

起重机设计规范

Design rules for cranes

1 引言

1.1 本规范适用于电力驱动的桥式起重机、门式起重机、装卸桥、门座起重机、塔式起重机、浮式起重机、以电动葫芦为起升机构的起重机以及甲板起重机、履带起重机、轮胎起重机、汽车起重机和缆索起重机。

注：浮式起重机、甲板起重机尚应满足我国有关船用规范要求。

1.2 本规范是起重机设计计算的必要准则和共同遵守的技术依据，但不包括上述起重机设计的特殊问题。凡经理论和实践证明是正确的其它计算方法，经设计部门和用户协商同意后也可在设计中采用。各种专业性起重机设计规范及标准不应与本规范相抵触。

1.3 本规范的制定参照了国际标准化组织（ISO）的 ISO 4301—1980《起重设备——分级》、ISO 4302—1981《起重机——风载荷的估算》、ISO 4305—1981《流动式起重机——稳定性的确定》、ISO 4308—1981《起重机——钢丝绳的选择》和 ISO 4310—1981《起重机的试验规范和程序》等标准。

2 总则

2.1 起重机工作级别

2.1.1 起重机的利用等级

起重机的利用等级按起重机设计寿命期内总的工作循环次数 N 分为十级，见表 1。

表 1 起重机的利用等级

利用等级	总的工作循环次数 N	附注
U_0	1.6×10^4	不经常使用
U_1	3.2×10^4	
U_2	6.3×10^4	
U_3	1.25×10^5	
U_4	2.5×10^5	经常轻闲地使用
U_5	5×10^5	经常中等地使用
U_6	1×10^6	不经常繁忙地使用
U_7	2×10^6	繁忙地使用
U_8	4×10^6	
U_9	$> 4 \times 10^6$	

2.1.2 起重机的载荷状态

载荷状态表明起重机受载的轻重程度，它与两个因素有关，即与所起升的载荷与额定载荷之比 $(\frac{P_i}{P_{max}})$ 和各个起升载荷 P_i 的作用次数 n_i 与总的工作循环次数 N 之比 $(\frac{n_i}{N})$ 有关。表示 $(\frac{P_i}{P_{max}})$ 和 $(\frac{n_i}{N})$ 关系的图形称为载荷谱。载荷谱系数 K_p 由式 (1) 计算：

$$K_p = \Sigma \left[\frac{n_i}{N} \left(\frac{P_i}{P_{max}} \right)^m \right] \dots\dots\dots (1)$$

- 式中： K_p —— 载荷谱系数；
- n_i —— 载荷 P_i 的作用次数；
- N —— 总的工作循环次数， $N = \Sigma n_i$ ；
- P_i —— 第 i 个起升载荷， $P_i = P_1, P_2, \dots\dots P_n$ ；
- P_{max} —— 最大起升载荷；
- m —— 指数，此处取 $m = 3$ 。

起重机的载荷状态按名义载荷谱系数分为 4 级，见表 2。

表 2 起重机的载荷状态及其名义载荷谱系数 K_p

载 荷 状 态	名义载荷谱系数 K_p	说 明
Q1 - 轻	0.125	很少起升额定载荷，一般起升轻微载荷
Q2 - 中	0.25	有时起升额定载荷，一般起升中等载荷
Q3 - 重	0.5	经常起升额定载荷，一般起升较重的载荷
Q4 - 特重	1.0	频繁地起升额定载荷

当起重机的实际载荷变化已知时，则先按式 (1) 计算出实际载荷谱系数，并按表 2 选择不小于此计算值的最接近的名义值作为该起重机的载荷谱系数。如果在设计起重机时不知其实际的载荷状态，则可凭经验按表 2 “说明” 栏中的内容选择一个合适的载荷状态级别。

2.1.3 起重机工作级别的划分

按起重机的利用等级和载荷状态，起重机工作级别分为 A1 ~ A8 八级，见表 3。起重机工作级别举例见附录 A (参考件)。

表 3 起重机工作级别的划分

载 荷 状 态	名义载荷谱系数 K_p	利 用 等 级									
		U ₀	U ₁	U ₂	U ₃	U ₄	U ₅	U ₆	U ₇	U ₈	U ₉
Q1 - 轻	0.125			A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q2 - 中	0.25		A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	
Q3 - 重	0.5	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8		
Q4 - 特重	1.0	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8			

2.2 计算载荷

2.2.1 自重载荷 P_G

自重载荷是指起重机的结构、机械设备、电气设备以及附设在起重机上的存仓、连续输送机及其上的物料等的重力。2.2.2款规定的重力除外。

2.2.2 起升载荷 P_Q

起升载荷是指起升质量的重力。起升质量包括允许起升的最大有效物品、取物装置（下滑轮组、吊钩、吊梁、抓斗、容器、起重电磁铁等）、悬挂挠性件及其它在升降中的设备的质量。起升高度小于50m的起升钢丝绳的重量可以不计。

2.2.3 起升冲击系数 φ_1

起升质量突然离地起升或下降制动时，自重载荷将产生沿其加速度相反方向的冲击作用。在考虑这种工作情况的载荷组合时，应将2.2.1款规定的自重载荷乘以起升冲击系数 φ_1 ， $0.9 < \varphi_1 < 1.1$ 。

2.2.4 起升载荷动载系数 φ_2

起升质量突然离地起升或下降制动时，对承载结构和传动机构将产生附加的动载荷作用。在考虑这种工作情况的载荷组合时，应将2.2.2款规定的起升载荷乘以大于1的起升载荷动载系数 φ_2 。 φ_2 值一般在1.0到2.0范围内，起升速度越大、系统刚度越大、操作越猛烈， φ_2 值也越大。附录B（参考件）提供了 φ_2 值的一个估算方法。

2.2.5 突然卸载冲击系数 φ_3

当起升质量部分或全部突然卸载时，将对结构产生动态减载作用。减小后的起升载荷等于突然卸载的冲击系数 φ_3 与2.2.2款规定的起升载荷的乘积。 φ_3 按式（2）计算。

$$\varphi_3 = 1 - \frac{\Delta m}{m} (1 + \beta_3) \dots\dots\dots (2)$$

式中： Δm ——起升质量中突然卸去的那部分质量，kg；

m ——起升质量，kg；

$\beta_3 = 0.5$ ——对于抓斗起重机或类似起重机；

$\beta_3 = 1.0$ ——对于电磁起重机或类似起重机。

2.2.6 运行冲击系数 φ_4

当起重机或它的一部分装置沿道路或轨道运行时，由于道路或轨道不平而使运动的质量产生铅垂方向的冲击作用。在考虑这种工作情况的载荷组合时，应将2.2.1和2.2.2款规定的载荷乘以运行冲击系数 φ_4 。有轨运行时， φ_4 按式（3）计算。

$$\varphi_4 = 1.10 + 0.058 v \sqrt{h} \dots\dots\dots (3)$$

式中： h ——轨道接缝处二轨道面的高度差，mm；

v ——运行速度，m/s。

2.2.7 水平载荷

2.2.7.1 运行惯性力 P_H

起重机自身质量和起升质量在运行机构起动或制动时产生的惯性力按该质量 m 与运行加速度 a 乘积的1.5倍计算，但不大于主动车轮与钢轨间的粘着力。“1.5倍”是考虑起重机驱动力突加及突变时结构的动力效应。惯性力作用在相应质量上。挠性悬挂着的起升质量按与起重机刚性连接一样对待。加（减）速度 a 及相应的加（减）速时间 t ，如用户无特殊要求，一般按附录C（参考件）的推荐值选用。

2.2.7.2 回转和变幅运动时的水平力 P_H

臂架式起重机回转和变幅机构运动时，起升质量产生的水平力（包括风力，变幅和回转起制动时产生的惯性力和回转运动时的离心力）按吊重绳索相对于铅垂线的偏摆角所引起的水平分力计算。

计算电动机功率和机械零件的疲劳及磨损时用正常工作情况下吊重绳的偏摆角 α_1 ，计算起重机机构强度和抗倾覆稳定性时用工作情况下吊重绳的最大偏摆角 α_{II} 。 α_1 、 α_{II} 的推荐值见附录D(参考件)。起重机自身质量的离心力通常忽略。

在起重机金属结构计算中，臂架式起重机回转和变幅机构起动或制动时，起重机的自身质量和起升质量（此时把它看作与起重臂刚性固接）产生的水平力，等于该质量与该质量中心的加速度的乘积的1.5倍。通常忽略起重机自身质量的离心力。此时起升质量所受的风力要单独计算，并且按最不利方向叠加。当计算出的起升载荷的水平力大于按偏摆角 α_{II} 计算的水平分力时，宜减小加速度值。

2.2.7.3 起重机偏斜运行时的水平侧向力 P_s

桥式类型的起重机在大车运行过程中出现偏斜运行时所产生的垂直作用于车轮轮缘或作用在水平导向轮上的水平侧向力 P_s ，按附录E（参考件）计算。

2.2.8 碰撞载荷 P_c

2.2.8.1 作用在缓冲器上的碰撞载荷 P_c ，按缓冲器在下列碰撞速度下所吸收的动能计算：

对于无自动减速装置或限位开关者，碰撞时的速度大车取85%额定运行速度，小车取额定速度。

对于有自动减速装置或限位开关者，按减速后的实际碰撞速度计算，但不小于50%额定运行速度。

2.2.8.2 缓冲器的固定连接和缓冲器的止档件，应按起重机以额定速度碰撞的条件进行计算。

2.2.8.3 在计算碰撞载荷时对于装有导架以限制吊重摆动的起重机，要将吊重考虑在内，对于吊重能自由摆动的起重机，则不考虑吊重所具有的动能。

2.2.8.4 碰撞载荷在起重机上的分布决定于起重机（某些起重机还包括吊重）质量分布情况，计算时应考虑小车位于最不利的位置。不考虑起升、运行冲击系数或起升载荷动载系数。

2.2.9 带刚性起升导架的小车的倾翻水平力 P_{SL}

起重机运行中，带刚性起升导架的小车其下端碰到某种障碍物时，产生对小车的倾翻水平力。

无反滚轮的小车下端碰到障碍物后，使得小车被抬起（如图1a所示）或者使大车主动轮打滑。倾翻水平力 P_{SL} 的极限值取这两种情况中的小值。

有反滚轮的小车下端碰到障碍物后（见图1b）倾翻水平力 P_{SL} 仅由大车主动轮打滑条件所限制。

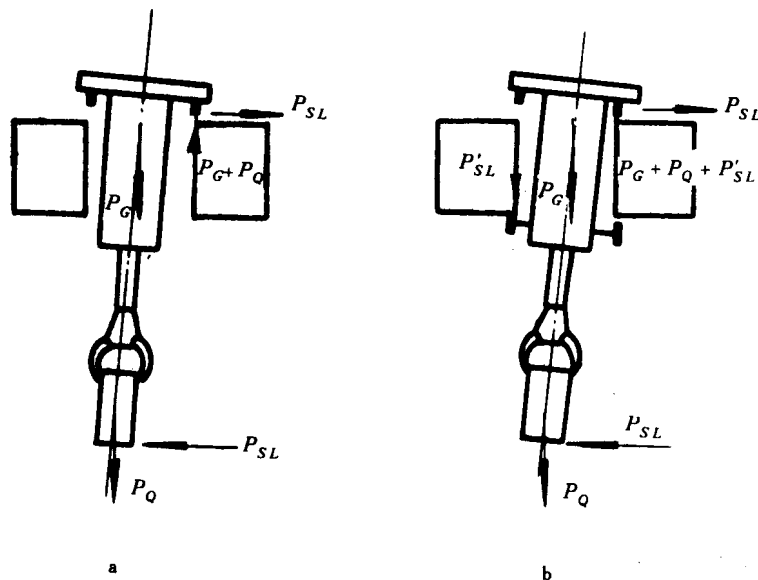


图 1

由于 P_{SL} 力的存在使小车轮压发生变化，无反滚轮的小车在小车一边被抬起时对桥梁的影响最大，此时全部载荷（小车自重、吊重和 P_{SL} 力）均由一根主梁承担；有反滚轮的小车除上述作用力外还要考虑 P_{SL} 力对主梁的垂直附加载荷 P'_{SL} 作用，见图1b。

计算中不考虑起升、运行冲击系数或起升载荷动载系数，也不考虑运行惯性力，并假定 P_{SL} 力作用在吊重的最低位置上(有吊重时)或作用在吊具的最下端(无吊重时)。

2.2.10 风载荷 P_W

在露天工作的起重机应考虑风载荷并认为风载荷是一种沿任意方向的水平力。

起重机风载荷分为工作状态风载荷和非工作状态风载荷两类。工作状态风载荷 $P_{W,i}$ 是起重机在正常工作情况下所能承受的最大计算风力。

非工作状态风载荷 $P_{W,o}$ 是起重机非工作时所受的最大计算风力(如暴风产生的风力)。

2.2.10.1 风载荷的计算

风载荷按式(4)计算:

$$P_W = C K_h q A \dots\dots\dots (4)$$

式中： P_W ——作用在起重机上或物品上的风载荷，N；

C ——风力系数；

K_h ——风压高度变化系数；

q ——计算风压，N/m²；

A ——起重机或物品垂直于风向的迎风面积，m²。

在计算起重机风载荷时，应考虑风对起重机是沿着最不利的方向作用的。

2.2.10.2 计算风压 q

a. 风压与空气密度和风速有关，可按式(5)计算:

$$q = 0.613 V^2 \dots\dots\dots (5)$$

式中： q ——计算风压，N/m²；

V ——计算风速，m/s。

计算风压规定为按空旷地区离地10m高度处的计算风速来确定。工作状态的计算风速按阵风风速(即瞬时风速)考虑，非工作状态的计算风速按2分钟时距平均风速考虑。

b. 计算风压分三种： q_I 、 q_{II} 、 q_{III}

q_I 是起重机正常工作状态计算风压，用于选择电动机功率的阻力计算及机构零部件的发热验算； q_{II} 是起重机工作状态最大计算风压，用于计算机构零部件和金属结构的强度、刚性及稳定性，验算驱动装置的过载能力及整机工作状态下的抗倾覆稳定性； q_{III} 是起重机非工作状态计算风压，用于验算此时起重机机构零部件及金属结构的强度、整机抗倾覆稳定性和起重机的防风抗滑安全装置和锚定装置的设计计算(见2.3.2款的规定)。不同类型的起重机按具体情况选取不同的计算风压值。

c. 室外工作的起重机的计算风压如表4所示。

表4 起重机计算风压 N/m²

地 区	工作状态计算风压		非工作状态计算风压
	q_I	q_{II}	q_{III}
内 陆	0.6 q_{II}	150	500~600
沿 海		250	600~1000
台湾省及南海诸岛		250	1500

注：① 沿海地区系指大陆离海岸线100km以内的大陆或海岛地区。

② 特殊用途的起重机的工作状态计算风压允许作特殊的规定。流动式起重机(即汽车起重机、轮胎起重机和履带起重机)的工作状态计算风压，当起重机臂长小于50m时取为125N/m²；当臂长等于或大于50m

时按使用要求决定。

- ③ 非工作状态计算风压的取值：内陆的华北、华中和华南地区宜取小值；西北、西南和东北地区宜取大值；沿海以上海为界，上海可取 800N/m^2 ，上海以北取较小值，以南取较大值；在内河港口峡谷风口地区、经常受特大暴风作用的地区（如湛江等地）、或只在小风地区工作的起重机，其非工作状态计算风压应按当地气象资料提供的常年最大风速并用式(5)计算；在海上航行的浮式起重机，可取 $q_{\text{非}} = 1800\text{N/m}^2$ ，但不再考虑风压高度变化，即取 $K_h = 1$ 。

2.2.10.3 风压高度变化系数 K_h

起重机的工作状态计算风压不考虑高度变化 ($K_h = 1$)。

所有起重机的非工作状态计算风压均需考虑高度变化。风压高度变化系数 K_h 如表5所示。

表5 风压高度变化系数 K_h

离地(海)面高度 h m	<10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	200
陆上 $(\frac{h}{10})^{0.3}$	1.00	1.23	1.39	1.51	1.62	1.71	1.79	1.86	1.93	1.99	2.05	2.11	2.16	2.20	2.25	2.45
海上及海岛 $(\frac{h}{10})^{0.2}$	1.00	1.15	1.25	1.32	1.38	1.43	1.47	1.52	1.55	1.58	1.61	1.64	1.67	1.69	1.72	1.82

注：计算起重机风载荷时，可沿高度划分成20m高的等风压区段，以各段中点高度的系数 K_h 乘以计算风压。

2.2.10.4 风力系数 C

风力系数与结构物的体型、尺寸等有关，按下列各种情况决定：

- a. 一般起重机单片结构和单根构件的风力系数 C 如表6所示。

表6 单片结构的风力系数 C

序号	结构型式			C
1	型钢制成的平面桁架 (充实率 $\varphi = 0.3 \sim 0.6$)			1.6
2	型钢、钢板、型钢梁、钢板梁和箱形截面构件	l/h	5 10 20 30 40 50	1.3 1.4 1.6 1.7 1.8 1.9
3	圆管及管结构	qd^2	<1 <3 7 10 >13	1.3 1.2 1.0 0.9 0.7
4	封闭的司机室、机器房、平衡重、钢丝绳及物品等			1.1~1.2

注：① 表中 l 为结构或构件的长度， h 为其迎风面的高度，m； q 为计算风压（见表4）， N/m^2 ； d 为管子外径，m。

② 司机室在地面上的取 $C = 1.1$ ，悬空的取 $C = 1.2$ 。

- b. 两片平行平面桁架组成的空间结构，其整体结构的风力系数可取单片结构的风力系数，而总的迎风面积应按2.2.10.5项计算。

c. 风朝着矩形截面空间桁架或箱形结构的对角线方向吹来, 当矩形截面的边长比小于 2 时, 计算的风载荷取为风向着矩形长边作用时所受风力的 1.2 倍; 当矩形截面的边长比等于或大于 2 时, 取为风向着矩形长边作用的风力。

d. 三角形截面的空间桁架的风载荷, 可取为该空间桁架垂直于风向的投影面积所受风力的 1.25 倍计算。

e. 下弦杆为方形钢管、腹杆为圆管的三角形截面空间桁架, 在侧向风力作用下, 其风力系数 C 可取 1.3;

f. 当风与结构长轴 (或表面) 成某一角度吹来时, 结构所受的风力可以按其夹角分解成两个方向的分力来计算。顺着风向的风力可按式 (6) 计算:

$$P_W = C K_h q A \sin^2 \theta \dots\dots\dots (6)$$

式中: A ——迎风面积, m^2 ;
 C ——风力系数;
 θ ——风向与结构纵轴的夹角。

2.2.10.5 迎风面积 A

起重机结构和物品的迎风面积应按最不利迎风方位计算并取垂直于风向平面上的投影面积。

a. 单片结构的迎风面积为:

$$A = \varphi A_l \dots\dots\dots (7)$$

式中: A_l ——结构或物品的外轮廓面积, 如图 2 则 $A_l = hl$, m^2 ;

φ ——结构的充实率, 即 $\varphi = \frac{A}{A_l}$, 如表 7 所示。

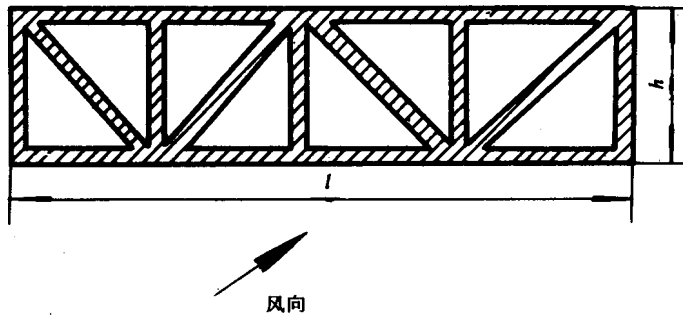


图 2 结构或物品的面积轮廓尺寸示意图

表 7 结构的充实率 φ

受风结构类型和物品	实体结构和物品	1.0
	机构	0.8~1.0
	型钢制成的桁架	0.3~0.6
	钢管桁架结构	0.2~0.4

b. 对两片并列等高的型式相同的结构, 考虑前片对后一片的挡风作用, 其总迎风面积为:

$$A = A_1 + \eta A_2 \dots\dots\dots (8)$$

式中: $A_1 = \varphi_1 A_{l1}$ ——前片结构的迎风面积;

$A_2 = \varphi_2 A_{l_2}$ ——后片结构的迎风面积；

η ——两片相邻桁架前片对后片的挡风折减系数，它与第一片（前片）结构的充实率 φ_1 及两片桁架之间的间隔比 a/h （见图3）有关，如表8所示。

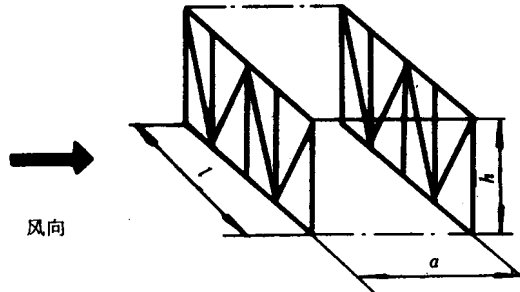


图3 并列结构的间隔比

表8 桁架结构挡风折减系数 η

φ		0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6
间隔比 a/h	1	0.84	0.70	0.57	0.40	0.25	0.15
	2	0.87	0.75	0.62	0.49	0.33	0.20
	3	0.90	0.78	0.64	0.53	0.40	0.28
	4	0.92	0.81	0.65	0.56	0.44	0.34
	5	0.94	0.83	0.67	0.58	0.50	0.41
	6	0.96	0.85	0.68	0.60	0.54	0.46

注：其它结构的挡风折减系数可参照附录F（参考件）取。

c. 对 n 片型式相同且彼此的间隔相同的并列的等高结构，在纵向风力作用下，应考虑多片结构的重叠挡风折减作用，结构的总迎风面积按下式决定：

$$A = (1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{n-1}) \varphi_1 A_{l_1}$$

$$= \frac{1 - \eta^n}{1 - \eta} \varphi_1 A_{l_1} \approx \left(\frac{1 - \eta^5}{1 - \eta} + \frac{n - 5}{10} \right) \varphi_1 A_{l_1} \dots \dots \dots (9)$$

式中： φ_1 ——前片（第一片）结构的充实率；

A_{l_1} ——前片（第一片）结构的外形轮廓面积， m^2 。

按式（9）算得的迎风面积 A 用式（4）计算结构的总风载荷时，因各片结构型式相同，只用其中一片结构的风力系数乘之即可。

d. 物品的迎风面积

吊运的物品的迎风面积应按其实际轮廓尺寸在垂直于风向平面上的投影来决定。物品的轮廓尺寸不明确时，允许采用近似方法加以估算。

2.2.11 温度载荷

一般不考虑；需要考虑时，由用户提供有关资料，进行计算。

2.2.12 安装载荷

在设计起重机时,必须考虑起重机安装过程产生的载荷。露天工作的起重机安装时风压按 100N/m^2 取值。

2.2.13 坡度载荷

起重机坡度载荷按下列规定计算:

- a. 流动式起重机: 需要时按具体情况考虑。
- b. 轨道式起重机: 轨道坡度不超过0.5%时不计算坡度载荷, 否则按实际坡度计算坡度载荷。

2.2.14 地震载荷

一般不考虑。

对于在地震区工作的起重机可以根据订货单位要求, 考虑地震水平载荷。地震水平载荷按有关地震规范确定。

2.2.15 工艺性载荷

起重机在工作过程中由于生产工艺的需要而产生的载荷为工艺性载荷, 它作为附加载荷或特殊载荷进行考虑。

2.2.16 试验载荷

起重机投入使用前, 必须进行超载动态试验及超载静态试验。试验场地应坚实、平整, 风速一般不超过 8.3m/s 。

a. 动态试验载荷 P_{dt}

试验载荷应作用于起重机最不利位置, 且应考虑试验时起重机需完成要求的各种运动和组合运动。 P_{dt} 值取为额定载荷 P_{max} 的110%与动载系数 φ_6 的乘积, φ_6 按式 (10) 计算:

$$\varphi_6 = \frac{1}{2} (1 + \varphi_2) \dots\dots\dots (10)$$

b. 静态试验载荷 P_{st}

P_{st} 值取为额定载荷 P_{max} 的125% 试验载荷应作用于起重机最不利位置, 且应平稳无冲击地加载。有特殊要求的起重机, 其试验载荷由用户与制造厂签订合同予以规定。

2.3 起重机抗倾覆稳定性和防风抗滑安全性

流动式起重机均应校核抗倾覆稳定性。在轨道上运行的露天工作的起重机还必须校核被风吹走的可能性。

2.3.1 起重机抗倾覆稳定性

2.3.1.1 起重机分组

由于结构外形和工作条件的不同, 对各种起重机的抗倾覆稳定性的要求也是不同的。校核其抗倾覆稳定性时, 要按表 9 将起重机分组。

表 9 起重机的组别

组 别	起 重 机 特 征
I	流动性很大的起重机 (如履带起重机和汽车起重机等)
II	重心高、工作不频繁以及场地经常变更的起重机 (如建筑用塔式起重机等)
III	场地固定的桥式类型的轨道起重机 (如门式起重机和装卸桥等)
IV	重心高、速度大以及工作场地不经常变更的轨道起重机 (如装卸用门座起重机)

2.3.1.2 验算工况

起重机的抗倾覆稳定性应按表10所列的工况进行校核。塔式起重机安装状态的稳定性及浮式起重机稳定性的验算见附录G（参考件）。

表 10 验算工况

验 算 工 况	工 况 特 征
1	无风静载
2	有风动载
3	突然卸载或吊具脱落
4	暴风侵袭下的非工作状态

注：① 在验算工况1、3、4和表9中的I组起重机的工况2时不考虑轨道或基础的倾斜度。

② 工况4按非工作状态计算风压 q_w 计算。

2.3.1.3 抗倾覆稳定性的校核

起重机抗倾覆稳定性应按表11所列工况在最不利的载荷组合条件下进行，若包括起重机自重在内的各项载荷对倾覆边的力矩之和大于或等于零（ $\Sigma M > 0$ ），则认为起重机是稳定的。计算时规定起稳定作用的力矩符号为正，使起重机倾覆的力矩符号为负。

考虑各种载荷对稳定性的实际影响程度在进行起重机抗倾覆稳定校核时，各载荷力矩应分别乘一个载荷系数，如表11所示。

表 11 载荷系数

起重机组别	验算工况	自 重	载 荷 系 数	水平惯性力 (包括物品)	风 力	说 明
I	1	1	$1.25 + 0.1 \frac{A}{P_Q}$	0	0	A——臂架自重对臂端和臂架铰点按静力等效原则折算到臂端的重量； P _Q ——起升载荷 伸缩臂起重机不必验算工况4
	2		1.15	1	1	
	3		-0.2	0	0	
	4		0	0	1.1	
II	1	0.95	1.4	0	0	
	2		1.15	1	1	
	3		-0.2	0	1	
	4		0	0	1.1	
III	1	0.95	1.4	0	0	带悬臂起重机须验算： (1) 纵向（悬臂平面）稳定性（工况1、2） (2) 横向（行走方向）稳定性（工况4） 无悬臂起重机仅须验算横向稳定性（工况4）
	2		1.2	1	1	
	3		—	—	—	
	4		0	0	1.15	
IV	1	0.95	1.5	0	0	
	2		1.35	1	1	
	3		-0.2	0	1	
	4		0	0	1.1	

注：① 物品所受的风力和物品水平惯性力可合在一起考虑，用吊重绳偏摆角计算总水平力（见2.2.7.2项）。

- ② 表9中第I组(轮胎式和汽车式)起重机的载荷系数只适用于用支腿支撑的作业工况。
- ③ 臂架在风力作用下能自由回转的臂架起重机,臂架应处在倾覆边一面,风从平衡重方向吹向臂架。

2.3.1.4 倾覆边的确定

运行机构只作非吊重移位的定点吊装的起重机,必须按2.3.1.3规定的计算原则,对支承多边形(车轮或支腿与地面接触点的连线)的每条倾覆边进行稳定性校核。也可用起重机的所有载荷乘以按表11选的载荷系数后的合力轨迹对各条倾覆边同时进行校核,当此合力轨迹在支承多边形内时,则起重机在各个方向均能保持稳定。见附录G(参考件)。

带载运行的起重机还应对相应的危险倾覆边(一般与运动方向垂直)验算运行时的抗倾覆稳定性。

2.3.2 起重机防风抗滑安全性

验算以下二种工况

2.3.2.1 正常工作状态

$$P_{z1} \geq 1.1P_{W,i} + P_a - P_f \dots\dots\dots (11)$$

- 式中: P_{z1} ——运行机构制动器产生的在车轮踏面上的制动力, N;
 - $P_{W,i}$ ——起重机所受工作状态最大风力(沿运行方向), N;
 - P_a ——坡度引起的滑动力, N;
 - P_f ——起重机运行摩擦阻力,按表12推荐的运行摩擦阻力系数计算, N。
- 当制动力 P_{z1} 大于车轮与轨道的粘着力时, P_{z1} 用车轮与轨道的粘着力代替,粘着系数取0.12。

表 12 运行摩擦阻力系数

运行摩擦阻力系数 ($\omega = \frac{\text{运行摩擦阻力}}{\text{总轮压}}$)	
滑动轴承	滚动轴承
0.015	0.006

2.3.2.2 非工作状态

$$P_{z2} \geq 1.1P_{W,o} + P_a - P_f \dots\dots\dots (12)$$

- 式中: P_{z2} ——运行机构夹轨器产生的沿轨道方向的夹持制动力, N;
- $P_{W,o}$ ——起重机非工作状态下所受的最大风力(沿运行方向)。无锚定装置时按该地区可能出现的最大非工作风压计算,有锚定装置时按600~800N/m²计算。

轨道和夹轨钳(表面有刻痕并经淬火的)的摩擦系数取0.25,手工操作的夹轨钳最大操作力不得大于200N。

2.4 起重机的安全保护

为了保证起重机安全可靠地工作,起重机应装设相应的安全装置,如制动器、起升载荷限制器、力矩限制器、行程限制器、缓冲器、防风夹轨器、锚定装置以及电气保护装置等。

2.4.1 制动器

起升机构和变幅机构必须装设可靠的制动器。制动器的选择原则见4机构。

2.4.2 起升载荷限制器

对于有超载可能的起重机,当使用部门提出要求时,应装有起升载荷限制器,起升载荷限制器的综合误差不应大于5%。

2.4.3 力矩限制器

对于起升载荷随幅度变化的臂架式起重机,应装有力矩限制器,其综合误差不应大于8%。

2.4.4 行程限制器

对于所有需限制运动行程的机构,都要装相应的行程限制器。

2.4.5 缓冲器

轨道式起重机运行机构当其运行速度超过0.33m/s时,应装缓冲器。缓冲器的设计原则见2.2.8和4.4.6款。

2.4.6 偏斜指示和限制器

大跨度的门式起重机和装卸桥应装有偏斜指示和限制器。

2.4.7 风速仪

对于室外作业的高大起重机应安装风速仪,其高度应该安置在起重机的上部不挡风处。当风速大于工作极限风速时,应能发出停止作业的警报。

2.4.8 夹轨器、锚定装置

室外作业的轨道式起重机应装设夹轨器。对塔式、造船用门式或造船用门座起重机当非工作状态风压超过600N/m²时,以及对于其它起重机非工作状态风压超过800N/m²时必须装设牵缆或其它形式的锚定装置。

2.4.9 有关电气保护装置

起重机应装有紧急开关、接地保护、空中障碍信号灯等。对工作有特殊需要的起重机还应装超速保护装置。设计原则见5电气。

2.4.10 司机室、走台和栏杆

2.4.10.1 司机室的净空尺寸、操纵器、显示仪表、座椅等的设计应符合劳动保护和安全的有关规定。

2.4.10.2 司机室应有良好的视野、窗框的位置与尺寸不应妨碍司机观察作业情况。司机室用玻璃应尽量采用钢化玻璃或其他防碎玻璃。

2.4.10.3 司机室的适宜工作温度与工作环境温差较大时,在司机室内应采取降温或取暖措施。

2.4.10.4 对其他特殊的工作环境(如有尘毒危害、放射性危害等),其司机室应采取相应防护措施。

2.4.10.5 走台和栏杆

走台和栏杆的设置应符合3.9.5款。

3 结构

3.1 计算原则

本规范采用许用应力法计算。起重机的金属结构件应进行强度、稳定性和刚性计算,并满足其规定的要求,计算时一般不考虑材料的塑性影响。

起重机结构件和连接的疲劳强度计算按3.7条的规定进行。

3.2 结构工作级别

起重机结构工作级别按结构件中的应力状态(名义应力谱系数)和应力循环次数(应力循环等级)分为A1~A8八级。起重机结构工作级别的划分方式与起重机工作级别的划分方式相同,见2.1条的规定。但在查用表1、表2和表3时,应将表中的“起重机工作级别”、“总的工作循环次数”、“载荷”、“载荷状态”、“载荷谱”、“名义载荷谱系数”和“利用等级”等相应地改为“结构的工作级别”、“总的应力循环次数”、“应力”、“应力状态”、“应力谱”、“名义应力谱系数”和“应力循环等级”,且在式(1)中的 m 是与结构件疲劳计算有关的指数,可根据结构的实际情况取值。

起重机的载荷谱和工作循环次数是决定构件应力谱和应力循环次数的依据。结构工作级别不一定与起重机的工作级别相同,视具体情况而定。

3.3 载荷分类与载荷组合

3.3.1 载荷分类

作用在起重机结构上的载荷分为三类，即基本载荷、附加载荷与特殊载荷。

3.3.1.1 基本载荷

基本载荷是始终和经常作用在起重机结构上的载荷。它们是：自重载荷 P_G （见2.2.1款）、起升载荷 P_Q （见2.2.2款）以及由于机构的起（制）动所引起的水平载荷 P_H （见2.2.7款）。自重载荷由于起升载荷在不稳定运动时对结构产生的冲击作用，用起升冲击系数 φ_1 考虑（见2.2.3款）。起升载荷在不稳定运动时对结构所引起的垂直附加动载荷，用起升载荷动载系数 φ_2 考虑（见2.2.4款）。

对于某些用抓斗（料箱）或电磁盘作业的起重机，由于突然卸载使起升载荷产生动态减载作用，减小后的起升载荷等于起升载荷与突然卸载冲击系数 φ_3 （见2.2.5款）的乘积。起重机（小车）运行经过轨道接头或不平整轨道（道路）时自重载荷和起升载荷对结构产生的在垂直方向的冲击与振动作用，用运行冲击系数 φ_4 考虑（见2.2.6款）。

3.3.1.2 附加载荷

附加载荷是起重机在正常工作状态下结构所受到的非经常性作用的载荷。它们是：作用在结构上的最大工作风载荷 $P_{W,i}$ （见2.2.10款），悬吊物品在受风载作用时对结构产生的水平载荷（见2.2.7款和2.2.10款）、起重机偏斜运行引起的侧向力 P_s （见2.2.7.3项），以及根据实际情况决定而考虑的温度载荷（见2.2.11款）、冰雪载荷及某些工艺性载荷（见2.2.15款）。

3.3.1.3 特殊载荷

特殊载荷是起重机处于非工作状态时结构可能受到的最大载荷或者在工作状态下结构偶然受到的不利载荷。前者如结构受到的非工作状态的风载荷 $P_{W,o}$ （见2.2.10款）、试验载荷（见2.2.16款）以及根据实际情况决定而考虑的安装载荷（见2.2.12款）、地震载荷（见2.2.14款）和某些工艺性载荷（见2.2.15款）；后者如起重机在工作状态下结构受到的碰撞载荷（见2.2.8款）以及带刚性起升导架的小车的倾翻水平力 P_{SL} （见2.2.9款）。

3.3.2 载荷组合

3.3.1款所述的三类载荷按表13进行组合。只考虑基本载荷组合者为组合I；考虑基本载荷与附加载荷组合者为组合II；考虑基本载荷与特殊载荷者、或三类载荷都组合者为组合III。每一类组合中列出了若干种组合方式、计算时应根据具体的机种、工况和计算目的选取对所计算的结构最不利的组合方式。

所述的载荷组合仅用于结构件及其连接的强度、弹性稳定性和疲劳计算。强度和弹性稳定性的安全系数必须同时满足载荷组合I、II和III三类情况下的规定值，而疲劳强度只按载荷组合I进行计算。

在表13中， P_{H1} 表示运行、回转或变幅机构中最不利的一个机构处于不稳定运动时所引起的水平惯性载荷。 P_{H2} 表示上述任两个机构处于不稳定运动时所引起的水平惯性载荷的最不利组合；但如果上述机构的控制系统不允许有多于一个机构处于不稳定运动状态，则按实际情况计算 P_H 。

对于移动的载荷，计算时必须使它们对所计算的结构或连接处于最不利的位罝。

工作状态下结构所受到的最大风载荷和物品受风载作用对结构所产生的水平载荷 $P_{W,i}$ 同水平载荷 P_H 总是按最不利的方向叠加。

表 13 载荷与载荷组合

载 荷		载 荷 组 合																
类别	载 荷 名 称	符 号	组 合 I			组 合 II			组 合 III									
			I _a	I _b	I _c	I _d	II _a	II _b	II _c	III _a	III _b	III _c	III _d	III _e	III _f			
基本 载 荷	2.2.1 自重载荷	P_G			P_G						P_G				P_G			
	2.2.3 起升冲击系数	φ_1	$\varphi_1 P_G$			$\varphi_1 P_G$	$\varphi_1 P_G$				$\varphi_1 P_G$				$\varphi_1 P_G$			
	2.2.6 运行冲击系数	φ_4																
	2.2.2 起升载荷	P_Q	$\varphi_4 P_Q$			$\varphi_4 P_Q$												
	2.2.4 起升载荷动载系数	φ_2	$\varphi_2 P_Q$				$\varphi_2 P_Q$											
附加 载 荷	2.2.5 突然卸载冲击系数	φ_3					$\varphi_3 P_Q$											
	2.2.7.1 水平载荷	P_H	P_{H1}			P_{H2}					P_{H2}				P_{H1}			
	2.2.7.2																	
	2.2.10 工作状态的风载荷和物品受风作用对结构产生的水平载荷	$P_{W,i}$									$P_{W,i}$							
特殊 载 荷	2.2.7.3 偏斜运行引起的侧向力	P_s									P_s							
	2.2.10 非工作状态的风载荷	$P_{W,o}$													$P_{W,o}$			
	2.2.8 碰撞载荷	P_c																
	2.2.9 带有刚性导架的小车的倾翻水平力	P_{SL}																
	2.2.16 试验载荷	P_t																

注：① 对于组合 II，在计算 P_{H2} 时应考虑风对起（制）动时间的影响。
 ② 组合 III_a 也可用于安装工况，此时 P_G 按安装设计而定， $P_{W,o}$ 为安装风载（2.2.12）。
 ③ P_{dt} 和 P_{st} 分别为动态试验载荷和静态试验载荷（2.2.16）； φ_6 为动态试验时的起升载荷动载系数， $\varphi_6 \sim 0.5(1 + \varphi_2)$ 。
 ④ 组合 III_f 仅对无轨高速运行的汽车起重机和轮胎起重机而言，是在恶劣道路上行驶的工况，此时 φ_4 须按实际情况取值。
 ⑤ 在本规范 2.2 条中所述的温度载荷（2.2.11）、安装载荷（2.2.12）、坡度载荷（2.2.13）、地震载荷（2.2.14）和工艺性载荷（2.2.15）等在需要考
 虑时，载荷组合由具体情况决定。

3.4 材料及其许用应力

3.4.1 结构件材料及其许用应力

3.4.1.1 结构件材料

起重机金属结构中主要承载结构件一般采用符合 GB 700—79《普通碳素结构钢技术条件》的普通碳素结构钢 A3、C3 或符合 GB 1591—79《低合金结构钢技术条件》的低合金结构钢 16Mn、15MnTi 等。

在低温（-20℃以下）地区工作的起重机的主要承载结构件必须使用镇静钢，其钢材在相应使用温度时的冲击值应不低于 0.30 N·m/mm²，并应满足在常温下 180°冷弯试验的要求。除了冶金起重机等特殊用途的起重机外，对于在温度 -20℃以上工作的起重机的主要承载结构件允许采用平炉沸腾钢和氧气顶吹转炉 3 号沸腾钢。

铸钢件应采用符合 GB 979—67《碳素铸钢件分类及技术条件》规定的铸钢。

3.4.1.2 结构件材料的许用应力

结构件材料的拉伸、压缩、弯曲许用应力取为相应载荷组合所决定的基本许用应力 $[\sigma]_I$ 、 $[\sigma]_{II}$ 、 $[\sigma]_{III}$ ；剪切许用应力及端面承压许用应力由基本许用应力按表 14 决定。

a. 钢材的屈服点 σ_s 与抗拉强度 σ_b 的比值 $\sigma_s/\sigma_b < 0.7$ 时，相应于各种载荷组合的安全系数和基本许用应力按表 14 决定。

b. 钢材的屈服点 σ_s 与抗拉强度 σ_b 的比值 $\sigma_s/\sigma_b \geq 0.7$ 时，相应于各种载荷组合的安全系数仍按表 14 决定，基本许用应力按式 (13) 计算：

$$[\sigma] = \frac{0.5\sigma_s + 0.35\sigma_b}{n} \dots\dots\dots (13)$$

式中： $[\sigma]$ ——钢材的基本许用应力，即表 14 中相应于载荷组合 I、组合 II、组合 III 的许用应力 $[\sigma]_I$ 、 $[\sigma]_{II}$ 、 $[\sigma]_{III}$ ，N/mm²；

σ_s ——钢材的屈服点（当材料无明显的屈服点时，取 σ_s 为 $\sigma_{0.2}$ ， $\sigma_{0.2}$ 为钢材标准拉力试验残余应变达 0.2% 时的试验应力），N/mm²；

σ_b ——钢材的抗拉强度，N/mm²；

n ——与载荷组合类别相应的安全系数，见表 14。

表 14 安全系数和许用应力

载荷组合类别	安全系数	拉伸、压缩、弯曲许用应力	剪切许用应力	端面承压许用应力 〔磨平顶紧〕
组合 I	$n_I = 1.5$	$[\sigma]_I = \frac{\sigma_s}{1.5}$	$[\tau]_I = \frac{[\sigma]_I}{\sqrt{3}}$	$[\sigma_{cd}]_I = 1.5 [\sigma]_I$
组合 II	$n_{II} = 1.33$	$[\sigma]_{II} = \frac{\sigma_s}{1.33}$	$[\tau]_{II} = \frac{[\sigma]_{II}}{\sqrt{3}}$	$[\sigma_{cd}]_{II} = 1.5 [\sigma]_{II}$
组合 III	$n_{III} = 1.15$	$[\sigma]_{III} = \frac{\sigma_s}{1.15}$	$[\tau]_{III} = \frac{[\sigma]_{III}}{\sqrt{3}}$	$[\sigma_{cd}]_{III} = 1.5 [\sigma]_{III}$

注：如采用 3 号沸腾钢，对型钢厚度大于 15mm 和钢板厚度大于 20mm 的许用应力应乘以 0.95 予以降低。

3.4.2 连接材料及其许用应力

3.4.2.1 焊条

手工焊接所用焊条应符合GB 1125—76《焊条检验、包装和标记》。

对于繁重工作状况下直接承受动力载荷的焊接结构宜采用碱性低氢型焊条。

自动焊和半自动焊应采用保证焊缝与主体金属等强度的焊丝以及相应的焊剂。

3.4.2.2 铆钉、螺栓

铆钉钢材应符合GB 715—65《普通碳素钢铆螺用热轧圆钢技术条件》的规定。普通螺栓钢材应符合GB 700—79的规定。

高强度螺栓、螺母和垫圈钢材应符合GB 1231—76《钢结构用高强度大六角头螺栓、大六角螺母、垫圈技术条件》的要求。高强度螺栓热处理后的抗拉强度，对于40B钢应不低于1100N/mm²，对于45钢应不低于850N/mm²。

3.4.2.3 连接材料的许用应力

a. 焊缝的许用应力见表15。

表 15 焊缝的许用应力

焊缝种类	应力种类	符 号	用普通方法检查的手工焊	自动焊或用精确方法检查的手工焊
对 接	拉伸、压缩应力	$[\sigma_n]$	$0.8[\sigma]$	$[\sigma]$
对接及贴角焊缝	剪切应力	$[\tau_n]$	$0.8[\sigma]/\sqrt{2}$	$[\sigma]/\sqrt{2}$

注：① 表中 $[\sigma]$ 为结构件材料的基本许用应力，见表14。

② 表中焊缝许用应力是计算静强度时采用的数值。计算疲劳强度时焊缝许用应力见3.7.4款有关规定。

b. 铆钉、螺栓和销轴连接的许用应力见表16。

表 16 铆钉、螺栓和销轴连接的许用应力

接头种类	应力种类	螺栓的钢号		构件钢号		
		ML2 ML3	A3 35	A3 C3	16Mn	15MnTi
铆钉连接 (I类孔)	剪切	$0.9[\sigma]$	—	—	—	—
	承压	—	—	$2.0[\sigma]$	$2.0[\sigma]$	$2.0[\sigma]$
	钉头拉脱	$0.56[\sigma]$	—	—	—	—
精制螺栓连接 (I类孔)	拉伸	—	$0.8[\sigma]$	—	—	—
	剪切	—	$0.8[\sigma]$	—	—	—
	承压	—	$1.8[\sigma]$	$1.8[\sigma]$	$1.8[\sigma]$	$1.8[\sigma]$
普通螺栓连接	拉伸	•—	$0.8[\sigma]$	—	—	—
	剪切	—	$0.6[\sigma]$	—	—	—
	承压	—	$1.4[\sigma]$	$1.4[\sigma]$	$1.4[\sigma]$	$1.4[\sigma]$
销轴连接	弯曲	—	$[\sigma]$	—	—	—
	剪切	—	$0.6[\sigma]$	—	—	—
	承压	—	$1.4[\sigma]$	$1.4[\sigma]$	$1.4[\sigma]$	$1.4[\sigma]$

注：① 表中 $[\sigma]$ 为该栏内相应钢号的基本许用应力。

② 钉孔质量属于下列情况者为I类孔：

- a) 在装配好的结构件上按设计孔径钻成的孔；
 b) 在单个零件和结构件上按设计孔径分别用钻模钻成的孔；
 c) 在单个零件上先钻成或冲成较小的孔径，然后在装配好的结构件上再扩钻至设计孔径的孔。
- ③ 当为埋头或半埋头铆钉时，表中的数值乘以0.8予以降低。
 ④ 工地安装的连接铆钉，其许用应力降低10%。
 ⑤ 当销轴在工作中可能产生微动时，其承压许用应力应降低50%。

3.5 结构件和连接的强度计算

3.5.1 结构件的强度计算

起重机结构件受拉、受压、受弯、受扭的强度计算可按一般强度计算公式进行，计算应力应小于其许用应力。此外，视结构件受力具体情况还应进行下述内容的强度计算：

3.5.1.1 局部压应力

局部压应力按下式计算

$$\sigma_m = \frac{P}{\delta \cdot c} < [\sigma] \quad \dots\dots\dots (14)$$

式中： σ_m ——局部压应力，N/mm²；

P ——集中载荷，N；

δ ——板厚，mm；

c ——集中载荷分布长度，可按式(15)计算，mm；

$$c = a + 2h_y \quad \dots\dots\dots (15)$$

式中： a ——集中载荷作用长度，对滑块取滑块长度，对车轮取 $a = 50\text{mm}$ ；

h_y ——自构件顶面（无轨时）或轨顶（有轨时）至板计算高度上边缘的距离，mm。

3.5.1.2 复合应力

当构件的同一计算点上受有较大的正应力 σ 、较大的剪应力 τ 和局部压应力 σ_m 时，还应按式(16)验算复合应力：

$$\sqrt{\sigma^2 + \sigma_m^2 - \sigma \cdot \sigma_m + 3\tau^2} < 1.1[\sigma] \quad \dots\dots\dots (16)$$

