94 500(N16)。

K.3.2 螺栓最小拧入深度

当回转支承与其相连接的上下支座采用螺纹孔安装时,螺栓在上下支座上的最小拧入深度应符合表 K.4 的规定。

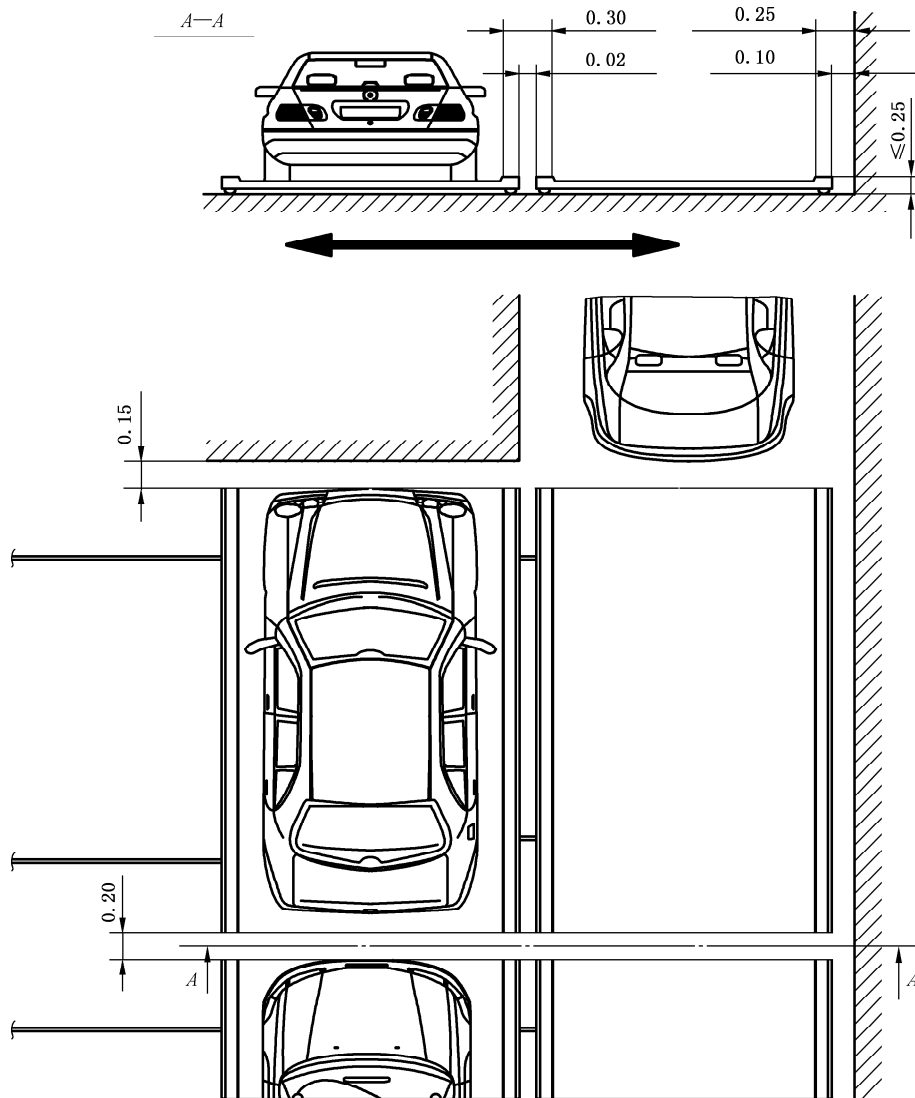
表 K.4 上下支座上的最小拧入螺纹深度

螺纹性能等级		8.8	8.8	10.9	10.9	12.9	12.9
螺纹直径 d 与螺距 p 之比(d/p)		<9	≥ 9	<9	≥ 9	<9	≥ 9
上下支座材料的屈服点 σ_s	≥ 280 N/mm ²	1.0 d	1.25 d		1.4 d		1.6 d
	≥ 500 N/mm ²	0.9 d	1.00 d		1.2 d		1.4 d
	≥ 900 N/mm ²	0.8 d	0.90 d		1.0 d		1.1 d

