

零件的谱系数 K_{sp} 用上面提到的 C 值来确定。至于组别 E8 (见 4.1.3.6.) 中的零件, 也必须用完全相同的方法来计算谱系数, 只是要用 C' 来代替 C 。为了区别由此求出的两个谱系数, 第二个谱系数用 K'_{sp} 表示。 C 值低于 2.5, 表明有关零件设计不当, 这样的零件决不能使用。

4.1.3.6. 机械零件的疲劳强度

一已知机械零件的疲劳强度 σ_K 或 τ_K 分别用下列表示式来确定:

$$\sigma_K = \left(2^{\frac{8-j}{C}}\right) \cdot \sigma_d$$

或

$$\tau_K = \left(2^{\frac{8-j}{C}}\right) \cdot \tau_d$$

式中 j 是零件的组别号

对于组别 E8 零件, 其总使用时间 n 和谱系数 K_{sp} (见 4.1.3.5.) 满足不等式:

$$nK'_{sp} > 2 \times 10^6$$

σ_K 或 τ_K 必须用以下表示式确定:

$$\sigma_K = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{n} \cdot \frac{1}{K'_{sp}}\right)^{1/C'} \cdot \sigma_d$$

或

$$\tau_K = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{n} \cdot \frac{1}{K'_{sp}}\right)^{1/C'} \cdot \tau_d$$

根据零件的总使用时间 n 和谱系数 K_{sp} 。它们的组别划分和相应于每一组别的临界疲劳应力用图形表示于图 4.1.3.6. 中, 其中 σ_{jk} 表示用于组别 E_j 的应力, 对临界剪切应力, 字母 σ 必须用 τ 来代替。

4.1.3.7. 许用应力和计算

将第 4.1.3.6. 节中所定义的 σ_K 和 τ_K 分别以安全系数 v_k 就可求出许用应力 σ_{af} 和 τ_{af} 取:

$$v_k = 3.2^{1/C}$$

或

$$v_k = 3.2^{1/C'} \quad \text{对满足 4.1.3.6. 节倒数第二段不等式的组别 E8 的零件。}$$

于是, σ_{af} 和 τ_{af} 由下列关系式求得:

$$\sigma_{af} = \frac{\sigma_K}{v_k}$$

$$\tau_{af} = \frac{\tau_K}{v_k}$$

同时核算:

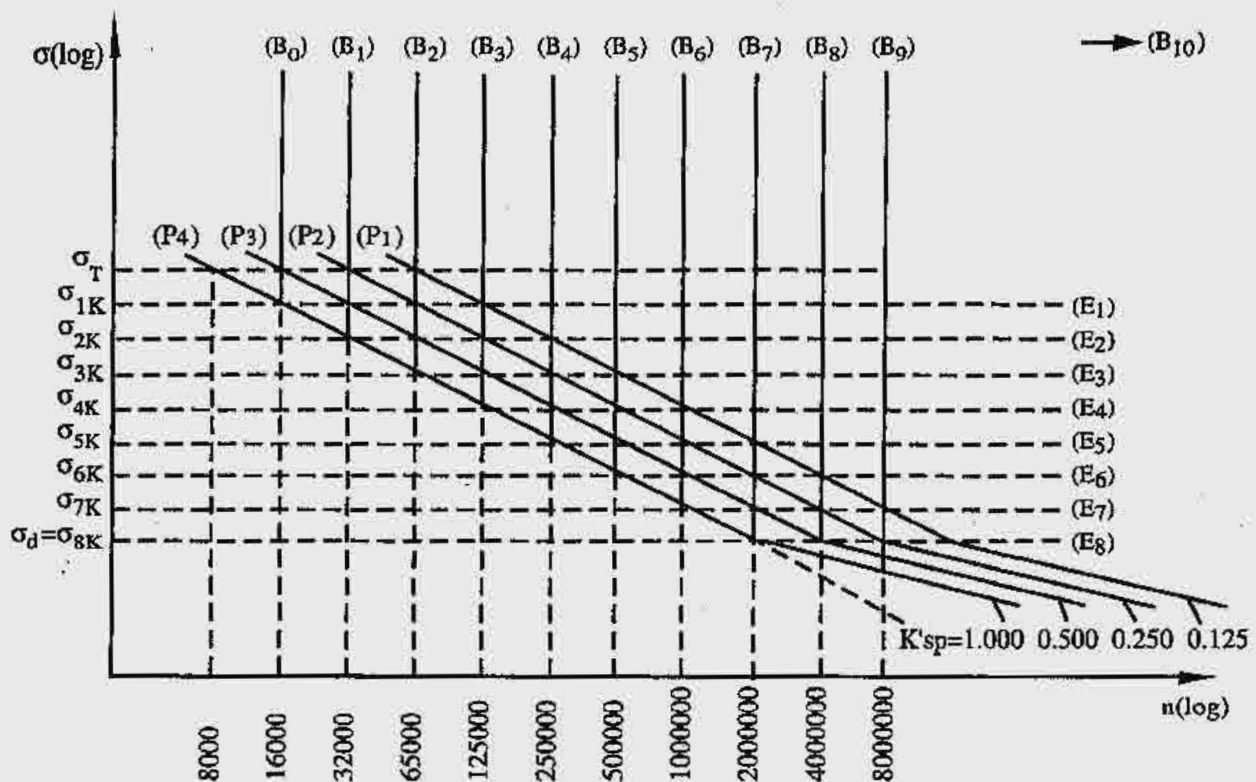
$$\sigma \leq \sigma_{af}$$

$$\tau = \tau_{af}$$

这里:

σ 为最大计算正应力;

τ 为最大计算剪切应力。



受具有不同极值应力比 K 的正应力和剪切应力同时作用的零件，必须满足下述条件：

$$\left(\frac{\sigma_x}{\sigma_{Kx}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{Ky}}\right)^2 - \left(\frac{\sigma_x \sigma_y}{\sigma_{Kx} \sigma_{Ky}}\right) + \left(\frac{\tau}{\tau_K}\right)^2 < \frac{1.1}{\gamma_K^2}$$

式中：

σ_x, σ_y 分别为 x 方向和 y 方向的最大应力；

τ 为最大剪应力；

σ_{Kx}, σ_{Ky} 分别为 x 方向和 y 方向的正应力疲劳强度，

τ_K 为剪切疲劳强度

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，就必须分别对载荷 $\sigma_{xmax}, \sigma_{ymax}$ 和 τ_{max} 以及最不利的相应应力进行计算。

应该注意上述核算量并不能保证抗脆性破坏的安全性，只有选择合适的材质才能确保这种安全性。

4.1.4. 磨损核算

对于受磨损的零件，一些影响磨损的特定物理量，诸如表面压力或圆周速度必须加以确定，必须根据现有的经验定值，使之不会导致过度磨损。

4.2. 特殊零件设计计算

4.2.1. 滚动轴承的选择

要选用滚动轴承, 首先要核算该轴承能否经受得住:

——在载荷情况 I、II 和 III 中的最不利一种情况下所受到的静载荷。

——在载荷情况 I 和 II 中的较不利一种情况下的最大动载荷。

4.2.1.1. 理论寿命

另外, 所选择的滚动轴承在 4.2.1.2. 节和 4.2.1.3. 节所述的恒定平均载荷作用下, 必须具有合格的理论寿命(以小时计, 见表 T.2.1.3.2.), 其值随机构的利用级别而定。

4.2.1.2. 承受 S_M 型载荷的轴承的平均载荷

为了考虑作业循环期间 S_M 型载荷的变化, 确定一个等效的平均载荷 S_{Mmean} 并假定它在 4.2.1.1. 节中所确定的理论寿命期间是不变的。

将 2.6.4.1. 节和 2.6.4.2. 节所述的 S_{MmaxII}^* 乘上 2.1.3.3. 节所述的谱系数 K_m 的立方根, 可求得 S_{Mmean} 。

$$S_{Mmean} = K_m S_{MmaxII}^*$$

4.2.1.2.1. 确定复合运动下滚动轴承的平均载荷 S_{Mmean}

在运动质量重心既有提升又有水平位移的复合运动(例如不平衡变幅运动)情况下, 将下面两种平均载荷组合起来以确定平均载荷 S_{Mmean} :

——由 4.2.1.2. 节确定的, 由加速和风力产生的平均载荷;

——由运动质量重心的垂直位移所引起的平均载荷, 它由下列表达确定:

$$S_{Mmean} = \frac{2S_{Mmax} + S_{Mmin}}{3}$$

式中 S_{Mmax} 和 S_{Mmin} 是相应载荷的最大值和最小值。

4.2.1.3. 承受 S_R 型载荷的轴承的平均载荷

计算不受风起重机在载荷情况 I 或受风起重机在载荷情况 II 下所产生的极值载荷 S_{Rmax} 和 S_{Rmin} (见 2.6 节), 而轴承按下式给出的恒定平均载荷设计:

$$S_{Rmean} = \frac{2S_{Rmax} + S_{Rmin}}{3}$$

要求达到与 4.2.1.1. 节相一致的理论寿命。

4.2.1.4. 同时承受 S_M 型和 S_R 型载荷的轴承的平均载荷

在上述基础上, 对假定为单独作用的 S_M 型和 S_R 型载荷分别确定其等效平均载荷。而轴承按照由 S_M 和 S_R 两种平均载荷组合而得的等效平均载荷进行选择。

