



中华人民共和国国家标准

GB/T 22437.5—2021/ISO 8686-5:2017

代替 GB/T 22437.5—2008

起重机 载荷与载荷组合的设计原则 第 5 部分：桥式和门式起重机

Cranes—Design principles for loads and load combinations—
Part 5: Overhead travelling and portal bridge cranes

(ISO 8686-5:2017, IDT)

2021-12-31 发布

2022-07-01 实施

国家市场监督管理总局 发布
国家标准化管理委员会

目 次

前言	I
引言	III
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语和定义	1
4 符号	1
5 载荷与适用系数	3
5.1 常规载荷	3
5.2 偶然载荷	7
5.3 特殊载荷	11
5.4 其他载荷	13
6 适用的载荷、载荷组合和系数	13
7 加速效应的组合	17
附录 A (资料性) 偏斜运行载荷:简化计算方法的假设	19
参考文献	25

前 言

本文件按照 GB/T 1.1—2020《标准化工作导则 第 1 部分：标准化文件的结构和起草规则》的规定起草。

本文件是 GB/T 22437《起重机 载荷与载荷组合的设计原则》的第 5 部分。GB/T 22437 已经发布了以下部分：

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

本文件代替 GB/T 22437.5—2008《起重机 载荷与载荷组合的设计原则 第 5 部分：桥式和门式起重机》，与 GB/T 22437.5—2008 相比，除结构调整和编辑性改动外，主要技术变化如下：

- 更改了规范性引用文件(见第 2 章,2008 年版的第 2 章)；
- 增加了本文件所用的部分主要符号(见表 1)；
- 增加了作用在起重机质量上的反映重力载荷效应的起升冲击系数(ϕ_1)修正内容,给出了有利质量、不利质量的重力载荷效应系数的具体值(见 5.1.2)；
- 增加了起升动载系数(ϕ_2)的确定原则和情况(见 5.1.3.1)；
- 增加了考虑起重挠性件(钢丝绳/链条)的理论动载系数(ϕ_{21})计算公式,结合 GB/T 22437.1—2018,通过计算确定起升动载系数(ϕ_2)(见 5.1.3.2)；
- 增加了加速或减速引起载荷效应变化量的计算方法(见 5.1.5)；
- 增加了根据大、小车运行机构和回转机构的驱动类型,减速箱典型齿隙/开式齿轮较大齿隙,起升机构驱动类型,起升/下降动作选取 ϕ_5 (见表 3)；
- 增加了平均加速次数级别、定位运动效应系数(ϕ_p)的概念及取值方法(见 5.1.6)；
- 增加了偏斜角的计算方法(见 5.2.2.2)；
- 增加了摩擦滑移系数的计算方法(见 5.2.2.3)；
- 增加了根据四种计算模型选取刚性/柔性的桥式、门式起重机偏斜侧向力计算方法(见 5.2.2.4)；
- 增加了悬挂式起重机偏斜侧向力的计算方法(见 5.2.2.5)；
- 增加了“机构或部件意外失效引起的载荷”正/异常加载下的载荷组合情况(见 5.3.5)；
- 增加了“起升力限制器动态切断起升运动时引起的载荷”直/间接作用式起升力限制器的力限系数取值以及最大载荷的计算方法(见 5.3.6)；
- 增加了三组载荷组合：C9“起升力限制器动态切断引起的载荷”、C10“有效载荷丧失引起的载荷”、C11“安装、拆卸和运输引起的载荷”(见表 9)；
- 更改了载荷组合表的分项安全系数值(见表 9,2008 年版的表 1)；
- 更改了载荷组合表中“分项载荷系数”为“分项安全系数”(见表 9,2008 年版的表 1)；
- 增加了有效载荷丧失所引起的动力效应系数(ϕ_9)(见表 9)；
- 增加了附录 A“偏斜运行载荷：简化计算方法的假设”(见附录 A)。

本文件等同采用 ISO 8686-5:2017《起重机 载荷与载荷组合的设计原则 第 5 部分：桥式和门式起重机》。

请注意本文件的某些内容可能涉及专利。本文件的发布机构不承担识别专利的责任。

本文件由中国机械工业联合会提出。

本文件由全国起重机械标准化技术委员会(SAC/TC 227)归口。

本文件起草单位:太原科技大学、北京起重运输机械设计研究院有限公司、河南卫华重型机械股份有限公司、北京起重运输机械设计研究院有限公司河南分院、浙江冠林机械有限公司、北京科正平工程技术检测研究院有限公司、河南省矿山起重机有限公司、微特技术有限公司、青岛市黄岛区市场监督管理综合保障中心、法兰泰克重工股份有限公司、河南省大方重型机器有限公司、青岛海西重机有限责任公司。

本文件主要起草人:徐格宁、张培、董青、戚其松、林夫奎、刘永刚、王玉金、杨卫波、崔红哲、瞿朋、杨兆荣、袁秀峰、滕云、国红波、罗祯利。

本文件于 2008 年首次发布,本次为第一次修订。

引 言

GB/T 22437《起重机 载荷与载荷组合的设计原则》是起重机设计载荷的输入,是进行理论设计计算和试验验证起重机机构、零部件、金属结构承载能力的原则基础,旨在统一国内起重机的载荷与载荷组合的设计原则,由五个部分构成。

- 第1部分:总则。目的在于规定各种载荷计算的通用方法和选择载荷组合的一般原则。
- 第2部分:流动式起重机。目的在于规定流动式起重机的载荷与载荷组合的设计原则。
- 第3部分:塔式起重机。目的在于规定载荷与载荷组合的设计原则在塔式起重机中的应用。
- 第4部分:臂架起重机。目的在于规定一般设计原则在臂架起重机中的应用。
- 第5部分:桥式和门式起重机。目的在于规定载荷与载荷组合的设计原则在桥式和门式起重机中的应用。

起重机 载荷与载荷组合的设计原则

第 5 部分：桥式和门式起重机

1 范围

本文件规定了 GB/T 22437.1—2018 在 ISO 4306-1 所定义的桥式和门式起重机中的应用,并且对所使用的系数给出了具体数值。

2 规范性引用文件

下列文件中的内容通过文中的规范性引用而构成本文件必不可少的条款。其中,注日期的引用文件,仅该日期对应的版本适用于本文件;不注日期的引用文件,其最新版本(包括所有的修改单)适用于本文件。

GB/T 6974.5—2008 起重机 术语 第 5 部分:桥式和门式起重机(ISO 4306-5:2005, IDT)

GB/T 10183.1—2018 起重机 车轮及大车和小车轨道公差 第 1 部分:总则(ISO 12488-1:2012, IDT)

GB/T 20863.1—2021 起重机 分级 第 1 部分:总则(ISO 4301-1:2016, IDT)

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(ISO 8686-1:2012, IDT)

GB/T 30024—2020 起重机 金属结构能力验证(ISO 20332:2016, IDT)

ISO 4302:2016 起重机 风载荷估算(Cranes—Wind load assessment)

3 术语和定义

GB/T 6974.5—2008 和 GB/T 22437.1—2018 界定的术语和定义适用于本文件。

4 符号

下列符号适用于本文件。

表 1 符号

符号	含义
a	加速度或减速度值
a	用于确定 ϕ_1 值的附加项
b_j	沿起重机运行方向,车轮 j 到中轴线 x_b 的距离
C_H	起重机结构和起升钢丝绳系统在载荷悬挂点的弹性系数
d_j	沿起重机运行方向,前端导向装置到车轮 j 的距离
e	自然对数的底,取值为 2.718

表 1 符号(续)

符号	含义
$F_{\max,L}$	最大载荷
f_{uc}	链条钢材的极限强度
g	重力加速度
h_M	用单位力矩产生的角位移表示的门架柔度
l	起重机跨度
l_r, l_c	钢丝绳/链条的悬垂长度
M	作用于浮动侧端梁车轮上的力 Y_j 产生的使该端梁转动的力矩
M	桥、门架和无导向装置侧端梁之间的力矩
m	加速度或减速度 a 作用的质量
m_H	起升载荷(总载荷)的质量
m_{RC}	额定起升载荷的质量
m_T	带载起重机的总质量
R_r	钢丝绳级别
$S_{(f)}$	最终载荷效应
$S_{(i)}$	初始载荷效应
S_j	选择系数
t_{br}	制动响应时间
t_{IAL}	间接作用式起升力限制器的响应时间
t_{st}	通过制动和增大钢丝绳拉力,使起升机构在失速状态下停止的时间
v_h	最大起升速度
$v_{h,max}$	最大稳定起升速度
W	合成车轮力
Y_F	导向装置上的侧向力(导向力)(GB/T 22437.1—2018 中的 F_y)
Y_j	车轮 j 接触点的侧向力(GB/T 22437.1—2018 中的 F_{yij})
Z_a	钢丝绳/链条的实际利用系数
Z_j	车轮 j 垂直方向上的力
Z_j	车轮 j 的轮压, $Z_j \geq 0 (j = 1, 2, \dots, n)$, n 为车轮个数 小车承受最大载荷,小车位于起重机无导向装置一侧
Z_{1i}	轴 i 上第 1 个车轮的轮压
Z_{2i}	轴 i 上第 2 个车轮的轮压
sgn	符号函数
α	偏斜角,单位为弧度
α	触发系数

表 1 符号(续)

符号	含义
α_g	车轮轮缘/导向轮与轨道侧面间隙引起的偏斜角分量
α_w	车轮轮缘/导向轮与轨道侧面磨损引起的偏斜角分量
α_t	车轮/轨道直线度公差引起的偏斜角分量
$\Delta\alpha$	弹性变形所引起的附加偏斜角分量
$(\dot{\alpha}/\dot{x})$	桥、门架转动速度与小车运行速度的比值
ϕ_{DAL}	直接作用式起升力限制器的力限系数
ϕ_{IAL}	间接作用式起升力限制器的力限系数
ϕ_s	起重机驱动装置加速引起动载荷的增大系数
ϕ_p	连续定位运动效应系数
μ_0	附着系数
$\mu_i(\sigma_j)$	由侧向滑移 σ_j 引起的车轮 j 的摩擦系数
μ_i	摩擦滑移系数(GB/T 22437.1—2018 中的 f)
σ_j	车轮 j 的侧向滑移
σ	滑移系数

