

中华人民共和国水利行业标准

SL 41—2011

替代 SL 41—93

水利水电工程启闭机设计规范

**Design code for gate hoist in
water resources and hydropower projects**

2011-03-09 发布

2011-06-06 实施

中华人民共和国水利部 发布

中华人民共和国水利部

关于批准发布水利行业标准的公告

2011 年第 15 号

中华人民共和国水利部批准《水利水电工程启闭机设计规范》(SL 41—2011) 标准为水利行业标准，现予以公布。

序号	标准名称	标准编号	替代标准号	发布日期	实施日期
1	水利水电工程启闭机设计规范	SL 41—2011	SL 41—93	2011. 3. 9	2011. 6. 9

二〇一一年三月九日

前 言

根据 2001 年 9 月 27 日水利部规划设计管理局科技处《关于修订〈水利水电工程启闭机设计规范〉(SL 41—93)的通知》，按《水利技术标准编写规定》(SL 1—2002)要求，对 SL 41—93 进行了修订。

本标准共 9 章、15 个附录。主要包括以下内容：

- 启闭机的选型布置；
- 启闭机的材料要求；
- 启闭机的荷载分析；
- 启闭机的设计计算、零部件选型及结构分析；
- 启闭机的电气传动控制要求等。

对 SL 41—93 进行修改的部分，主要包括以下几个方面：

——将原规范的机构、结构章节改为按启闭机类型不同分章节叙述，条理更清晰，使用也更方便；

——将原规范按电气元件的排列模式改为从“传动、控制方式→电气元件”的结构编排，突出了传动、控制方式的整体作用；

——根据《起重机设计规范》(GB 3811—83)对启闭机的工作级别进行了细化；

——增加了本规范主要引用的规范细目；

——调整了结构计算的许用应力数据；

——调整了吊板孔壁承压许用应力取值方法；

——明确了液压油清洁度要求，补充了油的过滤、油管清洗、油管和油箱材料等新的要求；

——补充了有关折线绳槽卷筒的设计要求条款；

——修正了卷筒稳定性计算中卷筒壁单位压应力计算公式；

——更正了原规范中的印刷错误和附录中部分计算公式的

错误；

——增加了启闭机的控制方式的条款和行程检测精度要求；

——增加了启闭机的安全措施及安全保护要求条款；

——增加了消防和电气防雷的要求条款；

——由于其他标准的修订，相应调整了关联部分的内容。

本标准在执行过程中，请各单位注意总结经验、积累资料，随时将有关意见和建议反馈给水利部水利水电规划设计总院（北京市西城区六铺炕北小街2-1号，电话：010-62056492，邮政编码：100120，电子邮件：jsbz@giwp.org.cn），以供今后修订时参考。

本标准所替代标准的历次版本为：

——SL 41—93

本标准批准部门：中华人民共和国水利部

本标准主持机构：水利部水利水电规划设计总院

本标准解释单位：水利部水利水电规划设计总院

本标准主编单位：湖南省水利水电勘测设计研究总院
黄河勘测规划设计有限公司

本标准出版、发行单位：中国水利水电出版社

本标准主要起草人：李 球 黄廷璞 孙鲁安 陈 霞
段 斌 胡 堃 穆建军 阳建平
曾宪时 周维亚

本标准审查会议技术负责人：温续余 姚宇坚

本标准体例格式审查人：窦以松

目 次

1 总则	1
2 符号	5
3 基本规定	6
4 荷载	15
5 材料	20
6 卷扬式启闭机	22
7 液压启闭机	55
8 螺杆启闭机和链式启闭机	60
9 电气	63
附录 A 启闭机启闭力、扬程、跨度和速度系列数据	69
附录 B 走行机构加（减）速度 a 及相应的加（减）速 时间 t 的推荐值	71
附录 C 启闭机偏斜走行时的水平侧向力 P_s 的计算方法	72
附录 D 风荷载计算	75
附录 E 常用摩擦面材料的允许物理量和性能	79
附录 F 摩擦系数及效率	80
附录 G 零部件及轨道的有关计算资料	82
附录 H 液压启闭机计算资料	95
附录 J 螺杆启闭机零部件计算	112
附录 K 双向或单向压弯构件稳定性计算资料	118
附录 L 电动机的过载校验	133
附录 M 绕线型异步电动机发热校验	135
附录 N YZR 系列电动机在不同负载持续率 FC 值和不同 CZ 值时的允许输出容量 P	138

附录 P 启闭机机构电动机容量选择计算中 FC 、 CZ 、 G 值	144
附录 Q 导线的载流量	145
标准用词说明	148
条文说明	149

1 总 则

1.0.1 为规范水利水电工程启闭机的设计，满足运行可靠、技术先进、操作安全、经济合理、维修方便、景观协调和环境保护等要求，制定本标准。

1.0.2 本标准适用于水利水电工程以电力驱动为主，用以启闭闸门、拦污栅的卷扬式启闭机、液压启闭机、螺杆启闭机和链式启闭机的设计，其中卷扬式启闭机包括固定卷扬式启闭机和门式、台车式、桥式等移动式启闭机。

1.0.3 除液压启闭机外，启闭机机构的工作级别应按机构的利用等级和荷载状态确定（见表 1.0.3-1、表 1.0.3-2 和表 1.0.3-3）。主起升机构的工作级别即为启闭机的工作级别。启闭机工作级别划分见附录 A。

表 1.0.3-1 启闭机的利用等级

利用等级	设计总工作小时 (h)	备 注
T ₁	800	轻闲使用
T ₂	1600	
T ₃	3200	中等程度使用
T ₄	6300	经常使用

表 1.0.3-2 启闭机的荷载状态

荷载状态	说 明
L ₁	很少起吊最大工作荷载，一般起吊轻荷载
L ₂	有时起吊最大工作荷载，一般起吊中等荷载
L ₃	经常起吊最大工作荷载，一般起吊较重荷载

表 1.0.3-3 启闭机的工作级别

荷载状态	利用等级			
	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄
L ₁	Q ₁ —轻	Q ₁ —轻	Q ₁ —轻	Q ₂ —轻
L ₂	Q ₁ —轻	Q ₁ —轻	Q ₂ —轻	Q ₃ —中
L ₃	Q ₁ —轻	Q ₂ —轻	Q ₃ —中	Q ₄ —重

1.0.4 设计启闭机所需资料应包括下列各项：

1 水利水电工程对闸门运行的要求，包括启闭力、启闭行程、启闭方式、泄流要求、充水方式、启闭和走行速度、闸门存放方式等；

2 相关水工建筑物的尺寸和布置，包括机房、基础、轨道、管路及闸门门槽等；

3 闸门与启闭机连接的有关尺寸和要求；

4 动力、控制电源的要求；

5 电气控制方式、接口要求；

6 荷载资料；

7 水文、气象、泥沙、水质等资料；

8 地震和其他特殊资料；

9 有关制造、运输和安装等方面资料。

1.0.5 启闭机启闭力、扬程、跨度和速度的选取应符合附录 A 的规定。

1.0.6 启闭机应装设安全装置。根据不同型式的启闭机，可采用相应的安全装置：如制动器、荷载限制器、力矩限制器、行程限制器、缓冲器、防风夹轨器、锚定装置、液压系统保护装置以及电气保护装置等。

1.0.7 启闭机应采取防潮、通风、防腐蚀和防风沙等保护措施。启闭机机房和控制房应满足消防要求。

1.0.8 启闭机的结构件应进行强度、稳定和刚度计算，并满足其规定的要求。计算时一般不考虑材料的塑性影响，也不进行疲

劳强度计算。

1.0.9 启闭机的解体尺寸和重量应符合运输的规定要求，运输单元应具有必要的刚度。

1.0.10 本标准主要引用以下标准：

《优质碳素结构钢》(GB/T 699)

《碳素结构钢》(GB/T 700)

《标准件用碳素钢热轧圆钢》(GB/T 715)

《气焊、手工电弧焊及气体保护焊焊缝坡口的基本形式与尺寸》(GB/T 985)

《埋弧焊焊缝坡口的基本形式与尺寸》(GB/T 986)

《铸造铜合金技术条件》(GB/T 1176)

《钢结构用高强度大六角头螺栓、大六角螺母、垫圈技术条件》(GB/T 1231)

《球墨铸铁件》(GB/T 1348)

《低合金结构钢》(GB/T 1591)

《合金结构钢》(GB/T 3077)

《紧固件机械性能 螺栓、螺钉和螺柱》(GB/T 3098.1)

《紧固件机械性能 螺母、粗牙螺纹》(GB/T 3098.2)

《紧固件机械性能 紧定螺钉》(GB/T 3098.3)

《紧固件机械性能 螺母、细牙螺纹》(GB/T 3098.4)

《紧固件机械性能 不锈钢螺栓、螺钉和螺柱》(GB/T 3098.6)

《紧固件机械性能 不锈钢螺母》(GB/T 3098.15)

《不锈钢冷轧钢板和钢带》(GB/T 3280)

《钢结构用扭剪型高强度螺栓连接副 技术条件》(GB/T 3633)

《不锈钢热轧钢板和钢带》(GB/T 4237)

《碳钢焊条》(GB/T 5117)

《低合金钢焊条》(GB/T 5118)

《重要用途钢丝绳》(GB/T 8918)

《灰铸铁件》(GB/T 9439)

《可锻铸铁件》(GB/T 9440)

《一般工程用铸造碳钢件》(GB/T 11352)

《工业环氧乙烷》(GB/T 13098)

《液压传动油液 固体颗粒污染等级代号》(GB/T 14039)

《大型低合金钢铸件》(JB/T 6402)

《大型不锈、耐酸、耐热钢锻件》(JB/T 6398)

《污染度等级标准》(ISO 4406)

《油液洁净度等级标准》(NAS 1638)

1.0.11 水利水电工程启闭机布置、设计除应符合本标准外，尚应符合国家现行有关标准的规定。

2 符 号

- A ——面积
 D 、 d ——直径
 E ——钢材的弹性模量
 G ——钢材的剪变模量
 H 、 h ——高度
 I ——惯性矩
 i ——传动比
 K ——安全系数
 L 、 l ——跨度或长度
 M ——弯矩或扭矩
 N ——轴心力或功率
 n ——系数或转速
 P ——作用荷载
 p ——压力
 Q ——剪力或流量
 q_v ——流量
 R ——半径
 v ——速度
 W ——抵抗矩
 σ ——正应力
 σ_b ——抗拉强度
 σ_s ——屈服点
 τ ——剪应力
 δ ——厚度
 λ ——长细比
 η ——效率

3 基本规定

3.1 选型、布置和一般要求

3.1.1 启闭机选型应根据水利水电工程布置、门型、孔数、操作运行和时间要求等；经全面的技术经济论证后确定，对不同用途的闸门在选择启闭机时应遵循下列原则：

1 泄水系统工作闸门的启闭机应选用固定式启闭机。若闸门操作运行方式和启闭时间允许时，经论证也可选用移动式启闭机。

2 多孔泄水系统的事故、检修闸门的启闭机，宜选用移动式启闭机。

3 施工导流封孔闸门的启闭机，其启闭力应考虑在一定的水头下可启门的要求，同时应有可靠的高度指示装置。

4 挡潮闸、水闸工作闸门的启闭机，宜选用固定式启闭机。

5 电站机组进水口和泵站出水口快速闸门的启闭机选型，应根据工程布置、闸门的启闭荷载、扬程等进行全面的技术经济比较，选用液压式或卷扬式快速闸门启闭机。其快速关闭回路的控制电源，应按全站交流电源失电的条件设置。

6 当多机组电站进水口设有检修闸门时，宜选用移动式启闭机。在枢纽总体布置条件允许的情况下，宜与泄水系统检修闸门的启闭机共用。

7 机组进水口多孔拦污栅的操作，可在进水口门式启闭机的上游侧增设副起升机构或回转吊，或用跨内主钩启吊。若水工建筑物布置分散，无条件利用已有启闭机时，也可单独设置移动式启闭机。

8 电站机组多孔尾水管检修闸门的启闭机可采用移动式启闭机，抽水蓄能机组尾水事故闸门应采用固定式启闭机。

9 对于需要分节装拆的闸门或分节启闭的叠梁闸门，宜选

用移动式启闭机。

10 启闭多扇闸门、拦污栅或叠梁闸门的移动式启闭机，宜配用自动挂脱梁进行操作。

11 对于设计水位不高的小型闸门，也可选用螺杆式启闭机。

3.1.2 固定式启闭机宜设置在机房内。机房的布置应满足安装、检修和维护的要求，通道尺寸不宜小于 0.8m。布置在室外的启闭机应加设活动机罩。

在严寒和炎热地区，且分别在冬季和夏季有运行要求的启闭机，其操作机房应有调保温措施。选择工作油和润滑油的牌号应考虑工作地区的气温条件。

3.1.3 启闭机应满足启闭闸门的最大工作扬程要求，并留有适当的裕度，对启闭潜孔弧门的启闭机，其最大工作扬程尚应满足更换侧、顶止水需要。

3.1.4 当扬程较高时，宜采用高扬程启闭机。

3.1.5 启闭机的动滑轮组、钢丝绳等应与闸门门槽等建筑物之间留有适当的间距。

3.1.6 动滑轮组应设置防止钢丝绳脱槽的防护措施。对于浸入水中的动滑轮组，宜采用自润滑滑动轴承，轴表面应采取防腐蚀措施，采用滚动轴承时应设密封装置。

3.1.7 平面闸门启闭机的起吊中心线应与闸门起吊中心线一致。

3.1.8 当启闭机吊具与闸门（或吊杆）吊耳连接的销轴重量较大且需要拆卸时，宜设手摇移轴装置。

3.1.9 启闭机安装高程的确定，应防止启闭机电气设备和动力设备被淹，并应便于闸门、门槽及启闭机部件等正常检修。

3.1.10 对于操作泄洪、挡潮及其他应急闸门的启闭机，必须设置可靠的备用电源。

3.1.11 选用启闭机系列产品时，启闭机的启闭容量应大于或等于闸门计算启闭力。

3.1.12 电站机组进水口及泵站出水口的快速闸门启闭机应满足

快速关闭孔口的时间要求，并应设有限速装置或缓冲装置。闸门接近全关闭时的速度不应大于 $5\text{m}/\text{min}$ 。

3.1.13 双吊点的启闭机，应有可靠的同步措施。

3.1.14 对于闸门前有泥沙淤积的双吊点启闭机，其启闭力的确定应考虑两个吊点启闭荷载的不均匀系数。

3.1.15 有小开度或平压阀充水要求的闸门，启闭机应设有能满足小开度要求的控制装置或其他措施。

3.2 卷扬式启闭机

3.2.1 固定卷扬式启闭机应符合下列规定：

1 启闭机机架应满足强度、刚度和稳定要求。

2 当启闭机的启闭荷载方向为非重力方向时，应考虑水平力对有关零部件的作用，并进行核算。

3 卷扬式启闭机钢丝绳的允许偏斜角：

1) 钢丝绳绕入或绕出滑轮绳槽时的最大偏斜角不宜大于 5° 。

2) 钢丝绳绕入或绕出卷筒时，钢丝绳偏离螺旋槽两侧的角度不宜大于 3.5° 。

3) 双层自由缠绕的螺旋槽卷筒，钢丝绳返回处返回角不宜大于 2° ，也不宜小于 0.5° 。

4) 多层自由缠绕的折线绳槽卷筒，钢丝绳返回处返回角不宜大于 1.5° ，也不宜小于 0.25° 。

4 除钢丝绳固定部分外，卷筒上应留有不少于 2 圈的钢丝绳作为安全圈。

5 多层缠绕的卷筒应在钢丝绳返回处设置返回凸缘。

6 采用多层自由缠绕时，卷筒的容量量应留有适当的裕量。

7 卷筒为自由同向双层缠绕时，启闭机的定滑轮应错开布置或将滑轮组铰接在机架上，同时应防止钢丝绳与定滑轮组支承梁干扰。

8 排绳装置应合理选择导向螺杆的螺旋角和端部返回处的

圆弧半径以及螺母月牙板的包角体形。

9 折线绳槽卷筒应合理确定卷筒绳槽的折线段长度、绳槽节距、绳槽倾斜角和钢丝绳的返回角。

10 吊点设在挡水面板前的弧形闸门卷扬式启闭机，其钢丝绳及吊具一般紧贴于弧形闸门面板上，不宜设置动滑轮组。

11 吊点设在弧形闸门挡水面板后的卷扬式启闭机，布置时滑轮组的缠绕和转向方式，应防止钢丝绳与机架干扰。

12 盘香式启闭机应设有钢丝绳调节装置。

13 中小型卷扬式启闭机，可根据电源的可靠程度和闸门的重要性设置手摇启闭装置。

14 升卧式闸门的卷扬式启闭机的动滑轮组应布置在泥沙淤积高程以上。

15 升卧式闸门的卷扬式启闭机基础梁的底缘离开闸门顶运行轨迹线的最小距离不应小于 0.1m。

16 升卧式闸门的卷扬式启闭机在启闭过程中钢丝绳不得被机架、门叶干扰，闸门全开后吊耳中心至启闭机起吊中心的联线与铅垂线的夹角不宜大于 15° 。

3.2.2 移动式启闭机除应满足 3.2.1 条规定外，还应符合下列要求：

1 移动式启闭机的轨距、扬程和吊钩在水平方向的极限位置应满足启闭、吊装闸门和拦污栅等设备的要求。

2 移动式启闭机的启闭荷载和走行荷载应根据运行要求分别选用。

3 走行机构宜采用电动机、制动器和减速器一体化驱动。

4 当移动式启闭机沿曲线轨道走行时，应有控制启闭机曲线走行、限制走行过载或卡轨的措施。

5 小容量移动式启闭机根据布置和运行要求也可选用电动葫芦。

6 采用同一起升机构启闭多种闸门，当启闭力相差悬殊时，应有可分别限制超载的功能。

7 抗倾覆稳定性验算应符合下列要求:

1) 抗倾覆稳定性验算工况按表 3.2.2-1 确定。

表 3.2.2-1 验算工况

验算工况	工况特征
1	无风静载
2	有风动载
3	暴风侵袭下的非工作状态

2) 启闭机抗倾覆稳定性验算应按表 3.2.2-1 所列工况在最不利的荷载组合条件下进行, 若包括启闭机自重在内的各项荷载对倾覆边的力矩之和大于或等于零 ($\sum M \geq 0$), 则认为启闭机是稳定的。验算抗倾覆稳定性时应选择对启闭机相应的危险倾覆边进行计算。考虑各种荷载对稳定性的实际影响程度, 在进行启闭机抗倾覆稳定校核时, 各荷载力矩应分别乘以一个荷载系数, 其值见表 3.2.2-2。

表 3.2.2-2 荷载系数

验算工况	自重	荷载	水平惯性力 (包括荷载)	风力	说明
1	0.95	1.4	0	0	带悬臂启闭机应验算下列稳定性: (1) 纵向(悬臂平面)稳定性(工况 1、2、3); (2) 横向(走行方向)稳定性(工况 2 及 3)。
2	0.95	1.2	1	1	
3	0.95	0	0	1.15	无悬臂启闭机可仅验算横向及纵向稳定性(工况 2 及 3)

8 启闭机应按下列两种工况验算其防风抗滑安全性:

