

起重机械设计规范

第 8 册

试验荷重和公差

8.1. 试验 (P237)

起重机在投入使用之前, 必须作如下超载试验

8.1.1. 动态试验

进行动态试验, 超载系数 $\rho_1=1.2$, 即试验荷重应等于安全工作荷重的 120%, 所有动作, 都要依次小心操作, 不必检查电动机温升的速度(参看 2.3.3.c 节)。

8.1.2. 静态试验

进行静态试验时超载系数 $\rho_2=1.4$, 即试验荷重应等于安全工作荷重的 140%, 这个试验必须在静止条件下进行, 其要点是: 先将安全工作荷重从地面提起一小段距离, 再在无冲击的情况下加上要增加的荷重(参看 2.3.3c 节)。

8.1.3. 注释

所给出的试验荷重数据是最小要求, 当国家法规要求更高值时, 则运往这些国家的起重机就得遵循这些国家的法规。

某些国家所采用的试验, 给出于附录 A-8.1.3. 中。

注释 2

进行这些试验时, 通常要测量起重机结构的挠度。

本规范对许用挠度值没有作硬性规定。

如果用户希望对挠度极限值作出规定, 则必须在标书 * 说明。

* 将荷重作用下的小量挠度视作为起重机强度的度量标准, 这一习惯应加以改变。

虽然过分大的挠度会由于节点处有松动的危险而反过来影响高架梁, 但是对于实腹板梁或箱形梁不必担心会有麻烦的影响。

事实上, 挠度的大小只应该从操作方便的观点出发加以限制, 因为在某此情况下荷重的垂直振动会引起麻烦。

8.2. 起重机和轨道公差 (9238)

采用本设计规范的先决条件是必须满足下文中对起重机和轨道所规定的公差要求，除非同用户就其它条件达成协议，否则这些公差规定均应生效，这些公差没有考虑作业时的弹性变形，如果有此要求，就必须考虑弹性变形。

这儿所规定的公差对桥式起重机，门式起重机和臂架起重机均有效，但对铁路起重机无效，对安装起来仅作临时使用的起重机，例如：建筑起重机，这些条例仅部分有效。在其它情况下，要审慎地应用。

8.2.1. 测量方法

用测量卷尺时，应使用校准过的钢制测量卷尺，要遵守使用这些测量卷尺的规则，由于卷尺的下垂和环境温度偏离标准温度，得出的读数必须进行校正。对同一台起重机的所有被测值必须用同一卷尺和同样的拉力进行测量。

8.2.2. 起重机制造公差

8.2.2.1. 起重机跨度 S 偏离图纸尺寸的最大偏差 ΔS 不得超过下列值

对 $S \leq 15$ 米， $\Delta S = \pm 2$ 毫米；

对 $S > 15$ 米， $\Delta S = \pm [2 + 0.15(S - 15)]$ 毫米，(最大 ± 15 毫米)。

(S 的单位用米) (参看图 8.2.2.1.)

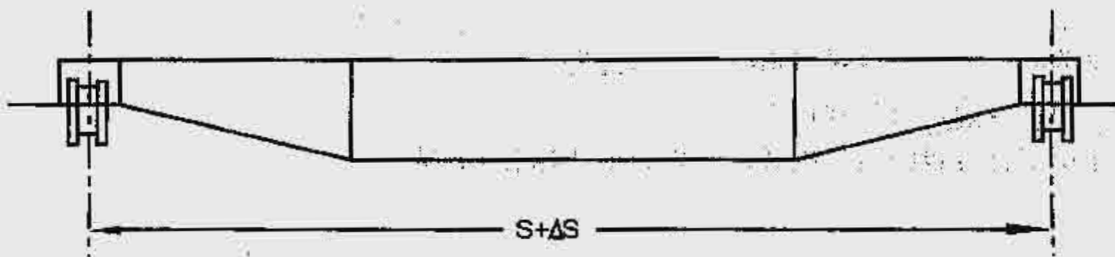


图 8.2.2.1.

8.2.2.2. 两端简支的起重机大梁，即使图纸上没有规定拱度，也不能有下垂。这意味着起重机不带载(不带小车)时，小车轨道不允许有自水平线向下的偏差。这个要求只适用于跨度大于 20 米的起重机。

8.2.2.3. 如果轨道顶面是平直无曲率的，无载起重机的车轮轴线相对于水平面的倾斜度，必须在 $+0.2\%$ ~ -0.05% 之间(参看图 8.2.2.3.)。

这儿无载起重机的含义是指不带小车、自由地支承在端梁上的起重机桥架。

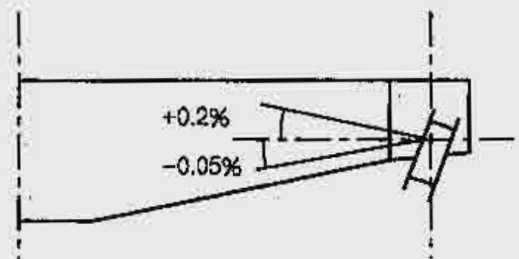


图 8.2.2.3.

8.2.2.4. 小车轨道中心距同标称尺寸的差异不得超过 ± 3 毫米(参看图 8.2.2.4.)。

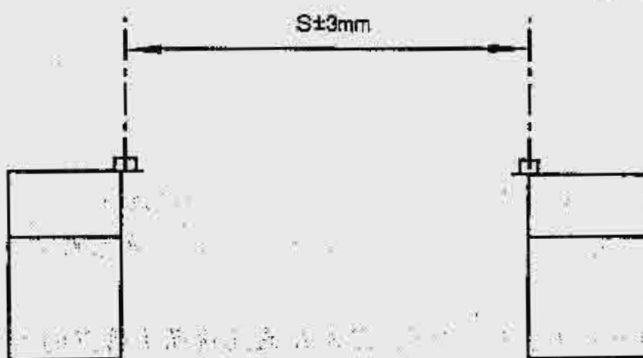


图 8.2.2.4.

8.2.2.5. 在垂直于小车移动方向的平面内，两根小车轨道相对部位的高度差不应超过小车轨道中心距的0.15%，且最大不超过10毫米(参看图8.2.2.5.)。

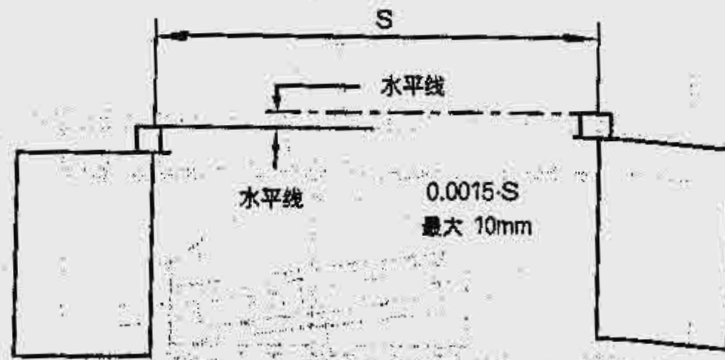


图 8.2.2.5.

