

车)和桥式类型起重机”和对“臂架起重机”是不一样的。产生差别的原因是:当其他条件相同时,由较柔性的构件承受起升荷重时,动力系统 ϕ 较小,如在臂架起重机中,臂架从来都不是很刚的。

根据同样的道理,臂架起重机用的 ϕ 系数也可推广用于其他一些起重机械,例如:用于装卸桥在悬臂端加载的设计工况下;当然,桥式起重机用的 ϕ 值也可用于装卸桥在两腿间加载的设计工况,因为结构在该点的刚性与桥式起重机大梁的刚性相当。

2.2.2.2. 由起升运动的加速(或减速)和沿轨道行走时由垂直冲击作用所引起的载荷

由于系数 ϕ 已经考虑了起吊工作荷重的短暂程度,这是一种最大的冲击加载,因此,由起升运动的加速(或减速)引起的载荷以及由起重机沿轨道(假定轨道铺设良好)行走所引起的垂直反作用力可以忽略不计(*)。

2.2.2.3. 特殊情况。

对于某些起重机,由自重载荷引起的载荷与由工作荷重引起的载荷符号相反,在这种情况下,必须将起重机械在“带载”条件下所获得的载荷值与在“无载”条件下所获得的载荷值之间作如下的比较。比较时前者要用动力系统 ϕ 乘以工作荷重,后者要考虑由卸载引起的振动。

令 \bar{S}_G 为由自重载荷引起的各种载荷的代数值

\bar{S}_L 为由工作荷重引起的各种载荷的代数值

卸载时,增大后的总载荷由下式求得:

$$\bar{S}_G - \bar{S}_L(\frac{\phi-1}{2})$$

将它与“起重机械在带载”条件下由下式确定的载荷进行比较

$$\bar{S}_G + \phi \bar{S}_L$$

构件最终应按其中较不利的载荷值进行设计。

注:本公式基于以下的事实,即动力系数决定了荷重被提升时在结构内激起的(载荷的)最大振幅,其值由下式给出:

$$\bar{S}_L(\phi - 1)$$

假定卸载时在结构内激起的(载荷的)振幅是起升时振幅的一半。因此,卸载时极限的载荷状态为:

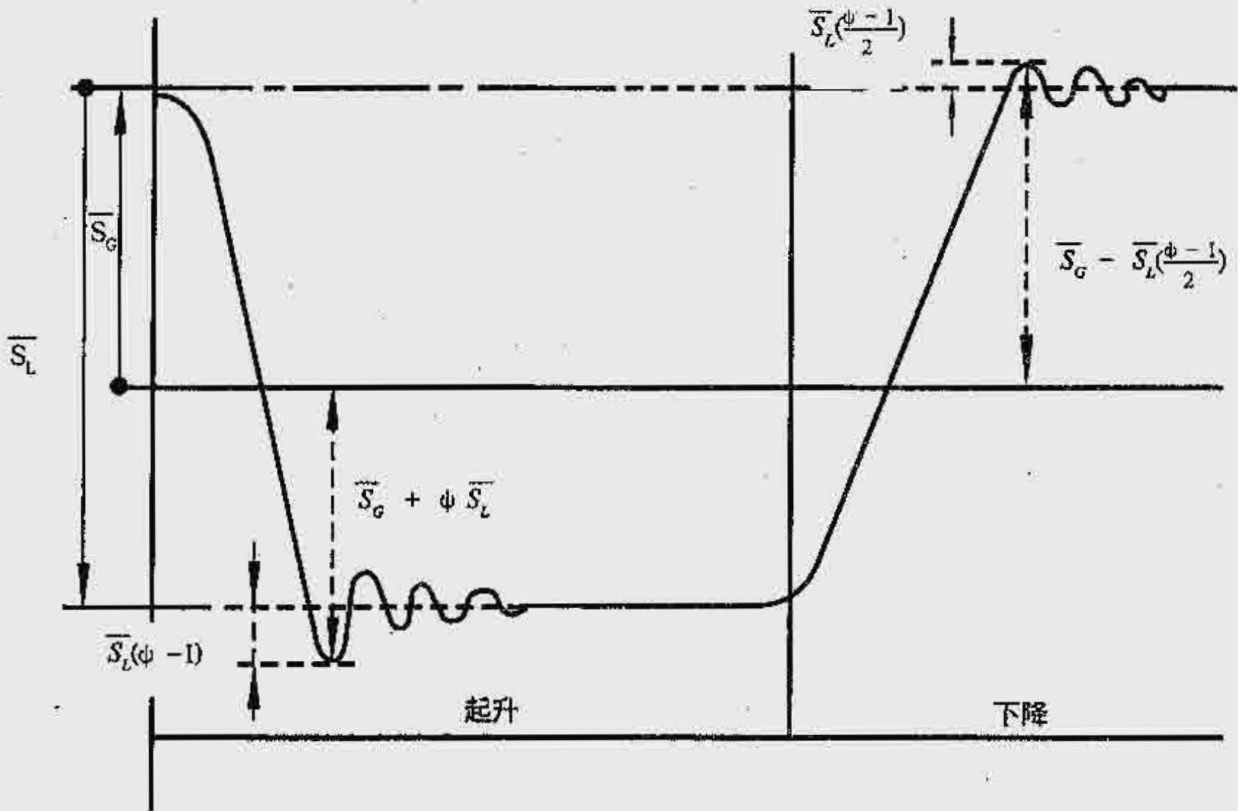
$$\bar{S}_G - \bar{S}_L(\frac{\phi-1}{2})$$

此载荷状态必须与由下式给出的载荷状态相比较:

$$\bar{S}_G + \phi \bar{S}_L$$

(*)这是假定轨道接头处良好状态,起重机械轨道处不良状态的危害作用对结构件和机构都是非常大的,有必要规定轨道接头必须保持良好状态。可以说有振动载荷系数能顾全到由错误接头造成的损害,就高速起重机械来讲,最好的解决办法是对接焊轨道,以便在起重机械通过轨道接头产生的振动载荷能完全排除。

S_L 与 S_G 符号相反时的起升和下降曲线



2.2.3. 水平运动引起的载荷 SH:

由水平运动引起的载荷如下:

1) 由横向运动, 行走, 回转或变幅运动的加速(或减速)所引起的惯性力, 这些惯性力可以用加速度(或减速度)值来进行计算:

- 2) 离心力作用
- 3) 偏斜行走产生的侧向水平作用力
- 4) 缓冲作用力

2.2.3.1. 加速(或减速)引起的水平力

当起动或制动时, 由传给运动件的加速(或减速)所引起的载荷应对各不同构件分别进行计算。

2.2.3.1.1. 横向和纵向行走运动

对于这些运动, 通过考虑一个作用在驱动轮踏面上平行于轨道的水平力来加以计算。

应按照工作条件和所要达到的速度假设加速(或减速)时间, 并据此计算载荷。根据加速(或减速)时间可以推导出按参与运动的质量计算水平力所需要的加速度值(m/s^2)。

注: 如果用户没有规定速度和加速度值, 可根据以下三种工作条件来选择与所要达到的速度相应的加速时间。

- a) 长距离行走的低速和中速起重机械;
- b) 正常使用的中速和高速起重机械;
- c) 采用高加速度的高速起重机械。

在后一种情况下, 常要求驱动所有的车轮。

表 T.2.2.3.1.1. 给出了这三种条件下的加速时间与加速度值。

所考虑的水平力应不低于驱动轮或制动轮轮压的 $1/30$ 也不大于它的 $1/4$ 。

表 T.2.2.3.1.1.
加速时间和加速度值

要到达的速度 m/s	(a) 低速和中速长距离行走		(b) 中速和高速(正常使用)		(c) 高速、用高加速度	
	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			8.0	0.50	6.0	0.67
3.15			7.1	0.44	5.4	0.58
2.5			6.3	0.39	4.8	0.52
2	9.1	0.22	5.6	0.35	4.2	0.47
1.60	8.3	0.19	5.0	0.32	3.1	0.43
1.00	6.6	0.15	4.0	0.25	3.0	0.33
0.63	5.2	0.12	3.2	0.19		
0.40	4.1	0.098	2.5	0.16		
0.25	3.2	0.078				
0.16	2.5	0.064				

2.2.3.1.2. 回转和变幅(俯仰)运动

对于回转和变幅运动应根据加在机构电动机轴上的加速(或减速)转矩进行计算。

加速度值取决于起重机械本身; 对一台通常的起重机, 根据其速度和半径, 臂加头部的加速度值可在 0.1m/s^2 和 0.6m/s^2 之间选取, 以使加速时间在 5 至 10 秒之间。

注: 水平运动加速影响的计算方法见附录 A.2.2.3.

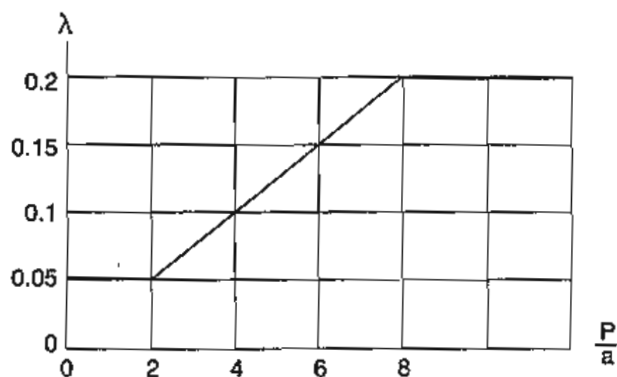
2.2.3.2. 离心力影响

对于臂架起重机, 应考虑由回转引起的离心力, 实际上, 只要确定因荷重绳倾斜而作用于臂架头部的水平力就足够了, 通常忽略起重机其他构件上的离心力的影响。

2.2.3.3. 由偏斜行走引起的侧向作用力 (P_{208})

当两个车轮(或两个台车)沿一根轨道偏斜行走时, 应考虑垂直于轨道的水平力所形成的力偶, 这个力偶的分力由作用在车轮(或台车)上的垂直载荷乘以系数 λ 求得, 系数 λ 取决于跨距 P 与基距 a (*)之比

如图表所示, 对比值 p/a 在 2 与 8 之间, 这个系数在 0.05 与 0.2 之间:



(*)“基距”的含义是最外面一对车轮之间的中心距或者, 就台车来说, 是两台车或台车系统在起重机结构上的支承销之间的中心距, 当装有水平导轮时, 基距应为两只水平轮同轨道的接触点之间的距离。

2.2.3.4. 缓冲作用力 S_T

碰撞缓冲器会对结构和悬挂荷重产生冲击作用，这一情况必须加以考虑。

2.2.3.4.1. 作用在结构上的缓冲作用力 (P_{211})