式中的 σ 和 σ_m 应带各自的正负号。

3.5.1.3 高强度螺栓连接的结构件的强度计算

高强度螺栓连接的轴心受拉和轴心受压结构件的强度应按式(17)计算：

$$\sigma = \frac{N'}{A} < [\sigma] \quad \dots\dots\dots (17)$$

式中： $N' = N \left(1 - 0.4 \frac{Z_1}{Z}\right)$

N ——作用于连接外的轴向力，N；

Z ——结构件一端或对称连接一边的高强度螺栓数；

Z_1 ——所验算截面处（连接接头的最外列螺栓处）的高强度螺栓数；

A ——所验算截面的净面积，mm²。

3.5.2 连接的强度计算

3.5.2.1 焊缝连接

当焊缝承受复合应力时，对接焊缝的强度按式(18)计算：

$$\sigma_h = \sqrt{\sigma^2 + 2\tau^2} < [\sigma_h] \quad \dots\dots\dots (18)$$

3.5.2.2 高强度螺栓连接

a. 在抗剪连接中，每一个高强度螺栓的许用承载力按式 (19) 计算：

$$[P] = 0.7Z_m f P_g \dots\dots\dots (19)$$

式中：[P]——每一个高强度螺栓的许用承载力，N；

Z_m ——传力的摩擦面数目；

f ——摩擦系数，按表17选取；

P_g ——高强度螺栓的预拉力，按表18选取，N。

表 17 摩擦系数 f 值

在连接处结构件接触面的处理方法	构件的钢号	
	A 3	16 Mn
喷 砂	0.45	0.55
喷砂（或酸洗）后涂无机富锌漆	0.35	0.40
轧制表面、钢丝刷清理浮锈（或未经处理但轧制表面干净）	0.30	0.35

表 18 高强度螺栓预拉力值 kN

螺 栓 的 规 格 螺 钢 号	M20	M22	M24
45 钢	120	150	175
40 B 钢	160	200	230

b. 高强度螺栓连接同时承受摩擦面间的剪切和螺栓轴线方向的外拉力时，每个高强度螺栓的许用承载力仍按式 (19) 计算，但应以 $(P_g - 1.4P_t)$ 代替上式中的 P_g ， P_t 为每个高强度螺栓在其轴线方向所受的外拉力，此拉力不应大于预拉力 P_g 的 70%。

c. 高强度螺栓在连接中螺栓的数目 Z 按式 (20) 计算：

$$Z = \frac{N}{[P]} \dots\dots\dots (20)$$

式中： N ——作用于连接处的轴向力，N；

[P]——一个高强度螺栓的许用承载力，N。

3.6 稳定性计算

3.6.1 轴心受压构件

3.6.1.1 稳定性验算公式

$$\sigma = \frac{N}{\varphi A} < [\sigma] \dots\dots\dots (21)$$

式中：A——构件的毛截面面积，mm²；

N——计算轴向压力，N；

φ——根据构件的最大长细比或最大的换算长细比选取的轴心受压构件稳定系数，φ值查附录H（补充件）表H1和表H2。

3.6.1.2 结构件的长细比

a. 结构件的长细比按式（22）计算：

$$\lambda = \frac{l_c}{r} < [\lambda] \dots\dots\dots (22)$$

式中：l_c——结构件的计算长度，其计算方法见附录J（参考件），mm；

r——构件毛截面对某轴的回转半径，按式（23）计算，mm；

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \dots\dots\dots (23)$$

式中：I——结构件对某轴的毛截面惯性矩，mm⁴；

[λ]——结构件的许用长细比，见表19。

表 19 构件许用长细比 [λ]

构 件 名 称		受拉结构件	受压结构件
主要承载结构件	对桁架的弦杆	150	120
	对整个结构	180	150
次要承载结构件（如主桁架的其他杆、辅助桁架的弦杆等）		200	150
其他构件		350	250

b. 当钢材的屈服点σ_s高于350N/mm²时，可近似地用结构件假想长细比λ_F按表H2选取φ值。假想长细比按式（24）计算：

$$\lambda_F = \lambda \sqrt{\frac{\sigma_s}{350}} \dots\dots\dots (24)$$

式中：σ_s——材料的屈服点，N/mm²。

c. 当结构件为格构式的组合结构件时，其整个结构件的换算长细比可按附录J表J5中公式计算。

3.6.2 双向或单向压弯结构件

3.6.2.1 双向或单向压弯结构件稳定性计算公式

结构件受有轴向力以及绕强轴（x轴）和弱轴（y轴）的双向弯矩时，除用一般强度公式验算强度外，还需按式（25）、（26）、（27）验算其稳定性，并均需满足：

$$\frac{N}{A\varphi\psi} + \left(\frac{1}{1 - \frac{N}{0.9N_{Ey}}} \right) \frac{C_{ox}M_{ox} + C_{Hx}M_{Hx}}{W_x} + \left(\frac{1}{1 - \frac{N}{0.9N_{Ey}}} \right) C_{my} \frac{C_{oy}M_{oy} + C_{Hy}M_{Hy}}{W_y} < [\sigma] \dots\dots\dots (25)$$

$$\frac{N}{A\varphi\psi} + \left(\frac{1}{1 - \frac{N}{0.9N_{Ex}}} \right) \frac{C_{ox}M_{ox} + C_{Hx}M_{Hx}}{\varphi_w \cdot W_x} < [\sigma] \dots\dots\dots (26)$$

$$\frac{N}{A\varphi} < [\sigma] \dots\dots\dots (27)$$

式中：ψ——轴压稳定修正系数，其数值可由式(28)求得，或查附录H(补充件)表H3和H4；

$$\psi = \frac{0.9N_E - N}{0.9N_E - \varphi[\sigma_s A(1 - \varphi) + N]} \dots\dots\dots (28)$$

N_E——为欧拉临界载荷N_{Ex}和N_{Ey}中的较小值，N_{Ex}和N_{Ey}按下式计算，N；

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

A——结构件毛截面面积，mm²；

M_{ox}，M_{oy}——结构件端部弯矩，N·mm；

M_{Hx}，M_{Hy}——由横向载荷在结构件中引起的最大弯矩；当M_H与M_o反向且|M_H| < 2M_o时，则取M_H为零，N·mm；

W_x，W_y——结构件截面的抗弯模量，mm³；

C_{ox}，C_{oy}——端部弯矩不等的折减系数，按下式求得：

$$C_{ox} = 0.6 + 0.4 \frac{M'_{ox}}{M_{ox}} \geq 0.4 \dots\dots\dots (29)$$

$$C_{oy} = 0.6 + 0.4 \frac{M'_{oy}}{M_{oy}} \geq 0.4 \dots\dots\dots (30)$$

$\frac{M'_{ox}}{M_{ox}}$ ， $\frac{M'_{oy}}{M_{oy}}$ ——结构件两端的端部弯矩比值，带各自的正负号，其绝对值不大于1；

C_{Hx}，C_{Hy}——横向载荷弯矩系数，当横向载荷为一个集中力时，C_H = 1 - 0.2 $\frac{N}{N_E}$ ，其他情况取1；

C_{my}——绕强轴的端部弯矩对绕弱轴的端部弯矩的影响系数，当截面为封闭截面，抗扭性能强的截面或结构件对两轴的长细比相同(λ_x = λ_y)时，C_{my}值可取为1，一般C_{my}大于1，其计算公式如下：

$$C_{my} = 1 + \alpha \left(\frac{M_{ox}}{W_x \cdot \sigma_s} - \beta \right) \dots\dots\dots (31)$$

式中： α ——系数，见附录H表H5和表H6；

β ——常数，对一般开口截面（如工字钢和槽钢）取0.15；

φ_W ——受弯结构件侧向屈曲稳定系数，凡符合3.6.2.2项中的a点所列的条件者取 φ_W 为1；凡不符合者，按附录H中的H.4条选择或计算。

对于空间桁架式结构件，计算时可令 $\varphi\psi = 1$ ，同时将制造误差引起结构件的初始位移 f_0 所形成的附加弯矩 Nf_0 加在式(25)的第二项中的弯矩 M_{ox} 和第三项中的弯矩 M_{oy} 上。

3.6.2.2 受弯结构件的侧向屈曲稳定性计算：

a. 凡符合下列情况之一的受弯结构件，可不验算侧向屈曲的稳定性：

a) 箱形截面结构件，当其截面高 H 与两侧板间的宽度 B 的比值不大于3时，或其截面足以保证结构件的侧向刚性（如为空间桁架）时；

b) 其他截面的结构件，当有刚性较强的走台，且其支承件固定在结构件的受压翼板上，并能抵抗截面的扭转和水平位移时；

c) 两端简支的工字形截面结构件，其受压翼缘板的自由长度 l 和其宽度 b 之比值不超过表20中的规定值时。

表 20 两端简支的工字形截面结构件不需要验算侧向屈曲稳定性的最大 l/b 值

$h/\delta_b = 100$				$h/\delta_b = 50$		
$\frac{h}{b}$	载荷作用在上翼缘板	载荷作用在下翼缘板	跨内有侧向支承点，不论载荷作用在何处	载荷作用在上翼缘板	载荷作用在下翼缘板	跨内有侧向支承点，不论载荷作用在何处
2	16/13	25/21	19/16	17/14	26/22	20/17
4	15/12	23/19	17/14	16/13	24/20	18/15
6	13/11	21/17	16/13	15/12	22/18	17/14

注：① 表中符号意义为：

h ——结构件全高；

l ——受压翼缘的自由长度，对跨中无侧向支承点的结构件，即为其跨度；对跨中有侧向支承点的结构件，为受压翼缘侧向支承点间距；

b ——结构件受压翼缘的宽度；

δ_b ——结构件受压翼缘的厚度。

② 在结构件的端部支承处，应采取构造措施以阻止其端部截面的扭转。

③ 表中分子数字用于3号钢，分母数字用于16Mn钢。

b. 当受弯结构件不符合上述情况之一时，结构件的侧向屈曲稳定性按式(25)和(26)校验，其中的 φ_W 值可按附录H选取或计算。

3.6.3 板和圆柱壳的局部稳定性

3.6.3.1 板的局部稳定性计算

a. 压缩应力 σ_1 ，剪切应力 τ 和局部压应力 σ_m 分别作用时的临界应力：

$$\sigma_{1cr} = \chi k_\sigma \sigma_E \dots\dots\dots (32)$$

$$\tau_{cr} = \chi k_\tau \sigma_E \dots\dots\dots (33)$$

$$\sigma_{mcr} = \chi k_m \sigma_E \dots\dots\dots (34)$$

式中： σ_{1cr} ——临界压缩应力，N/mm²；

- τ_{cr} ——临界剪切应力, N/mm^2 ;
- σ_{mcr} ——临界局部挤压应力, N/mm^2 ;
- χ ——板边弹性嵌固系数。一般可在1~1.26范围内选取, 当一对边受强翼板或强纵向加劲肋嵌固时取大值。
- K_σ 、 K_τ 、 K_m ——四边简支板的屈曲系数, 取决于板的边长比 $\alpha = a/b$ 和板边载荷情况。对于用加劲肋分隔的局部区格按附录H (补充件) 表H11求得, 对于包括加劲肋在内的带肋板按附录表H12求得;
- σ_E ——欧拉应力, N/mm^2 , 按式 (35) 计算;

$$\sigma_E = \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{\delta}{b}\right)^2 = 19 \left(\frac{100\delta}{b}\right)^2 \dots\dots\dots (35)$$

- 式中: δ ——板厚, mm ;
- b ——区格宽或板宽, mm ;
- E ——材料的弹性模数, N/mm^2 ;
- ν ——泊桑比。

当加劲肋符合本项 d 的规定时, 只须要按局部区格计算稳定性, 否则应同时计算局部区格和带肋板两种情况的稳定性。

b. 压缩应力 σ_1 、剪切应力 τ 和局部压应力 σ_m 同时作用时的临界复合应力按式 (36) 计算:

$$\sigma_{i,cr} = \frac{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_m^2 - \sigma_1 \sigma_m + 3\tau^2}}{\frac{1+\psi}{4} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{1cr}}\right) + \sqrt{\left[\frac{3-\psi}{4} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{1cr}}\right) + \frac{\sigma_m}{\sigma_{mcr}}\right]^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{cr}}\right)^2}} \dots\dots\dots (36)$$

式中 ψ 的含义见表H11。

- 特殊情况: $\tau = 0, \sigma_m = 0, \sigma_{i,cr} = \sigma_{1cr}$;
- $\sigma_1 = 0, \sigma_m = 0, \sigma_{i,cr} = \sqrt{3} \tau_{cr}$;
- $\tau = 0, \sigma_1 = 0, \sigma_{i,cr} = \sigma_{mcr}$ 。

当局部压力作用于板的受拉边缘时, σ_1 与 σ_m 不相关, 可分别取 $\sigma_m = 0$ 或 $\sigma_1 = 0$ 进行计算。当临界复合应力 (包括上述特殊情况) 超过 $0.75\sigma_s$ 时, 应按式 (37) 求得折减临界复合应力 σ_{cr} :

$$\sigma_{cr} = \sigma_s \left(1 - \frac{\sigma_s}{5.3\sigma_{i,cr}}\right) \dots\dots\dots (37)$$

式中: σ_s ——材料的屈服点, N/mm^2 。

c. 局部稳定性许用应力及局部稳定性验算

局部稳定性许用应力 $[\sigma_{cr}]$ 按式 (38) 或 (39) 计算:

$$\text{当 } \sigma_{i,cr} \leq \sigma_p \text{ 时: } [\sigma_{cr}] = \frac{\sigma_{i,cr}}{n} \dots\dots\dots (38)$$

$$\text{当 } \sigma_{i,cr} > \sigma_p \text{ 时: } [\sigma_{cr}] = \frac{\sigma_{cr}}{n} \dots\dots\dots (39)$$

式中: n ——安全系数, 取与强度安全系数一致, 见表14;

σ_p —— $0.75\sigma_s$ (假想比例极限)。

局部稳定性按式 (40) 验算:

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_m^2 - \sigma_1 \sigma_m + 3\tau^2} \leq [\sigma_{cr}] \quad (40)$$

d. 加劲肋的构造尺寸要求

在满足上述的板的局部稳定性的前提下, 板横向加劲肋间距 a 不得小于 $0.5b$, 且不得大于 b 和 $2m$ 两值中的大值, 此处 b 为板的总宽度。

板横向加劲肋的尺寸按式 (41)、(42) 确定:

$$b_l \geq \frac{b}{30} + 40 \quad (41)$$

$$\delta_l \geq \frac{1}{15} b_l \quad (42)$$

式中: b_l —— 横向加劲肋的外伸宽度, mm;

δ_l —— 横向加劲肋的厚度, mm;

b —— 板的总宽度, mm。

在板同时采用横向加劲肋和纵向加劲肋时, 横向加劲肋除尺寸应符合上述规定外, 还应满足式 (43) 的要求:

$$I_{z1} \geq 3 b \delta^3 \quad (43)$$

式中: I_{z1} —— 横向加劲肋的截面对该板板厚中心线的惯性矩, mm^4 ;

δ —— 板厚, mm。

此时, 腹板纵向加劲肋应同时满足式 (44)、(45) 的要求:

$$I_{z2} \geq \left(2.5 - 0.45 \frac{a}{b}\right) \frac{a^2}{b} \delta^3 \quad (44)$$

$$I_{z2} \geq 1.5 b \delta^3 \quad (45)$$

式中: I_{z2} —— 板纵向加劲肋的截面对板厚中心线的惯性矩, mm^4 。

翼缘板纵向加劲肋应满足式 (46) 的要求:

$$I_{z3} \geq m \left(0.64 + 0.09 \frac{a}{b}\right) \frac{a^2}{b} \delta^3 \quad (46)$$

式中: I_{z3} —— 翼缘板纵向加劲肋的截面对翼缘板板厚中心线的惯性矩, mm^4 ;

m —— 翼缘板纵向加劲肋数。

3.6.3.2 圆柱壳的局部稳定性

受轴压或压弯联合作用的薄壁圆柱壳体, 当壳体壁厚 δ 与壳体中面半径 R 的比值 $\frac{\delta}{R}$ 不大于 $25 \frac{\sigma_s}{E}$

时, 必须计算它的局部稳定性。

a. 圆柱壳体受轴压或压弯联合作用时的临界应力:

$$\sigma_{c,cr} = 0.2 \frac{E\delta}{R} \quad (47)$$

式中: $\sigma_{c,cr}$ —— 圆柱壳体受轴压或压弯联合作用时的临界应力, N/mm^2 ;

当按式 (47) 算得的临界应力超过 $0.75\sigma_s$ 时, 可按式 (37) 进行折减。

R —— 圆柱壳体中面半径, mm;

δ —— 圆柱壳体壁厚, mm。

b. 受轴压或压弯联合作用的薄壁圆柱壳体的局部稳定性验算:

$$\frac{N}{A} + \frac{M}{W} < \frac{\sigma_{c,cr}}{n} \dots\dots\dots (48)$$

式中: N ——轴向力, N;
 M ——弯矩, N·mm;
 A ——圆柱壳的横截面净面积, mm²;
 W ——圆柱壳的横截面净截面抗弯模量, mm³;
 n ——安全系数, 取与强度安全系数一致, 见表14。

c. 加劲环

圆柱壳两端应设置加劲环或设置有相应作用的结构件; 当壳体长度大于 $10R$ 时, 需设置中间加劲环。加劲环的间距不大于 $10R$, 加劲环的截面惯性矩 I_z 应满足式 (49) 的要求:

$$I_z \geq \frac{R\delta^3}{2} \sqrt{\frac{R}{\delta}} \dots\dots\dots (49)$$

式中: I_z ——圆柱壳加劲环的截面惯性矩, mm⁴。

3.7 结构疲劳强度计算

结构的疲劳强度取决于其工作级别(应力谱和应力循环次数)、结构件材料种类、接头连接型式、结构件的最大应力以及应力循环特性等。对工作级别是A6、A7、A8级的结构件, 应验算疲劳强度。

3.7.1 最大应力

结构件的最大应力 σ_{max} 或 τ_{max} , 是按3.3.2款规定的载荷组合 I 所确定的疲劳计算点上的绝对值最大的应力。

3.7.2 应力循环特性

应力循环特性 r 按下式计算, 计算时其应力要带各自的正负号:

a. 结构件(或连接)单独承受正应力或剪切应力作用时:

拉伸(或压缩)时 $r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \dots\dots\dots (50)$

剪切时 $r = \frac{\tau_{min}}{\tau_{max}} \dots\dots\dots (51)$

式中: σ_{min} (τ_{min}) 是与 σ_{max} (τ_{max}) 在同一载荷组合情况, 同一计算位置的计算点上的绝对值最小的应力, 且应按最不利的载荷组合情况进行计算。

b. 结构件(或连接)同时承受正应力 (σ_x, σ_y) 和剪切应力 (τ_{xy}) 作用时, 应力循环特性按式 (52) 计算:

$$r_x = \frac{\sigma_{xmin}}{\sigma_{xmax}}$$

$$r_y = \frac{\sigma_{ymin}}{\sigma_{ymax}} \dots\dots\dots (52)$$

$$r_{xy} = \frac{\tau_{xymin}}{\tau_{xymax}}$$

当某种应力在同一载荷组合里面显著大于其他两种应力时, 可不考虑这其他的两种应力对疲劳强度的影响, 直接按式 (53) 或式 (54) 计算其疲劳应力。

3.7.3 疲劳强度计算方法

结构件（或连接）承受正应力作用时，应满足式（53）：

$$\sigma_{\max} < [\sigma_r] \dots\dots\dots (53)$$

结构件（或连接）承受剪切应力作用时，应满足式（54）：

$$\tau_{\max} < [\tau_r] \dots\dots\dots (54)$$

结构件（或连接）同时承受正应力和剪切应力作用时，应满足式（55）：

$$\left(\frac{\sigma_{x\max}}{[\sigma_{rx}]}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{y\max}}{[\sigma_{ry}]}\right)^2 - \frac{\sigma_{x\max} \cdot \sigma_{y\max}}{[\sigma_{rx}][\sigma_{ry}]} + \left(\frac{\tau_{xy\max}}{[\tau_{rxy}]}\right)^2 < 1.1 \dots\dots (55)$$

式中： σ_{\max} ， τ_{\max} ——按3.7.1款确定的最大计算正应力和最大计算剪切应力。

$\sigma_{x\max}$ ， $\sigma_{y\max}$ ， $\tau_{xy\max}$ ——按3.7.1款确定的在 x 、 y 方向上的最大计算正应力和在 xy 平面上的最大计算剪切应力；

$[\sigma_r]$ ——拉伸（或压缩）疲劳许用应力；

$[\tau_r]$ ——剪切疲劳许用应力；

$[\sigma_{rx}]$ ， $[\sigma_{ry}]$ ——与 $\sigma_{x\max}$ ， $\sigma_{y\max}$ 相应的拉伸（或压缩）疲劳许用应力；

$[\tau_{rxy}]$ ——与 $\tau_{xy\max}$ 相应的剪切疲劳许用应力。

3.7.4 疲劳许用应力

疲劳许用应力按表21列出的公式计算，表中的 r 为应力循环特性，其值按3.7.2款决定； $[\sigma_{-1}]$ 为疲劳许用应力的基本值，即 r 等于 -1 时的疲劳许用应力值，按附录K（补充件）的表K2查取；表K2中的应力集中情况等级按附录K的表K1查取。

起重机结构件分为非焊接件和焊接件两类，非焊接件是指结构件本身、带孔的接头以及螺栓和铆钉连接等，焊接件是指接头焊缝及焊缝附近的金属。根据接头型式和工艺方法的不同，非焊接件的应力集中情况等级分为 W_0 ， W_1 ， W_2 三种，焊接件的应力集中情况等级分为 K_0 ， K_1 ， K_2 ， K_3 ， K_4 五种，见附录K的表K1。

对受拉螺栓和铆钉可不考虑其疲劳强度；受单剪的螺栓和铆钉的疲劳许用应力取为 W_2 时的拉伸疲劳许用应力的0.6倍；受双剪的螺栓和铆钉的疲劳许用应力取为 W_2 时的拉伸疲劳许用应力的0.8倍。对焊接件，当焊缝承受拉伸和压缩时，验算疲劳强度时可采用该被连接的金属的疲劳许用应力。

表 21 疲劳许用应力

应 力 状 态		疲 劳 许 用 应 力 计 算 公 式	备 注
$r < 0$	拉 伸	$[\sigma_{rl}] = \frac{1.67[\sigma_{-1}]}{1 - 0.67r}$	
	压 缩	$[\sigma_{rc}] = \frac{2[\sigma_{-1}]}{1 - r}$	
$r > 0$	拉 伸	$[\sigma_{rl}] = \frac{1.67[\sigma_{-1}]}{1 - \left(1 - \frac{[\sigma_{-1}]}{0.45\sigma_b}\right)r}$	

续表 21

应力状态		疲劳许用应力计算公式	备注
$r > 0$	压缩	$[\sigma_{rc}] = \frac{2[\sigma_{-1}]}{1 - \left(1 - \frac{[\sigma_{-1}]}{0.45\sigma_b}\right)r}$	
剪切疲劳许用应力	构件	$[\tau_r] = \frac{[\sigma_{rt}]}{\sqrt{3}}$	取 W_0 相应的 $[\sigma_{rt}]$ 值
	焊缝	$[\tau_r] = \frac{[\sigma_{rt}]}{\sqrt{2}}$	取 K_0 相应的 $[\sigma_{rt}]$ 值

注： $[\sigma_{-1}]$ ——疲劳许用应力的基本值（ $r = -1$ ）。此值由试验方法求得，并考虑1.33的安全系数。在此试验值时应有90%的试件保持完好。

$[\sigma_{-1}]$ 见附录K（补充件）表K2。

σ_b ——构件或接头材料的抗拉强度。对A3钢取 $\sigma_b = 380 \text{ N/mm}^2$ ，对16Mn钢取 $\sigma_b = 500 \text{ N/mm}^2$ 。

3.8 刚性要求

起重机的刚性要求一般分为静态和动态两方面。静态刚性以在规定的载荷作用于指定位置时结构（或构件）在某一位置处的静态弹性变形值来表征；起重机作为振动系统的动态刚性，以满载情况下钢丝绳绕组的下放悬吊长度相当于额定起升高度时系统在垂直方向的最低阶固有频率（简称为满载自振频率）来表征。

对于在本规范中未列出刚性要求的其他起重机，在保证起重机工作性能的条件下，允许设计者在整机和结构设计时自行确定。

3.8.1 静态刚性

3.8.1.1 电动单、双梁桥式类型起重机（包括门式起重机和装卸桥）

a. 当满载小车（或电动葫芦）位于跨中时，主梁（主桁架）由于额定起升载荷和小车（或电动葫芦）自重引起的垂直静挠度 Y_L 应满足下述要求：

工作级别为A5或A5以下的起重机， $Y_L < L/700$ ；

工作级别为A6的起重机， $Y_L < L/800$ ；

工作级别为A7、A8的起重机， $Y_L < L/1000$ ；

其中 L 为起重机跨度。

b. 对于具有悬臂的门式起重机和装卸桥，当满载的小车位于悬臂上的有效工作位置时，该处由于额定起升载荷和小车自重引起的垂直静挠度 Y_L 应不大于 $1/350 L_c$ 。 L_c 为悬臂有效工作长度。

3.8.1.2 塔式起重机在额定起升载荷作用下，塔身在臂架连接处（或在臂架转柱连接处）的水平静位移 Δ_L 应不大于 $H/100$ 。其中 H ，对自行式塔式起重机为塔身在臂架连接处至轨面的垂直距离，对附着式塔式起重机为塔身在臂架连接处至最高一个附着点的垂直距离。

3.8.1.3 采用箱形伸缩式臂架的轮胎起重机和汽车起重机，在不考虑底架变形及变幅油缸回缩等因素的情况下，当起吊额定起升载荷、并处于相应的工作幅度时，臂端在吊重平面内的静位移 Y_L 应不大于 $L_c^2 \times 10^{-5}$ （cm），其中 L_c 为臂长（cm），计算时应同时考虑轴向压力的影响（见图4）。此外，臂架在上述载荷和端部附加额定起升载荷的5%的侧向载荷同时作用下（侧向载荷垂直于 xoy 平面），臂端的侧向静位移 Z_L 应不大于 $7 L_c^2 \times 10^{-6}$ （cm）。

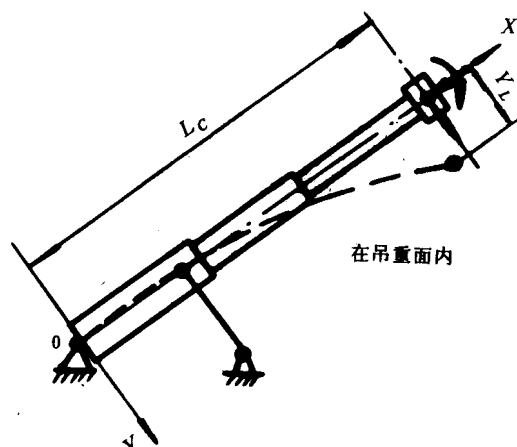


图 4

3.8.2 动态刚性

对一般的起重机不校核这一动态特性；当用户或设计本身对此有要求时，才进行校核。除特殊情况外，校核时可按本款的规定值控制。

3.8.2.1 对电动桥式类型起重机（包括门式起重机和装卸桥），当小车位于跨中时的满载自振频率 f 应不低于 2 Hz。

3.8.2.2 对门座起重机，满载自振频率 f 应不低于 1 Hz。

在附录 L（参考件）中给出了满载自振频率 f 的计算方法。

3.9 构造要求

3.9.1 一般原则

3.9.1.1 主要承载结构的构造设计应力求简单、受力明确，传力直接，尽量降低应力集中的影响。

3.9.1.2 结构（或结构件）的设计必须考虑到制造、检查、运输、安装和维护等的方便和可能性。露天工作的结构，必须避免积水。

3.9.1.3 应根据起重机的实际工作环境考虑结构的腐蚀影响。除非有可靠的防腐蚀措施或属于短暂性使用的设备，主要承载结构的钢板和型钢肢的厚度不小于表 22 的规定。

表 22 最小厚度

mm

腐 蚀 情 况	开 口 截 面	闭 口 截 面
微 弱	3 (2.5)	2.5 (2)
中 等	5 (4)	4 (3)
严 重	6 (6)	6 (4)

注：括号内的数值用于流动式起重机。

3.9.1.4 对于动载荷比较严重和受力复杂的焊接结构件，除非采取措施减小或消除焊接内应力，否则选用的钢材厚度对碳素钢不宜大于 40mm，对低合金钢不宜大于 30mm。

3.9.1.5 主要承载结构件在不同连接处采用不同的连接方式来传力是允许的，但同一连接处不允许将不同的连接方式混合使用。

3.9.1.6 对于需要在使用现场作整段拼接的大型结构，宜优先考虑采用高强度螺栓或铆钉连接。

3.9.1.7 对于焊接梁，除靠近支承处外，横向加劲肋的下端不应直接焊在受拉翼缘板上，一般应在距离受拉翼缘板内侧表面不小于 50mm 处断开。对于相当宽的箱形梁（如施工人员可以在内部通过者）或单腹板梁，为避免受拉翼缘板在施工和运输过程中产生局部变形，可以把横向加劲肋下端与加设的

垫板焊住，再以纵向焊缝把垫板焊在受拉翼缘板上，如图5所示。

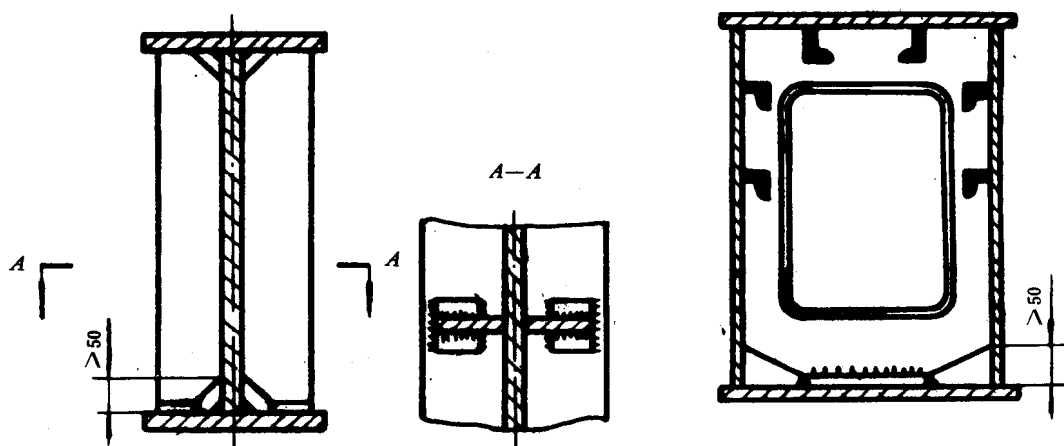


图 5

若横向加劲肋或其他横向联系构件与受拉翼缘板直接焊接，或者出于工艺原因使横向加劲肋下端与受拉翼缘板的断开距离小于上述规定时，必须验算疲劳强度。

3.9.1.8 焊接梁的翼缘板和腹板的对接焊缝不宜处在同一截面上，其间距应不小于200mm；横向加劲肋应离开与其平行的腹板对接焊缝，间距也不小于200mm。

3.9.1.9 焊接梁的受压翼缘板上铺设轨道并承受活动轮压的作用时，如果轨道正对腹板，则腹板与受压翼缘板一般宜顶紧双面焊接，对于工作级别为A6~A8的起重机，宜采用能焊透的连续焊缝，而横向加劲肋在翼缘板和腹板连接处必须作成斜切口（见图6，并参阅图5）。对于依靠横向加劲肋或横向加劲肋参与传递轮压的情况，横向加劲肋也应与受压翼缘板顶紧焊接（图6），轨道支承面下的焊缝长度不小于轨道支承宽度的1.4倍，且应双面施焊，而其他部位可采用双面交错或单面间断焊缝。

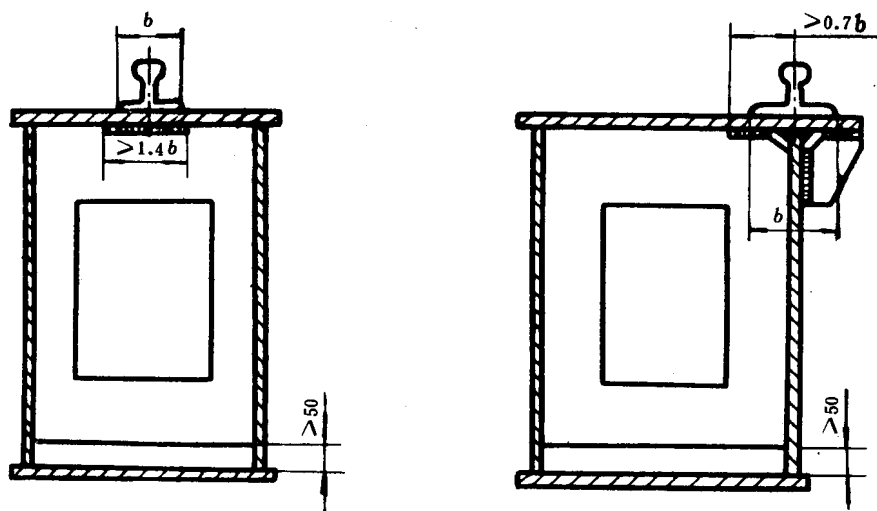


图 6

3.9.1.10 桁架节点板的厚度应根据腹杆内力大小按表23选用。

表 23 节点板厚度

腹杆内力 P , kN	板 厚, mm
$P < 200$	8
$200 < P < 300$	10~12
$300 < P < 400$	12~14
$P > 400$	14~20

3.9.1.11 对于工作级别为 A 8 的起重机在采用桁架结构时,不宜用全焊式,而宜用节点为铆钉或高强度螺栓连接、杆件为焊接的结构。

3.9.1.12 主要承载结构如表面长期受辐射热,表面温度达 150°C 以上时,结构设计必须考虑有效的隔热防护措施。

3.9.2 小车轨道的铺设

3.9.2.1 轨道采用压板固定时,压板固定处必须正对横向加劲肋。沿轨道长度,压板必须成对布设在横向加劲肋的上方,不允许交错布置。压板的固定方式可为焊接或螺栓连接,若为螺栓连接,每块压板不得少于两个(压板设计为防转的例外)。

3.9.2.2 轨道在接头处的轨面高低差不大于 1 mm ,间隙不大于 2 mm 。横向错位不大于 1 mm 。尽可能采用接头为焊接的轨道。

3.9.3 焊接连接

3.9.3.1 对接焊接

对接焊缝的剖口形式,应根据 GB 985—80《手工电弧焊焊接接头的基本型式和尺寸》和 GB 986—80《埋弧焊焊接接头的基本型式和尺寸》的规定选用。

主要承载结构中不等板厚或板宽的对接焊,均应从一侧或两侧作成不大于 $1:4$ 的过渡斜度(见图 7)。

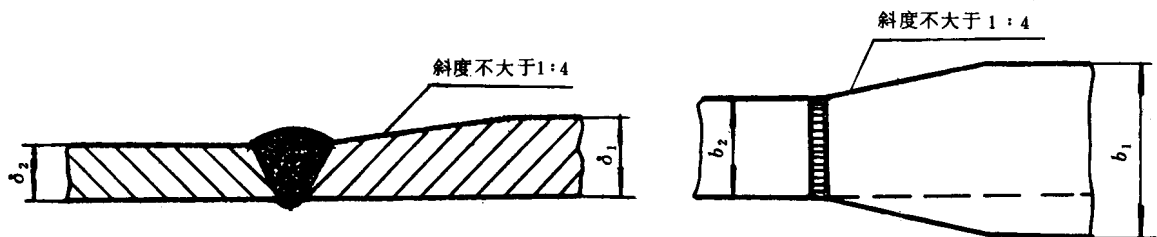


图 7

3.9.3.2 贴角焊接

a. 贴角焊缝的最小高度 h_w 不应小于表24的规定,但对于一般贴角焊缝,则不得大于较薄焊件厚度的 1.2 倍,但对于杆件边缘的贴角焊缝(见图 8),尚应符合下列要求:在 δ_1 不大于 6 mm 时, h_w 不大于 δ_1 ,在 δ_1 大于 6 mm 时, h_w 应比 δ_1 小 $1\sim 2\text{ mm}$ 以上。

表 24 贴角焊缝的最小高度 $h_{w \min}$

mm

被焊件中较厚件的厚度 δ	$h_{w \min}$
$\delta < 10$	4 / 6
$10 < \delta < 20$	6 / 8
$20 < \delta < 30$	8 / 10

注：表中数值分子用于碳素钢焊接件，分母用于低合金钢焊接件。

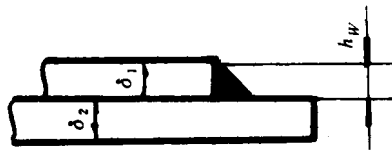


图 8

- b. 被焊件的厚度小于 4 mm 时，焊缝的最小高度等于被焊件厚度。
- c. 受动载荷的主要承载结构，贴角焊缝的表面应呈凹弧形或直线形。焊缝直角边的比例，对侧焊缝为 1:1，对端焊缝为 1:1.5（长边顺作用力方向）。
- d. 贴角焊缝（侧焊缝或端焊缝）的最小计算长度为 $8 h_w$ 。对于侧焊缝，当受动载荷时，最大计算长度为 $40 h_w$ ；受静载荷时，最大计算长度为 $60 h_w$ ；若焊缝长度超过上述规定，超长部分不在计算中考虑。

3.9.4 铆钉连接与螺栓连接

- 3.9.4.1 铆合钢板的总厚度一般不应超过铆钉直径的 5 倍。当采取有效措施保证钉杆塞紧钉孔时，总厚度允许为铆钉直径的 7 倍。
- 3.9.4.2 在主要承载结构中，铆钉应采用半圆头的。特殊情况下才采用沉头铆钉。
- 3.9.4.3 每一杆件在节点处或接头的一侧，铆钉或螺栓数不得少于两个。沿受力方向，每行铆钉或螺栓数不宜多于 5 个。
- 3.9.4.4 普通螺栓连接只允许用在次要构件的连接中。
- 3.9.4.5 采用铰制孔用螺栓连接时，若构件承受脉动载荷，则孔径不得大于 d_b 加 0.2~0.3 mm， d_b 为螺栓配合杆部的名义直径，若杆件承受反复载荷，孔和螺栓的配合不低于 H11/h9。
- 3.9.4.6 铆钉和螺栓布置的极限尺寸应符合表 25 的规定。

表 25 铆钉和螺栓布置的极限尺寸

mm

名称	布置与方向	最大允许距离（取以下两者之中的小者）	最小允许距离	
中心间距	外排	$8d$ 或 12δ	$3d$	
	中间排	受压构件		$12d$ 或 18δ
		受拉构件		$16d$ 或 24δ
中心到构件边缘的距离	顺内力方向		$2d$	
	垂直于内力方向	切割边	$4d$ 或 8δ	
		轧制边	$1.2d$	

注：表中 d 为铆钉或螺栓孔径，mm； δ 为外层较薄板件的厚度，mm。

3.9.5 走台、梯子、栏杆与司机室

3.9.5.1 通往司机室、电气设备室、走台及机械和电气部件安装平台的梯子必须通行方便，安全可靠。梯子的最小通行（宽度）尺寸不宜小于500mm。

3.9.5.2 走台和作业平台的铺板应采用具有防滑性能的钢板制成。在用户同意时，亦可采用穿孔钢板或格子板，但孔（格）的面积不得超过400mm²。

3.9.5.3 走台和作业平台都必须设置牢固的栏杆。栏杆离铺板的垂直高度不得小于1000mm，离铺板约450mm处应有中间扶杆，底部有不低于70mm的挡板。

3.9.5.4 工作梯超过10m时，应分段转接，各转接处必须设置休息平台。

3.9.5.5 当司机室和电气设备室的布设计影响到起重机的运输、安装和拆卸时，司机室和电气设备室与支承构件的连接必须是可拆的，此时连接螺栓应按受剪设计。

4 机构

4.1 机构工作级别

4.1.1 机构利用等级

机构利用等级按机构总设计寿命分为十级，见表26。总设计寿命规定为机构在设计假定的使用年限内处于运转的总小时数，它仅作为机构零件的设计基础，而不能视为保用期。

表 26 机构利用等级

机构利用等级	总设计寿命 h	说 明
T ₀	200	不经常使用
T ₁	400	
T ₂	800	
T ₃	1600	
T ₄	3200	经常轻闲地使用
T ₅	6300	经常中等地使用
T ₆	12500	不经常繁忙地使用
T ₇	25000	繁忙地使用
T ₈	50000	
T ₉	100000	

4.1.2 机构载荷状态

机构的载荷状态表明机构受载的轻重程度，它可用载荷谱系数 K_m 表征， K_m 按式（56）计算。

$$K_m = \sum \left[\frac{t_i}{t_T} \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^m \right] \dots \dots \dots (56)$$

式中： m ——机构零件材料疲劳试验曲线的指数；

P_i ——该机构在工作时间内所承受各个不同的载荷；

$$P_i = P_1, P_2, P_3, \dots, P_n$$

P_{\max} —— P_i 中的最大值；

t_i ——该机构承受各个不同载荷的持续时间 ($t_1, t_2, t_3, \dots, t_n$)；

t_T ——所有不同载荷作用的总持续时间； $t_T = \sum t_i = t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_n$

当 $m = 3$ 时；

$$K_m = \frac{t_1}{t_T} \left(\frac{P_1}{P_{\max}} \right)^3 + \frac{t_2}{t_T} \left(\frac{P_2}{P_{\max}} \right)^3 + \frac{t_3}{t_T} \left(\frac{P_3}{P_{\max}} \right)^3 + \dots + \frac{t_n}{t_T} \left(\frac{P_n}{P_{\max}} \right)^3 \dots \dots \dots (57)$$

机构的载荷状态按名义载荷谱系数分为四级见表27。附录 M (参考件) 给出了与表27的载荷状态相应的载荷谱图。当机构的实际载荷变化情况已知时，则先按式 (57) 计算实际载荷谱系数，然后按表27选择不小于它但与它最接近的名义载荷谱系数并从而得到该机构总体的载荷状态级别；当机构的实际载荷状态未知时，则可按表27“说明”栏的内容选择一个合适的载荷状态级别。在确定机构所属零件的载荷状态时，可根据实际载荷谱图按式 (56) 计算，这时指数 m 按实际情况确定，所得到的载荷谱系数也应按上述原则圆整到表27中的某一名义载荷谱系数。

表 27 机构载荷状态分级及其名义载荷谱系数 K_m

载 荷 状 态	名义载荷谱系数 K_m	说 明
L1 - 轻	0.125	机构经常承受轻的载荷，偶尔承受最大的载荷
L2 - 中	0.25	机构经常承受中等的载荷，较少承受最大的载荷
L3 - 重	0.5	机构经常承受较重的载荷，也常受最大的载荷
L4 - 特重	1.00	机构经常承受最大的载荷

4.1.3 机构工作级别

机构工作级别按机构的利用等级和载荷状态分为八级，见表28。

起重机机构工作级别举例见附录 N (参考件)。

表 28 机构工作级别

载 荷 状 态	名义载荷谱系数 K_m	机 构 利 用 等 级									
		T ₀	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	T ₉
L1 - 轻	0.125			M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L2 - 中	0.25		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	
L3 - 重	0.50	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8		
L4 - 特重	1.00	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8			

4.2 机构的设计计算原则

4.2.1 起升机构

4.2.1.1 电动机初选

按起升载荷、额定起升速度及机构效率计算机构的静功率。对于双绳抓斗的开闭机构和起升机构，每一机构的电动机静功率取为总功率的0.66倍。根据机构的静功率和接电持续率初选电动机，机构的接电持续率见附录W（参考件）。

4.2.1.2 电动机容量校验

电动机必须校验过载和发热，校验方法可相应参照附录T（参考件）和附录U（参考件）。

对于在一次使用后停歇期间内足以冷却到环境温度的电动机，按短时工作制选择容量。短时工作制电动机额定容量由电动机制造厂提供。

在校验电动机时，若无特殊的要求，机构起动时的物品平均加速度可参照表29选取。

4.2.1.3 制动器选择

起升机构的每一套独立的驱动装置至少要装设一个支持制动器。吊运液态金属及其他危险物品的起升机构，每套独立的驱动装置至少应有两个支持制动器。

支持制动器应是常闭式的，制动轮必须装在与传动机构刚性联结的轴上。

制动安全系数应不低于：

- a. 一般起升机构：1.5；
- b. 重要起升机构：1.75；
- c. 吊运液态金属和危险品的起升机构：装有两个支持制动器时，每一个的制动安全系数不低于1.25；对于二套彼此有刚性联系的驱动装置，每套装置装有两个支持制动器时，每一个的制动安全系数不低于1.1；
- d. 具有液压制动作用的液压传动起升机构：1.25。

无特殊要求时，制动所引起的物品升降减速度不应大于表29的规定值。

推荐支持制动与控制制动并用。控制制动可以是电气式的，如：再生制动、反接制动、能耗制动及涡流器制动等；也可以是机械式的。控制制动仅用来消耗动能，使物品安全减速。在与控制制动并用时，支持制动器的最低制动安全系数仍应满足上述要求。

表 29 平均升降加（减）速度

m/s²

起重机的用途及种类	平均加（减）速度
作精密安装用的起重机	0.1
吊运液态金属和危险品的起重机	0.1
一般加工车间、仓库及堆场用吊钩、电磁及抓斗起重机	0.2
港口用吊钩门座起重机	0.4~0.6
港口用抓斗门座起重机	0.5~0.7
冶金工厂中生产率高的起重机	0.6~0.8
港口用吊钩门式起重机	0.6~0.8
港口用装卸桥	0.8~1.2

4.2.2 运行机构

4.2.2.1 运行静阻力

运行静阻力包括摩擦阻力、等效坡道阻力、风阻力。摩擦阻力包括车轮沿轨道滚动的阻力、车轮轴承内的摩擦阻力以及车轮轮缘与轨头侧面间的附加摩擦阻力，后者一般是用前述两种基本摩擦阻力之和乘以附加系数来考虑的。在绳索牵引的运行机构中，还需计算小车运行时起升机构及运行机构钢丝绳绕过导向滑轮所引起的阻力。

4.2.2.2 电动机初选

按运行静阻力、运行速度及机构效率计算机构的静功率。根据机构的静功率和接电持续率初选电动机，当惯性力较大时应考虑惯性力的影响。机构的接电持续率见附录 W（参考件）。

4.2.2.3 电动机容量校验

电动机必须校验过载和发热，并控制加速度值。校验方法可相应参照附录 T（参考件）和附录 U（参考件）。

无特殊要求时，机构起动时所引起的平均线加速度值可参照附录 C（参考件）选用。

4.2.2.4 制动器选择

运行机构制动器的制动力矩加上运行摩擦阻力（不包括轮缘与轨头侧面的摩擦阻力）应能使处于不利情况下的起重机或小车在要求的时间内停住（所要求的时间按起重机工作条件决定）。

推荐采用可操纵的制动器。

4.2.2.5 打滑验算

运行机构起动或制动时，主动轮一般不应打滑。验算时钢制车轮与钢轨的粘着系数，对于室内工作的为 0.15，室外的为 0.12。

4.2.3 回转机构

4.2.3.1 等效静阻力矩

回转机构的等效静阻力矩包括摩擦阻力矩、正常工作状态下的等效风阻力矩和等效坡道阻力矩。

4.2.3.2 电动机初选

根据机构稳定运动时的等效静阻力矩、回转速度和机构效率计算机构的等效功率，根据机构的等效功率和接电持续率初选电动机。当惯性力较大时应考虑其影响。机构的接电持续率见附录 W（参考件）。