5 载荷与适用系数

5.1 常规载荷

5.1.1 通用要求

在防屈服、防弹性失稳及需要时的防疲劳失效能力的验证计算中,应按照 GB/T 22437.1—2018 的 6.1 和下述修正内容考虑正常工作时的常规载荷。

5.1.2 作用在起重机质量上的起升和重力效应

起重机质量(自重)产生的重力应乘以起升冲击系数(ϕ_1),如公式(1)所示:

$$\phi_1 = 1 + a \quad \dots\dots\dots(1)$$

式中:

——对于不利质量的重力载荷效应,系数: $a = 0.1, \phi_1 = 1.1$;

——对于有利质量的重力载荷效应,系数: $a = -0.05, \phi_1 = 0.95$ 。

否则,应通过测试或计算获得 ϕ_1 的取值。

对于工作在碎屑污染环境中的起重机,固定载荷计算应考虑沉积在起重机上表面的此类堆积物。

5.1.3 起升无约束的地面载荷

5.1.3.1 通则

当地面载荷的重量转移到起重挠性件(钢丝绳/链条)上时,起升载荷应乘以代表作用在起重机上附加动载荷的系数 ϕ_2 。

假定在最极端的条件下,当起升机构达到其最大起升速度时,起重挠性件(钢丝绳/链条)处于松弛状态。在此条件下,动态附加载荷与起升速度成正比,其比例系数(起升状态级别)取决于起重机的刚度特性和质量分布(见 GB/T 22437.1—2018 中 6.1.2.1.1 的 β_2)。

在起重机的实际作业中,除主要部件外其他部分(例如:起重吊索、其他起重装置、载荷本身、起重机基础)的控制系统、阻尼和弹性等其他因素亦会影响实际动态效应。这些依存关系和起升动载系数(ϕ_2)的确定,在 GB/T 22437.1—2018 的 6.1.2.1.2 中通过起升状态级别体现。

对于起升动载系数(ϕ_2)的确定,应采用下述原则:

- 通过选择起升状态级别计算得出;
- 由其他替代方法确定,见 5.1.3.5。

起升状态级别和起升动载系数(ϕ_2),也可通过下述计算得出:

- 根据 GB/T 22437.1—2018 的 6.1.2.1.2;
- 根据 5.1.3.2~5.1.3.4 确定起升状态级别和起升动载系数(ϕ_2)。

用于确定动载系数的起升速度应真实地反映起重机的实际使用情况和可能发生的异常事件。应考虑以下两种情况:

- 起重机正常工作时,从钢丝绳松弛状态下起升机构以可控速度开始起升,根据 GB/T 22437.1—2018 表 2b 中载荷组合 A 和 B 选取起升速度;
- 特殊情况时,从钢丝绳松弛状态下起升机构以最大速度开始起升,根据 GB/T 22437.1—2018 表 2b 中载荷组合 C 选取起升速度。

5.1.3.2 理论动载系数(ϕ_{2t})的确定

GB/T 22437.1—2018 中起升状态级别应通过理论动载系数(ϕ_{2t})的选取来确定, ϕ_{2t} 应根据下列方法之一进行估算。

- 考虑弹性、惯性和阻尼特性进行完整的动力学仿真,前 3 s 内作用在起重挠性件(钢丝绳/链条)上的最大载荷等于起升载荷与理论动载系数(ϕ_{2t})的乘积。
- 采用简化公式(2)进行计算。

$$\left. \begin{aligned} \text{a) 对于带有钢丝绳起升机构的起重机: } \phi_{2t} &= 1 + \frac{2.8 \times v_{h,\max}}{0.45 + \left(\frac{R_r \times l_r}{1\,500 \times Z_a} \right)^{0.5}} \\ \text{b) 对于带有链条起升机构的起重机: } \phi_{2t} &= 1 + \frac{2.8 \times v_{h,\max}}{0.45 + \left(\frac{f_{uc} \times l_c}{150 \times Z_a} \right)^{0.5}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2)$$

式中:

- $v_{h,\max}$ ——最大稳定起升速度,单位为米每秒(m/s);
- R_r ——钢丝绳级别,单位为牛每平方米(N/mm²);
- f_{uc} ——链条钢材的极限强度,单位为牛每平方米(N/mm²);
- l_r, l_c ——钢丝绳/链条的悬垂长度,单位为米(m);
- Z_a ——钢丝绳/链条的实际利用系数(钢丝绳/链条缠绕系统的总破断拉力除以起升载荷)。

起升地面载荷时,钢丝绳/链条的悬垂长度(l_r/l_c)应视为上、下钢丝绳滑轮/链轮之间的典型距离。当部分或全部起重挠性件带载偏离垂直方向时,应调整钢丝绳/链条的悬垂长度,以确保垂直方向具有等效的柔性。

注:此简化公式考虑了起重机零部件的刚度、质量以及载荷。

起升状态级别可根据表 2 选取。

表 2 起升状态级别的选取

计算结果条件	GB/T 22437.1—2018 中起升状态级别
$\phi_{2t} \leq 1.07 + 0.24 \times v_{h,max}$	HC1
$1.07 + 0.24 \times v_{h,max} < \phi_{2t} \leq 1.12 + 0.41 \times v_{h,max}$	HC2
$1.12 + 0.41 \times v_{h,max} < \phi_{2t} \leq 1.17 + 0.58 \times v_{h,max}$	HC3
$1.17 + 0.58 \times v_{h,max} < \phi_{2t}$	HC4

5.1.3.3 起升速度的选择

代表载荷组合 A 和 B 中正常工作和载荷组合 C 中的特殊情况的起升速度,应根据系统提供的起升驱动级别和 GB/T 22437.1—2018 表 2b 选取。

5.1.3.4 起升动载系数(ϕ_2)的计算

根据 GB/T 22437.1—2018 的 6.1.2.1.1,用 5.1.3.2 和 5.1.3.3 中选择的起升状态级别和确定起升速度计算起升动载系数(ϕ_2)。

5.1.3.5 通过测试确定起升动载系数(ϕ_2)

起升动载系数(ϕ_2)亦可通过一台等效的起重机测试获得。不同起升速度下的测定值应直接用于计算而与起升状态级别无关。

通过测试或动态仿真得到的挠度动态增量包括了含起重小车在内的起重机质量的动力效应,见 5.1.2。a 所代表的部分可从最终 ϕ_2 的估算中移除,以避免在 ϕ_1 和 ϕ_2 中重复考虑。

5.1.4 在非平坦路面上运行引起的载荷

道路内或道路外或者轨道上运行的带载或空载起重机的动力效应,通过运行冲击系数(ϕ_4)予以考虑。对于连续轨道或接头经打磨平顺的焊接轨道, $\phi_4=1.0$ 。

对于道路或具有高低错位或间隙的轨道,应根据 GB/T 22437.1—2018 计算 ϕ_4 。对于轮胎起重机,应考虑轮胎的弹性。

5.1.5 驱动机构加速引起的载荷

对于起重机的驱动运动,加速或减速引起载荷效应的变化量(ΔS)由公式(3)确定:

$$\Delta S = S_{(t)} - S_{(i)} \quad \dots\dots\dots(3)$$

式中:

$S_{(t)}$ ——最终载荷效应;

$S_{(i)}$ ——初始载荷效应。

注:载荷效应变化值(ΔS)是由驱动力变化值(ΔF)引起的,其公式为 $\Delta F = F_{(t)} - F_{(i)}$,其中, $F_{(t)}$ 是最终驱动力,而 $F_{(i)}$ 是初始驱动力。

由驱动力产生的加速度或减速度在起重机中引起的载荷可采用刚体动力学模型计算。载荷效应(S)应施加到承受驱动力的部件和起重机的适当位置以及起升载荷上。由于刚体分析不能直接反映弹性效应,因此应根据 GB/T 22437.1—2018 的 6.1.4,采用机构驱动加(减)速动载系数(ϕ_5),按公式(4)计算载荷效应(S):

$$S = S_{(i)} + \phi_p \times \phi_5 \times a \times m \quad \dots\dots\dots(4)$$

式中：

$S_{(i)}$ ——初始载荷效应；

ϕ_5 ——起重机驱动装置加速引起的动载荷的增大系数；

ϕ_p ——连续定位运动效应系数，见 5.1.6，取值见表 6；

a ——加速度或减速度值；

m ——加速度或减速度 a 作用的质量。

除非通过弹性模型计算或测试获得更精确的系数 ϕ_5 ，否则应由表 3 和表 4 选取。 ϕ_p 应从表 6 选取。

若力 (S) 受摩擦或驱动机构属性的限制，则应用摩擦力代替计算的力 (S)。

表 3 大、小车运行机构和回转机构的加(减)速动载系数(ϕ_5)

驱动类型	减速箱典型齿隙	开式齿轮较大齿隙
无级速度控制	1.2	1.5
多级速度控制	1.6	2.0
二级速度控制	1.8	2.2
单级速度控制	2.0	2.4

表 4 起升机构的加(减)速动载系数(ϕ_5)