4.2.2. 绳索选择

下述条例是要对在本设计规范所管辖的起重机上使用的索绳规定合理的最低选用要求。

这些条例并不企图解决所有的问题, 也不是想代替绳索制造厂和起重机制造厂之间的对话, 对话是不可少的。

这些条例适用于优先选用的符合 ISO Recommendation 2408: “通用钢丝绳——特性”的绳索。

但是, 这些条例也不排除在 ISO Recommendation 2408 中未加规定的绳索。

对这种绳索, 制造厂有义务向用户确认 ISO Recommendation 中详细说明的最小参数值对它们是有用的。

* 或者对不受风力的零件, S_{MmaxI}

绳索参数的专门名词同 ISO Recommendation 2408 中所采用的相一致。

下面所述方法是以绳索得到正确润滑、滑轮的卷筒和卷绕直径选择适当、符合 4.2.3. 节要求, 并且在使用过程中绳索得到正确保养、检查和周期性更换, 符合 ISO Recommendation 4309 “绳索检查”的要求为前提的。

绳索直径(和 4.2.3. 节阐述的卷绕直径)的选择要以起升机构组别为依据。但对于要求经常拆卸的起重机(诸如建筑塔式起重机), 由于必须经常换绳, 允许按低于起升机构一级的组别来选择起升绳。不过, 不得低于组别 M3。

不管什么时候, 当起重机用于危险装卸作业(例如, 装卸溶液金属、高放射性或高腐蚀性产品等)时, 选择绳索和滑轮所的结构组别都必须比起重机正常分级的组别高一级。

对危险货物的装卸选择绳索和滑轮直径时所采用的最低组别是组别 M5。

4.2.2.1. 绳索直径选择

制造厂可以用两种方法进行绳索直径的选择:

——用最小实际安全系数 Z_p (见 4.2.2.1.2. 节)方法。该法对运动绳和静态绳(牵索, 拉索等)都有效。

——C 系数法(4.2.2.1.3. 节), 只适用于运动绳。

4.2.2.1.1. 两种方法的共同根据

4.2.2.1.1.1. 起升绳(抓斗绳除外)最大拉伸力 S 的确定

考虑以下因数, 可求得起升绳中最大拉伸力 S:

——起重机械的最大安全工作荷重;

——下滑轮组和起重属具的重量, 其自重加到荷重上加大了绳索拉力;

——绳索缠绕的机械倍减数(对单联滑轮组为滑轮组倍率; 对双联滑轮组为滑轮组倍率的一倍一译注)

——绳索缠绕效率;

——由于加速引起的载荷, 如果其值超过垂直载荷的 10%, 则应加以考虑;

——在上极限位置时, 如果绳索同起升轴线的夹角超过 22.5%, 则应考虑绳索倾斜的影响。

4.2.2.1.1.2. 除起升绳外, 其它绳索最大拉伸力 S 的确定

不是专门用于垂直提升荷重的其它各种绳索的最大拉伸力 S, 最根据载荷情况 I 和 II 的载荷加以确定的, 并考虑正常使用时会反复出现的最不利情况。

对于使重物作水平运动的绳索, 必须考虑由滚动运动、摩擦和运动支持面在法向力作用下出现局部最大坡度所引起的载荷。

4.2.2.1.1.3. 多索抓斗绳索(支持绳索扣闭合绳索)最大拉伸力 S 的确定

在起重机带抓斗的情况下, 荷重的重量在整个循环期间在闭合绳和支持绳之间并不总是平均分配的, 作用力 S 的值应确定如下:

1, 如果所采用的系统能自动保证起升的荷重在闭合绳和支持绳之间平均分配, 或者绳索载荷间的任何差异仅限于闭合绳终了时或开始张开时的短时间内, S 应确定如下:

a, 闭合绳, $S = \text{满载抓斗重力的 } 66\% \text{ 除以闭合绳数。}$

b, 支持绳: 取同样的百分比。

2, 如果所采用的系统不能自动保证荷重在起升运动期间在闭合绳和支持绳之间平均分配, 而实际上, 差不多全部荷重都作用在闭合绳上, S 应确定如下:

a, 闭合绳: $S = \text{满载抓斗的全部重力除以闭合绳数。}$

b, 支持绳: $S = \text{满载抓斗全部重力的 } 66\% \text{ 除以支持绳数。}$

4.2.2.1.2. 最小实际安全系数 Z_p 法

定义: 最小实际安全系数 Z_p 是下列两数之比:

——绳索的最小断裂载荷 F。(在进行绳索断裂试验时必须达到的最小载荷)。

——绳索的最大拉伸力 S

$$Z_p = \frac{F_0}{S}$$

4.2.2.1.2.1. 绳索选择

所选绳索的最小实际安全系数至少要等于与绳索所属机构的组别相对应的最小 Z_p 值(见表T.4.2.2.1.2.)。

表 T.4.2.2.1.2.

安全系数 Z_p

机构组别	最小 Z_p	
	运动绳	静态绳
M1	3.15	2.5
M2	3.35	2.5
M3	3.55	3
M4	4	3.5
M5	4.5	4
M6	5.6	4.5
M7	7.1	5
M8	9	5

4.2.2.1.3.C ——系数法

定义:

c= 绳索选择系数,

s= 使用时, 作用在绳索上的最大拉伸力,

d= 绳索标称直径(绳索的标志尺寸),

f= 绳索的充填系数,

K= 与绳索结构有关的捻制损失系数,

R_0 = 组成绳索的钢丝的最小抗拉强度,

K' = 对给定的绳索结构, 其最小破断载荷经验系数

$$K' = \frac{\pi}{4} \cdot f \cdot K$$

4.2.2.1.3.1. 绳索选择

对于一根具有给定最小钢材强度和给定机构组别的绳索, 存在一个系数 C, 由下式表示:

$$C = \sqrt{\frac{Z_p}{K \cdot f \cdot \frac{\pi}{4} R_0}} = \sqrt{\frac{Z_p}{K' \cdot R_0}}$$

式中 Z_p 为表 T.4.2.2.1.2. 中对于运动绳的最小值, 并同绳索所属的机构组别相对应。

标称直径必须是:

$$d > C\sqrt{s}$$

4.2.2.1.3.2. 系数 C 的计算——担保

计算 C 值要考虑:

——同机构组别相对应的系数 Z_p ,

——绳索钢丝的抗拉强度,

——系数 K' (或系数 K 和 f) 该值可以:

· 对 ISO Recommendation 2408 范围内的标准绳可从中取值(见附录),

· 如果是特殊结构绳, 由绳索制造厂担保。在这种情况下, 绳索制造厂所提供的证明书必须明确指出

K' 的担保值。

4.2.3. 滑轮、卷筒的选择和绳索固定装置

4.2.3.1. 最小卷绕直径

确定绳的最小卷绕直径要核算下列关系式:

$$D \geq H \cdot d$$

式中:

D为滑轮、卷筒或补偿滑轮的卷绕直径,量到绳的中心。

H为取决于机构组别的系数。

d为绳索的标称直径。

注:关于绳索应划归的机构组别参见4.2.2.节。

4.2.3.1.1.H值

系数H的最小值取决于机构的分级组别,对于卷筒、滑轮和补偿滑轮其值由表T.4.2.3.1.1.给出。

这些值适用于常用的和在家熟知的绳索,而且是建立在同它们工作条件有关的经验基础上。

然而,它们不能用来替代绳索制造厂和起重机械制造厂之间的对话,对话是必不可少的,尤其是考虑使用具有各种不同挠性特点的新绳索时。

表 T.4.2.3.1.1.

H 值

机构组别	卷筒	滑轮	补偿滑轮
M1	11.2	12.5	11.2
M2	12.5	14	12.5
M3	14	16	12.5
M4	16	18	14
M5	18	20	14
M6	20	22.4	16
M7	22.4	25	16
M8	25	28	18

4.2.3.1.2. 注释

用4.2.2.1.节给出的公式确定了最小绳索直径,又由此确定了卷筒和滑轮的最小直径后,倘如所用绳索直径不超过最小值25%以上以及绳索拉力不超过用于计算这最小直径的S值,那末直径大于最小计算直径的绳索可以同卷筒和滑轮的最小直径配用。

4.2.3.2. 槽底半径

绳索的使用寿命不仅取决于滑轮和卷筒的直径,而且同绳索和支承绳索的绳槽之间的压力有关。

上面给出的卷绕比就是以支承槽半径r取如下值为先决条件的:

$$r=0.53d$$

这里,d为绳索标称直径。

4.2.3.3. 绳索固定装置

绳索固定装置必须设计得能经受住2.5倍最大拉伸力(2.5s)而没有永久变形。

将绳索固定到卷筒上的装置必须这样进行设计,考虑绕在卷筒上的安全圈的摩擦力,使摩擦力和固定力之和能经受2.5倍最大拉伸力。

计算中所用的绳索和卷筒之间摩擦系数应为:

$$\mu=0.1$$

当绳索从卷筒上绕出到最后时,在绳端固定装置前至少要有两整圈的绳保留在卷筒上。

4.2.4. 轨道轮选择

(2226)

为了选择轨道轮，应考虑以下因素以确定其直径：

- 车轮上的载荷，
- 制造车轮的金属材料的质量，
- 轨道型式，
- 车轮转速，
- 机构分级组别。

4.2.4.1. 轨道轮尺寸

为了确定轨道轮尺寸，必须作以下核算：

- 能承受所受的最大负载
 - 能保证起重机完成正常的作业，而走轮无过度的磨损
- 用下面两上公式核算这两个要求：

$$\frac{P_{mean III}}{b \cdot D} < P_L \cdot C_{1max} \cdot C_{2max} < 1.38 P_L \approx 1.4 P_L$$