4.2.3.3 电动机容量校验

回转机构电动机必须校验过载，校验方法参照附录 T（参考件）；对于装卸用起重机的回转机构，还必须校验电动机的发热，校验方法参照附录 U（参考件）。

回转机构的电动机还必须验算起动加速度，使起重机回转臂架头部切向加（减）速度不大于下列推荐值：对于回转速度较低的安装用起重机，此值根据起重量大小为 $0.1 \sim 0.3 \text{ m/s}^2$ ；对于回转速度较高的装卸用起重机，此值根据起重量大小为 $0.8 \sim 1.2 \text{ m/s}^2$ 。起重量大者取小值。

4.2.3.4 制动器的选择

回转机构宜采用可操纵的常开式制动器，在最不利工作状态和最大回转半径时其制动扭矩应能使回转部分停住。如果采用常闭式制动器，则其制动减速度不应超过 4.2.3.3 项的推荐值。

4.2.3.5 对于有自锁可能的传动机构应装设极限力矩联轴器，非自锁机构如果不装设极限力矩联轴器则传动机构应验算事故状态下的静强度。

4.2.4 变幅机构

4.2.4.1 等效变幅阻力矩

等效变幅阻力矩为正常工作状态下根据相应起重量在变幅全过程中各个不同幅度位置上的变幅阻力矩和相应幅度区间的变幅时间来计算的均方根值。变幅阻力矩由未平衡的起升载荷和臂架系统自重载荷、作用于臂架系统上的风力，吊重绳偏摆角 α_1 引起的水平力、臂架系统的惯性力、起重机倾斜引起的坡道阻力以及臂架系统在变幅时的摩擦阻力等产生。

4.2.4.2 电动机初选

变幅机构的电动机根据正常工作状态下,各种工况的均方根等效阻力矩之最大值计算等效功率,根据等效功率和机构的接电持续率初选电动机。机构接电持续率见附录W(参考件)。

4.2.4.3 电动机容量校验

电动机必须校验过载和发热。校验方法参照附录T(参考件)和附录U(参考件)。

电动机必须验算机构的起动加速度,使起重机变幅时臂架头部水平移动的最大加(减)速度不大于 0.6m/s^2 。

4.2.4.4 制动器选择

应采用常闭式制动器。对于平衡变幅机构,其制动安全系数在工作和非工作状态下分别取为1.25和1.15;对于重要的非平衡变幅机构应装有两个支持制动器,其制动安全系数的选择原则与起升机构相同。

制动减速度不应超过4.2.4.3项的推荐值。

4.3 零件的强度计算原则

4.3.1 计算方法

强度计算包括静强度计算和寿命计算两种。静强度计算包括验算零件的脆性断裂和不允许的塑性变形,其计算载荷按4.3.2.2,4.3.2.3及4.3.2.4项的规定,传动机构的大多数零件均要进行不发生脆性断裂或不允许的塑性变形的验算。寿命计算包括承受循环应力的零件的疲劳强度计算和滑动摩擦件覆盖面的耐磨损计算,其计算载荷与载荷的变化和作用时间有关,按4.3.4款规定。

计算步骤是:根据相应的计算载荷,确定计算应力;根据所用材料的机械特性,按4.3.6款及4.3.7款规定的方法确定零件的强度限,然后进行比较,使零件的强度限与计算应力的比等于或大于安全系数。

对于较长的高速传动轴还应验算临界转速。

4.3.2 计算载荷

机构零件受到两种类型的载荷:一种是与电动机的驱动力矩或制动器的制动力矩直接有关的载荷,这种载荷用零件所在轴的力矩表示。另一种载荷与电动机或制动器无关,它由外载荷直接引起,且不能被驱动轴的力矩所平衡。

本款对前一种载荷的确定方法作如下的原则上的规定。

4.3.2.1 疲劳计算基本载荷

a. 运行和回转机构

这类机构的惯性载荷较大。疲劳计算基本载荷取为机构起动时计算零件承受的惯性力矩和静阻力矩之和。惯性力矩按刚体动力学方法确定。对电动机构,可用式(58)估算这类机构零件的疲劳计算基本载荷。

$$M_{I\max} = \varphi_8 M_n \dots\dots\dots (58)$$

式中: $M_{I\max}$ ——计算零件的疲劳计算基本载荷力矩, N·mm;

M_n ——电动机额定力矩传到计算零件的力矩, N·mm;

φ_8 ——刚性动载系数。

刚性动载系数 φ_8 与电动机的驱动特性和计算零件两侧的转动惯量的比值有关, $\varphi_8 = 1.2 \sim 2.0$ 。附录P(参考件)提供了一个计算这类机构的疲劳计算基本载荷的参考方法。

b. 起升和非平衡变幅机构

这类机构中承受惯性载荷较小的零件*,其疲劳计算基本载荷取为起升载荷与动载系数 φ_6 的乘积

* 惯性载荷较小的零件是指该零件被动侧所有运动件的转动惯量之和远小于主动侧所有运动件转动惯量之和的零件(如起升机构中除电动机轴以外的其他零件)。

产生的力矩。

动载系数 φ_6 按式 (10) 计算。

其他零件取为计算零件承受的电动机额定力矩的1.3~1.4倍。

c. 平衡变幅机构

这种机构中承受惯性载荷较小的零件,其疲劳计算基本载荷取为该零件承受的等效变幅静阻力矩。其他零件取为电动机额定力矩传到该计算零件力矩的1.3~1.4倍。

4.3.2.2 工作最大载荷

工作最大载荷属于经常性载荷,用于计算零件的静强度。工作最大载荷按下述方法确定:

a. 运行和回转机构

取为机构起动或制动时计算零件承受的最大振动力矩,用式 (59) 估算。

$$M_{\text{II max}} = \varphi_5 \varphi_8 M_n \dots\dots\dots (59)$$

式中: $M_{\text{II max}}$ ——计算零件的工作最大振动力矩, N·mm;

M_n ——电动机额定力矩传到计算零件上的力矩, N·mm;

φ_5 ——考虑弹性振动的力矩增大系数,对突然起动的机构, $\varphi_5 = 1.5 \sim 1.7$;对较平稳起动的机构, $\varphi_5 = 1.1 \sim 1.5$ 。系统的弹性和阻尼大者取小值。

b. 起升和非平衡变幅机构

承受惯性载荷较小的零件,取为起升载荷与动载系数 φ_2 的乘积对零件产生的载荷。其他零件取为该零件承受的电动机额定力矩的2.0~2.5倍。

c. 平衡变幅机构

承受惯性载荷较小的零件,取为最大的变幅阻力或最大变幅阻力矩(但包括 α_{II} 引起的载荷);其他零件取为该零件所受的电动机额定力矩的2.0~2.5倍。

d. 当机构经常用来完成某种特殊工艺作业时,应考虑这种作业产生的载荷。

4.3.2.3 非工作最大载荷

非工作最大载荷由非工作最大风载荷和非工作状态下设备自重的组合确定。非工作最大载荷属非经常性载荷,用来验算某些构件的静强度。

4.3.2.4 特殊载荷

特殊载荷属于非经常性载荷,用来验算某些构件的静强度。

a. 缓冲器碰撞载荷

缓冲器碰撞时对运行机构产生的动载荷,按式 (60) 估算。

$$M_{\text{III max}} = 0.25 \frac{R}{i} \sum P_{\text{max}} \dots\dots\dots (60)$$

式中: $M_{\text{III max}}$ ——缓冲器碰撞时作用在运行机构驱动轴上的力矩, N·mm;

R ——车轮半径, mm;

i ——机构总传动比;

$\sum P_{\text{max}}$ ——所计算的传动机构的驱动轮上最大轮压之和, N。

b. 安装载荷

当起重机的某一机构被用于起重机自身安装作业时,应验算这种作业对该机构产生的载荷。

c. 试验载荷

按2.2.16款的规定,应把动载试验载荷乘以动载系数 φ_6 的积与静载试验的载荷两者中的大者作为计算机构的特殊载荷,它属于非经常性载荷。

d. 非经常性工艺性载荷

当起重机偶尔用来完成某种特殊的工艺作业时,这种作业对机构产生的载荷。

4.3.3 应力循环次数

计算传动零件疲劳强度时，要计算在所要求的设计寿命期内的应力循环次数。当应力变动值小于绝对值最大应力10%时，不算它们的应力循环次数。

总的应力循环次数 N 为：

$$N = FZ \quad \dots\dots\dots (61)$$

式中： F ——每小时的应力循环次数，它由在每个工作小时内平均发生的工作循环次数或转数求得，
 Z ——零件的总设计寿命， h ，按表26取。

机构的零部件一般应按机构设计寿命计算。在某些情况下，出于经济上的考虑或者受到技术上的限制，某些零件的设计寿命可取得比该机构的利用等级规定值低。

每小时应力循环次数 F 按下面两种情况近似计算。

a. 应力循环次数仅与工作循环数有关的传动零件：

$$F = K_a S_p \quad \dots\dots\dots (62)$$

式中： S_p ——每工作小时内的工作循环数；

K_a ——零件在每一工作循环中经受的应力循环次数。

b. 应力循环次数与转速有关的传动零件：

$$F = \frac{60n_m \cdot K_b}{i_m} \quad \dots\dots\dots (63)$$

式中： n_m ——电动机每分钟的转数， min^{-1} ；

i_m ——电动机到计算零件间的传动比；

K_b ——零件每一转经受的应力循环次数。

4.3.4 等效载荷

零件疲劳计算的等效载荷按式(64)估算。

$$M_{eq} = k_m k_n M_{I \max} \quad \dots\dots\dots (64)$$

$$k_m = \sqrt[m]{K_m} \quad \dots\dots\dots (65)$$

$$k_n = \sqrt[m]{\frac{N}{N_0}} \quad \dots\dots\dots (66)$$

式中： M_{eq} ——等效载荷， $N \cdot \text{mm}$ ；

k_m ——载荷系数；

k_n ——循环次数系数；

N_0 ——基本应力循环次数。

当 $N > N_0$ 时，式(66)中的 m 用 $2m$ 代替。

当 k_m 与 k_n 的乘积大于1时取 $k_m k_n = 1$ 。

4.3.5 计算应力

计算零件危险点的计算应力应根据4.3.2款规定的计算载荷，用材料力学的通常方法计算；复合应力应按合适的强度理论予以合成。

4.3.6 强度限

静强度计算时，对于塑性较好的材料，用材料的屈服点作零件的屈服点。

当材料的屈服点 σ_s 与抗拉强度 σ_b 之比大于0.7时，为了减少偶然超过材料屈服点而引起脆性断裂

的危险，规定采用按式(67)、(68)计算的假想屈服点。

$$\sigma_{sF} = \frac{\sigma_s + 0.7\sigma_b}{2} \dots\dots\dots (67)$$

$$\tau_{sF} = \frac{\sigma_{sF}}{\sqrt{3}} \dots\dots\dots (68)$$

4.3.7 疲劳强度限

零件的疲劳强度限 σ_{rk} 由试验或者计算求得。在这个应力下应有90%的零件不失效。

零件的疲劳强度限的大小取决于：

- a. 应力循环的特性 γ ($\gamma = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$)；
- b. 材料的质量；
- c. 零件的形状；
- d. 零件的尺寸；
- e. 零件的表面状态。

附录Q(参考件)提供了确定疲劳强度 σ_{rk} 的方法。

4.3.8 强度验算

机构传动零件按本款规定的方法进行强度验算，但对于某些由于载荷作用时间短、次数少而不会导致疲劳损坏或过度磨损的零件，可不必进行疲劳和耐磨损的验算。强度验算应满足不等式(69)。

$$\text{计算应力} < \frac{\text{零件的屈服点或疲劳强度限}}{\text{强度安全系数}} \dots\dots\dots (69)$$

强度安全系数按表30的规定。

表 30 强度安全系数规定值

疲 劳 验 算	静 强 度 验 算	
	工作最大载荷 n_{II}	非工作最大载荷，特殊载荷 n_{III}
n_I		
1.25	1.50	1.15

注：对运输熔化金属及危险物品等特别重要的起重机，安全系数应适当加大。

4.3.9 轴的临界转速

当长的传动轴的转速超过 400 min^{-1} 时，必须验算其临界转速，并满足式(70)要求。

$$n_{\max} < \frac{n_{cr}}{1.2} \dots\dots\dots (70)$$

式中： n_{\max} ——轴的实际最大转速， min^{-1} ；

n_{cr} ——临界转速， min^{-1} ，按式(71)计算。

$$n_{cr} = 1210 \frac{\sqrt{d_2^2 + d_1^2}}{l^2} \dots\dots\dots (71)$$

式中： d_1 ——轴的内径，cm，当为实心轴时 $d_1 = 0$ ；

d_2 ——轴的外径，cm；

l ——轴的支点间距, m。

4.3.10 磨损校核

对于在运动中处于经常摩擦的零件, 应保证其在使用期内摩擦面的磨损量在允许的范围内。通常是验算影响磨损量的有关物理量使其不超过允许值。如对制动器、离合器及滑动支承等, 应验算其覆盖面的单位面积压力强度 p 及特性系数 pv (p 与摩擦面相对运动速度 v 的乘积), 使其不超过允许值, 常用摩擦面材料的允许物理量见附录 R (参考件)。用液压推杆制动器或其他制动器作为调速装置时, 摩擦面要选用耐磨耐高温的材料, 制动轮应有良好散热条件, 并进行散热验算, 以使它们的温升在允许的范围内。

4.4 零部件

4.4.1 吊钩

吊钩材料采用优质低碳镇静钢或低碳合金钢。

采用平面弹性曲杆方法设计吊钩时, 计算载荷应考虑起升动载系数 φ_2 , 但许用应力对一般吊钩可取为材料的屈服点, 对铸造起重机的片式单钩, 许用应力取为屈服点的 0.4 倍。

吊钩可根据起重重量和工作级别从制造厂提供的性能表中选择。

4.4.2 钢丝绳、滑轮及卷筒

本款规定适用绕过卷筒和滑轮的运动钢丝绳。

4.4.2.1 钢丝绳结构型式的选择

优先采用线接触钢丝绳。

在腐蚀较大的环境采用镀锌钢丝绳。

4.4.2.2 钢丝绳直径的计算与选择

a. 钢丝绳直径可由钢丝绳最大工作静拉力按式 (72) 确定:

$$d = c\sqrt{s} \dots\dots\dots (72)$$

式中: d ——钢丝绳最小直径, mm;

c ——选择系数, mm/ \sqrt{N} ;

s ——钢丝绳最大工作静拉力, N。

钢丝绳最大静拉力:

在起升机构中, 钢丝绳最大工作静拉力是由起升载荷考虑滑轮组效率和承载分支数后确定, 起升载荷计算见 2.2.2 款。

对于双绳抓斗的闭合绳和支撑绳载荷分配按如下规定:

如所使用的系统能短期地和自动地使闭合绳和支撑绳中的载荷平均分配, 则闭合绳和支撑绳各取总载荷的 66%;

如所使用的系统在提升过程中不能使闭合绳和支撑绳的载荷平均分配, 则闭合绳取总载荷的 100%, 支撑绳取总载荷的 66%。

选择系数 c :

选择系数 c 的取值与机构工作级别有关, 按表 31 选取。表中数值是在钢丝充满系数 ω 为 0.46, 折减系数 k 为 0.82 时的选择系数 c 值。

当钢丝绳的 ω 、 k 和 σ_t 值与表中不同时, 则可根据工作级别从表 31 中选择 n 值并根据所选择钢丝绳的 ω 、 k 和 σ_t 值按式 (73) 换算选择系数 c , 然后再按公式 (72) 选择绳径。

$$c = \sqrt{\frac{n}{k \cdot \omega \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \sigma_t}} \dots\dots\dots (73)$$

式中: n ——安全系数, 按表 31 选取;

k ——钢丝绳捻制折减系数；
 ω ——钢丝绳充满系数，按下式求得：

$$\omega = \frac{\text{钢丝断面面积之总和}}{\text{绳横断面毛面积}};$$

σ_t ——钢丝的公称抗拉强度，N/mm²。

b. 按钢丝绳所在机构工作级别有关的安全系数选择钢丝绳直径。所选钢丝绳的破断拉力应满足式(74)。

$$F_0 \geq sn \quad \dots\dots\dots (74)$$

式中： F_0 ——所选用钢丝绳的破断拉力，N；
 n ——钢丝绳最小安全系数，按表31选取。
 设计时，根据具体情况可任选一种方法。

表 31 c 和 n 值

机构工作级别	选择系数 c 值			安全系数 n
	钢丝公称抗拉强度 σ_b , N/mm ²			
	1550	1700	1850	
M1~M3	0.093	0.089	0.085	4
M4	0.099	0.095	0.091	4.5
M5	0.104	0.100	0.096	5
M6	0.114	0.109	0.106	6
M7	0.123	0.118	0.113	7
M8	0.140	0.134	0.128	9

- 注：① 对于运搬危险物品的起重用钢丝绳，一般应按比设计工作级别高一级的的工作级别选择表中的 c 或 n 值。对起升机构工作级别为M7、M8的某些冶金起重机，在保证一定寿命的前提下允许按低的工作级别选择，但最低安全系数不得小于6。
- ② 对缆索起重机的起升绳和牵引绳可作类似处理，但起升绳的最低安全系数不得低于5，牵引绳的最低安全系数不得小于4。
- ③ 臂架伸缩用的钢丝绳，安全系数不得小于4。

4.4.2.3 滑轮、卷筒的卷绕直径

按钢丝绳中心计算的卷筒和滑轮的最小缠绕直径按式(75)计算。

$$D_{0min} = h \cdot d \quad \dots\dots\dots (75)$$

式中： D_{0min} ——按钢丝绳中心计算的滑轮和卷筒的最小卷绕直径，mm；
 h ——与机构工作级别和钢丝绳结构有关的系数，按表32选取；
 d ——钢丝绳的直径，mm。

平衡滑轮的直径，对于桥式类型起重机取与 D_{0min} 相同；对于臂架起重机取为不小于 D_{0min} 的0.6倍。

表 32 系数 h

机构工作级别	卷筒 h_1	滑轮 h_2
M1 ~ M3	14	16
M4	16	18
M5	18	20
M6	20	22.4
M7	22.4	25
M8	25	28

注：① 采用不旋转钢丝绳时， h 值应按比机构工作级别高一级的值选取。

② 对于流动式起重机，建议取 $h_1 = 16$ 及 $h_2 = 18$ ，与工作级别无关。

4.4.2.4 钢丝绳允许偏角

a. 钢丝绳绕进或绕出滑轮槽时偏斜的最大角度（即钢丝绳中心线和与滑轮轴垂直的平面之间的角度）推荐不大于 5° 。

b. 钢丝绳绕进或绕出卷筒时钢丝绳偏离螺旋槽两侧的角度推荐不大于 3.5° 。

c. 对于光卷筒和多层缠绕卷筒，钢丝绳偏离与卷筒轴垂直的平面的角度推荐不大于 2° 。

4.4.3 齿轮

起重机用齿轮应进行齿面接触强度计算和轮齿弯曲强度计算，采用的计算方法应适合起重机工作特点。附录S（参考件）提供了一个供参考的计算方法。

4.4.4 车轮

本计算方法适用于轨道安装与维护良好、车轮调整正确、直径不超过1.25m的车轮。并尽量不要采用更大直径的车轮。直径更大的车轮与轨道间的许用压力应降低。

4.4.4.1 计算载荷

车轮踏面疲劳计算载荷按式（76）计算。

$$P_{c_s} = \frac{2P_{\max} + P_{\min}}{3} \dots\dots\dots (76)$$

式中： P_c ——车轮踏面疲劳计算载荷，N；

P_{\max} ——设备正常工作时的最大轮压，N；

P_{\min} ——设备正常工作时的最小轮压，N。

在确定 P_{\max} 、 P_{\min} 时，本规范2.2条中的 φ_1 、 φ_2 、 φ_3 、 φ_4 等均取为1。

4.4.4.2 车轮踏面疲劳计算

按赫兹公式计算接触疲劳强度。根据车轮与轨道接触情况不同分为线接触和点接触二种。

a. 线接触，按式（77）计算。

$$P_c \leq k_1 D l c_1 c_2 \dots\dots\dots (77)$$

式中： k_1 ——与材料有关的许用线接触应力常数，N/mm²；钢制车轮的 k_1 按表33选取；

- D ——车轮直径, mm;
 l ——车轮与轨道有效接触长度, mm;
 c_1 ——转速系数, 按表34选取;
 c_2 ——工作级别系数, 按表35选取。

表 33 系数 k_1 及 k_2 值

σ_b	k_1	k_2
500	3.8	0.053
600	5.6	0.1
650	6.0	0.132
700	6.6	0.181
>800	7.2	0.245

注: ① σ_b ——材料的抗拉强度, N/mm²。

② 钢制车轮一般应经热处理, 踏面硬度推荐为HB=300~380, 淬火层深度为15~20mm。在确定许用的 k_1 、 k_2 值时仍取材料未经热处理时的 σ_b 。

③ 当车轮材料采用球墨铸铁时, $\sigma_b > 500$ N/mm²的材料, k_1 、 k_2 值按 $\sigma_b = 500$ N/mm²选取。

表 34 转速系数 c_1 值

车轮转速	c_1	车轮转速	c_1	车轮转速	c_1
min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻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	1.00	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 35 工作级别系数 c_2 值

运行机构工作级别	c_2
M1~M3	1.25
M4	1.12
M5	1.00
M6	0.9
M7, M8	0.8

b. 点接触, 按式 (78) 计算

$$P_c < k_2 \frac{R^2}{m^3} c_1 c_2 \dots\dots\dots (78)$$

式中: k_2 ——与材料有关的许用点接触应力常数, N/mm^2 ; 钢制车轮按表33选取;
 R ——曲率半径, 为车轮曲率半径与轨道曲率半径中之大值, mm;
 m ——由轨道顶的与车轮的曲率半径之比 (r/R) 所确定的系数, 按表36选取。

表 36 系数 m 值

$\frac{r}{R}$	1.0	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3
m	0.388	0.400	0.420	0.440	0.468	0.490	0.536	0.600

注: ① $\frac{r}{R}$ 为其他值时, m 值用内插法计算。

② r 为二接触面曲率半径的小值。

4.4.5 滚动轴承的选择

4.4.5.1 设计寿命

由于技术上的限制或经济方面的原因, 滚动轴承的总设计寿命可取为比它所在机构利用等级低一级或两级的总设计寿命。

4.4.5.2 承载能力验算

用滚动轴承所承受的最大工作载荷校验其静承载能力, 并用它所承受的平均当量动载荷校验其动承载能力。对转速低于 10 min^{-1} 的滚动轴承不必校验动承载能力。

4.4.5.3 平均当量动载荷

平均当量动载荷 P_m 是变载荷滚动轴承疲劳强度验算中的等效载荷。当它与电动机或制动器作用在机构上的转矩直接有关时, 用符号 P_{Mm} 表示; 不能被驱动轴上的转矩所平衡的载荷用符号 P_{Rm} 表示。

a. P_{Mm} 型平均当量动载荷按式 (79) 计算。

$$P_{Mm} = k_m \cdot P_{Mmax} \dots\dots\dots (79)$$

式中： k_m ——载荷系数，见4.3.4款；

P_{Mmax} ——由所在轴上的疲劳计算基本载荷 M_{Imax} 在所计算的滚动轴承中引起的当量载荷*，N。

b. P_{Rm} 型平均当量动载荷按式(80)计算。

$$P_{Rm} = \frac{2P_{Rmax} + P_{Rmin}}{3} \dots\dots\dots (80)$$

式中： P_{Rmax} ， P_{Rmin} ——分别为正常工作条件下所计算轴承的最大载荷和最小载荷。

c. 综合型平均当量动载荷 P_m 的确定

若所算滚动轴承同时承受 P_{Mm} 和 P_{Rm} 两种载荷，则应分别按(79)、(80)两公式进行计算，然后把它们合成为一个总的平均当量动载荷 P_m 。

4.4.6 缓冲器

缓冲器按2.2.8款中规定的碰撞动能及最大冲击力进行设计，容许的最大减速度为 4 m/s^2 。

对于额定运行速度小于 0.7 m/s 的运行装置，可不验算其缓冲装置的吸收动能的能力。

缓冲器壳体应按起重机以额定速度碰撞时发生的最大冲击力进行设计。强度安全系数取表30中的 n_{III} 。

4.4.7 减速器选择

选用标准型号的减速器时，其总设计寿命一般应与它所在机构的利用等级相符合（见表26、附录N）。对在不稳定运转过程中减速器承受动载荷不大的机构，可用额定载荷或电动机额定功率选择减速器；对于动载荷较大的机构，应按实际载荷（考虑动载荷影响）来选择减速器。必要时还应对减速器轴端的最大径向载荷进行验算。

4.4.8 联轴器的选择

起重机上采用的联轴器，一般可从联轴器标准规格表中选取，然后验算所传递的力矩，使其满足公式(81)。

$$M_c < M_t \dots\dots\dots (81)$$

式中： M_c ——联轴器的计算力矩，按式(82)计算， $\text{N} \cdot \text{m}$ ；

$$M_c = nM_{Imax} = n\varphi_8 M_n \dots\dots\dots (82)$$

n ——联轴节的安全系数，对起升机构 $n = 1.5$ ；对其他机构 $n = 1.35$ ；

M_t ——联轴器规格参数表中给出的力矩， $\text{N} \cdot \text{m}$ 。

5 电气

5.1 电动机

5.1.1 选型

5.1.1.1 类型

起重机一般采用绕线型异步电动机、笼型异步电动机、自制异步电动机、串励直流电动机、复励直流电动机和他励直流电动机。

5.1.1.2 选型要求

除辅助机构外，起重机应采用起重冶金用系列电动机：

起重冶金用异步电动机；

起重冶金用直流电动机；

*这里的“当量载荷”是指滚动轴承所受径向力和轴向力用轴承选择计算方法中的径向系数 x 和轴向系数 y 折算后得到的合力。

锥形转子制动异步电动机；

也可采用符合起重机要求的其他类型电动机。

电动机外壳防护等级一般不低于GB 1498—79《电机、低压电器外壳防护等级》规定的IP 44。

5.1.2 容量校验

校验结果应符合以下要求：在设计极限要求的情况下，电动机的最大力矩或堵转力矩应保证机构起动的需要。在设计要求的情况下，电动机应不出现过热。

校验公式、数据见附录T(参考件)、U(参考件)、V(参考件)、W(参考件)。

5.2 制动器驱动元件

5.2.1 选型

5.2.1.1 制动器驱动元件，必须按电源电压和频率、环境条件及其对应机构的工况（接电持续率、每小时工作次数）来选定。

驱动元件的推力及行程等都不小于制动器所要求的额定值。

5.2.1.2 对交流传动系统，运行机构一般采用液压推杆，在接电持续率低（ JC 值不大于25%）、每小时通电次数较少（不大于300次/h）、以及制动力矩小的情况下，允许采用单相短行程制动电磁铁。起升机构宜采用液压推杆，若对停准有严格要求时，应有相应措施。

5.2.1.3 对直流传动系统，柴油机——发电机供电的系统应采用串联电磁铁；其他供电系统，起升机构应尽量采用串联电磁铁，也可用并联电磁铁，并联电磁铁应有放电电阻和加速激磁措施；运行机构采用并联电磁铁。

5.2.2 校验

直流串联电磁铁应校验起动第一挡电磁铁起始拉力和最小负载时电磁铁的吸持力。

5.3 电阻器

5.3.1 选择

5.3.1.1 电阻值

a. 接电持续率不同的电动机，宜选用不同参数的起重机通用电阻器；接电持续率虽不同但又相近时，允许选用同一规格的电阻器。

b. 起动用电阻器各级电阻选用值与计算值允差 $\pm 5\%$ ；为了缩减电阻器箱数，个别级的电阻其选用值允差 $\pm 10\%$ ，但各相总电阻选用允差不应超过 $\pm 8\%$ ；常串级电阻允差可适当放宽，但其误差值不得超过电动机额定电阻的1.5%。

5.3.1.2 发热容量

a. 一般按重复短时工作制选择，一循环周期时间为60s，接电持续率分别为：100%、70%、50%、35%、25%、17.5%、12.5%、8.8%、6.25%和4.4%。

b. 电阻器各级电阻的接电持续率，可按不同接入情况选用不同值。同一电阻元件在不同接电持续率时有不同允许电流值，选用元件的允许电流值应不小于电动机额定电流。为了减少电阻箱数，个别级选用元件的允许电流值可比电动机额定电流小5%。常串级电阻应按长期工作制选择，选用元件允许电流应不小于电动机额定电流。

5.3.1.3 起升机构不应选用频敏变阻器。

5.3.2 安装

5.3.2.1 四箱及四箱以下的电阻器可以直接叠装；四箱以上叠装时，要求装在电阻器架上的各箱之间的间隔距离不小于80mm，中间可添加隔热板，间距过小时应降低容量使用或采取其他相应措施。

5.3.2.2 没有接线端子的电阻器，其外部连接线应有一段裸露，并应采用相应措施，以防短路。电阻器除设于专用电气室内或使用人员不易接触的场合外，都应加防护措施。在室外场合使用时电阻器应加外罩，外罩应利于散热及防雨。

5.4 保护装置

5.4.1 短路保护和过流保护

5.4.1.1 总电源回路应设置自动空气开关或熔断器作短路保护。自动空气开关每相均应有瞬时动作的过流脱扣器，其整定值应大于起重机的尖峰电流，数值随空气开关型式而定。熔断器熔片的额定电流应按起重机尖峰电流的 $\frac{1}{2} \sim \frac{1}{1.6}$ 选取。

5.4.1.2 除柴油机——发电机供电系统或笼型异步电动机驱动的机构和辅助机构外，每套机构里的每个电机必须单独设置过流保护。三相绕线型异步电动机允许只在两相中设置过流保护。直流电动机允许用一个过流保护。用保护箱保护的系统应装所有电动机第三相的总过流保护，动作时应使总接触器断开。

5.4.1.3 采用瞬时动作的过电流继电器保护绕线型异步电动机时，其动作电流约为电动机额定电流的250%，保护直流电动机时参照允许最大电流决定动作电流。采用反时限动作的过电流继电器来保护电动机时，电动机正常起动时它应不动作，过流时有良好的保护特性。

5.4.2 失压保护

起重机必须装有失压保护，当供电电源中断时必须自动断开总回路。

5.4.3 零位保护

起重机必须装有零位保护。开始运转和失压后恢复供电时，必须先将控制器手柄置于零位后，该机构或所有机构的电动机才能起动。

5.4.4 限位保护和行程保护

5.4.4.1 起升和变幅机构至少装置一套上升限位开关。吊运液体金属的起重机起升机构必须装置两套上升限位开关。两套开关动作应有先后，并应尽量采用不同结构型式和控制不同的断路装置。

塔式或门座起重机的变幅机构、港口门座起重机的起升机构及其他有下限要求的机构应设置下降限位开关。

5.4.4.2 大、小车运行机构一般要求在两端装设限位开关，有的运行机构，如电动单梁起重机的小车运行机构可以不装；塔式起重机大车运行机构每个方向必须各装两个限位开关，并控制不同断路装置。

5.4.4.3 用悬挂软电缆供电的回转机构，应装限制回转角度的限位开关。

5.4.4.4 采用电缆卷筒供电的港口门座起重机，应设置电缆放完的行程开关。

5.4.5 主隔离开关

起重机宜装设能切断所有电源的主隔离开关。开关要尽量靠近大车集电器，当起重机或其供电电源有较完善的隔离措施，而又不影响同一跨度的其他起重机运行时，则允许不装隔离开关。例如有大车集电器断开装置，或同一跨度只有一台起重机，或同一跨度其他起重机允许同时停车的场合，可不装隔离开关。

5.4.6 其他

5.4.6.1 起重机应装设通道口开关（桥式起重机应设置舱口和端梁门开关），用于当通道打开时断开总电源。

5.4.6.2 铸造、淬火起重机的主起升机构，以及用可控硅定子调压、涡流制动器、能耗制动、可控硅供电、直流机组供电调速的起重机起升机构和变幅机构，应有超速保护措施。

5.4.6.3 直流他励电动机应有失磁保护。

5.4.6.4 直流发电机组供电系统，当控制器在零位时，应有防止电动机爬行的措施。

5.4.6.5 必须装有紧急情况下可迅速断开总电源的紧急开关或装置，并设置在司机操作方便的地方。

5.4.6.6 起重机上的电气设备中，可能触及的带电的裸露部分应设置防止触电的防护措施，但装于专门的部位的电气设备除外。

5.5 传动系统

5.5.1 传动方案选择

5.5.1.1 起重机传动系统一般采用交流传动系统。有特殊要求和仅有直流电源情况下,可采用直流传动系统。

5.5.1.2 采用控制屏控制的绕线型异步电动机传动的起升机构,下降时至少有一挡低速,下降减速过程应有电气制动,但对抓斗等另有要求的起重机可例外。

5.5.1.3 桥式起重机运行机构一般要求能进行反接制动或其他电气制动,以保证在正常运行速度时也能迅速、平稳地制动。

5.5.1.4 交流调速系统

a. 一般采用可控硅定子调压、能耗制动、涡流制动器、液压推杆制动器、多速电动机和双电机等方案。

b. 调速系统的电动机、电阻器等主要部件的容量都应按实际工作条件选择和校核。

c. 起升机构采用液压推杆制动器进行调速时,宜另备有支持制动器。

5.5.1.5 直流调速系统

交流供电时,一般采用可控硅供电系统、硅整流供电系统、直流发电机—直流电动机系统。直流供电时,一般采用串励、复励直流电动机系统。

5.5.2 控制方式选择

5.5.2.1 控制方式应按传动系统对操作性能和方法的要求、电动机类型及容量大小、接电持续率、通断次数、期望的控制器工作寿命、操纵装置形式和位置等来选择。

5.5.2.2 绕线型异步电动机传动的控制方式一般按表37的规定选择。

表 37 绕线型异步电动机传动的控制方式

控制形式 电动机容量 kW	通断次数 h^{-1}			
	150	300	600	> 600
< 22	K	K	K (P)	P
> 22	P (K)	P	P	P

注: ① 此处电动机容量即为断续周期工作方式 (S3) 基准接电持续率时的电动机额定功率, kW。

② 通断次数在 $600 h^{-1}$ 以上时, 宜用直流控制回路的单线圈接触器控制屏。

③ K 为凸轮控制器直接控制; P 为主令控制器、控制屏控制; 括号外为一般采取形式, 括号内可为采取形式。

5.5.2.3 直流系统一般用主令控制器、控制屏控制。

5.5.2.4 地面控制应满足以下要求:

a. 地面控制的起重机除用户提出要求外, 大小车运行机构空载速度不超过 $50 m/min$ 。

b. 控制站上必须有能切断总电源的紧急断路装置。

5.5.2.5 采用无线电遥控方式的起重机, 在失控时必须自行停止工作。

5.6 馈电装置

5.6.1 小车馈电装置

5.6.1.1 小车馈电线可用电缆、铜线、型钢或其他导电材料。材质和规格的选择应使载流量和起重机内部电压损失都满足要求。铜滑线的直径不小于 $6 mm$, 角钢尺寸不小于 $40 \times 40 \times 4 mm$ 。

5.6.1.2 当传递低电压、低功率的信号或因集电器跳动引起瞬间电流中断可能造成严重后果时, 均应采用移动式电缆作馈电线。

5.6.1.3 小车馈电装置应装设在便于维修之处, 不宜装置在大梁之间。如采用裸露的导电材料作小车馈电线时, 应在该装置附近设有安全措施。

5.6.1.4 刚性滑线应安装在绝缘的滑线固定器上。固定器支架间距不大于3 m，滑线末端悬出支架的长度不大于0.8 m，相邻滑线间距在垂直方向不小于130 mm，在水平方向不小于270 mm。

5.6.1.5 柔性滑线应设置中间支持器，中间支持绝缘应安装在刚性托架上，滑线两端应有拉紧装置。

5.6.1.6 用移动式电缆作小车馈电线时，在桥架与小车上一般设有固定的接线盒，并用适当的方法将电缆编紧排列。当小车运行时不得磨损电缆和使电缆过分受力，移动托架应动作灵活。

5.6.2 大车馈电装置

5.6.2.1 大车滑线一般由用户制备和安装。与起重机结构相关联的细节按有关规定要求，并由用户与制造厂在合同中加以确认。如有特殊需要由用户与制造厂共同商定。

5.6.2.2 当采用移动式电缆作大车馈电装置时（如悬挂电缆、电缆拖车或电缆卷筒等），参照5.6.1.6项规定的要求。

5.6.3 集电器及集电滑环

5.6.3.1 刚性滑线的集电器采用自重或弹簧加压以保证运行过程中与滑线接触良好。在运行时集电器应不歪斜与滑落。起重电磁铁供电滑线应采用双集电器。

5.6.3.2 柔性滑线的集电器，小容量及一般通电环节可采用单滑轮式，大容量或电流短暂中断时可能引起故障的环节应采用双滑轮叉式支架等形式。

5.6.3.3 集电器及其软接线必须具有足够的电流容量，集电器软接线的连接位置应不影响集电器的灵活动作。当集电器从滑线上滑落时，不应造成短路现象。

5.6.3.4 集电滑环应满足相应电压等级和电流容量的要求。每个滑环至少备有一对炭刷。整个装置应有一个易于打开的护罩，在室内能防油，室外能防雨。

5.7 导线及其敷设

5.7.1 导线选型

5.7.1.1 必须采用铜芯多股导线，导线型式按敷设方式、环境温度、电压等级来选定。

5.7.1.2 导线一般采用橡皮绝缘电线、电缆和塑料绝缘电缆，小截面导线可用塑料绝缘电线。

5.7.1.3 港口起重机导线宜选用船用电缆。

5.7.1.4 大小车采用电缆馈电时，宜采用重型橡套电缆（轻小型起重机可用中型橡套电缆）或船用软电缆。

5.7.2 导线截面选择

5.7.2.1 起重机上布线必须采用截面不小于 1.5mm^2 的多股单芯导线及 1mm^2 的多股多芯导线。对电子装置、油压伺服机构、传感元件等连接线的截面不作规定。

5.7.2.2 导线截面根据导线的载流量 I_z 不小于导线负载电流 I_e 来决定。线路还应校核电压损失。

a. 导线的载流量按式(83)计算：

$$I_z = K_f K_t K_j I_g \dots\dots\dots (83)$$

式中： K_f ——导线或穿管导线多根并列敷设校正系数；

K_t ——环境温度校正系数；

K_j ——重复短时工作制的接电持续率校正系数；

I_g ——电线电缆载流量的基准值，A。

载流量计算系数见附录X（参考件）。

b. 导线负载电流 I_e 。

对于供电给单机构的电动机（包括其他受电器）导线电流为该机构的额定电流。对于供电给多机构的电动机（包括其他受电器）导线电流为可能同时工作机构的额定电流之和或计算电流。

5.7.3 导线敷设

5.7.3.1 电线应敷设于线槽或金属管中，在线槽、金属管不便敷设或有相对移动的场所，电线可

穿软管敷设, 电缆可直接敷设, 在有机械损伤、化学腐蚀、油污浸蚀的地方, 应有防护措施。

5.7.3.2 不同机构的、交流的和直流的、不同电压等级的导线穿管时应尽量分开。照明线宜单独敷设。

5.7.3.3 交流载流25A以上的单芯导线, 不允许单独穿金属管。

5.7.3.4 导线的联结及分支点处应设置接线盒, 室外接线盒须防雨, 线孔应有护套。

5.7.3.5 导线两端应有与原理图一致的永久性标志和供连接用的电线接头。

5.7.3.6 电缆固定敷设弯曲半径不得小于5倍电缆外径。移动敷设电缆的弯曲半径不小于8倍电缆外径。

5.8 电压损失

5.8.1 总电压损失

对于交流电源供电, 在尖峰电流时, 自供电变压器的低压母线至起重机任何一台电动机端子的电压损失不应超过额定电压的15%。

5.8.2 起重机内部电压损失

5.8.2.1 起重机内部电压损失

一般用途桥式起重机(吊钩式、抓斗式)额定起重量为32t及32t以下的, 其内部电压损失为5%, 额定起重量为32t以上至160t的, 其内部电压损失为4%; 造船用门座起重机其内部电压损失为3%; 港口用门座起重机额定起重量为10t及10t以下的, 其内部电压损失为2.5%, 额定起重量为10t以上的, 其内部电压损失为3%。

用电缆卷筒供电时, 电缆卷筒电缆的电压损失不属于起重机内部电压损失。

5.8.2.2 特殊规格、特殊类型起重机内部电压损失, 可由起重机设计制造单位和使用单位共同协商确定。

5.8.3 尖峰电流和功率因数

5.8.3.1 起重机上单个机构的尖峰电流, 按式(84)计算:

$$I_p = KI_n \quad \dots\dots\dots (84)$$

式中: I_p ——尖峰电流, A;

K ——电动机起动电流倍数, 应按设计值取用。如无确切数值时, 则绕线型电动机取2, 笼型电动机取产品样本所列数据;

I_n ——该机构所有电动机实际工作接电持续率的额定电流之和, A。

5.8.3.2 整台起重机或多个机构的尖峰电流

$$I_p = K_1 I_1 + K_2 I_2 \quad \dots\dots\dots (85)$$

式中: K_1 ——电动机起动电流倍数, 同5.8.3.1项中的 K ;

I_1 ——整台起重机中电动机总容量最大的机构里所有电动机在实际工作接电持续率时的额定电流之和, A;

K_2 ——系数, 室内起重机取0.8, 室外起重机取0.6~0.7;

I_2 ——可能同时使用的其他机构所有电动机实际工作接电持续率的额定电流之和, A。

5.8.3.3 计算起重机内部电压损失时, 电动机起动时的功率因数 $\cos\varphi$ 一般选用下列值:

绕线型电动机 $\cos\varphi = 0.65$,

笼型电动机 $\cos\varphi = 0.5$;

5.9 起重电磁铁

5.9.1 型式

起重电磁铁分电磁式和电控永磁式。

5.9.2 电源

5.9.2.1 交流起重机上起重电磁铁及其控制用直流电源严禁接入其他直流设备。

5.9.2.2 电磁式起重电磁铁的电源在交流侧的接线, 应保证起重机内部各种事故断电时起重电磁铁供电不被切断。在必要场合可设备用电源(例如蓄电池), 该电源允许接入起升机构制动电磁铁。电控永磁式起重电磁铁可以不考虑上述情况。

5.9.3 馈电装置

5.9.3.1 起重电磁铁馈电装置应符合5.6条的规定。

5.9.3.2 起重电磁铁的馈电移动式电缆应卷在专门的电缆卷筒上, 以保证升降时电缆不致拉断或紊乱。对电缆卷筒的要求:

- a. 起重电磁铁电缆应不碰起升钢绳, 在升降过程中, 电缆不应过度拉紧或松弛;
- b. 卷筒内集电滑环应符合5.6.3.4项的要求。

5.9.4 保护

5.9.4.1 起重电磁铁一般按接电持续率 JC 50% 设计制造。当使用 JC 值大于50% 时, 为使线圈不过热, 电磁铁直流供电电压应降至式(86)确定的值

$$U = \frac{U_n / \sqrt{2}}{\sqrt{JC}} \dots\dots\dots (86)$$

式中: U ——使用 JC 值大于50% 时, 直流供电电压的控制值, V;

U_n ——起重电磁铁额定电压, V。

5.9.4.2 起重电磁铁可用过电流继电器或熔断器保护。用熔断器保护时, 其电流容量应是电磁铁工作电流的150%。

5.9.4.3 由交流电网直接整流供电的起重电磁铁, 其外壳应通过电缆卷筒用专一滑环进行接地。

5.9.5 控制

5.9.5.1 对于采用反向电流去磁卸载的起重电磁铁, 其去磁电流一般按其线圈冷态时工作电流的15~20% 选取。

5.9.5.2 起重电磁铁释放磁能的放电电阻, 其阻值一般按其线圈冷态阻值的3~4倍选择。

5.10 照明、信号、通讯

5.10.1 照明

5.10.1.1 起重机机房、电气室、走道和司机室都应有合适的照明。起重机上应设置对作业面的照明, 并应尽量考虑防震措施。

5.10.1.2 固定式照明装置的电源电压不应超过220V, 除单一蓄电池供电的电压不超过24V的系统外, 严禁用金属结构做照明线路的回路。

5.10.1.3 便携式照明装置的电源电压不应超过36V, 交流供电应使用隔离变压器, 禁止用自耦变压器直接供电。隔离变压器初级线圈应由双极开关或自动空气开关控制。

5.10.2 信号

5.10.2.1 起重机总电源开合状态在司机室内应有明显的信号指示。根据需要应设置故障信号或报警信号。信号装置应设置司机室或有关人员视力、听力可及的地方。

5.10.2.2 室外总高在30m 以上有相碰可能的起重机, 在最高点应设置红色障碍灯。塔式起重机臂端、港口用起重机臂端和港口用装卸桥桥架端也应设置障碍灯。要保证障碍灯电源线路不受起重机停机器的影响

5.10.2.3 浮式起重机的信号灯应符合船舶检验部门的有关规定。

5.10.3 通讯

起重机可选用无线电对讲机、载波电话、声力电话及扩音机等通信工具作为调度及作业的通讯设施。

5.11 接地

5.11.1 起重机所有电气设备，正常不带电的金属外壳、金属线管、电缆金属外皮、安全照明变压器低压侧一端等均须可靠接地。当电气设备直接固定在金属结构上，并有可靠电气接触时，可不必另装电气连接线。但电压大于1000V的供电场合必须有接到金属结构上的地线。

5.11.2 一般情况下，可认为起重机车轮与轨道有可靠的电气联接，不导电灰尘沉积等原因造成车轮与轨道有不可靠的电气联接时，起重机应备有专用接地线或其他使之接触良好的措施。钢结构非焊接处较多的场合宜设接地干线。

5.11.3 大车轨道接地由用户负责。接地应符合有关规程的要求。

5.11.4 单个低压电气设备的接地支线用铜导线，最小截面为：

明设的裸导体 4mm^2

绝缘导线 1.5mm^2

5.11.5 接地线及用作接地设施的电导，一般不小于本线路中最大的相电导的 $1/2$ ，但接地线截面不大于下列数值：

钢 800mm^2

铜 50mm^2

5.11.6 司机室与起重机本体用螺栓联接时，二者间接地线采用不小于 $40\times 4\text{mm}$ 的扁钢或不小于 12.5mm^2 的铜线。接地点应不少于两处。

5.11.7 接地线与设备的连接，可用螺栓连接或焊接。用螺栓连接时应采用防松及防锈措施，以使接地可靠。

5.11.8 严禁用接地线作载流零线。

5.12 其他

5.12.1 降温

5.12.1.1 长期在高温环境下工作的起重机，其司机室应采取隔热措施。电控设备需要采取降温措施，司机室和电气室内装设降温设备可由制造厂配备。

5.12.1.2 起重机司机室内应装设风扇电源插座。

5.12.2 取暖

根据环境条件和用户的要求而设置取暖设备时，应采用固定的防护式不发光的发热器，电热器应尽量采用三相供电。

5.12.3 特殊要求

对在特殊环境和工况下使用的起重机电气设备，设计和选用应满足相应要求。

附 录 A
起重机工作级别举例表
(参考件)

起重机工作级别举例表

起 重 机 型 式		工 作 级 别	
桥式起重机	吊钩式	电站安装及检修用	A1~A3
		车间及仓库用	A3~A5
		繁重工作车间及仓库用	A6~A7
	抓斗式	间断装卸用	A6~A7
		连续装卸用	A8
	冶金专用	吊料箱用	A7~A8
		加料用	A8
		铸造用	A6~A8
		锻造用	A7~A8
		淬火用	A8
		夹钳、脱锭用	A8
		揭盖用	A7~A8
		料耙式	A8
电磁铁式	A7~A8		
门式起重机	一般用途吊钩式		A5~A6
	装卸用抓斗式		A7~A8
	电站用吊钩式		A2~A3
	造船安装用吊钩式		A4~A5
	装卸集装箱用		A6~A8
装卸桥	料场装卸用抓斗式		A7~A8
	港口装卸用抓斗式		A8
	港口装卸集装箱用		A6~A8