下述两种情况必须加以区别：

(1) 悬挂的荷重能够摆动

(2) 有刚性导架防止荷重摆动

对于第一种情况，应实施下述规定：

水平速度低于 0.4m/s 时，不必考虑缓冲作用力；

水平速度超过 0.4m/s 时，必须考虑与缓冲器碰撞时在结构内产生的反作用力。

应假定缓冲器能够吸收起重机械(不带工作荷重)在 $0.7V_i$ (0.7 倍额定速度) 时的动能。

应根据缓冲器给予起重机械减速作用来计算结构内产生的载荷。

但是，对于较高速的起重机械(大于 1m/s)，允许采用一种在接近轨道两端点时便起作用的减速装置，只要这些装置是自动动作、且能对起重机械起到有效的减速作用，即在碰到缓冲器之前总能使速度降到预定的较低值。

在这种情况下，当计算缓冲作用力时，用减速后所得到的降低了的速度作为 V_i 的值(*)。

在第二种情况下，荷重不能摆动，计算缓冲作用力的方法相同，但要考虑工作荷重的值。

2.2.3.4.2. 作用在悬挂荷重上的缓冲作用力

只对荷重有刚性导架的起重机械才考虑荷重和固定障碍物碰撞所引起的冲击。在这种情况下，由这样的碰撞产生的载荷要加以考虑。

假定在荷重高度处，作用着一个足以使小车的两个车轮抬起来的水平力，据此便可计算出这种载荷。

2.2.4. 由气候影响引起的载荷

由气候影响引起的载荷是指风力作用，积雪负荷和温度变化产生的载荷。

2.2.4.1. 风力作用 (P_{212} 无实际内容，可不理)

引言

本条款涉及的是起重机结构上的风载荷。

这里给出了一种简化的计算方法，并假定风可以从任何方向以常速水平吹来，而风载荷对起重机结构的作用是静态的。

2.2.4.1.1. 风压

风的动压由下式给出：

$$q=0.613V_s^2$$

式中 q 为风的动压(N/m^2)；

V_s 为设计风速(m/s)。

2.2.4.1.2. 设计风况

计算作用在起重机上的风载荷时要考虑两种设计风况。

2.2.4.1.2.1. 工作状态风

这是起重机应设计成能在该风下作业的最大风在与相应的工作载荷组合时，假定此风载荷沿着最不利的方向作用。工作状态设计风压及相应的风速列于表 T.2.2.4.1.2.1. 内，假定它们沿起重机械全高为常值(**)。

(*) 必须强调装设可靠而有效的装置，仅仅一只切断电动机电源的行程开关不能作为按降低了的速度计算缓冲作用力的充分依据。举例来说：表 T.2.1.2.5. 中序号 12a 的起重机械。

(**) 当起重机械上要装风速测量装置时，通常装在起重机械的最高处，如果其他高度处的风速对起重机械的安全性显得更重要时，制造厂应指明测量装置的安装高度。

可以设想在极限风况下起重机械各工作速度和正常的加速度未必能达到。

表 T.2.2.4.1.2.1.
工作状态设计风压

起重机械类型	工作状态风压 N/m ²	工作状态风速 m/s
容易防止风袭的起重机械或预定只在轻微风力下使用的起重机械; 安装作业	125	14
所有安装在露天的一般起重机	250	20
强风中必须继续工作的起重机械(*)	500	28

风对荷重的作用力

对于装卸件杂货的起重机, 应由如下关系式确定作用于吊钩荷重上的风力

$$F=2.5A \times q$$

式中: F 为作用在吊钩荷重上的风力(N);

q 为由表 2.2.4.1.2.1. 确定的工作状态设计风压(N/m²);

A 为吊钩荷重实体部分的最大面积(m²).(**)当这一面积不知道时, 应采用的最小值是每吨安全工作荷重 0.5m²。

如果起重机预定只装卸规定形状和尺寸的荷重时, 应按相应的尺寸和外形计算风载荷。

2.2.4.1.2.2. 非工作状态风

这是在制造厂指明的非工作状态下, 起重机应设计成能在该风下保持稳定性的最大风(暴风)。风速随离周围地面高度、地理位置以及暴露于盛行风中的程度而变化。

对在露天使用的起重机, “非工作”状态的标准理论风压和相应的速度给出在表 T.2.2.4.1.2.2. 内。

表 T.2.2.4.1.2.2.
非工作状态风

地面上高度 m	非工作状态设计风压 N/m ²	接近等价的非工作状态设计风速 m/s
0 至 20	800	36
20 至 100	1 100	42
超过 100	1 300	46

计算非工作状态风载时, 在表 T.2.2.4.1.2.2. 中列出的各区间的垂直高度范围内, 风压可取作常值; 也可假定起重机顶部的设计风压为起重机全高的风压。两者任选其一。

当起重机永久性地安装在或长时期地使用在风况特别恶劣的地区, 可由制造商和买主根据当地气象资料协商一致后修正上述数据。

对于某些臂架可以快速放倒类型的起重机械, (例如可以通过一个内部机构方便地降落的塔式起重机)倘若该起重机在每个工作日结束后要把它降下来的话, 非工作状态的风不必加以考虑。

2.2.4.1.3. 风载荷计算

对于大多数整体的和局部的结构, 以及起重机结构中所使用的单根构件, 由下式计算风

$$\text{载荷: } F=A \cdot q \cdot C_f$$

式中: F 为风载荷(N)

A 为所讨论结构部分的有效迎风面积(m²);

(*)举例来说: 表 T.2.1.2.5. 中序号 12a 的起重机械。

(**)当要求起重机例外地装卸表面积大的荷重时, 允许制造厂确定一个小于表 T.2.2.4.1.2.1 规定的风速, 超过这一风速时, 这样的荷重不允许装卸。

q 为与相应设计工况对应的风压(N/m^2);

C_f 为所讨论结构部分沿着风向的风力系数。

结构上总的风载荷为其各组成部分上的风载荷的和, 在确定起重机械的强度和稳定性要求时, 应考虑这总的风载荷。设计机构确定机构的电动机和制动器规格以及为保证起重机械在风力作用下的安全性所需要考虑的风载荷的大小在讨论机构设计的有关章节内给出。

2.2.4.1.4. 风力系数

2.2.4.1.4.1. 单根构件, 单片结构等。

T.2.2.4.1.4.1.

风力系统

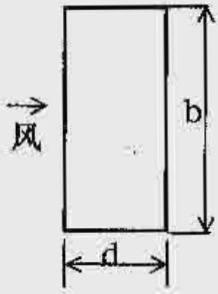
类型	说明	空气动力长细比 l/b 或 l/D^*							
		< 5	10	20	30	40	50	> 50	
单根构件	轧制截面	1.15	1.15	1.3	1.4	1.45	1.5	1.6	
	矩形中空截面, 小于或等于 356 毫米的正方形	1.4	1.45	1.5	1.55	1.55	1.55	1.6	
	矩形中空截面, 小于或等于 254 × 457 毫米的矩形	1.05	1.05	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	
	其他截面	1.30	1.35	1.60	1.65	1.70	1.80	1.80	
单片	圆截面								
	$DV_s < 6 m^2/s$ $DV_s \geq 6 m^2/s$	0.60 0.60	0.70 0.65	0.80 0.70	0.85 0.70	0.90 0.75	0.90 0.80	0.90 0.80	
单片格构式结构	矩形中空截面, 大于 356mm 的正方形和 254 × 457mm 的矩形 	b/d	1.55	1.75	1.95	2.10	2.20		
		2	1.40	1.55	1.75	1.85	1.90		
		1	1.0	1.20	1.30	1.35	1.40		
		0.5	0.80	0.90	0.90	1.0	1.0		
		0.25							
单片格构式结构	直边型钢	1.70							
	圆形型钢	1.10							
机器房等	地面上或实体基础上的矩形外壳结构	1.10							

表 T.2.2.4.1.4.1. 给出了单根构件、单片格构式结构和机器房的风力系数。单根构件的风力系数值随构件的空气动力长细比而变。对于大箱形截面构件, 尚随截面的尺寸比而变。空气动力长细比和截面尺寸比的定义见图 2.2.4.1.4.1。

单片格构式结构上的风载荷可根据表 T.2.2.4.1.4.1. 上面部分给出的单根构件的系数进行计算, 但这时, 应分别考虑每根构件的空气动力长细比。或者改用表中间部分给出的适用于由直边型钢和圆形型钢制成的格构式结构的综合系数。

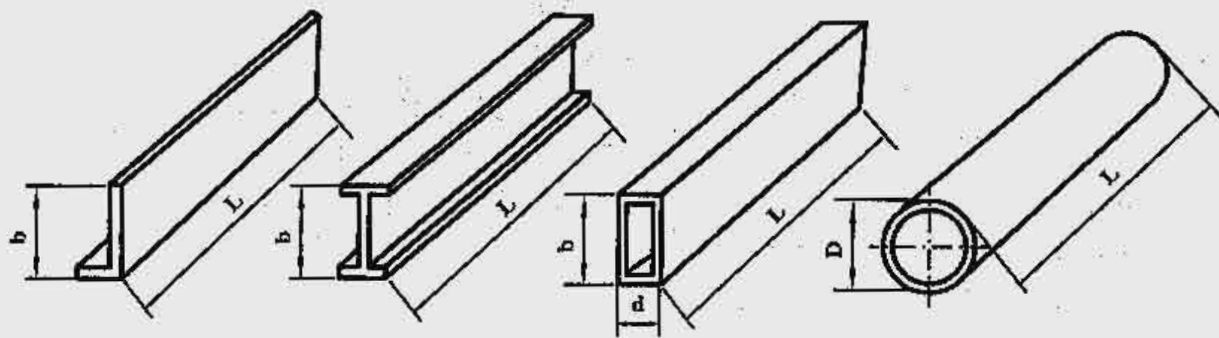
* 见图 2.2.4.1.4.1

当格构式结构由直边型钢和圆形型钢混合制成, 或者由两种不同气流状态($DV_s < 6m^2/s$ 和 $D \cdot V_s > 6m^2/s$, 其中D是圆形型钢直径, V_s 是设计风速)的圆形型钢制成时, 对应的迎风面积应采用相应的风力系数。

当焊接的格构式结构采用正常大小的节点板时, 倘若单根杆件的长度已取为节点的中心间距, 则由节点板给出的附加面积不必加以考虑。由风洞试验或者实物模型试验获得的风力系数也可使用。