注:当螺纹规格不大于 M30 时取 $d/p < 9$,大于或等于 M33 时取 $d/p \geq 9$ 。

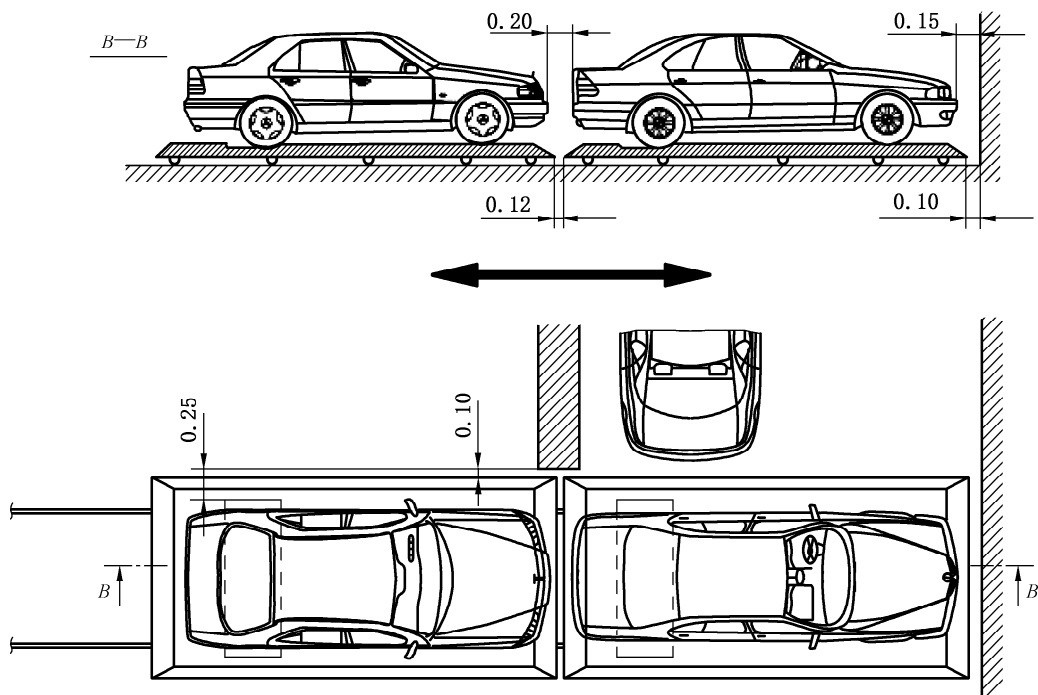
附录 L
(规范性附录)
车位尺寸安全间距设计要求

车位尺寸安全间距设计要求见图 L.1、图 L.2。



注：尺寸前未加符号的均为最小值，单位为米。

图 L.1 垂直于汽车轴线方向移动载车板的安全间距



注：尺寸前未加符号的均为最小值，单位为米。



图 L.2 沿汽车轴线方向移动载车板的安全间距

附录 M
(规范性附录)
安全防护装置设置要求

各类停车设备安全防护装置的具体要求应符合 9.10 中的相应规定。各类常见停车设备安全防护装置的设置应符合表 M.1 的要求。

表 M.1 安全防护装置

停车设备类型	安全防护装置																				
	紧急停止开关 9.10.2.1	防止超限运行装置 9.10.2.2	汽车长、宽、高限制装置 9.10.2.3	阻车装置 9.10.2.4	人车误入检出装置 9.10.2.5	汽车位置检测装置 9.10.2.6	出入口门(栅栏门)联锁保护装置 9.10.2.7	自动门及防夹装置 9.10.2.8	防重叠自动检测装置 9.10.2.9	防坠落装置 9.10.2.10	平整装置 9.10.2.11	警示装置 9.10.2.12	轨道端部止挡装置 9.10.2.13	缓冲器 9.10.2.14	松绳(链)检测装置 9.10.2.15	安全钳、限速器 9.10.2.16 和 9.10.2.17	紧急联络装置 9.10.2.18	运转限制装置 9.10.2.19	控制联锁功能 9.10.2.20	超载限制器 9.10.2.21	载车板锁定装置 9.10.2.22
升降横移类	应装	应装	限长限高	应装	应装	—	应装	—	应装	—	应装	应装	—	—	应装	—	—	应装	—	—	—
简易升降类	应装	应装	限高	应装	宜装	—	—	按 9.10.2.9 的规定	应装	—	—	应装	—	按 9.10.2.14 的规定	—	—	—	应装	—	—	—
垂直循环类	应装	—	限长限高	应装	—	—	应装	—	—	—	应装	—	—	—	—	—	—	应装	—	—	—
水平循环类	应装	应装	应装	应装	—	—	应装	—	—	—	应装	—	—	—	—	—	—	应装	—	—	—
多层循环类	应装	应装	限长限高	应装	—	—	应装	—	—	—	应装	—	—	—	—	—	—	应装	—	—	—
平面移动类	应装	应装	应装	应装	—	—	应装	—	—	按 9.10.2.11 的规定	应装	应装	—	—	—	—	—	按 9.10.2.19 的规定	—	—	应装
巷道堆垛类	应装	应装	应装	应装	—	—	应装	—	—	—	应装	应装	—	—	—	—	—	应装	—	—	—
垂直升降类	应装	应装	应装	应装	—	—	应装	—	—	—	应装	应装	—	—	—	—	—	应装	—	—	—
汽车专用升降机	应装	应装	限长	宜装	—	应装长度方向检测	应装	—	—	—	应装	—	—	—	—	—	—	应装	—	—	—