续表

起 重 机 型 式		工 作 级 别
门座起重机	安装用吊钩式	A3~A5
	装卸用吊钩式	A6~A7
	装卸用抓斗式	A7~A8
塔式起重机	一般建筑安装用	A2~A4
	用吊罐装卸混凝土	A4~A6
汽车、轮胎、履带、铁路起重机	安装及装卸用吊钩式	A1~A4
	装卸用抓斗式	A4~A6
甲板起重机	吊钩式	A4~A6
	抓斗式	A6~A7
浮式起重机	装卸用吊钩式	A5~A6
	装卸用抓斗式	A6~A7
	造船安装用	A4~A6
缆索起重机	安装用吊钩式	A3~A5
	装卸或施工用吊钩式	A6~A7
	装卸或施工用抓斗式	A7~A8

附录 B
起升载荷动载系数 φ_2 的估算方法
(参考件)

B.1 起升载荷动载系数 φ_2 是考虑物品突然离地起升或下降制动时的动载效应的起升载荷增大系数。 φ_2 值的大小与起升速度、系统刚度及操作情况有关,可用式(B1)估算。

$$\varphi_2 = 1 + cv \sqrt{\frac{1}{\delta g (\lambda_0 + y_0)}} \dots\dots\dots (B1)$$

式中: v ——额定起升速度, m/s;

c ——操作系数, $c = \frac{v_0}{v}$, v_0 为起升质量离地瞬间的起升速度, m/s;

g ——重力加速度, $g = 9.81 \text{ m/s}^2$;

λ_0 ——在额定起升载荷作用下下滑轮组对上滑轮组的位移量, m;

y_0 ——在额定起升载荷作用下物品悬挂处的结构静变位值, m;

δ ——结构质量影响系数, 由式(B2)计算:

$$\delta = 1 + \frac{m_1}{m_2} \left(\frac{y_0}{y_0 + \lambda_0} \right)^2 \dots\dots\dots (B2)$$

式中: m_1 ——结构在物品悬挂处的折算质量, kg;

m_2 ——起升额定质量, kg。

在按式(B1)计算时,若 v 值较大,计算结果 φ_2 值大于2时,应在控制方面采取措施使物品离地过程或制动过程中加速度不致太大,且取 φ_2 等于2。

在设计时若能准确地预先给定 v_0 、 λ_0 、 y_0 及 m_1 的值,则可由式(B1)计算出 φ_2 的值;若预先给出这些值有困难,则可按下述推荐的内容确定 c 、 m_1 、 y_0 、 λ_0 的值,再按式(B1)计算 φ_2 的值:

a. 操作系数 c

按操作情况从表B1中选取。

表 B1 操作系数 c 值

起重机使用类型	安 装 用	一 般 吊 钩 式	电磁和抓斗式、 繁重装卸吊钩式
c 值	0.25	0.5	0.75

b. 折算质量 m_1

对桥式起重机,取为小车质量与桥架质量一半。对臂架起重机,取为臂架质量的三分之一。

c. 结构静变位值 y_0

对桥式起重机取为:

$y_0 = (1/700 \sim 1/1000)L$, L 为跨度。

对门座起重机取为:

$y_0 = (1/200 \sim 1/250)R$, R 为最大幅度。

d. 下滑轮组对上滑轮组的位移量 λ_0

对各类起重机可近似地取

$\lambda_0 = 0.0029H$, H 为实际起升高度。

B.2 在进行起重机的最初设计时,也可根据起重机的种类及使用条件,按表B2的估算公式计算出 φ_2 的值。

B.3 关于表B2中的公式的来源的说明

式(B1)是根据把起重机结构、滑轮组、起升物品系统简化成二质量单自由度系统而得到的理论公式;表B2所列的近似公式是根据各类起重机的平均刚度算得的该类起重机的 φ_2 的平均值,这些公式推导的简化条件和来源说明如下:

将式(B1)可改写为式(B3):

$$\varphi_2 = 1 + acv \dots\dots\dots (B3)$$

式中: a ——考虑系统刚度和结构质量的综合影响系数,

$$a = \sqrt{\frac{1}{g\delta(\lambda_0 + y_0)}}$$

对于各类起重机可取某一个平均值或若干个平均值。

表 B2 φ_2 的计算式

起重机类别	φ_2 的计算式	适 用 的 例 子
1	$1 + 0.17v$	作安装用的,使用轻闲的臂架起重机
2	$1 + 0.35v$	作安装用的桥式起重机,作一般装卸用的吊钩式臂架起重机
3	$1 + 0.70v$	在机加工车间和仓库中用的吊钩桥式起重机、港口抓斗门座起重机
4	$1 + 1.00v$	抓斗和电磁桥式起重机

注:当 v 较大,以致按表中式计算出的 φ_2 值大于2时,应在控制方面采取措施使物品离地过程中加速度不致太大,且取 φ_2 等于2。

a. 桥式起重机

平均地取 $y_0 = L/800$, $H = 8\text{ m}$,将跨度 L 分为三组,取平均值计算得到如表B3所列的三个 a 值:

表 B3 桥式起重机 φ_2 计算中的 a 值

跨 度, m	10~16.5	>16.5~25.5	>25.5
跨度计算平均值, m	13	25.5	30
a 值($\delta = 1$)	1.60	1.42	1.29

确定了起重机跨度和种类,由表B1查出 c 值,由表B3查出 a 值,便可由式(B3)算出 φ_2 值。如平均地取中等跨度的 a 值,则可得到如下三个更简便的计算公式:

对安装用的桥式起重机:

$$\varphi_2 = 1 + 0.36v \dots\dots\dots (B4)$$

对于机加工车间及仓库用的吊钩桥式起重机:

$$\varphi_2 = 1 + 0.71v \dots\dots\dots (B5)$$

附录 B
起升载荷动载系数 φ_2 的估算方法
(参考件)

B.1 起升载荷动载系数 φ_2 是考虑物品突然离地起升或下降制动时的动载效应的起升载荷增大系数。 φ_2 值的大小与起升速度、系统刚度及操作情况有关,可用式(B1)估算。

$$\varphi_2 = 1 + cv \sqrt{\frac{1}{\delta g (\lambda_0 + y_0)}} \dots\dots\dots (B1)$$

式中: v ——额定起升速度, m/s;

c ——操作系数, $c = \frac{v_0}{v}$, v_0 为起升质量离地瞬间的起升速度, m/s;

g ——重力加速度, $g = 9.81 \text{ m/s}^2$;

λ_0 ——在额定起升载荷作用下滑轮组对上滑轮组的位移量, m;

y_0 ——在额定起升载荷作用下物品悬挂处的结构静变位值, m;

δ ——结构质量影响系数, 由式(B2)计算:

$$\delta = 1 + \frac{m_1}{m_2} \left(\frac{y_0}{y_0 + \lambda_0} \right)^2 \dots\dots\dots (B2)$$

式中: m_1 ——结构在物品悬挂处的折算质量, kg;

m_2 ——起升额定质量, kg。

在按式(B1)计算时,若 v 值较大,计算结果 φ_2 值大于2时,应在控制方面采取措施使物品离地过程或制动过程中加速度不致太大,且取 φ_2 等于2。

在设计时若能准确地预先给定 v_0 、 λ_0 、 y_0 及 m_1 的值,则可由式(B1)计算出 φ_2 的值;若预先给出这些值有困难,则可按下述推荐的内容确定 c 、 m_1 、 y_0 、 λ_0 的值,再按式(B1)计算 φ_2 的值:

a. 操作系数 c

按操作情况从表B1中选取。

表 B1 操作系数 c 值

起重机使用类型	安装用	一般吊钩式	电磁和抓斗式、繁重装卸吊钩式
c 值	0.25	0.5	0.75

b. 折算质量 m_1

对桥式起重机,取为小车质量与桥架质量一半。对臂架起重机,取为臂架质量的三分之一。

c. 结构静变位值 y_0

对桥式起重机取为:

$$y_0 = (1/700 \sim 1/1000)L, L \text{ 为跨度。}$$

对门座起重机取为:

$$y_0 = (1/200 \sim 1/250)R, R \text{ 为最大幅度。}$$

d. 下滑轮组对上滑轮组的位移量 λ_0

对各类起重机可近似地取

$$\lambda_0 = 0.0029H, H \text{ 为实际起升高度。}$$

B.2 在进行起重机的最初设计时，也可根据起重机的种类及使用条件，按表B2的估算公式计算出 φ_2 的值。

B.3 关于表B2中的公式的来源的说明

式(B1)是根据把起重机结构、滑轮组、起升物品系统简化成二质量单自由度系统而得到的理论公式；表B2所列的近似公式是根据各类起重机的平均刚度算得的该类起重机的 φ_2 的平均值，这些公式推导的简化条件和来源说明如下：

将式(B1)可改写为式(B3)：

$$\varphi_2 = 1 + acv \dots\dots\dots (B3)$$

式中： a ——考虑系统刚度和结构质量的综合影响系数，

$$a = \sqrt{\frac{1}{g\delta(\lambda_0 + y_0)}}$$

对于各类起重机可取某一个平均值或若干个平均值。

表 B2 φ_2 的计算式

起重机类别	φ_2 的计算式	适 用 的 例 子
1	$1 + 0.17v$	作安装用的，使用轻闲的臂架起重机
2	$1 + 0.35v$	作安装用的桥式起重机，作一般装卸用的吊钩式臂架起重机
3	$1 + 0.70v$	在机加工车间和仓库中用的吊钩桥式起重机、港口抓斗门座起重机
4	$1 + 1.00v$	抓斗和电磁桥式起重机

注：当 v 较大，以致按表中式计算出的 φ_2 值大于2时，应在控制方面采取措施使物品离地过程中加速度不致太大，且取 φ_2 等于2。

a. 桥式起重机

平均地取 $y_0 = L/800$ ， $H = 8\text{ m}$ ，将跨度 L 分为三组，取平均值计算得到如表B3所列的三个 a 值：

表 B3 桥式起重机 φ_2 计算中的 a 值

跨度，m	10~16.5	16.5~25.5	>25.5
跨度计算平均值，m	13	25.5	30
a 值($\delta = 1$)	1.60	1.42	1.29

确定了起重机跨度和种类，由表B1查出 c 值，由表B3查出 a 值，便可由式(B3)算出 φ_2 值。如平均地取中等跨度的 a 值，则可得到如下三个更简便的计算公式：

对安装用的桥式起重机：

$$\varphi_2 = 1 + 0.36v \dots\dots\dots (B4)$$

对于机加工车间及仓库用的吊钩桥式起重机：

$$\varphi_2 = 1 + 0.71v \dots\dots\dots (B5)$$

对抓斗和电磁桥式起重机:

$$\varphi_2 = 1 + 1.00v \dots\dots\dots (B6)$$

由于桥式起重机的动载系数 φ_2 的值不大, 因此用公式 (B4)、(B5)、(B6) 估算 φ_2 也是可以的。

b. 门座起重机

平均地取幅度 R 与起升高度 H 相等, 并把幅度分为三挡: $R = 20m$ 、 $30m$ 、 $40m$, 近似地取 $\delta = 1$, 则可得如表 B4 所列的三种 a 值。

表 B4 门座起重机 φ_2 计算中的 a 值

幅度 R , m	40	30	20
a 值	0.86	0.70	0.57

a 的三组值与 c 的三组值组合, 也可得九种动载系数计算公式。若再平均地取 $R = 30m$ 作为典型, 则可得三种用途的门座起重机的动载系数更简便的公式:

对安装门座起重机

$$\varphi_2 = 1 + 0.18v \dots\dots\dots (B7)$$

对一般吊钩门座起重机

$$\varphi_2 = 1 + 0.35v \dots\dots\dots (B8)$$

对于港口装卸的吊钩起重机:

$$\varphi_2 = 1 + 0.53v \dots\dots\dots (B9)$$

由于港口抓斗装卸门座起重机 (或装卸桥) 的使用条件极为繁重, 可以再增加一档 $c = 1.0$ 的情况。于是对港口抓斗门座起重机, 动载系数公式为:

$$\varphi_2 = 1 + 0.7v \dots\dots\dots (B10)$$

再把上面几个公式加以归并, 可以提出如下四个公式

表 B5

φ_2	1	$1 + 0.17v$
	2	$1 + 0.35v$
	3	$1 + 0.70v$
	4	$1 + 1.00v$

这就是本参考件表 B2 中公式的来源。

附录 C

运行机构加(减)速度 a 及相应的加(减)速时间 t 的推荐值
(参考件)

运行机构加(减)速度 a 及相应的加(减)速时间 t 的推荐值

运行速度 m/s	行程很长的低速与 中速的起重设备		通常使用的中速与 高速的起重设备		采用大加速度的 高速起重设备	
	加(减)速 时间 s	加(减)速度 m/s ²	加(减)速 时间 s	加(减)速度 m/s ²	加(减)速 时间 s	加(减)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
2.50			6.3	0.39	4.8	0.52
2.00	9.1	0.22	5.6	0.35	4.2	0.47
1.60	8.3	0.19	5.0	0.32	3.7	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				

附录 D

臂架起重机吊重绳相对于铅垂线的偏摆角
(参考件)

D.1 正常工作情况下吊重绳的偏摆角 α_I

计算电动机功率时 $\alpha_I = (0.25 \sim 0.3)\alpha_{II}$;

计算机械零件的疲劳及磨损时 $\alpha_I = (0.3 \sim 0.4)\alpha_{II}$ 。

式中： α_{II} ——工作情况下吊重绳的最大偏摆角，见本附录D.2条。

D.2 工作情况下吊重绳的最大偏摆角 α_{II}

α_{II} 的值按下表的推荐值选取。

α_{II} 的推荐值

起重机类型	装卸用门座起重机		安装用门座起重机		轮胎式和汽车式起重机
	$n > 2 \text{ min}^{-1}$	$n < 2 \text{ min}^{-1}$	$n > 0.33 \text{ min}^{-1}$	$n < 0.33 \text{ min}^{-1}$	
臂架平面内	12°	10°	4°	2°	3~6°
垂直于臂架的平面内	14°	12°	4°	2°	

附录 E
 起重机偏斜运行时的水平侧向力 P_s 的计算方法
 (参考件)

起重机偏斜运行时的水平侧向力可按式近似计算：

$$P_s = \frac{1}{2} \Sigma P \cdot \lambda$$

式中： ΣP ——起重机发生侧向力一侧的经常出现最不利的轮压之和(它与小车位置有关)，见图 E 1；
 λ ——水平侧向力系数，按图 E 2 确定。

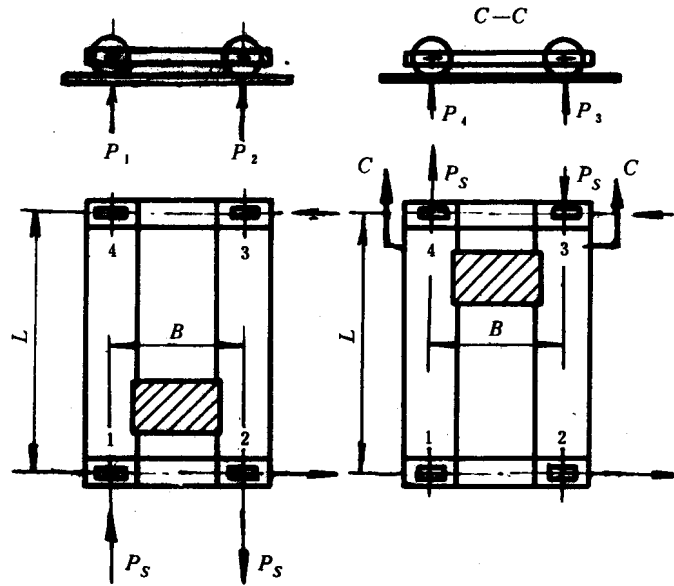


图 E 1

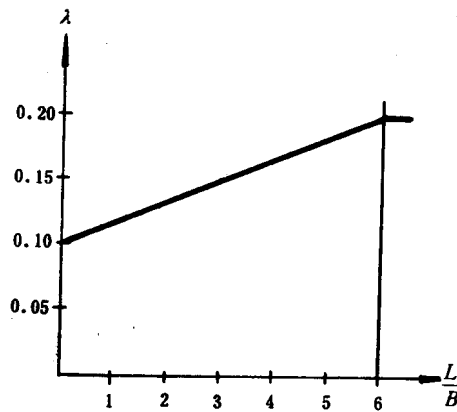


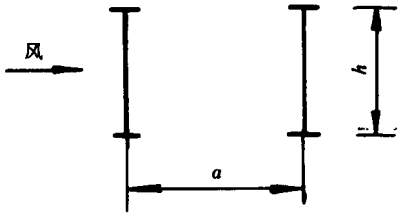
图 E 2

图中： L ——起重机跨度，m；
 B ——起重机基距，按图 E 1 确定。如装有水平导向轮时，则取为水平轮轮距，m。

附录 F
关于风载荷计算的资料
(参考件)

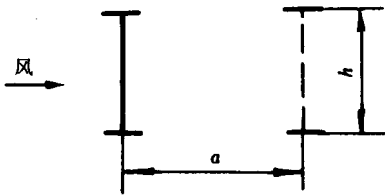
F.1 工字形截面构件, 箱形截面和梯形封闭截面构件的挡风折减系数 η , 可近似地由下列表中查取

a. 工字形截面构件 (梁)



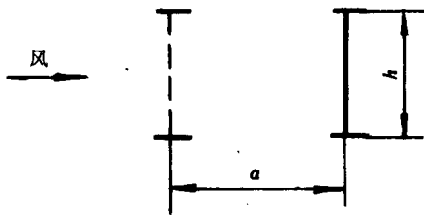
a/h	0.5	1	2	3	4	5	>6
η	0.05	0.1	0.2	0.32	0.45	0.68	1

b. 工字形截面梁和桁架的混合结构



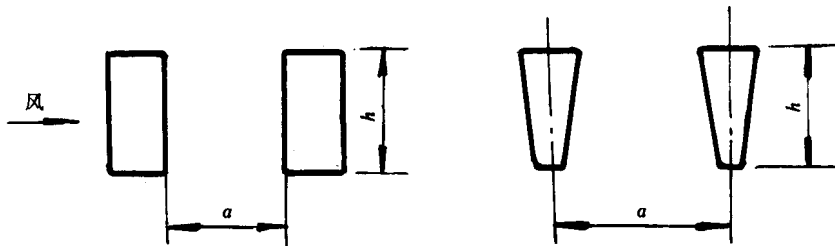
a/h	<4	>4
η	0	1

桁架的充实率 $\varphi = 0.3 \sim 0.4$



a/h	1	2	3	4	5	6
η	0.5	0.6	0.7	0.8	1	1

c. 箱形和梯形截面构件 (梁)



a/h	<4	5	6
η	0	0.1	0.3

F.2 桁架结构的挡风折减系数 ($a/h = 0.5$ 时)

GB 3811—83

φ	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6
η	0.75	0.4	0.32	0.21	0.15	0.1

当 a/h 大于 6 时，可取 η 等于 1。

F.3 在正方形截面或接近于正方形截面的桁架式塔架中，当前后平行桁架同一节间内的斜腹杆反向布置时，后片桁架的挡风折减系数约为腹杆同向布置者的 2 倍（桁架腹杆同向布置的 η 值见本规范表 8）。

F.4 单根梯形截面构件（梁）在侧向风力作用下的风力系数 C 等于 1.2。

附录 G
关于校核抗倾覆稳定性的资料
(参考件)

G.1 塔式起重机的安装稳定性

a. 下回转塔式起重机安装(起塔)或拆卸(倒塔)时的自身稳定性校核。

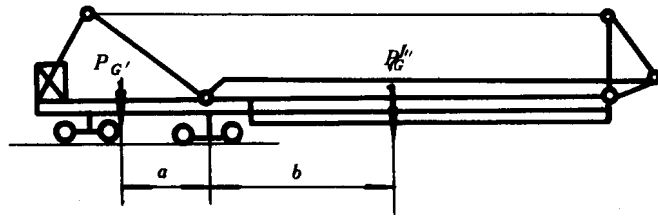


图 G1

$$kbP_G'' < aP_G' \dots\dots\dots (G1)$$

式中: P_G' ——起重机固定部分重量, N;

P_G'' ——起重机被提升部分重量, N;

a, b —— P_G' 和 P_G'' 的力臂, m;

k ——考虑重量估计误差和起(制)动惯性力的超载系数, 取 $k=1.2$ 。

b. 上回转塔式起重机立塔后的稳定性校核

$$P_{W,i}h < 0.95cP_G \dots\dots\dots (G2)$$

式中: $P_{W,i}$ ——工作状态最大风力, N;

h ——风载荷合力作用点离地高度, m;

P_G ——起重机装配部分的重量, N;

c ——考虑地面倾斜后, 装配部分的重心至倾覆边的水平距离, m。

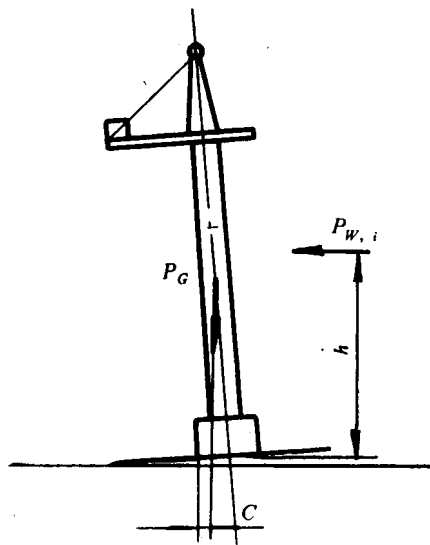


图 G2

G.2 利用合力轨迹（圆）校核倾覆稳定性

定点吊装的起重机（运行机构只作非吊重移位，如本规范表 9 中的 I 组和部分 IV 组起重机）可用合力轨迹同时对每条倾覆边进行稳定性校核。起重机吊重回转时，若合力（按表 11 乘载荷系数后所有载荷的合成）轨迹位于支承面（按支点数目及布置方式有：三角形、矩形、平行四边形、梯形及多边形等）内，则起重机在各个方向均为稳定。

起重机在确定的幅度下吊重回转时，所有载荷（按表 11 乘载荷系数）的合力轨迹是一个圆。对于起重机下车部分重心在底架纵轴线上这种一般情况（见图 G3），此合力轨迹圆的方程见式（G3）：

$$\left(x + \frac{P_{G1}}{P_G} e\right)^2 + y^2 = \left(\frac{P_{G0}R}{P_G}\right)^2 + \left(\frac{M'}{P_G}\right)^2 \dots\dots\dots (G3)$$

- 式中：x、y——合力作用点的坐标，m；
- P_{G1} ——起重机的下车（固定部分）的总垂直载荷，N；
- P_{G0} ——起重机的上车的总垂直载荷，N；
- P_G ——起重机的总的垂直载荷，N；
- e——起重机的下车重心在底架纵轴线上的坐标，m；
- R——起重机的上车总垂直载荷作用重心的回转半径，m；
- M' ——垂直于臂架平面的侧向倾覆力矩，N·m。

这种方法主要用于校核表 11 中工况 1 的稳定性，也可用来校核其他工况；对回转中心不与下车重心重合、支承非矩形布置的回转起重机，以及非 360° 吊重回转的表 9 中的第 I 组起重机，用这种方法更为适宜。

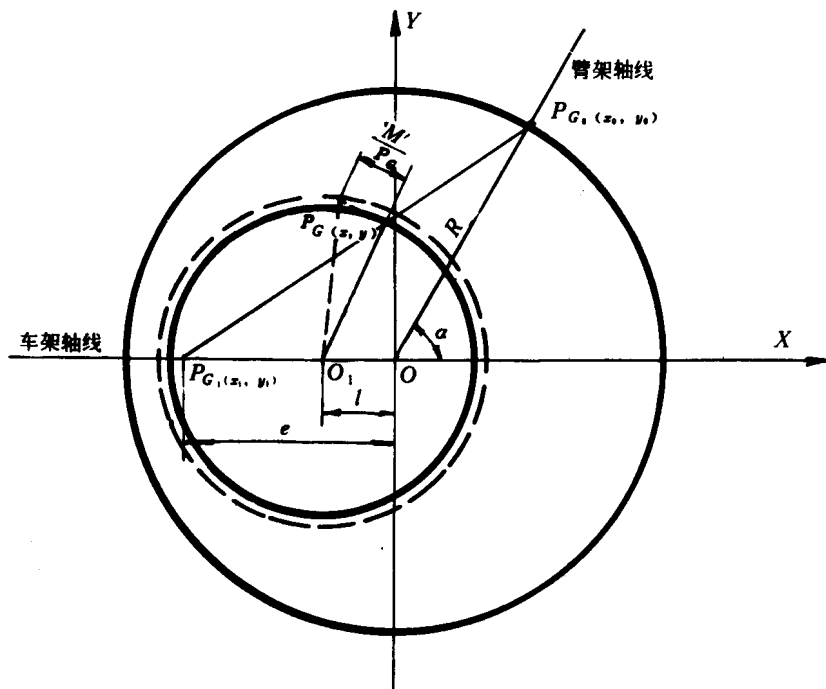


图 G3

G.3 浮式起重机的稳定性验算

a. 验算工况

各种浮式起重机应按以下三种工况验算其横向稳定性:

正常工作状态——考虑在工作状态最大风力作用下,吊钩在最大幅度满载提升物品(验算前倾),或吊钩无载、臂架升到最高位置(验算后倾)。

吊重突然脱落——考虑在工作状态最大风力作用下,臂架升到最高位置,吊重突然脱落。验算后倾。

非工作状态暴风侵袭——考虑在非工作状态最大风力作用下,起重机处于水上锚定状态,验算后倾。

b. 计算公式

由于各种浮式起重机容许达到的最大静倾角一般不超过5°,最大动倾角不会超过最小的甲板入水角和船艏出水角,因此可用近似稳定性计算式(G4)、(G5)、(G6)、(G7)代替复杂的静稳定性曲线和动稳定性曲线进行计算,当稳性高度大于起始稳心半径的0.4倍时,其误差不超过2.5~3%。

正常工作状态下的稳定性验算:

吊钩满载(前倾):

$$\theta = 57.3 \left[\frac{M(P_G + P_Q) + M_W}{(P_G + P_Q)h} \right] < [\theta] \dots\dots\dots (G4)$$

式中: $M(P_G + P_Q)$ ——带有吊重的起重机的总重量引起的横倾力矩, N·m;

P_G ——起重机自重, N;

P_Q ——起升载荷, N;

$\theta, [\theta]$ 的单位用“度”(°);

M_W ——带有吊重的起重机工作状态最大风力(顺着臂架平面)引起的力矩, N·m;

h ——带有吊重的起重机横向起始稳心高度, m;

$[\theta]$ ——许用极限横倾角。中小型装卸用浮式起重机取为3°,其他用途浮式起重机取为5°。

吊钩无载(后倾):

$$\theta = 57.3 \left[\frac{M_{P_G} + M'_W}{P_G h'} \right] < [\theta''] \dots\dots\dots (G5)$$

式中: M_{P_G} ——不带吊重的起重机自重引起的横倾力矩, N·m;

M'_W ——臂架升到最高位置的不带吊重的起重机,工作状态最大风力(向后吹)引起的力矩, N·m;

h' ——没有吊重的情况下,起重机横向起始稳心高度, N·m;

其余符号同前。

吊重突然脱落时的稳定性验算:

$$\theta''_d = 57.3 \left[(1.6 \sim 1.7) \frac{M_{P_G} + M'_W}{P_G h} + \frac{M(P_Q + P_G) - M_W}{(P_Q + P_G)h} \right]$$

$$< \min \left[\theta_a = \text{tg}^{-1} \frac{2f}{B}, \theta_b = \text{tg}^{-1} \frac{2d}{B} \right]$$

式中: θ_a ——横向甲板入水角;

θ_b ——横向船艏出水角;

f ——无载状态下起重平底船的干舷高度, m;

B ——无载状态下起重平底船型宽, m;

d ——无载状态下起重平底船的吃水, m;

θ_a 、 θ_b 、 θ_d 的单位用“度”(°)。

非工作状态(暴风侵袭)的稳定性验算:

$$\theta_d = 57.3 \left[\frac{M_{PG}}{P_G h} + (1.6 \sim 1.7) \frac{M_W''}{P_G h'} \right]$$

$$< \min \left[\theta_a = \text{tg}^{-1} \frac{2f}{B}, \theta_b = \text{tg}^{-1} \frac{2d}{B} \right]$$

式中: M_W'' ——作用在臂架平面内非工作状态最大风力引起的横倾力矩, N·m。

对不能回转的浮式起重机,可按类似原则列出验算公式。本资料只限于港内和内河作业浮式起重机的稳定性验算,不考虑波浪引起的横摇。出海拖航时的稳定性应参照我国海船稳定性有关规范进行验算。

H.2 轴压稳定修正系数 ψ 值H.2.1 3号钢轴压稳定修正系数 ψ 值, 见表H3。表 H3 3号钢 ($\sigma_s = 240\text{N/mm}^2$) 的轴压稳定修正系数 ψ 值

$\lambda \backslash a$	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
10	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
20	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
30	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
40	1.007	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
50	1.022	1.009	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
60	1.052	1.035	1.014	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
70	1.101	1.081	1.055	1.021	1.000	1.000	1.000	1.000
80	1.174	1.151	1.122	1.083	1.029	1.000	1.000	1.000
90	1.279	1.253	1.220	1.177	1.118	1.031	1.000	1.000
100	1.422	1.394	1.358	1.311	1.246	1.151	1.000	1.000
110	1.607	1.575	1.536	1.483	1.411	1.305	1.134	1.000
120	1.825	1.786	1.738	1.674	1.587	1.460	1.259	1.000
130	2.052	2.001	1.938	1.855	1.743	1.584	1.340	1.000
140	2.289	2.225	2.146	2.043	1.906	1.715	1.428	1.000
150	2.531	2.452	2.354	2.229	2.065	1.839	1.509	1.000
160	2.799	2.707	2.593	2.448	2.260	2.003	1.631	1.048
170	3.076	2.969	2.837	2.671	2.455	2.164	1.750	1.111
180	3.353	3.229	3.077	2.887	2.642	2.315	1.855	1.163
190	3.653	3.512	3.340	3.126	2.853	2.489	1.984	1.233
200	4.033	3.882	3.696	3.464	3.166	2.769	2.214	1.382
210	4.360	4.190	3.982	3.724	3.394	2.957	2.351	1.456
220	4.807	4.626	4.405	4.129	3.773	3.300	2.638	1.647
230	5.229	5.033	4.793	4.493	4.107	3.593	2.874	1.795
240	5.810	5.610	5.363	5.051	4.647	4.099	3.318	2.110
250	6.465	6.264	6.015	5.698	5.281	4.706	3.865	2.516

注: $a = \frac{N}{A} / \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}$ 。

H.2.2 16Mn钢的轴压稳定修正系数 ψ 值, 见表H4。

表 H4 16Mn钢 ($\sigma_s = 360\text{N/mm}^2$) 的轴压稳定修正系数 ψ 值

$\lambda \backslash a$	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
10	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
20	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
30	1.004	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
40	1.020	1.007	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
50	1.056	1.039	1.018	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
60	1.121	1.100	1.074	1.039	1.000	1.000	1.000	1.000
70	1.226	1.203	1.173	1.134	1.080	1.000	1.000	1.000
80	1.386	1.360	1.328	1.285	1.225	1.137	1.000	1.000
90	1.611	1.584	1.549	1.502	1.438	1.341	1.183	1.000
100	1.895	1.862	1.820	1.764	1.686	1.570	1.381	1.013
110	2.195	2.147	2.086	2.006	1.897	1.739	1.492	1.045
120	2.509	2.445	2.364	2.259	2.119	1.919	1.615	1.095
130	2.841	2.759	2.657	2.526	2.353	2.111	1.751	1.159
140	3.183	3.082	2.957	2.798	2.589	2.302	1.885	1.221
150	3.578	3.461	3.315	3.131	2.891	2.562	2.088	1.343
160	3.952	3.812	3.641	3.424	3.144	2.767	2.232	1.412
170	4.406	4.249	4.055	3.812	3.498	3.075	2.476	1.563
180	4.895	4.719	4.503	4.232	3.882	3.411	2.746	1.732
190	5.347	5.147	4.902	4.595	4.201	3.676	2.941	1.838
200	6.019	5.809	5.550	5.224	4.801	4.231	3.418	2.169
210	6.615	6.384	6.101	5.744	5.281	4.655	3.763	2.390
220	7.531	7.305	7.024	6.665	6.190	5.532	4.564	2.992
230	8.603	8.394	8.131	7.789	7.327	6.667	5.650	3.877
240	10.009	9.856	9.658	9.394	9.024	8.468	7.540	5.674
250	10.722	10.539	10.306	9.997	9.566	8.924	7.869	5.809

注: $a = \frac{N}{A} \bigg/ \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}$ 。

H.3 受压受弯构件稳定性计算中的 α 值H.3.1 工字形截面的 α 值, 见表H5。表 H5 工字形截面的 α 值

λ_x/λ_y \ λ_y	60	80	100	120	140	160	180	200
0.100	0.097	0.242	0.833	1.333	2.250	3.000	4.667	5.667
0.125	0.093	0.233	0.750	1.200	2.010	2.800	4.333	5.333
0.150	0.092	0.225	0.660	1.083	1.833	2.580	4.000	5.000
0.175	0.090	0.217	0.560	1.000	1.700	2.417	3.667	4.500
0.200	0.088	0.208	0.500	0.917	1.500	2.250	3.333	4.166
0.225	0.086	0.200	0.483	0.883	1.433	2.160	3.166	4.033
0.250	0.085	0.195	0.450	0.850	1.367	2.080	2.917	3.750
0.275	0.083	0.190	0.433	0.833	1.300	1.966	2.667	3.533
0.300	0.080	0.183	0.417	0.800	1.250	1.833	2.417	3.333
0.325	0.078	0.178	0.400	0.767	1.217	1.800	2.333	3.200
0.350	0.076	0.175	0.383	0.733	1.200	1.750	2.283	3.083
0.400	0.075	0.167	0.366	0.670	1.167	1.667	2.166	2.833
0.450	0.072	0.158	0.333	0.633	1.083	1.533	2.033	2.633
0.500	0.067	0.150	0.300	0.583	1.020	1.483	1.917	2.417
0.550	0.063	0.142	0.280	0.533	0.906	1.333	1.750	2.250
0.600	0.058	0.133	0.250	0.500	0.820	1.167	1.583	2.083
0.650	0.050	0.125	0.233	0.467	0.670	1.050	1.467	1.867
0.700	0.042	0.117	0.200	0.400	0.583	0.917	1.333	1.667
0.750	0.037	0.100	0.183	0.332	0.500	0.700	1.083	1.467
0.800	0.033	0.075	0.167	0.250	0.416	0.580	0.830	1.250
0.850	0.025	0.053	0.133	0.200	0.333	0.500	0.700	1.133
0.900	0.017	0.030	0.083	0.167	0.250	0.416	0.583	0.833

H.3.2 槽型截面的 α 值, 见表H6。

表 H6 槽型截面的 α 值

λ_x / λ_y \ λ_y	40	60	80	100	120	140	160	180	200
0.10	0.100	0.117	0.230	0.567	1.182	4.167	5.167	7.600	10.170
0.15	0.092	0.108	0.216	0.500	1.116	2.350	4.500	6.670	9.180
0.20	0.083	0.100	0.200	0.467	1.067	2.240	3.830	6.020	8.316
0.25	0.075	0.091	0.167	0.400	0.917	1.867	3.540	5.417	7.520
0.30	0.067	0.083	0.150	0.350	0.800	1.533	3.083	4.500	6.663
0.35	0.058	0.075	0.133	0.267	0.533	1.100	1.966	3.490	5.330
0.40	0.050	0.067	0.116	0.200	0.400	0.850	1.416	2.667	4.583
0.45	0.042	0.058	0.100	0.150	0.300	0.577	0.967	1.810	2.983
0.50	0.033	0.050	0.083	0.117	0.217	0.410	0.683	1.183	1.833
0.55	0.030	0.042	0.067	0.100	0.150	0.283	0.533	0.755	1.240
0.60	—	0.033	0.058	0.083	0.116	0.210	0.350	0.535	0.850
0.70	—	—	0.033	0.053	0.085	0.115	0.183	0.252	0.416
0.80	—	—	—	0.042	0.068	0.085	0.110	0.133	0.200
0.90	—	—	—	—	0.052	0.075	0.092	0.118	0.152

H.4 受弯构件的侧向屈曲稳定系数 φ_w

H.4.1 轧制普通工字钢, 两端简支构件的 φ_w 值, 见表H7。

表 H7 轧制普通工字钢、两端简支构件的 φ_w 值

载 荷 情 况			工字钢型号	自 由 长 度 l m									
				2	3	4	5	6	7	8	9	10	
跨内无侧向 支承点的构件	集中载荷 作用于	上翼缘	10~20	2.0	1.30	0.99	0.80	0.68	0.58	0.53	0.48	0.43	
			22~32	2.4	1.48	1.09	0.86	0.72	0.62	0.54	0.49	0.45	
			36~63	2.8	1.60	1.07	0.83	0.68	0.56	0.50	0.45	0.40	
		下翼缘	10~20	3.1	1.95	1.34	1.01	0.82	0.69	0.63	0.57	0.52	
	22~40		—	2.80	1.84	1.37	1.07	0.86	0.73	0.64	0.56		
	45~63		—	—	2.30	1.62	1.20	0.96	0.80	0.69	0.60		
	均布载荷 作用于	上翼缘	10~20	1.7	1.12	0.84	0.68	0.57	0.50	0.45	0.41	0.37	
			22~40	2.1	1.30	0.93	0.73	0.60	0.51	0.45	0.40	0.36	
45~63			2.6	1.45	0.97	0.73	0.59	0.50	0.44	0.38	0.35		
下翼缘		10~20	2.5	1.55	1.08	0.83	0.68	0.56	0.52	0.47	0.42		
	22~40	—	2.20	1.45	1.10	0.85	0.70	0.60	0.52	0.46			
	45~63	—	—	1.80	1.25	0.95	0.78	0.65	0.55	0.49			
跨内有侧向支承点的构件 (不论载荷作用于何处)			10~20	3.2	1.39	1.01	0.79	0.66	0.57	0.52	0.47	0.42	
			22~40	3.0	1.80	1.24	0.96	0.76	0.65	0.56	0.49	0.43	
			45~63	—	2.20	1.38	1.01	0.80	0.66	0.56	0.49	0.43	

- 注：① 集中载荷指少数几个集中载荷位于跨中1/3范围内的情况，对其他情况的载荷均按均布载荷考虑。
 ② 轧制工字钢的 φ_w 值按本表选取，当 φ_w 大于0.8时，按表H8选取 φ'_w 替代原来的 φ_w 值。
 ③ 本表只适用于3号钢，当用其他钢号时，表中查的 φ_w 应乘以 $240/\sigma_s$ (σ_s 以 N/mm^2 计)。
 ④ φ_w 不小于2.5时不需再验算其侧向屈曲稳定性；表中大于2.5的 φ_w 值，为其他钢号换算查用；未列出的 φ_w 均大于3.60。

表 H8 稳定系数 φ'_w 值

φ_w	0.80	0.85	0.90	0.95	1.00	1.05	1.10	1.15	1.20	1.25	1.30
φ'_w	0.800	0.818	0.835	0.850	0.862	0.874	0.883	0.892	0.901	0.908	0.913
φ_w	1.35	1.40	1.45	1.50	1.55	1.60	1.80	2.00	2.20	2.40	>250
φ'_w	0.919	0.925	0.930	0.934	0.938	0.941	0.953	0.961	0.968	0.973	1.000

H.4.2 工字形组合截面受弯构件的 φ_w 值：

若构件截面为工字形组合截面时，受弯构件的侧向屈曲稳定系数 φ_w 可按 (H1) 式计算：

$$\varphi_w = k_1 \left(k_2 + k_3 \frac{l \delta_b}{bh} \right) \frac{I_y}{I_x} \left(\frac{h}{l} \right)^2 \frac{240}{\sigma_s} \dots\dots\dots (H1)$$

式中： φ_w ——侧向屈曲稳定系数，当算得之值大于0.8时，按表H8查出的 φ'_w 值代之；

k_1 ——系数，按以下规定选取：

对双轴对称的组合截面两端简支构件

$$\text{当 } \frac{\delta_b}{\delta_h} \leq 3 \text{ 时 } \quad k_1 = 1$$

$$\text{当 } \frac{\delta_b}{\delta_h} > 3 \text{ 时 } \quad k_1 = 0.9$$

对具有加强的受压翼缘板且腹板轴线对称的组合截面两端简支构件

$$\begin{aligned} \text{当 } \frac{l\delta_b}{bh} < 1 \text{ 时 } \quad k_1 &= \frac{2m+1}{h} y \\ \text{当 } \frac{l\delta_b}{bh} > 1 \text{ 时 } \quad k_1 &= \frac{0.8(m+1)}{h} y \end{aligned}$$

对双轴对称的组合截面悬臂构件 $k_1 = 1$

- δ_h ——腹板的厚度, mm;
- δ_b ——受压翼缘的厚度, mm;
- y ——形心轴至受压最大纤维的距离, mm;

$$m = \frac{I_1}{I_1 + I_2} ;$$

I_1, I_2 ——受压翼缘和受拉翼缘对 y 轴的惯性矩, mm^4 ;

k_2, k_3 ——系数, 按表 H9 和 H10 选取;

l ——构件受压翼缘的自由长度, mm;

b ——受压翼缘宽度, mm;

h ——构件全高, mm;

I_x, I_y ——对 x 轴和 y 轴的截面惯性矩, mm^4 ;

σ_s ——钢材的屈服点, N/mm^2 , 3 号钢取 $240\text{N}/\text{mm}^2$ 。

H.4.3 轧制槽钢, 两端简支的 φ_w 值:

若构件截面为两端简支的轧制槽钢, 不论载荷的形式和作用位置, 均按式 (H2) 计算其侧向屈曲稳定系数, 但不得大于 1.0。

$$\varphi_w = \frac{570b\delta_b}{lh} \cdot \frac{240}{\sigma_s} \dots\dots\dots \text{(H2)}$$

式中符号同前。

表 H9 工字形截面两端简支构件的系数 k_2 、 k_3 值

系 数		跨内无侧向支承点的构件				跨内有侧向支承的构件, 不论载荷作用于何处	
		集中载荷		均布载荷			
		沿上翼缘	沿下翼缘	沿上翼缘	沿下翼缘	双轴对称截面	单轴对称截面
$\frac{l\delta_b}{bh} < 0.85$	k_2	1480	4750	1350	3600	2360	1970
	k_3	1200	1200	1040	1040	1180	980
$\frac{l\delta_b}{bh} > 0.85$	k_2	460	3730	460	2710	1450	1210
	k_3	2400	2400	2080	2080	2240	1870

注: ① 集中载荷指少数几个集中载荷位于跨中 1/3 范围内的情况, 对其他情况的载荷均按均布载荷考虑。

② 本表适用于构件自由端受集中载荷而支承为固定端的情况。

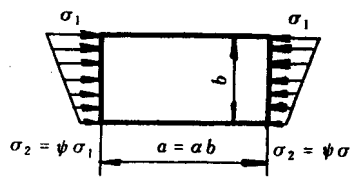
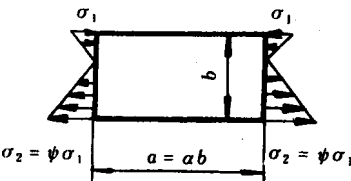
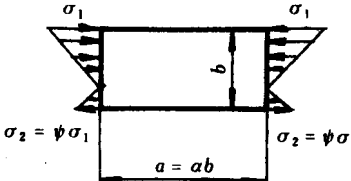
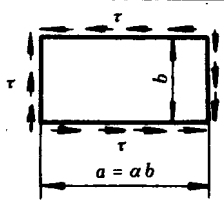
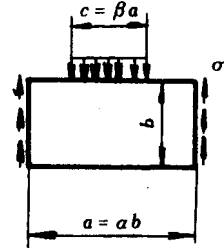
表 H10 工字形等截面悬臂构件的系数 k_2 、 k_3 值

集中载荷作用于		k_2	k_3
上翼缘	$\frac{l\delta_b}{bh} < 0.5$	480	1330
	$\frac{l\delta_b}{bh} > 0.5$	-300	2890
截面形心		2650	2500
下翼缘		5690	1350

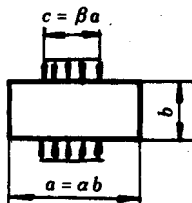
H.5 薄板局部稳定性计算中的屈曲系数

H.5.1 用加劲肋分隔的局部区格板的屈曲系数

表 H11 局部区格板的屈曲系数

序号	载 荷 情 况		$\alpha = a/b$	K
1	均匀或不均匀压缩 $0 < \psi < 1$		$\alpha > 1$	$K_\sigma = \frac{8.4}{\psi + 1.1}$
			$\alpha < 1$	$K_\sigma = (\alpha + \frac{1}{\alpha})^2 \cdot \frac{2.1}{\psi + 1.1}$
2	纯弯曲或以拉为主的弯曲 $\psi < -1$		$\alpha \geq \frac{2}{3}$	$K_\sigma = 23.9$
			$\alpha < \frac{2}{3}$	$K_\sigma = 15.87 + \frac{1.87}{\alpha^2} + 8.6\alpha^2$
3	以压为主的弯曲 $-1 < \psi < 0$			$K_\sigma = (1 + \psi) K'_\sigma - \psi K''_\sigma + 10\psi(1 + \psi)$ K'_σ —— $\psi = 0$ 时的屈曲系数 (序号1) K''_σ —— $\psi = -1$ 时的屈曲系数 (序号2)
4	纯剪切		$\alpha > 1$	$K_\tau = 5.34 + \frac{4}{\alpha^2}$
			$\alpha < 1$	$K_\tau = 4 + \frac{5.34}{\alpha^2}$
5	单边局部压缩		$\alpha < 1$	$K_m = \frac{2.86}{\alpha^{1.5}} + \frac{2.65}{\alpha^2 \beta}$
			$1 < \alpha < 3$	$K_m = (2 + \frac{0.7}{\alpha^2}) (\frac{1 + \beta}{\alpha \beta})$ 注: 当 $\alpha > 3$ 时, 按 $a = 3b$ 计算 α, β, K_m 值

续表 H11

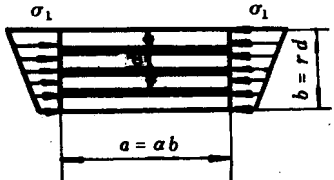
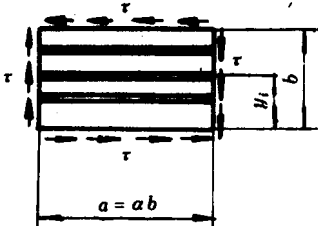
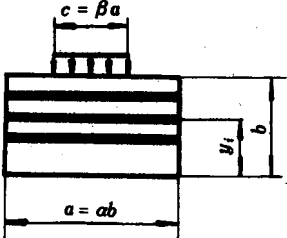
序号	载 荷 情 况	$\alpha = a/b$	K
6	双边局部 压缩 		$K_m = 0.8 K'_m$ K'_m ——按序号 5 计算的 K_m 值

注：① σ_1 为板边最大压应力， $\psi = \sigma_2/\sigma_1$ 为板边两端应力比， σ_1, σ_2 各带自己的正负号。

② 对有一条纵向加劲肋，受局部压应力作用的腹板，其上区格可参照序号 6 栏计算屈曲系数，其下区格在确定局部压应力的扩散区宽度后可参照序号 5 栏计算屈曲系数。对有两条和两条以上纵向加劲肋的情况，也可按照上述原则进行计算。