驱动类型	起升	下降
无级速度控制	1.05	1.10
多级速度控制	1.15	1.20
二级速度控制	1.20	1.35
单级速度控制	1.20	1.30

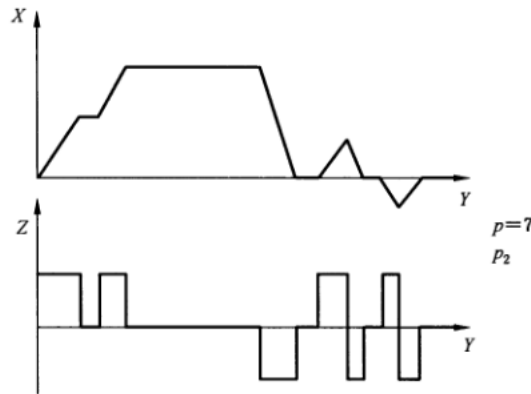
注：表 3 和表 4 中的系数考虑了速度的起始、结束及变化。

5.1.6 载荷的定位

驱动载荷到达预定位置的预期和附加的加速次数，均应考虑至能力验证中。根据 GB/T 20863.1—2021 的 7.6，这应通过平均加速次数 (p) 来体现，表 5 给出了平均加速次数的分级，图 1 为图示说明。

表 5 平均加速次数

级别	平均加速次数
P_0	$p = 2$
P_1	$2 < p \leq 4$
P_2	$4 < p \leq 8$
P_3	$8 < p$



标引符号说明：
 X —— 速度；
 Y —— 时间；
 Z —— 加速度。

图 1 级别 P 示例

表 6 系数 ϕ_p

根据表 5 的载荷定位级别	ϕ_p
P_0	1.0
P_1	
P_2	1.15
P_3	1.3

当未能以最佳方式进行定位运动时,可能会使总载荷效应增大,应根据级别 P 采用定位运动效应系数 (ϕ_p) 考虑此情况。

5.1.7 位移引起的载荷

根据 GB/T 22437.1—2018 的 6.1.5,设计计算中应考虑位移引起的载荷。

若与轨道跨度变化或支承变形有关的位移保持在 GB/T 10183.1—2018 第 5 章规定的极限值以内,则在应力分析中不必考虑它们的影响。

5.2 偶然载荷

5.2.1 概述

根据 GB/T 22437.1—2018 和下述修正,在防弹性失稳的能力验证中应考虑很少发生的偶然载荷及效应,但在疲劳评估中通常可以不考虑。

5.2.2 偏斜运行引起的载荷

5.2.2.1 通则

一般而言,偏斜载荷通常作为偶然载荷,并应归于载荷组合 B,但它们发生的频率随着起重机或小车的类型、结构形式、轮轴平行度的精度以及使用工况而变化。个别情况下,发生的频率将决定它们是偶然载荷还是常规载荷。

对于有防偏斜运行装置的情况,在不考虑防偏斜装置的影响下所计算出的偏斜侧向力应归于载荷组合 C。若起重机能在防偏斜装置不起作用的情况下正常使用,则偏斜侧向力应归于载荷组合 B。

支承式起重机和小车的偏斜侧向力应根据 5.2.2.2~5.2.2.4 和附录 A 中提供的考虑起重机结构刚性和柔性的简化方法进行计算。悬挂式起重机的偏斜侧向力应根据 5.2.2.5 计算。

注 1: GB/T 22437.1—2018 的 6.2.2 中所给出的方法适用于刚性结构。由于桥式起重机和门式起重机兼有刚性和柔性特性,因此需要给出一种更为通用的方法。并且,此方法考虑了柔性结构、车轮数量不均、轮压分布不均以及不同类型的导向装置和防偏斜装置。

注 2: 当起重机运行的滚动合成方向与轨道方向不再一致时,以及前端导向装置与轨道接触时,会由偏斜运行产生偏斜侧向力。这是由于起重机制造(车轮孔)和运行轨道(弯曲、扭曲)制造过程中的公差和出现的误差引起的。偏斜侧向力的大小和分布主要取决于轨道与轮缘或导向轮之间的间隙以及导向轮的位置,还取决于车轮的数量、布置、轴承布置和转速的同步性以及结构的柔性。

注 3: 在运行过程中使用防偏斜装置会减小轨道和导向装置之间的导向力,这也会减小车轮的侧向滑动力,但宜考虑由于车轮水平偏斜公差和结构侧向变形而仍然保留的少许侧向滑动的影响。

5.2.2.2 偏斜角

偏斜角的计算方法如下:

设计所考虑的偏斜角可按公式(5)计算:

$$\alpha = \alpha_g + \alpha_w + \alpha_t \quad \dots\dots\dots (5)$$

式中:

α ——设计时考虑的偏斜角;

α_g ——车轮轮缘/导向轮与轨道侧面间隙引起的偏斜角分量,其值等于 S_g 与 W_b (见图 2)之比;

α_w ——车轮轮缘/导向轮与轨道侧面磨损引起的偏斜角分量;

α_t ——车轮/轨道水平偏斜引起的偏斜角分量。

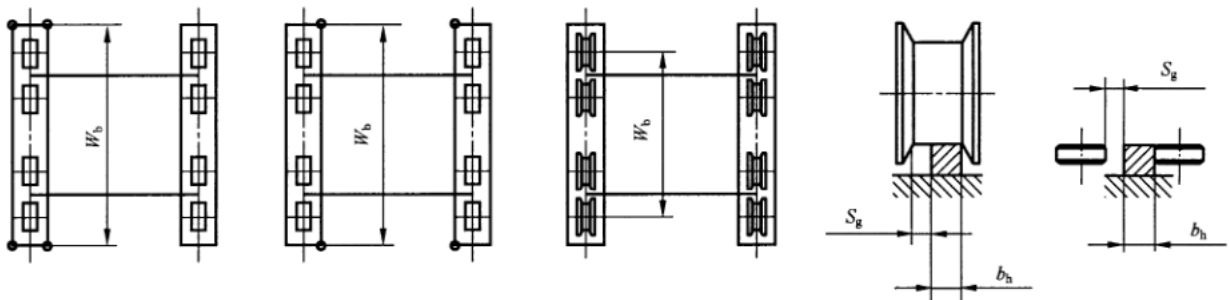


图 2 偏斜角度参数

偏斜角的取值应按 GB/T 22437.1—2018 的表 E.2 进行选取。

为确保起重机、小车运行良好,偏斜角应小于或等于 0.015 rad。

注: 由于桥式和门式起重机及其小车很少使用全轨道间隙,所以对于较大的轨道间隙,偏斜运行角减小到 75%。通常仅前端导向装置与轨道相接触。

5.2.2.3 摩擦滑移关系

对于纵向和侧向摩擦滑移系数应按简化经验关系公式(6)计算:

$$\mu_i = \mu_0 (1 - e^{-250\sigma}) \quad \dots\dots\dots (6)$$

式中:

μ_i ——摩擦滑移系数(GB/T 22437.1—2018 的 E.2 中的 f);

μ_0 ——附着系数,对于清洁轨道 $\mu_0=0.3$;对于正常作业环境下的非清洁轨道 $\mu_0=0.2$;

e ——自然对数的底, $e=2.718$;

σ ——滑移系数。

注:滑移系数(σ)为纵向/侧向滑移距离与相应运行距离之比,对于侧向滑移,滑移系数等于瞬态总偏斜运行角度(α 或 $\alpha+\Delta\alpha$),见 A.3.2。

5.2.2.4 偏斜侧向力计算方法的选取

应采用两种简化计算方法之一:刚性法或柔性法。刚性法假定起重机和运行轨道系统均为刚性。而柔性法假定结构是柔性的。在不能确定的情况下,宜采用柔性法。根据表 7 中起重机大/小车结构形式选择计算模型。

表 7 桥式和门式起重机偏斜侧向力的计算模型

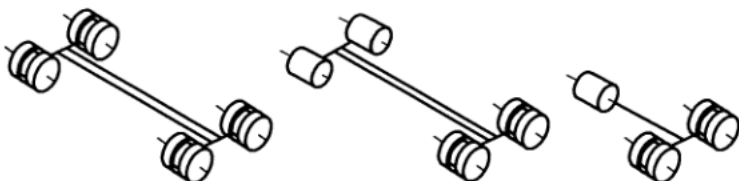
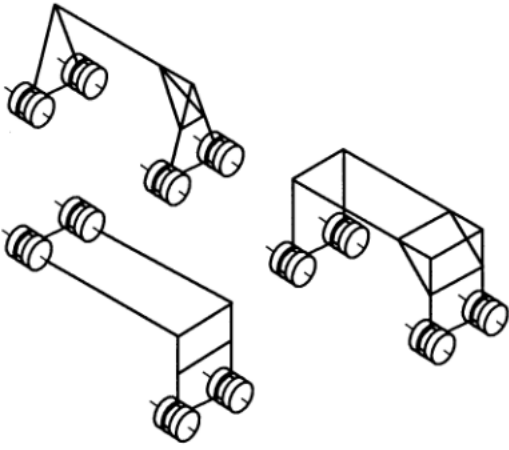
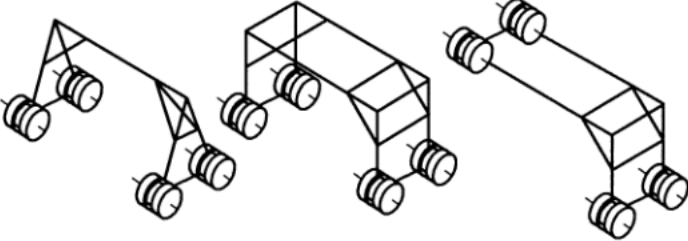
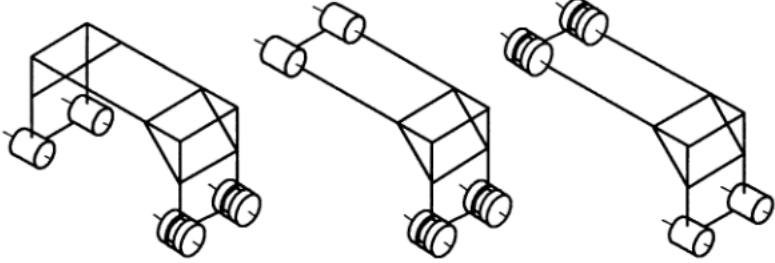
类型	结构支承形式	偏斜侧向力的适用计算方法
A	 <p>桥式起重机大、小车; 桥式起重机大、小车,均匀、水平、刚性很大; 导向装置处于一侧或两侧端梁上</p>	采用刚性法计算
B	 <p>带铰的起重机,或者带柔性支承的起重机(图中“·”=绕着平行于起重机轨道轴线转动的铰); 导向装置处于两侧端梁上</p>	各端梁采用刚性法分别计算; 就偏斜侧向力而言,起重机可分解为近乎独立、分别导向的端梁