取 $C_{1max} = 1.2$ $C_{2max} = 1.15$

及
$$\frac{P_{mean III}}{b \cdot D} < P_L \cdot C_1 \cdot C_2$$

式中：

D 为车轮直径，mm；

b 为轨道有效宽度，mm；

P_L 为极限比压，与车轮材料有关，N/mm²；

C_1 为与车轮转速有关的系数

C_2 为与机构组别有关的系数

$P_{mean III}$ 根据 4.2.4.1.1. 节公式计算，为车轮在载荷情况 III 时承受的平均载荷，(N)。

$P_{mean I, II}$ 为在载荷情况 I 或 II 时承受的平均载荷。

4.2.4.1.1. 确定平均载荷

为确定平均载荷，其步骤是考虑车轮在所讨论的载荷情况下所承受的最大和最小载荷，即确定 $P_{mean I, II}$ 时，起重机处于正常作业状态但不计动力系数 ψ ，确定 $P_{mean III}$ 时，起重机处于非工作状态。在三种载荷情况状态 I，II 和 III 下， P_{mean} 值用下列公式确定：

$$P_{mean I, II, III} = \frac{P_{min I, II, III} + 2P_{max I, II, III}}{3}$$

4.2.4.1.2. 确定轨道有效宽度 b

对于具有平面承压面、总宽度为 l 和每边圆角半径为 r 的轨道，有：

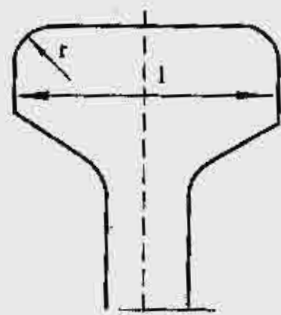
$$b = l - 2r$$

对于具有凸面承压面的轨道，有：

$$b = l - \frac{4}{3}r^*$$

4.2.4.1.3. 确定极限比压 P_L

P_L 值由表 T.4.2.4.1.3. 给出。它是制造轨道轮所用材料的抗拉强度的函数。



* 轨道头部宽度相同时，按上述公式算得的凸面轨有效宽度较平面轨的大。因而表面微凸的轨道，更适合于车轮的滚动运动。

表 T.4.2.4.1.3. P_L 值

轨道轮材料的抗拉强度	P 单位: N/mm^2
$\sigma_R > 500$ N/mm^2	5.0
$\sigma_R > 600$ N/mm^2	5.6
$\sigma_R > 700$ N/mm^2	6.5
$\sigma_R > 800$ N/mm^2	7.2

材质涉及铸铁, 锻钢或轧钢和球墨铸铁。

对于带轮箍的轨道轮, 显然必须考虑轮箍的质量, 轮箍应有足够厚度以免压坏。

当车轮用高强度钢制造且经过热处理使表面硬度很高时, P_L 不应超过根据表面热处理前的的车轮钢材质量按表 T.4.2.4.1.3. 所确定的值。因为 P_L 值取得更高, 会引起轨道早期磨损。

然而, 对于给定的载荷, 这种类型的车轮比表面硬度较低的车轮具有长得多的使用寿命, 这对作业强度高的起重机是有使用价值的。

换句话说, 可以采用普通铸铁的车轮, 尤其是冷硬铸铁的车轮, 它具有良好的表面硬度。

必须记住这样的车轮是较脆的, 应避免用于高速运动或能出现冲击载荷的场合。

在使用这些车轮时, 取 $P=5N/mm^2$ 来确定它们的直径。

4.2.4.1.4. 确定系数 C_1

C_1 值取决于车轮转速, 由表 T.4.2.4.1.4.a 给出。

同样的 C 值也由表 T.4.2.4.1.4.b. 给出, 这里 C_1 值是车轮直径和行走速度(m/min)的函数。

表 T.4.2.4.1.4.a

 C_1 值

车轮转速 R.P.M.	C_1	车轮转速 R.P.M.	C_1	车轮转速 R.P.M.	C_1
200	0.66	50	0.94	16	1.09
160	0.72	45	0.96	14	1.1
125	0.77	40	0.97	12.5	1.11
112	0.79	35.5	0.99	11.2	1.12
100	0.82	31.5	1	10	1.13
90	0.84	28	1.02	8	1.14
80	0.87	25	1.03	6.3	1.15
71	0.89	22.4	1.04	5.6	1.16
63	0.91	20	1.06	5	1.17
56	0.92	18	1.07		

表 T.4.2.4.1.4.b.

用车轮直径和行走速度的函数表达 C_1 值

车轮直径 mm	行走速度, 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	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	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	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	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	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72
630	1.17	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77
710	-	1.16	1.14	1.13	1.12	1.1	1.07	1.04	1.02	0.99	0.96	0.92	0.89	0.84	0.79
800	-	1.17	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82
900	-	-	1.16	1.14	1.13	1.12	1.1	1.07	1.04	1.02	0.99	0.96	0.92	0.89	0.84
1000	-	-	1.17	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1	0.97	0.94	0.91	0.87
1120	-	-	-	1.16	1.14	1.13	1.12	1.1	1.07	1.04	1.02	0.99	0.96	0.92	0.89
1250	-	-	-	1.17	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1	0.97	0.94	0.91

4.2.4.1.5. 确定系数 C_2

系数 C_2 取决于机构的分级组别, 由表 T.4.2.4.1.5. 给出。

表 T.4.2.4.1.5.

C_2 值

机构分级组别	C_2
M1-M4	1.12
M5	1
M6	0.9
M7-M8	0.8

4.2.4.2. 注释

注1: 这些公式仅适用于直径不超过1.25米的车轮, 经验表明对于更大的直径, 轨道和车轮之间的许用压力必须降低。不推荐用更大直径的车轮。

注2: 要注意极限比压 P_L 是一种名义比压, 它是在这样一种假定下确定的, 即认为车轮和轨道间的接触是发生在宽度为早先(4.2.4.1.2.节)定义的有效宽度、长度为车轮直径的表面上。上面的计算方法是由赫兹 (HERTZ)公式推导出来的, 该式可写成:

$$\frac{\sigma_{cg}}{0.35E} = \frac{p}{b \cdot d}$$

式中:

σ_{cg} 为车轮和轨道的压缩应力, N/mm^2

E 为金属材料的弹性模数, N/mm^2

p 为车轮载荷, N

b 和 D , mm 如前面(4.2.4.1.节)所定义。

取 K_L 表面具有比压因次 N/mm^2 的 $\frac{\sigma_{cg}^2}{0.35E}$ 值, 关系式可以写成:

$$K_L = \frac{p}{b \cdot d}$$

它表征着轨道上车轮的比压取:

$$K_L = P_L \cdot C_1 \cdot C_2$$

得 4.2.4.1.节的公式。

4.2.5. 齿轮设计 (p227)

齿轮的设计计算方法由制造厂自行选择, 但制造厂必须指明所选用方法的出处, 齿轮设计所需考虑的载荷按 2.6.节的说明来确定。

计算中要考虑的操作时间, 应采用 2.1.3.2.节所确定的通用小时数。

附件 A-4.1.3. 确定机构零件的疲劳许用应力

抛光试件的疲劳极限是一个实验室数据，事实上，实际使用中的零件从来就达不到这个数值。许多因素——形状、尺寸、表面情况(机加工质量)和可能的腐蚀——引起不连续性，造成“切口效应”，使零件按常规的材料力学初等方法计算的许用应力值降低。分别用大于或等于1的系数 K_s 、 K_d 、 K_u 、 K_c 除以抛光试件的疲劳极限来考虑这些因素的影响。

有关这些系数的确定方法了陈述如下：

a. 确定 K_s ：

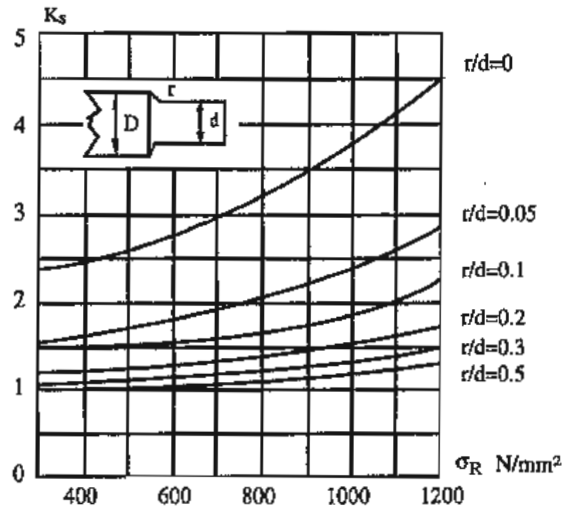
本系数表示有圆弧过渡的截面变化、环形槽、横向孔及轮毂固定方法等造成的应力集中。

图 A.4.1.3.1.a. 和 b. 给出了适用于直径 $D=10$ 毫米的形状系数 K_s 值，它们是金属材料抗拉强度的函数。

曲线 a 给出的系数 K_s 用于 $D/d=2$ 的阶梯轴，对于其它的 D/d 值可参用修正表 T.A.4.1.3.1. 曲线 b 给出一些 K_s 值用于孔、环形、环形槽和键槽。