8.2.2.6. 小车轨道的敷设应做到运行表面水平，支承面的最大不平度当轨道中心距不超过3米时不大于 ± 3 毫米，轨道中心距离超过3米时，则不大于中心距的 $\pm 0.1\%$ (见图8.2.2.6.)。

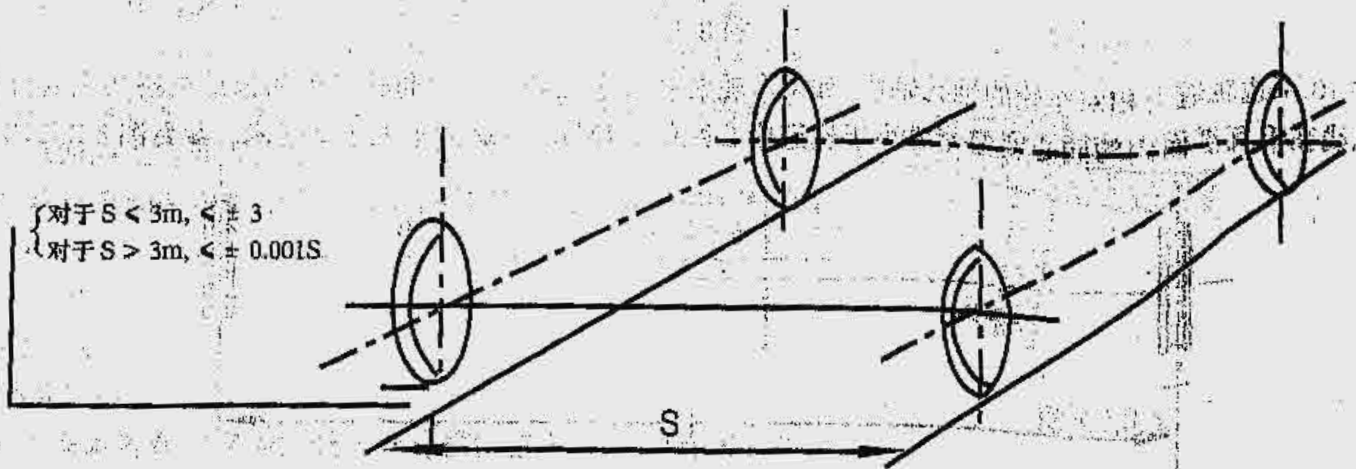


图 8.2.2.6.

8.2.2.7. 小车轨道垂直中心线偏离承轨梁腹板垂直中心线的差值，不得超过承轨梁腹板厚度的一半(参看图8.2.2.7.)

8.2.2.8. 小车轨道中心线同小车轨道理论中心线之差，在2米长的轨道上，不得超过 ± 1 毫米。轨道在接头处应对准(参看图8.2.2.8.)。

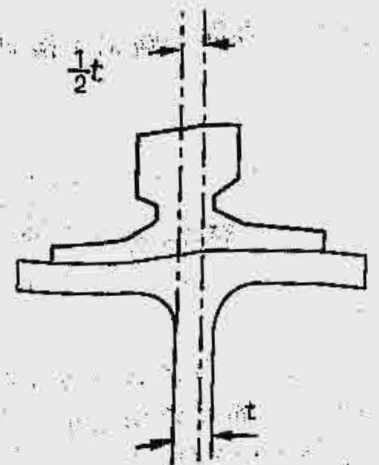


图 8.2.2.7.

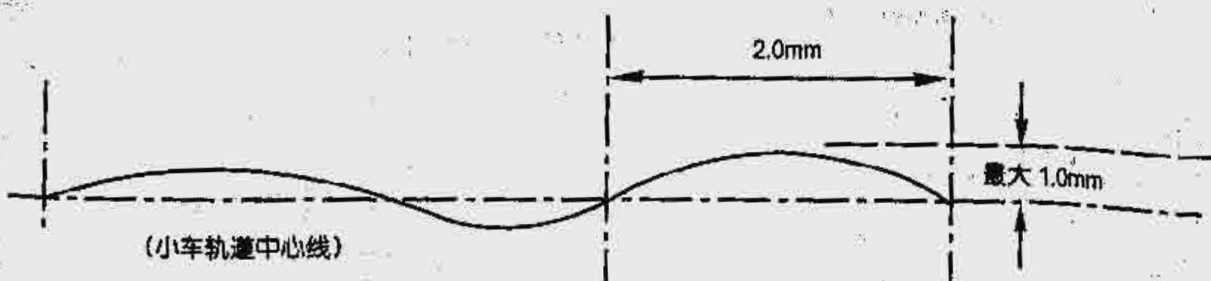


图 8.2.2.8.

8.2.2.9. 轮孔中心线同其理论中心线之间在水平面内的角度偏差, 不得大于 $\pm 0.04\%$ (参看图 8.2.2.9.)。

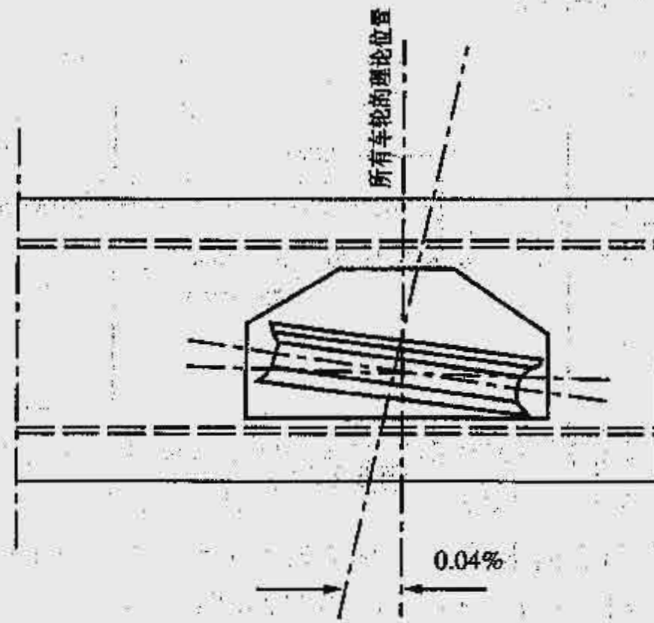


图 8.2.2.9.

8.2.2.10. 两边轨道上相对车轮的轴孔轴线, 如果车轮装在台车上则为未翘曲的小车和起重机桥架上的台车销轴轴线在垂直平面内的同心度偏差要小于轨道中心距的 0.15%, 且最大不大于 2 毫米, (参看图 8.2.2.10.)。

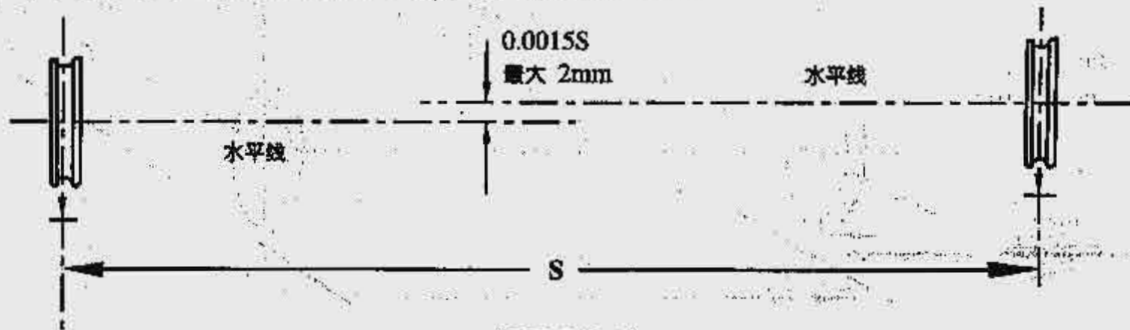


图 8.2.2.10.