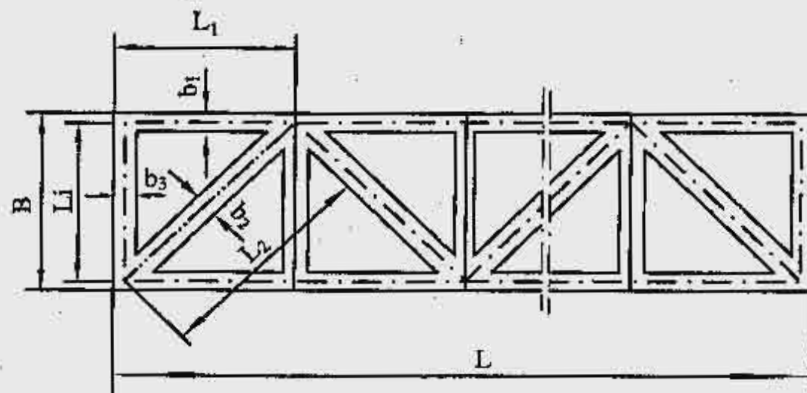
定义: 空气动力长细比, 充实率, 间隔比和截面比。

$$(I) \text{空气动力长细比} = \frac{\text{构件长度}}{\text{迎风面的截面宽度}} = \frac{l^*}{b} \text{ 或 } \frac{l^*}{D}$$



* 在格构式结构中, 单根杆件的长度取为相邻节点的中心间距, 见下图:

$$(II) \text{充实率} = \frac{\text{实体部分面积}}{\text{轮廓面积}} = \frac{A}{A_e} = \frac{\sum_1^n l_i \times b_i}{L \times B}$$



$$(III) \text{间隔比} = \frac{\text{两个相对面之间的距离}}{\text{构件迎风面的宽度}} = \frac{a}{b} \text{ 或 } \frac{a}{B}$$

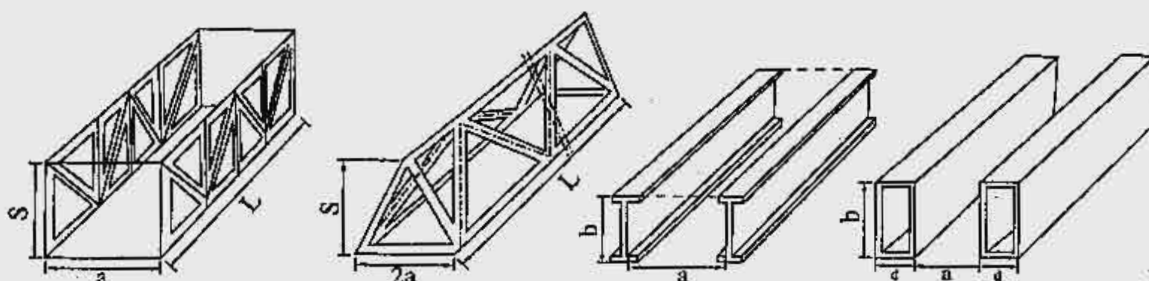


图 2.2.4.1.4.1.

对“a”, 取外露几何形状中的最小可能值

$$(IV) \text{截面比} = \frac{\text{截面迎风面的宽度}}{\text{平行风向的截面深度}} = \frac{b}{d}$$

2.2.4.1.4.2. 多片结构或多根构件：挡风系数

当平行的结构或构件布置成相互遮挡时，向风面的结构或构件上的风载荷和在它后面的未被挡住部分上的风载荷，仍用相应的风力系统进行计算，被遮挡部分上的风载荷要乘以表T.2.2.4.1.4.2.中给出的挡风系统 η 。 η 值随图2.2.4.1.4.1.所定义的充实率和间隔比而变。

表T.2.2.4.1.4.2.
挡风系数

间隔比 a/b	充实率 A/A _e					
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	> 0.6
0.5	0.75	0.40	0.32	0.21	0.15	0.10
1.0	0.92	0.75	0.59	0.43	0.25	0.10
2.0	0.95	0.80	0.63	0.50	0.33	0.20
4.0	1.0	0.88	0.76	0.66	0.55	0.45
5.0	1.0	0.95	0.88	0.81	0.75	0.68
6.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0

如果很多片相同的结构或多根构件等距离地间隔布置在各片的后面，并使每片结构挡住其后面的各片结构，则可假设其遮挡作用一直到第九片都是逐渐增加的，而后则保持不变。

风载荷计算如下：

$$\text{第1片结构上: } F_1 = A \cdot q \cdot C_f \quad (\text{N})$$

$$\text{第2片结构上: } F_2 = \eta \cdot A \cdot q \cdot C_f \quad (\text{N})$$

$$\text{第n片结构上: } F_n = \eta^{(n-1)} A \cdot q \cdot C_f \quad (\text{N})$$

(其中 $n=3\sim 8$)

第9片结构及第9片以后的结构上。

$$F_9 = \eta^8 A \cdot q \cdot C_f \quad (\text{N})$$

因此，全部风负载是：

当结构数为9片和9片以下时：

$$F_{total} = [1 + \eta^1 + \eta^2 + \dots + \eta^{(n-1)}] A \cdot q \cdot C_f = A \cdot q \cdot C_f \left(\frac{1 - \eta^n}{1 - \eta} \right) (\text{N})$$

当结构片数超过9片时

$$F_{total} = [1 + \eta^1 + \eta^2 + \eta^3 + \eta^8 \dots + (n-9)\eta^8] A \cdot q \cdot C_f = A \cdot q \cdot C_f \left[\left(\frac{1 - \eta^9}{1 - \eta} \right) + (n-9)\eta^8 \right] (\text{N})$$

注：设上式中使用的 η^x 有下限值0.10，当 $\eta^x < 0.10$ 时，均取为0.10。

2.2.4.1.4.3 格构式塔架

计算作用在方形塔架上的正面风载荷时，在缺乏详细计算的条件下，向风面的实体面积要乘以下列综合风力系数：

对由直边型钢组成的塔架： 1.7(1+ η)

对由圆形型钢组成的塔架：

当 $D \cdot V_s < 6\text{m}^2/\text{s}$ 1.1(1+ η)

当 $D \cdot V_s \geq 6\text{m}^2/\text{s}$ 1.4

η 值按a/b=1和向风面的充实率从表2.2.4.1.4.2.中查取。

当风沿对角线方向吹来时，方形塔架上的风载荷最大，在缺乏详细计算的条件下，此值可取为正面风载荷的1.2倍。

2.2.4.1.4.4. 相对于风向呈倾斜的结构部分

单根构件、结构等

当风向与构件的纵轴或结构表面成某一角度吹来时，沿风向的风载荷按下式计算

$$F=A \cdot q \cdot C_f \cdot \sin^2 \theta \quad (\text{N})$$

式中： $F \cdot A \cdot q$ 和 C_f 与 2.2.4.1.3. 节所给定义相同；

θ 是风向与构件纵轴或结构表面的夹角 ($\theta < 90^\circ$)。

桁架和格构式塔架

当风向与桁架或格构式塔架的纵轴成某一角度吹来时，沿风向的风载荷按由下式计算：

$$F=A \cdot q \cdot C_f \cdot K_2 \quad (\text{N})$$

式中： $F \cdot A \cdot q$ 和 C_f 与 2.2.4.1.3 节所给定义相同；

$$K_2 = \frac{\theta}{50(1.7 - \frac{S_p}{S})}, \text{ 且不得小于 } 0.35 \text{ 或大于 } 1;$$

θ 是风向与桁架或塔架的纵轴的夹角 ($\theta < 90^\circ$)。

S_p 是桁架或塔架的腹杆体系在其向风平面上的投影面积 (m^2)

S 是桁架或塔架的所有杆件(腹杆和弦杆)在其向风平面上的投影面积 (m^2)

设 K_2 分别有下限值 0.35 和上限值 1.0，当计算值 < 0.35 时取为 0.35，当计算值 > 1.0 时，取 1.0。

2.2.4.2. 积雪载荷

桥式起重机、桥式类型起重机、臂架起重机的设计计算中，不必考虑积雪载荷。

2.2.4.3. 温度变化

由温度变化所形成的应力只有在特殊情况下才予以考虑，例如当构件不能自由膨胀时。这种情况下，最大的温度变动范围应取为：

-20℃ 到 +45℃

2.2.5. 其它各种载荷

2.2.5.1. 平台所承受的载荷

在设计出入通道、司机室及平台时，应使其能承受下述集中载荷：

对可能要堆放一些材料的维修用通道和平台 3000 牛顿

对仅供工作人员进出的通道与平台 1500 牛顿

作用在扶手和踢脚板上的水平力 300 牛顿

大梁计算中不采用这些载荷。

2.3 载荷情况

为了进行计算, 必须考虑三种不同的载荷情况:

- 无风工作情况
- 极限风工作情况
- 特殊载荷情况

根据2.2.节确定了不同的载荷之后, 应采用一个增大系数 γ_c 来考虑由不完善的计算方法和无法预料的偶然因素导致超出计算应力的可能性, 系数 γ_c 随起重机械的组别而变化。

系数 γ_c 的值在2.3.4.节中给出。

2.3.1. 情况 I: 起重机械无风工作情况

应考虑下述载荷: 由自重引起的静载荷 S_G , 由工作荷重引起的载荷 S_L 乘以动力系数 ϕ 以及2.2.3.节所述水平力中除缓冲作用力外最不利的两个水平力 S_H

然后, 所有这些载荷必须乘以2.3.4.节所规定的增大系数 r_c , 即:

$$r_c(S_G + \phi S_L + S_H)$$

如果行走运动只是为了调整起重机械作业位置, 而不是经常用于搬运货物, 这一运动的影响不应与其他水平运动组合。举例来说, 码头起重机就是这种情况, 一旦定位后, 就在某个固定地点装卸一系列货物。

2.3.2. 情况 II: 起重机械带风工作情况

在考虑情况 I 各载荷之外再加上2.2.4.1.2.1.节(表 T.2.2.4.1.2.1.)所述的极限工作风力的影响 S_w , 必要时还要考虑由温度变化所引起的载荷, 即:

$$r_c(S_G + \phi S_L + S_H) + S_w$$

注: 加速和减速的动态效应在情况 I 和情况 II 中具有不同的值, 因为有风时的加速或制动时间同平静无风情况时是不一样的。

2.3.3. 情况 III: 起重机械受到特殊载荷情况

特殊载荷产生于下述情况:

- 起重机不工作但受到最大风力
- 起重机工作, 并受到缓冲作用力
- 起重机进行第 8 册中所述的试验。

应考虑以下载荷组合中的最大者:

a) 由自重引起的载荷 S_G 加上2.2.4.1.2.2.节所提到的由最大风所引起的载荷 S_{wmax} (包括锚定装置的反作用力);

b) 由自重引起的载荷 S_G , 由工作荷重引起的载荷 S_L 加上2.2.3.4.节所予期发生的最大缓冲作用力 S_T ;

c) 由自重引起的载荷 S_G 加上两种载荷 $\phi \rho_1 S_L$ 和 $\rho_2 S_L$ 中的较大者。 ρ_1 和 ρ_2 分别是乘上安全工作荷重的动态试验系数(ρ_1)和静态试验系数(ρ_2)见 8.1.1 和 8.1.2 节。