直径超过 10 毫米时要引入尺寸系数 K_d

图 A.4.1.3.1.a.
形状系数 K_s (直径 $D=10$ mm)
阶梯截面 $D/d=2$



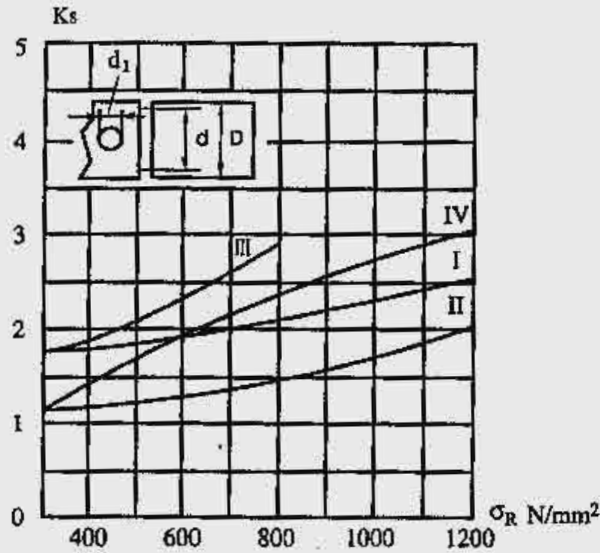
对其它的 D/d 值，由曲线 $(r/d)+q$ 求得 K_s ，下面是 q 值：

表 T.A.4.1.3.1.

$D/d \leq 2$ 时的修正系数 q

D/d	1.05	1.1	1.2	1.3	1.4	1.6	2
q	0.13	0.1	0.07	0.052	0.04	0.022	0

图 A.4.1.3.1.b.
形状系数 K_s (直径 $D=10\text{mm}$)
孔, 环形槽, 键槽



- 曲线 I: 横向孔 $d_1=0.175d$
 II: 环形槽: 深 1 毫米
 III: 用键与轮毂相连
 IV: 用压配合与轮毂相连

b. 确定尺寸系数 K_d

直径大于 10 毫米时, 应力集中效应增加, 引入尺寸系数 K_d 来加以考虑。
 表 T.A.4.1.3.2. 给出了 d 由 10 毫米到 400 毫米的系数 K_d 值。

表 T.A.4.1.3.2.

K_d 值

$d(\text{mm})$	10	20	30	50	100	200	400
K_d	1	1.1	1.25	1.45	1.65	1.75	1.8

c. 确定表面情况(机加工方法)系数 K_u 。

经验表明粗加工零件的疲劳极限比精细抛光的零件低。

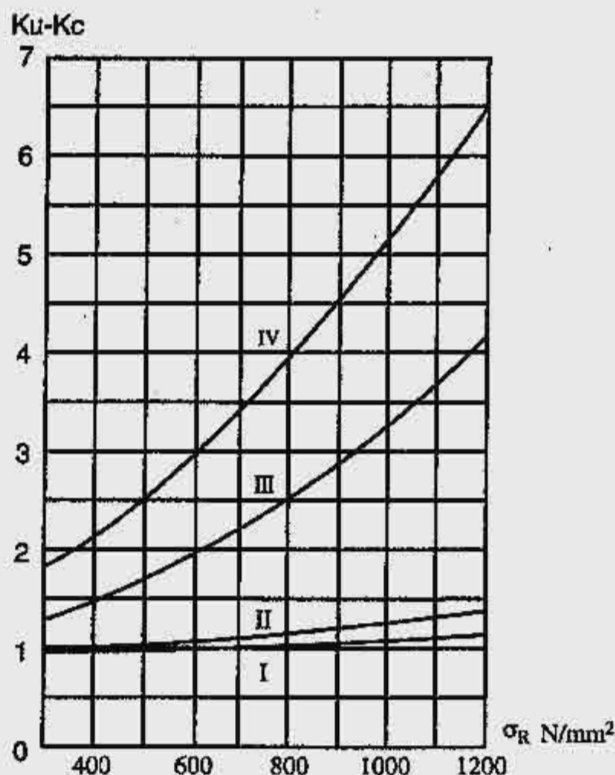
用图 A.4.1.3.2. 给出的机加工系数 K_u 来考虑这一因素, 它们是分别是磨削或用金刚砂精细抛光的表面和粗加工的表面给出的。

d. 确定腐蚀系数 K_c 。

腐蚀对钢材的疲劳极限有非常明显的影响, 用系数 K_c 来加以考虑。

图 A.4.1.3.2. 对淡水和海水腐蚀的两种情况给出了系数 K_c 值。

图 A.4.1.3.2.

加工系数 K_u 、腐蚀系数 K_c 值 K_u 值

曲线 I 表面磨削或精细抛光

II 表面粗加工

 K_c 值 III 表面受淡水腐蚀

IV 表面受海水腐蚀

应用举例

用 A-550 钢做的阶梯轴，直径 $D=70\text{mm}$ ， $d=50\text{mm}$ ，过渡圆弧半径 $r=5\text{mm}$ ，用车床加工，用键与轮子相连。

该零件被划分在组别 E_4 内假定轴受交变载荷($K=-1$)，材料为 A-550 钢(最小 $\sigma_R=550\text{N/mm}^2$)

于是，可以取：

$$\sigma_{bw}=0.5 \times 550=275 \text{ N/mm}^2$$

在截面 A-B 上

$$D/d=70/50=1.4$$

$$r/d=5/50=0.1$$

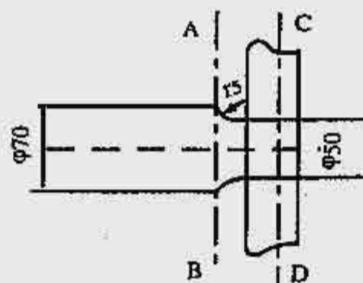
确定 K_s (形状)对 $D/d=1.4$ ，有 $q=0.04$ (表 T.A.4.1.3.1.)由曲线 $(r/d)+q=0.1+0.04$ ，用内插法求得：

$$K_s=1.4 \quad (\text{图 A.4.1.3.1.a})$$

确定 K_d (尺寸)对 $d=50$ ，有 $K=1.45$ (表 T.A.4.1.3.2.)确定 K_u (机加工)对一个用车床上加工的零件，有 $K_u=1.15$ (图 A.4.1.3.2. 曲线 II)

由以上数值，可导出：

$$\sigma_{\omega K} = \frac{275}{1.4 \times 1.45 \times 1.15} = 117.8 \text{ N/mm}^2$$



对 $K=-1$, 有

$$\sigma_d = \sigma_{\omega K} = 117.8 \text{ N/mm}^2$$

$$C = \frac{\log(2000000/8000)}{\log(550/117.8)} = 3.58$$

于是, 对组别 E_4 , 极限应力是:

$$\begin{aligned}\sigma_K &= \sigma_d \cdot Z \frac{8-4}{C} \\ &= 117.8 \times 2^{(4/3.58)} = 255.4 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

安全系数 v_K 为:

$$v_K = 3.2^{1/c} = 3.2^{1/3.58} = 1.38$$

因此, 许用应力 σ_{af} 是:

$$\sigma_{af} = \frac{255.4}{1.38} = 184.6 \text{ N/mm}^2$$

截面 C-D

有: $K_s = 2.2$ (图 A.4.1.3.1.b.)

$K_d = 1.45$ (与上面同值)

$K_u = 1.15$ (与上面同值)

于是:

$$\sigma_{\omega K} = \frac{275}{2.2 \times 1.45 \times 1.15} = 75 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_d = \sigma_{\omega K} = 75 \text{ N/mm}^2$$

$$C = \frac{\log(2000000/8000)}{\log(550/75)} = 2.77$$

$$\sigma_K = 75.2^{(4/2.77)} = 204 \text{ N/mm}^2$$

$$v_K = 3.2^{1/2.77} = 1.52$$

$$\sigma_{af} = \frac{204}{1.52} = 134 \text{ N/mm}^2$$

有关疲劳问题的参考文献

LISO OF SOME WORKS DEALING WITH FATIGUE PROBLEMS

(1) Niemann, G. Maschinenelemente

Band 1

Springer verlag Berlin/Cottingen/Heidelberg 1975

(2) Niemann, G. Maschinenelemente

Band 2

Soringer verlag Berlin/Cottingen/Heidelberg 1983

(3) Decker, K.-H. Maschinenelemente

Carl Hanser verlag, Munchen 1982

(4) "Metal Fatigue" by J.A. POPE-ph D, D.Sc-wh.Sch.I.Mech.E.

Chapman and Hall Ltd., 37, Essex Street, London, W.C.2.

(5) "La Fatigue des Metaux" by R. CAZAUD-Ingenieur CNAM-Doctor of the university of paris-Lecturer at the Higher Institute for Mechanical Engine-ering Materials, Consulting Engineer Dunoo

92, rue Bonaparte-paris

(6) "Fatigue of Metals and Structures" by H.J. GROVER, S.A. GORDON, R.L. JACKSON Thames and Hudson London

附录 A-4.2.2.