8.2.2.11. 在同一轨道上滚动的车轮中心面同轨道中心线的偏差不得超过 ± 1 毫米(参看图 8.2.2.11.)。



图 8.2.2.11.

对于装在滑动轴承上的车轮, 上述公差适用于当车轮位于两侧接触面之间的中心位置处时。

8.2.2.12. 如果采用水平导轮, 则一个角上的导轮间距的中心同轨道中心线的偏差, 不得大于 ± 1 毫米(参看图 8.2.2.12.)。

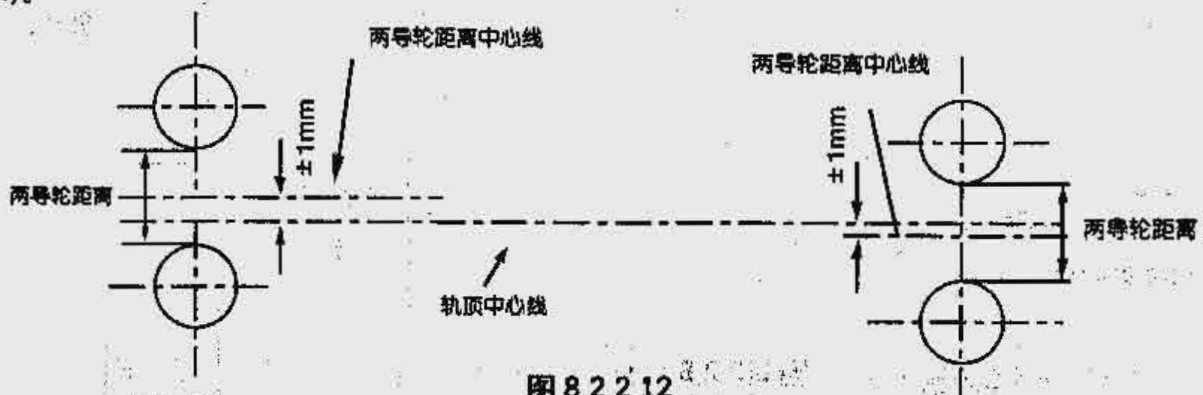


图 8.2.2.12.

8.2.2.13. 车轮直径公差应符合 ISO 公差级别 n9。如果驱动轮速度籍“电轴”同步，则要求更严的公差，这时要按照具体情况确定。当车轮必须能互换时，则这些公差也适用于从动轮。

8.2.3. 起重机轨道公差

下面规定的公差适用于新的起重机轨道，如果在使用过程中，这些公差被超过 20%，必须重新调整轨道。如果行走性能明显恶化，即使超差数还没有达到 20%，仍必须重新对轨道进行调整。

1. 跨度 S 的最大偏差 ΔS 为：

对 $S < 15$ 米： $\Delta S = \pm 3$ 毫米

对 $S > 15$ 米： $\Delta S = \pm [3 + 0.25(S - 15)]$ 毫米。

(最大 ± 25 毫米) (S 的单位用米表示) (参看图 8.2.2.1.)。

如果只在一条轨道上装备有水平导轮，则另一条轨道的公差可以增加到上面数值的三倍，但不得超过 25 毫米。

2. 当小车位于跨度的中央时，两条轨道的挠度应接近相等。

3. 轨道上缘偏离理论高度的最大允许公差为 ± 10 毫米。理论高度或者是一根水平线，或者是理论拱度曲线(当有拱度时)两条轨道的高度位置可以相差 10 毫米。在 2 米测量长度内的每个点上，纵向向上弯曲度应不超过 +2 毫米。

4. 轨道滚动面相对于理论位置的倾斜度，必须不超过下列数值：

纵向 0.3%

横向 0.3%

(参看图 8.2.3.a.)

5. 每条轨道在水平面内最大允许横向偏差为 ± 10 毫米。在 2 米测量长度内的每个点上纵向轴线的弯曲度应不超过 ± 1 毫米 (参看图 8.2.3.b.)。

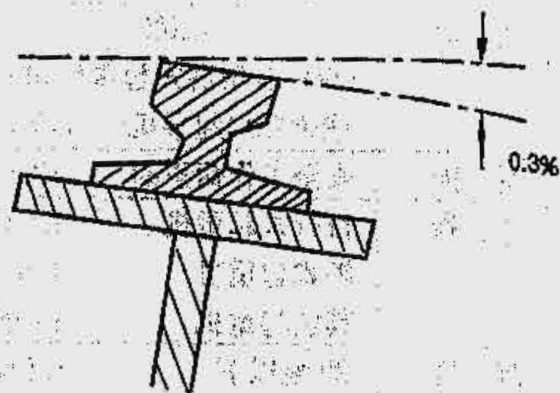


图 8.2.3.a



图 8.2.3.b

对两边均用水平导轮导向的起重机，上述数值对水平导轮的轨面也有效，

对只在一条轨道上导向的起重机，在制造厂的同意下，无导轮导向的那条轨道的平直度要求可以放低些。

6. 不必考虑轨道接头的不对中，推荐采用焊接的轨道接头。

附录 A-8.13.

某些欧洲国家的起重机试验载荷

国家	动 态 试 验	静 态 试 验	注 释
奥地利	25 吨以下 125% 超过 25 吨 110%		
比利时	20 吨以下 125% 20-50 吨 +5 吨 超过 50 吨 110 吨	25 吨以下 140% 25-50 吨 +10 吨 50 吨 120%	
瑞 士			按照 DIN15030
德 国	$P_K=1.25P$ $P_g=1.33P$ (H ₁ 和 H ₂) $P_K=1.25P$ $P_K=1.25P_1+0.25P_2$	$P_g=1.50P$ H ₃ 和 H ₄ $P_g=1.33P \sim 1.4P$	DIN15018 第 1 部分 DIN15019 第 1 部分 DIN15030
法 国	120% (除建筑用塔式起重机和某些拆卸用起重机: 110%)		
英 国	安全工作荷重的 125%		
意大利	自行式起重机 128% 塔式起重机 120% 其它起重机 110%		
荷 兰	20 吨以下 125% 20-50 吨 +5 吨	没有强制规定	
挪 威	20 吨以下 125% 20-50 吨 150 吨 超过 50 吨 110% 或 FEM	FEM(欧洲起重协会)	
瑞 典	50 吨下 125% 5-20 吨 120% 20-50 吨 115% 超过 50 吨 110%		