表 7 桥式和门式起重机偏斜侧向力的计算模型 (续)

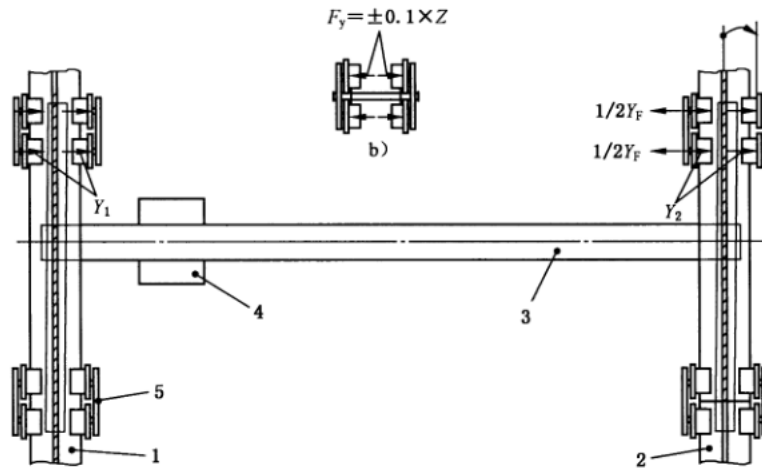
类型	结构支承形式	偏斜侧向力的适用计算方法
C	 <p>不带铰的起重机； 导向装置处于两侧端梁上</p>	采用刚性法计算
D	 <p>不带铰的起重机； 导向装置仅位于一侧端梁上</p>	计算方法取决于结构的柔性； 由刚性法计算结果确定
<p>计算步骤：</p> <p>a) 采用刚性法计算偏斜侧向力；</p> <p>b) 有导向装置的端梁采用固定支承，无导向装置的端梁采用浮动支承，把用刚性法计算得到的载荷施加在浮动支承的端梁上，初始平行的两端梁彼此之间形成一个角度差 $\Delta\alpha$，如图 A.2 所示；</p> <p>c) 如果 $\mu_f(\alpha + \Delta\alpha)/\mu_f(\alpha) > 1.1$，应采用柔性法计算偏斜侧向力，否则可采用刚性法计算。</p> <p>例如，$\mu_f(\alpha) = \mu_0[1 - e^{-250\alpha}]$ 和 $\mu_f(\alpha + \Delta\alpha) = \mu_0[1 - e^{-250(\alpha + \Delta\alpha)}]$</p>		

5.2.2.5 悬挂式起重机的偏斜侧向力

对具有刚性结构并运行在刚性固定轨道梁下翼缘板上的悬挂式起重机，其偏斜侧向力应按与支承式起重机相同的计算原理计算，见 A.3。而导向力 (Y_F) (GB/T 22437.1—2018 中 E.2 的 F_y) 可分配在引导平衡台车的两个车轮轮缘上。伴随平衡台车上较小的偏斜侧向力可忽略不计。图 3 给出了一个结构示例及一组最不利偏斜侧向力的组合。

对一侧轨道梁(或两侧都)或一侧轨道上的平衡台车能够横向浮动的结构，侧向力(Y_1 和 Y_2)由两个引导平衡台车各自的导向力(Y_F)平衡。

在这种情况下，图 3 中的导向力($1/2Y_F$)通常应取车轮最大静垂直力(Z)的 20%。而摩擦力(Y_1 和 Y_2)为每个车轮垂直力的 10%。导向力(Y_F)和摩擦力(Y)分别在两侧轨道上互相平衡，而在平衡台车内形成内力系统，见图 3 中的 b)，并在底部轨道的翼缘板内形成局部内力系统。这些局部平衡的力不会作为外力施加在起重机结构上。



标引序号和符号说明：

- 1 ——轨道梁 1 的下翼缘板和腹板；
- 2 ——轨道梁 2 的下翼缘板和腹板；
- 3 ——起重机主梁,轨道下方的端梁没有画出；
- 4 ——带载葫芦小车；
- 5 ——悬挂式起重机四角上的 4 轮平衡台车；
- Y_1 ——作用于车轮与轨道梁 1 下翼缘板上表面之间横向摩擦的偏斜侧向力；
- Y_2 ——作用于车轮与轨道梁 2 下翼缘板上表面之间横向摩擦的偏斜侧向力；
- Y_F ——作用于引导平衡台车车轮轮缘的导向力(GB/T 22437.1—2018 的 E.2 中的 F_y)；
- F_y ——设计平衡台车时考虑的最小横向力,如图 3 中的 b)所示；
- Z ——垂直方向的最大动态车轮力。

图 3 悬挂式起重机的偏斜侧向力

除偏斜运行外,悬挂式起重机平衡台上的侧向力也可由非对称加载起重机的加速度、葫芦小车和载荷的加速度产生。这些力应根据 5.1.5 考虑。

5.3 特殊载荷

5.3.1 概述

根据 GB/T 22437.1—2018 和下述的补充和修正,特殊载荷及其效应也很少出现,并且通常在疲劳评估中也同样可以不予考虑。特殊载荷包括由试验、非工作状态风、缓冲力、倾翻以及意外停机、驱动部件失效和起重机基础支撑的外部激励引起的载荷。

5.3.2 试验载荷

试验载荷应在起重机的使用配置下施加。不应改变起重机系统,例如增大平衡重。

根据 GB/T 22437.1—2018 的 6.3.2,在试验载荷条件下,悬挂在起重机上总起升质量应乘以系数 ϕ_6 。

在试验状态的验证计算中,GB/T 22437.1—2018 中给定的最小级别风速,应只对室外用起重机予以考虑。

5.3.3 缓冲力引起的载荷

对于使用缓冲器的场合,根据 GB/T 22437.1—2018 的 6.3.3 和下述修正,借助刚体分析计算出的碰撞力应乘以缓冲器碰撞弹性效应系数(ϕ_7),来反应动态效应。

缓冲力应由不包括自由悬挂载荷(自由水平摇摆)的起重机移动质量在 85%额定运行速度下产生的动能计算得到;对于起重小车,应由不包括自由悬挂载荷的小车移动质量在 100%额定运行速度下产生的动能计算得到。若缓冲碰撞发生之前通过一个限制功能启动制动动作:

- 对于不受风载作用的起重机和小车,缓冲力应由不包括自由悬挂载荷的移动质量在 70%额定运行速度下产生的动能计算得到;
- 对于受风载作用的起重机和小车,缓冲力应由不包括自由悬挂载荷的移动质量在 85%额定运行速度下产生的动能计算得到;若在缓冲计算中包括了风力,可采用 70%的额定运行速度。

对于上述两种情况,根据 GB/T 30024—2020 的 5.2.3.2,缓冲器终端止挡器支承的夹紧摩擦型(抗滑移)连接设计时应考虑具体抗力系数 $\gamma_{ss} = 1.8$ 。

计算中,可借助系数 $f = 0.18$ 考虑由车轮和轨道之间的摩擦接触产生的运动阻力。

5.3.4 意外停机引起的载荷

应根据 GB/T 22437.1—2018 的 6.3.6 及下述修正计算意外停机引起的载荷。

ϕ_s 应设置为 2,或通过实验或动态分析进行确定。

5.3.5 机构或部件意外失效引起的载荷

为了安全起见,采用两套(双联)机构或部件或者用其他方式保护机构或部件时,应考虑这些载荷作用。

应假定任一系统的任何部分均可发生失效。对于有备用制动器提供保护的情况,应假定工作制动系统的失效和备用制动器的激活都是在最不利的状态下发生的。

应根据 5.1.5 计算上述失效产生的荷载,并考虑任何由此产生的影响。

对于下列两种情况,应对起升机构的两套(双联)部件进行计算。

- 常规加载状态,机构的所有部件作为一个整体运行,共同承担起升载荷。这应划归为载荷组合 A 而用于疲劳和静态强度验证。
- 特殊加载状态,考虑机构中任何单一部件的失效。失效发生期间机构剩余部分的加载应划归为载荷组合 C,用于剩余部分静强度的验证。由失效引起的动载系数(ϕ_s)可通过动态分析确定,否则应取 $\phi_s = 1.5$ 。该系数应用于失效后剩余的有效系统所承载的总载荷。

5.3.6 起升力限制器动态切断起升运动时引起的载荷

如果起重机的起升机构配备了起升力限制器,在能力验证计算中应考虑由此而产生的力。

当起升载荷时,起升力限制器根据限制器的类型、驱动控制系统和起重机的机械特性将起升力限制在某一水平上。

有两种不同类型的限制器:

- a) 直接作用式起升力限制器(DAL),将起升系统中的力限制在规定的级别,例如基于摩擦的滑动离合器或液压起升系统的压力限制;
- b) 间接作用式起升力限制器(IAL),测量作用在系统上的力并激活第二个装置以停止运动。

力限系数(ϕ_L)取决于限制器的类型。

直接作用式起升力限制器(见 5.3.6.1), $\phi_L = \phi_{DAL}$ 。

间接作用式起升力限制器(见 5.3.6.2), $\phi_L = \phi_{IAL}$ 。

5.3.6.1 直接作用式起升力限制器动态切断起升运动时引起的载荷

直接作用式起升力限制器工作时,作用在起重机上的最大载荷($F_{max,L}$)应按公式(7)计算:

$$F_{max,L} = (\phi_{DAL} \times m_{RC} + m_H - m_{RC})g \dots\dots\dots(7)$$

式中:

- $F_{\max,L}$ ——最大载荷,单位为牛(N);
 ϕ_{DAL} ——直接作用式起升力限制器的力限系数;
 m_{RC} ——额定起升载荷质量,单位为千克(kg);
 m_{H} ——起升载荷(总载荷)的质量,单位为千克(kg);
 g ——重力加速度,9.81 m/s²。

对于液压系统, ϕ_{DAL} 应小于或等于1.4。对于摩擦力矩限制器或气动系统 ϕ_{DAL} 应小于或等于1.6。

5.3.6.2 间接作用式起升力限制器动态切断起升运动时引起的载荷

在超载、失速载荷和相关的障碍载荷情况下,由间接作用式起升力限制器动作产生而施加在起重机上的最大载荷($F_{\max,L}$)应按公式(8)计算:

$$F_{\max,L} = (\phi_{\text{IAL}} \times m_{\text{RC}} + m_{\text{H}} - m_{\text{RC}})g \quad \dots\dots\dots(8)$$

式中:

- $F_{\max,L}$ ——最大载荷,单位为牛(N);
 ϕ_{IAL} ——间接作用式起升力限制器的力限系数;
 m_{RC} ——额定起升载荷的质量,单位为千克(kg);
 m_{H} ——起升载荷(总载荷)的质量,单位为千克(kg);
 g ——重力加速度,9.81 m/s²。

$F_{\max,L}$ 表示触发动作和起升运动休止后起升系统中的最终载荷。计算时应适当考虑起升机构和结构整体的刚度以及间接作用式起升力限制器的运行。

间接作用式起升力限制器的力限系数(ϕ_{IAL})应按公式(9)计算:

$$\phi_{\text{IAL}} = \alpha + \frac{[C_{\text{H}} \times v_{\text{h}}(t_{\text{IAL}} + t_{\text{br}} + 0.5t_{\text{st}})]}{m_{\text{RC}} \times g} \quad \dots\dots\dots(9)$$

式中:

- α ——触发系数;
 v_{h} ——触发间接作用式起升力限制器的最大起升速度,单位为米每秒(m/s);
 m_{RC} ——额定起升载荷的质量,单位为千克(kg);
 t_{IAL} ——间接作用式起升力限制器的响应时间,单位为秒(s);
 t_{br} ——制动响应时间,单位为秒(s);
 t_{st} ——通过制动和增大钢丝绳拉力,使机构在失速状态下停止的时间,单位为秒(s);
 C_{H} ——起重机结构和起升钢丝绳系统在载荷悬挂点的弹性系数,单位为牛每米(N/m)。

通常触发系数(α)应小于或等于1.25。

在正常运行中,当地面载荷的重量转移到起重挠性件(钢丝绳/链条)上时,动载系数(ϕ_2)高于触发系数,可能需要延迟触发系统。若提供了此系统,则触发系数的取值宜比 ϕ_2 高5%。

5.4 其他载荷

根据 GB/T 22437.1—2018 的 6.4 应考虑的其他载荷,包括安装载荷、拆卸载荷以及平台和通道上的载荷。

6 适用的载荷、载荷组合和系数

在载荷组合中应使用表 8 中给出的考虑动态效应的系数 ϕ_n 。

表 8 系数 ϕ_n

表 9 中 对应行号	ϕ_n	参考 GB/T 22437.1—2018	系数 ϕ_n 取值/荷载取值/相关标准
1	ϕ_1	6.1.1	见 5.1.2
2	ϕ_2	6.1.2.1	见 5.1.3
	ϕ_3	6.1.2.2	见 GB/T 22437.1—2018
3	ϕ_4	6.1.3.2 和附录 C	ϕ_4 应按 GB/T 22437.1—2018 附录 C 进行估算并结合 5.1.4 的修正
4 和 5	ϕ_5	6.1.4 和附录 D	见 5.1.5
6		6.1.5	见 5.1.6
7		6.2.1.1	见 ISO 4302:2016, 第 5 章
8		6.2.1.2	见适用区域的冰雪荷载情况
9		6.2.1.3	见适用环境和局部温度变化
10		6.2.2	见 5.2.2 和附录 A
11	ϕ_2	6.1.2.1.3	见 5.1.3
12		6.3.1	ISO 4302:2016, 第 6 章
13	ϕ_6	6.3.2	见 5.3.2
14	ϕ_7	6.3.3	见 5.3.3
15		6.3.4	见 GB/T 22437.1—2018
16	ϕ_5	6.3.6	见 5.3.4
17	ϕ_5	6.3.7	见 5.3.5
18		6.3.8	GB/T 22437.1—2018
19			见 5.3.6
20	ϕ_9	6.3.5	GB/T 22437.1—2018
21		6.4.1	GB/T 22437.1—2018

载荷组合应符合 GB/T 22437.1—2018 的原则,见表 9。

表 9 载荷与载荷组合

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_p	A1	A2	A3	A4	分项安全系数 γ_p	B1	B2	B3	B4	B5	分项安全系数 γ_p	C1	C2	C3	C4		C5	C6	C7	C8	C9	C10	C11	行号
载荷类别 常规载荷(见 GB/T 22437.1—2018,6.1) 偶然载荷(见 GB/T 22437.1—2018,6.2) 特殊载荷(见 GB/T 22437.1—2018,6.3)	重力 加速度 冲击力	1) 起重机的质量	a	ϕ_1	ϕ_1	1	—	—	—	—	—	a	ϕ_1	1	ϕ_1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		2) 总载荷的质量	1.34	ϕ_2	ϕ_3	1	—	1.22	ϕ_2	ϕ_3	1	—	1.10	—	7	—	1	1	1	1	1	1	ϕ_1	1	—	2
		3) 在不平坦路面上运行的起重机和起升载荷的质量	1.22	—	—	—	ϕ_4	—	—	—	ϕ_4	ϕ_4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3
	驱动 加速度	4) 起重机和总载荷的质量	1.34	ϕ_5	ϕ_5	—	ϕ_5	—	ϕ_5	—	ϕ_5	—	1.22	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	4
		a) 不包括起升机构 b) 包括起升机构	—	—	—	ϕ_5	—	—	—	ϕ_5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	5
	位移 气候 影响 倾斜	5) 位移或变形引起的载荷,见 5.1.6	b	1	1	1	1	1	1	1	1	1	b	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	6
	偶然载荷(见 GB/T 22437.1—2018,6.2)	1) 工作状态风载荷	—	—	—	—	—	—	1.22	1	1	1	1	1.16	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	7
		2) 雪和冰载荷	—	—	—	—	—	—	1.22	1	1	1	1	1.16	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	8
		3) 温度变化引起的载荷	—	—	—	—	—	—	1.16	1	1	1	1	1.05	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	9
		4) 倾斜运行引起的水平侧向载荷,见 5.2.2	—	—	—	—	—	—	1.16	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	10
	特殊载荷(见 GB/T 22437.1—2018,6.3)	1) 起升地面载荷	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	ϕ_2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	11
2) 非工作状态风载荷		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	12	
3) 试验载荷		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	ϕ_6	—	—	—	—	—	—	—	—	13	
4) 缓冲力		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	ϕ_7	—	—	—	—	—	—	—	14	
5) 倾覆力		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	—	—	—	—	—	—	15	
6) 意外停机引起的载荷		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	ϕ_5	—	—	—	—	—	16	
7) 机构失效引起的载荷		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	ϕ_5	—	—	—	—	17	
8) 起重机基础外部激励引起的载荷		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	—	—	18	
9) 起升力限制器动态切断引起的载荷		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	—	19
10) 有效载荷丧失引起的载荷		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	ϕ_9	—	20
11) 安装、拆卸和运输引起的载荷		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	21

表9 载荷与载荷组合 (续)

1 载荷类别	2 载荷 f_i	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_p	A1	A2	A3	A4	分项安全系数 γ_p	B1	B2	B3	B4	B5	分项安全系数 γ_p	C1		C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	C10
	抗力系数 γ_m (极限状态法)	1.10	—	—	—	1.10	—	—	—	—	—	1.10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	22
	强度系数 γ_n (许用应力法)	—	1.48	—	—	—	1.34	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	高危险度系数 γ_a (高危险情况)	1.05~1.10																						
<p>载荷组合:</p> <p>A1 和 B1: 起重机在正常工作状态下起升和下降载荷, 无工作状态风载荷以及由其他气候影响引起的载荷(A1)和有工作状态风载荷以及由其他气候影响引起的载荷(B1)。一般而言, 载荷的组合应能够反映出沿两个方向运动的带载或不带载的起重机加速、减速和定位过程的情况。起升地面载荷或地面吊具的过程中, 应根据预期的常规操作及驱动控制, 只考虑由其他驱动机构(不包括起升机构)引起的驱动加速力的载荷组合。</p> <p>A2 和 B2: 起重机在正常工作状态下突然卸除部分起升载荷, 无工作状态风载荷以及由其他气候影响引起的载荷(A2)和有工作状态风载荷以及由其他气候影响引起的载荷(B2)。驱动力应按 A1 和 B1 进行组合。</p> <p>A3 和 B3: 起重机在正常工作状态下, 加速挂悬的载荷, 无工作状态风载荷及由于其他气候影响引起的载荷(A3)和有工作状态风载荷及由于其他气候影响引起的载荷(B3)。其他驱动力应按 A1 和 B1 进行组合。</p> <p>A4 和 B4: 起重机在正常工作状态下, 在不平坦路面或轨道上运行, 无工作状态风载荷以及由其他气候影响引起的载荷(A4)和有工作状态风载荷以及由其他气候影响引起的载荷(B4)。驱动力应按 A1 和 B1 进行组合。</p> <p>B5: 起重机在正常工作状态下, 在不平坦路面上以恒定速度偏斜运行, 有工作状态风载荷以及由其他气候影响引起的载荷。</p> <p>C1: 起重机在正常工作状态下, 在特殊情况下起升地面载荷, 采用 GB/T 22437.1—2018 的表 2b。</p> <p>C2: 起重机在非工作状态, 包括非工作状态风载荷以及由其他气候影响引起的载荷。</p> <p>C3: 起重机械在试验状态下, 驱动力应按 A1 和 B1 进行组合。</p> <p>C4~C8: 起重机的总载荷与诸如缓冲力(C4)、倾覆力(C5)、意外停机(C6)、机构失效(C7)、起重机械基础激励(C8)载荷相组合。</p> <p>C9: 激活过载保护装置引起的载荷。</p> <p>C10: 有效载荷意外丧失引起的载荷。</p> <p>C11: 安装、拆卸、运输引起的载荷, 见 7.2。</p>																								
<p>^a 分项安全系数的取值见 GB/T 22437.1—2018 的表 4。</p> <p>^b 用于位移引起载荷的分项安全系数的取值见 GB/T 22437.1—2018 的 7.3.8。</p>																								