1) 正常工作状态:

$$P_{z1} \geq 1.1P_{w1} + P_a - P_f \quad (3.2.2-1)$$

式中 P_{z1} ——走行机构制动器产生的在车轮踏面上的制动力, N;

P_{w1} ——工作状态下沿走行方向的最大风力, N;
 P_a ——坡度引起的滑动力, N;
 P_f ——启闭机走行摩擦阻力, N; 其走行摩擦阻力系数按表 3.2.2-3 选用。当制动力 P_{z1} 大于车轮的粘着力时, P_{z1} 用车轮与轨道的粘着力代替, 粘着系数可取 0.12。

表 3.2.2-3 走行摩擦阻力系数 ω

滑动轴承	滚动轴承
0.015	0.006
注: $\omega = P_f / P$, 其中 P 为总轮压。	

2) 非工作状态:

$$P_{z2} \geq 1.1P_{w2} + P_a - P_f \quad (3.2.2-2)$$

式中 P_{z2} ——走行机构夹轨器产生的沿轨道方向的夹持制动力, N;

P_{w2} ——启闭机非工作状态下沿走行方向的最大风力, N。轨道和夹轨钳(表面有刻痕并经淬火的)间的摩擦系数取 0.25, 手工操作的夹轨器最大操作力不应大于 200N。

3.3 液压启闭机

3.3.1 根据不同的闸门操作要求, 液压启闭机液压缸的工况可设计为双向作用式或单向作用式。对于单向作用活塞式的液压启闭机, 如因关闭充水阀及维修、安装等需要, 也可在系统设计中考虑对液压缸无杆腔适当加压。

3.3.2 双吊点液压启闭机应根据闸门的型式、尺寸、结构刚度、侧向支承和同步精度要求等因素, 确定采用同步措施的型式。

3.3.3 弧形闸门液压启闭机应综合分析液压缸的容量、行程、

倾角、摆角等因素进行合理布置。

3.3.4 液压启闭机泵站数量应根据闸门的数量及运行操作要求确定，泵站内宜设有备用油泵机组。

3.3.5 液压系统应设有超压保护装置，必要时可设置欠压保护装置。

3.3.6 液压系统应根据控制和监控要求设置行程、工作压力、油箱液位、液温检测等必要的运行信号检测装置。其中行程检测装置应根据液压启闭机行程监控的精度、环境和要求选择，传感器宜选用绝对型传感器。

3.3.7 液压启闭机应设行程限制器，行程限制器的工作原理应不同于行程检测装置，不得采用溢流阀来代替行程限制器。

3.3.8 液压系统的工作压力宜小于 25MPa，液压缸、液压阀组及压力管路的试验压力：当工作压力 $P \leq 16\text{MPa}$ 时取 $1.5P$ ，当 $P > 16\text{MPa}$ 时取 $1.25P$ ，回油管、排油管应按管内压力的 1.5 倍取值。试验保压时间应大于 10min。

3.3.9 液压缸的活塞杆应根据使用环境条件采取相应的防腐蚀措施。

3.3.10 液压缸两端的支承采用铰接结构时，宜采用球面滑动轴承。

3.3.11 后拉式弧形闸门液压启闭机，当液压缸在闸门全关位置成水平或倾斜布置时，应考虑液压缸自重引起的活塞杆挠度问题。若倾斜角度较大，且工作行程较长时，可采用液压缸中部铰支承布置或在液压缸下部设置托架。

3.3.12 快速闸门液压启闭机的液压缸有杆腔应设置缓冲装置。

3.3.13 如不启动油泵关闭闸门时，应采取措施向液压缸充分补油。

3.3.14 液压缸无杆腔如果采用真空吸油的补油方式，应满足油的吸程要求。

3.3.15 除快速闸门启闭机外，液压缸下腔油口处宜设置液压安全锁定装置。

3.4 启闭机的控制方式

- 3.4.1 启闭机的控制方式应在综合分析闸门的操作要求、运行调度、管理方式和经济指标后确定。
- 3.4.2 多孔泄水系统的固定式启闭机，除现地操作外，宜设置集中或远程控制。
- 3.4.3 电站机组进水口和泵站出水口的快速闸门启闭机，其快速闭门功能应既能在现地操作，亦能远程控制。
- 3.4.4 启闭机采用集中控制或远程控制时，宜设有可靠的监测、监视装置。
- 3.4.5 移动式启闭机宜采用现地操作方式。

3.5 启闭机的安全保护装置

- 3.5.1 除液压和螺杆启闭机外，启闭机的起升、走行和回转机构均应装设制动装置。
- 3.5.2 卷扬式启闭机的起升机构应装设荷载限制器，荷载限制器的综合误差不应大于5%；其类型可为机械式或电子式；液压启闭机则应设有安全溢流阀。
- 3.5.3 启闭机的起升、走行和回转机构的运行终端，应装设相应的行程限制器。
- 3.5.4 所有电力驱动移动式启闭机的走行机构均应装设缓冲器。也可在轨道端部作成向上倾斜接圆弧的挡块作为缓冲措施。
- 3.5.5 室外作业的移动式启闭机应安装风速仪（位置相对较低的台车式、桥式启闭机可除外），其位置应安置在启闭机上部不挡风处。当风速大于工作极限风速时，应能发出停止作业的警报，并自动切断走行机构电源。
- 3.5.6 室外作业的移动式启闭机应装设夹轨器（或顶轨器）。当非工作状态风压超过 $700\text{N}/\text{m}^2$ 或者洪水可能淹没时，必须增设牵缆或其他型式的锚定装置。
- 3.5.7 电气保护装置应符合 9.3.4 条规定。

3.6 自动挂脱梁

3.6.1 自动挂脱梁主要用于移动式启闭机操作多孔或多节闸门，其型式有液压式和机械式。

3.6.2 自动挂脱梁设计应满足以下要求：

1 当操作多扇闸门和拦污栅时，应提高门叶（栅叶）、门槽（栅槽）的制造和安装精度，确保自动挂脱梁在多孔门槽（栅槽）内的正常操作。

2 自动挂脱梁应作静平衡试验，可用配重调整重心位置。根据不同型式，应设置导向、定位和安全装置。

3 自动挂脱梁的相对转动和滑动部位，应采取润滑、防腐蚀措施。寒冷地区还应有防止挂脱动作部件结冰的措施。

3.6.3 液压式自动挂脱梁应满足以下要求：

1 操作穿轴的液压装置、电气设备以及电缆接线盒均应有可靠的密封，并应通过密封试验进行检验。

2 密封容器应设有漏水检测报警装置。

3 电缆卷筒应有防止电缆被拉断的措施，电缆的收放速度应与闸门起升机构吊具的升降速度一致。

4 宜有穿脱轴到位的位置标志或信号显示。

3.6.4 常用的机械式自动挂脱梁有重锤转动式、重锤吊钩式、挂钩自如式、间歇旋转式等几种型式。机械式自动挂脱梁挂钩转动和滑动部位应有防止因腐蚀或被泥沙、杂物堵塞而失灵的措施，挂钩自如式自动挂脱梁挂体和卡体的体型应相配，并在启闭机上设置欠载限制器与电气联锁。

4 荷 载

4.0.1 自重荷载应包括启闭机的结构、机械设备、电气设备和压重等的重力。

4.0.2 启闭荷载为启闭闸门时，作用到启闭机与闸门（或吊杆、自动挂脱梁）连接的吊耳上的最大启门力、最大持住力或最大下压力。

4.0.3 走行荷载为移动式启闭机移动时携带的除自重荷载以外的垂直荷载，如携带的闸门自重或其他物体的重量。

4.0.4 水平荷载计算应符合以下要求：

1 走行惯性力系由启闭机质量或小车质量和走行时的携带质量（走行荷载）在走行机构起动或制动时产生的惯性力，其值为考虑启闭机或小车驱动力突变时结构的动力效应，取其质量和走行加速度乘积的 1.5 倍，但不大于主动车轮与钢轨间的粘着力。加（减）速度见附录 B。

2 回转吊的回转机构运动时，起升质量产生的水平力（包括风力、起制动时产生的惯性力和回转运动时的离心力）按吊重绳索对于铅垂线的偏角所引起的水平分力计算。在正常工作情况下，计算电动机功率的吊重绳偏摆角 $\alpha_1 = (0.25 \sim 0.30) \alpha_{\parallel}$ ；计算机械零件的疲劳及磨损时 $\alpha_1 = (0.3 \sim 0.4) \alpha_{\parallel}$ ；计算机构强度和抗倾覆稳定性时取吊重绳最大偏摆角为 α_{\parallel} 。当 $n > 0.33r/\text{min}$ 时， $\alpha_{\parallel} = 4^\circ$ ；当 $n \leq 0.33r/\text{min}$ 时， $\alpha_{\parallel} = 2^\circ$ 。回转部件自身质量的离心力通常可忽略。回转吊起动或制动时，回转吊自身质量和起升质量（回转时的悬挂质量）产生的水平力，等于该质量与该质量中心的加速度乘积的 1.5 倍（通常忽略回转吊自身质量的离心力）。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，由计算得到的起升质量的水平力大于按偏摆角 α_{\parallel} 计算的水平力时，宜减小加速度值。

3 门式、桥式、台车式启闭机偏斜走行时的水平侧向力见附录 C。

4.0.5 碰撞荷载选取应符合以下要求：

1 移动式启闭机作用在缓冲器上的碰撞荷载，按碰撞限位开关减速后的实际碰撞速度所引起的实际动能计算，但碰撞速度不小于 50% 的额定走行速度。对于缓冲器的固定连接和缓冲器的止挡件，应按额定走行速度碰撞的条件进行计算。

2 计算碰撞荷载时，对于吊重能自由摆动的启闭机，则不考虑吊重所具有的动能。对于装有导架以限制吊重摆动的启闭机，要将吊重考虑在内。

4.0.6 风荷载应按下列规定计算：

1 风荷载分为工作状态风荷载和非工作状态风荷载。工作状态风荷载是启闭机在正常工作时所能承受的最大计算风力。非工作状态风荷载是启闭机在非工作时所受的最大计算风力。

2 风荷载按式 (4.0.6-1) 计算

$$P_w = CK_h qA \quad (4.0.6-1)$$

式中 P_w ——作用在启闭机或吊重上的风荷载，N；

C ——风力系数；

K_h ——风压高度变化系数；

q ——计算风压， N/m^2 ；

A ——启闭机或吊重垂直于风向的迎风面积， m^2 。

上述计算应取风对启闭机是沿着最不利的方向作用的情况。

3 计算风压可按式 (4.0.6-2) 计算：

$$q = 0.613v^2 \quad (4.0.6-2)$$

式中 v ——计算风速， m/s 。

计算风压的规定按离基准面 10m 高度处的计算风速来确定。移动式启闭机非工作状态计算风压按最低运行水位为基准面进行计算。计算风压分为三种： q_I 、 q_{II} 、 q_{III} 。其中 q_I 是启闭机正常工作状态计算风压，用于选择电动机功率时的阻力计算及机构零部件发热验算； q_{II} 是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、刚度和稳定性，验算驱动装置的过载能力和整机工作状态下的抗倾覆稳定； q_{III} 是非工作状态计算风压，用于验算此时启闭机机构零部件及金属结构的强度、整机抗倾覆稳定和启闭机防风抗滑安全装置、锚定装置的设计计算。启闭机的计算风压如表 4.0.6-1 所示。如当地有气象资料，应按当地气象资料提供的常年最大风速计算。

表 4.0.6-1 计算风压 (N/m^2)

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
台湾省及海南省		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。
 注 2： q_{III} 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 800 N/m^2 ，上海以北取小值，以南取大值；经常受特大风暴作用的地区（如湛江等地）或只在小风地区工作的启闭机，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（4.0.6-2）计算。
 注 3：启闭机室外安装风压按 100 N/m^2 取值。
 注 4：风压 $q_{II} = 150N/m^2$ 时，相当于风速 15.6m/s；风压 $q_{II} = 250N/m^2$ 时，相当于风速为 20.19m/s。

4 启闭机的工作状态计算风压不考虑高度变化 ($K_h = 1$)。非工作状态风压高度变化系数 K_h 如式 (4.0.6-3)、式 (4.0.6-4) 所示。

对于陆地：

$$K_h = (h/10)^{0.3} \quad (4.0.6-3)$$

对于海岛及海面：

$$K_h = (h/10)^{0.2} \quad (4.0.6-4)$$

式中 h ——计算点离基准面高度，m。

计算时，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。

5 风力系数 C 应符合下列规定：

1) 启闭机单片结构和单根对象的风力系数 C 如表 4.0.6-2 所示。

表 4.0.6-2 单片结构和单根对象的风力系数 C

序号	结构型式			C
1	型钢制成的平面桁架 (充实率 $\psi=0.3\sim 0.6$)			1.6
2	型钢、钢板、型钢梁、钢板梁和箱形截面构件	L/h	5	1.3
			10	1.4
			20	1.6
			30	1.7
			40	1.8
			50	1.9
3	圆管及管结构	qd^2	≤ 1	1.3
			≤ 3	1.2
			7	1.0
			10	0.9
			≥ 13	0.7
4	封闭的司机室、机房、平衡重、钢丝绳及物品等			1.1~1.2
注 1: 表中 L 为结构或结构件的长度; h 为迎风面的高度, m; q 为计算风压 (见表 4.0.6-1), N/m^2 ; d 为管子外径, m。				
注 2: 司机室在地面上时取 $C=1.1$, 悬空时取 $C=1.2$ 。				

2) 两片或两片以上的空间结构, 其风力系数可取单片结构的风力系数, 其迎风面积计算见附录 D。

3) 三角形截面的空间桁架的风荷载, 可取为该桁架垂直于风向的投影面积所受风的 1.25 倍。

4) 当风向与结构成某一角度时, 结构所受的风力可按其夹角分解成两个方向的分力计算。

4.0.7 温度荷载通常情况下可不考虑; 如启闭机安装与使用温度差异很大, 应当计及部件膨胀或收缩受到的约束所引起的荷载。

4.0.8 设计启闭机时，应计及启闭机在安装过程中产生的荷载。

4.0.9 冰、雪荷载在寒冷、多雪地区应根据当地资料选取。

4.0.10 在轨道上移动的启闭机，应按安装规范允许的坡度计算坡度荷载。

4.0.11 当启闭机工作地区的地震基本烈度大于或等于 7 度时，应计及地震荷载。

4.0.12 启闭机投入使用前，应进行静载和动载试验。试验现场应坚实、平整，风速不超过 8.3m/s，静载试验荷载可取额定荷载的 125%，并作用于启闭机最不利的位置，动载试验荷载取额定荷载的 110%。如有特殊要求，则可另行考虑。

液压启闭机的试验荷载，应符合 3.3.8 条的规定。

5 材 料

5.1 铸 件

5.1.1 铸造碳钢件应采用 GB/T 11352 中规定的 ZG230—450、ZG270—500、ZG310—570、ZG340—640 等。

5.1.2 低合金钢铸件应采用 JB/T 6402 中规定的 ZG35CrMo、ZG42CrMo、ZG40Cr、ZG65Mn、ZG40Mn2、ZG50Mn2 等。

5.1.3 灰铸铁件应采用 GB/T 9439 中的 HT150、HT200、HT250 等。

5.1.4 球墨铸铁件应采用 GB/T 1348 中规定的 QT450—10、QT500—7 等。

5.1.5 轴承铜合金铸件应采用 GB/T 1176 中规定的 ZCuSn5Pb5Zn5、ZCuSn10Pb1、ZCuAl10Fe3、ZCuAl10Fe3Mn2、ZCuZn38Mn2Pb2、ZCuZn25Al6Fe3Mn3 等。

5.2 锻 件

5.2.1 碳钢锻件应采用 GB/T 699 中规定的 20、25、35、45、50Mn、65Mn 等。

5.2.2 合金钢锻件材料应采用 GB/T 3077 中的 40Cr、35CrMo、42CrMo、35CrMoV、35CrMoSiA 等。

5.2.3 不锈钢锻件材料应采用 JB/T 6398 中的 1Cr18Ni9、1Cr18Ni9Ti、1Cr13、2Cr13 等。

5.3 板材与型材

5.3.1 结构件的板材与型材可采用 GB/T 700 中规定的 Q235 或 GB/T 1591 中规定的 Q345。

5.3.2 对于主要承载的结构和构件不应采用沸腾钢；Q235 钢和 Q345 钢应具有常温冲击韧性的合格保证。

5.3.3 当工作环境温度在 $0\sim-20^{\circ}\text{C}$ 时，启闭机采用的 Q235 钢和 Q345 钢应具有 0°C 冲击韧性的合格保证；当工作环境温度低于 -20°C 时，采用的 Q235 钢和 Q345 钢应具有 -20°C 冲击韧性的合格保证。

5.3.4 不锈钢板材与型材可采用 GB/T 3280、GB/T 4237 中规定的 1Cr18Ni9、1Cr13 等。

5.4 连接材料

5.4.1 焊接材料应符合以下规定：

1 手工焊接的焊条应采用 GB/T 5117 和 GB/T 5118 中的有关型号。选择焊条型号应与母材相适应。

2 自动焊和半自动焊应采用与母材相适应的焊丝和相应的焊剂。

5.4.2 铆钉连接所采用的铆钉材料应采用 GB/T 715 中规定的 BL2、BL3 号钢。

5.4.3 螺栓连接材料应符合以下规定：

1 一般螺栓、螺钉和螺柱的材料应符合 GB/T 3098.1、GB/T 3098.3 中的规定，螺母的材料应符合 GB/T 3098.2、GB/T 3098.4 中的规定。

2 不锈钢螺栓、螺钉和螺柱的材料应符合 GB/T 3098.6 中的规定，不锈钢螺母的材料应符合 GB/T 3098.15 中的规定。

3 高强度螺栓、螺母、垫圈的材料应符合 GB/T 1231、GB/T 3633 中的规定。

6 卷扬式启闭机

6.1 起升机构

6.1.1 起升机构电动机选择应符合下列要求：

1 按启闭荷载或等效的启闭荷载、吊具重和额定启闭速度及机构效率计算机构的静功率。根据机构的静功率、电动机工作方式和负载持续率（参见附录 P）或负载持续时间选择电动机。采用等效的启闭荷载计算的电动机应校验过载和发热，校验方法见附录 L 和附录 M。

2 起升机构宜按短时（或断续）工作制选择冶金及起重用电动机。

3 除快速闸门启闭机外，机构的平均加速度应小于 0.3m/s^2 。

6.1.2 起升机构制动器选择应符合以下规定：

1 每一套独立的驱动装置至少应安装一个支持制动器。其制动安全系数如下：

- 1) 由一套驱动装置驱动，设一个制动器时，制动安全系数不应低于 1.75。
- 2) 由一套驱动装置驱动，设两个制动器时，每一个制动器安全系数按总制动力矩计算不应低于 1.25。
- 3) 由两套彼此有刚性联接的驱动装置驱动，每一套各设一个制动器时，每一个制动器安全系数按总制动力矩计算不应低于 1.25。
- 4) 由两套彼此有刚性联接的驱动装置驱动，每套各设有两个制动器时，每一个制动器安全系数按总制动力矩计算不应低于 1.1。

2 支持制动器应是常闭式的，制动轮应装在与传动机构刚性联接的轴上。

3 制动所引起的启闭减速度应小于 0.3m/s^2 。

6.1.3 减速装置应按起升机构的计算荷载和总传动比选定，可采用开式齿轮传动或闭式齿轮传动。当减速装置由减速器和开式齿轮组成时，开式齿轮的单级传动比不宜大于 6.3。