起重机械设计规范

第 9 册

对第 1 至 8 册的补充和说明

修正说明

一九八七年十月一日的“起重机械设计规范”的第三版，共8册，一九九八年编辑时对本版作了补充，补充内容合并第9册内，并用第9册替换了第6册。

“起重机械设计规范”第三版修订版由8册构成：

第1册 目的和范围

第2册 分级及结构和机构的荷重

第3册 结构应力计算

第4册 机构零部件的疲劳核算和选择

第5册 电气设备

第7册 安全规范

第8册 试验荷重和公差

第9册 对第1至8册的补充和说明

本册是其中一部分

注：第9册不得单独使用

目 录

9.1 前言	(205)
9.2 说明	(206)
9.3 2.2.2.1.1 动力系数 Ψ 的值	(207)
9.4 2.2.3 水平运动引起的力 S_H	(208)
9.5 2.2.4.1 风力作用	(212)
9.6 3.1.3 钢材质量	(213)
9.7 3.2.1.1 除连接之外的结构件—许用应力	(218)
9.8 3.2.2.2.1 具有可控予紧力的拉力螺栓连接	(220)
9.9 3.3 构件抗失稳的核算	(221)
9.10 3.4 构件抗屈曲的核算	(222)
9.11 3.5 大变型结构的情况	(223)
9.12 4.2.4 轨道轮选择	(226)
9.13 4.2.5 齿轮设计	(227)
9.14 2.1.4.3 确定机构零件的疲劳许应用力	(228)
4.1.3.5	
4.1.3.6	
4.1.3.7	
9.15 稳定性和防风抗滑安全性(删去第六册)	(234)
9.16 8.1 试验	(237)
9.17 8.2 起重机和轨道公差	(238)

9.1 前言

本起重机械设计规范由欧洲搬运工程协会I处的技术委员会制定,分八册出版,正愈来愈为全世界许多国家广泛地采用。但是,该规范是在八十年代初制定的,它必须不断地提高,以跟上知识水平的进步和所用设计手段高效化的步伐。需要修订的理由基于以下几个观点:

- 1、由CEN/TC147/WG2制订的统一的**标准EN 13001**要到二十一世纪初才能逐步付诸实施。因此,等待其实施而继续使用某些内容已经过时的**FEM规范**是不合适的。
- 2、**FEM 1.001**综合了大量经验,常为制造厂商和买主用作计算的依据。
- 3、规范的修订应该使今后更易于采用统一的标准,统一的标准以极限状态为基础。下述内容应看作是对第2、3、4册和第8册内容的补充,第6册则被删去。

9.2 说 明

在每一节的开头，都有一个注解，指出第2、3、4、6或8册的某节可用下文补充或替代。

例如：第2册的2.2.2.1.1节可用下文补充或替代。

94 水平运动引起的力 S_H

第2册 2.2.3 节可用下文补充:

9.4.1 由偏斜行走引起的侧向作用力

由偏斜行走引起的作用力的分析方法举例

9.4.1.1 起重机械模型

为了估算由起重机械偏斜行走引起的车轮和轨道之间的切向力以及导向装置之间的作用力，需要一个简单的行走力学模型。设起重机械在无防偏控制情况下以恒速行走。

该模型由 n 对同心的车轮组成，其中 P 对车轮是联轴的，具体的某 (i) 对车轮可以是机械联轴的或者是电气联轴的，或者是相互独立安装的，后者也适用独立的单一驱动的情况。

车轮被安置在沿一刚性轨道行走的刚性起重机械结构内的理想几何位置上。在这个模型中车轮直径的差异忽略不计。就侧向运动而言，车轮可以是固定的(F)或者是活动的(M)，举例来说，侧向自由度可以由铰接支腿来保证。

同心的成对车轮的各种可能的组合如图 F9.4.a 所示。

	联轴 (C)	独立安装 (I)
固定/固定 (F/F)		
固定/活动 (F/M)		

图 F.9.4.a 成对车轮的不同组合

在图 F.9.4.b 中，成对车轮的位置相对于位于起重机械行走方向前方的导向装置的位置的距离用 d_i 表示。
注：不用外加导向装置，仅采用带凸缘的车轮时， $d_i=0$ 。

设由带载起重机的质量引起的重力(mg)作用在离轨道1的距离为 μl 处，且平均分布在起重机械每一侧轨道的 n 个车轮上。

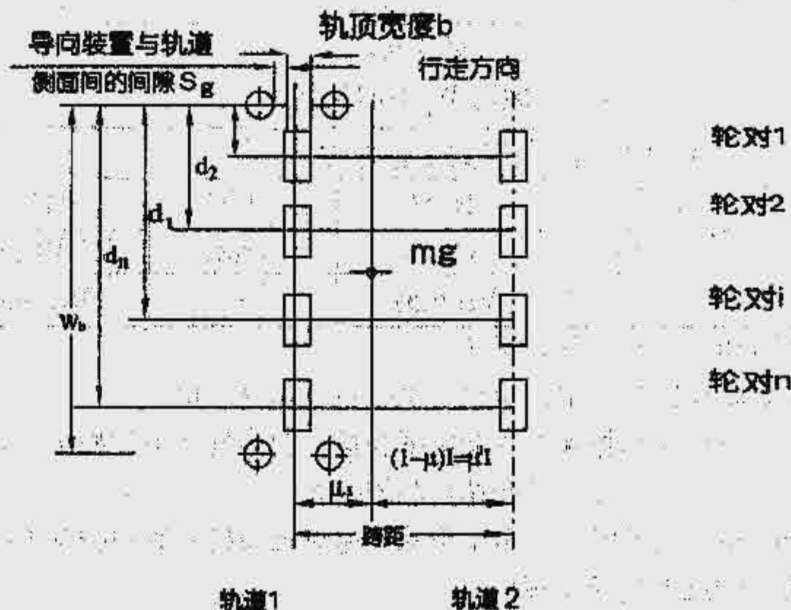


图 F.9.4.b 成对车轮的位置

9.4.1.2 切向力的位移间的关系

首先需要建立切向力和出现在车轮和轨道间的相应位移之间的关系。由于车轮必须将驱动转矩(M_y)传递给轨道,而车轮的运动受到系统(起重机和轨道)的限制,使车轮沿纵向和侧向发生滑动 [$u(u_x, u_y)$]; 将有相应的切向力(F_x, F_y)作用到起重机上(见图 F9.4.c)。

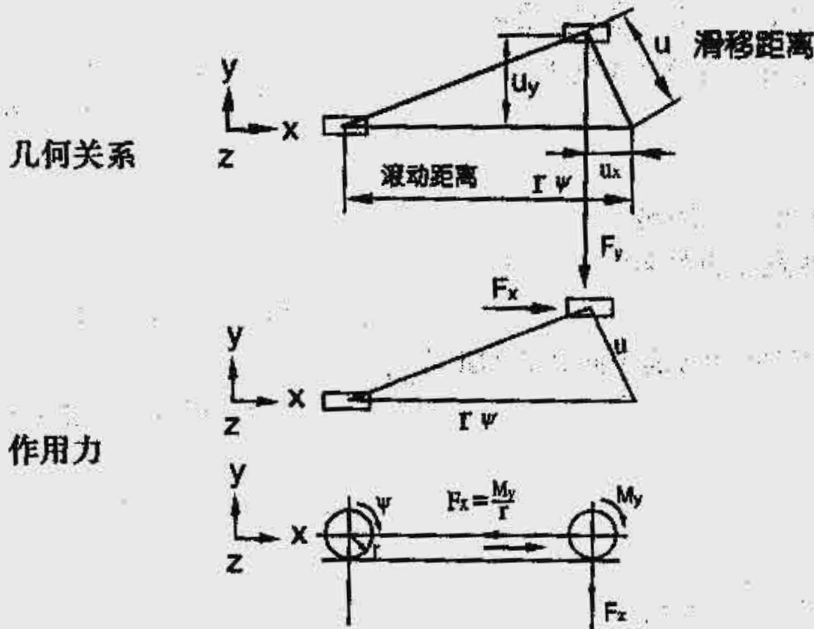


图 F.9.4.c 切向力和位移

一般说来,滑动距离(u_x, u_y)、自由滚动距离 $r\psi$ 、轮压 F_z 和切向力(F_x, F_y)之间存在如下关系:

$$F_x = f_x(s_x, s_y, P_c \text{ 表面条件}) \cdot F_z$$

$$F_y = f_y(s_x, s_y, P_c \text{ 表面条件}) \cdot F_z$$

滚动车轮的摩擦系数(f_x, f_y)取决于滑动条件,即取决于滑动距离和自由滚动距离之间的关系($s_x = u_x / r\psi$, $s_y = u_y / r\psi$)、车轮和轨道间的接触压力(P_c)以及轨道表面条件,为简化计算,可以采用如下经验公式:

$$f_x = 0.3[1 - e^{(-250 \cdot s_x)}] \text{ 用于 } < 0.015$$

$$f_y = 0.3[1 - e^{(-250 \cdot s_y)}] \text{ 用于 } < 0.015$$

9.4.1.3 由偏斜行走引起的力

设该起重机模型作稳定偏斜行走,偏斜角度为 α ,如图 F.9.4.d 所示,起重机械在水平内由外部导向装置或者轮缘导向。

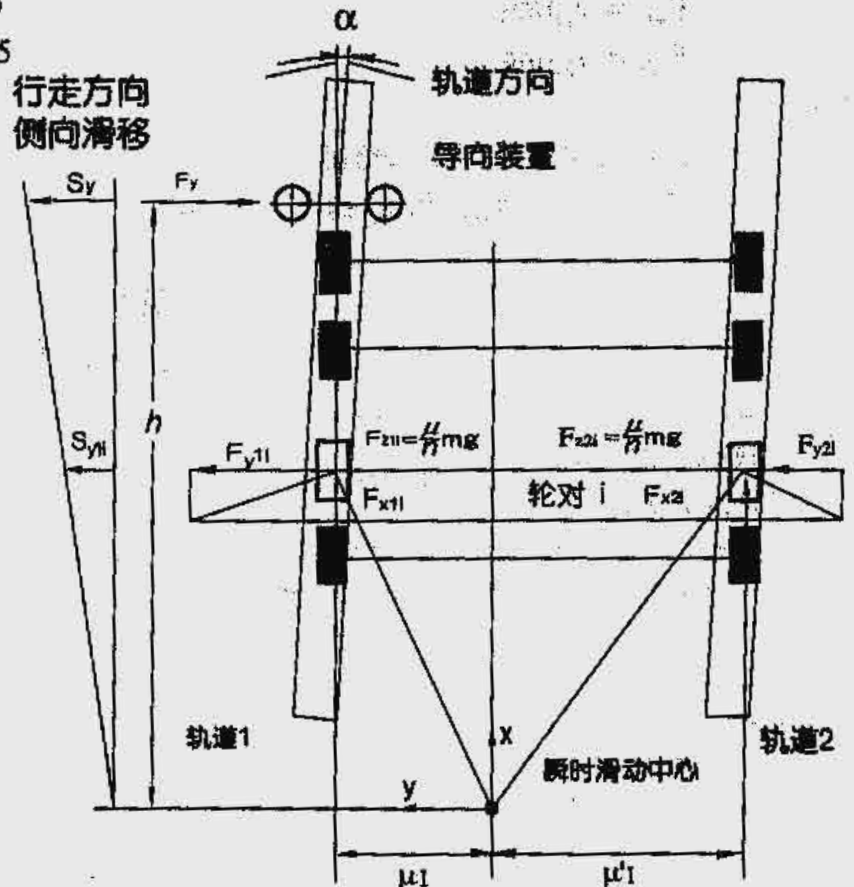


图 F.9.4.d 作用在处于偏斜位置上的起重机上的力

导向力 F_y 与起重机械绕瞬时滑动中心旋转所产生的车轮切向力 $F_{x1i}, F_{y1i}, F_{x2i}, F_{y2i}$ 平衡。设导向装置处的最大侧向滑移 $S_y = a$ ；而侧向滑移 S_{yi} 导向装置和瞬时滑动中心间呈线性分布，则相应的偏斜行走侧向力可计算如下：

a) 瞬时滑动中心至导向装置的距离 h

$$\text{对 F/F 系统, } h = (P \mu \mu' I^2 + \sum d_i^2) / \sum d_i$$

$$\text{对 F/M 系统, } h = (P \mu I^2 + \sum d_i^2) / \sum d_i$$

式中：

P 为联轴车轮的对数；

μ 为瞬时滑动中心离轨道 1 的距离；

μ' 为瞬时滑动中心离轨道 2 的距离；

I 为起重机械跨距；

d_i 为车轮对 i 离与轨道紧密贴合的导向装置的距离。

b) 导向力 F_y

$$F_y = v f m g$$

式中：

$v = 1 - \sum d_i / nh$ ，用于 F/F 系统

$v = \mu' (1 - \sum d_i / nh)$ ，用于 F/M 系统

$f = 0.3(1 - e^{-250\alpha})$ ，式中 $\alpha < 0.015$ 弧度；

mg 为由带载起重机械的质量引起的重力；

n 为起重机每一侧轨道上的车轮数。

9.4.1.4 切向力 F_x 和 F_y

$$F_{x1i} = \xi_{1i} f m g$$

$$F_{x2i} = \xi_{2i} f m g$$

$$F_{y1i} = v_{1i} f m g$$

$$F_{y2i} = v_{2i} f m g$$

式中：

f 和 mg 由 9.4.1.3.b 节给出

$\xi_{1i}, \xi_{2i}, v_{1i}$ 和 v_{2i} 由表 T.9.4 给出

表 T.9.4

$\xi_{1i}, \xi_{2i}, v_{1i}$ 和 v_{2i} 值

车轮对的组合 (见图 F.9.4.a)	$\xi_{1i} = \xi_{2i}$	v_{1i}	v_{2i}
CFF	$\mu \mu' I / nh$	$\frac{\mu'}{n} (1 - \frac{d_i}{h})$	$\frac{\mu}{n} (1 - \frac{d_i}{h})$
IFF	0		
CFM	$\mu \mu' I / nh$	0	0
IFM	0		

9.4.1.5 偏斜角

偏斜角 α 不应超过0.015弧度,选取偏斜角时,要考虑导向装置和轨道间的间隙以及起重机械车轮和轨道的合理的尺寸偏差和磨损,如下式所示:

$$\alpha = \alpha_g + \alpha_w + \alpha_f$$

式中:

$\alpha_g = S_g / W_b$ 为由导向装置间隙引起的部分偏斜角;

S_g 为导向装置的间隙;

W_b 为导向装置间的距离;

$\alpha_w = 0.1(b/w_b)$ 为由磨损引起的部分偏斜角;

b 为轨顶宽;

$\alpha_f = 0.001\text{rad}$ 为由制造公差引起的部分偏斜角。

9.4.2 作用在结构件上的缓冲作用力

在2.2.3.4.1节中,要用0.4米/秒取代0.7米/秒

9.5 风力作用

第 2 册 2.2.4.1 节可用下文补充:

倘若能达到同样安全水平的话,也可采用其他推荐值或研究结果。

表 T 9.6 a

质量组别

质量组别	按 EN10045-1 得出的冲击韧性 J	试验温度 T _c /°C	与质量组别相对应的钢材牌号			老标准	新标准
			按原标准	按 EN10027-1 和 ECISS IC 10	按 EN10027-2		
1	27	+20	ST 37-2	S235JR	1.0037	DIN 17100	
			ST 44-2	S275JR	1.0044		
			50B	S355JR	1.0045		
2	27	+20	Fe 360-B	S235JR	1.0037	EN10025 (1990)	
			Fe 430-B	S275JR	1.0044		
			Fe 510-B	S355JR	1.0045		
			R St 37-2	S235JRG2	1.0038	DIN 17100	
			St 44-2	S275JR	1.0044		
			E 24(A37)-2	S235JR	1.0037	NF A 35-501	
			E 28-2	S275JR	1.0044		
E 36(A52)-2	S355JR	1.0045					
			40B	S235JRG2	1.0038	BS 4360 (1972)	
			43 B	S275JR	1.0044		
3	27	± 0	Fe 360-C	S235JO	1.0114	EN 10025 (1990)	
			Fe 430-C	S275JO	1.0143		
			Fe 510-C	S355JO	1.0553		
			St 37-3U	S235JO	1.0114	DIN 17100	
			St 44-3U	S275JO	1.0143		
			ST 52-3U	S355JO	1.0553		
			E 24 (A37)-3	S235JO	1.0114	NF A 35-501	
			E 28-3	S275JO	1.0143		
			E 36 (A52)-3	S355JO	1.0553		
						40 C	
			43 C	S275JO	1.0143		
			50 C	S355JO	1.0553		
4	27	-20	Fe 360-D1	S235J2G3	1.0116	EN 10025 (1990)	
			Fe 360-D2	S235J2G4	1.0117		
			Fe 430-D1	S275J2G3	1.0144		
			Fe 430-D2	S275J2G4	1.0145		
			Fe 510-D1	S355J2G3	1.0570		
			Fe 510-D2	S355J2G4	1.0577		
	40		Fe 510-DD1	S355K2G3	1.0595		
			Fe 510-DD2	S355K2G4	1.0596		
	27		St 37-3N	S235J2G3	1.0116	DIN 17100	
			-	S235J2G4	1.0117		
			St 44-3N	S275J2G3	1.0144		
			-	S275J2G4	1.0145		
	40		St 52-3N	S355J2G3	1.0570		
			-	S355K2G4	1.0577		
			-	S355K2G3	1.0595		
	27		-	S355K2G4	1.0596		
			E 24 (A37)-4	S235J2G3	1.0116	NFA 35-501	
E 28-4	S275J2G3	1.0144					
40	E 36 (A52)-4	S355K2G3	1.0595				
27	40 D	S235J2G3	1.0116	BS 4360 (1972)			
	43 D	S275J2G3	1.0144				
	50 D	S355J2G3	1.0570				
	St 52-3N	S355J2H	1.0576	DIN 17100			
	50 D	S335J2H	1.0576	BS 4360 (1972)			

EN 10025 (1993)

EN 10210-1 (1994)

表 T.9.6b
质量组别 质量组别

质量组别	按 EN10045-1 得出的冲击韧性 J	试验温度 Tc°C	与质量组别相应的钢材牌号			老标准	新标准		
			按原标准	按 EN10027-1 和 ECISS IC 10	按 EN10027-2				
4	40	-20		S275N	1.0490	NF A 36-201 (1984)	EN 10113-2 (1993)		
	47			S275NL	1.0491				
	40		E 355 R	S355NL	1.0545				
	47		E 355 FP	S355NL	1.0546				
	40		E 420 R	S420N	1.8902				
	47		E 420 FR	S420NL	1.8912				
	40		E 460 R	S460N	1.8901				
	47		E 460 FP	S460NL	1.8903				
	40		StE 285	S275N	1.0490			DIN 17102 (1983)	EN 10113-2 (1993)
	47		TStE285	S275NL	1.0491				
	40		StE 355	S355N	1.0545				
	47		TStE355F	S355NL	1.0546				
	40		StE 420	S420N	1.8902				
	47		TStE420	S420NL	1.8912				
	40		StE 460	S460N	1.8901				
	47		TStE460	S460NL	1.8903				
	40		40EE	S275N	1.0490	(United Kingdom)	EN 10113-2 (1993)		
	47			S275NL	1.0491				
	40		50EE	S355N	1.0545				
	47			S355NL	1.0546				
	40			S420N	1.8902				
	47			S420NL	1.8912				
	40		55EE	S460N	1.8901				
	47			S460NL	1.8903				
	40			S275M	1.8818		EN 10 113-3 (1993)		
	47			S275ML	1.8819				
	40			S355M	1.8823				
	47			S355ML	1.8834				
40		S420M	1.8825						
47		S420ML	1.8836						
40		S460M	1.8827						
47		S460ML	1.8838						

表 T.9.6.c

质量组别

质量组别	按 EN10045-1 得出的冲击韧性 J	试验温度 T _c °C	与质量组别相对应的钢材牌号			老标准	新标准
			按原标准	按 EN10027-1 和 ECISS IC 10	按 EN10027-2		
4	30	-20	S 460 T	S460Q	1.8908	NFA36-204 (1992)	EN10137-2 (1995)
	40			S460QL	1.8906		
	50			S460QL1	1.8916		
	30		S 500 T	S500Q	1.8924		
	40			S500QL	1.8909		
	50			S500QL1	1.8984		
	30		S 550 T	S550Q	1.8904		
	40			S550QL	1.8926		
	50			S550QL1	1.8986		
	30		S 620 T	S620Q	1.8914		
	40			S620QL	1.8927		
	50			S620QL1	1.8987		
	30		S 690 T	S690Q	1.8931		
	40			S690QL	1.8928		
	50			S690QL1	1.8988		
	30			S890Q	1.8940		
	40			S890QL	1.8983		
	50			S890QL1	1.8925		
	30		S 960 T	S960Q	1.8941		
	40			S960QL	1.8933		
	30			TS1E460V	S460Q	1.8908	(Germany)
	40		S460QL		1.8906		
	50		S460QL1		1.8916		
	30		StE 500 V TS1E 500 V ES1E 500 V	S500Q	1.8924		
	40			S500QL	1.8909		
	50			S500QL1	1.8984		
	30		StE 550 V TS1E 550 V ES1E 550 V	S550Q	1.8904		
40	S550QL	1.8926					
50	S550QL1	1.8986					
30	StE 620 V TS1E 620 V ES1E 620 V	S620Q	1.8914				
40		S620QL	1.8927				
50		S620QL1	1.8987				
30	StE 690 V TS1E 690 V ES1E 690 V	S690Q	1.8931				
40		S690QL	1.8928				
50		S690QL1	1.8988				
30	TS1E 890 V ES1E 890 V	S890Q	1.8940				
40		S890QL	1.8983				
50		S890QL1	1.8925				
30	TS1E 960 V	S960Q	1.8941				
40		S960QL	1.8933				
40		S500A S500AL	S500A	1.8980		EN 10137-3 (1995)	
50	S500AL		1.8990				
40	S550A S550AL		S550A	1.8991			
50		S550AL	1.8992				
40		S620A S620AL	S620A	1.8993			
50	S620AL		1.8994				
40	S690A S690AL		S690A	1.8995			
50		S690AL	1.8996				