7 加速效应的组合

对于桥式和门式起重机,载荷通过起升机构(H)、大车运行机构(Lt)、小车运行机构(Ct)或回转机构(SI)移动(见图4)。

这些机构同时作用于起重机的加速效应取决于起重机的控制系统和使用工况以及载荷是从地面起升还是悬挂状态起升。

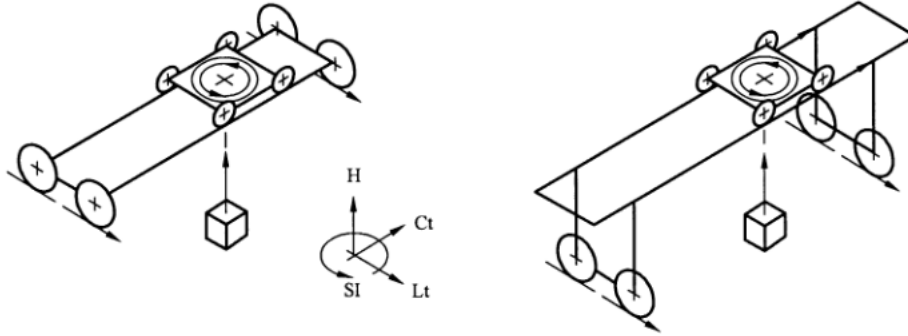


图4 运动方向

考虑到上述情况,假定表9中所列的各种加速度同时作用。总起重量(m_H)在各种载荷组合内应乘以下列系数:

- 载荷组合 A1 和 B1: ϕ_2
- 载荷组合 A2 和 B2: ϕ_3
- 载荷组合 A3 和 B3: $(1 + \phi_p \times \phi_5 \times \frac{m_H a}{m_H g})$

式中:

m_H ——起升载荷(总载荷)的质量,见 GB/T 22437.1—2018 的表1。

- 载荷组合 A4 和 B4: ϕ_4
- 载荷组合 C3: ϕ_6

驱动力可能会在短时间内发生显著变化,因此,在下述情况时应计算动载系数(ϕ_5):

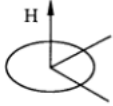
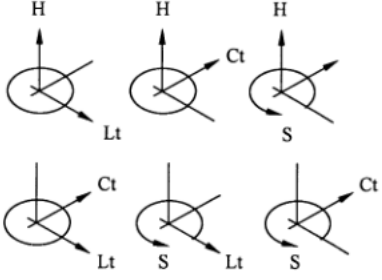
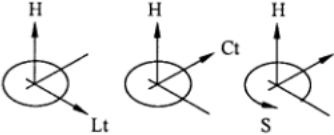
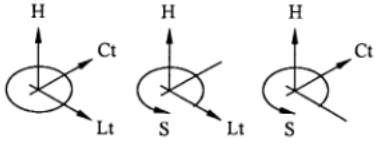
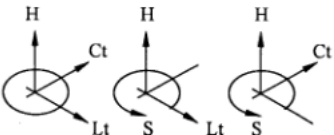
- a) 开始运动;
- b) 稳定运动状态制动;
- c) 在启动过程中的运动制动;
- d) 在制动过程中的加速运动(定位)。

因此,所计算的刚体加速力还应乘以系数 ϕ_p 。在考虑定位效应时,只用一种定位效应与其他运动相组合。

在载荷组合 C6 或 C7 或 C9 中,应仅考虑“意外停机”或“机构或部件意外失效”或“起升力限制器动态切断”的动力效应,而不考虑其他动力效应,假定以上情况发生在稳定状态运行期间。

表10给出了加速效应的组合。

表 10 加速效应的组合

控制方式	起升地面载荷	起升悬挂载荷
	载荷组合 A1,B1,C1	载荷组合 A2~A4,B2~B4,C3
用按钮 操作板 或双向 控制杆 控制		
用多向 控制杆 控制	电站起重机 安装起重机 车间起重机	电站起重机 卸船机 安装起重机 货场起重机 车间起重机 钢厂起重机
		
	卸船机 货场起重机 钢厂起重机	
		

附录 A

(资料性)

偏斜运行载荷:简化计算方法的假设

A.1 通则

本附录给出的计算方法是基于以下内容的简化计算方法。

起重机运行过程中,起重机的前端导向装置(导向轮或车轮轮缘)以偏斜角(α)与轨道接触。

a) 刚性法

起重机和轨道均为刚性。与偏斜角(α)有关的摩擦滑移关系允许采用线性形式。若 $\mu_0 < 0.2$, 则不允许采用线性形式。

b) 柔性法

结构框架为柔性,端梁为刚性。摩擦滑移关系不允许采用线性形式。结构框架翘曲引起的轮压变化可忽略不计。

以下条件对上述两种方法均适用。

小车的位置以计算最大偏斜力的方式定位。通常,对于分别驱动,是远离导向装置侧的跨端位置。对于机械式集中驱动情况下,小车的位置以驱动轮载荷相等的方式定位,通常为起重机的跨中。而电气集中驱动则被认为是分别驱动。

上述方法假设均无加速度,起重机轨道平坦、水平,所有的角度都很小并且可忽略几何公差。

注:对起重机及其轨道的表述同样适用于起重小车及其轨道。

A.2 基于刚性法的偏斜侧向力计算

A.2.1 计算模型

计算步骤:(见图 A.1)选定一个起重机运行方向;为每个车轮指定一个数字编号 $j = 1, 2, \dots, n$;用公式(A.1)计算总和 S 、 S_d 和 S_{dd} ;用公式(A.2)a)计算中间值 b ;作用于车轮中线与轨道接触点的侧向力(Y_j)和导向装置上的侧向力(Y_F)由公式(A.3)计算得到。

$$\left. \begin{aligned} \text{a) } S &= \sum Z_j = m_T \times g \\ \text{b) } S_d &= \sum Z_j \times d_j \\ \text{c) } S_{dd} &= \sum Z_j \times d_j^2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (\text{A.1})$$

$$\left. \begin{aligned} \text{a) } b &= \frac{S_d}{S_{dd} + W \times l^2} \\ \text{b) } \mu_i &= \mu_0 (1 - e^{-250 \times \sigma}) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (\text{A.2})$$

$$\left. \begin{aligned} \text{a) } Y_j &= \mu_i \times Z_j (1 - d_j \times b) \\ \text{b) } Y_F &= \mu_i (S - S_d \times b) = \sum Y_j \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (\text{A.3})$$

公式(A.1)~公式(A.3)中:

μ_i ——与偏斜角 α 有关的摩擦滑移系数,根据 5.2.2.3 取 $\sigma = \alpha$, 单位为弧度(rad);

Z_j ——车轮 j 垂直方向上的力, $j = 1, 2, \dots, n$, 详见下文;

d_j ——沿起重机运行方向,前端导向装置到车轮 j 的距离(当车轮位于前端导向装置之前时, d_j 取负值);

W ——不采用轴连接时 $W = 0$, 否则,见 A.2.2;

m_T ——带载起重机的总质量;

l ——起重机跨度,仅在 $W \neq 0$ 时用。

轴承的布置传递水平载荷时, Z_j 为车轮实际的垂直受力;轴承的布置不传递水平载荷时, Z_j 等于 0。

结果值:

Y_j ——车轮 j 接触点的侧向力(GB/T 22437.1—2018 的 E.2 中的 F_{yij});

Y_F ——导向装置上的侧向力(导向力)(GB/T 22437.1—2018 的 E.2 中的 F_y)。

对于仅靠轮缘导向且未采用轴连接($W=0$)的四轮起重机,车轮编号 j 按图 A.1 a),公式(A.1)~公式(A.3)可以简化为公式(A.4):

$$\left. \begin{array}{l} \text{a) } Y_1 = \mu_t \times Z_1 \\ \text{b) } Y_2 = Y_3 = 0 \\ \text{c) } Y_4 = \mu_t \times Z_4 \\ \text{d) } Y_F = Y_1 + Y_4 \end{array} \right\} \dots\dots\dots(\text{A.4})$$

A.2.2 轴连接

若两个端梁之间的起重机车轮用轴连接在一起,则偏斜侧向力增加。若同一根轴上的两个车轮的轮压值相同,则可计算出最大偏斜侧向力。

计算步骤:如图 A.1e)所示,用公式(A.5)a)计算各轴 i 产生的车轮力 W_i ;用公式(A.5)b)计算 W_i 之和,得到 W ;公式(A.2)a) 需要 W 的值;用公式(A.5)c)计算各轴的力 X_i 。

$$\left. \begin{array}{l} \text{a) } W_i = \frac{Z_{1i} \times Z_{2i}}{Z_{1i} + Z_{2i}} \\ \text{b) } W = \sum W_i \\ \text{c) } X_i = \mu_t \times l \times b \times W_i \end{array} \right\} \dots\dots\dots(\text{A.5})$$