6.2 走行机构

6.2.1 走行静阻力包括摩擦阻力、坡道阻力和风阻力，其确定应符合下列要求：

1 摩擦阻力包括启闭机带载（闸门自重等）走行时，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道侧面间的附加阻力，后者用前两种摩擦阻力之和乘以附加系数确定。

2 坡道阻力是指启闭机携带额定走行荷载时车轮沿坡度轨道走行时的阻力。

3 风阻力是指室外工作的启闭机在正常工作状态时由计算风压引起的风阻力。

6.2.2 走行机构电动机选择应符合下列要求：

1 按走行静阻力、走行速度及机构效率计算机构的静功率。根据机构的静功率、电动机工作方式和负载持续率（参见附录 P）选择电动机。当惯性力较大时应计及惯性力的影响。

2 电动机应校验过载和发热，并控制加速度值。校验方法可参照附录 L 和附录 M。

3 机构起动时所引起的平均加速度值宜按附录 B 选用。

6.2.3 走行机构制动器的制动力矩与走行最小摩擦阻力（不包括轮缘与轨头侧面的摩擦阻力）转化到制动轴的制动力矩之和，应能满足在走行荷载、顺风及下坡的情况下使启闭机或小车在要求时间内停住。

6.2.4 走行机构应在正常工作状态下按启闭机驱动轮的最小轮压进行打滑验算，使走行机构主动车轮不出现起动或制动打滑。验算时钢制车轮与轨道的粘着系数，对于室外工作的取 0.12；

室内的为 0.15；钢轨上撒砂时取 0.2~0.25。

6.3 回转机构

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

6.3.2 电动机应按回转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所需的等效功率，再根据机构的等效功率、电动机工作方式和负载持续率（参见附录 P）选择电动机。回转机构初选的电动机应校验过载（参见附录 L），还应验算启动加速度，此值宜在 $0.1\sim 0.3\text{m/s}^2$ 范围内。

6.3.3 回转机构的制动器在最不利工作状态和最大回转半径时，其制动力矩应能使回转部分停止，制动减速度宜在 $0.1\sim 0.3\text{m/s}^2$ 范围内。

6.3.4 对于有可能自锁的传动机构应装设极限力矩联轴器。非自锁机构如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。

6.4 零部件的计算原则

6.4.1 零部件的强度计算应包括静强度计算和疲劳强度计算。强度计算可采用许用应力法和安全系数法。对于有些零部件还应进行刚度和稳定计算。对于较长的高速传动轴尚应验算其临界转速。

6.4.2 零部件的荷载计算应符合下列规定：

1 疲劳计算基本荷载应符合下列规定：

- 1) 起升机构零部件的疲劳计算基本荷载应根据闸门类别和工作性质，按启闭力传递至计算零部件的力矩（或力）的 0.6~1 倍作为计算依据。对于高速轴上的零部件应按电动机额定力矩的 1.3~1.4 倍作为计算依据。
- 2) 走行和回转机构零部件的疲劳计算基本荷载应为机构启动时零部件承受的惯性力矩和静阻力矩之和，可按

式 (6.4.2-1) 估算:

$$M_{I \max} = (1.2 \sim 2.0)M_n \quad (6.4.2-1)$$

式中 $M_{I \max}$ ——计算零部件的疲劳计算基本荷载力矩, $N \cdot m$;

M_n ——电动机额定力矩传到计算零部件的力矩, $N \cdot m$;

1.2~2.0——刚性动载系数, 与电动机的驱动特性和计算零部件两侧的转动惯量的比值有关。

2 用于零部件静强度计算的工作最大荷载应符合下列规定:

1) 起升机构的工作最大荷载: 启闭闸门时, 与电动机连接的轴以外的零部件, 取启闭力传递至计算零部件承受的力矩 (或力) 的 1~1.2 倍; 与电动机连接的轴上零部件取该零部件承受电动机额定转矩的 2.0~2.5 倍。特殊情况可按电动机最大转矩校核, 零部件的许用应力可取材料的 $0.9\sigma_s$ 。

2) 走行和回转机构的工作最大荷载取机构起动或制动时计算零部件承受的最大振动力矩值, 可按式 (6.4.2-2)

2) 估算:

$$M_{II \max} = (1.1 \sim 1.5)M_{I \max} \quad (6.4.2-2)$$

式中 $M_{II \max}$ ——计算零部件的最大振动力矩, $N \cdot m$;

1.1~1.5——考虑弹性振动的力矩增大系数, 系统的弹性和阻尼大者取小值。

3 非工作状态最大荷载由非工作状态最大风荷载和设备自重组合确定。非工作状态最大荷载为非经常性荷载, 用来验算某些构件的静强度。

4 特殊荷载应符合下列规定:

1) 缓冲器碰撞时对移动式启闭机走行机构产生的动荷载, 可按式 (6.4.2-3) 估算:

$$M_{\parallel \max} = 0.25 \frac{R}{i} \sum P_{I \max} \quad (6.4.2-3)$$

式中 $M_{\parallel \max}$ ——缓冲器碰撞时作用在走行机构驱动轴上的力矩，N·m；

R ——车轮半径，m；

i ——走行机构的总传动比；

$\sum P_{I \max}$ ——所计算的传动机构的驱动轮走行时最大轮压之和，N。

2) 安装荷载应符合 4.0.8 条规定。

3) 试验荷载应符合 4.0.12 条规定。

6.4.3 当计算传动零件的疲劳强度时，应计算在所要求的设计寿命期内的应力循环次数。当应力变动值小于最大应力绝对值 10% 时，可不算它们的应力循环次数。

应力循环次数 N 可按式 (6.4.3-1) 计算：

$$N = FZ \quad (6.4.3-1)$$

$$F = \frac{60n_m k_b}{i_m} \quad (6.4.3-2)$$

式中 Z ——零部件的总设计寿命，h；

F ——零部件每小时的应力循环次数，与转速有关的零部件可按式 (6.4.3-2) 近似计算；

n_m ——电动机的转速，r/min；

i_m ——电动机到计算零部件间的传动比；

k_b ——零部件每一转经受的应力循环次数。

机构的零部件宜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，某些零部件的设计寿命也可与机构设计寿命不一致。

6.4.4 静强度计算时，对于塑性较好的材料，可用材料的屈服限作为零部件的屈服点。当材料的屈服限 σ_s 与抗拉强度限 σ_b 之比大于 0.7 时，应按式 (6.4.4-1)、式 (6.4.4-2) 计算假想屈服点：

$$\sigma_{sF} = \frac{\sigma_s + 0.7\sigma_b}{2} \quad (6.4.4-1)$$

$$\tau_{sF} = \frac{\sigma_{sF}}{\sqrt{3}} \quad (6.4.4-2)$$

6.4.5 疲劳强度限可由试验或计算求得。零部件的疲劳强度限的大小应取决于以下因素：

- 应力循环特性 $\left(\frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}\right)$ ；
- 材料的质量；
- 零部件的形状及尺寸变化；
- 零部件的尺寸大小；
- 零部件的表面状态。

6.4.6 机械传动零部件必须进行强度验算，强度验算应满足式(6.4.6)：

$$\text{计算应力} \leq \frac{\text{零部件的屈服点或疲劳强度限}}{\text{强度安全系数}} \quad (6.4.6)$$

强度安全系数应按表 6.4.6 的规定选取。

表 6.4.6 强度安全系数

计算内容		疲劳验算 n_I	静强度验算	
			工作最大荷载 n_{II}	非工作最大荷载，特殊荷载 n_{III}
起升机构	锻、轧件	1.6	1.6	1.4
	铸钢件	1.8	1.8	1.6
回转、走行机构	铸、轧件	1.4	1.4	1.2
	铸钢件	1.6	1.6	1.4

注：对特别重要的启闭机，安全系数可适当加大。

对于荷载作用时间短、次数少，不会导致疲劳损坏或过度磨损的零部件，可不进行疲劳和耐磨的验算。

6.4.7 对于在运行中处于经常磨损的零部件，应保证其在使用期内摩擦面的磨损量在允许范围内。对制动器、离合器及滑动轴承等，应验算其覆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 E。

6.5 零部件的设计

6.5.1 吊钩、吊叉与吊轴的设计应符合下列要求：

1 吊钩和吊叉的材料宜采用优质低碳镇静钢或低碳合金钢。吊轴材料宜采用优质碳素钢或合金结构钢。

2 吊钩或吊叉可采用平面弹性曲杆方法计算（见附录 G.2）。一般吊钩或吊叉可根据启闭力和工作级别从系列产品样本中进行选择。

3 吊轴可按静载条件设计，其计算荷载应取工作最大荷载，并按最不利情况进行计算。

6.5.2 钢丝绳、滑轮及卷筒的设计应符合下列要求：

1 启闭机钢丝绳宜采用镀锌钢丝绳，且优先采用 GB/T 8918 中规定的线接触钢丝绳。多层缠绕的钢丝绳宜采用金属芯钢丝绳；单层缠绕且经常浸入水中的钢丝绳宜采用纤维芯钢丝绳。钢丝绳的强度应满足式（6.5.2-1）的要求：

$$F_0 \geq nS \quad (6.5.2-1)$$

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，见表 6.5.2-1；

S ——钢丝绳最大工作静拉力，N；当扬程大于 50m 时，应计及钢丝绳重量。

表 6.5.2-1 钢丝绳最小安全系数

工作级别	安全系数 n
Q ₁ —轻	4.5
Q ₂ —轻	5.0
Q ₃ —中、Q ₄ —重	5.5

2 滑轮和卷筒的最小缠绕直径按式（6.5.2-2）计算：

$$D_{0\min} = ed \quad (6.5.2-2)$$

式中 e ——与机构工作级别有关的系数，按表 6.5.2-2 取；
 d ——钢丝绳直径，mm。

表 6.5.2-2 卷筒和滑轮的系数 e

工 作 级 别	卷筒和滑轮的系数 e
Q ₁ —轻	16~18
Q ₂ —轻	18~20
Q ₃ —中、Q ₄ —重	20~25

平衡滑轮的直径宜取为 D_{0min} 的 0.8 倍。

3 在中小容量启闭机中，滑轮和卷筒的材料可采用铸铁，其牌号不应低于 GB/T 9439 中规定的 HT200。在大容量启闭机中，宜采用铸钢或焊接滑轮；卷筒宜采用焊接卷筒或铸钢分段焊接。

4 卷筒的强度计算和稳定性验算：当 $L \leq 3D$ 时可只计算卷筒壁表面最大压应力；当 $L > 3D$ 时除计算压应力外，尚应验算由弯矩和扭矩产生的合成应力；当 $D \geq 1200\text{mm}$ 、 $L > 2D$ 时，除进行强度计算外，尚应对卷筒壁进行稳定性验算。其中 D 为卷筒绳槽底径，单位为 mm； L 为卷筒长度，单位为 mm。卷筒的强度计算和稳定性计算方法见附录 G.1。

6.5.3 齿轮与蜗轮蜗杆传动的设计应符合下列要求：

1 齿轮的常用材料：小齿轮选用优质碳素钢或合金结构钢；大齿轮选用铸造碳钢或合金铸钢。材料选择和热处理硬度应符合齿轮配对的要求。蜗轮蜗杆的常用材料：蜗轮选用铜基合金或锌基合金，小型不常用设备或传递小荷载的也可用铸铁；蜗杆选用优质碳素钢或合金结构钢。

2 当齿轮为软齿面或中硬齿面时，小齿轮齿面硬度宜高于大齿轮齿面硬度至少 30HB；当为硬齿面时，大、小齿轮的齿面硬度应大致相同。

3 闭式齿轮传动齿面宜采用中硬齿面或硬齿面。

4 开式齿轮传动齿面宜采用软齿面或中硬齿面，并应进行轮齿弯曲强度计算和齿面接触强度计算。

5 蜗轮蜗杆传动主要用于大传动比、结构布置要求紧凑的机构（如回转机构、走行机构等）。蜗轮蜗杆强度计算应以蜗轮轮齿表面的接触强度计算为基础，蜗轮轮齿的弯曲强度作为校核性验算；蜗杆同时作为传动轴时，应按轴进行强度计算和刚度计算。

6.5.4 轴的设计应符合下列要求：

1 轴的材料宜采用 GB/T 699 中规定的 45 钢，也可采用 GB/T 3077 中规定的 35SiMn、42SiMn、40MnB、40Cr、40CrNi 等合金钢。

2 轴的初步尺寸可按许用应力方法初步进行强度计算确定。再根据初步尺寸和需要考虑的其他必要因素来拟定轴结构，然后确定危险截面的实际安全系数，并进行刚度计算。

3 对于转速超过 400r/min 的长传动轴，除计算强度和刚度外，还应验算其临界转速，并满足式（6.5.4-1）的要求：

$$n_{\max} \leq \frac{n_{\text{cr}}}{1.2} \quad (6.5.4-1)$$

其中
$$n_{\text{cr}} = 121 \frac{\sqrt{d_2^2 + d_1^2}}{L^2} \quad (6.5.4-2)$$

式中 n_{\max} ——轴的实际最大转速，r/min；

n_{cr} ——临界转速，r/min；

d_1 ——轴的内径，mm，当为实心轴时 $d_1 = 0$ mm；

d_2 ——轴的外径，mm；

L ——轴的支点间距，m。

4 轴的刚度应符合下列要求：

1) 最大挠度不超过支点间距的 0.0003；

2) 带齿轮的轴其最大挠度不超过齿轮模数的 0.01~0.03 倍；

3) 支点处由挠曲而引起的最大偏转角不超过 0.001rad ;

4) 许用扭转角可选用 $\phi \leq 0.5^\circ/\text{m}$ 。

6.5.5 减速器选用应符合下列要求:

1 应选用标准型减速器, 其总设计寿命宜与它所在机构的工作级别相适应。用额定荷载或电动机额定功率以及所需工况来选择减速器, 当输出轴有径向力时, 应对减速器输出轴端的最大径向荷载进行验算。

2 设计减速器时, 应使各级传动的承载能力(指齿面接触强度)大致相等。减速器壳体和齿轮的支承轴, 应有足够的强度和刚度。轴承的型式和尺寸, 应根据荷载的大小和方向以及使用要求进行选择。

3 减速器的润滑, 中硬齿面可采用飞溅润滑。硬齿面应采用浸油润滑(所有需要润滑的零部件需浸在润滑油中)和采用油泵润滑。

6.5.6 联轴器选用应符合下列要求:

启闭机上采用的联轴器, 可按工作条件确定其型式, 再按其所传递的力矩、被连接轴的轴颈尺寸和转速, 从联轴器标准规格表中选用, 使其满足式(6.5.6-1)要求:

$$M_c \leq M_t \quad (6.5.6-1)$$

其中 $M_c = nM_{II\max} \quad (6.5.6-2)$

式中 M_c ——联轴器计算力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$;

n ——联轴器安全系数, 对起升机构 $n=1.8$; 对其他机构 $n=1.5$;

M_t ——联轴器规格参数表中给出的额定力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$;

$M_{II\max}$ ——见 6.4.2 条 2 款 2) 项规定。

6.5.7 轴承选用应符合下列要求:

1 滑动轴承宜用于启闭机低速重载传动中, 如经常浸水的高扬程启闭机的动滑轮组, 有时也用于卷筒的支承。宜根据轴颈尺寸来确定轴承, 再验算其最大单位压强 p 及其与该转动摩擦

面的相对滑动线速度 v 的乘积即 pv 值，使其不超过 $[p]$ 和 $[pv]$ 值。 $[p]$ 和 $[pv]$ 值见附录 E。滑动轴承宜采用自润滑轴承。

2 选择滚动轴承时，应给定以下条件。根据以下条件可计算当量动荷载或当量静荷载，由此计算出所需额定动荷载或额定静荷载值，然后对滚动轴承进行选择。

- 1) 轴承的总设计寿命，可取与机构工作级别一致，必要时也可低一级。
- 2) 轴承装在旋转零件的转速，对于转速低于 10r/min 的滚动轴承，可只作额定静荷载计算。
- 3) 径向作用荷载。
- 4) 轴向作用荷载。
- 5) 工作条件和工作情况（工作荷载的性质、转动的座圈、湿度、润滑油种类和供给方法）。
- 6) 轴承的结构型式及其外形尺寸。

6.5.8 荷载限制器选用应符合下列要求：

1 当启闭荷载达到额定荷载的 90% 时，荷载限制器应发出提示信号；当启闭荷载超过额定荷载的 10% 时，应发出超载报警信号并切断电源；当荷载恢复正常后荷载限制器应能恢复正常工作。需要时应设置欠载限制器。

2 对启闭快速闸门的启闭机，根据需要也可对提升力和持住力分别限制。

3 双吊点启闭机宜设置两套荷载限制器。

4 常用的荷载限制器有电子式和机械式。

6.5.9 扬程指示及位置控制设置应符合下列要求：

1 启闭机起升机构应设电子式或机械式扬程指示装置。

2 启闭机的起升机构应设上、下极限位置限制器，其他位置（如闸门充水阀位置）根据要求进行控制，当到达控制位置时，应自动切断电源，发出信号。不应仅将电子式扬程指示装置作为上、下极限限位装置。

3 走行机构应装设行程限制器，当大、小车走行到极限位置时，应能自动切断电源，发出信号。有旋转角要求的回转机构，应装设回转限制器，当回转到极限位置时，应自动切断电源，发出信号。

6.5.10 缓冲器设计应符合下列要求：

1 启闭机缓冲器可以采用弹簧缓冲器、聚氨脂缓冲器、橡胶缓冲器和液压缓冲器。对于小型启闭机也可采用木质缓冲器。

2 缓冲器按碰撞动能（见 4.0.5 条）进行设计。缓冲器壳体按启闭机额定走行速度碰撞时发生的最大撞击力进行设计，此时的强度安全系数取 1.15。

6.5.11 车轮和轨道设计应符合下列要求：

1 车轮的常用材料宜采用 GB/T 699 中规定的 45、65Mn；GB/T 11352 中规定的 ZG340—640；JB/T 6402 中的规定的 ZG35CrMnSi、ZG34CrNiMo 等。

2 车轮直径不宜超过 1.25m。携带额定走行荷载时，车轮踏面按疲劳计算，启闭最大荷载时，车轮踏面按强度计算。车轮踏面计算见附录 G.3。

3 中、小型启闭机宜采用 P 型铁路钢轨，大型启闭机可采用 QU 型起重机专用钢轨，强度计算公式见附录 G.4。电动葫芦的轨道应采用轧制工字钢。

6.6 结构设计计算

6.6.1 结构应按两类荷载情况进行计算。第 I 类荷载按工作时的最大荷载进行强度、刚度和稳定性计算；第 II 类荷载按非工作时的最大荷载或工作时的特殊荷载进行强度和稳定性的验算。

6.6.2 两类荷载情况的荷载组合见表 6.6.2，表中所列的荷载组合仅适用于移动式启闭机的结构及其连接计算。

表 6.6.2 荷载与荷载组合

荷载名称	第 I 类荷载组合					第 II 类荷载组合			
	I _a	I _b	I _c	I _d	I _e	II _a	II _b	II _c	II _d
自重荷载	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
主起升机构启闭荷载	✓								
走行荷载		✓	✓				✓		
启闭机惯性力			✓		✓		✓		
小车惯性力		✓							
工作状态的风荷载	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓		
非工作状态的风荷载								✓	
偏斜走行引起的侧向力			✓		✓		✓		
碰撞荷载							✓		
试验荷载						✓			
地震荷载									✓
副起升机构启闭荷载				✓	✓				