表 T.9.6.d

质量组别

质量组别	按 EN10045-1 得出的冲击韧性 J	试验温度 T _c /°C	与质量组别相对应的钢材牌号			老标准	新标准	
			按原标准	按 EN10027-1 和 ECISS IC 10	按 EN10027-2			
4	40	-20	E 315 D	S315MC	1.0972	NF A 36-231 (1992)		
			E 355 D	S355MC	1.0976			
			E 420 D	S420MC	1.0980			
				S460MC	1.0982			
				S500MC	1.0984			
			E 560 D	S550MC	1.0986			
				S600MC	1.8969			
				S650MC	1.8976			
			E 690 D	S700MC	1.8974			
			QStE 300 TM	S315MC	1.0972	SEW 092		
			QStE 360 TM	S355MC	1.0976			
			QStE 420 TM	S420MC	1.0980			
			QStE 460 TM	S460MC	1.0982			
			QStE 500 TM	S500MC	1.0984			
			QStE 550 TM	S550MC	1.0986			
			QStE 600 TM	S600MC	1.8969			
			QStE 650 TM	S650MC	1.8976			
			QStE 690 TM	S700MC	1.8974			
			43F35	S315MC	1.0972	(United Kingdom)		
			46F40	S355MC	1.0976			
			50F45	S420MC	1.0980			
				S460MC	1.0982			
				S500MC	1.0984			
			60F55	S550MC	1.0986			
				S600MC	1.8969			
				S650MC	1.8976			
			75F70	S700MC	1.8974			
			QStE 260 N	S260NC	1.0971	SEW 92-75		EN 10149-3 (1995)
			QStE 300 N	S315NC	1.0973			
			QStE 360 N	S355NC	1.0977			
QStE 420 N	S420NC	1.0981						
	S260NC	1.0971	(United Kingdom)					
40/30	S315NC	1.0973						
43/35	S355NC	1.0977						
	S420NC	1.0981						

9.7 除连接之外的结构件—许用应力

第3册 3.2.1.1 节可用下文补充:

表 T.9.7.a 非合金、细晶粒结构钢在淬火和回火状态下的
 f_y , f_u 和 σ_a 值

标准	钢	厚度 t mm	屈服应力 f_y N/mm ²	极限应力 f_u N/mm ²	许用应力: σ_a		
					情况 I N/mm ²	情况 II N/mm ²	情况 III. N/mm ²
EN 10025	S235 (Fe360)	< 16	235	340	157	177	214
		< 40	225	340	150	169	205
		< 100	215	340	143	162	195
		< 150	195	340	130	147	177
		< 200	185	320	123	139	168
		< 250	175	320	117	132	159
	S275 (Fe440)	< 16	275	410	183	207	250
		< 40	265	410	177	199	241
		< 63	255	410	170	192	232
		< 80	245	410	163	184	223
		< 100	235	410	157	177	214
		< 150	225	400	150	169	205
		< 200	215	380	143	162	195
		< 250	205	380	137	154	186
EN 10025 和 EN10113	S355 (Fe510) S355N 和 t < 150 的 S355NL 钢	< 16	355	490	237	267	323
		< 40	345	490	230	259	314
		< 63	335	490	223	252	305
		< 80	325	490	217	244	295
		< 100	315	490	210	237	286
		< 150	295	470	197	222	268
		< 200	285	450	190	214	259
		< 250	275	450	183	207	250
EN 10113	S460	< 16	460	550	307	346	418
		< 40	440	550	293	331	400
		< 63	430	550	287	323	391
		< 80	410	550	273	308	373
		< 100	400	550	267	301	364
EN 10137	S460	< 50	460	550	307	346	418
		< 100	440	550	293	331	400
		< 150	400	500	267	301	364
	S690	< 50	690	770	460	519	627
		< 100	650	760	433	489	591
		< 150	630	710	420	474	573
	S890	< 50	890	940	593	669	809
		< 100	830	880	553	624	755
	S960	< 50	960	980	640	722	873

注1: 结构钢热轧管材(EN 10210-1)的屈服点 f_y 和许用应力 σ_a 符合表 T.9.7 内强度自 235 至 460、 $t < 65\text{mm}$ 时的值。

注2: 结构钢冷成形焊接管材(EN 10219-1)的屈服点 f_y 和许用应力 σ_a 符合表 T.9.7 内强度等级自 235 至 460、 $t < 40\text{mm}$ 时的值。

9.8 具有可控预紧力的拉力螺栓连接

第3册 3.2.2.2.1 节可用下文补充:

3.2.2.2.1 节中所述的计算, 也可以使用其它的推荐算法或计算标准(例如: VD1 2230, FDE 25030 或 CEN/TC 185/WG7的研究结果)来替代。但是, 不同的方法不能混用。试验(例如: 拉伸测试)可用以补充或者替代计算。

9.9 构件抗失稳的核算

第3册3.3节可用下文补充:

可以采用ENV 1993-1: 1992 Eurocode 3:钢结构设计第1.1部分中所提出的方法。

9.10 构件抗屈曲的计算

第3册3.4节可用下文替代:

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

因此,抗屈曲的安全性取决于板边的应力比 Ψ (第3册附录A-3.4)。进行校核时,计算应力不得超过临界屈曲应力除以表T.9.10内给出的屈曲安全系数 η_v :

表T.9.10

	载荷情况	屈曲安全系数 η_v
平面构件的屈曲	I	$1.70+0.175(\Psi-1)$
	II	$1.50+0.125(\Psi-1)$
	III	$1.35+0.075(\Psi-1)$
弧形构件的屈曲 圆柱壳(如管子)	I	1.70
	II	1.50
	III	1.35

板边应力比 Ψ 在+1和-1之间变化。

第3册附录A.3.4,给出了确定临界屈曲应力的方法。构件抗屈曲的也可按推荐的其他技术标准进行校核,如ENV 1993-1。

ENV 1993-1是以极限状态法作为分析基础的:采用分项安全系数 γ_F 和 γ_M 。

9.11 大变型结构的情况

第3册3.5节可用下

9.11.1 结构在外力作用下的非线性效应

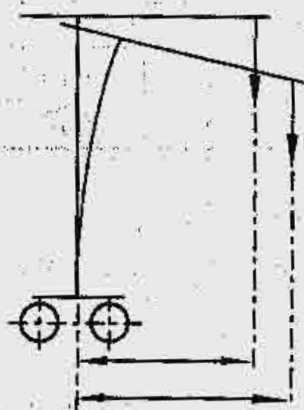


图 F.9.11.a

在这种情况下, 结构件受外力作用所产生的变形甚大, 使构件中的应力与产生此应力的外力不再成正比。举例来说, 起重机柱内的应力就是这种情况(如图 F.9.11.a 所示), 显然, 由于变形增大了作用力的力臂, 使柱内的弯矩与作用力不成正比。在这种情况下, 可按下述方法进行计算:

- 用极限状态法;
- 或者用第3册3.5节所述方法。

极限状态法

图 F.9.11.b 示出了极限状态法:

f_i 为构件或部件上的载荷;