式中:

Z_{1i} ——轴 i 上第 1 个车轮的轮压, $Z_{1i} > 0 (i=1, \dots, m, m$ 为轴的数量);

Z_{2i} ——轴 i 上第 2 个车轮的轮压, $Z_{2i} > 0$;

l ——起重机跨度;

W ——合成车轮力。

若采用轴连接,则小车的位置宜根据轮压相等的原则进行设定(通常位于起重机的跨中)。

A.2.3 示例

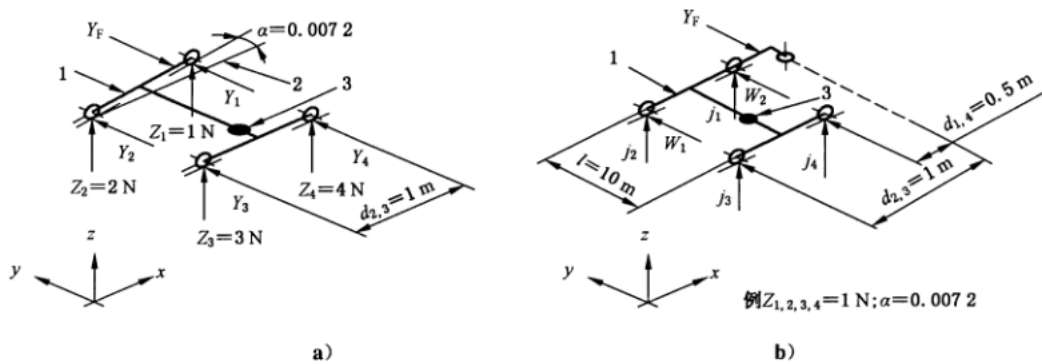
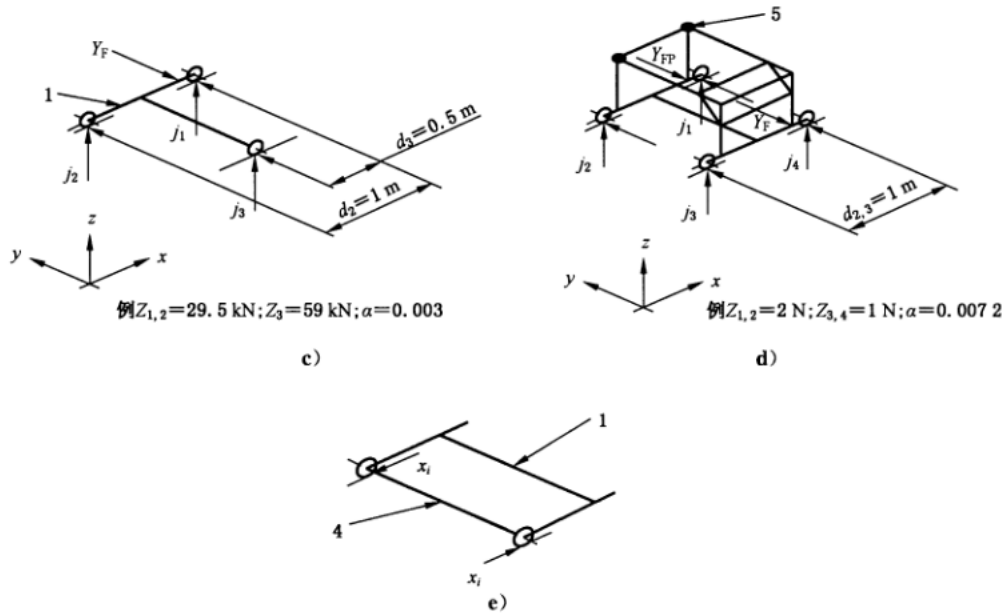


图 A.1 起重机和三轮小车



标引序号说明：

- 1——刚性结构；
- 2——轨道方向；
- 3——起重小车；
- 4——轴连接；
- 5——铰接点。

图 A.1 起重机和三轮小车 (续)

向量 $j_1 \sim j_4$ 代表车轮力的两个分量 Y_j 和 $Z_j, j = 1 \sim 4$ 。

a) 图 A.1a): 用车轮轮缘导向的桥式起重机。

由公式(A.1)~公式(A.3)和 5.2.2.3: $\mu_t = 0.25, S = 10 \text{ N}, S_d = 5 \text{ Nm}, S_{dd} = 5 \text{ Nm}^2, b = 1 \text{ m}^{-1}, Y_F = 1.25 \text{ N}, Y_{1,2,3,4} = \{0.25 \ 0 \ 0 \ 1\} \text{ N}$ 。或直接由公式(A.4)得 $Y_{1,2,3,4} = \{0.25 \ 0 \ 0 \ 1\} \text{ N}, Y_F = 1.25 \text{ N}$ 。

b) 图 A.1b): 具有导向轮, 采用或不采用轴连接的桥式起重机。

不采用轴连接: $\mu_t = 0.25, S = 4 \text{ N}, S_d = 3 \text{ Nm}, S_{dd} = 2.5 \text{ Nm}^2, b = 1.2 \text{ m}^{-1}, Y_F = 0.1 \text{ N}, Y_{1,2,3,4} = \{0.1, -0.05, -0.05, 0.1\} \text{ N}$ 。

采用一套轴连接 W_1 [见图 A.1e]): $W_1 = 0.5 \text{ N}, W = 0.5 \text{ N}, b = 0.057 \text{ m}^{-1}, Y_F = 0.96 \text{ N}, Y_{1,2,3,4} = \{0.24 \ 0.24 \ 0.24 \ 0.24\} \text{ N}, X_{1,2} = 0.071 \text{ N}$ 。

采用两套轴连接 W_1 和 W_2 : $W_{1,2} = \{0.5 \ 0.5\} \text{ N}, W = 1 \text{ N}, b = 0.029 \text{ m}^{-1}, Y_F = 0.98 \text{ N}, Y_{1,2,3,4} = \{0.25 \ 0.24 \ 0.24 \ 0.25\} \text{ N}, X_{1,2} = \{0.036 \ 0.036\} \text{ N}$ 。

c) 图 A.1 c): 三轮小车。

$\mu_t = 0.158, S = 118 \text{ kN}, S_d = 59 \text{ kNm}, S_{dd} = 44.25 \text{ kNm}^2, b = 1.33 \text{ m}^{-1}, Y_F = 6.3 \text{ kN}, Y_{1,2,3} = \{4.7 \ -1.5 \ 3.1\} \text{ kN}$ 。

d) 图 A.1 d): 具有铰接支腿的门式起重机。

$\mu_t = 0.25$ 。铰接支腿侧下横梁: $Y_{1,2} = \{0.5 \ 0\} \text{ N}, Y_{FP} = 0.5 \text{ N}$ 。刚性支腿侧下横梁: $Y_{3,4} = \{0 \ 0.25\} \text{ N}, Y_F = 0.25 \text{ N}$ 。

A.2.4 说明

对于 $W = 0$ 且具有两条以上的轨道的结构, 可使用上述方法计算。

刚性法的公式推导：

公式(A.1)~公式(A.3)由 A.3.2 中公式(A.6)~公式(A.11)推导得到。设 $S_j = 0$ 。与偏斜角 α 相关的摩擦滑移关系的线性表示： $\mu_t(\sigma) = \mu_t(\alpha)\sigma/\alpha = \mu_t\sigma/\alpha$ ，公式(A.7)转变为 $Y_j = \mu_t\sigma_j Z_j/\alpha$ 。将公式(A.6)代入上述表达式，可得 $\dot{\alpha}/(\alpha\dot{x}) = -b$ 。轴连接所引起的纵向滑移： $\sigma_x = l d\alpha/d_x = l\dot{\alpha}/\dot{x}$ 。由纵向滑移引起的力 $X_w = \mu_t(\sigma_x)W = \mu_t\sigma_x W/\alpha$ 和跨度 l 得到弯矩 $M_w = lX_w$ 。若 X_w 由上述表达替代，也会得到 $\dot{\alpha}/(\alpha\dot{x}) = -b$ 。用轴连接的影响将公式(A.10)扩展为： $0 = M_w + \sum Y_j d_j$ ，其中，只有 b 是未知的，而经过变换后， b 可根据公式(A.2)计算。

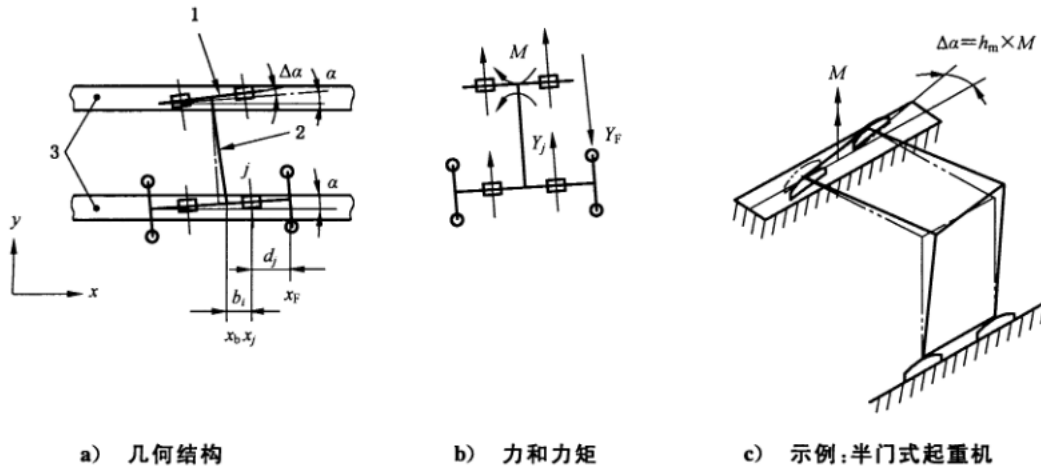
A.3 基于柔性法的偏斜侧向力计算

A.3.1 概述

以下的计算方法适用于结构框架为柔性，端梁为刚性的情况，对单侧导向的门式起重机具有重要意义。

A.3.2 计算模型

以具有导向轮的四轮起重机的模型特征为例，见图 A.2a)。门架为柔性，两侧端梁都假设为刚性。有导向装置的端梁产生偏斜角 α 。位于前端的导向轮与轨道接触。受力情况如图 A.2 b)所示。偏心作用力 (Y_F) 在非导向侧端梁产生力矩 M 。由于结构框架为柔性，无导向装置的端梁偏斜角将增大 $\Delta\alpha$ 。所有角度都很小。