注 1: 荷载的各种组合用来计算结构的不同部位;
 注 2: 温度荷载、冰雪荷载、安装荷载、坡度荷载等需要考虑时, 可在现有的荷载组合中增加。

6.6.3 许用应力应按下列情况分别取值:

- 1 结构材料的许用应力按表 6.6.3-1 的尺寸分组。
- 2 第 I 类荷载情况时, 结构材料的许用应力按表 6.6.3-2 采用。
- 3 第 I 类荷载情况时, 焊缝的许用应力见表 6.6.3-3。
- 4 铆钉、螺栓和销轴连接的许用应力见表 6.6.3-4。
- 5 表 6.6.3-2~表 6.6.3-4 的许用应力值: 在第 II 类荷载情况下提高 15%。

表 6.6.3-1 钢材的尺寸分组

单位: mm

组 别	钢材的厚度或直径	
		Q235
第一组	≤ 16	≤ 16
第二组	$> 16 \sim 40$	$> 16 \sim 35$
第三组	$> 40 \sim 60$	$> 35 \sim 50$
第四组	$> 60 \sim 100$	$> 50 \sim 100$

表 6.6.3-2 第 I 类荷载情况时结构材料的许用应力

单位: N/mm²

应力种类	符号	Q235				Q345			
		第 1 组	第 2 组	第 3 组	第 4 组	第 1 组	第 2 组	第 3 组	第 4 组
拉、压、弯	$[\sigma]$	160	150	145	135	230	220	200	185
剪	$[\tau]$	95	90	85	80	135	130	120	110
局部承压 (磨平顶紧)	$[\sigma_{cd}]$	240	230	220	210	350	330	300	280
局部紧承接承压	$[\sigma_g]$	120	115	110	105	175	165	150	140

注 1: 局部承压是指构件腹板的小部分表面受局部荷载的挤压或端面承压的情况;

注 2: 局部紧承接承压是指可动性小的铰在接触面的投影平面上的压应力。

表 6.6.3-3 第 I 类荷载情况时焊缝的许用应力

单位: N/mm²

焊缝种类	应力种类	符号	埋弧自动、半自动焊和用 E43 型焊条的手工焊				埋弧自动、半自动焊和用 E50 型焊条的手工焊					
			Q235				Q345					
对接焊缝	抗压	[σ_c]	第 1 组	160	150	145	135	第 1 组	230	220	200	185
			第 2 组	150	145	135	第 2 组	230	220	200	185	
			第 3 组	145	135	135	第 3 组	230	220	200	185	
贴角焊缝	抗拉	[σ_t]	第 1 组	160	150	145	135	第 1 组	230	220	200	185
			第 2 组	150	145	135	第 2 组	230	220	200	185	
			第 3 组	145	135	135	第 3 组	230	220	200	185	
贴角焊缝	抗剪	[τ]	第 1 组	95	90	85	80	第 1 组	135	130	120	110
			第 2 组	90	85	80	第 2 组	135	130	120	110	
			第 3 组	85	80	80	第 3 组	135	130	120	110	
贴角焊缝	抗拉、抗压、抗剪	[τ_c]	第 1 组	115	105	100	95	第 1 组	160	150	140	130
			第 2 组	105	100	95	第 2 组	160	150	140	130	
			第 3 组	100	95	95	第 3 组	160	150	140	130	

注 1: 仰焊焊缝的许用应力乘 0.8;

注 2: 安装焊缝的许用应力乘 0.9;

注 3: 单角钢焊件用一个边单面连接时, 等边角钢用任一边, 不等边角钢用短边, 其连接焊缝的许用应力乘 0.85。

表 6.6.3-4 铆钉、螺栓和销轴连接的许用应力

单位: N/mm²

连接种类	应力种类	符号	铆钉、螺栓、销轴钢号		构件钢号			
			BL2、BL3	Q235、35	Q235			
					第一组	第二组	第三组	第四组
铆钉连接 (I类孔)	剪切	$[\tau]$	135	—	—	—	—	—
	承压	$[\sigma_c]$	—	—	320	300	290	270
	钉头拉脱	$[\sigma]$	85	—	—	—	—	—
精制螺栓 连接 (I类孔)	拉伸	$[\sigma]$	—	125	—	—	—	—
	剪切	$[\tau]$	—	125	—	—	—	—
	承压	$[\sigma_c]$	—	—	290	275	265	—
普通螺栓 连接	拉伸	$[\sigma]$	—	125	—	—	—	—
	剪切	$[\tau]$	—	90	—	—	—	—
	承压	$[\sigma_c]$	—	—	190	185	175	—
销轴连接	弯曲	$[\sigma]$	—	150	—	—	—	—
	剪切	$[\tau]$	—	90	—	—	—	—
	承压	$[\sigma_c]$	—	—	190	185	175	—

表 6.6.3-4 (续)

连接种类	应力种类	符号	铆钉、螺栓、销轴钢号		构件钢号			
			BL2、BL3	Q235、35	第一组	第二组	第三组	第四组
铆钉连接 (I类孔)	剪切	$[\tau]$	135	—	—	—	—	—
	承压	$[\sigma_c]$	—	—	460	440	400	370
	钉头拉脱	$[\sigma]$	85	—	—	—	—	—
精制螺栓 连接 (I类孔)	拉伸	$[\sigma]$	—	125	—	—	—	—
	剪切	$[\tau]$	—	125	—	—	—	—
	承压	$[\sigma_c]$	—	—	420	395	360	335
普通螺栓 连接	拉伸	$[\sigma]$	—	125	—	—	—	—
	剪切	$[\tau]$	—	90	—	—	—	—
	承压	$[\sigma_c]$	—	—	280	265	240	225
销轴连接	弯曲	$[\sigma]$	—	150	—	—	—	—
	剪切	$[\tau]$	—	90	—	—	—	—
	承压	$[\sigma_c]$	—	—	280	265	240	225

注1: 孔壁质量属于下列情况者为I类孔:

- a. 在装配好的结构上按设计孔径钻成的孔;
- b. 在单个零件和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孔径, 然后在装配好的构件上再扩钻至设计孔径的孔。

注2: 当为埋头或半埋头铆钉时, 表中数值乘以0.8;

注3: 工地安装的连接铆钉, 表中数值乘以0.9。

6.6.4 结构件和连接的强度计算可采用如下方法：

1 一般结构计算。启闭机结构件在受拉、压、弯、扭情况下，可按一般强度计算公式进行，计算应力应小于许用应力。当梁的上翼缘有集中荷载时，应按式 (6.6.4-1) 计算腹板局部压应力：

$$\sigma_m = \frac{P}{\delta(a + 2h_y)} \leq [\sigma] \quad (6.6.4-1)$$

式中 σ_m ——局部压应力，N/mm²；

P ——集中荷载，N；

δ ——腹板厚度，mm；

a ——集中荷载作用长度，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）至腹板计算高度上边缘的距离，mm。

当构件在同一计算部位上有较大的正应力 σ 、较大的剪应力 τ 和局部压应力 σ_m 时，还应按式 (6.6.4-2) 验算折算应力：

$$\sqrt{\sigma^2 + \sigma_m^2 - \sigma\sigma_m + 3\tau^2} \leq 1.1[\sigma] \quad (6.6.4-2)$$

式中 σ 、 σ_m 应带各自的正负号。

2 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的结构件，其强度应按式 (6.6.4-3) 计算：

$$\sigma = \frac{N'}{A} \leq [\sigma] \quad (6.6.4-3)$$

其中 $N' = N \left(1 - 0.4 \frac{Z_2}{Z} \right)$ (6.6.4-4)

式中 N ——构件的轴心力，N；

Z ——构件与节点板或拼板一端连接的高强度螺栓数目；

Z_2 ——所计算截面（最外列螺栓处）上高强度螺栓数目；

A ——所验算截面的净面积，mm²。

3 连接的强度计算应符合下列规定：

1) 焊缝连接。当在对接焊缝处受正应力和剪应力时，其强度按式 (6.6.4-5) 计算：

$$\sigma_h = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq 1.1[\sigma] \quad (6.6.4-5)$$

式中 σ_h ——焊缝的折算应力，N/mm²；

$[\sigma]$ ——焊缝的许用应力，N/mm²；见表 6.6.3-3。

2) 高强度螺栓连接：

——在抗剪连接时，每个螺栓的许用承载力按式 (6.6.4-6) 计算：

$$[P] = 0.7Z_m f P_g \quad (6.6.4-6)$$

式中 $[P]$ ——每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 6.6.4-1 选取；

P_g ——高强度螺栓的预拉力，N，按表 6.6.4-2 选取。

表 6.6.4-1 摩擦系数 f

在连接处构件接触面的处理方法	构件的钢号	
	Q235	Q345
喷砂	0.45	0.55
喷砂后涂无机富锌漆	0.35	0.40
喷砂后生赤锈	0.45	0.55
钢丝刷清除浮锈或未经处理的干净轧制表面	0.30	0.35

表 6.6.4-2 每个高强度螺栓的预拉力 P_g 单位：kN

螺栓的性能等级	螺栓公称直径 (mm)					
	M16	M20	(M22)	M24	(M27)	M30
8.8S	70	110	135	155	205	250
10.9S	100	155	190	225	290	355

0.7——考虑连接件受压变形对于拉力的减小影响。

——当高强度螺栓连接同时承受摩擦面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 (6.6.4-6) 计算，但应以 $(P_g - 1.4P_t)$ 代替式

(6.6.4-6) 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%。

——连接所需的高强度螺栓数 Z 按式 (6.6.4-7) 计算:

$$Z = \frac{N}{[P]} \quad (6.6.4-7)$$

式中 N ——作用于连接外的轴心力, N ;

$[P]$ ——一个高强度螺栓的许用承载力, N 。

6.6.5 结构的稳定性计算应符合下列规定:

1 轴心受压构件应符合下列规定:

1) 轴心受压构件除应满足强度、刚度条件外, 尚应验算整体稳定和局部稳定。

2) 构件的长细比:

——构件的长细比不应超过表 6.6.5-1 所列值。

表 6.6.5-1 构件许用长细比 $[\lambda]$

构件名称		受拉构件	受压构件
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)		200	150
其他构件		350	250

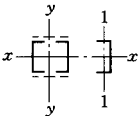
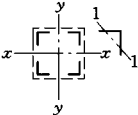
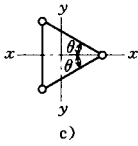
——当钢材的屈服点 σ_s 高于 345N/mm^2 时, 可近似地用构件的假想长细比 λ_F 进行计算, λ_F 值按式 (6.6.5-1) 计算:

$$\lambda_F = \lambda \sqrt{\frac{\sigma_s}{345}} \quad (6.6.5-1)$$

式中 σ_s ——材料的屈服点, N/mm^2 ;

——当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表 6.6.5-2 中所列公式计算。缀条组合受压构件的单肢, 当其长细比大于构件的换算长细比时, 应计算其稳定性。

表 6.6.5-2 格构式构件换算长细比 λ_h 计算公式

项次	构件截面形状	缀材类别	计算公式	符号意义
1		缀板	$\lambda_{hy} = \sqrt{\lambda_y^2 + \lambda_1^2}$	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离（铆接构件取缀板边缘铆钉中心间的距离）
2	a)	缀条	$\lambda_{hy} = \sqrt{\lambda_y^2 + 27 \frac{A}{A_1}}$	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		缀板	$\lambda_{hx} = \sqrt{\lambda_x^2 + \lambda_1^2}$ $\lambda_{hy} = \sqrt{\lambda_y^2 + \lambda_1^2}$	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离（铆接构件取缀板边缘铆钉中心间的距离）
4	b)	缀条	$\lambda_{hx} = \sqrt{\lambda_x^2 + 40 \frac{A}{A_{1x}}}$ $\lambda_{hy} = \sqrt{\lambda_y^2 + 40 \frac{A}{A_{1y}}}$	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_{1y} ——构件横截面所截垂直于 y—y 轴的平面内各缀条的毛截面面积之和
5		缀条	$\lambda_{hx} = \sqrt{\lambda_x^2 + \frac{42A}{A_1(1.5 - \cos^2 \theta)}}$ $\lambda_{hy} = \sqrt{\lambda_y^2 + \frac{42A}{A_1 \cos^2 \theta}}$	θ ——缀条所在平面和 x 轴的夹角

注 1：缀板组合构件的单肢长细比 λ_1 不应大于 40，缀板尺寸应符合以下规定：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，且不小于 6mm。

注 2：斜缀条与结构件轴线间倾角应保持在 $40^\circ \sim 70^\circ$ 范围内。

2 双向或单向压弯结构件。结构件受有轴向力和绕强轴 (X 轴)、弱轴 (Y 轴) 的双向弯矩时, 除用一般强度公式验算强度外, 尚应验算其稳定性, 其计算方法见附录 K。

3 受弯结构件的整体稳定计算应符合下列规定:

1) 凡符合下列情况之一时, 可不计算受弯结构件的整体稳定性:

——箱形截面结构件, 当其截面高与两腹板间的宽度的比值不大于 3 时, 或其截面足够保证结构的侧向刚性 (如为空间桁架时);

——有刚性铺板密铺在结构的受压翼缘板上, 并能抵抗截面的扭转及水平位移时;

——工字形截面简支梁受压翼缘板的自由长度 l 与其宽度 b 之比不超过表 6.6.5-3 所规定的数值时。

表 6.6.5-3 不需验算整体稳定性的 l/b 值

$h/\delta_0=100$				$h/\delta_0=50$		
h/b	荷载作用 在上翼缘板	荷载作用 在下翼缘板	跨内有侧向 支承点, 不 论荷载作用 在何处	荷载作用 在上翼缘板	荷载作用 在下翼缘板	跨内有侧向 支承点, 不 论荷载作用 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 为结构件全高, l 为受压翼缘板的自由长度, 对跨内无侧向支承点的结构件, 即为其跨度, 对跨内有侧向支承点的结构件, 为受压翼缘板侧向支承点的间距; b 为结构件受压翼缘板的宽度; δ_0 为结构件受压翼缘板的厚度。

注 2: 在结构件端部支承处, 应采取构造措施以阻止其端部截面的扭转。

注 3: 表中分子数字用于 Q235, 分母数字用于 Q345。

2) 凡受弯构件不符合上述情况之一时, 则应对其整体稳定性进行校验, 详见附录 K。

4 板的局部稳定应符合下列规定：

1) 腹板的局部稳定：

——当腹板高度 h_0 与腹板厚度 δ 的比 $(h_0/\delta) \leq 70$ (60) 时 (括号外数字为 Q235, 括号内数字为 Q345), 可按构造决定其是否配置横向加劲肋, 如为了支承钢轨还应采用短的横向加劲肋或承轨梁。此时短加劲肋间距由钢轨及翼缘板的局部弯曲应力条件决定。短加劲肋的间距不宜大于 750mm, 高度约为 $0.3h_0$ 值;

——当 $70 (60) < (h_0/\delta) \leq 160 (135)$ 时, 应配置横向加劲肋, 并进行验算;

——当 $160 (135) < (h_0/\delta) \leq 240 (200)$ 时, 除配置横向加劲肋外, 尚应在受压边缘距腹板 $(1/5 \sim 1/4) h_0$ 处配置纵向加劲肋, 并进行验算;

——当 $240 (200) < (h_0/\delta) \leq 320 (270)$ 时, 除配置横向加劲肋外, 尚应在受压区配置两道纵向加劲肋, 第一道设置在距腹板受压边缘 $(0.15 \sim 0.2) h_0$ 处, 第二道设置在距腹板受压边缘 $(0.35 \sim 0.4) h_0$ 处, 并进行验算;

——当 $(h_0/\delta) > 320 (270)$ 时, 应按高腹板局部稳定要求进行计算。

2) 受压翼缘板的局部稳定应符合下列规定：

——工字形截面受压翼缘板每侧外伸宽度与其厚度之比, 对于 Q235 不大于 15 倍, 对于 Q345 不大于 12 倍时, 可不计算受压翼缘板的局部稳定。

——对于箱形截面, 其腹板中心距 b_0 与受压翼缘板厚度 δ_y 的比满足如下要求时, 可不计算其局部稳定性: 对于 Q235, $(b_0/\delta_y) \leq 60$; 对于 Q345, $(b_0/\delta_y) \leq 50$ 。当翼缘板较宽时, 应设置一道或多道纵向加劲肋, 使其满足上述 $(b_0/\delta_y) \leq 60 (50)$ 。当其纵向加劲肋的惯性矩 I_{zs} 满足式 (6.6.5-7) 要求时, 可不计算其

稳定性。

5 板的局部稳定性计算见附录 K. 3。

6 加劲肋的构造尺寸要求应符合下列规定：

- 1) 在满足腹板的局部稳定性前提下，腹板的横向加劲肋间距 a 不应小于 $0.5h_0$ ，且不应大于 $2h_0$ 和 $2m$ 两值中的大值，此处 h_0 为腹板高度。

腹板的横向加劲肋尺寸按式 (6.6.5-2) 和式 (6.6.5-3) 确定：

$$b_1 \geq \frac{h_0}{30} + 40 \quad (6.6.5-2)$$

$$\delta_1 \geq \frac{1}{15} b_1 \quad (6.6.5-3)$$

式中 b_1 ——横向加劲肋的外伸宽度，mm；

δ_1 ——横向加劲肋的厚度，mm。

当腹板同时具有横向加劲肋和纵向加劲肋时，横向加劲肋除满足上述规定外，还应满足：

$$I_{z1} \geq 3h_0\delta^3 \quad (6.6.5-4)$$

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

δ ——腹板厚度，mm。

箱形截面的加劲肋，当采用 4 块板拼接成的横向加劲肋时，则竖条板对接触线的惯性矩 I_{z1} 不应小于 $1.5h_0\delta^3$ 。

腹板纵向加劲肋同时应满足式 (6.6.5-5)、式 (6.6.5-6) 的要求：

$$I_{z2} \geq \left(2.5 - 0.45 \frac{a}{h_0}\right) \frac{a^2}{h_0} \delta^3 \quad (6.6.5-5)$$

$$I_{z2} \geq 1.5h_0\delta^3 \quad (6.6.5-6)$$

式中 I_{z2} ——腹板纵向加劲肋的截面对腹板板厚中心线的惯性矩， mm^4 ；

a ——见图 6.6.5 横向加劲肋的间距，mm。

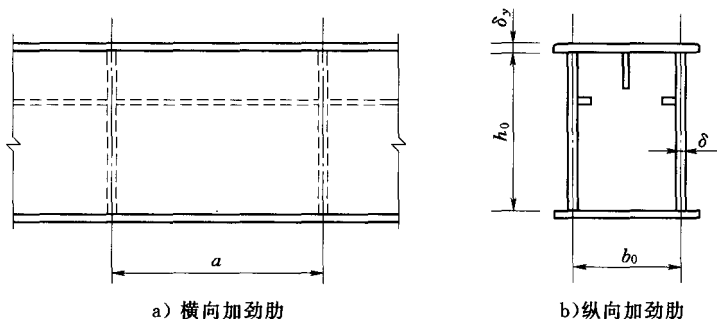


图 6.6.5 横向和纵向加劲肋

当横向或纵向加劲肋不采用板条，而采用型钢时，可以将与其相焊部分（宽度为 20δ ）包括在加劲肋的截面内，并对该截面的重心线求出该肋的实际惯性矩，应满足式（6.6.5-5）、式（6.6.5-6）的要求。