H.5.2 包括加劲肋在内的带肋板的屈曲系数

表 H12 带肋板的屈曲系数

序号	载 荷 情 况	K																								
1	压缩 	$K_\sigma = \frac{(1 + \alpha^2)^2 + r \cdot \gamma_a}{\alpha^2 (1 + r \cdot \delta_\sigma)} \cdot \frac{2}{1 + \psi}$																								
2	纯剪切 	K_τ 表 <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th>m</th> <th>5</th> <th>10</th> <th>20</th> <th>30</th> <th>40</th> <th>50</th> <th>60</th> <th>70</th> <th>80</th> <th>90</th> <th>100</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>K_τ</td> <td>6.98</td> <td>7.7</td> <td>8.67</td> <td>9.36</td> <td>9.6</td> <td>10.4</td> <td>10.8</td> <td>11.1</td> <td>11.4</td> <td>11.7</td> <td>12</td> </tr> </tbody> </table> $m = 2 \sum_{i=1}^{r-1} \sin^2\left(\frac{\pi y_i}{b}\right) \gamma_a \text{ 加劲肋等距离平分板宽时 } 2 \sum_{i=1}^{r-1} \sin^2\left(\frac{\pi y_i}{b}\right) = r$	m	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	K_τ	6.98	7.7	8.67	9.36	9.6	10.4	10.8	11.1	11.4	11.7	12
m	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100															
K_τ	6.98	7.7	8.67	9.36	9.6	10.4	10.8	11.1	11.4	11.7	12															
3	局部挤压 	$K_m = K'_m (1 + \eta)$ K'_m ——按表 H11 中的序号 5 计算的 K_m 值 $\eta = \frac{\sum_{i=1}^{r-1} \left(\sin \frac{\pi y_i}{b} - \frac{1}{4} \sin \frac{2\pi y_i}{b} \right)^2}{\alpha^4 + \frac{5}{4} \alpha^2 + \frac{17}{32}} \cdot \gamma_a$																								

注：表中符号

$$\gamma_a = \frac{EI_z}{bD}, \quad \delta_a = \frac{A_z}{b\delta}$$

I_z ——加劲肋截面对于板中面轴线的惯性矩， mm^4 ；

A_z ——加劲肋截面面积， mm^2 ；

r ——加劲肋的分隔数；

$$D = \frac{E\delta^3}{12(1-\nu^2)} \quad (\nu \text{ 为材料的泊桑比})。$$

附录 J
受压构件的计算长度和箱形伸缩式臂架的稳定性计算
(参考件)

J.1 构件的计算长度 l_c

J.1.1 只考虑支承影响的受压构件计算长度按下式计算:

$$l_c = \mu_1 l \quad \dots\dots\dots (J1)$$

式中: l ——构件的实际几何长度;

μ_1 ——与支承方式有关的(在两个平面内不一定相同)长度系数,见表 J1。

J.1.2 变截面受压构件计算长度按下式计算,此时构件的截面惯性矩取原构件的最大截面惯性矩:

$$l_c = \mu_1 \mu_2 l \quad \dots\dots\dots (J2)$$

式中: μ_2 ——变截面长度系数,见表 J2,表 J3 和表 J4。等截面时取 $\mu_2 = 1$ 。

J.1.3 考虑到起重机吊臂端部有变幅拉臂钢丝绳或起升钢丝绳的有利影响,吊臂在回转平面内的计算长度可按下式计算:

$$l_c = \mu_1 \mu_2 \mu_3 l \quad \dots\dots\dots (J3)$$

式中: μ_3 ——由于拉臂钢丝绳或起升钢丝绳影响的长度系数。当吊臂由拉臂钢丝绳变幅时(图 J1)长度系数可由式(J4)求得。

若计算值小于 $1/2$ 时,则 μ_3 取 $1/2$ 。

$$\mu_3 = 1 - \frac{A}{2B} \quad \dots\dots\dots (J4)$$

当吊臂由变幅油缸变幅时(图 J2),起升绳影响的长度系数可由下式求得:

$$\mu_3 = 1 - \frac{c}{2} \quad \dots\dots\dots (J5)$$

式中: $c = \frac{1}{\cos \alpha + a \sin \theta} \cdot \frac{l}{H}$

a ——起升滑轮组倍率;

l ——吊臂长度;

θ 、 α 、 A 、 B 、 H ——为几何尺寸,见图 J1 和图 J2。

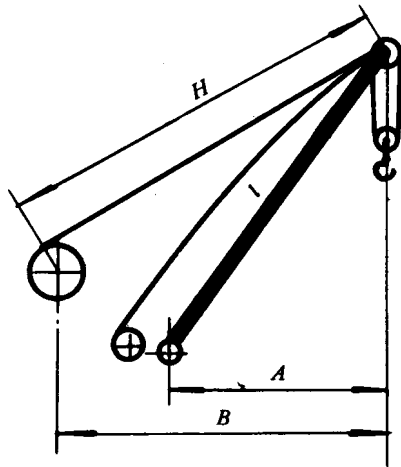


图 J1

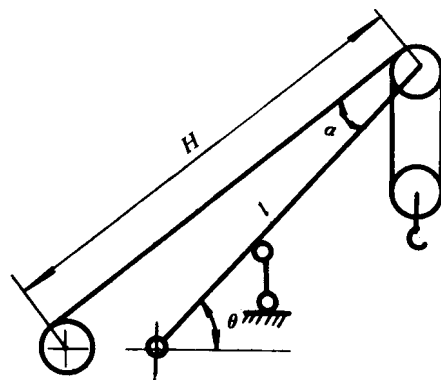


图 J2

J.2 箱形伸缩式臂架的稳定性计算

箱形伸缩式臂架为一变截面的箱形构件，其整体稳定性计算可按本规范式(25)进行，但需注意下列几点。

- a. 计算长度应按本附录J1确定，式(25)中的欧拉临界载荷应按此计算长度计算；
- b. 公式(25)中的截面面积 A 和抗弯模量 W 是指验算稳定性的臂架根部截面的几何参数；
- c. 将臂架套接处的间隙或制造误差引起的臂架轴线的初始位移 f_0 所产生的附加弯矩 Nf_0 作为偏心弯矩加在式(25)中的弯矩 M_{ox} 、 M_{oy} 上；
- d. 公式中的 φ 、 ψ 、 C_{ox} 、 C_{oy} 、 C_{my} 均取1。

若需验算变截面处的强度，也可用公式(25)，但还需注意下列二点：

- a) 式(25)中的毛截面面积 A 、抗弯模量 W 在此均为验算截面(离臂端 Z 处)的净面积和抗弯模量；
- b) 式(25)中的 M_H 以及加在 M_0 上的附加弯矩 $Nf_0 \sin \frac{\pi Z}{2l}$ 均指在离臂端 Z 处截面上的实际弯矩(f_0 是初始位移最大值， l 为臂架实际长度)。

表 J1 长度系数 μ_1 值

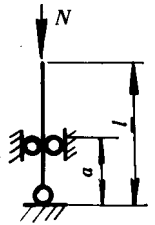





a/l	构件支承方式					
						
0	2.00	0.70	0.50	2.00	0.70	0.50
0.1	1.87	0.65	0.47	1.85	0.65	0.46
0.2	1.73	0.60	0.44	1.70	0.59	0.43
0.3	1.60	0.56	0.41	1.55	0.54	0.39
0.4	1.47	0.52	0.41	1.40	0.49	0.36
0.5	1.35	0.50	0.44	1.26	0.44	0.35
0.6	1.23	0.52	0.49	1.11	0.41	0.36
0.7	1.13	0.56	0.54	0.98	0.41	0.39
0.8	1.06	0.60	0.59	0.85	0.44	0.43
0.9	1.01	0.65	0.65	0.76	0.47	0.46
1.0	1.00	0.70	0.70	0.70	0.50	0.50

表 J2 变截面长度系数 μ_2 值(A)

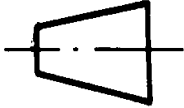

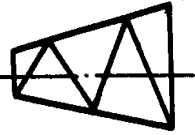
变截面形式	I_{\min}/I_{\max}	μ_2
  I_x 呈线性变化	0.1	1.45
	0.2	1.35
	0.4	1.21
	0.6	1.13
	0.8	1.06
 I_x 呈抛物线变化	0.1	1.66
	0.2	1.45
	0.4	1.24
	0.6	1.13
	0.8	1.05

表 J3 变截面长度系数 μ_2 值 (B)

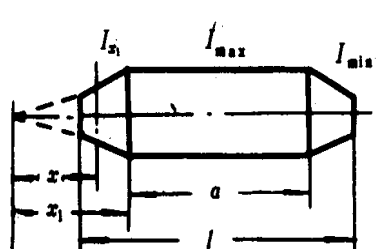

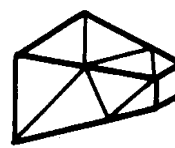
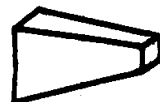
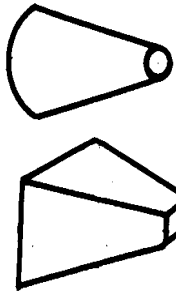
变截面形式	μ_2						
	I_{\min}/I_{\max}	n	m				
			0	0.2	0.4	0.6	0.8
 $\frac{J_x}{I_{\max}} = \left(\frac{x}{x_1}\right)^n, m = \frac{a}{l}$ <p>$n=1$ </p> <p>$n=2$ </p> <p>$n=3$ </p> <p>$n=4$ </p>	0.1	1	1.23	1.14	1.07	1.02	1.00
		2	1.35	1.22	1.10	1.03	1.00
		3	1.40	1.31	1.12	1.04	1.00
		4	1.43	1.33	1.13	1.04	1.00
	0.2	1	1.19	1.11	1.05	1.01	1.00
		2	1.25	1.15	1.07	1.02	1.00
		3	1.27	1.16	1.08	1.03	1.00
		4	1.28	1.17	1.08	1.03	1.00
	0.4	1	1.12	1.07	1.04	1.01	1.00
		2	1.14	1.08	1.04	1.01	1.00
		3	1.15	1.09	1.04	1.01	1.00
		4	1.15	1.09	1.04	1.01	1.00
	0.6	1	1.07	1.04	1.02	1.01	1.00
		2	1.08	1.05	1.02	1.01	1.00
		3	1.08	1.05	1.02	1.01	1.00
		4	1.08	1.05	1.02	1.01	1.00
0.8	1	1.03	1.02	1.01	1.00	1.00	
	2	1.03	1.02	1.01	1.00	1.00	
	3	1.03	1.02	1.01	1.00	1.00	
	4	1.03	1.02	1.01	1.00	1.00	

表 J4 变截面长度系数 μ_2 值 (箱形伸缩臂)

伸缩臂几何特性	①			②			③			④		
	I_1	I_2	I_3	I_1	I_2	I_3	I_1	I_2	I_3	I_1	I_2	I_3
β_2	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	1.3	2.5
β_3	—	—	—	—	—	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	2.5
μ_2	1.015	1.030	1.046	1.062	1.078	1.052	1.090	1.100	1.145	1.145	1.195	1.290
	$\beta_2 = \frac{I_1}{I_2}$			$\alpha = 0.6$			$\alpha_1 = 0.4$			$\beta_2 = \frac{I_1}{I_2}$		
	$\beta_3 = \frac{I_1}{I_3}$			$\alpha_2 = 0.7$			$\beta_3 = \frac{I_2}{I_3}$					
伸缩臂几何特性	①			②			③			④		
β_2	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	1.3	2.5
β_3	—	—	—	—	—	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	2.5
μ_2	1.085	1.100	1.115	1.140	1.170	1.165	1.200	1.190	1.230	1.150	1.170	1.245
	$\beta_2 = \frac{I_1}{I_2}$			$\alpha_1 = 0.34$			$\beta_2 = \frac{I_1}{I_2}$			$\beta_3 = \frac{I_2}{I_3}$		
	$\beta_3 = \frac{I_1}{I_3}$			$\alpha_2 = 0.56$			$\beta_3 = \frac{I_2}{I_3}$			$\beta_4 = \frac{I_3}{I_4}$		
	$\beta_4 = \frac{I_1}{I_4}$			$\alpha_3 = 0.78$			$\beta_4 = \frac{I_3}{I_4}$					
β_2	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	1.3	2.5
β_3	—	—	—	—	—	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	2.5
μ_2	1.085	1.100	1.115	1.140	1.170	1.165	1.200	1.190	1.230	1.150	1.170	1.245
	$\beta_2 = \frac{I_1}{I_2}$			$\alpha_1 = 0.34$			$\beta_2 = \frac{I_1}{I_2}$			$\beta_3 = \frac{I_2}{I_3}$		
	$\beta_3 = \frac{I_1}{I_3}$			$\alpha_2 = 0.56$			$\beta_3 = \frac{I_2}{I_3}$			$\beta_4 = \frac{I_3}{I_4}$		
	$\beta_4 = \frac{I_1}{I_4}$			$\alpha_3 = 0.78$			$\beta_4 = \frac{I_3}{I_4}$					
β_2	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	1.3	2.5
β_3	—	—	—	—	—	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	2.5
μ_2	1.085	1.100	1.115	1.140	1.170	1.165	1.200	1.190	1.230	1.150	1.170	1.245
	$\beta_2 = \frac{I_1}{I_2}$			$\alpha_1 = 0.34$			$\beta_2 = \frac{I_1}{I_2}$			$\beta_3 = \frac{I_2}{I_3}$		
	$\beta_3 = \frac{I_1}{I_3}$			$\alpha_2 = 0.56$			$\beta_3 = \frac{I_2}{I_3}$			$\beta_4 = \frac{I_3}{I_4}$		
	$\beta_4 = \frac{I_1}{I_4}$			$\alpha_3 = 0.78$			$\beta_4 = \frac{I_3}{I_4}$					

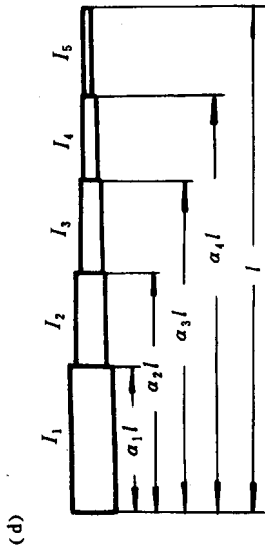
续表 J4

$$\alpha_1 = 0.24; \beta_2 = \frac{I_1}{I_2};$$

$$\alpha_2 = 0.43; \beta_3 = \frac{I_2}{I_3};$$

$$\alpha_3 = 0.62; \beta_4 = \frac{I_3}{I_4};$$

$$\alpha_4 = 0.81; \beta_5 = \frac{I_4}{I_5};$$



(d)

伸
缩
臂
几
何
特
性

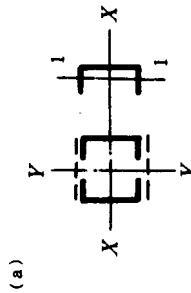
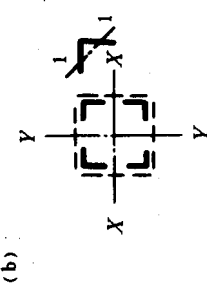
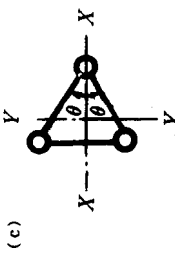
	1.6									
	1.3		1.9		2.2		2.5		2.5	
β_2	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	2.5	1.3	1.6	1.9	2.2
β_3	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5
β_4	1.160	1.255	1.215	1.325	1.270	1.395	1.320	1.460	1.365	1.520
μ_2	1.160	1.255	1.215	1.325	1.270	1.395	1.320	1.460	1.365	1.520
β_2	1.9									
β_3	2.5	1.3	1.6	1.9	2.2	2.2	2.5	1.3	1.6	1.9
β_4	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5
μ_2	1.480	1.660	1.330	1.450	1.400	1.545	1.465	1.630	1.530	1.710
β_2	2.2									
β_3	2.2	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5
β_4	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5
μ_2	1.630	1.820	1.690	1.900	1.485	1.625	1.565	1.735	1.640	1.830
β_2	2.5									
β_3	2.2	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5
β_4	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5
μ_2	1.630	1.820	1.690	1.900	1.485	1.625	1.565	1.735	1.640	1.830
μ_2	1.630	1.820	1.690	1.900	1.485	1.625	1.565	1.735	1.640	1.830
μ_2	1.630	1.820	1.690	1.900	1.485	1.625	1.565	1.735	1.640	1.830
μ_2	1.630	1.820	1.690	1.900	1.485	1.625	1.565	1.735	1.640	1.830

注: ① I_i 为第 i 节臂的截面平均惯性矩。

② 若 β 值处在 1.3 和 2.5 之间, 可用线性插值法查得 μ_2 值。

③ 取表中 (d) 栏里的数值时, β_5 可为任意值。

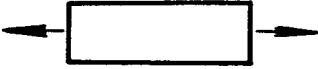

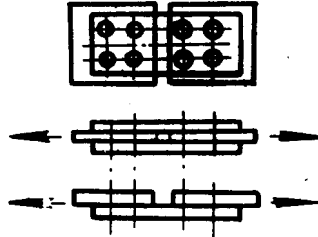
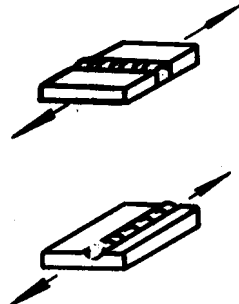
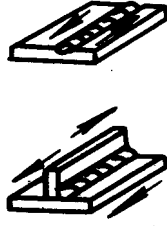
表 J5 格构式构件换算长细比 λ_h 计算公式

项次	构件截面形式	缀材类别	计算公式	符号意义
1	(a) 	缀板	$\lambda_{hV} = \sqrt{\lambda_y^2 + \lambda_1^2}$	λ_y ——整个构件对虚轴的长细比; λ_1 ——单肢对 1-1 轴的长细比, 其计算长度取缀板间的净距 (铆接构件取缀板边缘铆钉中心间的距离)
2		缀条	$\lambda_{hV} = \sqrt{\lambda_y^2 + 27 \frac{A}{A_1}}$	A ——构件横截面所截各弦杆的毛截面面积之和; A_1 ——构件横截面所截各斜缀条的毛截面面积之和
3	(b) 	缀板	$\lambda_{hV} = \sqrt{\lambda_x^2 + \lambda_1^2}$ $\lambda_{hU} = \sqrt{\lambda_y^2 + \lambda_1^2}$	λ_1 ——单肢对最小刚度轴 1-1 的长细比, 其计算长度取缀板间的净距 (铆接构件取缀板边缘铆钉中心间的距离)
4		缀条	$\lambda_{hx} = \sqrt{\lambda_x^2 + 40 \frac{A}{A_{1x}}}$ $\lambda_{hU} = \sqrt{\lambda_y^2 + 40 \frac{A}{A_{1U}}}$	A_{1x} ——构件横截面所截垂直于 x-x 轴的平面内各斜缀条的毛截面面积之和; A_{1U} ——构件横截面所截垂直于 y-y 轴的平面内各斜缀条的毛截面面积之和
5	(c) 	缀条	$\lambda_{hx} = \sqrt{\lambda_x^2 + \frac{42A}{A_1 (1.5 - \cos^2 \theta)}}$ $\lambda_{hU} = \sqrt{\lambda_y^2 + \frac{42A}{A_1 \cos^2 \theta}}$	θ ——缀条所在平面和 x 轴的夹角

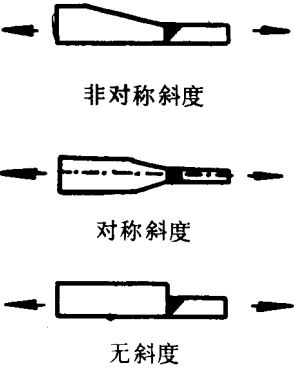
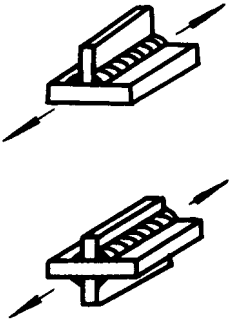
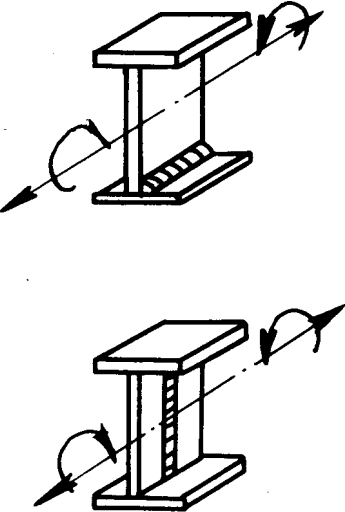
注: ① 缀板组合结构件的单肢长细比 λ_1 不应大于 40。缀板尺寸应符合下列规定: 缀板沿柱纵向的宽度不应小于肢件轴线间距离的 2/3, 厚度不应小于该距离的 1/40, 并不小于 6 mm。
② 斜缀条与结构件轴线间倾角应保持在 40°~70° 范围内。

附录 K
结构疲劳强度计算用表
(补充件)

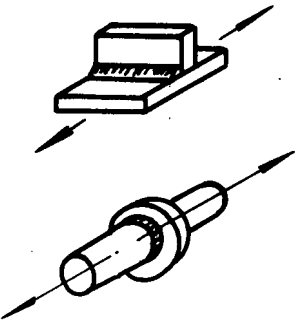
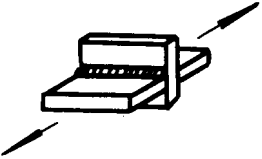
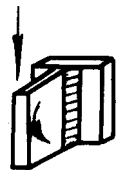
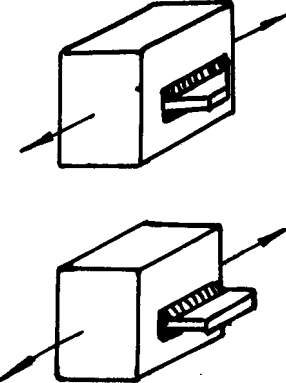
表 K1 应力集中情况等级

接头型式	工艺方法的说明	应力集中情况等级
	<p>金属构件，没有接头，表面匀质无应力集中部位</p>	<p>W_0</p>
	<p>带孔构件。钻有铆钉或螺栓联接孔的构件，螺栓和铆钉承受的许用应力值20%以下的载荷。钻有高强度螺栓联接孔的构件</p>	<p>W_1</p>
	<p>带有螺钉和铆钉孔的构件。其螺钉和铆钉承受单面、多面剪切载荷</p>	<p>W_2</p>
	<p>对接焊缝 力的方向与焊缝的方向垂直； 力的方向与焊缝的方向平行</p>	<p>K_2 K_1</p>
	<p>对接焊缝 焊缝受纵向剪切</p>	<p>K_0</p>

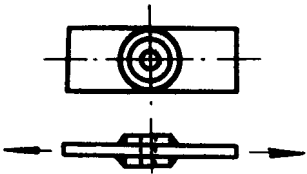
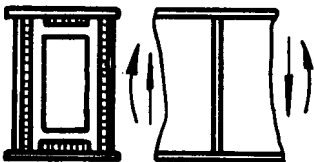
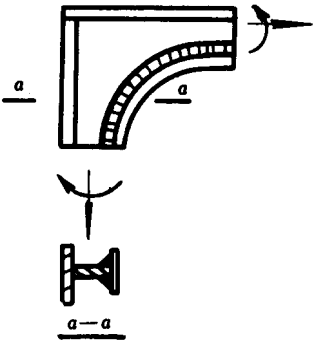
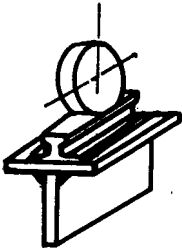
续表 K1

接头型式	工艺方法的说明	应力集中情况等级
 <p>非对称斜度</p> <p>对称斜度</p> <p>无斜度</p>	<p>不同厚度的对接焊缝。力的方向垂直于焊缝。</p> <p>非对称斜度 $1/4 \sim 1/5$</p> <p>非对称斜度 $1/3$</p> <p>对称斜度 $1/3$</p> <p>对称斜度 $1/2$</p> <p>非对称、无斜度</p>	<p>K_1</p> <p>K_2</p> <p>K_1</p> <p>K_2</p> <p>K_4</p>
	<p>贴角焊缝</p> <p>力的方向与焊缝的方向平行</p>	<p>K_1</p>
	<p>梁的盖板和腹板间的K型焊缝或贴角焊缝</p> <p>梁的腹板横向对接焊缝</p>	<p>K_1</p> <p>K_1</p>

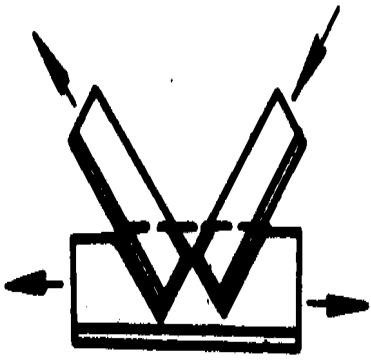
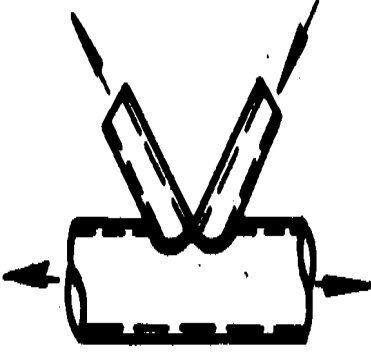
续表 K1

接头型式	工艺方法的说明	应力集中情况等级
	<p>力垂直于焊缝作用 用K型贴角焊缝把构件焊在主要受力构件上。</p> <p>用连续贴角焊缝把横隔板、腹板的加劲肋、圆环或轮毂焊在主要受力构件上（如翼缘或轴）</p>	<p>K₂</p> <p>K₂</p>
	<p>十字头焊缝、力垂直于焊缝</p> <ul style="list-style-type: none"> • K型焊缝 • 双贴角焊缝 	<p>K₃</p> <p>K₄</p>
	<p>承受弯曲和剪切作用：</p> <ul style="list-style-type: none"> • K型焊缝 • 双向贴角焊缝 	<p>K₃</p> <p>K₄</p>
	<p>在整体主要构件侧面上焊上与其端面成直角布置的构件，焊缝的方向平行于力的方向。</p> <ul style="list-style-type: none"> • 焊接件两端有侧角或带圆弧 • 焊接件两端无侧角 	<p>K₃</p> <p>K₄</p>

续表 K1

接头型式	工艺方法的说明	应力集中情况等级
	<p>贴角焊缝</p>	<p>K_3</p>
	<p>隔板用双面贴角连续焊缝与翼缘和腹板连接。</p> <ul style="list-style-type: none"> • 隔板切角 • 不切角 <p>用断续焊缝连接</p>	<p>K_3 K_4 K_4</p>
	<p>弯曲的翼缘与腹板间焊缝</p> <ul style="list-style-type: none"> • K型焊缝 • 双面贴角焊缝 	<p>K_3 K_4</p>
	<p>承受集中载荷的翼缘板和腹板间的焊缝。</p> <ul style="list-style-type: none"> • K型焊缝 • 双面贴角焊缝 	<p>K_3 K_4</p>

续表 K₁

接头型式	工艺方法的说明	应力集中情况等级
	<p>桁架节点各杆件用贴角焊缝连接</p>	<p>K₁</p>
	<p>用管子制成的桁架，其节点用贴角焊缝连接</p>	<p>K₁</p>

N/mm²表 K2 疲劳许用应力基本值 [σ_{-1}]

应力集中 情况等级	材料类型	结 构 工 作 级 别							
		A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
K ₀	A3					168.0	133.3	105.8	84.0
	16Mn					168.0	133.3	105.8	84.0
K ₁	A3				170.0	150.0	119.0	94.5	75.0
	16Mn				188.4	150.0	119.0	94.5	75.0
K ₂	A3			170.0	158.3	126.0	100.0	79.4	63.0
	16Mn			198.4	158.3	126.0	100.0	79.4	63.0
K ₃	A3		170.0	141.7	113.0	90.0	71.4	56.7	45.0
	16Mn		178.5	141.7	113.0	90.0	71.4	56.7	45.0
K ₄	A3	135.9	107.1	85.0	67.9	54.0	42.8	34.0	27.0
	16Mn	135.9	107.1	85.0	67.9	54.0	42.8	34.0	27.0
W ₀	A3						170.0	151.0	120.0
	16Mn					260.0	209.5	166.3	132.0
W ₁	A3					170.0	152.4	121.0	96.0
	16Mn				260.0	210.0	166.7	132.3	105.0
W ₂	A3				170.0	147.8	122.4	100.5	84.0
	16Mn			260.0	211.1	168.0	133.3	105.8	84.0

附录 L
满载自振频率的计算方法
(参考件)

本附录给出一种简便的计算方法,用以确定3.8.2款中所述的满载自振频率。

L.1 与3.8.2.1相应,对于电动桥式类型起重机(包括门式起重机和装卸桥),当满载小车位于跨中、钢丝绳绕组的悬吊长度相当于额定起升高度时垂直方向的自振频率 f 可按式(L1)确定

$$f = 0.16 \sqrt{\frac{K_s}{M_s}} \sqrt{\frac{m(1+k)}{m+(1+k)^2}} \dots\dots\dots (L1)$$

式中: f ——满载自振频率, Hz;

K_s ——主梁结构在跨中的刚度系数,其物理意义为使主梁在跨中处产生单位垂直静挠度所需的集中力的大小, kN/cm;

M_s ——主梁结构在跨中的换算集中质量与小车质量之和(对于双梁结构,如果小车质量按整台小车计算,则 M_s 近似等于一根主梁结构的质量), kN·s²/cm;

m —— M_s 与额定起升载荷的质量 M_L 之比,即 $m = M_s / M_L$;

k —— K_s 与钢丝绳绕组的刚度系数 K_t 之比,即 $k = K_s / K_t$ 。

钢丝绳绕组的刚度系数 K_t (其物理意义为使钢丝绳绕组在荷重悬挂处产生单位静伸长所需的力)可按式(L2)计算

$$K_t = \frac{nE_r F_r}{l_r} \dots\dots\dots (L2)$$

式中: K_t ——钢丝绳绕组的刚度系数, kN/cm;

n ——绕组的分支数;

E_r ——所用的钢丝绳的纵向弹性模数,与钢丝绳的结构有关,其变动范围通常为(0.7~1.2) × 10⁴ kN/cm²,如无实测数据,可取平均值 1.0 × 10⁴ kN/cm² 计算;

F_r ——一根钢丝绳的钢丝总截面积(可查钢丝绳标准), cm²;

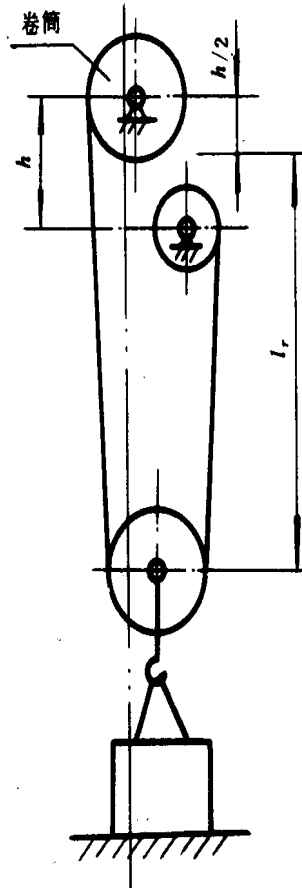
l_r ——钢丝绳绕组在相当于额定起升高度时的实际平均下放长度,可近似取为卷筒中心与上部固定滑轮中心之半处至吊具滑轮中心的实际平均下放长度(参阅下图), cm。

此外,计算时还应注意下述事项:

a. 额定起升载荷的质量 M_L 包括取物装置的质量。因此,如果小车的总质量是包括取物装置的(连下滑轮组一起),那么在计算小车质量时应把这部分的质量除去。

b. 对于两侧均采用刚性支腿的门式起重机,计算主梁在跨中的刚度系数 K_s 时,门架应按一次超静定支承考虑。

c. 对于在工作时承受弯曲和扭转变形的闭合截面的主梁结构,系统的满载自振频率仍可按式(L1)计算;即扭转的影响可忽略不计。



L.2 与3.8.2.2相应，对于门座起重机，在满载、钢丝绳绕组的悬吊长度相当于额定起升高度时垂直方向的自振频率 f 可按式 (L3) 近似计算：

$$f \approx \frac{5}{\sqrt{Y_L + \lambda_0}} \dots\dots\dots (L3)$$

式中： f ——满载自振频率，Hz；

Y_L ——臂架端部（或象鼻架端部）由于额定起升载荷引起的垂直方向的静位移，cm；

λ_0 ——不考虑支承结构的弹性时钢丝绳绕组在额定荷重悬挂处的静伸长，cm；计算时必须计及从臂架端部滑轮至卷筒之间的绳长。

附录 M
起重机机构的标准载荷谱图
(参考件)

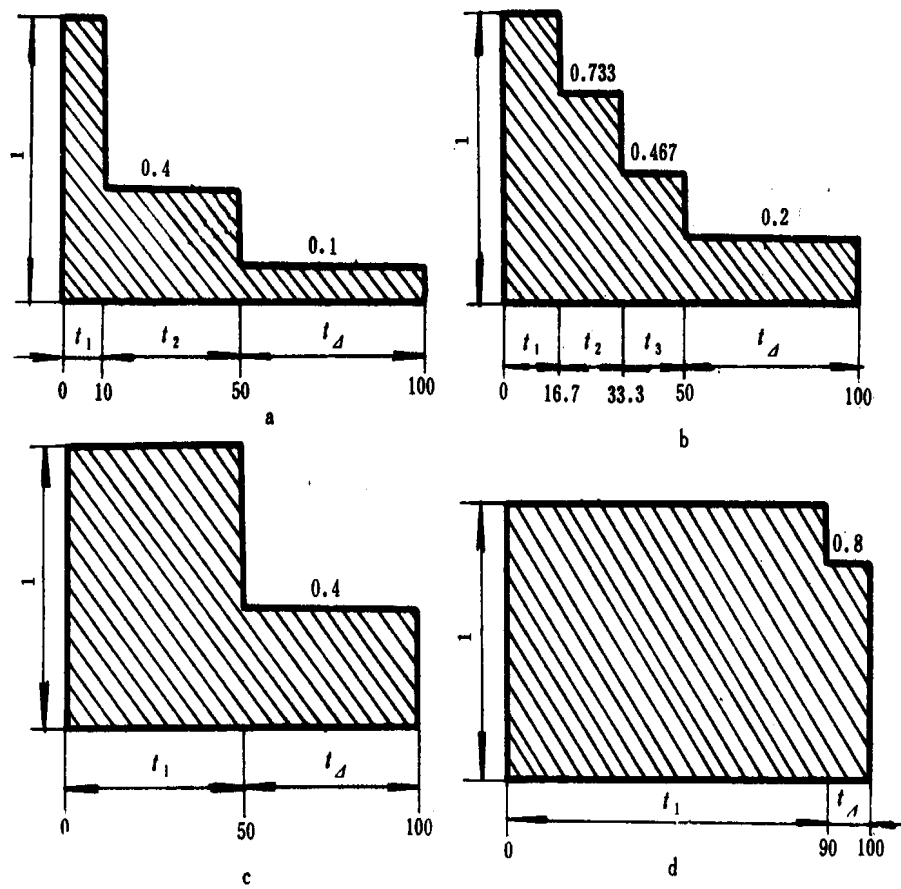


图 M1 机构的标准载荷图

a) L₁—轻; b) L₂—中; c) L₃—重; d) L₄—特重

附录
机构工作级
(参考)

起重机型式		主起升机构			副起升机构			小	
		利用等级	载荷情况	工作级别	利用等级	载荷情况	工作级别	利用等级	
桥式 起重机	一般用途 (吊钩式)	电站安装及检修用	T ₂	L ₁ , L ₂	M ₁ , M ₂	T ₃	L ₁	M ₂	T ₂
		车间及仓库用	T ₃ , T ₄	L ₁ , L ₂	M ₂ ~M ₄	T ₄ , T ₅	L ₁ , L ₂	M ₃ ~M ₅	T ₄ , T ₅
		繁重工作车间及仓库用	T ₅ , T ₆	L ₂ , L ₃	M ₅ ~M ₇	T ₅	L ₃	M ₆	T ₄ , T ₅
	抓斗式	间断装卸用	T ₅ , T ₆	L ₃	M ₆ ~M ₇				T ₅ , T ₆
		连续装卸用	T ₆ , T ₇	L ₃	M ₇ , M ₈				T ₅ , T ₆
	冶金专用	吊料箱用	T ₆ , T ₇	L ₃	M ₇ , M ₈				T ₅ , T ₆
		加料用	T ₇ , T ₈	L ₃	M ₈	T ₇ , T ₈	L ₃	M ₈	T ₇ , T ₈
		铸造用	T ₆ , T ₇	L ₃ , L ₄	M ₇ , M ₈	T ₆ , T ₇	L ₃ , L ₄	M ₇ , M ₈	T ₆
		锻造用	T ₆ , T ₇	L ₃	M ₇ , M ₈	T ₆	L ₃	M ₇	T ₅ , T ₆
		淬火热用	T ₅ , T ₆	L ₃	M ₆ , M ₇	T ₇ , T ₈	L ₃	M ₇ , M ₈	T ₅ , T ₆
		夹钳、脱锭用	T ₇ , T ₈	L ₃ , L ₄	M ₈	T ₅ , T ₆	L ₂	M ₅ , M ₆	T ₆ , T ₇
		揭盖用	T ₆ , T ₇	L ₃	M ₇ , M ₈				
		料耙式	T ₇	L ₄	M ₈				T ₆ , T ₇
		电磁铁式	T ₆ , T ₇	L ₃	M ₇ , M ₈				T ₅ , T ₆
	门式 起重机	一般用途吊钩式	T ₅	L ₂ , L ₃	M ₅ , M ₆	T ₅	L ₂ , L ₃	M ₅ , M ₆	T ₅
装卸用抓斗式		T ₆ , T ₇	L ₃ , L ₄	M ₇ , M ₈				T ₆ , T ₇	
电站用吊钩式		T ₃	L ₁ , L ₂	M ₂ , M ₃	T ₃	L ₂	M ₃	T ₃	
造船安装用吊钩式		T ₄	L ₂ , L ₃	M ₄ , M ₅	T ₄	L ₂ , L ₃	M ₄ , M ₅	T ₅	
装卸集装箱用		T ₆ , T ₇	L ₂ , L ₃	M ₆ ~M ₈				T ₆ , T ₇	

注：未列入举例表中的起重机机构工作级别可参照接近的起重机机构工作级别选择。

N
别举例表
件)

车运行机构		太车运行机构			回转机构			变幅机构		
载荷情况	工作级别	利用等级	载荷情况	工作级别	利用等级	载荷情况	工作级别	利用等级	载荷情况	工作级别
L1, L2	M1, M2	T ₂	L1	M1						
L1, L2	M3~M5	T ₄ , T ₅	L1, L2	M3, M5						
L3	M5, M6	T ₆	L2, L3	M6, M7						
L3	M6~M8	T ₅ , T ₆	L3	M6, M7						
L3	M6, M7	T ₅ , T ₆	L3	M6, M7						
L3	M6, M7	T ₆	L3	M7						
L3	M8	T ₇ , T ₈	L3	M8	T ₇	L3	M7			
L3, L4	M7, M8	T ₆ , T ₇	L3	M7, M8						
L3	M6, M7	T ₆ , T ₇	L3	M7, M8						
L3	M6, M7	T ₆ , T ₇	L3	M7, M8						
L4	M8	T ₆ , T ₇	L4	M8	T ₆ , T ₇	L3	M7, M8			
		T ₆ , T ₇	L3	M7, M8						
L4	M8	T ₆ , T ₇	L4	M8	T ₆ , T ₇	L3	M7, M8			
L3	M6, M7	T ₅	L3	M6						
L3	M5	T ₅	L3	M5						
L3, L4	M7, M8	T ₆	L2, L3	M6, M7						
L2	M3	T ₃	L2	M3						
L2, L3	M5, M6	T ₅	L2, L3	M5, M6						
L2, L3	M6~M8	T ₅ ~T ₇	L2, L3	M5~M8						

续

起重机型式		主起升机构			副起升机构			小
		利用等级	载荷情况	工作级别	利用等级	载荷情况	工作级别	利用等级
装卸桥	料场装卸用抓斗式	T ₆ , T ₇	L ₃ , L ₄	M ₇ , M ₈				T ₆ , T ₇
	港口装卸用抓斗式	T ₆ , T ₇	L ₃ , L ₄	M ₇ , M ₈				T ₆ , T ₇
	港口装卸集装箱用	T ₅ , T ₆	L ₂ , L ₃	M ₅ ~M ₇				T ₅ , T ₆
门座 起重机	安装用吊钩式	T ₅	L ₁ , L ₂	M ₄ , M ₅	T ₅	L ₁ , L ₂	M ₄ , M ₅	
	装卸用吊钩式	T ₅	L ₂	M ₅				
	装卸用抓斗式	T ₆ , T ₇	L ₃	M ₇ , M ₈				
塔式 起重机	建筑、施工 安装用	H < 60米	T ₂ ~T ₄	L ₂	M ₂ ~M ₄			T ₃
		H > 60米	T ₄ , T ₅	L ₂	M ₄ , M ₅			T ₃ ~T ₅
	输送混凝土用	H < 60米	T ₃ , T ₄	L ₂ , L ₃	M ₄ , M ₅			T ₅
		H > 60米	T ₄ , T ₅	L ₂ , L ₃	M ₄ ~M ₆			T ₅
汽车、轮 胎、履带、 铁路 起重机	安装及装卸用吊钩式	T ₄ , T ₅	L ₁ , L ₂	M ₃ , M ₄				
	装卸用抓斗式	T ₅ , T ₆	L ₂ , L ₃	M ₅ ~M ₇				
甲板 起重机	重件装卸用	T ₃ , T ₄	L ₂	M ₃ , M ₄				
	一般装卸用	T ₄ , T ₅	L ₂	M ₄ , M ₅				
浮式 、 起重机	装卸用吊钩式	T ₅ , T ₆	L ₂	M ₅ , M ₆				
	装卸用抓斗式	T ₅ , T ₆	L ₃	M ₆ , M ₇				
	造船安装用	T ₄ , T ₅	L ₂ , L ₃	M ₄ ~M ₆	T ₄ , T ₅	L ₂ , L ₃	M ₄ ~M ₆	
缆索 起重机	安装用吊钩式	T ₃ ~T ₅	L ₂	M ₃ ~M ₅				T ₃ , T ₄
	装卸用吊钩式	T ₅ , T ₆	L ₃	M ₆ , M ₇				T ₅ , T ₆
	装卸用抓斗式或输送混凝土用	T ₆ , T ₇	L ₃ , L ₄	M ₇ , M ₈				T ₆

表

车运行机构		大车运行机构			回转机构			变幅机构		
载荷情况	工作级别	利用等级	载荷情况	工作级别	利用等级	载荷情况	工作级别	利用等级	载荷情况	工作级别
L3, L4	M7, M8	T ₅	L2, L3	M5, M6				T ₄	L1	M3
L3, L4	M7, M8	T ₆	L2, L3	M6, M7				T ₄	L1	M3
L2, L3	M5~M7	T ₅ , T ₆	L2, L3	M5~M7				T ₄	L1	M3
		T ₃ , T ₄	L2	M3, M4	T ₄	L3	M5	T ₄	L3	M5
		T ₃	L2	M3	T ₄	L3	M5	T ₄	L3	M5
		T ₄	L2	M4	T ₅ , T ₆	L3	M6, M7	T ₅	L3	M6
L1, L2	M3	T ₂	L3	M3	T ₂ ~T ₄	L3	M3~M5	T ₂ , T ₃	L3	M2, M3
L2	M3	T ₃	L2	M3	T ₂ ~T ₄	L3	M3~M5	T ₂ , T ₃	L3	M2, M3
L3	M5, M6	T ₂ ~T ₅	L3	M3~M6	T ₄ , T ₅	L3	M5, M6	T ₃ , T ₄	L3	M4, M5
L3	M6	T ₃	L2	M3	T ₄ , T ₅	L3	M5, M6	T ₃ , T ₄	L3	M4, M5
		T ₃ , T ₄	L1, L2	M2~M4	T ₄	L2	M4	T ₄	L2	M4
		T ₄ , T ₅	L2	M4, M5	T ₅	L2, L3	M5, M6	T ₄ , T ₅	L2, L3	M4, M5
					T ₄	L2	M4	T ₄	L1, L2	M3, M4
					T ₄ , T ₅	L3	M5, M6	T ₄	L2	M4
					T ₅ , T ₆	L2	M5, M6	T ₅ , T ₆	L2	M5, M6
					T ₅ , T ₆	L2, L3	M5~M7	T ₅ ~T ₇	L3	M6~M8
					T ₄	L2	M5	T ₄	L2, L3	M4, M5
L2	M3, M4	T ₃ , T ₄	L2	M3, M4						
L2, L3	M5, M6	T ₄ , T ₅	L2	M4, M5						
L3	M7	T ₄ , T ₅	L2	M4, M5						

附录 P
传动机构动载荷的估算
(参考件)

理论计算和试验研究均说明,把起重机传动机构简化为二质量自由度系统以估算振动载荷,从工程计算要求看是具有足够的精度的。在此基础上提出如下简化计算。

P.1 电动机的起动转矩

绕线式电动机用转子电阻起动时机构的起动力矩随电动机转速按图 P 1 中的曲线变化,起动力矩随时间按图 P 2 中的曲线变化。

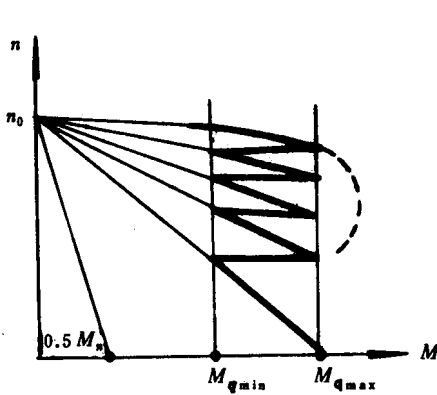


图 P 1

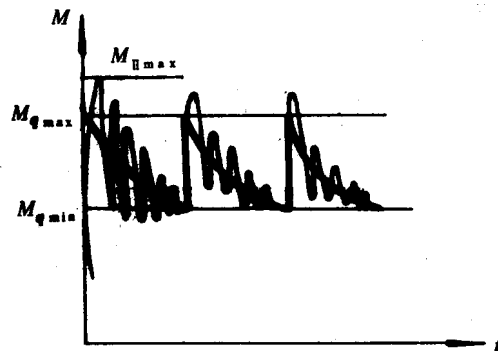


图 P 2

图中 M_{qmax} 是最大起动力矩, M_{qmin} 是最小起动力矩, M_n 是电动机额定力矩。在设计起动电阻时一般满足如下条件:

$$M_{qmin} = 1.1M_n, M_{qmax} = 2.1M_n$$

起重机用的间歇工作电动机,接电持续率(JC)一般分为15%、25%、40%和60%四级。与这四种接电持续率相应,每一结构尺寸的电动机有四种额定功率和四种额定力矩。从传动机构受力看最好是对每种规格的电动机的四种接电持续率配置不同的电阻,以保证每一电动机的起动力矩从 $1.1M_n$ 到 $2.1M_n$ 之间变化。但是在目前生产的通用桥式起重机中,接电持续率为15%和25%的电动机按 JC = 25% 的额定功率配置电阻;接电持续率为40%和60%的电动机按 JC = 40% 的额定功率的配电阻。因此在确定 JC = 15% 的电动机起动力矩时, M_n 应按 JC = 25% 的功率计算,在确定 JC = 60% 的电动机的起动力矩时, M_n 应按 JC = 40% 的功率计算。这样做虽然在生产上带来一些方便,但并非合理。例如,对于接电持续率15%的电动机。若按 JC = 25% 的额定力矩配起动电阻,则起动力矩比需要的小;相反,对于 JC = 60% 的电动机。若按 JC = 40% 的额定力矩配起动电阻,起动力矩则过大,以致造成起动过分猛烈,引起过大的动载荷。