这三种情况用下述公式来表示:

$$a) S_G + S_{wmax}$$

$$b) S_G + S_L + S_T^*$$

$$c) S_G + \phi \rho_1 S_L \text{ 或 } S_G + \rho_2 S_L$$

注1: 应该指出, 如果出现由工作荷重所引起的应力与由自重所引起的应力方向相反的情况, (C)项下的核算只有在静态试验荷重不低于安全工作荷重的1.5倍时才进行。

注2: 按2.2.3.4.1.节所提到的条件, 在碰撞缓冲器之前采用减速装置时, S_T 应取用起先由减速装置的减速作用所引起的载荷和最后由缓冲器缓冲作用所引起的载荷中的较大者。

2.3.4. 增大系数 γ_c 的选择

增大系数 γ_c 的值取决于起重机械的组别:

表 T.2.3.4.
增大系数 γ_c 的数值

起重机械组别	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
γ_c	1.00	1.02	1.05	1.08	1.11	1.14	1.17	1.20

2.4 地震影响

一般说来，起重机械的结构不必要对欧洲地区的地震影响进行核算。

但是，如果有官方的条例或特殊技术条件有此要求，那么一些专门的规范或建议可供易受地震的地区使用。

起重机的用户应将这个要求向供应商提出，用户还应提供相应的地震谱。

*要考虑由工作荷重造成的载荷，但是由冲击引起的荷重摆动的效应可忽略不计，因为当其它冲击效应差不多已被吸收时摆动才对结构起加载作用。这一论述并不适用于有刚性导架而不能摆动的荷重。

2.5 有关机构设计的载荷

机构受到两种类型的载荷:

a) 依由电动机或者制动器作用于机构上的转矩而定的载荷, 用符号 S_M 表示。

b) 同电动机或制动器的作用无关, 而取决于作用到机构零件上的反作用力且不与作用在驱动轴上的转矩相平衡的载荷*, 用符号 S_R 表示。

2.5.1. S_M 型载荷

应考虑这类载荷是:

a) S_{MG} , 对应于起重机械(不包括工作荷重)运动部分重心垂直位移的载荷。

b) S_{ML} , 对应于工作荷重垂直位移的载荷, 工作荷重见结构部分 2.2 节所下的定义。

c) S_{MF} , 对应于机构效率(见第 4.2.6.1.1. 节)未计及的摩擦力的载荷。

d) S_{MA} , 与运动的加速(或制动)有关的载荷。

e) S_{MW} , 对应于起重机械工作风力的载荷。

2.5.2. S_R 型载荷

应考虑这类载荷是:

a) S_{RG} , 由零部件重量引起的作用在所讨论零件上的载荷

b) S_{RL} , 由工作荷重引起的载荷, 工作荷重见结构部分 2.2 节所下的定义。

c) S_{RA} , 由起重机械或其某些部分的各种加速或减速运动所引起的载荷, 只要这些载荷的数量级与 S_{RG} 和 S_{RL} 载荷相比, 不能忽略不计的话; 按结构部分 2.2.3.1. 节那样计算。

d) S_{RW} , 由极限工作风力 S_W 或最大风 S_{wmax} (见 2.2.4.1. 节)引起的载荷, 只要这些载荷的数量级不能忽略不计, 就要加以考虑。

*例如, 在行走运动中, 由对轨道轮的垂直反作用力和侧向力引起的载荷使轮轴处于受力状态, 但并不传递到驱动机构的零部件上去。

2.6. 载荷情况

计算时要考虑三种载荷情况:

情况 I: 无风正常工作

情况 II: 带风正常工作

情况 III: 特殊载荷

对每种载荷情况必须确定一个最大载荷, 作为计算的依据

注: 很明显, 对于不暴露于风中的起重机械, 情况 I 和情况 II 是完全相同的。

按 2.5 节所指出的那样确定各种载荷之后, 应采用一个增大系数 γ_m 来考虑, 由不完善的计算方法和无法预料的偶然因素导致超出计算应力的某种可能性。系数 γ_m 取决于机构的组别, 其值给出于表 T.2.6 内。

表 T.2.6.
增大系数 γ_m 的数值

机构组别	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
γ_m	1.00	1.04	1.08	1.12	1.16	1.20	1.25	1.30

2.6.1. 情况 I - 无风正常工作

2.6.1.1. S_M 型载荷

S_M 型的最大载荷 S_{MmaxI} (见 2.5 节) 通过对 2.5.1 节所定义的载荷 S_{MG} , S_{ML} , S_{MF} 和 S_{MA} 进行组合来加以确定, 可用下面关系式表示:

$$S_{MmaxI} = (\overline{S_{MG}} + \overline{S_{ML}} + \overline{S_{MF}} + \overline{S_{MA}}) \gamma_m$$

注: 必须指出, 这不是关系式内所需考虑的每一项的最大值的组合, 而是在实践中实际可能发生的最不利的载荷组合所造成的载荷值。

2.6.1.2. S_R 型载荷

S_R 型的最大载荷 S_{RmaxI} (见 2.5 节) 通过对 2.5.2 节所定义的载荷 S_{RG} , S_{RL} , S_{RA} 进行组合来加以确定, 可用下面关系式表示:

$$S_{RmaxI} = (\overline{S_{RG}} + \overline{S_{RL}} + \overline{S_{RA}}) \gamma_m$$

2.6.1.1 节的注也适用于此。

2.6.2. 情况 II - 带风正常工作

2.6.2.1. S_M 型载荷

S_M 型的最大载荷 S_{MmaxII} (见 2.5 节) 通过对 2.5.1 节所定义的载荷 S_{MG} , S_{ML} , S_{MF} 和下列两个组合之一进行再组合来加以确定:

a) 载荷 S_{MA} 和对应于 $80(N/m^2)$ 风力的风载荷 S_{Mw8}

b) 对应于 $250(N/m^2)$ 风力的风载荷 S_{Mw25}

取下面两关系式计算值中的较大者:

$$S_{Mmax}^{II} = (\overline{S}_{MG} + \overline{S}_{ML} + \overline{S}_{MF} + \overline{S}_{MA} + \overline{S}_{Mw8}) \gamma_m$$

或

$$S_{Mmax}^{II} = (\overline{S}_{MG} + \overline{S}_{ML} + \overline{S}_{MF} + \overline{S}_{Mw25}) \gamma_m$$

2.6.1.1. 节中的注也适用于此。

2.6.2.2. S_R 型载荷

S_R 型的最大载荷 S_{Rmax}^{II} (见 2.5 节) 通过对 2.5.2. 节所定义的载荷 S_{RG} , S_{RL} , S_{RA} 和对应于 250(N/m) 风力的风载荷 S_{RW25} 进行组合来加以确定, 可用下面关系式表示:

$$S_{Rmax}^{II} = (\overline{S}_{RG} + \overline{S}_{RL} + \overline{S}_{RA} + \overline{S}_{RW25}) \gamma_m$$

2.6.1.1. 节中的注也适用于此。

2.6.3. 情况 III - 特殊载荷

2.6.3.1. S_M 型载荷

2.5. 节中所定义的 S_M 型载荷的最大值 S_{Mmax}^{III} 是在实际操作条件下电动机实际能传递给机构的最大载荷 S_{Mmax}^{III} 的值在 2.6.4. 节中给出。

2.6.3.2. S_R 型载荷

由于与缓冲器或固定障碍物相碰撞所引起的超载后果对机构来讲远小于结构, 因此, 所要取的特殊载荷就是结构 2.3.3. 节 a 中所给出的载荷。

由此得出: $S_{Rmax}^{III} = \overline{S}_{RG} + \overline{S}_{RWmax}$

当采用附加的锚定装置或者牵索来保证最大风力时的稳定性或防风抗滑性, 这些装置对相应机构的影响必须加以考虑。

2.6.4. 上述有关计算 S_M 的见解的应用

起重机械的各机构执行以下功能之一:

- 使运动质量的重心作纯垂直位移(如起升运动)
- 使运动质量的总重心作水平位移的所谓纯水平位移(如横向行走, 纵向行走, 回转或平衡式变幅运动)
- 使运动质量的重心作提升和水平位移相组合的运动。(如非平衡式变幅运动)

2.6.4.1. 起升运动

对 S_M 型载荷, 公式简化如下:

情况 I 和 II: $S_{Mmax}^{I} = (\overline{S}_{ML} + \overline{S}_{MF}) \gamma_m$

在这儿, 由起升加速产生的载荷被忽略不计, 因为它同 S_{ML} 比起来微不足道。

情况 III: $S_{Mmax}^{III} = 1.6(\overline{S}_{ML} + \overline{S}_{MF})$

考虑到 2.6.3.1. 节所提出的一般原则, 可以认为能传递到起升机构上的最大载荷实际上限制在 S_{Mmax}^{III} 的 1.6 倍*。

*只有误操作(错误判断荷重等)才会造成较大的载荷。根据完全不同的各种起重机械的多年实践经验, 可以认为系数 1.6 是足够安全的。必须强调应该避免使用过大功率的电动机。

2.6.4.2. 水平运动

情况 I 公式简化为

$$S_{Mmax}^I = (\overline{S_{MF}} + \overline{S_{MA}}) \gamma_m$$

情况 II 取下面两个值中的较大者:

$$S_{Mmax}^{II} = (\overline{S_{MF}} + \overline{S_{MA}} + \overline{S_{MW8}}) \gamma_m$$

或

$$S_{Mmax}^{II} = (\overline{S_{MF}} + \overline{S_{MW25}}) \gamma_m$$

情况 III 对 S_{Mmax}^{III} , 取对应于电动机(或制动器), 最大扭矩的载荷。除非作业条件限制了实际传递的扭矩, 例如由于车轮在轨道上打滑, 或者由于使用了适当的限制器(如液压联轴器, 力矩限制器等), 这时必须取实际传递的扭矩*。

2.6.4.3. 复合运动

对情况 I 和 II, 载荷 S_{Mmax}^{II**} 用 2.6.1.1. 节和 2.6.2.1. 节给出的通用公式来确定。

情况 III: 对最大值 S_{Mmax}^{III} 可以取由电动机最大力矩引起的载荷, 这一过高的值总是可以接受的, 因为它增加了安全性。当用于升高运动质量重心的功率同克服加速或风力影响所需的功率相比可以忽略不计时必须使用这个载荷。