2) 翼缘板纵向加劲肋应满足式（6.6.5-7）要求：

$$I_{z3} \geq m \left(0.64 + 0.09 \frac{a}{b_0} \right) \frac{a^2}{b_0} \delta_y^3 \quad (6.6.5-7)$$

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 ；

b_0 ——见图 6.6.5 腹板中心距，mm；

δ_y ——见图 6.6.5 翼缘板的厚度，mm；

m ——翼缘板纵向加劲肋数。

6.6.6 结构的刚度应符合以下规定：

1 启闭机的刚度分为静态刚度和动态刚度。静态刚度以在规定的荷载作用于指定位置时，结构和结构件在某一位置处的静态弹性变形值表示；动态刚度对于启闭机可不作校核。

2 桥式、台车式、门式和固定式启闭机的静态刚度应符合下列要求：

1) 桥式和双向门式启闭机，由额定启闭荷载和小车自重

在跨中引起的最大垂直静挠度 y_L 应满足式 (6.6.6-1)、式 (6.6.6-2) 的要求:

当工作级别为 Q_1 、 Q_2 时:

$$y_L \leq L/700 \quad (6.6.6-1)$$

当工作级别为 Q_3 、 Q_4 时:

$$y_L \leq L/800 \quad (6.6.6-2)$$

式中 L ——启闭机跨度。

- 2) 带有悬臂的门机, 满载小车在悬臂的有效工作长度上引起的垂直静挠度应满足式 (6.6.6-3) 的要求:

$$y_L \leq L_c/350 \quad (6.6.6-3)$$

式中 L_c ——悬臂有效工作长度。

- 3) 桥式、台车式启闭机的跨中水平变位值应符合式 (6.6.6-4) 的要求:

$$y_s \leq L/2000 \quad (6.6.6-4)$$

- 4) 门机的门架, 其两个方向的水平变位值, 在最不利的荷载组合时宜小于 $1.5\% H$, 此处 H 为大车轨面到小车轨面 (单向门机为主梁上翼缘面) 的高度。

- 5) 固定式启闭机的机架、小车架和机械设备直接安装其上的台车架及单向门机的门架的最大垂直静挠度, 当作为简支梁构件时, 应满足式 (6.6.6-5) 的要求:

$$y_e \leq L/2000 \quad (6.6.6-5)$$

式中 L ——小车、台车、单向门机的跨度或简支梁构件的计算跨度。

当为悬臂时, 应满足式 (6.6.6-6) 的要求:

$$y_e \leq L_c/1000 \quad (6.6.6-6)$$

式中 L_c ——悬臂有效工作长度。

6.6.7 门架计算应满足以下要求:

1 门架的结构型式

门架结构按运行要求可以设计为无悬臂的、单悬臂的、双悬臂的以及半门架的。按截面结构可以设计为箱形截面、板梁截面

和格子截面（桁架、桁构）。

门架的支腿与主梁的连接，均为刚性连接即刚性支腿。

2 门架内力计算应符合下列原则：

- 1) 在门架平面内。对于具有两个刚性支腿的门架，计算主梁内力时采用静定结构的计算简图，计算支腿内力时采用一次超静定结构的计算简图。
- 2) 在支腿平面内。在支腿与下横梁的连接处，当支腿的刚度与横梁刚度之比大于 0.6 时，采用三次超静定结构计算；当比值小于或等于 0.6 且腿的其他截面又比此处大时，按一次超静定结构计算，计算简图见图 6.6.7。

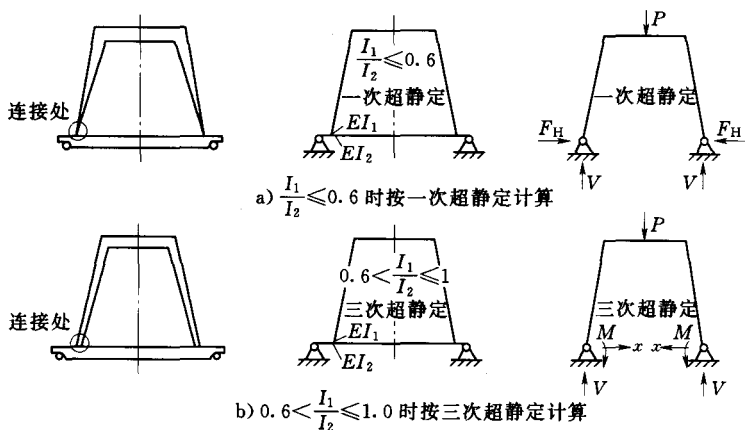


图 6.6.7 门架在支腿平面内的计算简图

- 3) 门机行走时的各种荷载组合作为对门架结构内力的验算条件。
- 4) 对于大型门机，宜利用电子计算机采用三维有限元进行计算。

6.6.8 结构构造应符合如下规定：

1 启闭机的结构宜符合下列构造原则：

- 1) 主要承载结构的构造力求简单、受力明确，并降低应

力集中的影响。

- 2) 结构的设计应考虑制造、检查、运输、安装和维护等的方便。露天工作和水下工作的结构，应避免积水。
- 3) 主要承载结构的钢板和型钢肢的厚度不应小于 5mm。
- 4) 主要承载结构件在不同连接处允许采用不同连接方式，但同一连接处不应将不同连接方式混合使用。
- 5) 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，并应在距离受拉翼缘板内侧表面不小于 50mm 处断开。对于宽翼缘（如内部可通过人）箱形梁或单腹板梁，为避免受拉翼缘板在施工和运输过程中产生变形，可将横向加劲肋下端与加设厚度为 10~16mm 的垫板焊住，再以纵向焊缝把垫板焊在受拉翼缘板上，如图 6.6.8-1 所示。

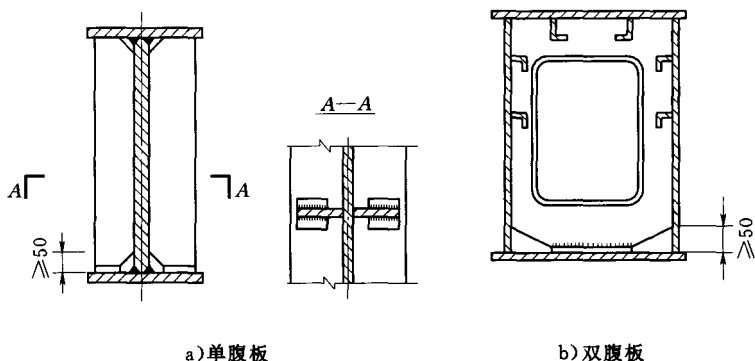


图 6.6.8-1 焊接的箱形梁和单腹板梁横向加劲肋布置

- 6) 焊接梁的腹板和翼缘板的对接焊缝不宜处在同一截面上，其间距不应小于 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。
- 7) 焊接梁的受压翼缘板上铺设轨道并承受轮压时，如轨道正对腹板，则腹板与受压翼缘板宜采用焊透的连续焊缝，横向加劲肋在翼缘板和腹板连接处必须作成斜

切口（见图 6.6.8-2）。对于依靠横向加劲肋或横向加劲肋参与传递轮压的情况，横向加劲肋应与受压翼缘板顶紧焊接，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。

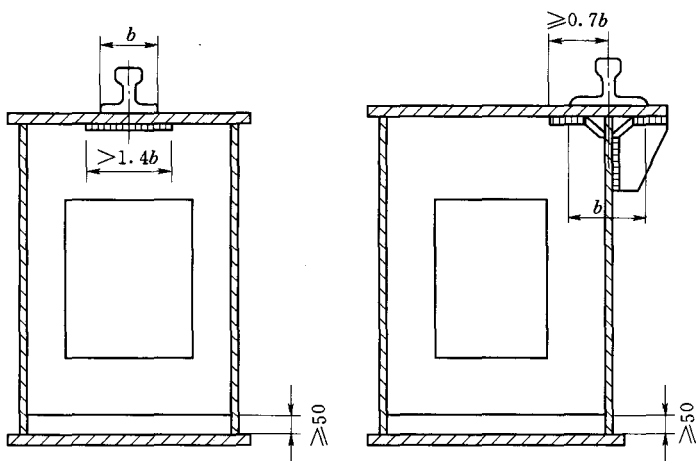


图 6.6.8-2 受压翼缘板有轨道的焊接箱形梁的横向加劲肋布置

- 8) 桁架节点板的厚度应根据腹杆内力大小按表 6.6.8-1 选用。

表 6.6.8-1 节点板厚度

腹杆内力 (kN)	板厚 (mm)
$P \leq 200$	8
$200 < P \leq 300$	10~12
$300 < P \leq 400$	12~14
$P > 400$	14~20

- 9) 门机、桥机、台车启闭机的主梁，其跨中的上拱度宜取 $0.001L$ ， L 为跨度。悬臂端的上翘度为 $L_c/350$ ， L_c 为悬臂有效工作长度。

2 焊缝连接应符合下列要求：

- 1) 焊缝金属宜与主体金属相适应。当不同强度的钢材焊接时，可采用与低强度钢材相适应的焊接材料。
- 2) 对接焊缝的坡口形式，应符合 GB/T 985 和 GB/T 986 的规定。主要承载结构中不等板厚和板宽的对接焊，均应从一侧或两侧作成不大于 1:4 的过渡斜度，如图 6.6.8-3 所示。

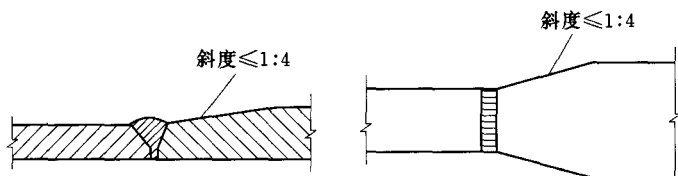


图 6.6.8-3 主要承载结构不等板厚和板宽的对接焊过渡斜度

3) 角焊缝：

——角焊缝的最小高度见表 6.6.8-2（当焊件的厚度小于 4mm 时，焊缝的最小高度与焊件相同）。对于一般角焊缝的最大高度则不应大于较薄焊件的 1.2 倍。

表 6.6.8-2 角焊缝的最小高度

被焊件中较厚件的厚度 (mm)	h_{wmin} (mm)	
	普通碳素钢焊件	低合金钢焊件
$\delta \leq 10$	4	6
$10 < \delta \leq 20$	6	8
$20 < \delta \leq 30$	8	10

——受动荷载的主要承载结构，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，搭接的长度应等于或大于 5 倍较薄焊件的厚度，如图 6.6.8-4 所示。

——侧面或端面的角焊缝的最小计算长度为 $8h_w$ 。侧

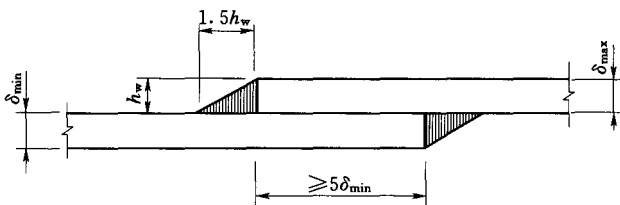


图 6.6.8-4 构件搭接长度和焊缝直角边比例

焊缝的最大计算长度，当受动荷载时为 $40h_w$ ，受静荷载时为 $60h_w$ ，超长部分在计算中不予考虑。

——在次要的焊缝连接中，可采用厚度较小的间断焊，间断焊缝之间的净距，在受压构件中不应大于 $15\delta_{\min}$ ，在受拉构件中不应大于 $30\delta_{\min}$ 。

3 铆钉连接和螺栓连接应符合下列要求：

- 1) 在主要承载结构中应采用半圆头铆钉，其直径 d 宜取 $13\sim 22\text{mm}$ ，特殊情况下才采用沉头铆钉，但不应用于钉杆受拉的连接。
- 2) 铆合钢板的总厚度宜不大于 $5d$ ，当超过 $5d$ 时，宜采用螺栓连接。
- 3) 当采用铆钉或螺栓连接时，每一构件在节点处或接头一侧，至少要有两个铆钉或螺栓，沿受力方向，每行铆钉或螺栓数不宜多于 5 个，但应满足由强度计算确定的数量。
- 4) 采用铰制孔用螺栓连接时，如构件承受脉动荷载，则孔径应小于 $d + (0.2\sim 0.3)\text{mm}$ ， d 为螺栓配合处的名义直径；若构件承受反复荷载，孔和螺栓的公差配合不低于 $\frac{H_{11}}{h_9}$ 。
- 5) 采用高强度螺栓连接时，应在螺母及螺栓头处设置高强度垫圈。
- 6) 高强度螺栓孔径比螺栓直径大 $1\sim 2\text{mm}$ 。

- 7) 普通螺栓只应使用在次要构件的连接中。
- 8) 铆钉和螺栓布置的允许距离应符合表 6.6.8-3 中的规定值。

表 6.6.8-3 铆钉和螺栓的允许距离 单位: mm

名称	布置与方向		最大允许距离 (取二者的小值)	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 边缘距离	顺内力方向		$4d$ 或 8δ	$2d$
	垂直于内力方向	切割边		$1.5d$
		轧制边		$1.2d$

注: d 为孔径; δ 为连接件中较薄的板件厚度。

4 轨道的铺设应符合下列要求:

- 1) 小车轨道采用压板固定时, 压板固定处应正对横向加劲肋。
- 2) 轨道在接头处的轨面高低差和横向错位不应大于 1mm。小车轨道的接头间隙不应大于 2mm, 大车轨道的接头间隙为 1~3mm (温度伸缩缝除外)。
- 3) 轨道接头应与水工结构伸缩缝相适应, 两条轨道的接头应错开布置。

5 走台、梯子、栏杆与司机室应符合下列要求:

- 1) 通往司机室、电气设备室、走台、机械和电气设备安装平台的梯子应通行方便, 安全可靠。梯子最小宽度不宜小于 500mm。对于直立爬梯, 自 3m 的高度起, 应装置圆弧形安全圈, 各圈间的距离不应超过 800mm, 并带有纵向条形连杆, 安全圈的数目应不少于 3。爬梯到圆弧圈顶部间的距离不应小于 700mm, 也不应大于 800mm。

- 2) 工作斜梯高度超过 10m 时，应分段转接，各转接处必须设置休息平台。
- 3) 走台和作业平台的铺板宜采用具有防滑性能的花纹钢板制作。带有小车的门机、桥机，其小车凸出部分到走台栏杆之间的宽度不应小于 500mm。
- 4) 走台、作业平台和斜梯均应设置牢固的栏杆，栏杆的垂直高度不应小于 1m，离铺板约 450mm 处应有中间扶杆，底部有不低于 70mm 的挡板。在桥机、门机小车平台上的栏杆，若条件限制，其高度可低于 1m。
- 5) 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。
- 6) 司机室应有良好的视野、司机室的玻璃宜采用钢化玻璃或其他防碎玻璃。
- 7) 司机室的适宜工作温度和工作环境温差较大时，在司机室内应采取降温或取暖措施。
- 8) 对有特殊要求的地区和多白蚁地区，司机室应采取相应的防护措施。

7 液压启闭机

7.1 液压系统

7.1.1 液压系统设计应满足下列要求：

- 1 有完善的监测、控制与保护装置。
- 2 避免或减少振动、冲击、噪声、气穴、污染和泄漏等不利现象。
- 3 满足油泵空载起动与稳压要求。

7.1.2 液压系统的布置应满足以下要求：

- 1 液压系统中的液压泵站控制阀组及电气控制设备应安装在机房内。机房内应设置消防、通风、防潮、保温和排水措施。
- 2 各液压元器件、阀门等的布置应力求整齐、操作维护方便。指示表和需要调整或监视的液压元器件等应布置在便于观察和操作的位置。

7.1.3 液压系统应进行压力损失验算。工作较频繁时应进行发热计算，宜控制油温不超过 50°C 。

7.1.4 液压系统宜配备液压辅助设备。

7.2 液 压 缸

7.2.1 液压缸的主要结构参数可按附录 H 拟定。活塞杆的计算长度应根据液压缸的固定方式确定，其计算长度换算系数见附录 H。活塞杆长细比值及其惯性矩宜按有突变的杆件计算，活塞杆的许用长细比为：受压时宜小于 200；受拉时宜小于 250。

7.2.2 液压缸的缸体材料可选用中碳钢和合金结构钢；活塞杆材料可选用中碳钢、合金结构钢和不锈钢。

7.2.3 缸体壁厚强度计算应按下列两种情况进行，并满足附录 H 的有关规定。

- 1 距凸缘和支承凸缘足够远的断面的缸壁应力为缸内工作

压力产生的纵向应力和环向应力。

2 缸体与凸缘连接断面的缸内工作压力产生的应力，应与凸缘处作用于缸壁上的均布弯矩所产生的纵向应力和环向应力叠加。

7.2.4 纵向稳定计算应符合以下要求：

1 受压的活塞杆，当其计算长度 L 大于直径 d 的 10 倍时（ L 为缸体支铰中心至活塞杆全部伸出时杆端连接点的距离），应进行稳定性计算。

2 液压缸的纵向稳定性计算按活塞杆全部伸出并承受最大下压力的条件进行。

3 液压缸的稳定性计算见附录 H。

7.2.5 液压缸的密封可选用 V 形、O 形和 Y 形密封圈等。

7.2.6 液压缸活塞杆伸出端应设防尘圈，宜设刮污圈，寒冷地区宜设刮冰圈。

7.2.7 柱塞式液压缸活塞杆伸出端应设橡胶垫或其他缓冲设施。

7.3 液 压 阀

7.3.1 液压阀的选型应根据在液压系统中的工作要求确定，其最大工作压力及额定流量应满足运行工况及试验工况的要求。

7.3.2 液压阀应选用有互换性的标准液压件，对于公称通径不小于 25mm 的液压阀宜优先采用二通插装阀件。

7.3.3 为保证液压缸的安全而设置的安全溢流阀应采用直动式结构。

7.3.4 选择节流阀及调速阀时，应分析流量的调节范围及最小稳定流量的相关特性。

7.3.5 电磁换向阀或电液换向阀的电磁铁宜采用直流湿式结构，其工作状态宜采用指示灯或其他信号显示。

7.3.6 压力表的数量应根据液压系统要求设置。有监控要求时，应配置压力传感器。

7.4 油泵电机组

7.4.1 油泵型式的选择应根据系统对油泵的性能要求确定。油泵的规格应根据所需该油泵的最高工作压力和最大工作流量确定。

7.4.2 油泵的最高工作压力和最大工作流量的计算及电动机功率计算应按附录 H 进行。

7.5 油管 and 油箱

7.5.1 油箱设计应符合以下要求：

1 油箱容积应满足启闭机工作要求并留有适当的裕度。

2 宜将油泵电机组与油箱分列布置，当油泵电机组布置在油箱上部时，油箱应具有足够刚度。

3 油箱结构设计应考虑液压油的加注与排放、油箱清洗、油位观测等，箱壁应设置油位指示器，标出最高、最低油面位置；油箱底部应做成向排油孔倾斜的斜坡。

4 吸油管和回油管应远离并用挡流板隔开。

5 吸油管和回油管应插入最低油面以下。吸油管距箱底距离不小于 2 倍管径，距箱壁不小于 3 倍管径。最低油面应比吸油管口高出 100mm 并大于 3 倍管径。回油管距箱底距离不小于 2 倍管径，管端斜切 45° ，排油口面向箱壁。