在实际操作时由于电动机一般还串有 $0.5M_n$ 级的预备档电阻,而且在轻闲的使用场合,操作者通常是逐级较慢地切换电阻,因此机构起动时瞬时起动力矩不会达到 M_{qmax} ;相反,若起重机在繁忙地使用,操作者就会迅速地切换电阻,因此在机构起动时瞬时起动力矩有可能达到 M_{qmax} 。为了考虑这种情况,把电动机瞬时起动力矩表示为:

$$M_q = \beta M_n \dots\dots\dots (P1)$$

β 称为实际起动力矩倍数。对实际操作的电动机, β 是一随机值。根据一部分工业试验测定,通

常 $\beta = 1.6 \sim 2.1$ ，轻闲使用时取小值，繁忙使用时取大值。

直流并激电动机的起动力矩变化大体上与图P1、P2相似。图P3表示笼型电动机起动力矩变化情况。其中 M_{qmin} 是起动力矩， M_{qmax} 是最大力矩，引用记号 $M_{qmin} = \beta_1 M_n$ ， $M_{qmax} = \beta_2 M_n$ ， β_1 是起动力矩倍数， β_2 是最大力矩倍数。对于起重机常用的笼型电动机 $\beta = (1 \sim 1.3) \beta_1$ ，因此可以用 $\beta = 1/2 (\beta_1 + \beta_2)$ 来估算这种电动机的平均起动力矩。

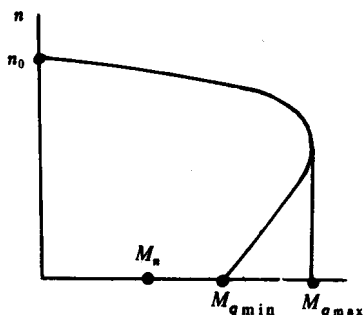


图 P3

P.2 机构起动时的惯性扭矩和疲劳计算基本载荷

这里应用的“惯性扭矩”一词是指把系统看成绝对刚性，应用刚体动力学方法确定的机构在起动时的动力矩。令 J 代表传动机构运动件总的转动惯量， J_I 代表计算零件靠电动机侧的所有运动件的转动惯量和， J_{II} 代表计算零件被动侧转动惯量和。则根据牛顿第二定律，起动时传动机构的角加速度 ϵ 为（假定把系统都转化到电动机轴上）：

$$\epsilon = (M_q - M_j) / (J_I + J_{II}) \dots\dots\dots (P2)$$

式中： M_j ——机构静阻力矩。

根据图P4，不难得到计算零件的惯性力矩：

$$M_j = \frac{J_{II} (M_q - M_j)}{J_I + J_{II}} \dots\dots\dots (P3)$$

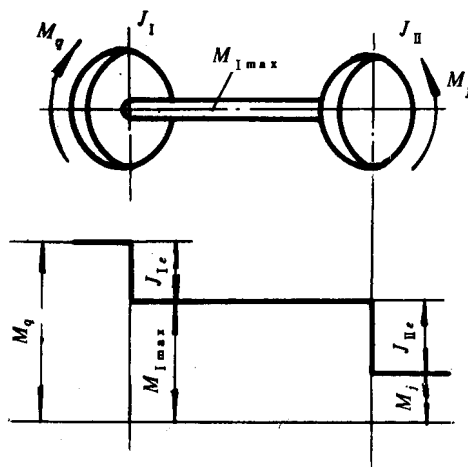


图 P4

惯性力矩和静阻力矩之和用 $M_{I \max}$ 表示:

$$M_{I \max} = M_J + M_j = \frac{\alpha\beta + \xi}{1 + \alpha} M_n = \varphi_8 M_n \quad \dots\dots\dots (P4)$$

式中: $\alpha = J_{II} / J_I$; $\beta = \frac{M_q}{M_n}$; $\xi = \frac{M_j}{M_n}$;

$\varphi_8 = \frac{\alpha\beta + \xi}{1 + \alpha}$ 称为刚性动载系数。

本规范4.3.2.1项规定以 $M_{I \max}$ 作为零件疲劳计算基本载荷。从式 (P3) 可见, 当电动机的起动力矩 $M_q = \beta M_n$ 取为一定值时, $M_{I \max}$ 与惯量比 α 成正比, 当 $\alpha \rightarrow \infty$ 时, 可以得到:

$$M_{I \max} \rightarrow \beta M_n = M_q$$

由此推广, 对其他驱动装置, 例如应用液力耦合器, 电磁离合器及摩擦离合器等, 只要知道驱动力矩变化特性, 就不难求得 $M_{I \max}$ 。

P.3 传动机构的振动载荷

传动机构在起动和制动过程中将产生扭转振动, 此时轴上力矩变化波形如图 P 2 中的细线所示, 它是围绕惯性力矩曲线上下波动且逐步衰减的, 当切去一档电阻时振动力矩再次出现峰值, 接着又衰减。从试验台的试验可知, 当按图 P 1 的过程起动时, 振动力矩的最大值 $M_{II \max}$ 是第一次出现的峰值。而且峰值的作用的时间小于两次电阻切换时间间隔的 1/10, 因此可以认为峰值 $M_{II \max}$ 的大小只与电动机刚起动瞬时的起动力矩有关, 而与以后变化 (减小) 无关。这样就可以将系统作为受阶跃载荷 βM_n 的二质量单自由度系统来分析。当 $\alpha > 3$ 时 $M_{II \max}$ 可近似地用式 (P5) 计算:

$$M_{II \max} = \left(2 - \frac{\xi}{\beta} \right) \varphi_8 M_n = \varphi_5 \varphi_8 M_n \quad \dots\dots\dots (P5)$$

式中: φ_5 ——弹性振动增大系数, $\varphi_5 = \left(2 - \frac{\xi}{\beta} \right)$ 。

从试验台试验看, 按此式的计算值比试验值略高一些。对于运行和回转机构, $\varphi_5 = 1.5 \sim 1.7$, 当机构具有较大的弹性和阻尼时 φ_5 值取小值。

式 (P5) 一般适合于转子串接电阻起动的绕线式异步电动机驱动的情况。若为笼型电动机驱动, 振动力矩的振幅虽然在衰减, 但它的平均线 (即起动力矩变化曲线) 也在增大, 因此振动力矩峰值也在逐渐增加。若引用 $\beta = 0.5 (\beta_1 + \beta_2)$ 计算刚性动载系数 φ_8 , 那么用 $\varphi_5 = 1.5 \sim 1.7$ 来计算 M_{\max} 仍可得到较好的结果。在用直流电动机驱动时也可以按类似的方法处理。

当驱动机构中串接液力耦合器、摩擦离合器时起动力矩是逐渐增加的, 因此, 弹性振动增大系数 φ_5 将较小, 一般可取 $\varphi_5 = 1.1 \sim 1.5$ 。

以上分析的起动过程的扭转振动都是指机构没有间隙的情况下导出的。当机构存在间隙而又无预紧地起动时, 系统将产生冲击, 由此引起的振动最大载荷将大于无间隙的系统。在单自由度系统和无间隙的假定下, 弹性振动的最大扭矩值与系统的刚度和阻尼无关。但在有间隙的情况下, 尤其是在制动工况中, 弹性和阻尼将对缓冲和减振起良好作用。在传动机构制造精度较好并采用具有较好减振作用的联轴器的情况下, 上述计算最大振动扭矩 $M_{II \max}$ 的方法是有足够精度的。否则实际的动载荷将大于用上述计算法的计算结果。一般情况下, 制动产生的动载荷并不会比起动时的大多少。若机构存在间隙而又无较好减振缓冲装置, 那么在制动 (尤其是反接制动) 时将产生较大的动载荷。因此用这里推荐的方法确定的动载荷只是动载荷的平均值而并非最大值。正基于这个原因, 本规范 4.3.2.2 项中把 $M_{II \max}$ 列为经常性载荷并在表 29 中规定用 1.50 安全系数。

附录 Q
确定疲劳强度限 σ_{rh} 的方法
(参考件)

Q.1 磨光试棒的疲劳强度限

磨光试棒在旋转弯曲试验条件下, 经受无限次(循环次数大于 10^7) 的对称循环而保持 90% 的完好率的 最大应力称为疲劳强度限, 并用 σ_{-1} 表示。

当材料的疲劳强度限没有给出时, 对于结构钢的对称循环疲劳强度限的值可按式 (Q1)、(Q2)、(Q3) 计算:

$$\text{拉伸和压缩: } \sigma_{-1t} = 0.23 (\sigma_b + \sigma_s) \quad \text{..... (Q1)}$$

$$\text{弯曲: } \sigma_{-1} = 0.27 (\sigma_b + \sigma_s) \quad \text{..... (Q2)}$$

$$\text{扭转: } \tau_{-1} = \frac{\sigma_{-1}}{\sqrt{3}} \quad \text{..... (Q3)}$$

Q.2 形状、表面状态和尺寸的影响

传动零件比试棒的形状复杂、表面粗糙、尺寸较大。因此, 传动零件的疲劳强度 $(\sigma_{-1})_G$ 、 $(\tau_{-1})_G$ 低于磨光试棒的疲劳强度 σ_{-1} 、 τ_{-1} 形状、表面状态和尺寸对疲劳强度的影响是用相应系数按下式考虑:

$$(\sigma_{-1})_G = \frac{\varepsilon_\sigma \cdot \beta}{K_\sigma} \cdot \sigma_{-1} \quad \text{..... (Q4)}$$

$$(\tau_{-1})_G = \frac{\varepsilon_\tau \cdot \beta}{K_\tau} \cdot \tau_{-1} \quad \text{..... (Q5)}$$

式中: K_σ 、 K_τ —— 形状系数;
 β —— 表面状态系数;
 ε_σ 、 ε_τ —— 尺寸系数。

对于横向力引起的剪切应力不需要考虑应力集中。

Q.2.1 形状系数 K_σ 、 K_τ 的数值很少直接由疲劳试验得出, 绝大多数曲线是理论应力集中系数 α_σ 或 α_τ 的数据。这时要用材料的敏感系数 q 换算成有效应力集中系数, 即:

$$K_\sigma = 1 + q_\sigma (\alpha_\sigma - 1), \quad K_\tau = 1 + q_\tau (\alpha_\tau - 1) \quad \text{..... (Q6)}$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad \text{..... (Q7)}$$

式中: r —— 缺口(如槽、孔)的圆角半径, mm;
 \sqrt{a} —— 材料常数, 由图 Q1 查得。

Q.2.2 表面状态系数 β

在图 Q2 中列出了最常见的表面状态系数 β_1 、 β_2 的曲线。其中曲线 1 ~ 5 是表面加工系统 β_1 ,

曲线6—7是腐蚀系数 β_2 。

从表Q1可以查到表面强化系数 β_3 的数值。如果 β_1 , β_2 , β_3 同时出现, 不应该用连乘法。对只经切削加工, 则 $\beta = \beta_1$, 切削加工后又经强化处理, $\beta = \beta_3$, 腐蚀环境中不管经强化与否, 则 $\beta = \beta_3$ 。

表 Q1 表面强化系数 β_3 的数值

强化方法	心部强度 N/mm ²	β_3		
		光滑试件	有应力集中的试件	
			$K_\sigma < 1.5$ 时	$K_\sigma > 1.8 \sim 2.0$ 时
高频淬火	600~800	1.5~1.7	1.6~1.7	2.4~2.8
	800~1000	1.3~1.55	1.4~1.5	2.1~2.4
氮化	900~1000	1.1~1.25	1.5~1.7	1.7~2.1
渗碳	400~600	1.8~2.0	3.0	3.5
	700~800	1.4~1.5	2.3	2.7
	1000~1200	1.2~1.3	2.0	2.3
喷丸	600~1500	1.1~1.25	1.5~1.6	1.7~2.1
滚压	600~1500	1.1~1.3	1.3~1.5	1.6~2.0

注: ① 高频淬火的数据系根据直径为10~12mm硬层厚度为(0.05~0.20) d 的试件试验求得, 对大尺寸的试件, 强化系数的值有所降低。

② 氮化层厚度为0.01 d 时用小值, (0.03~0.04) d 时用大值。

③ 喷丸强化的数据系根据厚度为8~40mm的试件求得。喷丸速度低时用小值, 速度高时用大值。

④ 滚压强化的数据系根据直径为17~130mm的试件求得。

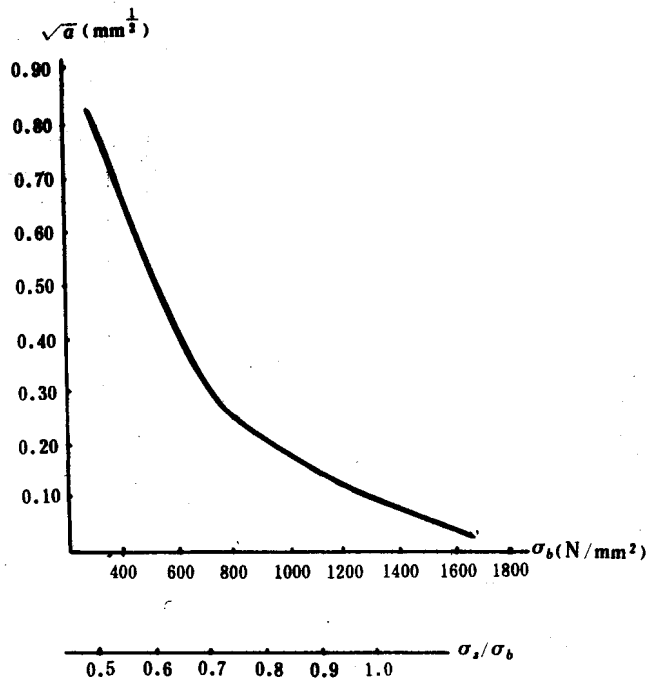


图 Q1 求敏感系数 q 的公式中的 \sqrt{a} 值

注：图 Q1 的横坐标有两个。在求正应力的 q_σ 时，先按 σ_b 横坐标求得一个 \sqrt{a} 值，再按 σ_s/σ_b 横坐标求一个 \sqrt{a} 值，将此两个 \sqrt{a} 值的平均值代入式 (Q7)，便计算出 q 值；求切应力的 q_τ 时，只按 σ_s/σ_b 横坐标查得的 \sqrt{a} 值代入式 (Q7) 计算即可。

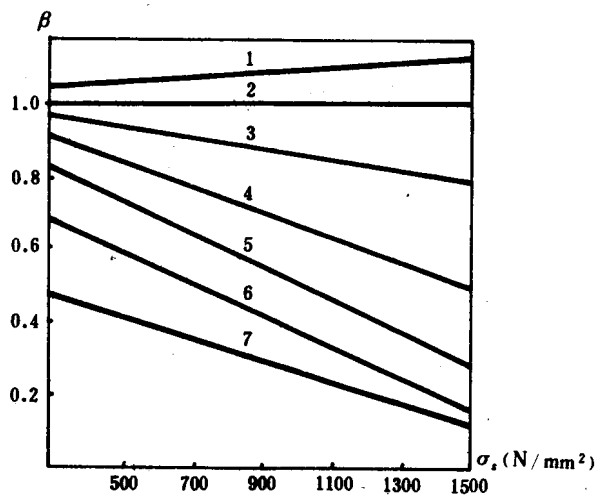


图 Q2 钢的表面加工系数

1—抛光 $\nabla 11$ 以上；2—磨削 $\nabla 9 \sim \nabla 10$ ；3—精车 $\nabla 6 \sim \nabla 8$ ；4—粗车 $\nabla 3 \sim \nabla 5$ ；
5—轧制未加工表面；6—淡水腐蚀表面；7—海水腐蚀表面

Q.2.3 尺寸系数 $\epsilon_\sigma, \epsilon_\tau$

$\epsilon_\sigma, \epsilon_\tau$ 的数值可以从图 Q3 查得。

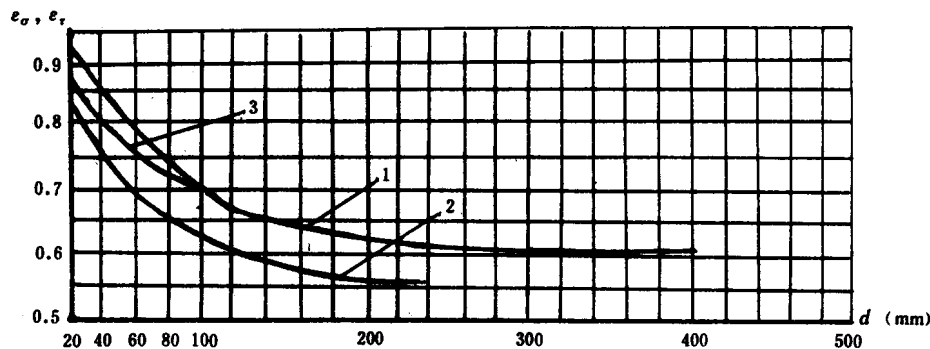


图 Q3 钢构件的尺寸系数

1— $\sigma_b = 500\text{N/mm}^2$ 钢的 ϵ_σ ; 2— $\sigma_b = 1200\text{N/mm}^2$ 钢的 ϵ_σ ; 3—各种钢的 ϵ_τ

Q.3 耐久疲劳强度限 σ_{rk} 与 $r \cdot \sigma_b$ 和 $(\sigma_{-1})_G$ 或 $(\tau_{-1})_G$ 的关系。

在图 Q4 用史密斯耐久疲劳强度曲线图的形式列出了耐久疲劳强度 σ_{rk} 与应力比 r 、抗拉强度 σ_b 和零部件疲劳强度 $(\sigma_{-1})_G$ 或 $(\tau_{-1})_G$ 之间的关系。

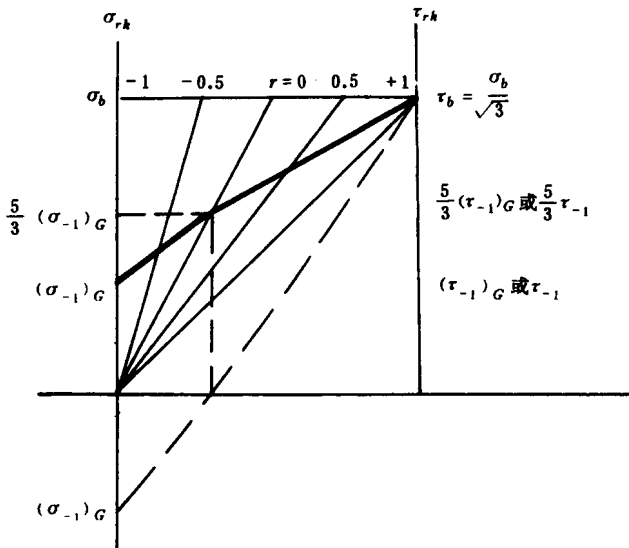


图 Q4 史密斯疲劳强度曲线图

对于结构钢和低合金钢，取 $\psi_\sigma = 0.2$ ，当 $(\sigma_{-1})_G$ 接近 σ_{-1} 时， σ_{rk} 和 τ_{rk} 的计算式：
在交变应力区内 ($-1 < r < 0$)，若最大应力 σ 为拉或压应力，则：

$$\sigma_{rk} = \frac{5}{3-2r} \cdot (\sigma_{-1})_G \dots\dots\dots (Q8)$$

在脉动应力区内 ($0 < r < 1$)，若最大应力 σ 为拉或压应力，则：

$$\sigma_{rk} = \frac{\frac{5}{3} (\sigma_{-1})_G}{1 - \left(1 - \frac{\frac{5}{3} (\sigma_{-1})_G}{\sigma_b}\right) \cdot r} \dots\dots\dots (Q9)$$

在交变应力区内 ($-1 < r < 0$)，对于扭转剪切应力，则：

$$\tau_{rk} = \frac{5}{3 - 2r} \cdot (\tau_{-1})_G \dots\dots\dots (Q10)$$

在脉动应力区内 ($0 < r < 1$)，对于扭转剪切应力，则：

$$\tau_{rk} = \frac{\frac{5}{3} (\tau_{-1})_G}{1 - \left(1 - \frac{\frac{5}{3} \sqrt{3} (\tau_{-1})_G}{\sigma_b}\right) \cdot r} \dots\dots\dots (Q11)$$

对于横向剪切应力，由于不考虑应力集中，式 (Q10) 可以改写成：

$$\tau_{rk} = \frac{5}{3 - 2r} \cdot \tau_{-1} \dots\dots\dots (Q12)$$

式 (Q11) 可以改写成：

$$\tau_{rk} = \frac{\frac{5}{3} \tau_{-1}}{1 - \left(1 - \frac{\frac{5}{3} \sqrt{3} \cdot \tau_{-1}}{\sigma_b}\right) \cdot r} \dots\dots\dots (Q13)$$

附录 R
常用的摩擦面材料的允许物理量
(参考件)

表 R1 制动器及离合器覆面的最大允许物理量

摩擦面材料	物理量的允许值		[pv] N/mm·s				无润滑时	
	[p] N/mm ²		支持用		下降控制用			
	支持用	下降控制用	块式	带式	块式	带式	摩擦系数	允许温度
石棉橡胶辊压带对钢	0.8	0.4	5	2.5	2.5	1.5	0.42~0.48	220°
石棉钢丝制动带对钢	0.6	0.3	5	2.5	2.5	1.5	0.35	220°

表 R2 铜合金轴衬材料的最大允许物理量

材料牌号	物理量的允许值	[p] N/mm ²	v m/s	[pv] N/mm·s
锡青铜	ZQSn10-1	15	10	15
	ZQSn6-6-3	8	6	6
铸铝青铜	ZQA19-4	30	8	12
	ZQA110-3-1.5	20	5	15
铸铅青铜	ZQPb30	15	8	60
铸锰黄铜	ZHMn52-4-1	4	2	6
铸硅黄铜	ZHSi80-3-3	12	2	10

附录 S
起重机用渐开线圆柱齿轮强度计算法
(参考件)

S.1 适用范围

本方法适用于起重机用渐开线圆柱齿轮传动。这些齿轮是属于下述条件的钢质齿轮或球墨铸铁齿轮。

- a. 闭式或开式传动；
- b. 直齿或斜齿；
- c. 外啮合或内啮合的平行轴传动；
- d. 变位或不变位；
- e. 精度等级：6、7、8、9、10（按 JB 179—83）；
- f. 分度圆线速度不超过 10m/s；
- g. 机构工作级别符合本规范 4.1 条规定；
- h. 齿轮的基准齿形符合 GB 1356—78《渐开线圆柱齿轮基准齿形》规定。

S.2 计算载荷

S.2.1 计算切向力

对于齿面接触强度：

$$F_{tc} = F_{te} K_v K_\beta K_{H\alpha} \dots\dots\dots (S1)$$

对于轮齿弯曲强度：

$$F_{tc} = F_{te} K_v K_\beta K_{F\alpha} \dots\dots\dots (S2)$$

式中： F_{tc} ——计算切向力，N；
 F_{te} ——等效切向力，N；
 K_v ——动载系数；
 K_β ——齿向载荷分布系数；
 $K_{H\alpha}$ ——齿面接触强度计算用的齿间载荷分配系数；
 $K_{F\alpha}$ ——轮齿弯曲强度计算用的齿间载荷分配系数。

S.2.2 等效切向力

S.2.2.1 等效切向力的计算

等效切向力 F_{te} 按下式计算：

$$F_{te} = k_n k_m F_{tI\max} \dots\dots\dots (S3)$$

式中： k_n ——循环次数系数，见 S.2.2.2 款；

k_m ——载荷系数，见 S.2.2.3 款；

$F_{tI\max}$ ——分度圆上的基本切向力，N，按本规范 4.3.2.1 项的 $M_{I\max}$ 计算。

S.2.2.2 循环次数系数

与总的应力循环次数有关的循环次数系数 k_n 按下式计算：

$$k_n = \frac{m}{\sqrt{\frac{N}{N_0}}} \dots\dots\dots (S4)$$

当 $N > N_0$ 时, 取:

$$k_n = 1$$

式中: N ——轮齿在设计寿命内的总的应力循环次数, 按 4.3.3 款计算;

N_0 ——材料的基本应力循环次数 (应力循环基数), 见表 S1、表 S2;

m ——指数, 见表 S1、表 S2。

循环次数系数 k_n 应不小于其下限值 $k_{n \min}$, 即

$$k_n > k_{n \min} \dots\dots\dots (S5)$$

式中: $k_{n \min}$ ——循环次数系数的下限值, $k_{n \min}$ 值见表 S1、表 S2。

表 S1 齿面接触强度计算的指数 m 、应力循环基数 N_0 、循环次数系数的下限值 $k_{n \min}$ 及载荷系数值 k_m

材料和热处理	应力循环基数 N_0	相应于 F_{ti} 的应力循环次数 n_i	指数 m	k_n 下限值 $k_{n \min}$	k_m 值			
					载荷状态			
					L1	L2	L3	L4
调质钢、球墨铸铁、表面硬化钢 (允许有一定程度点蚀的)	10^9	$6 \times 10^5 \sim 10^7$	6.6	0.43	0.73	0.81	0.90	1
		$10^7 \sim 10^9$	8.8		0.79	0.85	0.92	1
调质钢、球墨铸铁、表面硬化钢	5×10^7	$10^5 \sim 5 \times 10^7$	6.6	0.39	0.73	0.81	0.90	1
气体氮化的调质钢、氮化钢	2×10^6	$10^5 \sim 2 \times 10^6$	5.7	0.59	0.69	0.78	0.89	1
液体氮化的调质钢	2×10^6	$10^5 \sim 2 \times 10^6$	15.7	0.83	0.87	0.91	0.96	1

表 S2 齿根弯曲强度计算的指数 m 、应力循环基数 N_0 、循环次数系数的下限值 $k_{n \min}$ 及载荷系数值 k_m

材料和热处理	应力循环基数 N_0	相应于 F_{ti} 的应力循环次数 n_i	指数 m	k_n 下限值 $k_{n \min}$	k_m 值			
					载荷状态			
					L1	L2	L3	L4
结构钢、调质钢、球墨铸铁	3×10^6	$10^4 \sim 3 \times 10^6$	6.25	0.40	0.72	0.80	0.90	1
渗碳淬火钢、表面硬化钢	3×10^6	$10^3 \sim 3 \times 10^6$	8.7	0.40	0.79	0.85	0.92	1
气体氮化的调质钢、氮化钢	3×10^6	$10^3 \sim 3 \times 10^6$	17	0.62	0.88	0.92	0.96	1
液体氮化的调质钢	3×10^6	$10^3 \sim 3 \times 10^6$	83.3	0.91	0.98	0.98	0.99	1

S.2.2.3 载荷系数

载荷系数 k_m 按下式计算:

$$k_m = \sqrt[m]{\sum \left(\frac{F_{ti}}{F_{tI \max}} \right)^m \frac{n_i}{N}} \quad \dots\dots\dots (S6)$$

式中: F_{ti} ——由载荷谱确定的各个切向力, N;

n_i ——对应于切向力 F_{ti} 的应力循环次数。

与名义载荷谱系数相应的载荷系数 k_m 值可根据其载荷状态和材料指数 m , 由表 S1 和表 S2 直接查得。

S.2.2.4 分度圆上的基本切向力

分度圆上的基本切向力 $F_{tI \max}$ 按下式计算:

$$F_{tI \max} = \frac{2 M_{I \max_1}}{d_1} \times 10^3 \quad \dots\dots\dots (S7)$$

式中: $M_{I \max_1}$ ——小齿轮疲劳计算的基本载荷, N·m, 其值参照 4.3.2.1 项计算。

d_1 ——小齿轮分度圆直径, mm。

S.2.3 最大计算切向力**S.2.3.1 最大计算切向力的计算**

对于齿面接触强度:

$$F_{tc \max} = F_{tII \max} K_\beta K_{H\alpha} \quad \dots\dots\dots (S8)$$

对于轮齿弯曲强度:

$$F_{tc \max} = F_{tII \max} K_\beta K_{F\alpha} \quad \dots\dots\dots (S9)$$

式中: $F_{tc \max}$ ——最大计算切向力, N;

$F_{tII \max}$ ——分度圆上的最大切向力, N;

K_β ——齿向载荷分布系数, 见 S.2.5 条;

$K_{H\alpha}$ ——用于接触强度计算的齿间载荷分配系数, 见 S.2.6 条;

$K_{F\alpha}$ ——用于弯曲强度计算的齿间载荷分配系数, 见 S.2.6 条。

S.2.3.2 分度圆上的最大切向力的计算

分度圆上的最大切向力 $F_{tII \max}$ 按下式计算:

$$F_{tII \max} = \frac{2 M_{II \max_1}}{d_1} \times 10^3 \quad \dots\dots\dots (S10)$$

式中: $M_{II \max_1}$ ——小齿轮的工作最大扭矩, N·m;

$M_{II \max_1}$ 值可参照本规范 4.3.2.2 项计算。

S.2.4 动载系数

动载系数 K_v 是考虑齿轮啮合振动所产生的内部附加动载荷的影响系数。

其值由图 S1 查取, 图中, V 为齿轮分度圆线速度, m/s, Z_1 为小齿轮的齿数。

对于直齿轮查图 S1a; 对于轴向重合度 ϵ_β 大于或等于 1 的斜齿轮查图 S1b; 对于轴向重合度 ϵ_β 小于 1 的斜齿轮, 应分别由图 S1a、b 中查出相应精度级别的直齿轮 $K_{v\alpha}$ 及斜齿轮 $K_{v\beta}$, 再用内插法计算出 K_v 值。即:

$$K_v = K_{v\alpha} - \epsilon_\beta (K_{v\alpha} - K_{v\beta}) \quad \dots\dots\dots (S11)$$

式中： $K_{v\alpha}$ ——由图 S 1 a 中查到的直齿圆柱齿轮的动载系数 K_v 值；

$K_{v\beta}$ ——由图 S 1 b 中查到的斜齿圆柱齿轮的动载系数 K_v 值；

ϵ_β ——斜齿轮的轴向重合度。

轴向重合度按下式计算：

$$\epsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n} \dots\dots\dots (S 12)$$

式中： b ——轮齿的有效宽度；

β ——分度圆螺旋角；

m_n ——法向模数。

S .2.5 齿向载荷分布系数

齿向载荷分布系数 K_β 是考虑载荷沿齿面接触线分布不均匀的影响系数。

K_β 按跑合后满载运行时的啮合齿向误差 $F_{\beta y}$ 和单位齿宽的切向力 $[F_{tI \max} \cdot K_v] / b$ 由图 S 2 查得。 $F_{\beta y}$ 按下式计算：

$$F_{\beta y} = R_\beta (f_{ma} + f_{sh}) \dots\dots\dots (S 13)$$

式中： f_{ma} ——由于加工和装配误差引起的啮合齿向误差分量，即空载时的啮合齿向误差分量，可按轮齿有效宽度 b 及相应的精度级别由图 S 3 查得；

f_{sh} ——由于小齿轮及轴的扭转、弯曲变形引起的啮合齿向误差分量，一般可由表 S 3 查得；

R_β ——考虑跑合后改善啮合齿向误差的影响系数，由表 S 4 查得。

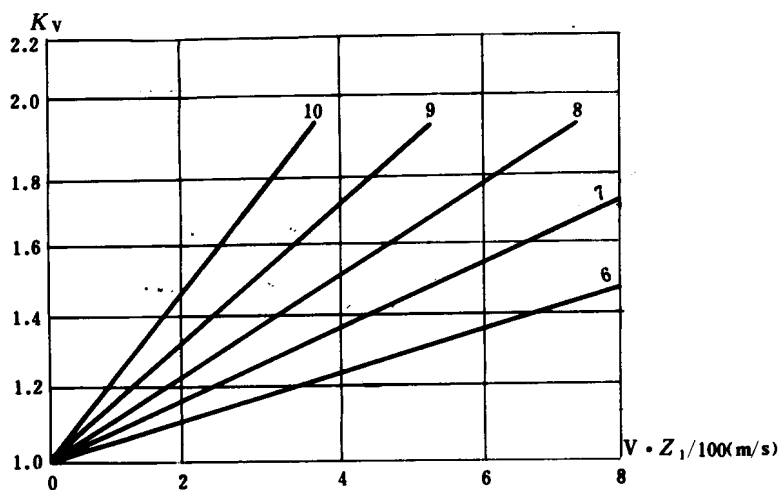


图 S 1 a 6 - 10 级精度直齿轮动载系数 K_v

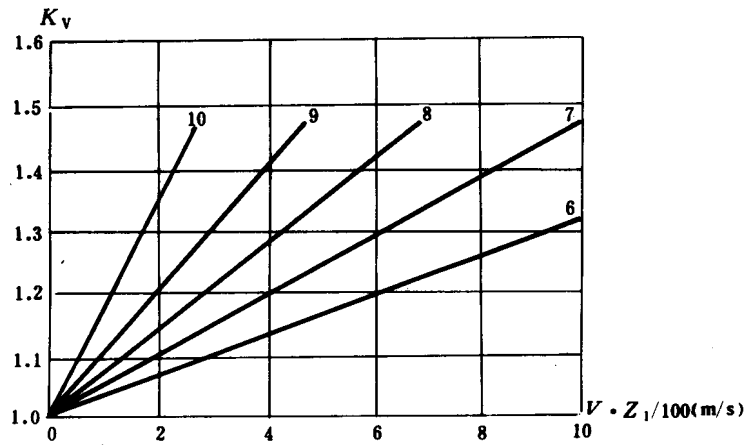


图 S1b 6-10 级精度斜齿轮动载系数 K_v

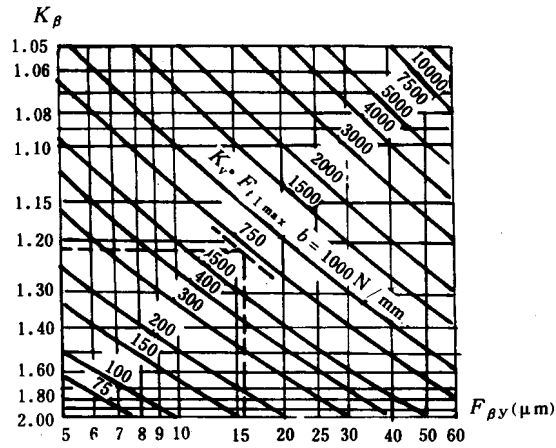


图 S2 齿向载荷分布系数 K_β

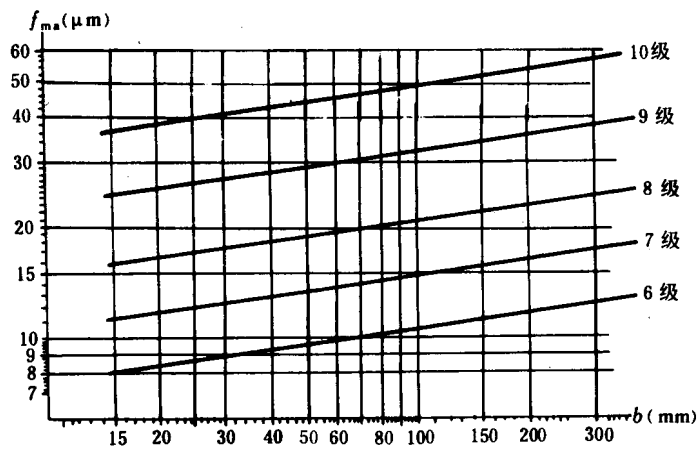


图 S3 由于加工和装配误差引起的啮合齿向误差分量 f_{ma}

表 S3 f_{sh} 的概略值

轮齿有效宽度 b mm	$b < 20$	$20 < b < 40$	$40 < b < 100$	$100 < b < 200$	$200 < b < 315$
f_{sh} μm	6	7	8	11	12

表 S4 系数 R_β

材 料	$\sigma_{Hlim}^* \text{ N/mm}^2$	R_β
铸 铁		0.45
调 质 钢	400	0.20**
调 质 钢	800	0.60**
调 质 钢	1200	0.73**
渗碳或氮化		0.85

S.2.6 齿间载荷分配系数

齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 、 $K_{F\alpha}$ 是考虑在同时啮合的各对轮齿之间载荷分配不均匀的影响系数。
齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 、 $K_{F\alpha}$ ，按表 S5 选取。

表 S5 齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 、 $K_{F\alpha}$

$K_v K_\beta F_{tI \max} / b$			$> 100 \text{ N/mm}$					$< 100 \text{ N/mm}$
精 度 等 级			6	7	8	9	10	6 级和 6 级以下
硬化的	直 齿	$K_{H\alpha}$	1.0	1.1	1.2	$1/Z_e^2 > 1.2$		
		$K_{F\alpha}$						$1/Y_e > 1.2$
	斜 齿	$K_{H\alpha}$	1.1	1.2	1.4	$\epsilon_\alpha > 1.4$		
		$K_{F\alpha}$						
未硬化的	直 齿	$K_{H\alpha}$	1.0		1.1	1.2	$1/Z_e^2 > 1.2$	
		$K_{F\alpha}$						
	斜 齿	$K_{H\alpha}$	1.0	1.1	1.2	1.4	$\epsilon_\alpha > 1.4$	
		$K_{F\alpha}$						

注：① 当硬化齿轮与非硬化齿轮配对使用时，应取由表中查得相应两轮值的算术平均值。

② Z_e 见 S.3.2.3 款； Y_e 见 S.4.2.3 款； ϵ_α 见式 (S22)。

* 按 S.3.2.5 款查得。

** 必要时按线性内插法求得。

S.3 齿面接触强度计算

S.3.1 齿面接触耐久性计算

S.3.1.1 节圆处的计算接触应力

节圆处的计算接触应力按下式计算：

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_{tc}}{d_1 b} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \dots\dots\dots (S 14)$$

式中： σ_H ——节圆处的计算接触应力，N/mm²；

Z_H ——节点区域系数；

Z_E ——弹性系数， $\sqrt{N/mm^2}$ ；

Z_ϵ ——重合度系数；

Z_β ——螺旋角系数；

u ——齿数比，齿数比 u 按下式计算：

$$u = \frac{Z_2}{Z_1}$$

式中： Z_1 ——小齿轮齿数；

Z_2 ——大齿轮齿数。

式(S 14)中“+”用于外啮合，“-”用于内啮合。

S.3.1.2 许用接触耐久性应力

许用接触耐久性应力 σ_{HP} 按下式计算：

$$\sigma_{HP} = \sigma_{Hlim} Z_w \dots\dots\dots (S 15)$$

式中： σ_{HP} ——许用接触耐久性应力，N/mm²；

σ_{Hlim} ——试验齿轮齿面接触疲劳极限应力，N/mm²；

Z_w ——工作硬化系数。

S.3.1.3 齿面接触耐久性的安全系数

齿面接触耐久性安全系数按下式计算：

$$S_H = \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_H} > 1.0 \sim 1.25 \dots\dots\dots (S 16)$$

计算齿面接触耐久性安全系数 S_H 时，一对齿轮应分别计算出大小齿轮的 S_H 值，可靠性要求高时取较大 S_H 值。

对于低可靠度设计，齿面接触耐久性安全系数 S_H 的最小值可等于0.85，这种情况下失效率为10%；当 S_H 小于1时，应校验齿面接触静强度及齿根弯曲静强度。

S.3.2 各项系数的确定

S.3.2.1 节点区域系数

节点区域系数 Z_H 是考虑在节点处齿廓曲率对接触应力的影响，和把分度圆上的切向力折算为节圆上法向力的系数。

节点区域系数 Z_H 按下式计算：

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\text{tg} \alpha'_t}} \dots\dots\dots (S 17)$$

式中： α_t ——端面分度圆压力角；
 α'_t ——端面节圆压力角；
 β_b ——基圆螺旋角。

对于法向压力角 α_n 等于 20° 的外啮合和内啮合齿轮，其节点区域系数 Z_H 值可按分度圆螺旋角 β 和比值：

$$(X_2 \pm X_1) / (Z_2 \pm Z_1)$$

由图S 4查取。式中“+”用于外啮合，“-”用于内啮合。

式中： X_1 、 X_2 ——分别为小齿轮和大齿轮的变位系数；
 Z_1 、 Z_2 ——分别为小齿轮和大齿轮的齿数。

S.3.2.2 弹性系数

弹性系数 Z_E 是考虑配对齿轮材料的弹性模量 E 和泊桑比 ν 对齿面接触应力的影响。

弹性系数 Z_E 按下式计算：

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \dots\dots\dots (S 18)$$

式中： E_1 、 E_2 ——分别为小齿轮和大齿轮材料的弹性模量， N/mm^2 ；

ν_1 、 ν_2 ——分别为小齿轮和大齿轮材料的泊桑比。

常用材料齿轮副的弹性系数 Z_E 值，从表S 6中查得。

表 S 6 弹性系数 $Z_E \sqrt{N/mm^2}$

小齿轮 \ 大齿轮		材 料		
材 料	弹性模量 E N/mm^2	钢	铸 钢	球 墨 铸 铁
钢	206 000	189.8	188.9	181.4
铸 钢	202 000		188.0	180.5
球墨铸铁	173 000			173.9

注：上表中各种材料的泊桑比 ν 均取为0.3。

S.3.2.3 重合度系数

重合度系数 Z_ϵ 是考虑重合度对单位齿宽载荷的影响。

重合度系数按下式计算：

对于直齿轮

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}} \dots\dots\dots (S 19)$$

对于斜齿轮

当 $\epsilon_\beta < 1$ 时

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3} (1 - \epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}} \dots\dots\dots (S 20)$$

当 $\epsilon_\beta > 1$ 时

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}} \dots\dots\dots (S 21)$$

重合度系数 Z_ϵ 值可根据端面重合度 ϵ_α 、轴向重合度 ϵ_β 由图 S 5 查得。端面重合度 ϵ_α 可按式 (22) 计算或查图 S 6。轴向重合度 ϵ_β 按式 S 12 计算。

$$\epsilon_\alpha = \frac{\frac{1}{2} (\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \pm \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}) \mp a \sin \alpha'_t}{m_t \pi \cos \alpha_t} \dots\dots\dots (S 22)$$

- 式中: d_{a1} ——小齿轮齿顶圆直径, mm;
- d_{b1} ——小齿轮基圆直径, mm;
- d_{a2} ——大齿轮齿顶圆直径, mm;
- d_{b2} ——大齿轮基圆直径, mm;
- a ——中心距, mm;
- m_t ——端面模数, mm。

式中“±”“∓”上面的用于外啮合, 下面的用于内啮合。(S 22) 式只适用于不根切的齿形。对于不变位或高度变位的齿轮副, 端面重合度 ϵ_α 可由图 S 6 查取。

S.3.2.4 螺旋角系数

螺旋角系数 Z_β 是考虑斜齿轮螺旋角 β 对齿面接触应力的影响。

螺旋角系数 Z_β 按下式计算

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} \dots\dots\dots (S 23)$$

螺旋角系数 Z_β 值可由图 S 7 查取。

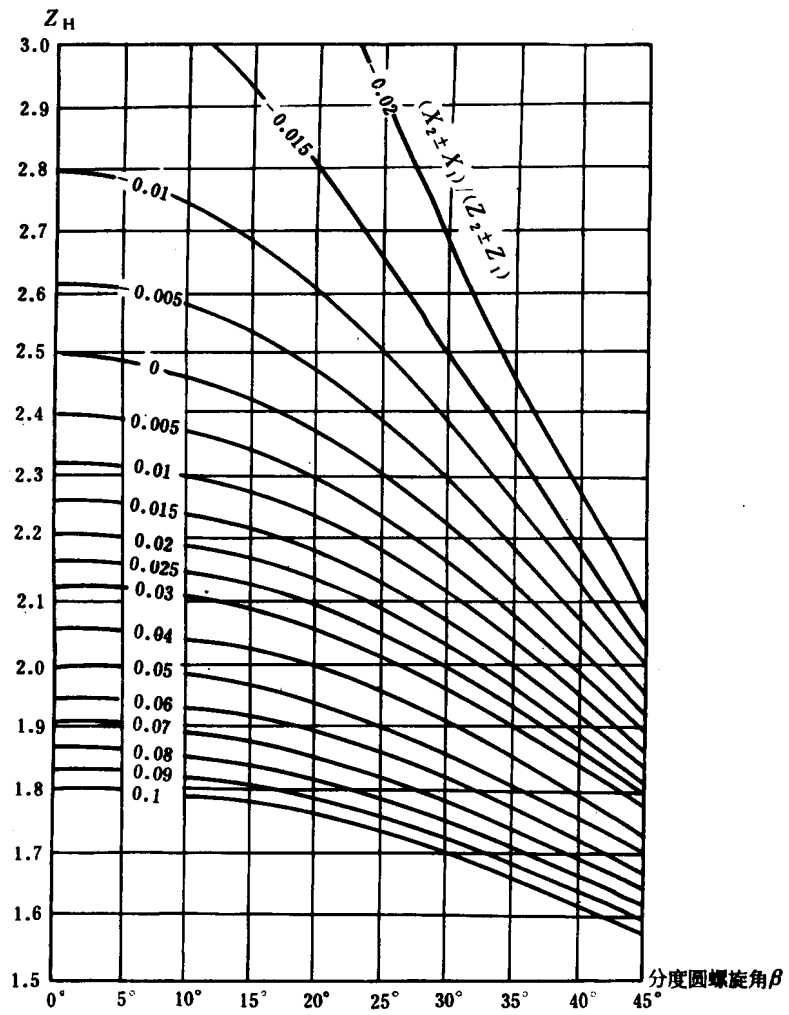


图 S 4 $\alpha_n = 20^\circ$ 的节点区域系数

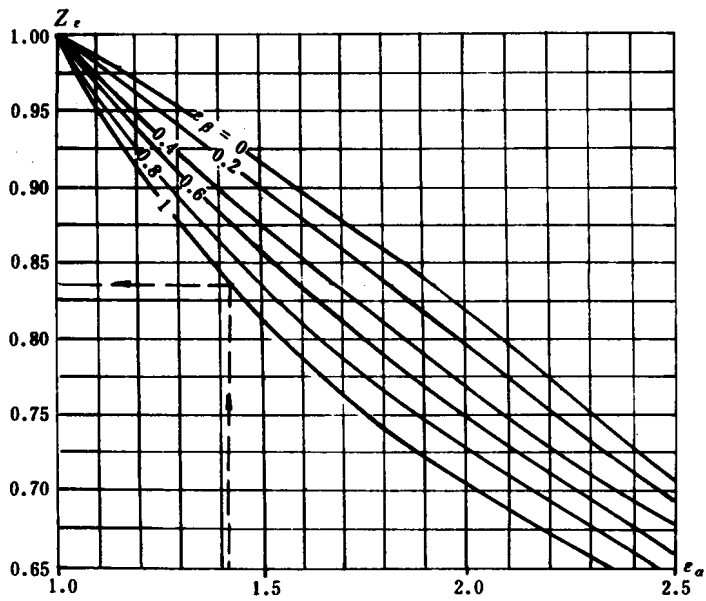


图 S 5 重合度系数 Z_e

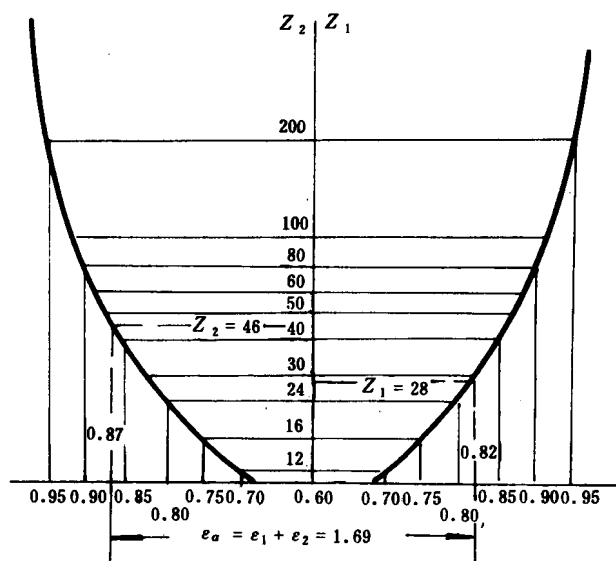


图 S6 不变位或高度变位的齿轮副的端面重合度 ϵ_α

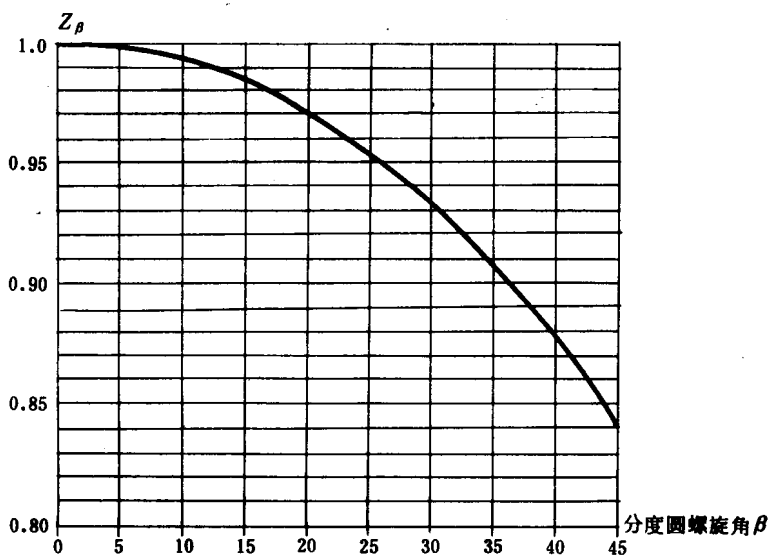


图 S7 螺旋角系数 Z_β

S.3.2.5 试验齿轮的齿面接触疲劳极限应力

试验齿轮的齿面接触疲劳极限应力 σ_{Hlim} 是某种材料的试验齿轮能长期（至少经过规定的应力循环基数 N_0 ）承受的齿面接触应力极限值。

齿轮材料的齿面接触疲劳极限应力 σ_{Hlim} 值最好有可靠的齿轮试验数据。如无现存资料，可参照图 S8 至 S11 确定。但应注意，由于齿轮材料的化学成份、金相组织、热处理质量、毛坯种类、工艺方法等因素的影响，齿轮材料的齿面接触疲劳极限应力 σ_{Hlim} 值具有一定的离散性，一般应选取略低于方框图中的平均值。只有材料质量良好，并能够保证热处理质量时，才可取方框图的上部数值。对于有硬度范围的齿轮，一般应按齿面硬度范围的偏小值查取。