标引序号说明：

- 1——被假定为刚性的端梁；
- 2——变形后的结构框架；
- 3——轨道。

图 A.2 几何结构、力和支承条件

计算步骤：选定一个起重机运行方向。为每个车轮指定一个数字编号 $j = 1, 2, \dots, n$ 。建立方程组公式(A.6)~公式(A.10)。该方程组可简化为仅含两个未知变量 $\Delta\alpha$ 和 $(\dot{\alpha}/\dot{x})$ 的公式(A.9)和公式(A.10)，解出数值。用公式(A.7)解得 Y_j 。公式(A.11)定义了导向装置上的侧向力 (Y_F)。

$$\sigma_j = \alpha + S_j \times \Delta\alpha + d_j (\dot{\alpha}/\dot{x}) \quad \dots\dots\dots (A.6)$$

$$Y_j = \mu_t(\sigma_j) Z_j \quad \dots\dots\dots (A.7)$$

$$M = \sum S_j \times b_j \times Y_j \quad \dots\dots\dots (A.8)$$

$$\Delta\alpha = h_M \times M \quad \dots\dots\dots (A.9)$$

$$0 = \sum Y_j \times d_j \quad \dots\dots\dots (A.10)$$

$$Y_F = \sum Y_j \quad \dots\dots\dots (A.11)$$

公式(A.6)~公式(A.11)中:

α ——偏斜角,由 5.2.2.2 得到,单位为弧度(rad);

Z_j ——车轮 j 的垂直力, $Z_j \geq 0 (j=1,2,\dots,n, n = \text{车轮的数量})$;

小车承载最大载荷,小车位于起重机无导向装置的一侧;

S_j ——选择系数,带有导向装置的端梁的车轮 $S_j = 0$,不带导向装置的端梁的车轮 $S_j = 1$;

M ——作用于浮动侧端梁车轮上的力 Y_j 产生的使该端梁转动的力矩;

h_M ——以角度与力矩的比值表征的门架柔度 [例如 rad/(N·m)],如图 A.2c):固定支承位于有导向装置的端梁,浮动支撑位于无导向装置的端梁,且外部力矩作用于该端梁上;

d_j ——沿起重机运行方向,前端导向装置到车轮 j 的距离, $d_j = x_F - x_j$ (位于前端导向装置之前的车轮, d_j 为负值);

b_j ——沿起重机运行方向,车轮 j 到中性轴 x_b 的距离, $b_j = x_j - x_b$ (中性轴 x_b 是绕铅垂线弯曲的中性轴,见 A.3.3 中的图。 x_b 标记了一个坐标,在该坐标上,单独的 Y_F 作用于浮动侧端梁不会导致 $\Delta\alpha$ 的任何变化)(车轮位于中性轴后方时 b_j 为负值)。

根据 5.2.2.3 得出摩擦滑动关系:

$$\mu_t(\sigma_j) = \mu_0 (1 - e^{-250 \times |\sigma_j|} \times \text{sgn}(\sigma_j)) \quad \dots\dots\dots (A.12)$$

式中:

$\mu_t(\sigma_j)$ ——由侧向滑移 σ_j 引起的车轮 j 的摩擦系数;

μ_0 ——附着系数,对于洁净的轨道, $\mu_0 = 0.3$,对于不洁净的轨道(即在正常环境下正常作业), $\mu_0 = 0.2$;

e ——自然对数的底, $e = 2.718$;

σ ——滑移系数;

sgn ——符号函数; $\text{sgn} = \begin{cases} -1 & x < 0 \\ 0 & x = 0 \\ 1 & x > 0 \end{cases}$

计算值:

σ_j ——车轮 j 的侧向滑移;

$\mu_t(\sigma_j)$ ——由侧向滑移 σ_j 引起的车轮 j 的摩擦系数,见 5.2.2.3;

$\Delta\alpha$ ——柔性变形而引起的附加偏斜角;

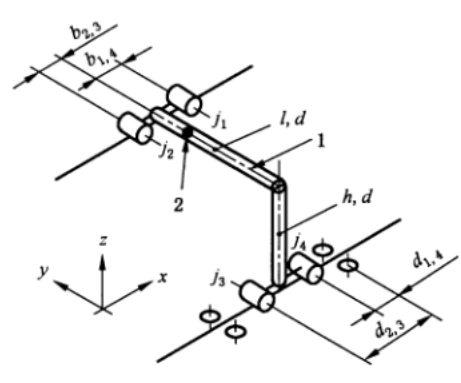
M ——桥、门架和无导向装置侧端梁之间的力矩;

$(\dot{\alpha}/\dot{x})$ ——桥门架转动速度与大车运行速度的比值,且 $\dot{x} > 0$,不需要单独计算 \dot{x} 的值;

Y_j ——车轮 j 接触点的侧向力(GB/T 22437.1—2018 的 E.2 中的 F_{yij});

Y_F ——导向装置上的侧向力(导向力)(GB/T 22437.1—2018 的 E.2 中的 F_y)。

A.3.3 示例

<p>单侧装有导向滚轮的半门式起重机。主梁和支腿都为实心柱。</p> <p>数据：</p> <p>$h = 4 \text{ m}, l = 6 \text{ m}, d = 0.3 \text{ m}$</p> <p>$E = 210\,000 \text{ N/mm}^2, G = 81\,000 \text{ N/mm}^2$</p> <p>$Z_j = \{120 \ 119 \ 27 \ 35\} \text{ kN}$</p> <p>$d_j = \{0.25 \ 2.75 \ 2.75 \ 0.25\} \text{ m}$</p> <p>$b_j = \{1.25 \ -1.25 \ -1.25 \ 1.25\} \text{ m}$</p> <p>$S_j = \{1 \ 1 \ 0 \ 0\} \text{ m}$</p> <p>$\alpha = 0.003 \ 3 \text{ rad}$</p> <p>中间计算：</p> $h_M = \frac{l}{E \times I_{ax}} + \frac{h}{G \times I_p}$ $= \frac{l \times 64}{E \times \pi \times d^4} + \frac{h \times 32}{G \times \pi \times d^4}$ $= 0.000 \ 134 \frac{\text{rad}}{\text{kN} \cdot \text{m}}$	 <p>1——绕垂直方向弯曲的中性轴 x_b ；</p> <p>2——小车。</p>
<p>结果：$Y_j = \{30.2 \ 2.2 \ -5.4 \ 5.0\} \text{ kN}$；$Y_F = 32 \text{ kN}$；$\Delta\alpha = 0.00 \ 468 \text{ rad}$；$\dot{\alpha}/\dot{x} = -0.00 \ 281 \text{ rad/m}$。</p>	

A.3.4 说明

摩擦滑移关系 $\mu_t(\sigma_t)$ 关于 α 的线性形式不适用于柔性模型的 $\alpha + \Delta\alpha$ 。若采用线性模型将会导致异常高的摩擦值进而导致异常高的偏斜侧向力。

推导：当起重机运行时，偏心作用力 (Y_F) 引起转动 $\dot{\alpha}/\dot{x}$ 。单个车轮的侧向滑移为 $\sigma_j = \alpha + S_j \Delta\alpha - \dot{y}_j/\dot{x}$ 。它受端梁角度位置和前端导向装置到车轮 j 间距离 d_j 的影响，这可利用 $-\dot{y}_j/\dot{x} = d_j \dot{\alpha}/\dot{x}$ 从公式(A.6)看出。公式(A.7)定义了车轮的侧向力。公式(A.8)定义了门架与非导向侧端梁之间作用的弯矩，该弯矩根据中性层位置计算。由此，根据公式(A.9)确定门架变形量，而公式(A.10)构成了起重机整机围绕导向装置的力矩之和，公式(A.11)为所有力的总和。

参 考 文 献

- [1] ISO 4306-1 Cranes—Vocabulary—Part 1:General
 - [2] ISO 11031 Cranes—Principles for seismically resistant design
-

中华人民共和国
国家标准
起重机 载荷与载荷组合的设计原则
第5部分：桥式和门式起重机
GB/T 22437.5—2021/ISO 8686-5:2017

*

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

网址 www.spc.net.cn

总编室:(010)68533533 发行中心:(010)51780238
读者服务部:(010)68523946

中国标准出版社秦皇岛印刷厂印刷
各地新华书店经销

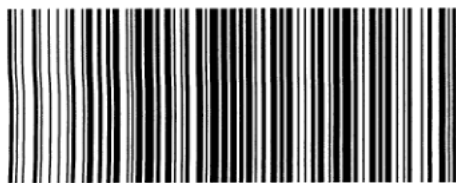
*

开本 880×1230 1/16 印张 2 字数 60 千字
2021年12月第一版 2021年12月第一次印刷

*

书号: 155066·1-69287 定价 30.00 元

如有印装差错 由本社发行中心调换
版权专有 侵权必究
举报电话:(010)68510107



GB/T 22437.5-2021



码上扫一扫 正版服务到