6 油箱应采用不锈钢材料。

7 设置补油油箱时，补油箱的容积、设置高程、管道连接、管径等的选择应能保证向液压缸活塞下降时的补油腔充分补油。

8 对于设置在严寒地区且有冬季运行要求的液压启闭机，宜增设加热设备，并装设温控装置。加热装置加热时应防止液压油局部过热。

9 油箱上应设带有空气过滤器的通气口、设置过滤网的注油口和磁性吸铁装置。

7.5.2 油管设计应符合以下要求：

1 液压管道尽可能短捷、少转弯、布置整齐，弯曲角度不应小于 90° ，最小曲率半径宜大于 3 倍管子外径。高、低压管道应有明显的色彩区别。

2 用软管时，不应使管子拉紧、扭转，应使软管在活动时不与其他物体摩擦。软管从接头至起弯处的直线段长度不得小于软管外径的 6 倍，弯曲半径不应小于软管外径的 10 倍。

3 油管钢管应采用不锈钢材料，并在退火状态下使用，其直径及壁厚计算参见附录 H。

4 管路与油泵站的接口及液压缸的接口处，应设置手动截止阀。

5 油管应用管夹可靠固定，管道的布置间距应满足管路、阀门、法兰等的安装、操作和维修要求。

7.6 液压油与过滤器

7.6.1 液压油选择应符合下列规定：

1 满足工作环境和运行要求。

2 具有适当的粘度、良好的粘温特性，有良好的润滑性、抗氧化、无腐蚀作用、化学稳定性好、抗燃烧、不易乳化、不破坏密封材料、无毒，有一定消泡能力。

3 液压工作用油清洁度应达到 GB/T 14039 中的 16/13~18/15 级或 NAS1638 标准的 7~9 级，见附录 H.7。

4 按油泵类型、工作温度、系统压力，选择工作油的运动粘度见表 7.6.1。

5 设置在低温地区且在各季节均要投入运行的液压启闭机，当油缸布置在室外时，如无油液加热设备，则选用液压油的凝点至少比环境最低温度低 10°C 。

7.6.2 过滤器选择应符合下列规定：

1 液压系统中过滤器的过滤精度选择应根据所选泵、阀产品样本中所要求的过滤精度确定。

**表 7.6.1 按油泵类型、工作温度、系统压力
选用工作油的品种和粘度等级**

泵型	压力	运动粘度(40℃;mm ² /s)		适用油的品种和粘度等级
		5~40℃	40~80℃	
叶片泵	7MPa 以下 7MPa 以上	30~50 50~70	40~75 55~90	HM 油, 32、46、68 HM 油, 46、68、100
齿轮泵		30~70	95~165	HL 油, (中、高压用 HM, HV, HS), 32、46、68、100、150
径向柱塞泵		50~50	65~240	HL 油, (中、高压用 HM, HV, HS), 32、46、68、100、150
轴向柱塞泵		40	70~150	HL 油, (中、高压用 HM, HV, HS), 32、46、68、100、150
注 1: 5~40℃, 40~80℃均系液压系统工作温度。 注 2: 寒冷地区用 HV, 严寒地区用 HS。				

2 过滤器宜布置在回油口, 且公称流量应大于回油流量的 3 倍。布置在压力回路中的过滤器公称流量应大于过流量的 2 倍。过滤器宜带有压差信号发送器及旁通安全阀。

3 油箱上设置的空气过滤器应具有除湿功能。

8 螺杆启闭机和链式启闭机

8.1 螺杆启闭机

8.1.1 起重螺杆与螺母应符合以下规定：

1 螺纹牙型宜采用梯形螺纹，螺纹中线的升角 α 宜取 $\alpha \leq 4.5^\circ$ 。

2 起重螺杆应符合下列规定：

1) 螺杆材料宜采用 GB/T 700 中规定的 Q275 或 GB/T 699 中规定的 35、45 等。

2) 受压的螺杆长细比 $\lambda \leq 200$ ，受拉的螺杆长细比 $\lambda \leq 250$ 。重要的螺杆长细比应适当降低。

3) 螺杆的计算长度折算系数 μ ：当螺杆一端铰接，另一端固结，取 $\mu = 0.7$ ；对于螺杆两端为铰接时，取 $\mu = 1.0$ 。

4) 稳定计算：螺杆在受压工况时，应进行螺杆稳定验算。其计算见附录 J。

5) 强度计算：螺杆除受拉、压荷载外，还承受扭转力矩。对于摆动式螺杆启闭机，其螺杆尚承受弯曲力矩。其计算见附录 J。

3 螺母应符合下列规定：

1) 螺母材料采用铸造青铜。对于相对滑动速度低的可用铸铁或球墨铸铁。

2) 螺母的工作高度 H 按螺纹表面的许用承压应力确定。其计算见附录 J。

8.1.2 螺杆启闭机的驱动方式有手动、电动和手电两用三种。其传动机构选择应符合如下规定：

1 手动螺杆启闭机，宜采用蜗轮—蜗杆传动或伞齿轮传动，容量 50kN 以下的也可采用手柄（轮）直接驱动。

2 电动和手电两用螺杆启闭机，宜采用蜗轮—蜗杆传动。

3 手动操作时，其手柄施加力宜不超过 150N/人。

8.1.3 螺杆启闭机安全保护应符合如下要求：

1 电动螺杆启闭机宜有可靠的电气和机械过载安全保护装置。

2 电动螺杆启闭机宜有可靠的高度指示器指示下降到位，并能自动停机。

3 采用两台螺杆启闭机操作双吊点闸门，两机之间应有刚性轴连接。

4 手电两用或手动螺杆启闭机应装设安全手把。

5 手电两用螺杆启闭机在手动机构与机器连通时，应有断开全部电路的安全措施。

8.2 链式启闭机

8.2.1 链式启闭机宜用于操作露顶式工作闸门。

8.2.2 链式启闭机的启闭速度不宜大于 1m/min。

8.2.3 启闭机的链条宜采用片式起重链。片式起重链的销轴和链片材料推荐采用 GB/T 699 中规定的 45 号或 50 号钢，并应进行热处理。

链条的最大许用荷载（包括链条自重）可按式（8.2.3）计算：

$$S = \frac{P}{n_r} \quad (8.2.3)$$

式中 P ——链条的破坏荷载，N；

n_r ——安全系数，可取 $n_r = 5 \sim 5.5$ 。

单节链条应进行破坏荷载试验；装配好的链条应进行荷载试验，试验荷载等于破坏荷载的 50%。

8.2.4 片式起重链的链轮可与轴做成一个整体，材料可采用 GB/T 9439 中规定的不低于 HT150 的灰铸铁件、GB/T 1348 中规定的球墨铸铁或 GB/T 9440 中规定的可锻铸铁，链轮齿数推

荐采用 9~12。经常在水下工作的链轮应采用滑动轴承和防腐措施。

8.2.5 双吊点的链式启闭机，应有可靠的同步装置。

8.2.6 链式启闭机应设置收链装置，链条应有防腐蚀措施。

9 电 气

9.1 控制方式及原则

9.1.1 控制方式选择应满足以下要求：

1 启闭机控制方式按 3.4 节要求，根据工程的控制运行方式确定。现地控制、集中控制、远程控制之间应设置互锁装置。

2 电动机传动的控制方式应按传动系统对操作性能和操作方式的要求、电动机类型及容量、负载持续率、通断次数、期望的控制器工作寿命、操纵装置形式和位置等选择。绕线型异步电动机传动的控制方式可按表 9.1.1 的规定选择。

表 9.1.1 绕线型异步电动机传动的控制方式

电动机容量 (kW)	通 断 次 数		
	150	300	600
≤22	K	K	K (P)
>22	P (K)	P	P

注 1：电动机容量系指断续周期工作方式 (S_3) 基准负载持续率时的电动机额定功率，单位为 kW。

注 2：K 为凸轮控制器直接控制；P 为用主令控制器、控制屏控制；括号外为一般采取形式，括号内为可采取形式。

3 直流电动机传动可用主令控制器、控制屏控制。

9.1.2 信号与通信应符合如下要求：

1 启闭机总电源开合状态在操作室内应有明显的信号指示，根据需要可设置故障信号和报警信号等。信号装置可采用音响信号和信号灯，且应设置在有关人员视力、听力可及的地方。对“无人值班，少人值守”工程，所有故障信号与报警信号均应上送至集中控制室和远程控制室。

2 启闭机可选用电话、无线电对讲机、扩音机等通信工具

作为调度及作业的通信设施。

- 3 需远程调度及作业时，可设置工业电视系统。

9.2 传动方式

9.2.1 传动方案应符合如下要求：

- 1 启闭机传动系统宜采用交流传动系统，也可采用直流传动系统。

- 2 采用控制屏控制的绕线型异步电动机传动的起升机构，下降时至少有一档低速，下降减速过程应有电气制动，但有特殊情况者（如抓斗等）可例外。

9.2.2 电压损失应符合下列规定：

- 1 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启闭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%。启闭机内部的电压损失允许为 4%，对于不经常工作的启闭机允许为 5%。

- 2 用电缆卷筒供电时，电缆卷筒电缆的电压损失不属于启闭机内部的电压损失。

9.2.3 电动机的起动能符合下列要求：

- 1 电动机功率大于 40kW 的卷扬式启闭机宜采用变频启动。
- 2 启闭机走行机构宜采用变频调速。

9.3 电气及自动化组件

9.3.1 电动机选取应满足下列要求：

- 1 卷扬式、螺杆、链式启闭机等驱动电机应采用 YZ 型和 YZR 型起重冶金用异步电动机，也可采用起重冶金用直流电动机以及符合启闭机要求的其他类型电动机；采用变频调速时宜采用专用变频电机。液压启闭机宜采用不要求调速的异步电动机。

- 2 电动机的额定功率应按机构计算的静功率和电动机的工作方式、负载持续率或负载持续时间选择。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，在设计额定工况下，电动机不应出现过热。并按附录 L、附录 M、附录 N、附录 P 和附录 Q 的规定进行校验。

9.3.2 制动器驱动组件应符合下列要求：

1 制动器驱动组件应按电源电压、频率、环境条件及其对应机构的工况选定。

2 对于交流传动系统，走行机构宜采用液压推杆，也可采用短行程制动电磁铁。对于直流传动系统，起升机构宜采用串联电磁铁；走行机构可采用并联电磁铁。

3 直流串联电磁铁应校验起动第一档电磁铁起始拉力和最小负载时电磁铁的吸持力。

9.3.3 电阻器选取应符合下列要求：

1 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。

2 起用电阻器各级电阻选用值与计算值允许偏差为 $\pm 5\%$ ，个别级的电阻选用值允许偏差可为 $\pm 10\%$ ，但各相总电阻选用允许偏差应不超过 $\pm 8\%$ ；常串级电阻允许偏差可适当放宽，但其误差值不应超过电动机额定电阻的 1.5% 。

3 电阻器各级电阻的负载持续率，按不同接入情况选用，其电阻组件的允许电流值不应小于电动机额定电流，个别级允许小 5% 。常串级电阻应按长期工作制选择，选用组件允许电流应不小于电动机额定电流。起升机构不应选用频敏变阻器，如选用时应符合工况要求。

4 4 箱及 4 箱以下的电阻器可以叠装；4 箱以上时，应装在每箱间隔距离不小于 80mm 中间可添加隔热板的电阻器架上。

5 设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防止短路措施。电阻器应加防护措施，防止与人员接触。在室外场合使用时，电阻器应设利于散热和防雨的外罩。

9.3.4 保护装置应符合下列要求：

1 启闭机宜有下列电气保护装置：短路保护、过流保护、失压保护、断相保护、限位保护、零位保护、过载保护、主隔离开关以及断开总电源的紧急开关等。若采用直流传动系统，应设失磁保护和超速保护。

2 液压启闭机应有油压保护、高低油位保护。

3 移动式启闭机应有行程保护和通道口开关。

4 启闭机应有工作极限位置行程开关。

5 启闭机电气设备中，可能触及人员带电的裸露部分应设置防止触电的防护措施。

9.3.5 控制柜和开度仪表的防护等级应满足现场工作环境的要求。

9.4 导线及馈电装置

9.4.1 导线应满足以下要求：

1 启闭机导线应采用铜芯多股导线，导线型式应按敷设方式、环境温度、电压等级选定。可采用橡皮绝缘电线、电缆和塑料绝缘电缆，小截面导线用塑料绝缘电线。

2 启闭机上布线除弱电系统外，均应采用额定电压不低于500V的铜芯电线或电缆。对电子装置、油压伺服机构、传感组件等连接线的截面不作规定。

3 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。

4 不同机构的、交流的和直流的、不同电压等级的导线，穿管时宜分开，照明线应单独敷设。交流载流25A以上的单芯导线，不应单独穿金属管。导线的连接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 电缆固定敷设时的弯曲半径不应小于10倍电缆外径。

9.4.2 馈电装置应符合下列要求：

1 小车馈电装置应符合下列要求：

- 1) 小车馈电装置可用电缆、安全滑触线，材质和规格的选择应使载流量和启闭机内部电压损失均满足要求，馈电装置应设在便于维修之处。
- 2) 安全滑触线应安装在绝缘的滑线固定器上。滑触线的集电器应保证运行过程中与滑线接触良好，且在运行中集电器不应歪斜和滑落。
- 3) 电缆作小车馈电时，在门架与小车上宜设有固定的接触盒，并将电缆编紧排列，且在小车走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。

2 大车馈电装置可采用电缆卷筒或滑线装置。当走行距离较长、容量较大需采用电缆卷筒缠绕电缆时，可用高压电源供电，经设在启闭机上的变压器降压后引入各机构。

9.5 接地、防雷及照明

9.5.1 接地应满足下列要求：

1 启闭机所有电气设备、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应可靠接地。移动式启闭机由于不导电、灰尘沉积等原因造成车轮与轨道有不可靠的电气联接时，应备有专用接地线，钢结构非焊接处较多的场合宜设接地干线。

2 大车轨道和固定式启闭机接地应由用户负责，且应符合有关规程要求。

3 单个低压电气设备的接地支线用铜导线，最小截面为：明设裸导线， 4mm^2 ；绝缘导线， 1.5mm^2 。

4 接地线的截面应按可能通过的接地短路电流进行动、热稳定复核。且不应小于下列数值：钢， 160mm^2 ；铜， 120mm^2 。

5 移动式启闭机的司机室与本体结构用螺栓连接时，接地地点不应少于两处。严禁用接地线作载流零线。

9.5.2 控制设备应采取相应的防雷及过电压保护措施。

9.5.3 照明布置应符合下列要求：

1 启闭机机房、电气设备室、走道、梯子和司机室等均应有合适的照明，照度应符合有关标准的规定。工作照明的设计和布置不应影响启闭机操作人员的视觉。固定式照明电源的电压不应超过 220V，严禁用金属结构做照明线路的回路。

2 用单一蓄电池供电的电压不应超过 24V，可携式照明装置的电源电压不应超过 36V。

9.6 消防和其他

9.6.1 应根据工程类别及相关防火设计规范设置消防设施。

9.6.2 对湿热带、干热带、高海拔地区等特殊环境下使用的启闭机电气设备，设计和选用时应满足相应的要求。

附录 A 启闭机启闭力、扬程、 跨度和速度系列数据

表 A-1 启闭力系列

单位: kN

6.3	8.0	10	12.5	16	20	25	32	40	50
63	80	100	125	160	200	250	320	400	500
630	800	1000	1250	1400	1600	1800	2000	2500	2800
3200	3600	4000	4500	5000	5600	6300	7100	8000	9000
10000	11000	12500							

表 A-2 扬程系列

单位: m

1.0	1.25	1.6	2	2.5	3	3.5	3.8	4	4.5	5	5.5	6
6.5	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10	10.5	11	12	13	14
15	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38
40	45	50	55	60	65	70	75	80	90	100	110	120
130	140	150										

表 A-3 移动式启闭机跨度系列

单位: m

2.5	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9
9.5	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24

表 A-4 速度系列

单位: m/min

0.2	0.3	0.5	0.8	1	1.25	1.6	2
2.5	3.15	4	5	6.3	8	10	12.5
16	20	25					

注 1: 螺杆启闭机启闭速度宜为 0.2~0.5m/min;

注 2: 链式启闭机启闭速度宜为 0.2~1.0m/min;

注 3: 卷扬式启闭机启闭速度宜为 1~2.5m/min;

注 4: 移动式启闭机的走行速度, 小车宜为 5~10m/min, 大车宜为 10~25m/min;

注 5: 液压启闭机启闭速度宜为 0.2~1.0m/min; 快速门液压式启闭机闭门速度在接近底槛时不宜大于 5m/min。

表 A-5 工作级别举例

型式	使用工况或扬程		工作级别
卷扬式启闭机	启闭检修闸门		Q ₁ —轻
	启闭事故闸门	扬程 < 40m	Q ₁ —轻~Q ₂ —轻
		扬程 ≥ 40m	Q ₂ —轻~Q ₃ —中
	启闭工作闸门	扬程 < 40m	Q ₂ —轻~Q ₃ —中
		扬程 ≥ 40m	Q ₃ —中~Q ₄ —重
螺杆启闭机	启闭事故闸门		Q ₁ —轻~Q ₂ —轻
	启闭工作闸门		Q ₂ —轻
链式启闭机	启闭工作闸门		Q ₂ —轻~Q ₃ —中
移动式启闭机	扬程 < 40m		Q ₁ —轻~Q ₃ —中
	扬程 ≥ 40m		Q ₂ —轻~Q ₄ —重

附录 B 走行机构加（减）速度 a 及相应的 加（减）速时间 t 的推荐值

表 B 走行机构加（减）速度 a 及相应的加（减）速时间 t 的推荐值

走行速度 (m/s)	行程很长的低速与中速的启闭机		通常使用的中速启闭机	
	加（减）速时间 t (s)	加（减）速度 a (m/s ²)	加（减）速时间 t (s)	加（减）速度 a (m/s ²)
1.00	6.6	0.150	4.0	0.25
0.63	5.2	0.120	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 C 启闭机偏斜走行时的 水平侧向力 P_s 的计算方法

C.0.1 启闭机偏斜走行时的水平侧向力可按式 (C.0.1) 近似计算：

$$P_s = \sum P(\lambda/2) \quad (\text{C.0.1})$$

式中 $\sum P$ ——启闭机发生侧向力一侧的的端梁上与有效轴距有关的相应车轮经常出现最大轮压之和（它与小车位置有关），见图 C.0.1-1 及图 C.0.2；