图 S8 至图 S11 中数值，其失效率为 1%。

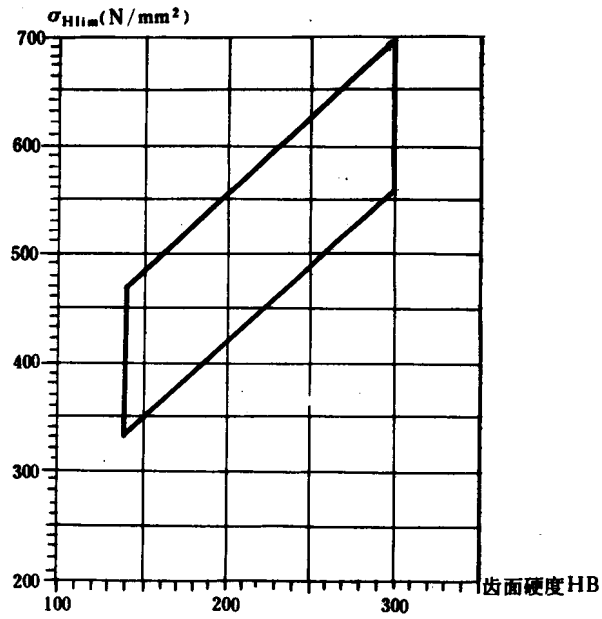


图 S8 球墨铸铁试验齿轮的齿面接触疲劳极限应力 σ_{Hlim}

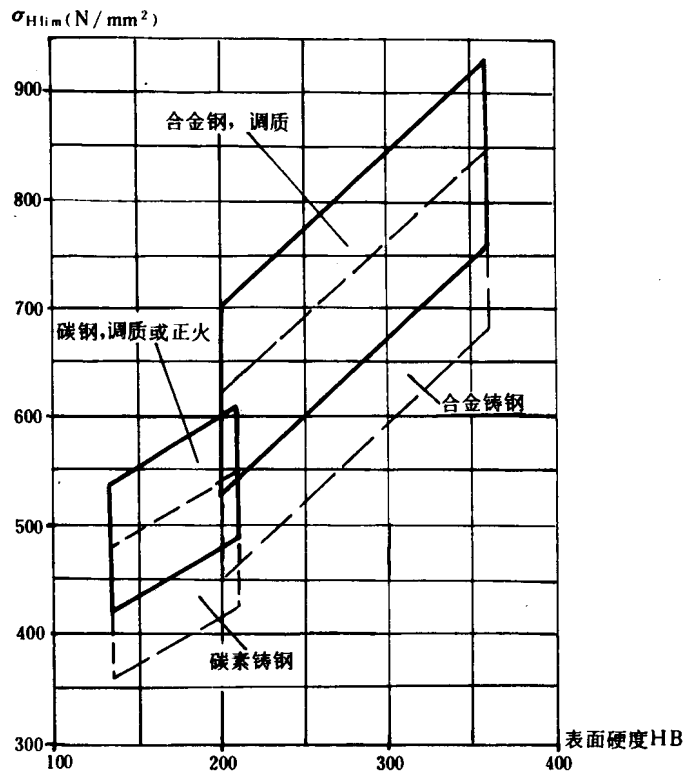


图 S9 调质钢、试验齿轮的齿面接触疲劳极限应力 σ_{Hlim}

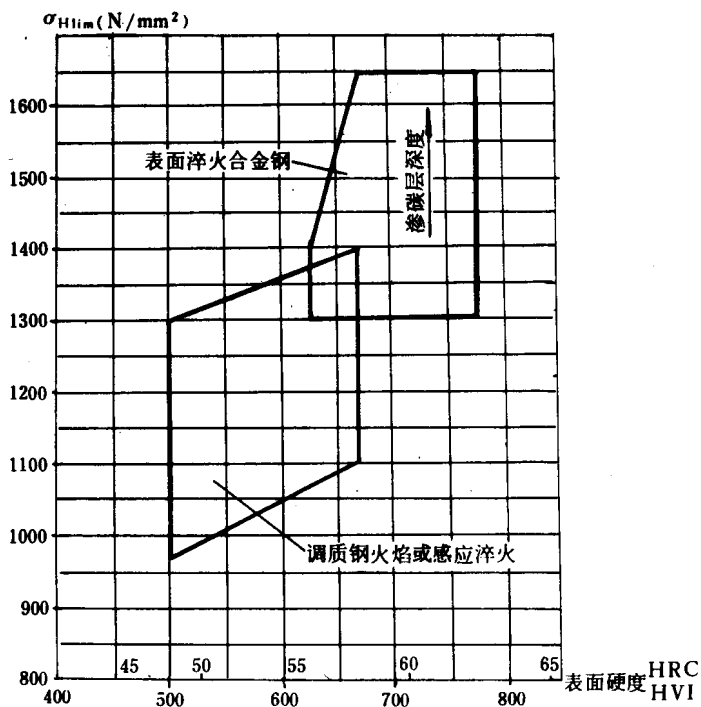


图 S10 表面硬化钢试验齿轮的齿面接触疲劳极限应力 σ_{Hlim}

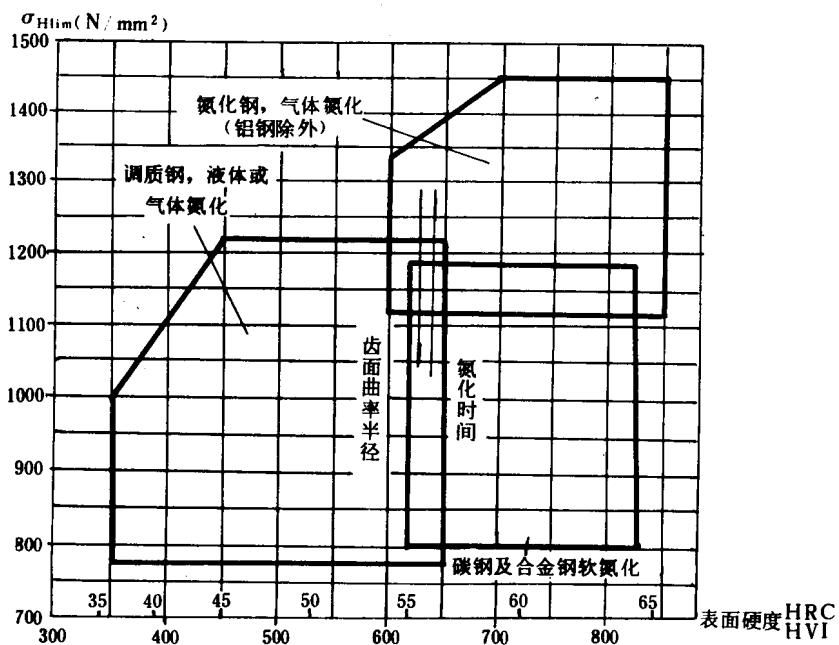


图 S11 氮化钢试验齿轮的齿面接触疲劳极限应力 σ_{Hlim}

S.3.2.6 工作硬化系数 Z_w

工作硬化系数 Z_w 是考虑正火、调质的钢制大齿轮与磨齿的硬齿面小齿轮啮合过程中使大齿轮的 σ_{Hlim} 提高的系数。

工作硬化系数 Z_w 值可按式 (S 24) 计算或图 S 12 查取：

$$Z_w = 1.2 - \frac{HB - 130}{1700} \dots\dots\dots (S 24)$$

式中：HB——布氏硬度值。

当大齿轮硬度大于 HB 400 或低于 HB 130，以及不符合上述条件的齿轮，取 $Z_w = 1$ 。

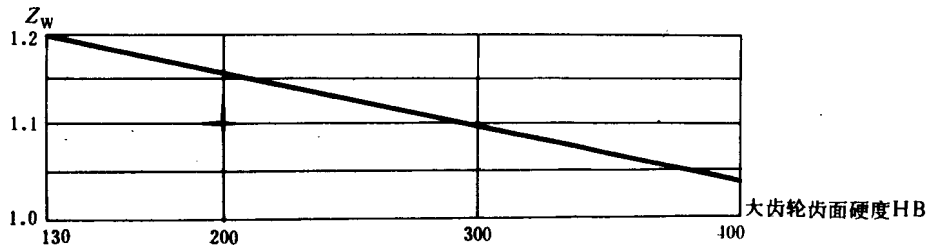


图 S 12 工作硬化系数 Z_w

S.3.3 齿面接触静强度计算

对于机构工作中可能出现的工作最大载荷，为防止产生齿面压碎或压溃变形，应作齿面接触静强度计算。

S.3.3.1 节圆处的齿面接触最大计算应力

节圆处的齿面接触最大计算应力 σ_{Hmax} 按下式计算：

$$\sigma_{Hmax} = Z_H Z_E Z_e Z_\beta \sqrt{\frac{F_{tc max}}{d_1 b} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \dots\dots\dots (S 25)$$

式中： $F_{tc max}$ ——对齿面接触强度计算的最大计算切向力，N；见式 (S 8)。

S.3.3.2 齿面接触静强度安全系数

齿面接触静强度安全系数 S_{HS} 按下式计算：

$$S_{HS} = \frac{Z_{II} \sigma_{Hlim}}{\sigma_{Hmax}} > 1 \dots\dots\dots (S 26)$$

式中： Z_{II} ——齿面接触静强度极限应力计算系数。

齿面接触静强度极限应力计算系数 Z_{II} 值按表 S 7 查取。

表 S 7 齿面接触静强度极限应力计算系数 Z_{II}

材 料 和 热 处 理	Z_{II}
调质钢、球墨铸铁、表面硬化钢	1.6
气体氮化的调质钢、氮化钢	1.3
液体氮化的调质钢	1.1

S.4 轮齿弯曲强度计算

S.4.1 轮齿弯曲疲劳强度计算

S.4.1.1 计算的齿根弯曲应力

计算的齿根弯曲应力 σ_F 按下式计算:

$$\sigma_F = \frac{F_{tc}}{bm_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_e Y_\beta Y_{Lw} \dots\dots\dots (S 27)$$

式中: Y_{Fa} ——齿形系数;
 Y_{Sa} ——应力修正系数;
 Y_e ——重合度系数;
 Y_β ——螺旋角系数;
 Y_{Lw} ——磨损系数;
 m_n ——法向模数, mm;
 b ——齿轮的有效宽度, mm。

S.4.1.2 许用弯曲疲劳应力 σ_{FP}

许用弯曲疲劳应力 σ_{FP} 按下式计算:

$$\sigma_{FP} = Y_{ST} \sigma_{Flim} Y_x \dots\dots\dots (S 28)$$

式中: σ_{Flim} ——试验齿轮的齿根弯曲疲劳极限应力, N/mm²;
 Y_{ST} ——试验齿轮的应力修正系数, 取 $Y_{ST} = 2$;
 Y_x ——尺寸系数。

S.4.1.3 轮齿弯曲疲劳强度的安全系数

轮齿弯曲疲劳强度安全系数 S_F 按下式计算:

$$S_F = \frac{\sigma_{FP}}{\sigma_F} > 1.0 \sim 1.5 \dots\dots\dots (S 29)$$

当可靠性要求高时取较大的 S_F 值。当计入磨损系数 Y_{Lw} 时, 可取弯曲疲劳强度安全系数 S_F 大于或等于0.8。

一对齿轮应分别计算出每个齿轮的弯曲疲劳安全系数 S_F 。

S.4.2 各项系数的确定

S.4.2.1 齿形系数

齿形系数 Y_{Fa} 是考虑当载荷作用在齿顶时, 齿形对轮齿弯曲应力影响的系数。

法向压力角 α_n 等于20°的渐开线基准齿形外齿轮的齿形系数 Y_{Fa} 值, 由图S 13查取。

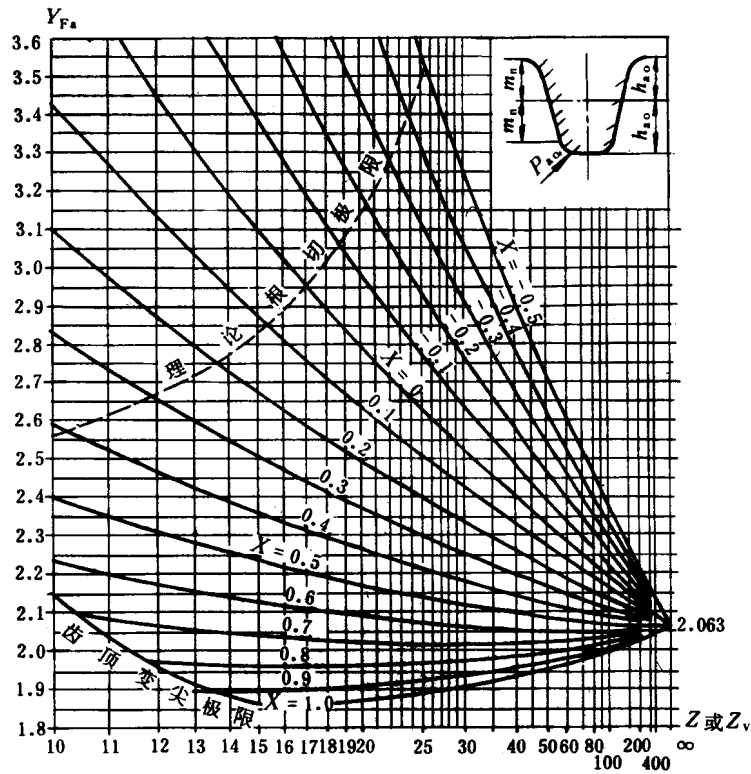


图 S 13 齿形系数 Y_{Fa}

$\alpha_n = 20^\circ$; $h_a/m_n = 1$; $h_{a0}/m_n = 1.25$; $\rho_{a0}/m_n = 0.38$

图 S 13 中: Z_v ——当量齿数, 可由下式或图 S 15 查取

$$Z_v = \frac{Z}{\cos^2 \beta_b \cos \beta} \dots\dots\dots (S 30)$$

式中: Z ——斜齿轮齿数;
 β ——分度圆螺旋角;
 β_b ——基圆螺旋角。

对于全齿高 h 不等于 $2.25m_n$ 时, 则应将由图 S 13 中查得 Y_{Fa} 值乘以 $h/2.25m_n$ 。
 内齿轮的齿形系数, 可将内齿轮近似当作齿条 (即齿数为无穷大) 处理, 即取 $Y_{Fa} = 2.063$ 。
 对于非标准高的内齿轮, 齿形系数按下式计算:

$$Y_{Fa2} = 2.063 - 1.226 \left(2.25 - \frac{d_{f2} - d_{a2}}{2m_n} \right) \dots\dots\dots (S 31)$$

式中: d_{f2} ——内齿轮齿根圆直径, mm;
 d_{a2} ——内齿轮齿顶圆直径, mm。

S . 4 . 2 . 2 应力修正系数

应力修正系数 Y_{Sa} 是考虑载荷作用于齿顶时, 齿根圆角对齿根弯曲应力影响的系数。
 应力修正系数 Y_{Sa} 值, 由图 S 14 查取。
 对于内齿轮可近似当作齿条 (即齿数为无穷大) 处理, 即取 $Y_{Sa} = 1.97$ 。

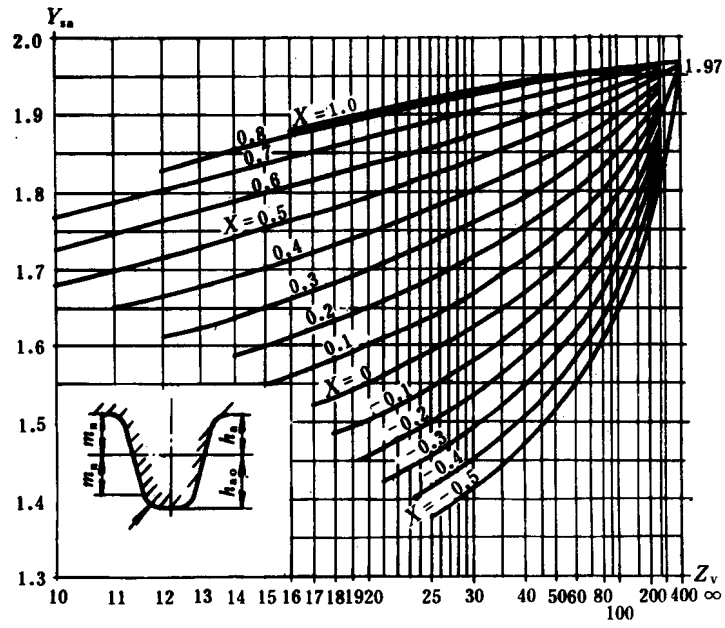


图 S 14 应力修正系数 Y_{Sa}
 $\alpha_n = 20^\circ$; $h_a/m_n = 1.0$; $h_{a0}/m_n = 1.25$; $\rho_{a0}/m_n = 0.38$

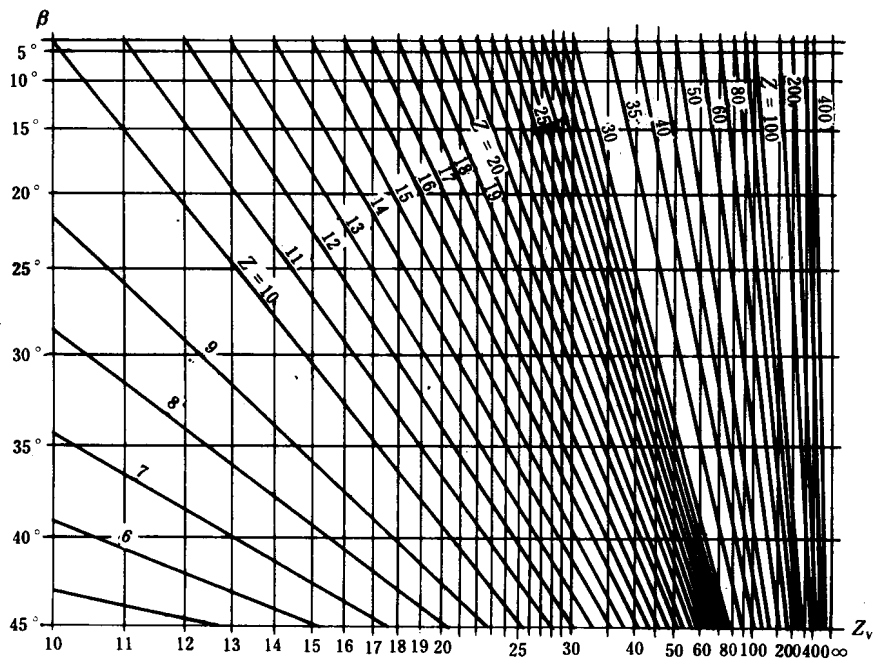


图 S 15 当量齿数 Z_v

S.4.2.3 重合度系数

重合度系数 Y_e 是考虑将载荷作用点由齿顶换算到单对齿啮合区上界点的系数。
重合度系数 Y_e 值按下式近似计算：

$$Y_e = 0.25 + \frac{0.75}{\epsilon_a} \dots\dots\dots (S 32)$$

S.4.2.4 螺旋角系数

螺旋角系数 Y_β 是考虑斜齿轮与当量直齿轮之间差别的系数。
螺旋角系数 Y_β 值按下式计算：

$$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \frac{\beta}{120} \geq Y_{\beta \min} \dots\dots\dots (S 33)$$

$$Y_{\beta \min} = 1 - 0.25\epsilon_\beta \geq 0.75 \dots\dots\dots (S 34)$$

螺旋角系数 Y_β 值可由图 S 16 查取。

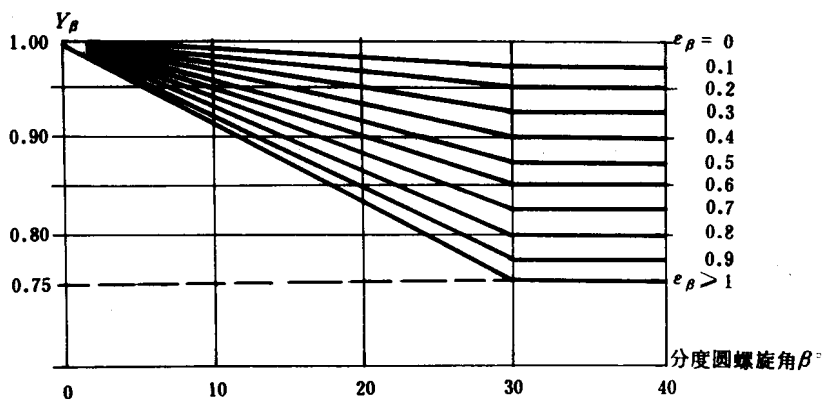


图 S 16 螺旋角系数 Y_β

S.4.2.5 磨损系数

磨损系数 Y_{LW} 是考虑齿轮磨损后，使齿根弯曲应力增大的系数。
磨损系数 Y_{LW} 值从表 S 8 查取。

表 S 8 磨损系数

允许齿厚的磨损量占原齿厚的百分数	磨损系数 Y_{LW}
10%	1.25
15%	1.40
20%	1.60
25%	1.80
30%	2.00

S.4.2.6 试验齿轮弯曲疲劳极限应力

试验齿轮齿根弯曲疲劳极限应力 σ_{Flim} 是某种材料的试验齿轮与循环基数 N_0 相对应的齿根弯曲疲劳极限应力。

试验齿轮齿根弯曲疲劳极限应力 σ_{Flim} 值，最好有可靠的齿轮试验数据，如无现存资料，可参照图S 17至图S 20确定，其应用原则与S.3.2.5款相同。

图S 17至图S 20中数值，其失效率为1%。

图S 19中给的表面硬化钢试验齿轮的弯曲疲劳极限应力 σ_{Flim} 值，适用硬化层深度 δ 大于或等于 $0.15m_n$ 的齿面渗碳和表面淬火齿轮，图S 20给出的氮化钢试验齿轮的弯曲疲劳极限应力 σ_{Flim} 其渗氮层深度0.4至0.6mm的气体渗氮齿轮。

对于受双向载荷作用的齿轮，应将从图中查出的试验齿轮的弯曲疲劳极限应力 σ_{Flim} 乘以0.7（如：运行机构和回转机构的齿轮）。

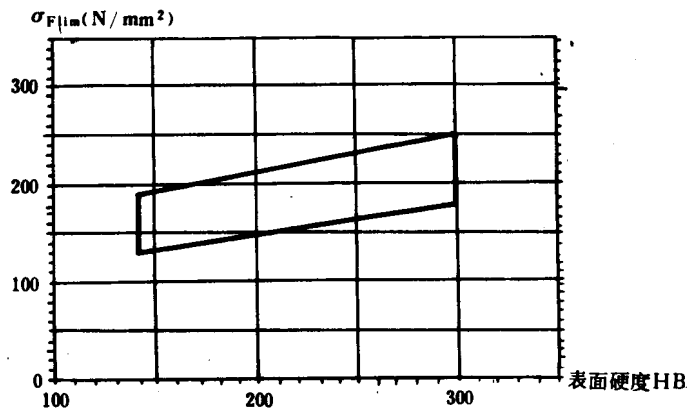


图 S 17 球墨铸铁试验齿轮的弯曲疲劳极限应力 σ_{Flim}

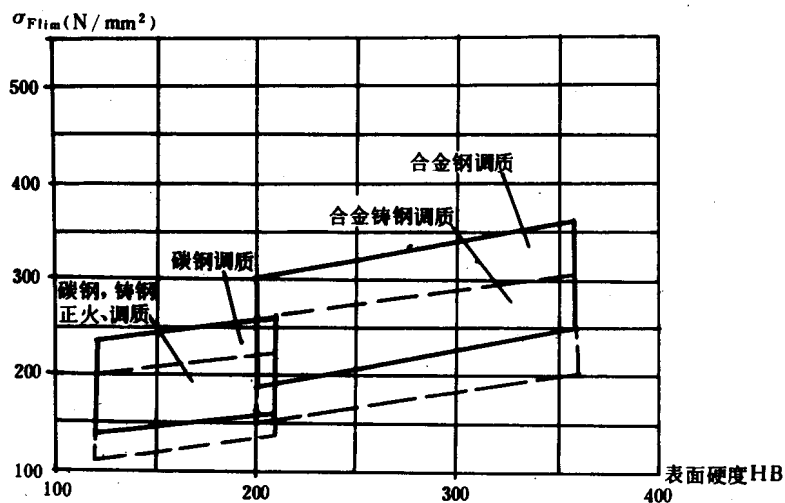


图 S 18 调质钢试验齿轮的弯曲疲劳极限应力 σ_{Flim}

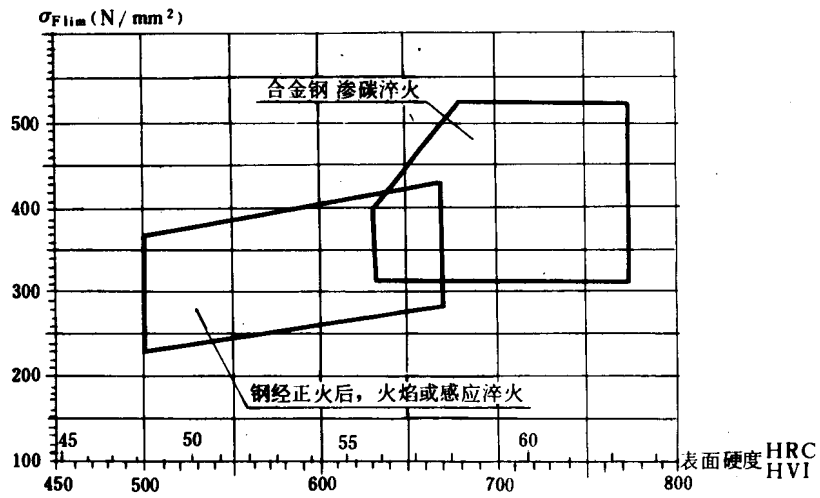


图 S 19 弯曲疲劳极限 σ_{Flim} 表面硬化钢

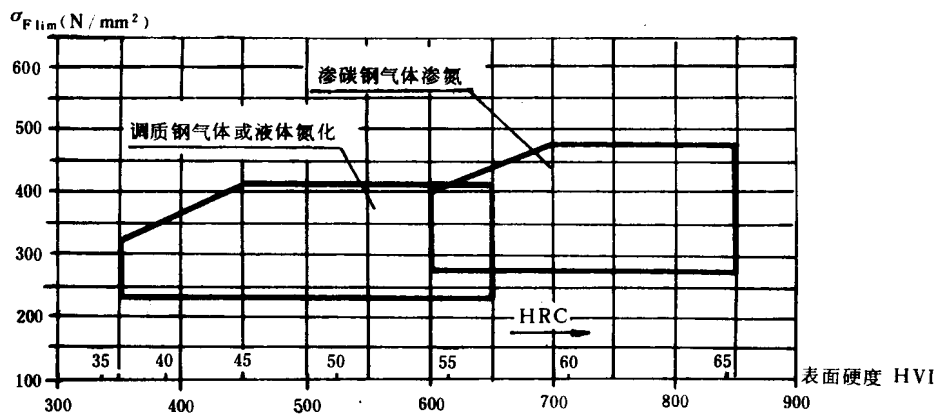


图 S 20 弯曲疲劳极限 σ_{Flim}

S 4.2.7 尺寸系数

尺寸系数 Y_x 是考虑实际齿轮相对于试验齿轮的尺寸、齿根圆角和表面状况的不同、对齿根弯曲疲劳极限应力影响的系数。

尺寸系数 Y_x 的值, 根据材料和法面模数 m_n , 由图 S 21 查取。

S 4.3 轮齿弯曲静强度计算

对于机构工作中可能出现的工作最大载荷, 为防止轮齿的脆性折断和不允许的塑性变形, 应进行轮齿弯曲静强度计算。

S 4.3.1 齿根弯曲最大计算应力

$$\sigma_{Fmax} = \frac{F_{tcmax}}{bm_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_e Y_\beta Y_{LW} \dots \dots \dots (S 35)$$

式中: F_{tcmax} ——对轮齿弯曲静强度计算的工作最大计算切向力, 见式 (S 9), N。

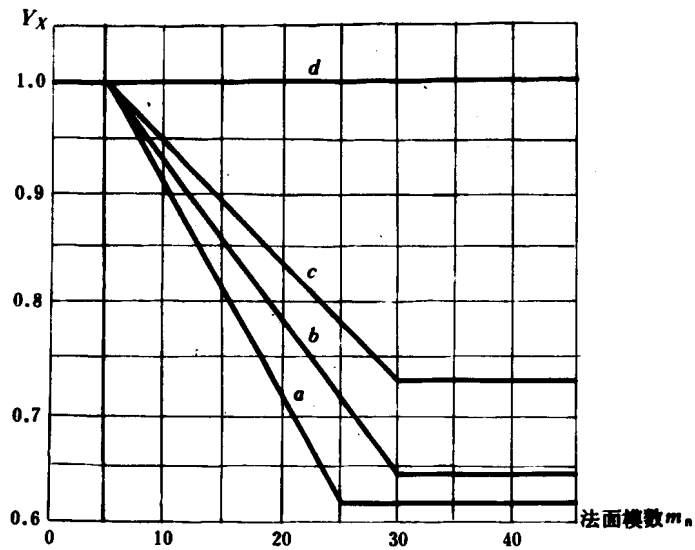


图 S 21 尺寸系数

a—结构钢与调质钢；b—表面硬化钢；c—铸造材料；d—静载下的所有材料

S.4.3.2 齿根弯曲静强度的安全系数

齿根弯曲静强度的安全系数 S_{FS} 按下式计算：

$$S_{FS} = \frac{Y_{II} Y_{ST} \sigma_{Flim}}{\sigma_{Fmax}} > 1 \quad \dots\dots\dots (S 36)$$

式中： S_{FS} ——轮齿弯曲静强度的安全系数；
 Y_{II} ——轮齿弯曲静强度极限应力计算系数；
 Y_{ST} ——试验齿轮的应力修正系数。
 轮齿弯曲静强度极限应力计算系数 Y_{II} 按表 S 9 查取。

表 S 9 轮齿弯曲静强度极限应力计算系数 Y_{II}

材 料 和 热 处 理	Y_{II}
调质钢、渗碳硬化钢	2.5
气体氮化的调质钢、氮化钢	1.6
液体氮化的调质钢	1.1

S.5 开式齿轮强度计算

对于开式齿轮一般只计算轮齿弯曲疲劳强度和弯曲静强度。
 磨损系数 Y_{LW} 按磨损量由表 S 8 选取。

对于齿面接触静强度计算，一般只作校核性验算。

S.6 对本附录S.1~S.5的说明

本附录所列的计算法是以ISO/DP 6336/I~II（以下简称ISO方法）为基础，结合起重机的使用特点经过简化，整理而成。在制订的过程中曾对桥式起重机用减速器进行了试算，基本符合我国起重机行业多年来的设计与生产实践。

本算法共分五部分：①适用范围；②计算载荷；③齿面接触强度计算；④轮齿弯曲强度计算；⑤开式齿轮强度计算。在齿面接触强度计算中又包括齿面接触耐久性计算与齿面接触静强度计算，在轮齿弯曲强度计算中又包括轮齿弯曲疲劳强度计算与轮齿弯曲静强度计算等内容。本算法与ISO方法相比增加了齿面接触静强度计算、齿根弯曲静强度计算以及开式齿轮的强度计算，并根据起重机规范的整体安排，把某些内容进行了调整。还考虑到便于使用本算法又按起重机工作级别的不同将一些参数换算出具体的数值。

由于ISO方法中的公式、系数等已在有关文件中做了详细地推证与说明，因此，本算法的说明（以下简称本说明）对于和ISO方法相同的内容（包括公式及数据）不再推证和说明。在本说明中，凡与本算法所用符号相同的不再定义、说明。

a. 关于“S.1适用范围”

适用范围是按起重机齿轮在目前及可能的使用情况列出的。其中精度等级是按JB 179—83的规定。

b. 关于“计算载荷”

本算法计算圆周力的式(S1)、(S2) $F_{tc} = F_{te} K_v K_\beta K_\alpha$ 中不再引入ISO方法中的工况系数 K_A 。这是因为在本规范的第4.3条中已经给出了符合起重机工况的全部计算载荷的数据，并以齿轮的最大工作载荷为疲劳计算的基本载荷，因此应取 $K_A = 1$ 。

在计算等效圆周力 F_e 时引入了载荷循环次数系数 k_n 和载荷系数 k_m 。这两个系数的乘积与ISO方法中的寿命系数 Z_N 或 Y_N 的含义是相同的，它们的关系是： $k_n \cdot k_m = 1/Z_N^2$ 或 $k_n \cdot k_m = 1/Y_N$ 。

这就是说，在ISO方法中是将载荷大小的变化及其循环次数的不同用来修正极限应力，而在本算法中则是用这些因素修正载荷。这两种处理方法没有本质的差别，只是表达形式不同而已，这样做的目的只是为了适应本规范的整体安排决定的。下面把 k_n 、 k_m 与 Z_N 、 Y_N 之间的关系证明如下：

在ISO方法中寿命系数 Z_N ， Y_N 的表达式是

$$Z_N = \sqrt[m_H]{\frac{N_0}{N'}} \quad , \quad Y_N = \sqrt[m_F]{\frac{N_0}{N'}}$$

式中 m_H 为齿面接触强度计算时，在有限寿命范围内极限应力曲线的指数； m_F 为齿根弯曲强度计算时，在有限寿命范围内极限应力曲线的指数。式中 N' 为应力循环次数，遗憾的是，在ISO方法中没有说明在工作载荷变动的情况下应当如何计算应力循环次数。根据国家标准渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法的有关规定，在工作载荷变动的情况下，应力循环次数应当取为按 Palmgren 和 Miner 理论算出的等效循环次数 N_e 。即分别为

$$N' = N_e = \sum \left[\left(\frac{\sigma_{Hi}}{\sigma_{H1}} \right)^{m_H n_i} \right]$$

$$N' = N_e = \sum \left[\left(\frac{\sigma_{Fi}}{\sigma_{F1}} \right)^{m_F n_i} \right]$$

由于接触应力与载荷的关系为 σ_H 正比于 $\sqrt{F_t}$ ，弯曲应力与载荷的关系为 σ_F 正比于 F_t ，则上

式可转化为

$$\begin{aligned}
 N' = N_e &= \sum \left[\left(\frac{F_{ti}}{F_{tI\max}} \right)^{\frac{m_H}{2}} n_i \right] \\
 &= \sum \left[\left(\frac{F_{ti}}{F_{tI\max}} \right)^{\frac{m_H}{2}} \cdot \left(\frac{n_i}{N} \right) \right] N \\
 N' = N_e &= \sum \left[\left(\frac{F_{ti}}{F_{tI\max}} \right)^{m_F} n_i \right] \\
 &= \sum \left[\left(\frac{F_{ti}}{F_{tI\max}} \right)^{m_F} \left(\frac{n_i}{N} \right) \right] N
 \end{aligned}$$

式中 $F_{tI\max}$ 为最大工作载荷，其对应的接触应力为 σ_{H1} 、弯曲应力为 σ_{F1} ； F_{ti} 和 n_i 为载荷谱中各相应的切向力和循环次数，和 F_{ti} 对应的接触应力为 σ_{Hi} ，弯曲应力为 σ_{Fi} 。 N 为计算齿轮轮齿在使用期限内的实际应力循环次数。

先把 N' 值代入 Z_N 式中得：

$$\begin{aligned}
 Z_N &= \sqrt[m_H]{\frac{N_0}{N'}} \\
 &= \sqrt[m_H]{\frac{N_0}{N}} \cdot \sqrt[m_H]{\frac{1}{\sum \left[\left(\frac{F_{ti}}{F_{tI\max}} \right)^{\frac{m_H}{2}} \left(\frac{n_i}{N} \right) \right]}}
 \end{aligned}$$

把修正极限应力的寿命系数 Z_N 移项至载荷处应为 $1/Z_N^2$ ，则

$$\frac{1}{Z_N^2} = \sqrt{\frac{N}{N_0}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\sum \left[\left(\frac{F_{ti}}{F_{tI\max}} \right)^{\frac{m_H}{2}} \left(\frac{n_i}{N} \right) \right]}}$$

取 $m = m_H/2$ ，并取

$$K_n = \sqrt[m]{\frac{N}{N_0}}, \quad K_m = \sqrt[m]{\sum \left[\left(\frac{F_{ti}}{F_{tI\max}} \right)^m \left(\frac{n_i}{N} \right) \right]}$$

则 $K_n \cdot K_m = 1/Z_N^2$ 。

同理，把 N 值代入 Y_N 式中得：

$$\begin{aligned}
 Y_N &= \sqrt[m_F]{\frac{N_0}{N'}} \\
 &= \sqrt[m_F]{\frac{N_0}{N}} \cdot \sqrt[m_F]{\frac{1}{\sum \left[\left(\frac{F_{ti}}{F_{tI\max}} \right)^{m_F} \left(\frac{n_i}{N} \right) \right]}}
 \end{aligned}$$

把修正极限应力的寿命系数 Y_N 移项至载荷处应为 $1/Y_N$ ，则

$$\frac{1}{Y_N} = \sqrt[m_F]{\frac{N}{N_0}} \cdot \sqrt[m_F]{\sum \left[\left(\frac{F_{ti}}{F_{I \max}} \right)^{m_F} \left(\frac{n_i}{N} \right) \right]}$$

取 $m = m_F$ ，并取

$$k_n = \sqrt[m]{\frac{N}{N_0}} \quad ; \quad k_m = \sqrt[m]{\sum \left[\left(\frac{F_{ti}}{F_{tI \max}} \right)^m \left(\frac{n_i}{N} \right) \right]}$$

则 $k_n \cdot k_m = 1/Y_N$

把 m_H ， m_F 替换为 m 是为了使齿面接触强度计算和齿根弯曲强度计算的 k_n ， k_m 的表达式的形式相同。

通过上述可见， k_n ， k_m 和 Z_N ， Y_N 的理论基础是相同的，只是表达形式不同而已。

由 k_n ， k_m 可见， k_m 只与载荷谱及 m 值有关，在本算法的表 S 2 中即为在不同材料和热处理时，将不同载荷谱的数据代入 k_m 式所算得之值。

本算法的 K_α 取自 ISO/TC 60/WG 6 264 D。

c. 关于“S.3 齿面接触强度计算和 S.4 轮齿弯曲强度计算”

这两部分内容基本取自 ISO 方法。如前所述，按照本规范的整体安排，将原寿命系数 Z_N 和 Y_N 分别引入载荷计算中。由于起重机齿轮的工作速度一般较低，可以允许有较大的齿面磨损量（如和机床齿轮相比）。齿轮磨损后齿厚减薄会降低齿根弯曲强度，因此在齿根弯曲强度计算（也包括闭式齿轮传动在内）中引入了磨损系数。

在 ISO 方法中没有明确地说明在齿面接触强度和齿根弯曲强度计算中是否要进行短期过载条件下的静强度计算。起重机的特有工况之一是有短期过载，因此在本算法中给出静强度计算方法。本算法中的静强度极限应力计算系数 Z_{II} 、 Y_{II} 就等于 ISO 方法中寿命系数 Z_N ， Y_N 曲线水平段转到下降段的循环次数对应的 Z_N ， Y_N 值。本算法中静强度计算中的最大计算圆周力 $F_{tII \max}$ 不再引入动载系数 k_v 。这是因为起重机工作中可预见的短期过载一般是出现在起动开始阶段，这时齿轮的工作速度是很低的。

d. 关于“S.5 开式齿轮的强度计算”

在 ISO 方法中没有给出开式齿轮的强度计算方法。考虑到起重机行业的使用特点，应列入这部分计算内容。开式齿轮磨损严重，不会出现点蚀等齿面接触疲劳失效形式，所以不再进行齿面接触耐久性的计算。

附录 T
电动机的过载校验
(参考件)

T.1 起升机构电动机

$$P_n \geq \frac{H}{m\lambda_M} \cdot \frac{P_Q V_q}{1000\eta} \dots\dots\dots (T1)$$

式中： P_n ——基准接电持续率时，电动机额定功率，kW；
 P_Q ——起升载荷，N；双绳抓斗电动机过载校验时，应考虑负载不均匀程度，见4.2.1.1项；
 V_q ——物品起升速度，m/s；
 η ——机构总效率；
 λ_M ——基准接电持续率时，电动机转矩允许过载倍数（技术条件规定值或实际达到值）；
 H ——系数，按电压有损失（交流电动机-15%，直流电动机不考虑）、最大转矩或堵转转矩有允差（绕线型异步电动机-10%，笼型异步电动机-15%，直流电动机不考虑）、起升1.25倍额定载荷等条件确定绕线型异步电动机取 $H=2.1$ ；笼型异步电动机取 $H=2.2$ ；直流电动机取 $H=1.4$ ；
 m ——电动机个数。

T.2 运行机构电动机

$$P_n \geq \frac{1}{m\lambda_{as}} \left\{ \left[P_{G\Sigma} (\omega + m_c) + P_{W\Pi} \right] + \frac{V_Y}{1000\eta} + \frac{\Sigma GD^2 \cdot n^2}{365000 t_a} \right\} \dots\dots\dots (T2)$$

式中： $P_{G\Sigma}$ ——运动部分所有质量的重力，N；
 ω ——摩擦阻力系数，见表12；
 m_c ——坡度阻力系数，按2.2.13款的规定确定；
 $P_{W\Pi}$ ——风阻力，N，按2.2.10款中的工作状态最大计算风压 q_{Π} 计算，在室内取 $P_{W\Pi}=0$ ；
 ΣGD^2 ——机构总飞轮矩，即折算到电动机轴上的机构飞轮矩和电动机飞轮矩之和， $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ；
 V_Y ——起重机（或小车）的运行速度，m/s；
 n ——电动机的额定转速， min^{-1} ；
 t_a ——机构起动时间，s；
 λ_{as} ——平均起动转矩标么值（相对于基准接电持续率时的额定转矩），对绕线型异步电动机取1.7，采用频敏变阻器时取1，笼型异步电动机取 $0.9\lambda_M$ ，串励直流电动机取1.9，复励直流电动机取1.8，他励直流电动机取1.7，采用电流自动调整的系统，允许适当提高 λ_{as} 值。

其余符号同T.1。

T.3 回转机构电动机

$$P_n \geq \frac{H}{m\lambda_M} \cdot \frac{(M_f + M_{i\max} + M_{W\Pi\max} + M_{aI}) \cdot n}{9550i \cdot \eta} \dots\dots\dots (T3)$$

式中： H ——系数，绕线型异步电动机取 $H=1.55$ ，笼型异步电动机取 $H=1.6$ ，直流电动机取 $H=1$ ；

M_f ——回转摩擦阻力矩， $N \cdot m$ ；

$M_{i\max}$ ——回转最大坡道阻力矩， $N \cdot m$ ；

$M_{W\Pi\max}$ ——由计算风压 q_{Π} 引起的最大风阻力矩， $N \cdot m$ ；

M_{aI} ——由吊重绳偏摆角 α_I （见2.2.7.2项）引起的回转水平阻力矩， $N \cdot m$ ；

i ——机构的总传动比。

其余符号同 T_1 、 T_2 。

T.4 变幅机构电动机

$$P_n = \frac{H}{m\lambda_M} \cdot \frac{\Sigma P_{\max} V_b}{1000\eta} \dots\dots\dots (T4)$$

式中： H ——系数，绕线型异步电动机取 $H=1.55$ ，笼型异步电动机取 $H=1.6$ ，直流电动机取 $H=1$ ；

ΣP_{\max} ——包括臂架及平衡系统的自重、起升载荷、由计算风压 q_{Π} 产生风载荷、由吊重绳偏摆角 α_I 计算的水平力及臂架系统各转动铰点的摩擦力在变幅齿条（或变幅螺杆、油缸、钢丝绳等）上的分力之和，在各变幅位置时的值中取其最大值， N ；

V_b ——变幅齿条（或螺杆、油缸、钢丝绳）的运动速度， m/s 。

附录 U
绕线型异步电动机发热校验
(参考件)

U.1 各参数的计算式

U.1.1 稳态平均功率

U.1.1.1 起升机构电动机

$$P_s = G \cdot \frac{V_q P_Q}{1000m \cdot \eta} \dots\dots\dots (U1)$$

式中: P_s ——稳态平均功率, kW;
 G ——稳态负载平均系数, 一般取表U1所列值。
其余符号同附录T。

表 U1 稳态负载平均系数

G_1	0.7
G_2	0.8
G_3	0.9
G_4	1

注: 桥式起重机、门式起重机、门座起重机起升机构的G的分级参见附录W(参考件)选取。

U.1.1.2 运行机构电动机

$$P_s = G [P_{G\Sigma} (\omega + m_i) + P_{WI}] \cdot \frac{V_Y}{1000m \cdot \eta} \dots\dots\dots (U2)$$

式中: G ——一般取表U2所列值。
其 P_{WI} ——风阻力, N; 按起重机受正常工作状态的计算风压 q_1 计算; 室内取 $P_{WI} = 0$ 。
其余符号同附录T。

表 U2 G值

运行机构	室内起重机		室外起重机
	小车	大车	
G_1	0.7	0.85	0.75
G_2	0.8	0.90	0.80
G_3	0.9	0.95	0.85
G_4	1	1	0.90

注: 桥式起重机、门式起重机、门座起重机运行机构G的分级见附录W(参考件)。

U.1.1.3 回转机构电动机

$$P_s = G \cdot \frac{(M_f + M_i + M_{W1}) \cdot n}{9550m \cdot i \cdot \eta} \dots\dots\dots (U3)$$