反之, 当加速或风力的影响同运动质量重心垂直位移的影响相比可以忽略不计时, 这个值就太大, 而 S_{Mmax}^{III} 可以通过下式来计算:

$$S_{Mmax}^{III} = 1.6 S_{Mmax}^{II}$$

在这两个极限数值之间的各种情况, 应根据选用的电动机、起动方式以及由惯性和风力影响引起的载荷与由重心升高引起的载荷的相对数值来分别加以研究。

毫无例外, 当作业条件限制实际传递给机构的力矩(见 2.6.4.2.)而它又小于上述数值时, 则将这个极限力矩取为 S_{Mcmax} 的值。

*在起升运动中, 在正常工作条件下传递给机构的载荷不可能大于由于起升工作荷重产生的载荷, 因为加速的影响可忽略不计。

*就起升运动来说, 正常地传递给机构的载荷受起升荷重的限制, 而在水平运动中, 如果不存在机械性的限制, 电动机的最大转矩总是可以传递给机构的, 这就是为什么要根据是讨论水平运动还是其它运动来规定计算 S_{Mmax}^{III} 的不同方法。

**或者对于不受风的起重机, 为 S_{Mmax}^I 。

附录 A-2.1.1. 起重机械和机构利用等级的选配

本附录旨在指出一种方法，运用这种方法，在许多情况下都可以从起重机械的整体利用等级和某些示工作制特点的参数推出机构的利用等级来。

从 2.1.2.2. 节所定义的一个起重循环的平均持续时间 t_{mc} (s) 可知，这就是在这样一个循环中完成所有作所需要的时间。

于是，以小时为单位：起重机械总的使用寿命 T 由下列关系给出。

$$T = N t_{mc} / 3600$$

式中 N 表示决定起重机械利用等级的起重循环数。

表 T.A.2.1.1.1. 根据起重机械利用等级给出了循环持续时间为 30 至 480 秒时的各个 T 值。所采用的重循环数是各利用等级的最大数；但为了减少不同 T 值的数目，将利用等级 U0, U1 和 U2 的起重循环数分别调整为 15625, 31250 和 62500。

下一步是确定每个机构在一个起重循环中的持续使用时间和整个循环的平均持续时间 t_{mc} 的比值 α_i 。

表 T.A.2.1.1.2. 根据起重机械的总使用寿命和各约定的比值 α_i 给出了机构总的使用寿命 T_i 。该表也指出了机构的利用等级，各不同等级用阶梯形区域表示出。

这样，为了得出机构的利用等级，只要先参考表 T.2.1.2.2. 确定起重机械的利用等级，然后再确定起重循环的平均持续时间及 α_i 值就可以了。

根据这三个参数，可直接从表 T.A.2.1.1.3. 的诺谟曲线得出机构的利用等级。

表 T.A.2.1.1.1.
起重机械总的使用寿命 T (小时)

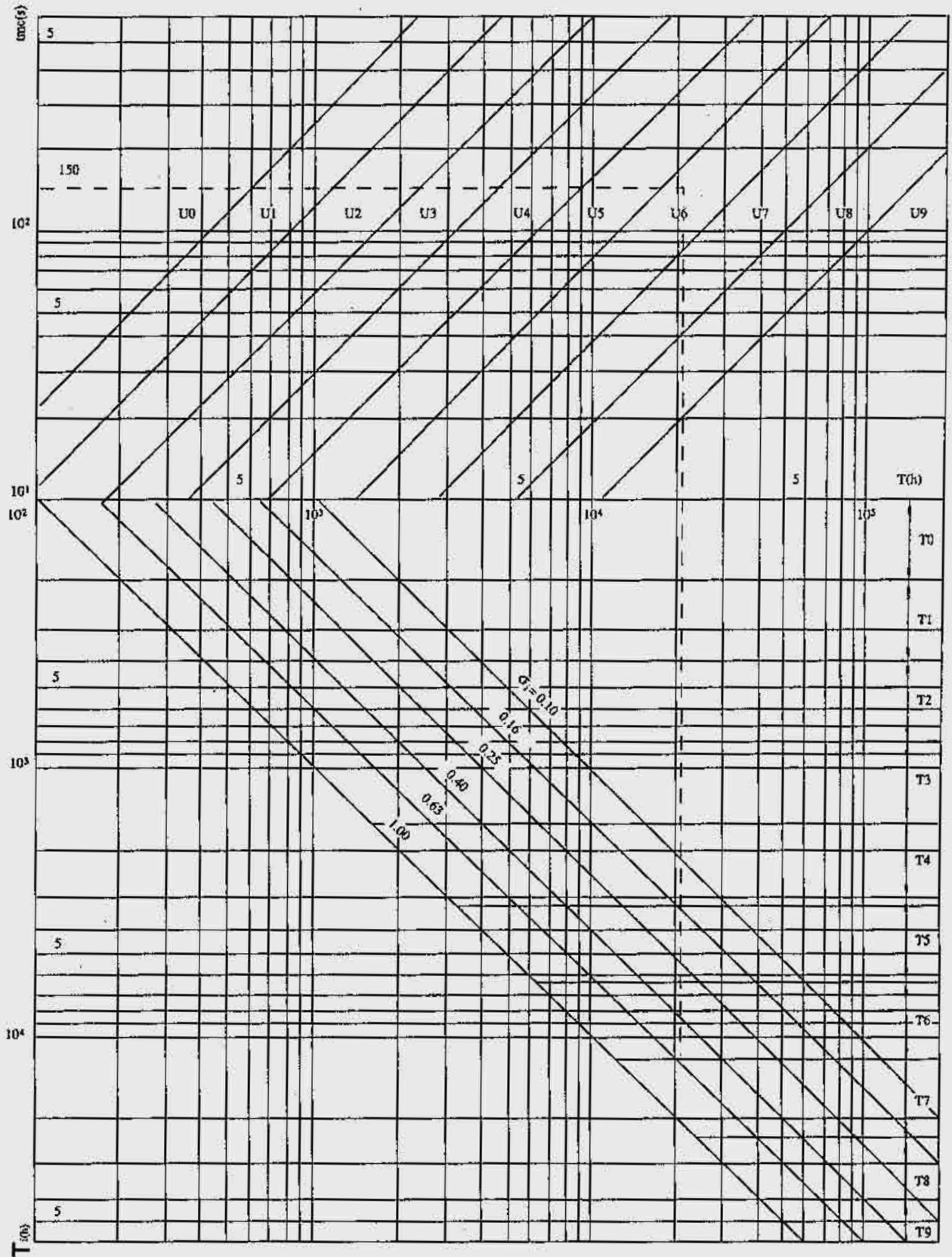
起重循环的 平均持续时间 t_{mc} (秒)	起 重 机 械 利 用 等 级									
	U0	U1	U2	U3	U4	U5	U6	U7	U8	U9
30	130	260	520	1040	2085	4165	8335	16665	33335	>33335
45	195	390	780	1565	3125	6250	12500	25000	50000	>50000
60	260	520	1040	2085	4165	8335	16665	33335	66665	>66665
75	325	650	1300	2605	5210	10415	20835	41665	83335	>83335
90	390	780	1565	3125	6250	12500	25000	50000	100000	>100000
120	520	1040	2085	4165	8335	16665	33335	66665	133335	>133335
150	650	1300	2605	5210	10415	20835	41665	83335	166665	>166665
180	780	1565	3125	6250	12500	25000	50000	100000	200000	>200000
240	1040	2085	4165	8335	16665	33335	66665	133335	>200000	
300	1300	2605	5210	10415	20835	41665	83335	166665	>200000	
360	1565	3125	6250	12500	25000	50000	100000	200000	>200000	
420	1825	3645	7290	14585	29165	58335	116665	>200000		
480	2085	4165	8335	16665	33335	66665	133335	>200000		

表 T.A.2.1.1.1.

根据 T 和 α_i 确定机构总使用寿命(小时)

T (时)	α_i 值						机构利用 等级
	1.00	0.63	0.40	0.25	0.16	0.10	
130	130	82	52	33	21	13	T0
195	195	123	78	49	31	20	
260	260	164	104	65	42	26	
325	325	205	130	81	52	33	
390	390	246	156	98	62	39	
520	520	328	208	130	83	52	
650	650	410	260	163	104	65	
780	780	491	312	195	125	78	
1040	1040	655	416	260	166	104	
1300	1300	819	520	325	208	130	
1565	1565	986	626	391	250	157	
1825	1825	1150	730	456	292	183	
2085	2085	1314	834	521	334	209	
2605	2605	1641	1042	651	417	261	
3125	3125	1969	1250	781	500	313	T1
3645	3645	2296	1458	911	583	365	
4165	4165	2624	1666	1041	666	417	
5210	5210	3282	2084	1303	834	521	T2
6250	6250	3938	2500	1563	1000	625	
7290	7290	4593	2916	1823	1166	729	
8335	8335	5251	3334	2084	1334	834	
10415	10415	6561	4166	2604	1666	1042	T3
12500	12500	7875	5000	3125	2000	1250	
14585	14585	9189	5834	3646	2334	1459	
16665	16665	10499	6666	4166	2666	1667	T4
20835	20835	13126	8334	5209	3334	2084	
25000	25000	15750	10000	6250	4000	2500	
29165	29165	18374	11666	7291	4666	2917	
33335	33335	21001	13334	8334	5334	3334	T5
41665	41665	26249	16666	10416	6666	4167	
50000	50000	31500	20000	12500	8000	5000	
58335	58335	36751	23334	14584	9334	5834	T6
66665	66665	41999	26666	16666	10666	6667	
83353	83353	52501	33334	20834	13334	8334	
100000	100000	63000	40000	25000	16000	10000	
116665	116665	73499	46666	29166	18666	11667	T7
133335	133335	84001	53334	33334	21334	13334	
166665	166665	104999	66666	41666	26666	16667	
200000	200000	126000	80000	50000	32000	20000	T8
> 200000	> 200000	> 126000	> 80000	> 50000	> 32000	> 20000	
							T9

表 T.A.2.1.1.3.
起重机械机构的利用等级



机构利用等级

应用举例

码头边件货起重机

起重机利用等级是 U5

一个起重循环包括以下操作

——荷重起升

——行走

——回转

——下降

——荷重脱钩

——空钩起升

——回转

——行走

——空钩下降

——新的荷重挂上钩

完成这一循环的平均时间估计为 150 秒

比值 α_i 估算如下:

——起升(起升和下降): $\alpha_i=0.63$

——回转(两个方向): $\alpha_i=0.25$

——行走: $\alpha_i=0.10$

对利用等级 U5 和 $t_{mc}=150$ 秒表 T.A.2.1.1.1. 给出:

$T=20835$ 小时

对 $T=20835$ 小时, 表 T.A.2.1.1.2. 给出各种机构总使用寿命 T_i 和利用等级如下:

——起升($\alpha_i=0.63$): $T_i=13126$ 小时 $T7$

——回转($\alpha_i=0.25$): $T_i=5209$ 小时 $T5$

——起升($\alpha_i=0.10$): $T_i=2084$ 小时 $T4$

根据坐标 $t_{mc}=150$ 秒(虚线), 可从表 T.A.2.1.1.3. 中曲线得出同样结论。

附录 A—2.2.3. 由水平运动加速引起的载荷的计算

第一部分 计算方法

1. 基本数据

设 V 为荷重悬挂点在加速期终了或制动期开始时(视所考虑的是加速过程还是制动过程而定)的稳定水平速度。

F 为一个作用在荷重悬挂点上与 V 同方向的假想水平力, 这个水平力对所考虑的运动产生的影响同电动机或制动器施加的加速或减速转矩所产生的影响一样。

2. 程序

下列各参数, 必须依次加以计算

等效质量(m)

除荷重外, 在所考虑的运动中的所有运动部分的惯量用一个集中在荷重悬挂点上的等效质量 m 代替, 由下面的关系式给出:

$$m = m_0 + \sum_i \frac{I_i \cdot \omega_i^2}{V^2}$$

式中: m_0 为除荷重外与荷重悬挂点作同一纯线性运动的所有元件的总质量。

I_i 为在所考虑的运动过程中, 作旋转运动的某零件绕旋转轴的转动惯量。

ω_i 上述零件绕旋转轴的角速度, 指与荷重悬挂点线速度 V 相对应的角速度。

连加号 Σ 所表示的和式应包括在所考虑的运动过程中所有进行旋转的零件(结构, 机构, 电动机)。不过就机构来说, 除了同电动机轴直接连接的零件外, 其它零件的惯性可以忽略不计。

平均加速度或减速度(j_m):

$$j_m = \frac{F}{m + m_1}$$

式中 m_1 为荷重的质量

加速度或减速度的平均持续时间(T_m):

$$T_m = \frac{V}{j_m}$$

平均惯性力

计算每个处于运动中的零部件与荷重悬挂点加速度 j_m 相对应的加速度, 将这加速度乘上被考虑零部件的质量就得到它所承受的平均惯性力。

对荷重本身, 这个惯性力 F_{cm} 由下式给出:

$$F_{cm} = m_1 j_m$$

摆动周期 T_1 :

$$T_1 = 2\pi \sqrt{\frac{l}{g}}$$

式中:

l 为荷重处于最高位置时的悬挂长度(l 小于 2 米时, 不必考虑)

g 为重力加速度

μ 值:

$$\mu = \frac{m_1}{m}$$

当运动的驱动系统控制着加速度和减速度并使其保持定值时, 取 μ 等于零, 且与质量 m 和 m_1 无关。

β 值:

$$\beta = \frac{T_m}{T_1}$$

ψ_h 值:

由所得到的 μ 和 β 值, 利用图 A.2.2.1. 中的曲线, 即可求出相应的 ψ_h 值。

设计结构时要考虑的惯性力

求得考虑动力效应后的惯性力, 也就是结构计算中必须考虑的惯性力如下:

——由荷重所产生的惯性力: $\psi_h \cdot F_{cm}$

——除荷重外其它运动部分的惯性力: 平均惯性力的两倍。

3. 证明

上述方法的证明详见本附录第二部分。

第二部分 方法的说明

1. 问题的提出

起重机械是一个物理系统, 实质上, 其组成为:

——集中质量(吊钩荷重, 配重, ……)和分布质量(大梁, 绳索……)

——这些质量之间的弹性连接(大梁, 绳索……)

如果这样一个原本处平衡状态的系统受到一个变动载荷, 它并不是渐渐地趋向于新的平衡状态(即使新施加的载荷本身是个定值也是如此), 相反, 它进入一种较复杂的围绕新平衡状态的振动运动中, 在这个运动过程中, 系统的各种内载荷和应力可以超过——有时显著超过——系统在新载荷作用下处于静衡状态时的计算值。

当起重机械水平运动加速或减速(制动)时这样一种情况就出现。因而, 如果一台起重机械或者起重机械的一部分从静止位置开始作直线或回转运动, 系统的零部件经受加速并因此受到惯性力作用; 一旦达到稳定速度, 加速停止, 惯性力消失, 同时外载荷发生新的变化。

在受惯性力作用期间, 回转系统(如起重机的回转部分)转过的角度一般说来是比较小的, 既然如此, 如果假定系统的每个点在此期间都沿着一条直线运动, 将不会产生明显的误差。另外, 由于对直线运动和回转运动采用的处理方法没有原则的区别, 所以下面对直线运动将作详细讨论(第2节)而对回转运动只作简短说明(第3节)。

2. 在直线运动情况下载荷的计算

2.1. 常用数据

现准备对一台起重绳上吊着荷重的桥式起重机的行走制动情况进行探讨。实际中碰到的其它情况可用类似方法处理。

就图 A.2.1. 来说:

m_1 为悬挂荷重的质量;

m 为包括小车在内的桥式起重机的总质量(关于行走驱动电动机和机械装置的惯性见下面的注释);

x 为起重机沿其轨道的位置坐标(较确切的说法是: x 代表起重绳悬挂点沿平行于行走方向的某轴线的

坐标);

x_1 为悬挂荷重重心的位置坐标, 其轴线的方向、指向和原点均与 x 轴线相同;

$Z = x_1 - x$ 表示荷重相对于起重机的水平位移的坐标。

假定在 $t=0$ 的时刻, 桥式起重机正以速度 v 沿 x 轴的正方向运动, 而荷重相对于起重机来说是静止的

$$(Z = Z' = 0, \text{ 其中 } Z' = \frac{dz}{dt})$$

如果在 $t=0$ 的时刻, 对行走机构进行制动, 那末从这一时刻起, 在驱动轮与其轨道接触的每一点上, 会产生一个平行于 x 轴, 但与 x 轴的正方向相反的水平力。为简化起见, 假定小车位于桥式起重机主梁跨中, 由对称性可知, 每根轨道上的合力是相同的, 它在 x 轴上的投影用 $F/2 (F < 0)$ 来表示。于是, 用在运动系统(起重机加荷重)上的总制动力的绝对值为 F 。

如果该系统是由刚性连接的质量所组成, 那末由此将产生绝对值为 j_m 的减速度, 其值由下列关系式给出:

$$j_m = \frac{F}{m+m_j} \quad (2.1.1)$$

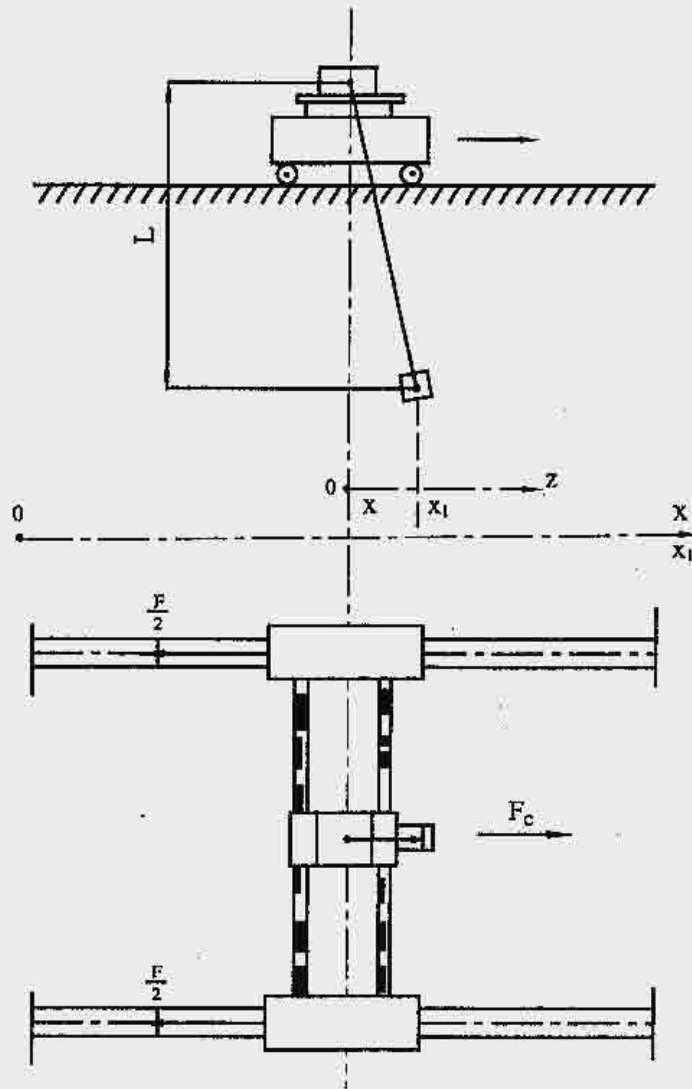


图 A.2.1.

不过, 务必不要忘记的是, F 来源于施加到行走机构上的制动转矩, 它不仅制动起重机和荷重的移动性, 而且还制动驱动电动机及传动机械的旋转惯性。一般说来, 除了与电动机轴连成一体的那些零件外, 所有其它零件的转动惯量可以忽略不计。但在许多情况下, 与电动机轴连成一体的那些零件的惯性是必须

以考虑的, 而关系式(2.1.1.)只有在 m 包括等效质量 m_e 的前提下才能成立, m_e 由下列关系式给出:

$$m_e V^2 = I_m \omega_m^2 \quad (2.1.2.)$$

式中:

I_m 为同电动机轴连成一体的所有零件的转动惯量(当然包括电动机本身在内)

ω_m 为与起重机行走速度 V 相对应的电动机的角速度。

在减速度 j_m 的影响下, 悬挂绳不可能保持其铅垂位置, 它的新平衡位置对铅垂线倾斜了一个 α_m 角度, α_m 由下列关系式给出:

$$\alpha_m = \arctg \frac{j_m}{g} \quad (2.1.3.)$$

式中 g 为重力加速度。在这种情况下, 吊绳给了起重机一个水平力, 其在 x 轴上的投影 F_{cm} 为:

$$F_{cm} = m_j j_m \quad (2.1.4.)$$

事实上系统不是刚性的, 减速度不是定值, 因此不可能由(2.1.1.)式给出, 荷重和吊绳发生摆动运动, 吊绳对起重机的水平力可大大不同于(2.1.4.)给出的数值。

通过类似的推理, 可以断言, 系统的减速度产生作用在起重机和小车的每个零部件上的惯性力, 但是由于大梁的弹性性质, 系统将作振动运动, 在振动过程中, 应力将有波动, 必须对这种波动进行估算。

下面两段将依次讨论惯性力对荷重和大梁的影响。

2.2. 惯性力对荷重的影响

确定荷重在制动后的运动规律时, 由大梁在水平面内的柔性所引起的悬挂点的移动可以忽略不计。事实上, 这一移动的幅值同荷重摆动幅值相比是非常小的。因此, 可以把起重机看作一个不变形的系统来进行计算。