关于绳索选择及安全系数问题的说明

一根起重绳的使用寿命取决于两方面因素:绳索的构造(内在因素)以及起重机的特性和绳索的卷绕方法(外部因素)。

主要的外部因素是拉伸载荷、滑轮直径及工作循环的类型和次数。

这些因素大体上决定绳索卷绕直径。

图 F.A.4.2.2. 表示一给定绳索(直径 16 毫米)的使用寿命(导致其失效的反复弯曲次数)与拉伸应力、滑轮直径之间的关系。

由图可见,滑轮直径越大,拉伸应力越小,绳索的使用寿命越长。

确定卷绕直径时必须确保绳索在更换之前有一个合理的使用寿命。

老的计算方法是对某些使用场合,例如用在起重机上,规定一个固定的最小安全系数和最小卷绕直径(作为绳索直径的函数)。

这种方法虽然在很多国家仍在使用,有时甚至用法规形式加以规定,但并不能满足合理使用寿命的要求。不同的起重机其机构的载荷和利用程度有很大差异,由此导致在某些情况下这个最小值可能太高(例如发电厂用行车)在另外一些情况下又太低(例如作业繁重的抓斗起重机)

即使安全系数是按照机构组别选择的,并根据这些安全系数来计算卷绕直径仍不能得到很好的设计其理由如下:

制造厂为了使滑轮和卷筒的直径达到最小可能值,就想选用最小可能直径的绳索。在安全系数给定的情况下,为达此目的,就尽可能使用最大强度的钢丝和具有最大充填系数的绳索。

还有,用这种方法计算直径所选得的绳索,其使用寿命不一定总是最佳的。

一根同样直径的绳索,其钢丝强度较低(例如以 $1600\text{N}/\text{mm}^2$ 代替 $2200\text{N}/\text{mm}^2$)填充系数也较低(例如以八股代替六股)那末尽管安全系数较低,绳索的使用寿命可能长得多。

另一个困难在于安全系数同断裂强度有关,而断裂强度的定义在各个国家是不同的,因此相对于不同定义的断裂强度安全系数就不同的含意。

绳索断裂强度存在有四种定义:

- 1, 计算断裂强度: 绳索横截面乘以绳索钢丝的强度;
- 2, 理论断裂强度: 组成绳索的所有钢丝的断裂强度之和;
- 3, 实际断裂强度: 对绳索做抗拉强度试验得出的载荷;
- 4, 标称断裂强度: 绳索制造厂担保的最小断裂强度。

当使用一个相对于实际断裂强度或标称断裂强度的安全系数确定绳索时,制造厂为求得较小的绳索直径,就企图选用控制损失(理论断裂强度同实际断裂强度之差)尽可能小的绳索。然而,控制损失同绳索抗反复弯曲的能力无关。因此,用这个计算方法不可能得到令人满意的绳索使用寿命。

这就表明,为确定能确保绳索在反复弯曲情况下有令人满意的寿命所需的卷绕直径,安全系数不是一个充分依据。确实,这种方法经常得不到最佳解答。

由于制造厂难以考虑这些不同因素的影响,所以较好的办法是简单地将绳索直径 d_{min} 看作是拉伸载荷 s 的函数,由下式来加以确定:

$$d_{min}=c\sqrt{s}$$

式中的 C 是一个只同机构组别有关的系数

如果使用的是不旋转绳(例如荷重悬挂在单根绳上的塔式起重机)以及用于危险装卸作业(例如装卸熔化的物料)。为了补偿不太有利的绳索构造或避免出较大的风险,要增加 C 值,使之在于正常值。

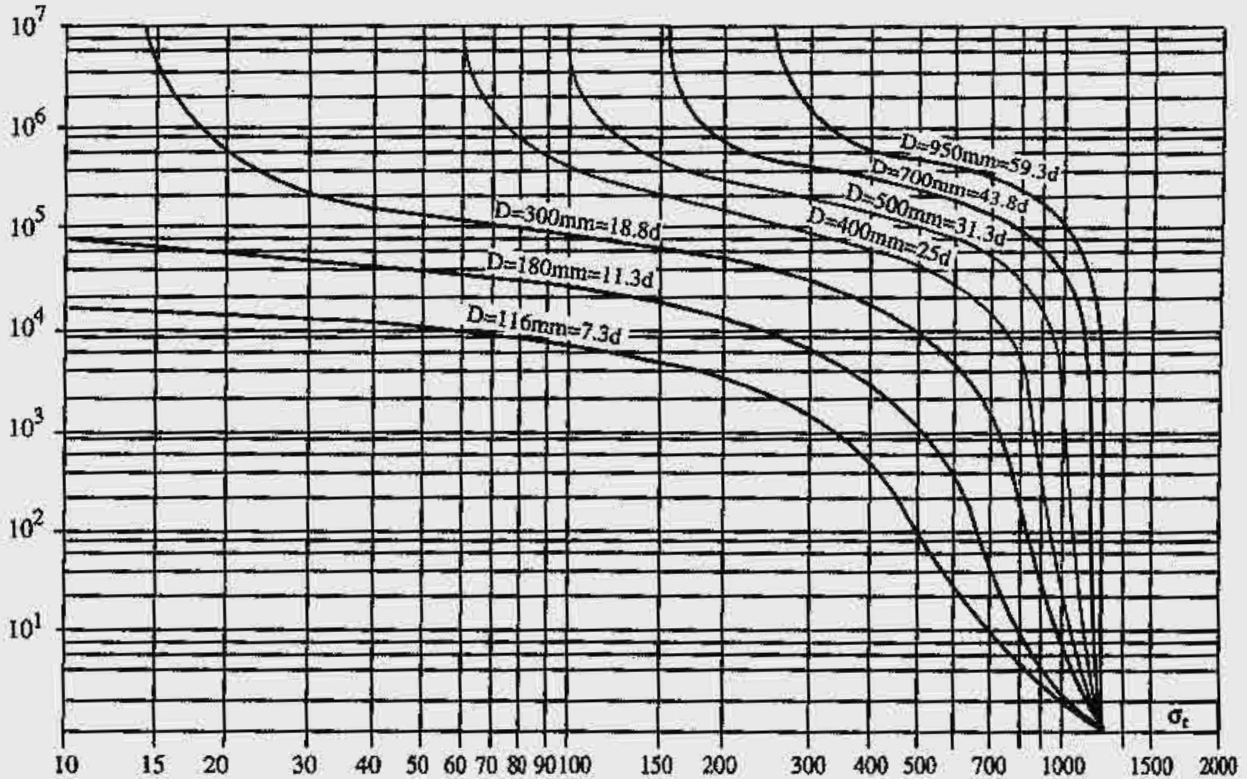
图 A.4.2.2.

滑轮直径 D 和拉伸应力 σ_t 对绳索使用寿命的影响

同向捻绳索, 直径 16mm, 六股, 每股内含 19 根直径为 1mm 钢丝 $R_0=1400 \text{ N/mm}^2$

铸铁滑轮带有机加工的绳槽圆槽半径 $r=8.5 \text{ mm}$

导致失效所需反复弯曲次数(使用寿命)



拉伸应力 σ_t (N/mm^2)

C 值、相对于理论断裂强度的安全系数 Z_p 和绳索充填系数 f (绳索的金属横截面同绳索外接圆的面积之比) 之间存在以下关系:

$$C = \sqrt{\frac{Z_p}{kf \cdot \frac{\pi}{4} R_0}}$$

式中 R_0 是绳索所用钢丝的抗拉强度 (N/mm^2)

C 值适用于钢丝强度为 1600, 1800, 2000 或 2200 N/mm^2 的绳索。

当例外情况下, 使用由 1400 N/mm^2 强度的钢丝制成的绳索时, 这根绳索的直径必须相应增加。

绳索制造厂或起重机制造厂必须根据计算出来的最小直径 d 选择绳索的构造和横截面, 以适应该绳索的缠绕条件, 同时也要参照最近的技术进展。

附录 A-4.2.3.

确定绳索最小卷绕直径的条件

不存在滑轮和卷筒的绝对最小直径，以至小于这个直径绳索不能再工作了。对不同类型的绳索，也不存在一个所需要的绝对最小直径。

如果其它条件不变的话，那末随着滑轮和卷筒直径的减小，绳索的使用寿命将逐渐减少。

图 A.4.2.3. 所示为一根特定绳索的性能曲线。

为了确保适当的绳索使用寿命，作为有关机构组别的函数，其最小卷绕直径 D 必须从下式确定：

$$\frac{D}{d} > H$$

式中， d 是绳索标称直径， H 是根据机构分级组别选取的系数，作业愈繁重，系数取得愈高。

对滑轮的 H 系数比对卷筒的要高些，因为在一个工作循环中绳索通过一个滑轮时所受到的反复弯曲次数(绳索拉直，绳索弯曲，绳索拉直)是通过一个卷筒时(绳索拉直，绳索弯曲)的两倍。