式中：G——一般取表U3所列值。

M_i ——由倾斜引起的等效坡道阻力矩，N·m；

M_{W1} ——按计算风压 q_I （见2.2.10.2项）计算的等效风阻力矩，N·m；

其余符号同附录T。

表 U3 G 值

回 转 机 构	室 内	室 外
G_1	0.80	0.50
G_2	0.85	0.60
G_3	0.90	0.70
G_4	1	0.80

注：门座起重机回转机构G的分级见附录W（参考件）。

U.1.1.4 变幅机构电动机

$$P_s = G \cdot \frac{\sqrt{\frac{\sum P_i^2 t_i}{\sum t_i} \cdot V_b}}{1000m \cdot \eta} \dots\dots\dots (U4)$$

式中：G——一般取表U4所列值；

$\sum P_i$ ——在第*i*个变幅位置，由包括臂架及平衡系统的自重、物品重量、由计算风压 q_I 产生的风载荷、由吊重绳偏摆角 α_I 计算的水平力及臂架系统各转动铰点的摩擦力等产生的在变幅齿条（或变幅螺杆、油缸、钢丝绳等）上的分力之和，N；

t_i ——每一变幅位置间隔所需时间，s；可由齿条（或螺杆、油缸、钢丝绳等）行程Y及移动速度 V_b 算出：

$$t_i = \frac{Y_{i+1} - Y_i}{V_b} \dots\dots\dots (U5)$$

其余符号与附录T相同。

表 U4 G 值

G_1	0.70
G_2	0.75
G_3	0.80
G_4	0.85

注：门座起重机变幅机构G的分级见附录W（参考件）。

U.1.2 动态功率

$$P_d = \frac{\Sigma GD^2}{365000} \cdot \frac{n^2}{m \cdot \eta \cdot t_{1a}} \dots\dots\dots (U6)$$

式中： P_d ——动态功率，kW；
 t_{1a} ——正常工作状态时，机构起动时间，s；
 其余符号同附录T。

U.1.3 CZ 值

U.1.3.1 折合的全起动次数

$$Z = d_c + gd_i + rf \dots\dots\dots (U7)$$

式中： Z ——折合的每小时全起动次数；
 d_c ——每小时全起动次数；
 d_i ——每小时点动或不完全起动次数；
 f ——每小时电气制动次数；
 g, r ——折合系数，一般取表U5所列之值。

表 U5 g, r 值

电动机类型	系数	g	r
绕线型异步电动机		0.25	0.8

按Z值划分起动等级，一般为每小时150、300、600次。

U.1.3.2 惯量增加率

$$C = \frac{GD_d^2 + GD_e^2}{GD_d^2} \dots\dots\dots (U8)$$

式中： C ——惯量增加率；
 GD_d^2 ——电动机飞轮矩， $kg \cdot m^2$ ；
 GD_e^2 ——电动机以外，移动质量与转动质量折算到电动机轴上的飞轮矩， $kg \cdot m^2$ 。

U.1.3.3 CZ 值

惯量增加率 C 与折合的每小时全起动次数的乘积 CZ 值是起制动影响电动机发热的重要参数。
 CZ 值的常用数值是 150, 300, 450, 600 和 1000。

U.2 S_4 工作方式的绕线型电动机的发热计算公式

U.2.1 设定条件

U.2.1.1 采用等值损耗法。电动机处于带起动的断续周期性工作方式 (S_4 , 即计及起动损耗时) 与断续周期性工作方式 (S_3 , 每小时起动 6 次) 比较, 电动机总损耗必须相等。

U.2.1.2 电动机的总损耗由固定损耗和可变损耗两部分组成, 其中固定损耗不随输出功率变化而变化, 可变损耗随输出功率的平方而变化。

U.2.1.3 电动机的负载特性是恒力矩特性。在 S_3 工作方式且接电持续率为 ξ 时, 电动机的额定力矩为 M_ξ , 在 S_4 工作方式时, 为了电动机总损耗不增加, 电动机的负载力矩必需降为 XM_ξ 。

U.2.1.4 电动机在额定转速时的冷却系数为 h , 在起动过程的平均冷却系数为 h_a , 起动过程中平均冷却系数的标么值 h_M 为:

$$h_M = \frac{h_a}{h} \dots\dots\dots (U9)$$

U.2.1.5 在 S_4 工作方式和 S_3 工作方式中 (即在功率降低后和在原来功率时), 电动机的平均起动力矩不变, 为一个定值 KM_ξ 。

U.2.1.6 起动过程中平均起动力矩标么值与平均起动电流标么值之比 W , 现取为 1。

U.2.2 公式的推导

在 S_3 工作方式中, 按折合全起动次数计算的每一平均周期的工作时间 t_1 为

$$t_1 = \frac{3600\xi}{Z} \dots\dots\dots (U10)$$

式中: Z ——折合的每小时全起动次数。对 S_3 工作方式取 $Z = 6$, 对 S_4 工作方式, 按式 (U7) 计算;

ξ ——每一平均周期中的接电持续率, 在数值上等于 JC 值。

在 S_4 工作方式中, 每一平均周期的工作时间 t_1 , 由两部分组成: 一部分是起动时间 t_{1a} , 另一部分是额定转速运行时间 t_{1b} , 因而

$$t_1 = t_{1a} + t_{1b} \dots\dots\dots (U11)$$

在 S_3 工作方式中, 每一平均周期所产生的总热量:

$$Q = (W_{b\xi} + W_f) t_1 \dots\dots\dots (U12)$$

式中: $W_{b\xi}$ —— S_3 工作方式下接电持续率为 ξ 的可变损耗;

W_f ——固定损耗。

根据平均起动力矩标么值与平均起动电流标么值相等的设定条件, 则在 S_4 工作方式时, 每一周期所产生的总热量:

$$Q = (K^2W_{b\xi} + W_f) t_{1a} + (X^2W_{b\xi} + W_f) t_{1b} \dots\dots\dots (U13)$$

式中: $(K^2W_{b\xi} + W_f) t_{1a}$ ——每一平均周期内, 起动过程所产生的热量, 起动过程中的平均起动力矩为 KM_ξ ;

$(X^2W_{b\xi} + W_f) t_{1b}$ ——每一平均周期内, 额定运行时间中产生的热量, 运行时电机负载力矩为 XM_ξ 。

根据总损耗相等和转速变化对冷却系数影响的设定条件可以引出:

$$\frac{(W_{b\xi} + W_f)t_1}{h} = \frac{(K^2 W_{b\xi} + W_f)t_{1a}}{h_a} + \frac{(X^2 W_{b\xi} + W_f)t_{1b}}{h} \dots\dots\dots (U14)$$

上式两边各乘 $h/W_{b\xi}$, 并以 $t_{1b} = t_1 - t_{1a}$ 代入, 并进行移项整理后, 可得:

$$(1 - X^2) \cdot t_1 = \left[\frac{K^2 + a_\xi}{h_M} - (X^2 + a_\xi) \right] \cdot t_{1a} \dots\dots\dots (U15)$$

式中: $a_\xi = \frac{W_f}{W_{b\xi}}$ —— S3 工作方式下接电持续率为 ξ 时的损耗比;

h_M —— 起动过程中平均冷却系数标么值, 见式 (U9)。

而起动时间 t_{1a} 可按式求取:

$$\begin{aligned} t_{1a} &= \frac{C \cdot GD_d^2}{375} \int_0^n \frac{dn}{M_s - M_l} = \frac{C \cdot GD_d^2 \cdot n}{375 (K - X) M_\xi} \\ &= \frac{C \cdot GD_d^2 \cdot n^2}{365000 (K - X) P_\xi} \dots\dots\dots (U16) \end{aligned}$$

式中: GD_d^2 —— 电动机的飞轮矩, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$;

C —— 惯量增加率;

M_s —— 电动机的起动转矩, 可用平均转矩 KM_ξ 表示, $\text{N} \cdot \text{m}$;

M_l —— 负载力矩, 可用 XM_ξ 表示, $\text{N} \cdot \text{m}$;

P_ξ —— 接电持续率为 ξ 时的电动机功率, kW 。

将 t_{1a} 、 t_1 代入式 (U15) 并整理, 可得

$$\begin{aligned} X^3 + \left(\frac{CZ \cdot GD_d^2 \cdot n^2}{365000 \cdot 3600 \cdot P_\xi \cdot \xi} - K \right) X^2 - X \\ - \left(\frac{K^2 + a_\xi - h_M a_\xi}{h_M} \right) \cdot \frac{CZ \cdot GD_d^2 \cdot n^2}{365000 \cdot 3600 \cdot P_\xi \cdot \xi} + K = 0 \dots\dots\dots (U17) \end{aligned}$$

上式是 S4 工作方式的绕线型电动机发热计算基本公式。

U.3 发热校验

U.3.1 一般法

根据发热计算基本公式, 即式 (U17), 利用计算机可以算出各种规格电动机在不同 CZ 值、不同 K 值时, 允许的输出功率值 P (即 XP_ξ)。

表 U6 列出 YZR 160L-6 电动机, 接电持续率 JC 40% 时 11kW 的计算结果。

利用本附录 U.1, 可算出 P_s 、 P_d ; 选定电动机后, P_ξ 值为已知。则

$$K = \frac{P_s + P_d}{P_\xi} \dots\dots\dots (U18)$$

根据所需 K, CZ 值, 利用表 U6 即可查出允许输出容量值 P , 当 $P \geq P_s$ 时, 电动机发热校验合格。

U.3.2 简易法

采用上述一般法来校验发热, 数据量较大; 而且据上列表格可看出, 当在一般使用 CZ 值范围时

附录 V
YZR 系列及 JZR₂ 系列电动机在不同接电持续率 JC 值和不同 CZ 值时的允许输出容量 P
(平均起动电流倍数 $K=1.7$)
(参考件)

V.1 YZR 系列电动机*:

		YZR 112 M-6															
		P (kW)															
CZ		6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%		2.2	2.19	2.17	2.14	2.09	1.99	1.89	1.78	1.05	1.51	1.34	1.16	0.78	0	0	0
JC 25%		1.8	1.79	1.78	1.76	1.73	1.65	1.58	1.51	1.41	1.32	1.2	1.08	0.83	0.23	0	0
JC 40%		1.5	1.49	1.49	1.47	1.45	1.4	1.35	1.29	1.23	1.16	1.08	0.99	0.82	0.45	0	0
JC 60%		1.2	1.2	1.19	1.18	1.16	1.12	1.08	1.05	0.99	0.95	0.88	0.82	0.69	0.42	0.09	0
JC 100%		0.75	0.75	0.74	0.73	0.72	0.69	0.66	0.63	0.59	0.55	0.5	0.45	0.35	0.11	0	0

		YZR 132 MA-6															
		P (kW)															
CZ		6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%		3.5	3.47	3.43	3.37	3.26	3.01	2.77	2.53	2.21	1.88	1.44	0.96	0	0	0	0
JC 25%		2.8	2.78	2.76	2.71	2.63	2.46	2.3	2.14	1.92	1.69	1.41	1.1	0.41	0	0	0
JC 40%		2.2	2.18	2.17	2.14	2.08	1.96	1.85	1.74	1.58	1.43	1.23	1.03	0.59	0	0	0
JC 60%		1.7	1.69	1.68	1.65	1.61	1.52	1.44	1.35	1.24	1.13	0.99	0.84	0.53	0	0	0
JC 100%		1.1	1.09	1.08	1.06	1.03	0.97	0.91	0.84	0.76	0.68	0.58	0.47	0.23	0	0	0

		YZR 132 MB-6															
		P (kW)															
CZ		6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%		5.5	5.47	5.43	5.36	5.24	4.98	4.72	4.47	4.13	3.78	3.34	2.89	1.93	0	0	0
JC 25%		4.5	4.48	4.46	4.41	4.33	4.16	3.96	3.82	3.6	3.37	3.09	2.8	2.21	0.85	0	0
JC 40%		3.7	3.69	3.67	3.64	3.58	3.47	3.35	3.24	3.09	2.94	2.75	2.56	2.17	1.33	0.3	0
JC 60%		3	2.99	2.98	2.96	2.92	2.84	2.75	2.67	2.56	2.45	2.32	2.18	1.91	1.34	0.68	0
JC 100%		2.2	2.19	2.18	2.17	2.15	2.09	2.04	1.98	1.91	1.84	1.75	1.66	1.48	1.11	0.71	0

* 原始数据取自 YZR、YZ 系列全国鉴定会。

YZR 160 MA-6

		P (kW)															
CZ		6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	7.5	7.4	7.31	7.1	6.77	6.06	5.36	4.67	3.71	2.7	1.25	0	0	0	0	0	0
JC 25%	6.3	6.24	6.17	6.05	5.83	5.39	4.95	4.52	3.93	3.34	2.56	1.72	0	0	0	0	0
JC 40%	5.5	5.46	5.42	5.34	5.2	4.91	4.61	4.33	3.96	3.58	3.11	2.62	1.56	0	0	0	0
JC 60%	5	4.97	4.95	4.89	4.79	4.59	4.39	4.19	3.94	3.68	3.36	3.03	2.37	0.85	0	0	0
JC 100%	4	3.98	3.96	3.93	3.86	3.73	3.6	3.48	3.31	3.14	2.93	2.73	2.31	1.44	0.36	0	0

YZR 160 MB-6

		P (kW)															
CZ		6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	11	10.9	10.7	10.5	10	9.08	8.16	7.24	6	4.71	2.95	0.83	0	0	0	0	0
JC 25%	8.5	8.41	8.32	8.14	7.84	7.21	6.59	5.98	5.16	4.33	3.24	2.03	0	0	0	0	0
JC 40%	7.5	7.44	7.38	7.27	7.07	6.65	6.23	5.84	5.3	4.77	4.1	3.4	1.88	0	0	0	0
JC 60%	6.3	6.26	6.22	6.13	5.99	5.68	5.39	5.1	4.71	4.33	3.86	3.38	2.38	0	0	0	0
JC 100%	5.5	5.47	5.45	5.39	5.3	5.1	4.91	4.72	4.48	4.24	3.93	3.63	3.03	1.73	0.04	0	0

YZR 160 L-6

		P (kW)															
CZ		6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	16	15.8	15.7	15.4	14.8	13.6	12.5	11.4	9.89	8.35	6.34	4.13	0	0	0	0	0
JC 25%	13	12.9	12.8	12.6	12.2	11.4	10.7	9.93	8.94	7.94	6.67	5.34	2.33	0	0	0	0
JC 40%	11	10.9	10.9	10.7	10.5	9.96	9.45	8.94	8.28	7.62	6.8	5.96	4.2	0	0	0	0
JC 60%	9	8.95	8.9	8.8	8.62	8.25	7.88	7.54	7.06	6.59	6.01	5.43	4.22	1.45	0	0	0
JC 100%	7.5	7.47	7.43	7.37	7.25	7.01	6.77	6.54	6.24	5.93	5.57	5.19	4.44	2.87	1.02	0	0

YZR 180 L-6

		P (kW)															
CZ		6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	20	19.7	19.3	18.7	17.5	15.1	12.7	10.2	6.7	2.54	0	0	0	0	0	0	0
JC 25%	17	16.8	16.6	16.1	15.4	13.9	12.4	10.8	8.79	6.61	3.59	0	0	0	0	0	0
JC 40%	15	14.9	14.7	14.4	14	12.9	12	11	9.68	8.36	6.63	4.8	0.2	0	0	0	0
JC 60%	13	12.9	12.8	12.6	12.3	11.6	10.9	10.2	9.27	8.36	7.22	6.02	3.45	0	0	0	0
JC 100%	11	10.9	10.9	10.7	10.5	10.1	9.63	9.17	8.6	8.02	7.3	6.58	5.09	1.67	0	0	0

YZR 225 M-6

CZ	P (kW)															
	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
YC 15%	40	39.3	38.6	37.2	34.7	29.6	24.5	19.2	11.6	2	0	0	0	0	0	0
YC 25%	34	33.6	33.1	32.2	30.7	27.5	24.3	21.2	16.9	12.3	5.68	0	0	0	0	0
YC 40%	30	29.7	29.4	28.9	27.9	25.8	23.7	21.7	19	16.3	12.7	8.82	0	0	0	0
YC 60%	26	25.8	25.6	25.2	24.5	23.1	21.6	20.3	18.4	16.5	14.2	11.7	6.34	0	0	0
YC 100%	22	21.9	21.8	21.5	21.1	20.1	19.2	18.3	17.2	16	14.5	13.1	10	2.95	0	0

YZR 250 MA-6

CZ	P (kW)															
	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
YC 15%	50	48.6	47.1	44.3	39.5	29.3	18.6	5.6	0	0	0	0	0	0	0	0
YC 25%	42	41.1	40.2	38.4	35.4	29.1	22.7	16	5.42	0	0	0	0	0	0	0
YC 40%	37	36.4	35.8	34.7	32.7	28.6	24.6	20.5	14.8	8.4	0	0	0	0	0	0
YC 60%	32	31.6	31.2	30.4	29	26.1	23.4	20.6	16.8	12.9	7.39	0.45	0	0	0	0
YC 100%	28	27.7	27.5	27	26.1	24.3	22.5	20.8	18.5	16.2	13.2	10	2.55	0	0	0

YZR 250 MB-6

CZ	P (kW)															
	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
YC 15%	63	61.4	59.9	56.8	51.5	40.4	29	16.2	0	0	0	0	0	0	0	0
YC 25%	52	51	50	48	44.7	37.7	30.7	23.5	12.7	0	0	0	0	0	0	0
YC 40%	45	44.4	43.7	42.4	40.3	35.7	31.3	26.8	20.6	13.9	3.87	0	0	0	0	0
YC 60%	39	38.6	38.1	37.2	35.7	32.6	29.5	26.5	22.3	18.1	12.4	5.93	0	0	0	0
YC 100%	33	32.7	32.4	31.9	31	29	27	25.1	22.6	20	16.8	13.4	5.71	0	0	0

YZR 280 S-6

CZ	P (kW)															
	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
YC 15%	75	73	71	67.1	60.5	46.3	31.3	14.1	0	0	0	0	0	0	0	0
YC 25%	65	63.8	62.5	60.1	56	47.3	38.5	29.4	15.9	0	0	0	0	0	0	0
YC 40%	55	54.2	53.4	51.9	49.2	43.5	38	32.3	24.5	16.1	2.97	0	0	0	0	0
YC 60%	48	47.5	46.9	45.8	44	40.1	36.3	32.5	27.4	22	14.9	6.58	0	0	0	0
YC 100%	40	39.7	39.3	38.6	37.5	35	32.6	30.2	27.1	23.9	19.8	15.6	5.68	0	0	0

YZR 160 L-8

P (kW)

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	11	10.9	10.8	10.7	10.4	9.72	9.11	8.5	7.69	6.88	5.84	4.76	2.34	0	0	0
JC 25%	9	8.95	8.88	8.78	8.58	8.16	7.76	7.35	6.82	6.29	5.63	4.95	3.54	0	0	0
JC 40%	7.5	7.46	7.43	7.35	7.22	6.94	6.66	6.39	6.04	5.69	5.24	4.8	3.9	1.91	0	0
JC 60%	6	5.97	5.95	5.89	5.8	5.59	5.39	5.2	4.94	4.68	4.36	4.04	3.41	2.05	0.34	0
JC 100%	5	4.98	4.97	4.93	4.87	4.73	4.61	4.48	4.31	4.14	3.94	3.73	3.32	2.5	1.6	0

YZR 180 L-8

P (kW)

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	16	15.8	15.6	15.3	14.7	13.5	12.2	11	9.38	7.68	5.42	2.85	0	0	0	0
JC 25%	13	12.9	12.8	12.6	12.2	11.4	10.6	9.79	8.75	7.7	6.34	4.91	1.57	0	0	0
JC 40%	11	10.9	10.9	10.7	10.5	9.91	9.33	8.87	8.17	7.46	6.62	5.73	3.86	0	0	0
JC 60%	9	8.95	8.89	8.78	8.6	8.22	7.84	7.46	6.98	6.48	5.87	5.25	3.97	0.92	0	0
JC 100%	7.5	7.46	7.43	7.37	7.25	6.99	6.74	6.5	6.17	5.86	5.46	5.07	4.28	2.59	0.48	0

YZR 200 L-8

P (kW)

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	22	21.7	21.4	20.8	19.8	17.6	15.5	13.3	10.3	7.15	2.42	0	0	0	0	0
JC 25%	18.5	18.3	18.1	17.7	17.1	15.7	14.4	13	11.2	9.36	6.92	4.2	0	0	0	0
JC 40%	15	14.9	14.7	14.5	14.1	13.1	12.3	11.4	10.2	9	7.46	5.87	2.16	0	0	0
JC 60%	13	12.9	12.8	12.6	12.4	11.7	11.1	10.5	9.66	8.85	7.83	6.77	4.56	0	0	0
JC 100%	11	10.9	10.9	10.8	10.6	10.2	9.79	9.41	8.89	8.38	7.74	7.11	5.81	2.97	0	0

YZR 225 M-8

P (kW)

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	33	32.6	32.2	31.4	30	27.1	24.2	21.4	17.5	13.5	7.85	0.79	0	0	0	0
JC 25%	26	25.7	25.5	25	24.1	22.2	20.4	18.6	16.1	13.7	10.5	6.97	0	0	0	0
JC 40%	22	21.8	21.7	21.3	20.7	19.5	18.3	17.1	15.6	14	12	9.92	5.39	0	0	0
JC 60%	19	18.9	18.8	18.5	18.1	17.3	16.4	15.6	14.5	13.4	12.1	10.7	7.83	0.72	0	0
JC 100%	17	16.9	16.8	16.7	16.5	15.9	15.4	14.9	14.2	13.5	12.6	11.8	10.1	6.6	2.43	0

YZR 250 MB-8

P (kW)

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	52	51.1	50.3	48.6	45.6	39.5	33.3	27	18.1	7.7	0	0	0	0	0	0
JC 25%	42	41.1	40.9	39.8	38	34.1	30.2	26.3	21	15.5	7.48	0	0	0	0	0
JC 40%	37	36.6	36.3	35.6	34.4	31.9	29.4	26.9	23.6	20.3	15.9	11.2	0	0	0	0
JC 60%	32	31.7	31.5	31	30.2	28.4	26.7	25	22.8	20.5	17.6	14.6	8.13	0	0	0
JC 100%	27	26.8	26.7	26.4	25.9	24.7	23.7	22.5	21.1	19.7	18	16.2	12.5	3.97	0	0

YZR 280 M-8

P (kW)

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	75	73.6	72.2	69.5	64.8	55	45.1	34.9	19.8	0.23	0	0	0	0	0	0
JC 25%	65	64.2	63.3	61.6	58.7	52.6	46.5	40.5	32.2	23.3	10.6	0	0	0	0	0
JC 40%	55	54.5	53.9	52.8	50.9	46.9	43	39.1	33.8	28.4	21.4	13.7	0	0	0	0
JC 60%	48	47.6	47.2	46.5	45.1	42.3	39.6	36.9	33.4	29.8	25.2	20.4	9.7	0	0	0
JC 100%	40	39.8	39.5	39	38.2	36.4	34.6	33	30.7	28.4	25.6	22.8	16.8	2.28	0	0

YZR 315 M-8

P (kW)

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	125	121	116.9	109	95.6	66.5	34.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
JC 25%	100	97.4	94.9	89.9	81.3	63.3	44.5	23.4	0	0	0	0	0	0	0	0
JC 40%	90	88.4	86.8	83.5	78	66.4	54.9	42.9	25.6	3.69	0	0	0	0	0	0
JC 60%	75	73.9	72.8	70.5	66.7	58.7	50.7	42.7	31.5	19.1	0	0	0	0	0	0
JC 100%	63	62.3	61.6	60.2	57.8	52.7	47.8	42.8	36.2	29.4	20.2	9.58	0	0	0	0

YZR 315 S-10

P (kW)

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	75	72.6	70.1	65.4	57.4	40.2	21.2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
JC 25%	65	63.5	61.9	59	54	43.4	32.6	21	12.4	0	0	0	0	0	0	0
JC 40%	55	54	53	51	47.7	40.9	34	26.9	16.8	4.46	0	0	0	0	0	0
JC 60%	48	47.3	46.6	45.3	43	38.1	33.4	28.6	22.1	15	4.56	0	0	0	0	0
JC 100%	40	39.6	39.1	38.2	36.7	33.6	30.6	27.6	23.5	19.4	14	7.84	0	0	0	0

YZR 315 M-10

CZ	P (kW)															
	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	105	102.1	99.2	93.7	84.1*	64.1	43.2	18.9	0	0	0	0	0	0	0	0
JC 25%	88	86.2	84.4	80.9	74.8	62.3	49.6	36.4	16.4	0	0	0	0	0	0	0
JC 40%	75	73.8	72.7	70.4	66.4	58.1	50	41.8	30.3	17.5	0	0	0	0	0	0
JC 60%	63	62.2	61.4	59.7	56.9	51.1	45.4	39.8	32	23.9	12.5	0	0	0	0	0
JC 100%	50	49.5	48.9	47.9	46	42.2	38.5	34.9	30	25	18.4	11.1	0	0	0	0

YZR 355 M-10

CZ	P (kW)															
	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	132	127.5	123	114.2	99.3	66.4	29.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0
JC 25%	110	107.1	104.4	98.8	89.3	69.3	48.5	25	0	0	0	0	0	0	0	0
JC 40%	90	88.2	86.3	82.7	76.5	63.5	50.4	36.5	15.5	0	0	0	0	0	0	0
JC 60%	75	73.7	72.5	69.9	65.6	56.5	47.6	38.4	25.4	9.9	0	0	0	0	0	0
JC 100%	63	62.2	61.4	59.8	57	51.3	45.7	40.1	32.4	24.4	13.2	0	0	0	0	0

YZR 355 LA-10

CZ	P (kW)															
	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	160	154.9	149.8	139.8	122.7	85.8	45	0	0	0	0	0	0	0	0	0
JC 25%	132	128.8	125.5	119.5	108.8	86.2	63	37.2	0	0	0	0	0	0	0	0
JC 40%	110	107.9	105.9	101.9	94.9	80.4	65.7	50.5	28.3	0	0	0	0	0	0	0
JC 60%	90	88.6	87.1	84.3	79.5	69.3	59.2	49.1	34.6	18.3	0	0	0	0	0	0
JC 100%	75	74.1	73.2	71.4	68.3	61.9	55.7	49.4	40.8	32	19.8	5.03	0	0	0	0

YZR 355 LB-10

CZ	P (kW)															
	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	185	178.9	172.8	161.1	141.2	97.3	48.7	0	0	0	0	0	0	0	0	0
JC 25%	150	146.3	142.5	135	122.6	95.9	68.1	37.2	0	0	0	0	0	0	0	0
JC 40%	132	129.5	127.1	122.4	114.2	97	79.9	62.2	36.4	3.3	0	0	0	0	0	0
JC 60%	110	108.4	106.6	103.3	97.6	85.6	73.7	61.8	45	26.5	0	0	0	0	0	0
JC 100%	90	88.9	87.8	85.7	82	74.3	66.7	59.2	49.1	38.4	24.1	6.66	0	0	0	0

V.2 JZR₂系列电动机*

JZR ₂ -11-6 P (kW)																
CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	2.755	2.74	2.71	2.68	2.6	2.46	2.31	2.17	1.98	1.79	1.55	1.3	0.76	0	0	0
JC 25%	2.2	2.19	2.17	2.15	2.1	1.99	1.89	1.8	1.67	1.54	1.38	1.21	0.87	0	0	0
JC 40%	1.725	1.71	1.7	1.68	1.65	1.57	1.5	1.43	1.34	1.25	1.13	1.01	0.77	0.21	0	0
JC 60%	1.325	1.32	1.31	1.29	1.26	1.2	1.15	1.09	1.02	0.94	0.85	0.76	0.57	0.12	0	0
JC 100%	0.8	0.79	0.78	0.77	0.74	0.69	0.64	0.58	0.52	0.45	0.37	0.28	0.07	0	0	0

JZR ₂ -12-6 P (kW)																
CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	4.325	4.3	4.27	4.22	4.13	3.93	3.74	3.55	3.3	3.04	2.73	2.41	1.74	0.03	0	0
JC 25%	3.5	3.48	3.47	3.43	3.36	3.23	3.1	2.98	2.8	2.64	2.43	2.22	1.79	0.83	0	0
JC 40%	2.65	2.64	2.62	2.6	2.55	2.46	2.36	2.27	2.15	2.02	1.87	1.73	1.42	0.76	0	0
JC 60%	1.97	1.96	1.95	1.93	1.89	1.81	1.74	1.66	1.57	1.47	1.35	1.24	0.99	0.46	0	0
JC 100%	1.1	1.09	1.08	1.06	1.02	0.94	0.87	0.8	0.71	0.61	0.5	0.37	0.07	0	0	0

JZR ₂ -21-6 P (kW)																
CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	6.54	6.45	6.38	6.21	5.93	5.33	4.75	4.17	3.38	2.55	1.39	0	0	0	0	0
JC 25%	5	4.95	4.89	4.78	4.59	4.19	3.8	3.41	2.89	2.36	1.64	0.83	0	0	0	0
JC 40%	3.79	3.75	3.71	3.63	3.49	3.2	2.92	2.65	2.28	1.91	1.41	0.87	0	0	0	0
JC 60%	2.7	2.67	2.63	2.57	2.45	2.22	2	1.77	1.48	1.17	0.76	0.27	0	0	0	0
JC 100%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

JZR ₂ -22-6 P (kW)																
CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	9.21	9.12	9.04	8.86	8.56	7.92	7.29	6.68	5.86	5.02	3.92	2.74	0	0	0	0
JC 25%	7.5	7.44	7.39	7.27	7.07	6.66	6.26	5.85	5.33	4.79	4.11	3.41	1.88	0	0	0
JC 40%	6.06	6.02	5.98	5.9	5.77	5.48	5.21	4.94	4.58	4.22	3.77	3.31	2.35	0	0	0
JC 60%	5	4.97	4.95	4.89	4.79	4.58	4.38	4.18	3.92	3.66	3.34	3.02	2.35	0.82	0	0
JC 100%	3.8	3.78	3.76	3.72	3.65	3.51	3.37	3.23	3.05	2.87	2.65	2.43	1.99	1.01	0	0

* 原始数据取自大连第二电机厂。

JZR₂-31-6
P (kW)

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	14.05	13.9	13.8	13.5	13.1	12.1	11.2	10.3	9.03	7.78	6.15	4.41	0	0	0	0
JC 25%	11	10.9	10.8	10.7	10.4	9.72	9.12	8.51	7.71	6.92	5.9	4.82	2.52	0	0	0
JC 40%	8.63	8.57	8.51	8.39	8.18	7.75	7.32	6.9	6.36	5.81	5.13	4.42	2.93	0	0	0
JC 60%	6.77	6.72	6.68	6.59	6.42	6.1	5.77	5.46	5.05	4.64	4.13	3.61	2.52	0	0	0
JC 100%	4.65	4.61	4.58	4.51	4.38	4.13	3.88	3.64	3.32	3.01	2.62	2.22	1.38	0	0	0

JZR₂-31-8
P (kW)

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	9.58	9.51	9.45	9.3	9.07	8.56	8.08	7.59	6.95	6.3	5.49	4.65	2.84	0	0	0
JC 25%	7.5	7.46	7.41	7.32	7.16	6.83	6.5	6.18	5.76	5.34	4.81	4.28	3.16	0.43	0	0
JC 40%	5.75	5.72	5.69	5.62	5.51	5.28	5.05	4.82	4.53	4.24	3.88	3.51	2.75	1.04	0	0
JC 60%	4.3	4.27	4.25	4.2	4.11	3.93	3.75	3.58	3.35	3.13	2.85	2.57	1.99	0.67	0	0
JC 100%	2.4	2.38	2.35	2.31	2.23	2.07	1.91	1.76	1.56	1.36	1.11	0.84	0.21	0	0	0

JZR₂-41-8
P (kW)

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	14.53	14.4	14.3	14	13.6	12.7	11.8	10.9	9.72	8.51	6.97	5.35	1.51	0	0	0
JC 25%	11	10.9	10.8	10.7	10.4	9.77	9.16	8.58	7.8	7.01	6.02	4.98	2.73	0	0	0
JC 40%	7.92	7.86	7.79	7.67	7.46	7.02	6.59	6.16	5.6	5.05	4.33	3.6	2	0	0	0
JC 60%	5.4	5.35	5.29	5.18	5	4.61	4.24	3.83	3.4	2.92	2.29	1.62	0	0	0	0
JC 100%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

JZR₂-42-8
P (kW)

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	20.68	20.5	20.3	19.9	19.3	18	16.7	15.4	13.6	11.9	9.64	7.24	1.43	0	0	0
JC 25%	16	15.9	15.8	15.5	15.1	14.3	13.4	12.6	11.5	10.4	8.98	7.54	4.4	0	0	0
JC 40%	12.6	12.5	12.4	12.3	12	11.4	10.8	10.3	9.55	8.81	7.89	6.96	4.99	0	0	0
JC 60%	10	9.94	9.88	9.76	9.56	9.13	8.71	8.3	7.76	7.22	6.56	5.88	4.49	1.23	0	0
JC 100%	6.2	6.16	6.11	6.03	5.88	5.56	5.26	4.97	4.58	4.19	3.71	3.22	2.19	0	0	0

JZR₂-51-8

P (kW)

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	28.45	28.1	27.8	27.2	26	23.7	21.4	19.1	16	12.9	8.54	3.44	0	0	0	0
JC 25%	22	21.8	21.6	21.2	20.4	18.9	17.5	16	14.1	12.1	9.53	6.75	0	0	0	0
JC 40%	17.35	17.2	17.1	16.8	16.3	15.3	14.3	13.3	12	10.7	9.06	7.36	3.5	0	0	0
JC 60%	13.3	13.2	13.1	12.9	12.5	11.8	11	10.3	9.38	8.43	7.22	5.99	3.27	0	0	0
JC 100%	8.8	8.72	8.64	8.49	8.22	7.67	7.15	6.62	5.93	5.24	4.38	3.47	1.4	0	0	0

JZR₂-52-8

P (kW)

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	38.8	38.4	37.9	37.1	35.6	32.5	29.5	26.5	22.4	18.2	12.6	6.17	0	0	0	0
JC 25%	30	29.7	29.5	28.9	28	26	24	22.1	19.6	17	13.6	10.1	1.29	0	0	0
JC 40%	23.2	23	22.8	22.5	21.8	20.5	19.2	17.9	16.2	14.5	12.3	10	5.03	0	0	0
JC 60%	18.3	18.2	18	17.8	17.3	16.3	15.4	14.4	13.2	11.9	10.4	8.78	5.36	0	0	0
JC 100%	12.7	12.6	12.5	12.3	12	11.3	10.6	9.94	9.07	8.2	7.12	6.02	3.63	0	0	0

JZR₂-61-10

P (kW)

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	38.6	37.8	37.1	35.6	33	27.6	22.2	16.5	7.95	0	0	0	0	0	0	0
JC 25%	30	29.5	29	28.1	26.4	22.9	19.5	16	11.1	5.46	0	0	0	0	0	0
JC 40%	22.92	22.6	22.3	21.6	20.4	18.1	15.7	13.4	10.2	6.69	1.33	0	0	0	0	0
JC 60%	17.6	17.4	17.1	16.6	15.8	14	12.3	10.6	8.27	5.77	2.09	0	0	0	0	0
JC 100%	11.44	11.2	11.1	10.7	10	8.67	7.37	6.05	4.23	2.16	0	0	0	0	0	0

JZR₂-62-10

P (kW)

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	57.1	56.1	55	53	49.6	42.4	35.3	28	17.5	4.63	0	0	0	0	0	0
JC 25%	45	44.4	43.7	42.4	40.2	35.6	31.1	26.6	20.3	13.6	3.33	0	0	0	0	0
JC 40%	35.3	34.9	34.4	33.5	32.1	28.9	25.9	22.9	18.8	14.5	8.68	1.45	0	0	0	0
JC 60%	26.5	26.2	25.9	25.2	24.1	21.9	19.7	17.6	14.7	11.6	7.58	2.81	0	0	0	0
JC 100%	22.5	22.3	22.1	21.6	20.8	19.3	17.7	16.2	14.2	12.2	9.65	6.91	0	0	0	0

JZR₂-63-10^{*}
P (kW)

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	75	73.9	72.8	70.5	66.7	58.7	50.7	42.6	31.4	19	0	0	0	0	0	0
JC 25%	60	59.3	58.6	57.1	54.7	49.7	44.7	39.7	32.9	25.9	16.4	4.86	0	0	0	0
JC 40%	48.6	48.1	47.7	46.3	45.1	41.7	38.5	35.2	30.9	26.4	20.7	14.5	0	0	0	0
JC 60%	40.65	40.3	40	39.3	38.2	35.9	33.5	31.3	28.2	25.2	21.3	17.3	8.37	0	0	0
JC 100%	32.7	32.5	32.3	31.8	31.1	29.6	28.1	26.6	24.7	22.7	20.3	17.9	12.7	0	0	0

JZR₂-71-10
P (kW)

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	101.6	98.7	95.6	89.8	79.9	58.8	36.4	8.74	0	0	0	0	0	0	0	0
JC 25%	80	78.1	76.2	72.6	66.2	53	39.5	25	0	0	0	0	0	0	0	0
JC 40%	63	61.7	60.5	58.9	53.8	45	36.3	27.2	13.5	0	0	0	0	0	0	0
JC 60%	50.5	49.6	48.7	46.9	43.9	37.7	31.6	25.4	16.4	5.76	0	0	0	0	0	0
JC 100%	39	38.4	37.8	36.6	34.6	30.5	26.4	22.3	16.7	10.6	0.9	0	0	0	0	0

JZR₂-72-10
P (kW)

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	131	127.2	123.4	116.1	103.4	76.8	48.5	14.4	0	0	0	0	0	0	0	0
JC 25%	100	97.6	95.1	90.4	82.3	65.3	48.1	29.2	0	0	0	0	0	0	0	0
JC 40%	76	74.3	72.7	69.5	63.9	52.5	41	29	10	0	0	0	0	0	0	0
JC 60%	61.8	60.6	59.4	57	53	44.8	36.6	28.2	15.9	0	0	0	0	0	0	0
JC 100%	39.5	38.6	37.6	35.8	32.7	26.5	20.3	13.8	3.12	0	0	0	0	0	0	0

JZR₂-73-10
P (kW)

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000	1250	1500	2000	3000	4000	6000
JC 15%	160	155.4	150.6	141.6	126.1	93	57.4	14.6	0	0	0	0	0	0	0	0
JC 25%	125	122	119	113.3	103.5	82.8	61.8	38.8	0	0	0	0	0	0	0	0
JC 40%	96.5	94.6	92.5	88.7	82	68.3	54.5	40.1	18.4	0	0	0	0	0	0	0
JC 60%	77	75.5	74.1	71.3	66.5	56.6	46.7	36.7	22.1	3.93	0	0	0	0	0	0
JC 100%	56	55	54	52	48.7	41.8	35.2	28.4	18.8	7.45	0	0	0	0	0	0

附录 W
起重机机构电动机容量选择计算中的 JC 、 CZ 、 G 值
(参考件)

各种起重机的每一机构的接电持续率 JC 值, CZ 值、稳态负载平均系数 G , 应根据实际载荷情况计算。如无法获得载荷情况的详细资料, 可参考表 W1 选取。

表 W1 JC 、 CZ 、 G 值

起重机型式		用途	起升机构			副起升机构							
			$JC = \%$	CZ	G	$JC = \%$	CZ	G					
桥式起重机	吊钩式	电站安装及检修用	15	150	G_1	15	150	G_1					
		车间及仓库用	25	150	G_2	25	150	G_2					
		繁重的工作车间、仓库用	40	300	G_2	25	150	G_2					
	抓斗式	间断装卸用	40	450	G_2								
门式起重机	吊钩式	一般用途	25	150	G_2	25	150	G_2					
门座起重机	吊钩式	安装用	25	150	G_2	25	150	G_2					
	吊钩式	装卸用	40	300	G_2								
	抓斗式		60	450	G_3								
起重机型式		小车运行机构			大车运行机构			回转机构			变幅机构		
		$JC = \%$	CZ	G	$JC = \%$	CZ	G	$JC = \%$	CZ	G	$JC = \%$	CZ	G
桥式起重机	吊钩式	15	300	G_1	15	600	G_1						
		25	300	G_2	25	600	G_2						
		25	600	G_2	40	1000	G_2						
	抓斗式	40	800	G_2	40	1500	G_2						
门式起重机	吊钩式	25	300	G_2	25	450	G_2						
门座起重机	吊钩式				25	150	G_2	25	300	G_2	25	150	G_2
	吊钩式				15	150	G_2	25	1000	G_2	25	600	G_2
	抓斗式				15	150	G_2	40	1000	G_2	40	600	G_3

注: 机构的接电持续率 JC 值用于在工作循环时间小于 10 min 的场合, 按下式计算:

$$JC = \frac{\text{在起重机一个工作循环中机构的运转时间}}{\text{起重机一个工作循环的总时间}} \times 100\%$$

附录 X
导线的载流量
(参考件)

导线载流量的计算公式

$$I_z = K_a K_t K_j I_g \dots\dots\dots (X1)$$

式中: I_z ——导线的载流量, A;

K_a ——电缆或穿管电线多根并列敷设校正系数, 一般对穿钢管电线取0.9, 对电缆取0.8;

K_t ——环境温度校正系数, 常用值见表X1。 K_t 值也可按式 (X2) 计算:

$$K_{t1} = \sqrt{\frac{T_1 - T_0}{T_1 - T_2}} \dots\dots\dots (X2)$$

T_1 ——线芯最高工作温度, °C;

T_0 ——工作环境温度, °C;

T_2 ——额定工作环境温度, 25°C (或45°C);

K_j ——反复短时工作制的接电持续率校正系数, 工作循环时间取为10min。常用值见表X2。

K_j 值也可按式 (X3) 计算:

$$K_j = \sqrt{\frac{1 - e^{-\frac{600}{T}}}{1 - e^{-\frac{600 \cdot JC}{T}}}} \dots\dots\dots (X3)$$

式中: JC ——接电持续率;

T ——导线发热时间常数; 常用值见表X3, s;

I_g ——电线电缆载流量的基准值, 其常用值见表X3, A。

表 X1 导线载流量的温度校正系数 K_t

额定工作 环境温度 °C	线芯最高 工作温度 °C	工作环境温度 °C										
		+25	+30	+35	+40	+45	+50	+55	+60	+65	+70	+75
+25	+60	1.000	0.926	0.845	0.756	0.655	0.535	—	—	—	—	—
	+65	1.000	0.935	0.865	0.791	0.707	0.612	0.500	—	—	—	—
	+70	1.000	0.943	0.882	0.816	0.745	0.667	0.577	0.471	—	—	—
+45	+65	—	1.323	1.225	1.118	1.000	0.866	0.707	—	—	—	—
	+70	—	1.265	1.183	1.095	1.000	0.894	0.775	0.632	—	—	—
	+80	—	1.195	1.134	1.069	1.000	0.926	0.845	0.756	0.655	0.535	—
	+85	—	1.173	1.118	1.061	1.000	0.935	0.866	0.791	0.707	0.612	0.500

表 X2 导线的接电持续率校正系数 K_j

导线型号	接电持续率 %	线 芯 截 面 mm^2												
		1.5	2.5	4	6	10	16	25	35	50	70	95	120	150
BX、BXR 铜芯橡皮线	25	1.313	1.417	1.477	1.550	1.614	1.678	1.754	1.790	1.834	1.849	1.876	1.880	1.898
	40	1.149	1.212	1.249	1.296	1.336	1.377	1.425	1.448	1.476	1.486	1.503	1.505	1.517
YC、YCW、CF、 CFR 单芯电缆	25	1.250	1.304	1.324	1.398	1.461	1.520	1.604	1.645	1.701	1.742	1.784	1.807	1.830
	40	1.111	1.143	1.155	1.200	1.240	1.277	1.330	1.356	1.391	1.417	1.444	1.459	1.473
YC、YCW、CF、 CFR 三芯电缆	25	1.490	1.531	1.590	1.640	1.696	1.750	1.808	1.803	1.838	1.865	1.887	1.902	1.912
	40	1.258	1.284	1.321	1.353	1.388	1.422	1.460	1.456	1.479	1.495	1.510	1.519	1.526

表 X3 导线载流量的基准值^①

线芯截面 mm ²	铜 芯 、 电 线				重 型 橡 套 电 缆				船 用 电 缆			
	BX、BXR 铜芯橡皮线		BV、BVR 铜芯塑料线		YC、YCW单芯电缆		YC、YCW三芯电缆		CF、CFR单芯电缆		CF、CFR三芯电缆	
	25℃时载流量 A		发热时间常数 s		25℃时 载流量 A	发热时间 常数 s	25℃时 载流量 A	发热时间 常数 s	45℃时 载流量 A	发热时间 常数 s	45℃时 载流量 A	发热时间 常数 s
	明 敷	穿 管 ^②	明 敷	穿 管								
1.5	27	18	24	17	86	—	—	—	20	152	14	307
2.5	35	25	32	24	116	37	179	26	26	179	19	347
4	45	33	42	31	138	47	190	34	35	190	25	419
6	58	43	55	41	172	52	235	43	44	235	32	497
10	185	60	75	57	212	75	282	63	61	282	44	613
16	110	77	105	73	267	112	336	84	81	336	58	774
25	145	100	138	95	370	148	438	115	105	438	77	1050
35	180	122	170	115	442	183	506	142	135	506	94	1020
50	230	154	215	146	573	226	626	176	165	626	120	1270
70	285	193	265	183	641	289	746	224	205	746	145	1540
95	345	235	325	225	797	353	917	273	250	917	180	1870
120	400	270	375	260	820	415	1040	316	290	1040	205	2180
150	470	310	430	300	980	—	—	—	335	1200	240	2450

注：① 本表数值取自《电机工程手册》第26篇电线电缆（1979年试用本），以长期工作制（JC100%），环境温度+25℃（或+45℃）时的载流量为基准值。

② 表中穿管电线载流量以三根单芯电线穿钢管空气中敷设情况为基准。为简化起见，起重机上所用电线不论其敷设方式，敷设部位，一般按三根单芯电线穿钢管空气中敷设选用截面，当穿管电线根数超过三根时，选用的截面适当降低载流量。

附录 Y
有关本规范文字叙述的说明
(补充件)

Y.1 用词说明, 见表

本规范的用词说明

程 度	正 面	反 面
很严格, 非这样做不可	“必须”	“严禁”
严格, 在正常情况下均应这样做	“应”	“不应”或“不得”
允许稍有选择, 在条件许可时首先应这样做	“宜”或“一般”	“不宜”
表示一般情况应这样做, 但目前由于国家技术经济水平所限, 硬性规定这样做有困难	“应尽量”	
在某种条件下容许这样做的用词	“可”	

Y.2 条文中必须指定的标准, 规范或其他有关规定执行的写法为“按……执行”或“符合……要求”。非必须按所指的标准, 规范或其他规定执行的写法“参照……”。

附加说明:

本标准由中华人民共和国机械工业部和城乡建设环境保护部提出。

本标准由机械工业部起重运输机械研究所和城乡建设环境保护部长沙建筑机械研究所负责起草。

本标准主要起草人: 周显德、郭宝莹、万力、康秀宝、裘为章、贾志权、刘守成、胡宗武、蒋国仁、徐克晋、叶元华、顾迪民、苏嘉科、盛汉中、李学孔、陈伟璋、周学镛、朱思中、叶佩馨、陈飞、汪春生、王连仲、党志梁、许梅华、颜振洲、张湘麟、许宝树、赵开清、龚甲驹、佺振恒、孙桂林、孟宪惠、叶才民、翁秉、王实坚。

本标准委托机械工业部北京起重运输机械研究所, 城乡建设环境保护部长沙建筑机械研究所负责解释。