吊绳作用于起重机上的力在 x 轴上的投影 F_c 由下列关系式给出:

$$F_c = m_1 g \frac{x_1 - x}{l} = m_1 g \frac{Z}{l} \quad (2.2.1.)$$

式中 l 是荷重的悬挂长度, 要注意的是 F_c 与荷重相对于其初始平衡位置的位移 Z 成正比, 就好像它是弹性复原力一样。

运动方程可写成:

$$m_1 x_1'' = m_1 g \frac{x_1 - x}{l} \quad (2.2.2.)$$

$$m x'' = m_1 g \frac{x_1 - x}{l} - F \quad (2.2.3.)$$

设 $t=0$ 时 $x=0$ 则初始条件如下

$$\text{对 } t=0, \quad x_1 = x = 0 \quad (2.2.4.)$$

$$x_1' = x' = V \quad (2.2.5.)$$

$$Z = x_1 - x = 0 \quad (2.2.6.)$$

$$Z' = x_1' - x' = 0 \quad (2.2.7.)$$

令

$$\frac{g}{l} = \omega_1^2 \quad (2.2.8.)$$

$$\frac{m_1}{m} \cdot \frac{g}{l} = \omega_2^2 \quad (2.2.9.)$$

$$\omega_1^2 + \omega_2^2 = \omega_r^2 \quad (2.2.10.)$$

$$\frac{F}{m} = j_0 \quad (2.2.11.)$$

于是, 方程(2.2.2)和(2.2.3)变成

$$x'' + Z'' + \omega_1^2 Z = 0 \quad (2.2.12)$$

$$x'' - \omega_2^2 Z = -j_0 \quad (2.2.13)$$

从而

$$Z'' + \omega_r^2 Z = j_0 \quad (2.2.14)$$

用初始条件(2.2.4.)至(2.2.7.), 求得这些方程的解为

$$Z = \frac{j_0}{\omega_r^2} (1 - \cos \omega_r t) \quad (2.2.15)$$

$$x' = V - \frac{\omega_1^2}{\omega_r^2} j_0 t - \frac{\omega_2^2}{\omega^2} \cdot \frac{j_0}{\omega_r} \sin \omega_r t \quad (2.2.16)$$

x 的完整表达式对我们并无直接意义。

令

$$\frac{j_0}{\omega_r^2} = Z_m \quad (2.2.17)$$

于是, 不难看出, Z_m 是荷重在起重机的等减速度等于式(2.1.1.)所定义的 j_m 值, 也就是在对被视为刚体的运动总质量(起重机加荷重)施加制动力 F 后所得到的减速度值时所呈现的平衡位置。荷重位移值 $Z = Z_m$ 与式(2.1.4)所定义的吊绳作用于起重机上的水平力 F_{cm} 相对应。对式(2.2.1.), (2.2.15.)和(2.2.17.)进行比较, 可以看出:

$$F_c = F_{cm} (1 - \cos \omega_r t) \quad (2.2.18)$$

如果起重机的减速持续时间为 t_d , 而且

$$\omega_r t_d > \pi \quad (2.2.19)$$

可以看到 F_c 的瞬时值可成为 F_{cm} 的两倍, 或者换句话说, 其最大值 $F_{c \max}$ 由下列关系式给出:

$$F_{c \max} = 2F_{cm} \quad (2.2.20)$$

如果条件(2.2.19.)不能满足, 意味着起重机在荷重达到最大位移 $Z = 2Z_m$ 之前已停止, 但是在起重机停止后, 荷重通常将继续摆动, 所以吊绳将继续对起重机施加一个变化的水平力, 必须找出其可能达到的最大值。

容易证明, 在起重机已经停止后, 荷重的运动由下列表达式给出:

$$Z = Z_d \cos \omega_1 (t - t_d) + \frac{Z_d'}{\omega_1} \sin \omega_1 (t - t_d) \quad (2.2.21)$$

其中:

$$Z_d = Z_m (1 - \cos \omega_r t_d) \quad (2.2.22)$$

$$Z_d' = \omega_r Z_m \sin \omega_r t_d \quad (2.2.23)$$

式中 t_d 是 x' 的表达式(2.2.16.)等于零时间 t 的最小正值。

于是 F_c 的最大值 $F_{c \max}$ 由下列关系式给出:

$$F_{c \max} = F_{cm} \sqrt{(1 - \cos \omega_r t_d)^2 + \frac{\omega_r^2}{\omega_1^2} \sin^2 \omega_r t_d} \quad (2.2.24)$$

一般说来, 可以取:

$$\frac{F_{c \max}}{F_{cm}} = \phi_h \quad (2.2.25)$$

引入下述两个量可使 ϕ_h 的计算简化:

$$T_m = \frac{V}{j_m} \quad (2.2.26)$$

在减速度是定值且运动系统不变形的条件下起重机减速阶段的延续时间

$$T_1 = \frac{2\pi}{\omega_1}$$

由悬挂荷重所构成的单摆系统(起重机已停止)的摆动周期

$$T_1 = 2\pi\sqrt{\frac{l}{g}}$$

不难证明, ϕ_h 只同两个无量纲参数 μ 和 β 有关, μ 和 β 由下列比值作出定义:

$$\mu = \frac{m_l}{m} \quad (2.2.26.)$$

$$\beta = \frac{T_m}{T_1} \quad (2.2.27.)$$

它们很容易求得。要注意的是式(2.2.16)可以写成:

$$x' = V \left[1 - \frac{(\omega_r t) + \mu \sin(\omega_r t)}{2\pi\beta\sqrt{1+\mu}} \right] \quad (2.2.28.)$$

于是:

$$\frac{(\omega_r t_d) + \mu \sin(\omega_r t_d)}{2\pi\beta\sqrt{1+\mu}} = 1 \quad (2.2.29.)$$

由这个方程式就可以确定要代入式(2.2.24.)的 $\omega_r t_d$ 值

图(2.2.1.)给出了不同 μ 值时 ϕ_h 和 β 的关系曲线($\mu=0$ 的曲线将在后面第5章中加以说明)。

如果 $\mu < 1$ (通常桥式起重机的行走运动属于这种情况, 就像所举的例子中那样), 对这个问题的分析表明 ϕ_h 无论如何不可能超过 2。如果条件(2.2.19.)得到满足, 或者说如果 β 达到或超过取决于 μ 的某一临界值 β_{crit} (两种说法是一回事), 则在起重机减速阶段能够达到 $\phi_h=2$ 这个数值。因此, 超过这临界值后, 不管 β 取什么值, ϕ_h 等于 2, 保持不变。

如果 $\mu > 1$ (横向行走运动或者旋转运动可能属于这种情况, 如是横向行走运动, m 实际上只代表小车的重量), 同样的分析表明, 倘如 β 达到或超过取决于 μ 的某一临界值 β_{crit} , 则 ϕ_h 可以超过 2, 并达到一个由下式给出的最大值:

$$\phi_h = \sqrt{Z + \mu + \frac{1}{\mu}} \quad (2.2.30.)$$

实际上, 只有在荷重悬挂点静止后的荷重摆动期间才能达到这个最大值, 临界值 β_{crit} 是指在条件(2.2.19)被满足之前或者在 F_c 达到 $2F_{cm}$ 之前起重机已停住这一情况时的 β 值。然而, 任何大于 β_{crit} 的 β 值都能使式(2.2.19)满足, F_c 必然超过 $2F_{cm}$, 因而 $\phi_h > 2$, 还要提请注意的是: 如果算得的 $\beta > \beta_{crit}$, 取 V 等于运动的最大稳定速度, 且从下述初始速度开始制动:

$$\frac{\beta_{crit}}{\beta} V$$

则必然导致由式(2.2.30)给出的最大 ϕ_h 值。这就是为什么在图 A.2.1. 中, 对于所有大于 β_{crit} 的 β 值, ϕ_h 值保持不变的原因。

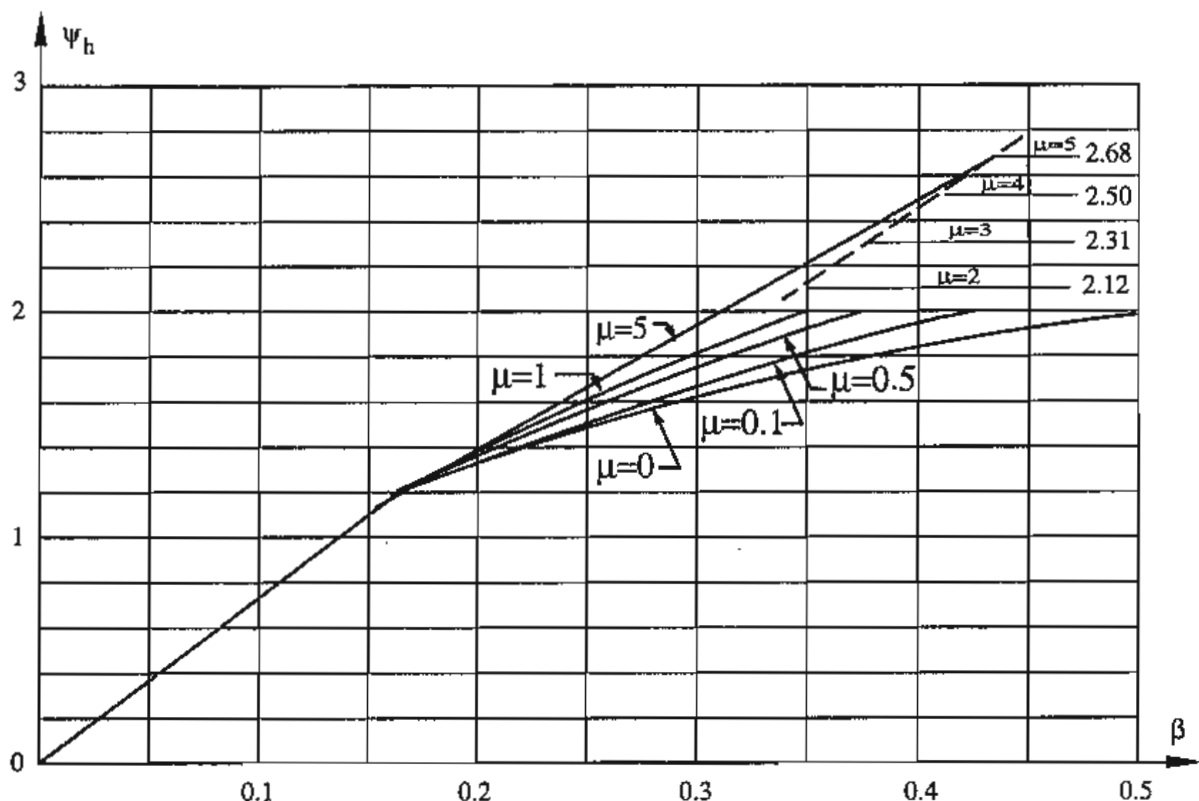


图 A.2.2.1.