对平衡滑轮系数 H 要低些，因为绳索经受较少的反复弯曲，移动量通常也是很有限制的，但是，定这样的滑轮的尺寸时仍必须参考反复弯曲的次数。

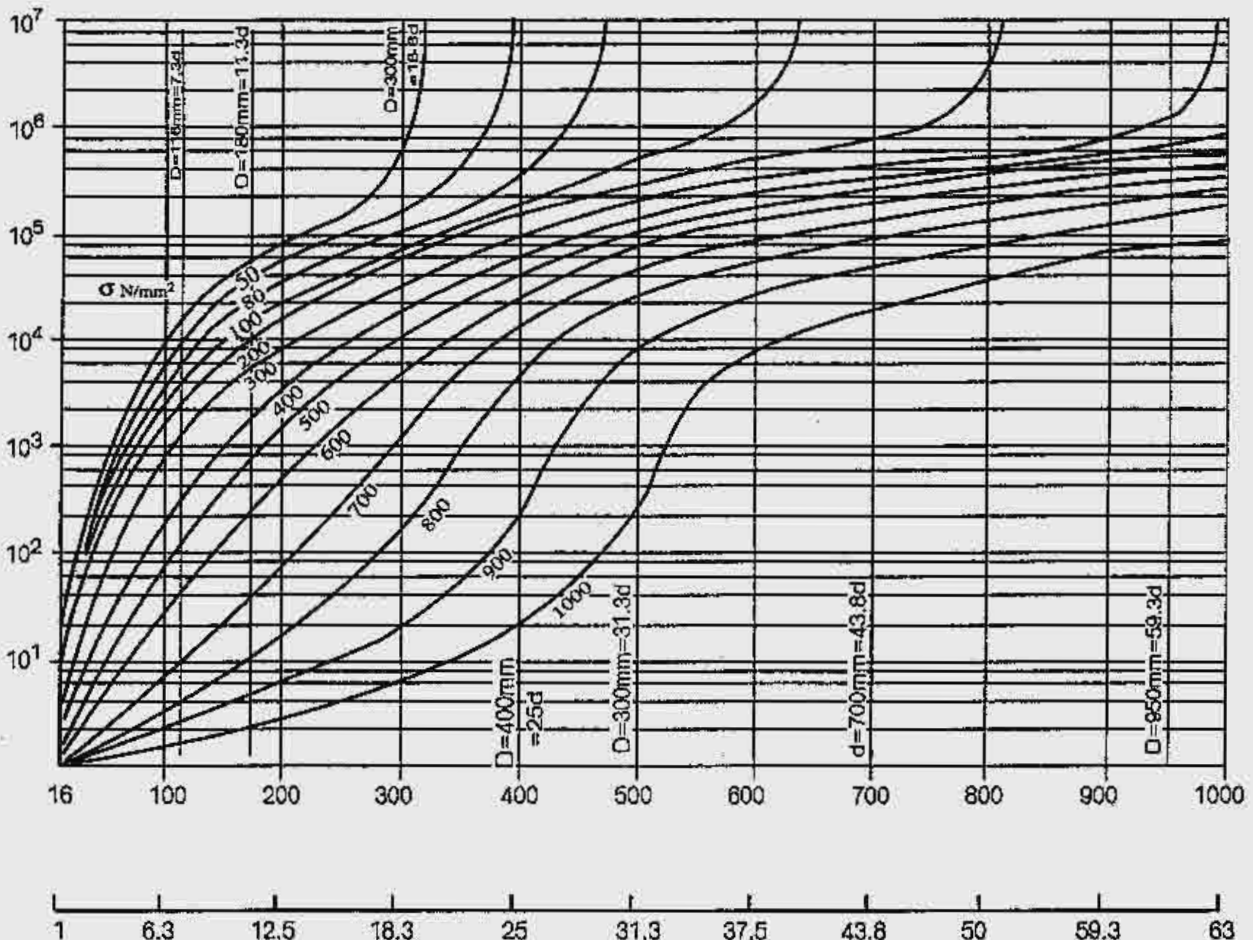
图 A.4.2.3.

滑轮直径 D 和拉伸应力 σ ，对绳使用寿命的影响

同向捻绳索，直径 16mm，六股，每股内含 19 根直径为 1mm 的钢丝， $\sigma = 1400 \text{ N/mm}^2$

铸铁滑轮带有机加工的绳槽，圆槽半径 $r=8.5 \text{ mm}$

导致失效所需反复弯曲次数(使用寿命)



滑轮直径 D

滑轮直径和绳索直径之比

起重机械设计规范

第 5 册

电 气 设 备

目 录

5.1. 前言	(145)
5.2. 电源	(146)
5.2.1. 供电系统特性	(146)
5.2.1.1. 电压	(146)
5.2.1.2. 电压降	(146)
5.2.2 供电系统和供电线路间的断路装置和安全装置	(146)
5.2.3. 供电系统	(146)
5.2.3.1. 导电杆—电缆卷筒	(146)
5.2.3.1.1. 安全导电线和集电器(接地)	(146)
5.2.3.1.2. 布置	(146)
5.2.3.1.3. 最小间隙	(146)
5.2.3.2. 挠性供电电缆	(146)
5.2.3.3. 导电杆的计算	(147)
5.2.3.3.1. 根据线路的载流量和发热容量计算最小截面	(147)
5.2.3.3.2. 根据允许电压降计算横截面	(147)
5.3. 电缆和导线敷设	(149)
5.3.1. 电缆和导线选择	(149)
5.3.2. 导线横截面计算	(149)
5.3.3. 敷设条件	(150)
5.4. 电气保护和安全装置	(151)
5.4.1. 电动机的安全保护	(151)
5.4.1.1. 连续工作制或短时工作制的电动机(IEC341的, S1—S2)	(151)
5.4.1.2. 断续周期性工作制的电动机(IEC341的 S3—S8)	(151)
5.4.2. 线路的安全保护	(151)
5.4.3. 防止缺相或反相的安全保护	(151)
5.4.4. 安全装置的效能	(151)
5.4.5. 避雷保护	(151)
5.5. 终点限位开关	(152)
5.5.1. 限位开关	(152)
5.5.1.1. 起升机构	(152)
5.5.1.2. 俯仰机构(主臂架、副臂架、桥式起重机的悬臂)	(152)
5.5.1.3. 横向行走、纵向行走和小车变幅机构	(152)
5.5.1.4. 旋转机构	(152)
5.5.2. 荷重和荷重力矩限制器	(152)
5.5.3. 技术操作条件	(152)
5.6. 控制器	(153)
5.6.1. 元件	(153)

5.6.1.1.	继电器和接触器	(153)
5.6.1.2.	电阻器	(153)
5.6.2.	箱壳和箱柜的密闭	(153)
5.6.2.1.	箱壳和箱矩	(153)
5.6.3.	控制器类型	(153)
5.6.3.1.	隔离开关	(153)
5.6.3.2.	控制系统性能	(153)
5.6.3.3.	控制线路	(153)
5.6.4.	控制方式	(154)
5.6.4.1.	通电	(154)
5.6.4.2.	司机室控制	(154)
5.6.4.3.	地面控制	(154)
5.6.4.4.	无线电控制	(154)
5.6.4.5.	多点控制	(154)
5.6.5.	机械制动器控制	(154)
5.6.5.1.	直接接至电动机的制动器	(154)
5.6.5.2.	从与电动机分开接线的制动器	(154)
5.6.5.3.	辅助制动器	(154)
5.7.	环境	(156)
5.7.1.	油滴	(156)
5.7.2.	环境温度	(156)
5.7.3.	湿度	(156)
5.7.4.	防护等级	(156)
5.8.	电动机的选择	(157)
5.8.1.	电动机选择的依据(IEC34-1 定义)	(157)
5.8.1.1.	有关电动机选择的备注	(157)
5.8.1.2.	防护等级(IEC34-5 的定义)	(157)
5.8.1.2.1.	室内使用	(157)
5.8.1.2.2.	户外使用	(157)
5.8.1.2.3.	特殊使用	(157)
5.8.1.2.4.	爆炸环境	(157)
5.8.1.3.	电动机发热计算	(157)
5.8.1.3.1.	等效平均转矩	(157)
5.8.1.3.2.	等效平均功率	(158)
5.8.1.4.	鼠笼式电动机	(159)
5.8.1.5.	以环境温度和海拔高度为函数变量的功率修正	(160)
5.8.1.6.	接电持续率和每小时工作循环数	(160)
5.8.2.	垂直运动机构的电动机	(161)
5.8.2.1.	确定所需转矩	(161)
5.8.2.2.	接电持续率和每小时工作循环数	(161)
5.8.3.	水平运动机构的电动机	(163)
5.8.3.1.	确定所需转矩	(163)
5.8.3.2.	接电持续率和每小时工作循环数	(164)

5.8.3.3. 回转运动	(164)
5.8.3.4. 变幅运动	(164)
5.9. 起重属具	(166)
5.9.1. 供电	(166)
5.9.2. 起重电磁铁	(166)
5.9.2.1. 绕组	(166)
5.9.2.2. 工作制	(166)
5.9.2.3. 性能	(166)
5.9.2.4. 安全系数	(166)
5.9.2.5. 备用电源	(166)
5.9.3. 抓斗	(166)
5.9.3.1. 驱动	(166)
5.9.3.2. 防护等级	(166)
5.9.4. 荷重转动装置	(166)
5.9.4.1. 设计	(166)
5.9.4.2. 通往转动部分的电源	(166)
5.9.4.3. 防护等级	(166)
5.10. 检查和保养	(167)
5.10.1. 保养	(167)
5.10.2. 检查	(167)
5.10.2.1. 正常定期检查	(167)
5.10.2.1.1. 简单检查	(167)
5.10.2.1.2. 全面检查	(167)
5.10.2.2. 试运转前检查	(167)
5.11. 辅助电气设备	(168)
5.11.1. 照明	(168)
5.11.1.1. 司机室	(168)
5.11.1.2. 工作区域照明	(168)
5.11.1.3. 通道和机器房照明	(168)
5.11.1.4. 紧急照明	(168)
5.11.2. 取暖和空调	(168)
5.11.2.1. 机器房	(168)
5.11.2.2. 司机室	(168)
5.11.3. 辅助线路	(168)