λ ——水平侧向力系数，按图 C.0.1-2 确定。

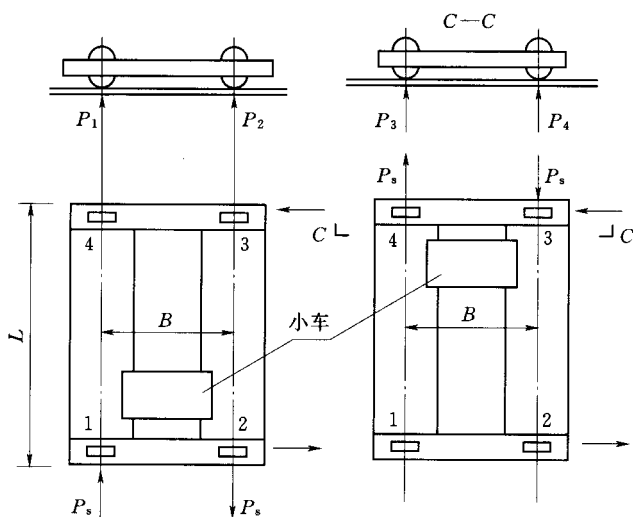
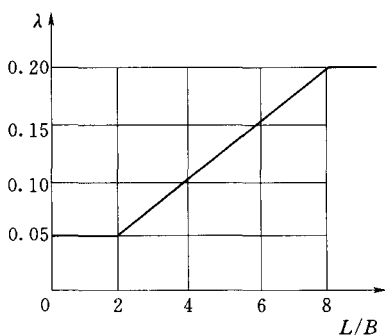


图 C.0.1-1 启闭机小车位置与走行轮压示意图

C.0.2 在多车轮的启闭机中，用有效轴距 a 代替启闭机的基距 B 进行水平侧向力的计算更为合适，此有效轴距 a 按下述原则确定：

- 1 一侧轨道上装有两个或四个车轮时，有效轴距取两端最



图注：L—启闭机跨度，m；B—启闭机基距，m。

图 C.0.1-2 λ 与 L/B 的关系图

外边车轮轴的间距，见图 C.0.2a)、C.0.2b)；

2 一侧轨道上的车轮不超过八个时，有效轴距取两端最外边两个车轮中心的间距，见图 C.0.2c)、C.0.2d)；

3 一侧轨道上的车轮超过八个车轮时，有效轴距取最外边三个车轮中心的间距，见图 C.0.2e)；

4 装有水平导向轮时，有效轴距取最外边两对导向轮的间距。

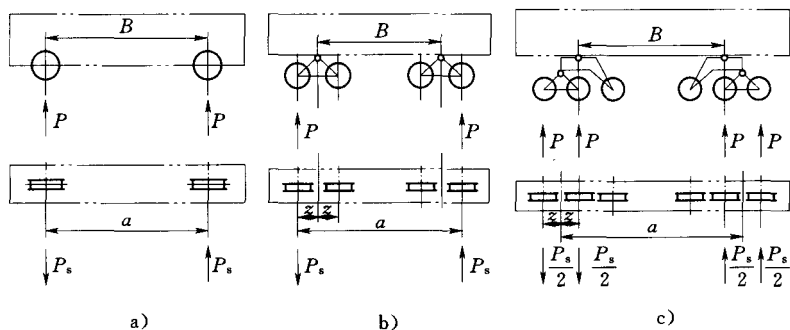


图 C.0.2 (一) 有效轴距的确定

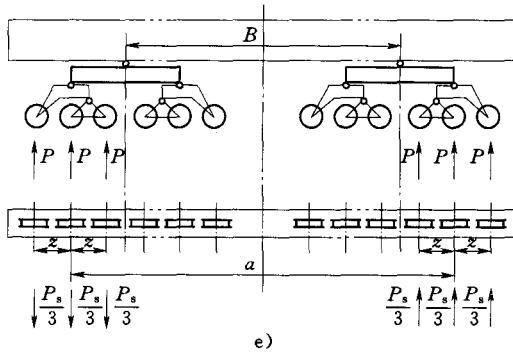
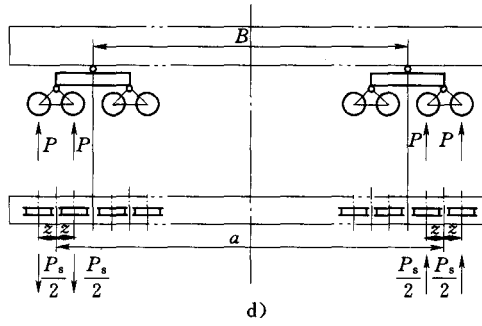


图 C. 0. 2 (二) 有效轴距的确定

附录 D 风荷载计算

D.1 迎风面积

D.1.1 启闭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。

D.1.2 启闭机单片结构的迎风面积 A 可按式 (D.1.2) 计算:

$$A = \phi A_1 \quad (\text{D.1.2})$$

式中 A_1 ——结构或物品的外轮廓面积, $A_1 = h \times l$, 如图 D.1.2 所示;

ϕ ——结构的充实率, 即 $\phi = A/A_1$, 如表 D.1.2 所示。

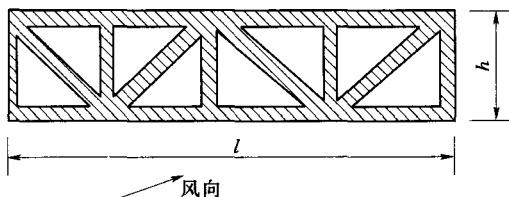


图 D.1.2 结构或物品的面积轮廓尺寸示意图

表 D.1.2 结构的充实率 ϕ

受风结构类型和物品	ϕ
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

D.1.3 对两片并列等高且型式相同的结构, 考虑前片对后一片的挡风作用, 其总迎风面积 A 可按式 (D.1.3) 计算:

$$A = A_1 + \eta A_2 \quad (\text{D.1.3})$$

式中 A_1 ——前片结构的迎风面积, $A_1 = \phi_1 A_{11}$;

A_2 ——后片结构的迎风面积, $A_2 = \phi_2 A_{12}$;

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 D. 1.3) 有关, 如表 D. 1.3 所示。

表 D. 1.3 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: 其他结构的挡风折减系数可参照本附录 D. 2 选取。

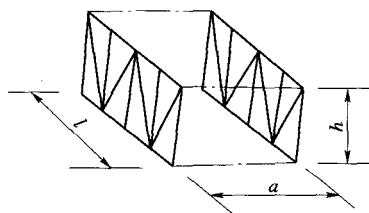


图 D. 1.3 并列结构的间隔比

D. 1.4 对 n 片型式相同且彼此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式 (D. 1.4) 确定:

$$\begin{aligned}
 A &= (1 + \eta + \eta^2 + \cdots + \eta^{n-1}) \phi_1 A_{11} \\
 &= \frac{1 - \eta^n}{1 - \eta} \phi_1 A_{11} \approx \left(\frac{1 - \eta^5}{1 - \eta} + \frac{n-5}{10} \right) \phi_1 A_{11}
 \end{aligned}
 \tag{D. 1.4}$$

式中 ϕ_1 ——前片(第一片)结构的充实率;

A_{11} ——前片(第一片)结构的外形轮廓面积, m^2 。

将式 (D. 1. 4) 算得的迎风面积 A 代入式 (4. 0. 6 - 1) 计算结构的总风荷载时, 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. 1. 5 吊运的物品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确定。物品的轮廓尺寸不明确时, 允许采用近似方法加以估算。

D. 2 挡风折减系数

D. 2. 1 工字形截面构件 (梁) (见图 D. 2. 1) 的挡风折减系数 η 可近似地由表 D. 2. 1 中查得。

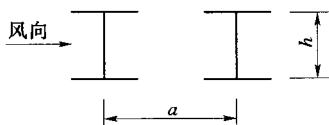


图 D. 2. 1 工字形截面构件

表 D. 2. 1 工字形截面构件的挡风折减系数 η

a/h	0.5	1	2	3	4	5	≥ 6
η	0.05	0.10	0.20	0.32	0.45	0.68	1.00

D. 2. 2 工字形截面梁和桁架的混合结构 (见图 D. 2. 2) 的挡风折减系数 η 见表 D. 2. 2 - 1 和表 D. 2. 2 - 2。

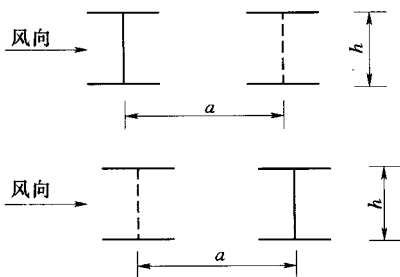


图 D. 2. 2 工字形截面梁与桁架的混合结构

表 D. 2. 2-1 工字形截面梁
和桁架的混合结构的
挡风折减系数 η

a/h	≤ 4	> 4
η	0	1

表 D. 2. 2-2 桁架和工字形
截面梁的混合结构的挡风折
减系数 η (桁架的充实率
 $\phi=0.3\sim 0.4$ 时)

a/h	1	2	3	4	5	6
η	0.5	0.6	0.7	0.8	1.0	1.0

D. 2. 3 箱形、梯形截面构件 (梁) (见图 D. 2. 3) 的挡风折减系数 η 见表 D. 2. 3。

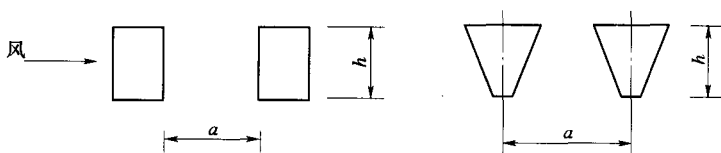


图 D. 2. 3 箱形、梯形截面构件

表 D. 2. 3 箱形、梯形截面构件的挡风折减系数 η

a/h	≤ 4	5	6
η	0	0.1	0.3

D. 2. 4 桁架结构的挡风折减系数 η ($a/h = 0.5$ 时) 见表 D. 2. 4。当 $a/h > 6$ 时, 可取 $\eta = 1$ 。

表 D. 2. 4 桁架结构的挡风折减系数 η

ϕ	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60
η	0.75	0.40	0.32	0.21	0.15	0.10

D. 2. 5 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 值见本附录表 D. 1. 2)。

D. 2. 6 单根梯形截面构件 (梁) 在侧向风力作用下的风力系数 $C = 1.2$ 。

附录 E 常用摩擦面材料的允许物理量和性能

表 E-1 制动器及离合器覆盖面的最大允许物理量

摩擦面材料	物理量允许值							允许温度 T ($^{\circ}\text{C}$)	
	[p] (N/mm^2)		[pv] [$\text{N} \cdot \text{m}/(\text{mm}^2 \cdot \text{s})$]				摩擦系数 μ		
	支持用	下降控制用	支持用		下降控制用				
			块式	带式	块式	带式			
石棉橡胶辊压带对钢	0.8	0.4	5	2.5	2.5	1.5	0.42~0.48	无润滑时	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 E-2 铜合金轴衬材料的最大允许物理量

材料牌号	物理量允许值			
	[p] (N/mm^2)	v (m/s)	[pv] [$\text{N} \cdot \text{m}/(\text{mm}^2 \cdot \text{s})$]	
锡青铜	ZCuSn10Pb1	15	10	15
	ZCuSn5Pb5Zn5	8	6	6
铸铝青铜	ZCuAl10Fe3	30	8	12
	ZCuAl10Fe3Mn2	20	5	15
铸铅青铜	ZCuPb30	15	8	60

附录 F 摩擦系数及效率

表 F-1 摩擦系数

摩擦副名称			摩擦系数
滚动轴承	滚珠式或滚柱式		0.015
	锥形滚子式		0.02
滑动轴承			0.10
车轮与钢轨 滚动摩擦力臂	钢车轮 ($\phi 400 \sim \phi 1000\text{mm}$)	平头钢轨	0.05~0.07
		圆弧头钢轨	0.06~0.12
	铸铁车轮 ($\phi 400 \sim \phi 1000\text{mm}$)	平头钢轨	0.06~0.09
		圆弧头钢轨	0.07~0.14
夹轨器钳口与钢轨	钳口无齿纹		0.12~0.15
	钳口有齿纹 ($\text{HRC} \geq 55$)		0.25

表 F-2 机械传动效率的概略值

传动零部件		效 率	
		滑动轴承	滚动轴承
圆柱齿轮副	开式 (润滑脂润滑)	0.90~0.92	0.92~0.94
	闭式 (润滑油润滑)		0.96~0.98
圆锥齿轮副	开式 (润滑脂润滑)	0.90~0.92	0.92~0.94
	闭式 (润滑油润滑)		0.95~0.97
链式启闭机的链轮		0.88~0.91	0.90~0.93
中间轴		0.95~0.97	0.97~0.99
卷筒		0.94~0.96	0.96~0.98
滑轮		0.95	0.98
滑轮组	倍率	2	0.975
		3	0.950
		4	0.925

表 F-2 (续)

传 动 零 部 件			效 率	
			滑动轴承	滚动轴承
滑轮组	倍率	5	0.900	0.970
		6	0.880	0.960
		8	0.840	0.945
		10	0.800	0.915
减速器	单级圆柱齿轮		0.97	
	双级圆柱齿轮		0.95	
	单级圆锥齿轮		0.95	
	双级圆锥—圆柱齿轮		0.94	
齿轮联轴器			0.96	

附录 G 零部件及轨道的有关计算资料

G.1 卷筒

G.1.1 卷筒壁计算应符合下列规定：

1 当卷筒的长度 $L \leq 3D$ (D 为卷筒绳槽底径, L 为卷筒长度, 下同) 时, 按式 (G.1.1-1) 计算卷筒壁的压应力：

$$\sigma_P = A \frac{S_{\max}}{\delta t} \quad (\text{G.1.1-1})$$

$$\sigma_P \leq [\sigma_P]$$

式中 A ——与钢丝绳缠绕层数有关的多层缠绕系数, 按表 G.1.1 选取；

S_{\max} ——钢丝绳最大拉力, N；

δ ——卷筒壁厚 (对铸铁 $\delta_{\min} \geq 12\text{mm}$, 对铸钢 $\delta_{\min} \geq 15\text{mm}$), mm；

t ——卷筒上的螺纹绳槽节距, mm；

$[\sigma_P]$ ——许用压应力, N/mm^2 ；钢： $[\sigma_P] = \frac{\sigma_s}{1.5}$ (σ_s 为屈服

点)；铸铁： $[\sigma_P] = \frac{\sigma_b}{4.25}$ (σ_b 为抗压强度)。

表 G.1.1 钢丝绳多层缠绕系数

缠绕层数	1	2	3	≥ 4
A 值	1.0	1.4	1.8	2

2 当 $L > 3D$ 时除计算压应力外, 应按式 (G.1.1-2) 计算由弯矩和扭矩产生的换算应力：

$$\sigma_F = \sqrt{\sigma_w^2 + 3\tau_n^2} \quad (\text{G.1.1-2})$$

其中

$$\sigma_F \leq [\sigma]$$

$$\sigma_w = \frac{M_w}{W_w}$$

$$\tau_n = \frac{M_n}{W_n}$$

式中 σ_w ——弯矩产生的应力，N/mm²；

τ_n ——扭矩产生的应力，N/mm²；

M_w ——卷筒所受的弯矩，N·mm；

M_n ——卷筒所受的扭矩，N·mm；

W_w ——卷筒断面抗弯模量，mm³；

W_n ——卷筒断面抗扭模量，mm³；

$[\sigma]$ ——许用应力，N/mm²；钢： $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{2.5}$ (σ_s 为屈服

点)；铸铁： $[\sigma] = \frac{\sigma_b}{6}$ (σ_b 为抗拉强度)。

3 当 $D \geq 1200\text{mm}$ 、 $L > 2D$ 时，除进行强度计算外，应按式 (G. 1. 1 - 3) 进行稳定性计算：

$$K = \frac{p_w}{p} \quad (\text{G. 1. 1 - 3})$$

其中 $p = A \frac{2S_{\max}}{tD}$

式中 K ——稳定性系数 $K \geq 1.3 \sim 1.5$ ；

p_w ——稳定性临界应力，N/mm²；钢： $p_w = 52500 \frac{\delta^3}{R^3}$ ；

铸铁： $p_w = (25000 \sim 32500) \frac{\delta^3}{R^3}$ ；其中 $R = D/2$ ，

R 为卷筒槽底半径，mm；

p ——卷筒壁单位压应力，N/mm²。

G. 1. 2 卷筒轴可按图 G. 1. 2 计算。带大齿轮的卷筒轴，其主要荷载包括： S_{\max} (钢丝绳的最大拉力)， P_j (卷筒和卷筒轴的重量)， P_c (大齿轮的重量)， P_o (大齿轮圆周力)， P_r (大齿轮径向力)。图中 P_{a1} 、 P_{b1} 为在 S_{\max} 、 P_j 作用下的反力，根据卷筒轴受力计算简图，可分别计算各截面的水平弯矩、垂直弯矩和相应的弯曲应力。

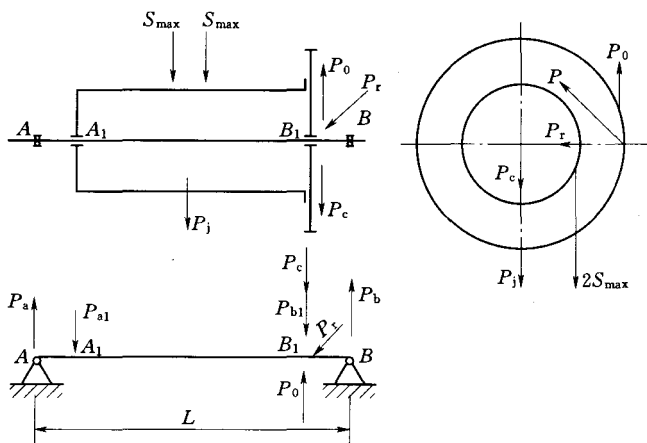


图 G. 1. 2 双联卷筒轴受力计算简图

G. 1. 3 大齿轮和卷筒的连接应按下列情况分别计算：

1 卷筒和大齿轮之间通过套管传递扭矩，连接螺栓不承受剪切，只起连接作用，如图 G. 1. 3 所示。套管按式 (G. 1. 3 - 1) 计算剪应力：

$$\tau = \frac{8M}{n\pi(d_1^2 - d_2^2)D} \quad (\text{G. 1. 3 - 1})$$

$$\tau \leq [\tau]$$

式中 M ——套管传递的扭矩， $\text{N} \cdot \text{mm}$ ；

n ——套管数量；

d_1 ——套管外径， mm ；

d_2 ——套管内径， mm ；

D ——套管间的中心圆直径， mm 。

2 卷筒和大齿轮之间通过铰制孔用螺栓直接传递扭矩，同时也起连接作用。铰制孔用螺栓按式 (G. 1. 3 - 2) 计算剪应力：

$$\tau = \frac{8M}{n\pi d_1^2 D} \quad (\text{G. 1. 3 - 2})$$

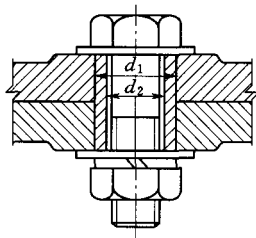


图 G. 1. 3

$$\tau \leq [\tau]$$

式中 d_1 ——铰制孔用螺栓光杆部分直径，mm；

其他符号同前。

3 根据套管或铰制孔用螺栓传递扭矩部分的长度 L ，按式 (G. 1.3-3) 计算挤压应力：

$$\sigma_{cm} = \frac{2M}{nd_1LD} \quad (\text{G. 1.3-3})$$

$$\sigma_{cm} \leq [\sigma_{cm}]$$

经热处理的 45 号钢套管，其 $[\tau] = 85\text{N/mm}^2$ ， $[\sigma_{cm}] = 280\text{N/mm}^2$ 。