关于 T_j 的选择, 应该注意当荷重的悬吊长度 l 变短时, ψ_h 达到高值的危险性总是越来越大, 因为这时将使 β 更快地达到其临界值, 因此计算时必须假定荷重已接近它的最高位置。实际上, l 一般在 $2m$ 和 $8r$ 之间, 下表给出了一些 l 值时的 T_j 值:

l (m)	T_j (s)
2	2.84
3	3.47
4	4.01
5	4.49
6	4.91
7	5.31
8	5.67

水平力 F_{cmax} 对结构受载情况的影响有待进一步研究。

这种力是确实存在的, 所以设计任何部件诸如直接传递这种力的小车时, 必须使它们能经受住这种力作用于整个大梁上的载荷图形值得引起注意。

首先考虑在起重机停止前出现 F_{cmax} 的情况, 将起重机看成是两端受支承, 中心受到力 F_{cmax} 作用的横梁是不正确的。必须看到这个事实, 两个支承点中的任一点只能传递一反作用力 $F/2$, 图 A.2.2.2. 中顺序排列的几幅图说明了必须怎样来考虑这个问题, 图“a”代表理想平衡状态, 其中整个系统受到一个减速度 j (或加速度 $x'' = -j_m$), 同时吊绳产生一个力 F_{cm} , 因此, 系统的每一材料单元 d_m 受到一惯性力 $j_m d_m$, 图“a”是由图“b”和图“c”叠合而成的, 图形“b”涉及的是由作用在起重机本体上的惯性力所形成的载荷 (在 2.3. 节内讨论), 图形“c”表示由吊绳引起的载荷的影响, 事实上, 由吊绳产生的实际的力并不是图“c”中的所示 F_{cm} 而是力:

$$F_{cmax} = \psi_h F_{cm} \quad (2.2.31)$$

由于支承点(制动轮)不可能增加它们的反作用力。超额力 $(\psi_h - 1)F_{cm}$ 就只能产生一个附加加速度 x'' 如下所示:

$$x'' = (\psi_h - 1) \frac{F_{cm}}{m}$$

这种附加加速度转换成一种作用在起重机的所有材料单元上的分布载荷 $-x'' d_m$ ，因而图形“d”表示设计大梁时要考虑的载荷图形。

接着考虑起重机停止之后出现 $F_{cm\max}$ 的情况。这个时候，制动轮不必再将部分作用力用来平衡起重机的惯性力。一般说来，制动轮必须被认为是已经不动了。既然如此，大梁就必须按好似两端受到支承而中心受到力 $F_{cm\max}$ 作用这样的情况来设计，事实上，这后一种情况是唯一需要考虑的情况，因为当 F_c 在起重机停止之前，达到它的最大值 $2F_{cm}$ 时，则这个力在停顿后的摆动运动过程中仍然会出现。

如果不是考虑起重机的制动阶段，而是讨论加速阶段，那么所有上述考虑仍然适用，在加速过程中，起重机被一个恒定的驱动转矩从静止状态加速到一个给定的稳定速度。

2.3. 惯性力对结构钢架的影响

在前一节中，结构被假定是完全刚性的，然而，事实上它具有一定程度的弹性，因而它在制动过程中和进入停止状态后也呈现出一种振动运动。因为结构实质上是由分布质量而不是由简单的集中质量组成，所以从理论上确定其运动规律往往是非常困难的，只对惯性力起明显作用的特大型起重机械才须要进行这样的计算。

几乎在所有的情况下，都可以用一个复原力与变形量成正比、受有关参照系全加速激励的简单振动系统来代表结构。鉴于表达式(2.2.1.)后的注，第2.2.节中所作的一些讨论也可以用在在这里。但是，结构的自振周期(类似于2.2.节的周期下)总是明显地比悬挂荷重的周期短，在大多数情况下不超过零点几秒，其结果是与 β 相对应的参数总是超过临界值 β_{crit} ，所以用于按平均加速度算得的惯性载荷的 ψ_h 系数值必须始终取为等于2。唯一可能的例外情况是减速阶段极短，例如猛烈制动一低速行走机构，以致于引起车轮在轨道上打滑。

因为结构的振动频率高，所发生的最大载荷在某个瞬间会与由荷重引起的最大载荷相叠加。

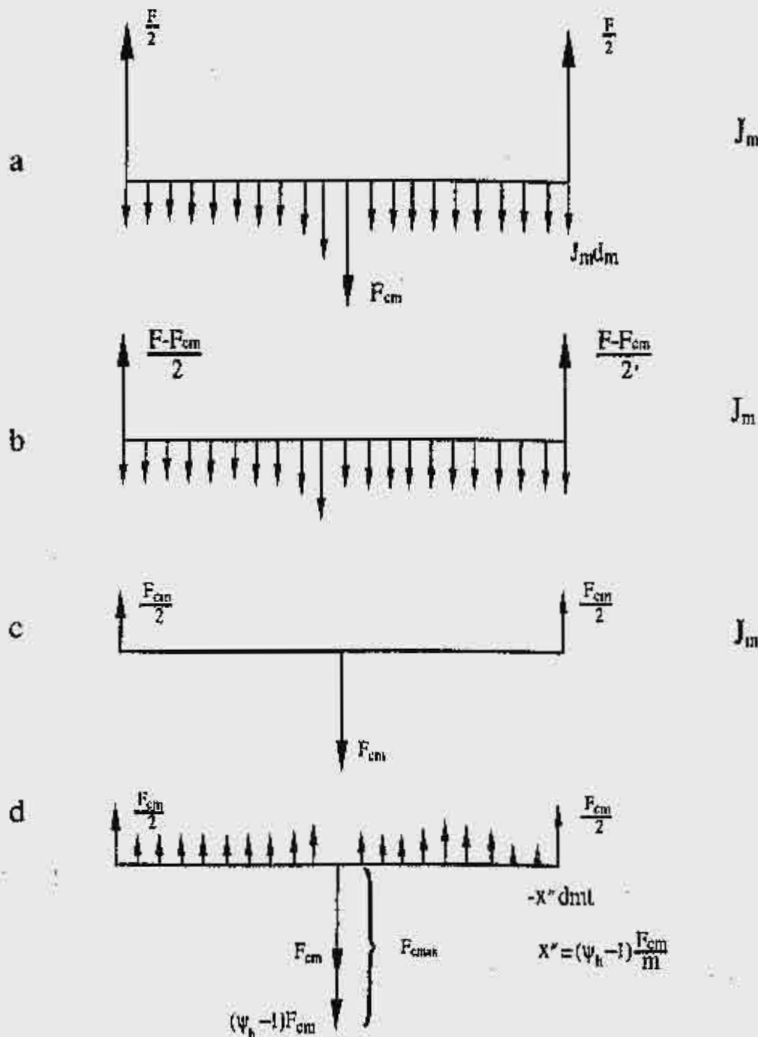


图 A.2.2.2.

3. 回转运动情况下载荷的计算

对于回转运动，也可展开类似于第2节的一些讨论，为计算作用在荷重上的惯性力的影响，只需由下列关系式确定 m 就行了：

$$mV^2 = I\omega^2 \quad (3.1.)$$

式中：

V 为荷重悬挂点的水平线速度，

I 为所有运动部分(结构，机械装置，电动机)对于特定轴的转动惯量，

ω 为与上述速度 V 相对应的该特定轴的角速度。

4. 变幅运动情况下载荷的计算

对于变幅运动情况下，也可展开类似于第2节的一些讨论，只要从下列关系式确定 m 就可以了：

$$mV^2 = 2T \quad (4.1.)$$

式中：

V 为荷重悬挂点的水平线速度

T 为当荷重悬挂点的水平线速度等于 V 时处于运动中的质量的总动能

5. 具有规定加速度的系统

在某些控制系统中，诸如某些沃德——伦纳德(Ward-Leonard)发电机—电动机或液压传动系统，加速和减速度的大小是由系统的特性所规定的，并且不管外界条件如何始终保持不变。因此，荷重的摆动不会扰乱运动中的起重机械或起重机械一部分的加速或减速情况。

在2.2.节论及的例子中，这等于假定 x'' 是一给定的常数。利用方程式(2.2.12.)及其导出式，不难得出在这种情况下：

$$\psi_h = 2 \sin \beta \pi \quad \text{对 } \beta < 0.5 \quad (5.1.)$$

$$\psi_h = 2 \quad \text{对 } \beta > 0.5 \quad (5.1.)$$

如果假定质量 m_1 比起 m 来是无限小，因此不可能扰乱 m 的运动，那么也可以得出这样的情况。既然如此，(5.1.)是使 μ 趋近于零时得到的极限曲线，在图 A2.2.1. 中用曲线 $\mu = 0$ 来表示。

第2.3.节的一些讨论不需要作任何改变。

6. 结论

知道了转矩或者制动力或加速力后，第一步是假定结构的各部分是完全刚性的而荷重集中在悬挂点上，据此计算出平均减速度或加速度 j_m ，用这个加速度、计算出作用在荷重和结构各单元上的惯性力，然后把这些力乘上某个系数 ψ_h ，以考虑各连结环节的弹性。

对作用在结构上的惯性力， ψ_h 值总是取为等于2，但在第2.3节倒数第二段所提到的特殊情况下，如能证明 ψ_h 值确实有所减小的话，则是一个例外。

就作用在荷重上的惯性力来说，先要计算质量 m (必要时，要把电动机和机构惯性的等效质量包括进去)，然后，根据运动的最大稳定速度，确定平均减速时间或平均加速时间 $T_{mo} T_I$ 值取决于荷重在其最高位置时的悬挂长度，因此是可以知道的，这样就能确定参数 μ 和 β (对于具有规定加速度的系统， $\mu = 0$)，而图 A.2.2.1. 提供了相应的 ψ_h 值。几乎在所有情况下，力的最大值出现在，或者可能出现在所讨论的制动阶段或者起阶段完成之后，用普通静力学定律就可以决定其对结构的影响。

要注意的是，第2节所讲的计算是假定初始时间 $t=0$ 时，荷重是相对地静止的($Z=Z'=0$)。如果不是这样的说，系统的运动就要受影响， ϕ_h 可能比我们所确定的值，要高得多。举例来说，在运动受到重复的断断续续的制动时，或者后续运动在较短时间间隔内发生时，这种情况就会发生。因此，上面指的计算方法不管怎么说都不能说是过于保守的，而且存在一些特殊情况，在这种情况下使用这一方法时最好要给以适当注意。