5.1. 前 言

起重机械电气设备应符合适用的 CENELEC 标准，如果没有适用的 CENELEC 标准，采用下面推荐的规范。

5.2. 电 源

5.2.1. 供电系统特性

5.2.1.1. 电压

本规范涉及的是低压交流电标准化的供电系统($< 1000\text{V}$)

5.2.1.2. 电压降

供电线接到供电系统的接头处, 在正常工作条件下电压变化不应超过额定值的 $\pm 5\%$ 。

5.2.2. 供电系统和供电线之间的断路装置和安全装置

——供电系统应由连接供电线的开关(进线断路装置)来切断, 这些装置应按供电线负荷电流进行整定。同样可用熔断开关或断路器来起这种作用。

——单机连接开关应装备在起重机内容易接近的地点或者应能遥控。必须能快速接近它们。

对于配封闭型导线系统或拖线电缆的门座式起重机, 起重机上不需要装主隔离开关。如果起重机可以从码头面切断电源, 快速接近的要求也可免去。

——用一根滑接线进行多路供电时, 每一路应装一只连接该路的开关(或接触器), 即使操作其中单独一只开关, 所有这些供电连接开关应同时断开。

——应只能从一个控制点使供电系统同多路供电重新连接。供电连接开关连同它们的释放装置(控制装置)应做好标记, 例如, 用于 $\times \times$ 号起重机的供电连接开关。

——用于重新连接的供电连接开关和控制装置应配备防止出现自行跳闸误动作的安全装置。

5.2.3. 供电系统

5.2.3.1. 导电杆—电缆卷筒

5.2.3.1.1. 安全导电线和集电器(接地)

采用滑接线或集电器供电时, 应为安全回路提供易于识别的导电线(杆)或集电环。安全保护导电线不应用作供电导电线。

起重机应通过滑动集电靴与安全导电线相连。

走轮、滚轮或任何其它滚轮系统决不能用作安全导电线的连接器。用于安全导电线的集电器应设计得同用于供电导电线的集电器不能互换。

5.2.3.1.2. 布置

导电杆应适当布置或者外罩隔离使之不可能被意外地触及。例如, 当走进或走在起重机走道或平台上时。布置导电线时应做到即使在荷重负载摆动时, 也不能让起重滑轮组碰到它们。

5.2.3.1.3. 最小间隙

在导电杆和集电器之间实行刚性强制导向的情况下, 导电杆处带电部分之间以及带电部分和接地部分之间的最小间隙至少应10毫米, 对于建造和安置在车间内的设备以及当工作电压小于或等于500V时, 6毫米间隙就足够了。

如果导向不是刚性强制型的, 最小间隙应为10毫米。

5.2.3.2. 挠性供电电缆

挠性供电电缆的布置应防止其在运动过程中被磨损。设计电缆卷筒时, 对直径在21.5毫米以下的电缆, 卷筒内径至少应是电缆外径的10倍, 对外径大于21.5毫米的电缆, 卷筒内径至少是电缆外径的12.5倍。

采用悬挂电缆小车时, 对外径不大于8毫米的电缆, 其内曲率直径至少应是电缆外径的6.3倍, 对外径

大于8毫米的电缆,至少应是外径的8倍,对外径大于12.5毫米的电缆,至少应是外径的10倍。

对于扁电缆,电缆的厚度相当于圆电缆的直径。

作用在导线上的恒定牵引力应尽可能的低,对于未经加强的对称电缆,作用在所有导线总的铜截面上的力最大许用拉应力为 20 N/mm^2 。

电缆高速运动或者电缆相当重时,必须采取各种措施使电缆不至于过分受力。

电缆卷筒应能自动卷绕电缆。

5.2.3.3. 导电杆的计算

导电杆的横截面取决于:

——最大允许发热强度;

——最大允许压降。

取按两种情况算得的最小允许横截面中的较大者。

5.2.3.3.1. 根据线路的载流量和发热容量计算最小横截面

相对于载流量的最小横截面在制造厂的产品目录中有说明。

根据导电杆允许额定热力强度 I_N 计算横截面时,对于向几台起重机供电的导电杆,必须考虑驱动电动机实际同时工作的情况。缺少这方面资料时,可参看表 T.5.2.3.3.1。

表 T.5.2.3.3.1

一条主滑接线上 起重机台数	所有起重机作为一个整体(I_N)			
	第1台电动机	第2台电动机	第3台电动机	第4台电动机
	功率最大的电动机*	电动机按功率递减程序排列*		
1	x	x		
2	x	x	x	
3	x	x	x	
4	x	x	x	x
5	x	x	x	x
两台起重机 一起工作	x	x	x	x

*n台电动机并联驱动时,认为: $I_N = n \cdot I_{N'}$ 。

$I_{N'}$ 为一台电动机的额定电流

5.2.3.3.2. 根据允许电压降计算横截面

计算电压降时,必须考虑起重机处在相对于供电点最不利的位置。当计算由几台起重机共用的一条供电线路上的允许电压降时,必须考虑同时工作的电动机的起动电流和额定电流,缺少详细的精确资料时,可以看表 T.5.2.3.3.2。

表 T.5.2.3.3.2

一条主滑接线上 的起重机台数	所有起重机为一个整体			
	第1台电动机	第2台电动机	第3台电动机	第4台电动机
	$I_D I_N$	$I_D I_N$	$I_D I_N$	$I_D I_N$
1	x	x		
2	x	x	x	
3	x	x		
4	x	x	x	
5	x	x	x	x
两台起重机 一起工作	x	x	x	x

鼠笼式转子电动机的 I_D (起动电流), 参看制造厂的产品目录。

滑环式转子电动机的 I_D 大致等于 $2 \times I_N$

n 台电动机关联驱动时, 认为: $n \times I_D$ 或 $n \times I_N$

电动机应根据它们的起动电流(I_D)大小在表内进行排列

三根相线的截面计算

$$S = \frac{\sqrt{3} \cdot l \cdot I_{tot} \cdot \cos\varphi}{\Delta u \cdot K} \text{ mm}^2$$

S = 横截面, 毫米²

l = 线路有效长度, 米;

I_{tot} = I_D 和 I_N 之和, 安培;

Δu = 容许电压降, 伏特;

K = 电导率, 米 / 欧姆 · 毫米²;

$\cos\varphi$ = 功率因数。

* 对于非常长的线路, 要考虑感抗。

5.3. 电缆和导线敷设

5.3.1. 电缆和导线选择

电缆和导线必须具有 CENELEC 出版的 HD21, HD22, HD359 和 HD360 等文件所述的特性或者至少要与这些特性相当。

起重机的布线软电缆, 包括电缆卷筒用软电缆应优先从 H07RN-FU₀/U-450/750 或 H07VV-FU₀/U-450/750 或 H07RN-H 系列中选取。

装到起重机上的刚性导电线应优先从 H07VV-U 或 H07VV-R 或 H07RN-U 或 H07RN-R 系列中选取。裸露的导电线只能用于内部接线柜和专门的电气隔绝区。

对导线之间或者导线和接地之间的额定电压低于 250 伏的线路, 可以用额定电压 U₀/U=300/500 伏的电缆。

5.3.2. 导线横截面计算

确定导线横截面时应考虑所要求的机械强度和所承受的电力负荷。

必须考虑正常运行情况下的电压降。

确定导线横截面应考虑:

——导线发热容量。举例来说按照表 T.5.3.2. 来考虑:

表 T.5.3.2.

横 截 面 积 mm ²	对于下面三种接电持续率在环境温度 40℃时绝缘导线的允许电流		
	100% A	60% A	40% A
1, 5	18	18	20
2, 5	26	26	30
4	34	34	40
6	44	44	50
10	61	61	75
16	82	87	105
25	108	120	145
35	135	145	175
50	168	180	210
70	207	240	270
95	250	270	330
120	292	310	380
150	335	350	430

——电压降计算:

$$\Delta u = \sqrt{3} \cdot l \cdot I(r \cos \varphi + x \sin \varphi)$$

Δu = 电压降

l = 长度;

I = 电动机起动电流;

r = 单位长度电阻;

x = 单位长度电抗。

铜导线的最小允许横截面积:

- 1.5mm² 对多股绞线;
 - 0.75mm² 对金属护皮软线;
 - 0.25mm² 对电子元件间的软线。
- 不采用实心导线。

5.3.3. 敷设条件

接线和配电装置的防护型式必须适合周围条件, 最低防护等级至少应为 IEC144 的 IP43。

导线的联结和接线端子应置于柜子或盒子内

若接线端子间意外的连接会造成危险时, 则除非在设计时排除这种危险, 否则就应将它们明确分开。

为了确保持续的机械性保护, 电缆和导线的护套应通过填料函或类似装置进入壳体内。

属于不同额定电压电路的电线或导线, 倘若这些电线或导线的绝缘能抗最高额定电压, 则可安排在一个封闭管线内, 或者组成同一根电缆。

没有绝缘护套的导线只能敷设于导管或线槽内, 其端部的固定要有足够的防护。

固定在结构件上的无金属护皮的导线和电缆必要时应加以保护以防止任何机械磨损。

5.4. 电气保护和安全装置

5.4.1. 电动机的安全保护

5.4.1.1. 连续工作制或短时工作制的电动机(IEC341 的 SI-S2)

在这种情况下, 举例来说, 可通过下列装置来提供保护:

——适当布置在电动机内的热传感器。

——或者设置在每一种供电相线内的反时限动作的磁性继电器或时控的热继电器。

5.4.1.2 断续周期性工作制的电动机(IEC341 的 S3-S8)

当工作循环制、时间和负载已知, 同时电动机有相当的额定值时, 不需要过载安全保护。

5.4.2. 线路的安全保护

导线的横截面应根据电动机正常运转和起制动时导线的载流量来确定。

不管是否有负载保护, 所有线路都有防止因短路或绝缘损坏而引起过电流的保护。

保护装置的整定值要根据适当预计的短路电流加以确定

5.4.3. 防止缺相或反相的安全保护

起动机, 必须保护正确的相序, 如果缺相会引起危险, 必须采取适当的安全措施。

5.4.4. 安全装置的效能

当几台电动机驱动同一运动机构时, 安全装置动作时停止驱动该运动机构的所有电动机。当安全装置动作过后, 应只能用手动重新启动该装备。

5.4.5. 避雷保护

对安装在特别外露地方的起重机的很高的部件必须考虑雷击影响。

1. 在易遭雷击的结构件上(例如: 臂架的支撑缆索)

2. 在连接于结构大部件之间的滚动轴承和动轮上(例如: 旋转大轴承, 行走轮)

必要时, 要按 IEC TC81 进行避雷安全保护。

为了人员的安全, 建议将起重机行走轨道接地。

5.5. 终点限位开关

5.5.1. 限位开关

对 5.5.1.1. 至 5.5.1.4. 节中所述的起重机的电力驱动的运动机构至少应配备一只具有自动断路作用的限位开关以防止超越终端位置，限位开关只起安全限位作用，不起驱动元件的作用。对每个机构来说，限位开关对电气线路起作用时应满足以下条件

5.5.1.1. 起升机构

——起升运动越过越升位置

——下降运动越过下降位置。

对于绳索起升装置，如果吊钩着地时卷筒上保留的绳索圈数少于两整圈，则应满足这一条件。

5.5.1.2. 俯仰机构(主臂架、副臂架、桥式起重机的悬臂)

——臂架上升运动(最高允许位置)

——臂架下降运动(最低允许位置)，在某些情况下，这个功能可由力矩限制器来完成。

5.5.1.3. 横向行走，纵向行走和小车变幅机构

如果行走或横行运动是从一个固定的控制点通过遥控或无线电控制进行操纵，那末这些运动必须自动限位。

除墙装起重机外，对臂架上有小车移动的起重机，一俟小车到达终点位置，其运动必须被安全地限制。如果小车移动速度低于或等于 0.4 米 / 秒以及如果工作荷重小于 1000 公斤，对有摩擦环节的传动来说不必装设这些限位开关。

5.5.1.4. 旋转机构

如果在规定作业范围之外使用起重机会产生危险的话，那么应该装一只限位开关。

5.5.2. 荷重和荷重力矩限制器

如果起重机配备了荷重或荷重力矩限制器，又如果起重机设计成电气操作的，则应满足以下技术条件。

5.5.3. 技术操作条件

位置限制开关或工作限制开关应既不挡住运动中的质量，又不使整个起重机或其一部分产生过大的应力。限位开关应该通过断开电路使运动停止，且只要安全条件未恢复，电路应一直处于断开状态。

限制开关应配备安全装置

这些安全装置应该：

——有可靠动作的机构且用尽可能少的中间零件驱动

——或者是快速断开的触点(单断点，微型开关)，在这种情况下，接入有该触点的线路应防止短路，以确保触点不被焊住。

——或者用无触点系统(电子系统)例如：近程开关。

如果不可避免要给装置设分路，那末只能借助某一装置来实现这个工效，这个装置在不再工作时自动将安全装置重新接入电路。

自动限制器起作用后，必须始终可以实行反方向的运动。

安装在干燥场所的限制器壳体至少须符合安全系数(防护等级)IP43，安装在潮湿场所或户外的限制壳体至少应符合安全系数 IP55。

环境温度不应影响限制器的工作。

温度范围是：室内：0℃ 至 +40℃

户外：-30℃ 至 +40℃

5.6. 控制器

5.6.1. 元件

5.6.1.1. 继电器和接触器

继电器和接触器必须符合 IEC158-1 和 IEC158-1A 的要求，特别是 4.3.6. 关开使用范围这一节。

起重机若用于海拔 1000 米以上，选择接触器和继电器时要考虑到这一点。

换向接触器应该是电气联锁式或机械联锁式。

只有当所有控制装置都处在断开位置时起重机才能接通电源，可通过一条校验电路或者用弹簧复位来确定它们是否处在断开位置。

5.6.1.2. 电阻器

安装在电气房之外的电阻器应该装在合适的、有保护的壳体内，根据 IEC144 的规定其防护等级室内用的至少是 IP10，户外用的至少是 IP13。

液体电阻器不能使用。

温度极限取决于电阻器材料，设计电阻器时，必须考虑等效扭矩，接电持续率和开关转换率。

5.6.2. 箱壳和箱柜的密闭

开关装置、配电装置和装有电气设备的电气屏可按如下办法加以封闭：

——在箱柜或箱壳内。

——在专门的密封空间内。

——在起重机支承结构(主要是起重机大梁)内。

5.6.2.1. 箱壳和箱柜

如果采用单独的箱壳和箱柜，它们应该是结实的，室内作业时，最小防护等级应符合 IP43，户外作业时，应符合 IP55。

箱壳和箱柜应提供门或盖。

如果上门带有电气设备，门或电气设备应该用单独的导线接地。门或盖在关上时应能锁住。

在箱壳和箱柜前面至少要留 400 毫米净空，地面应无障碍物且应足够坚固。

5.6.3. 控制器类型

5.6.3.1. 隔离开关

对起重机应装备可锁定于断开位置的隔离开关。当几台起重机接同一供电线时，每台起重机必须装一只可锁定的隔离开关。

5.6.3.2. 控制系统性能

设计控制系统应使高达 120% 的起重机额定荷重能被安全地搬运。

不管控制手柄处于什么位置，在 0.95 额定电压下起升满荷重时，都不应该导致荷重下降。

除非控制方案允许，不管控制手柄处于什么位置，满荷重下降速度应不超过额定速度的 120%。

对行走和旋转机构，两个方向的起动和制动都应逐级进行。

5.6.3.3. 控制线路

如果控制线路由变压器(或带整流器的变压器)供电，次级电压不应超过 250 伏，必须将变压器的公共电极接到机体的等电位接头上或采取其它相同效果的措施，例如绝缘监测装置，以防止因绝缘损坏而造成不正动作，确保安全。

这个电极应不被任何开关、触点或熔断丝切断，应采取适当措施防止其他极的超载或短路。如果控制线路不是由变压器供电，应采取相同的安全措施。

5.6.4. 控制方式

5.6.4.1. 通电

只有当所有控制装置都处在断开位置时，起重机才能接通电源，可通过一校验电路或者可以用弹簧复位来确定它们是否已处在断开位置。

5.6.4.2. 司机室控制

控制器的布置应使司机对起重机工作区域有足够的视野。

起重机的控制器最好安排在司机座位的右侧。

用作切断所有运动的紧急断路器，一只红色按钮开关应置于控制台上易于操作的部位，这个按钮开关应是机械释放式的。

5.6.4.3. 地面控制

用悬挂式控制装置上的按钮或其它开关装置来控制所有运动，这些按钮或开关装置一按释放都应立即自动回到“断开”位置，除控制元件外，还必须配备一个接通和断开主接触器的装置(如 5.6.4.2. 节所述)

除了对电动机进行直接在线控制外，悬挂控制装置中的电压应不超过 250 伏。

悬挂控制装置外壳的材料最好是完全绝缘的或者是有绝缘保护层的，从外面经过绝缘层可以触摸到的金属零件应单独接地。

外壳表面的颜色必须鲜明，其防护等级按 IEC144，室内作业时，至少应是 IP43，户外作业时，至少应是 IP55。

悬挂控制装置应有防止其在悬挂状态时受拉的措施。

5.6.4.4. 无线电控制

无线电控制起重机，应保证安全：

——所谓系统应是防障型的(即个别元件有故障仍能可靠工作—译注)。接收器应只对对应于每台起重机的发送器的电码作出反应。

——除控制所有运动的控制元件外，还应有一只接通和断开主接触器的装置。

——控制各种运动的按钮或开关，应通过弹簧自动复位到“断开”位置，控制手柄应有锁位在“断开”位置的机械装置或者提供手柄零位保护线路。室内发送器至少要有 IP43 防护等级，户外至少 IP55。

5.6.4.5. 多点控制

起重机要求双重控制时，任一时刻都只允许一种控制在工作(例如：司机室控制或者地面控制)，

5.6.5. 机械制动器控制

5.6.5.1. 直接接至电动机的制动器

制动器线路应该有一装置保护，万一出现故障要切断电动机和制动器的电源。

如果接至制动器的导线 ≤ 5 米，制动器的这种保护不再必要。

5.6.5.2. 与电动机分开接线的制动器

要采取预防措施使得在起动和制动时在制动器完成动作前不出现任何失控的运动。

如有电气制动，机械制动只有在电气制动之后才作用。

除短暂的过渡状态外，电动机通电时制动器不得起作用。

5.6.5.3. 辅助制动器

要求特别安全的起重机，例如在钢厂的起重机或起重危险物品或熔化物品的起重机，应该配备辅助制