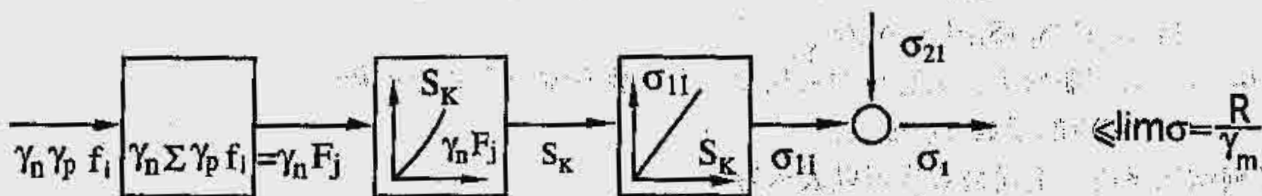


图 F.9.11.b 极限状态法典型流程图

F_j 为由载荷 f_i 乘上分项载荷系数, 必要时再乘上风险系数后所组成的载荷组合;

S_k 为由载荷组合 F_j 产生的构件或支承部件 K 截面内的载荷效应, 如由载荷组合 F_j 产生的内力和内力矩;

σ_{11} 由载荷效应 S_k 引起的某具体构件 1 内的应力;

σ_{21} 为由局部效应引起的某具体构件 1 内的应力;

σ_1 为某具体构件 1 内的合成设计应力;

R 为材料、某具体构件或接头的给定强度或特征抗力, 如屈服点、弹性稳定性极限或疲劳强度(极限状态);

Lim σ 为极限设计应力;

γ_p 为根据所考虑的载荷组合, 各单个载荷的分项载荷系数;

γ_n 为必要时需考虑的风险系数;

γ_m 为抗力系数。

注1: 如上所述, 可进行内力、内力矩、变形等的比较。而不进行应力的比较。

注2: 在 ISO 2394: 1986 《结构可靠性的一般原理》中给出了有关极限状态的一般说明和设计方法。

根据第2册数据计算各个具体载荷 f_i , 并乘以适当的分项载荷系数。

然后根据第2册2.3节给出的组合将他们组合起来。

表 9.11 分项系数 γ_p

载 荷		节	载何情况 (见 2.3)		
			Casel	Casell	Caselll
自重 载荷	不利影响	2.2.1	1.22	1.16	1.10
	有利影响 - 估计重量		0.90	0.95	1.00
	有利于影响 - 测定重量		1.00	1.00	1.00
工作载荷		2.2.2.1	1.34	1.22	
驱动加速		2.2.3	1.34	1.22	1.10
气候影响		2.2.4		1.16	1.10

$\gamma_m=1.10$ 安装或拆卸工况的校核, 属于载荷情况 III

注: 现行文件 EN 13001-2 的表 10 内所给出的值也可采用。

9.11.2 非线性结构和自重的有利影响

第 3 册 3.5 节叙述了一种校正方法, 以证明其能胜任大变形结构的计算, 但是, 大变形并不是设计者要考虑采用类似校正方法的唯一情况。

将 2.3.1 和 3.2.1 或 3.4 节合起来, 载荷组合情况 I 下的计算应力条件可用下式表示:

$$\sigma\{\gamma_c(S_G+\Psi S_L+S_H)\} < \sigma_{cr}/v$$

式中: σ_{cr} 为屈服应力、失稳应力或屈曲应力, 要看哪一个最为不利;

V 为相应的系数 V_E 或 V_v 。

对任何结构系统, 上述公式也可以表示为:

$$v\sigma\{\gamma_c(S_G+\Psi S_L+S_H)\} < \sigma_{cr}$$

如果结构系统近似线性, 上述公式可以修正如下:

$$\sigma = k_g v \gamma_c S_G + k_L v \gamma_c \Psi S_L + k_h v \gamma_c S_H < \sigma_{cr}$$

式中系数 k_g , k_L 和 k_h 表示载荷 (S_G, S_L, S_H) 和计算应力之间的线性关系, 这些系数取决于起重机载荷的分布和类型。一个简化例子: 一根简支梁, 跨距为 l , 截面模量为 W , 受自重载荷 $*mg(S_G)$ 和跨中作用力 F (由载荷 $*S_L$ 产生), 则弯曲应力用下式算出。

$$\sigma = \frac{v \cdot \gamma_c \cdot mg \cdot l}{8 \cdot W} + \frac{v \cdot \gamma_c \cdot \Psi \cdot F \cdot l}{4 \cdot W}$$

$$\text{由上式可见 } k_g = \frac{l}{8 \cdot W} \quad \text{and} \quad k_L = \frac{l}{4 \cdot W}$$

为了校核某具体设计细节在所有载荷作用下的最不利结果, 显然应正确选取变动载荷的正负号以得出最大复合应力(如果这种组合实际上是可能的话), 此外, 载荷要乘上动力效应系数和相应的安全系数。

* 原文为载荷效应, 因与第 9.11.1 节中的载荷效应 S_k 的概念有悖, 且这儿明显系指载荷, 故改译为载荷——译者注。

但是,当自重载荷 S_G 使由变动载荷引起的应力的绝对值减小时(S_G 具有反向的有利的应力效应),则若将自重载荷乘上其系数将会导致极限应力的实际安全裕量下降的危险,为了维持预期的失效安全裕量,在下列情况下应采用第3.5节中所述的计算方法:

1、当自重载荷具有与变动载荷相反方向的效应,即自重载荷具有平衡效应时,例如:回转臂架起重机和塔式起重机的塔架和下部结构。

2、尤其是对这样的结构:自重载荷具有与变动载荷相反方向的效应,且由不同的结构件来承受拉力和压力的结构。

例1:在相反方向风力作用下,防风锚定装置的系杆承受向上和向下载荷之差,而车轮则承受全部向下载荷。

例2:台车销和铰接头连接件(如端盖),销承受全部压力,而连接件承受向上和向下载荷之差。

3、予应力结构

例:螺栓连接的法兰接头。在这种情况下,变动载荷要乘上系数 V ,但予应力载荷要取预计的最低额定值,自重载荷的系数,需视其对螺栓产生有利效应还是不利效应而在1和 V 之间选取。

9.12 轨道轮选择

第4册4.2.4节可用下文补充:

第4.2.4.1节推荐的方法可与表T.9.12.a和表T.9.12.b给出的 P_L 和 C_2 值一起使用:

表T.9.12.a P_L 值

轨道轮材料的抗拉强度 N/mm^2	P_L N/mm^2	轨道 最小强度 N/mm^2
$f_u > 500$	5.00	350
$f_u > 600$	5.60	350
$f_u > 700$	6.50	510
$f_u > 800$	7.20	510
$f_u > 900$	7.80	600
$f_u > 1000$	8.50	700

表T.9.12.b C_2 值

机构分级组别	C_2
M1 and M2	1.25
M3 and M4	1.12
M5	1.00
M6	0.90
M7 and M8	0.80

选用 P_L 值时,应注意使轨道轮踏面的淬火深度达0.01D采用上表后,不必再考虑第4册4.2.4.1.3节最后5段文字。

9.13 齿轮设计

第4册4.2.5节可用下文补充:

可以采用下述的标准或计算方法, 如:

- NF E 23015, 亨利特(Henriot)方法;
- DIN 3990;
- ISO 6336。

设计计算齿轮时, 系数 γ_m 不要和使用系数(K_a)重复使用, 但至少要等于 γ_m 。