G. 1.4 如图 G. 1.4 所示，采用压板在卷筒上固定钢丝绳时，压板螺栓的拉应力包括由旋紧力引起的拉应力和垫圈与压板之间的摩擦力使螺栓弯曲引起的拉应力两个部分。

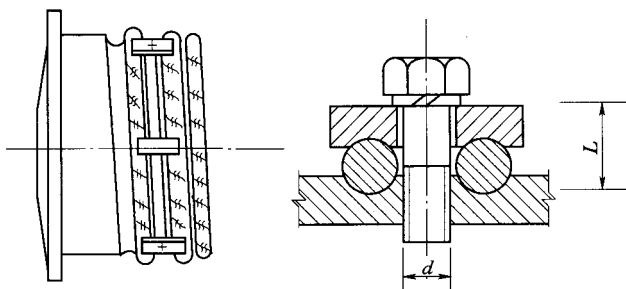


图 G. 1.4 压板螺栓计算简图

压板螺栓拉应力应按钢丝绳在卷筒上的包角 α 及压板槽形状进行计算：

1 当 $\alpha = 3\pi$ 时，梯形压板槽按式 (G. 1.4-1) 计算压板螺栓的拉应力，圆形压板槽按式 (G. 1.4-2) 计算压板螺栓的拉应力：

$$\sigma_1 = \frac{S_{\max}}{nd^2} \left(0.785 + 0.986 \frac{L}{d} \right) \quad (\text{G. 1.4-1})$$

$$\sigma_1 = \frac{S_{\max}}{nd^2} \left(0.869 + 1.091 \frac{L}{d} \right) \quad (\text{G. 1.4-2})$$

$$\sigma_1 \leq [\sigma_1]$$

$$[\sigma_1] = \frac{\sigma_s}{2.5}$$

以上式中 S_{\max} ——钢丝绳最大拉力；

n ——压板螺栓数量，不应小于 2；

L ——摩擦力作用的力臂（见图 G. 1. 4）；

$[\sigma_1]$ ——许用拉应力。

2 当 $\alpha=4\pi$ 时，梯形压板槽按式 (G. 1. 4 - 3) 计算压板螺栓的拉应力，圆形压板槽按式 (G. 1. 4 - 4) 计算压板螺栓的拉应力：

$$\sigma_1 = \frac{S_{\max}}{nd^2} \left(0.478 + 0.6 \frac{L}{d} \right) \quad (\text{G. 1. 4 - 3})$$

$$\sigma_1 = \frac{S_{\max}}{nd^2} \left(0.529 + 0.686 \frac{L}{d} \right) \quad (\text{G. 1. 4 - 4})$$

$$\sigma_1 \leq [\sigma_1]$$

G. 2 吊 具

G. 2. 1 起重吊钩的结构如图 G. 2. 1 所示。

1 钩身部分的强度应按以下方法计算：A—A 截面内侧拉应力按式 (G. 2. 1 - 1) 进行计算：

$$\sigma_1 = \frac{2Pe_1}{AKD} \quad (\text{G. 2. 1 - 1})$$

$$\sigma_1 \leq \frac{\sigma_s}{1.3}$$

式中 P ——吊钩计算荷载，N；

e_1 ——截面重心至截面内边的距离，mm；

K ——A—A 截面的形状系数，A—A 截面常用为梯形截面（图 G. 2. 1）， $h_1 \approx D$ 、 $b_1 \approx 0.67h_1$ 、 $b_2 \approx 0.4b_1$ ， $K \approx 0.1$ ；

A——A—A 的截面面积， mm^2 ；

D ——吊钩钩孔直径，mm。

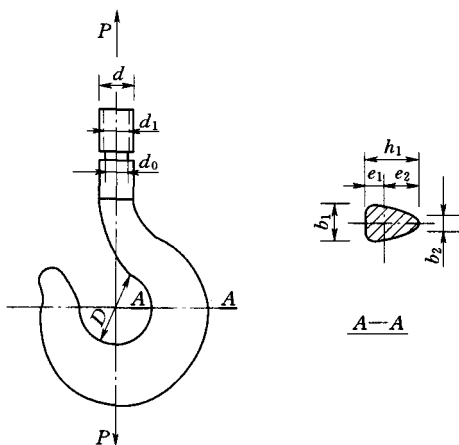


图 G. 2. 1 吊钩

2 吊钩头部螺杆与螺纹的强度应按以下方法计算：

1) 螺杆颈部拉应力按式 (G. 2. 1 - 2) 计算：

$$\sigma_1 = \frac{4P}{\pi d_0^2} \quad (\text{G. 2. 1 - 2})$$

$$\sigma_1 \leq \frac{\sigma_s}{4}$$

式中 d_0 ——螺杆颈部直径，mm。

2) 螺纹根部弯曲应力按式 (G. 2. 1 - 3) 计算：

$$\sigma_w = \frac{3P(d - d_1)}{2n\pi d_1 h^2} \quad (\text{G. 2. 1 - 3})$$

$$\sigma_w \leq \frac{\sigma_s}{3.5}$$

式中 d ——螺纹外径，mm；

d_1 ——螺纹内径，mm；

n ——螺纹工作圈数；

h ——螺纹根部高度，mm。

3) 螺纹接触面挤压应力按式 (G. 2. 1 - 4) 计算：

$$\sigma_m = \frac{4Pt}{\pi(d^2 - d_1^2)H} \quad (\text{G. 2.1-4})$$

$$\sigma_m \leq \frac{\sigma_s}{5}$$

式中 t ——螺纹螺距，mm；

H ——螺纹接触面高度，mm。

G. 2.2 吊叉应按以下方法计算，计算位置如图 G. 2.2-2 所示：

1 A-A 截面轴孔内侧拉应力，按式 (G. 2.2-1) 计算：

$$\sigma_1 = \frac{P}{h_1\delta} \times \left[0.25 + 0.246 \times \frac{(d+h_1)}{h_1} \alpha \right] \quad (\text{G. 2.2-1})$$

$$\sigma_1 \leq \frac{\sigma_s}{1.7}$$

式中 P ——吊叉计算荷载；

α ——应力换算系数，由 $\frac{d+h_1}{2h_1}$ 的值按图 G. 2.2-1 选取。

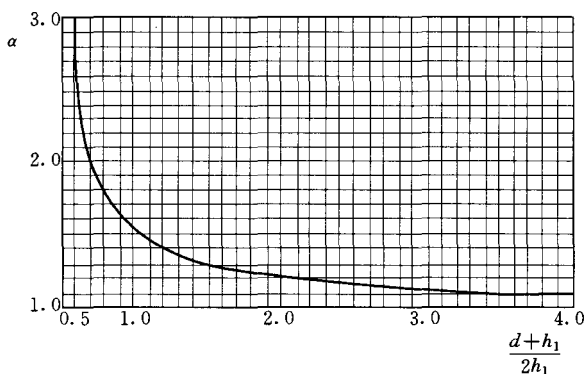


图 G. 2.2-1 α 与 $\frac{d+h_1}{2h_1}$ 关系图

2 B-B 截面轴孔内侧压应力，按式 (G. 2.2-2) 计算：

$$\sigma_p = \frac{P(h_2^2 + 0.25d^2)}{2d\delta(h_2^2 - 0.25d^2)} \quad (\text{G. 2.2-2})$$

$$\sigma_p \leq \frac{\sigma_s}{3}$$

式中 h_2 、 d 、 δ 见图 G. 2. 2-2。

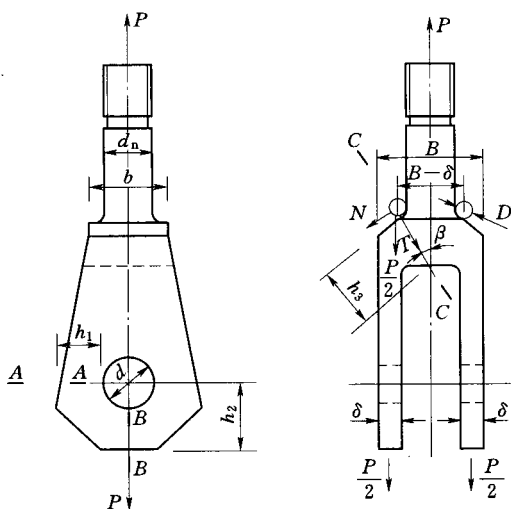


图 G. 2. 2-2 吊叉

3 C—C 截面外侧拉应力，按式 (G. 2. 2-3) 计算：

$$\sigma_1 \approx \frac{P \sin \beta}{2bDK} \quad (\text{G. 2. 2-3})$$

其中
$$K = \frac{D + h_3}{2h_3} \times \ln\left(1 + \frac{2h_3}{D}\right) - 1 \quad (\text{G. 2. 2-4})$$

$$\sigma_1 \leq \frac{\sigma_s}{2}$$

式中 K ——C—C 截面形状系数。矩形截面时 K 按式 (G. 2. 2-4) 计算；

b 、 D 、 h_3 见图 G. 2. 2-2。

G. 2. 3 吊板的尺寸关系如图 G. 2. 3-1 所示。

1 吊板孔壁承压应力按式 (G. 2. 3-1) 计算：

$$\sigma_m = \frac{P}{d\delta} \quad (\text{G. 2. 3-1})$$

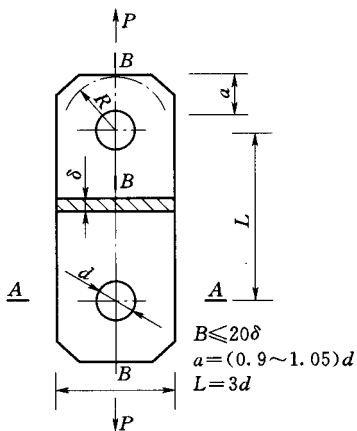


图 G. 2.3-1 吊板

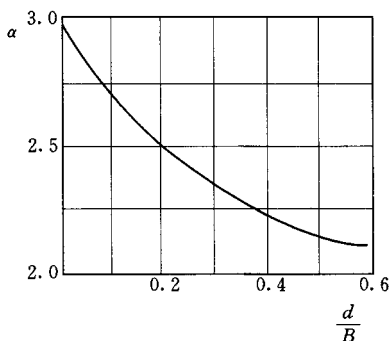


图 G. 2.3-2 α 与 $\frac{d}{B}$ 关系图

$$\sigma_m \leq \frac{\sigma_s}{4} \sim \frac{\sigma_s}{3} \text{ (工作面无相对转动或冲击较小)}$$

$$\sigma_m \leq \frac{\sigma_s}{6} \sim \frac{\sigma_s}{5} \text{ (工作面有相对转动或较大冲击)}$$

式中 P ——一个吊板承受的荷载, N;

δ ——吊板的厚度, mm;

d ——吊板轴孔直径, mm。

2 吊板轴孔水平截面拉应力可按式 (G. 2.3-2) 计算:

$$\sigma_1 = \frac{P\alpha}{(B-d)\delta} \quad (\text{G. 2.3-2})$$

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_s}{1.7}$$

式中 B ——吊板宽度, mm;

α ——应力集中系数, 根据 d/B 的比值按图 G. 2.3-2 选取。

3 吊板轴孔垂直截面拉应力可按式 (G. 2.3-3) 计算:

$$\sigma_e = \frac{P(R^2 + 0.25d^2)}{d\delta(R^2 - 0.25d^2)} \quad (\text{G. 2.3-3})$$

$$\sigma_c \leq \frac{\sigma_s}{3}$$

其中 $R=B/2$ 。

G.3 车 轮

G.3.1 车轮踏面的疲劳强度应按以下方法计算：

1 车轮踏面的疲劳强度计算荷载 P_c 按式 (G.3.1-1) 计算：

$$P_c = \frac{2P_{\max} + P_{\min}}{3} \quad (\text{G.3.1-1})$$

式中 P_{\max} ——大车或小车带载走行时的最大轮压，N；

P_{\min} ——大车或小车带载走行时的最小轮压，N。

2 车轮踏面的线接触疲劳强度按式 (G.3.1-2) 计算：

$$P_c \leq K_1 D b c_1 c_2 \quad (\text{G.3.1-2})$$

式中 K_1 ——与材料有关的许用线接触应力常数， N/mm^2 ，钢制车轮 K_1 值按表 G.3.1-1 选取；

D ——车轮踏面直径，mm；

b ——车轮踏面与轨道的有效接触宽度，mm；

c_1 ——转速系数，按表 G.3.1-2 选取；

c_2 ——工作级别系数，按表 G.3.1-3 选取。

表 G.3.1-1 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 为未经热处理的材料抗拉强度，单位为 N/mm^2 。

注 2: 钢制车轮全进行热处理，踏面硬度；线接触可采用 $\text{HB}=300\sim340$ ，点接触可采用 $\text{HB}=340\sim380$ ，热处理深度取 $15\sim20\text{mm}$ 。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 。

注 3: 当采用球墨铸铁时， $\sigma_b \geq 500\text{N}/\text{mm}^2$ 的材料， K_1 、 K_2 值按 $\sigma_b = 500\text{N}/\text{mm}^2$ 选取。

表 G. 3. 1 - 2 转速系数 c_1 值

车轮转速 (r/min)	c_1	车轮转速 (r/min)	c_1
22.4	1.04	11.2	1.12
20	1.06	10	1.13
18	1.07	8	1.14
16	1.09	6.3	1.15
14	1.1	5.6	1.16
12.5	1.11	5	1.17

表 G. 3. 1 - 3 工作级别系数 c_2

运行机构工作级别	c_2
Q_1	1.25
Q_2	1.12
Q_3	1.0
Q_4	0.9

3 车轮踏面的点接触疲劳强度按式 (G. 3. 1 - 3) 计算:

$$P_c = K_2 \frac{R^2}{m^3} c_1 c_2 \quad (\text{G. 3. 1 - 3})$$

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 K_2 值按表 G. 3. 1 - 1 选取;

R ——车轮踏面与轨道头部曲率半径的大值, mm ;

m ——由轨道头部与车轮踏面曲率半径之比 (r/R) 而确定的系数, 按表 G. 3. 1 - 4 选取。

表 G. 3. 1 - 4 由轨道头部与车轮踏面曲率半径之比 (r/R) 而确定的系数

r/R	1.0	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.15	0.10	0.05
m	0.388	0.400	0.420	0.440	0.468	0.490	0.536	0.600	0.716	0.800	0.970	1.280

注 1: r/R 为其他值时, m 可用内插法计算;
注 2: r 为两接触面曲率半径的小值, 单位为 mm 。

G.3.2 车轮踏面的接触强度应按以下方法计算：

车轮踏面的接触强度计算荷载 P_b 为启闭机在最大启闭荷载时的最大轮压。

- 1 车轮踏面的线接触强度按式 (G.3.2-1) 计算：

$$P_b \leq 2.2K_1Db \quad (\text{G.3.2-1})$$

式中符号的含义同式 (G.3.1-2)。

- 2 车轮踏面的点接触强度按式 (G.3.2-2) 计算：

$$P_b \leq 3.3K_2 \frac{R^2}{m^3} \quad (\text{G.3.2-2})$$

式中符号的含义同式 (G.3.1-3)。

G.4 轨 道

轨道在车轮强度计算荷载 P_b 作用下的计算简图见图 G.4。

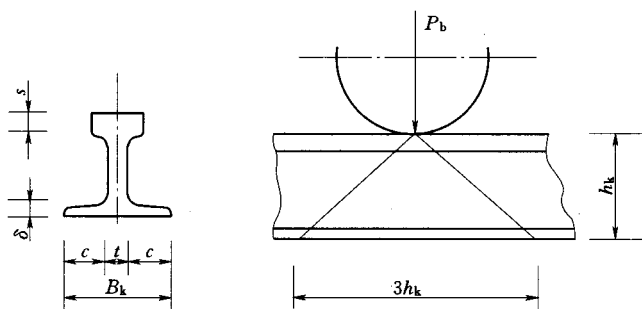


图 G.4 轨道计算简图

G.4.1 轨道底板的基础承压应力可按式 (G.4.1-1) 计算。当相邻两滚轮的中心距小于 $3h_k$ 时，按式 (G.4.1-2) 近似计算。

$$\sigma_P = \frac{P_b}{3h_k B_k} \quad (\text{G.4.1-1})$$

$$\sigma_P = \frac{P_b}{B_k L} \quad (\text{G.4.1-2})$$

$$\sigma_p \leq [\sigma_0]$$

式中 P_b ——车轮强度计算荷载，N；

h_k ——轨道高度，mm；

B_k ——轨道底板宽度，mm；

L ——相邻两滚轮的中距，mm。

轨道基础为混凝土时，其许用承压应力 $[\sigma_0]$ 按表 G. 4. 1 采用。

表 G. 4. 1 混凝土许用应力 $[\sigma_0]$ 单位：N/mm²

符 号	混凝土标号			
	C15	C20	C25	C30
$[\sigma_0]$	5	7	9	11

G. 4. 2 轨道横截面的弯曲应力可按式 (G. 4. 2) 计算：

$$\sigma_w = \frac{3P_b h_k}{8W_k} \quad (\text{G. 4. 2})$$

$$\sigma_w \leq [\sigma_w]$$

式中 W_k ——轨道横截面抵抗矩，mm³；

P_b 、 h_k 的含义同式 (G. 4. 1 - 1)。

G. 4. 3 轨道颈部的局部承压应力可按式 (G. 4. 3) 计算：

$$\sigma_{cd} = \frac{P_b}{3st} \quad (\text{G. 4. 3})$$

$$\sigma_{cd} \leq [\sigma_{cd}]$$

式中 s ——颈部至轨面的距离，mm；

t ——颈部厚度，mm。

G. 4. 4 轨道底板的弯曲应力按式 (G. 4. 4) 计算：

$$\sigma_w = \frac{P_b c^2}{h_k B_k \delta^2} \quad (\text{G. 4. 4})$$

$$\sigma_w \leq [\sigma_w]$$

式中 c ——底板悬臂段长度，mm；

δ ——底板厚度，mm。

附录 H 液压启闭机计算资料

H.1 油泵电机组计算

H.1.1 油泵最高工作压力 P_i 按式 (H.1.1-1) 计算:

$$P_i \geq P + \sum \Delta P \quad (\text{H.1.1-1})$$

式中 P ——油缸额定工作压力;

$\sum \Delta P$ ——系统中的总压力损失, 初步估算时可取额定工作压力 P 的 5%~10%。

油泵最大工作流量 Q 按式 (H.1.1-2) 计算:

$$Q \geq K \sum Q_i \quad (\text{H.1.1-2})$$

式中 $\sum Q_i$ ——同时动作的油缸最大总工作流量, L/min;

K ——系统的泄漏系数, 1.1~1.3。

液压泵的额定压力选择应大于或等于 $1.25P_i$, 如有试验工况, 应满足试验压力要求。

H.1.2 液压泵的驱动功率 P 按式 (H.1.2) 计算:

$$P = \frac{P_i Q}{60 \eta_p} \quad (\text{H.1.2})$$

式中 P ——液压泵的驱动功率, kW;

P_i ——油泵最高工作压力, MPa;

Q ——油泵最大工作流量 (定量泵为其额定流量), L/min;

η_p ——液压泵的总效率, 可按表 H.1.2 初选。

表 H.1.2 液压泵的总效率

液压泵类型	齿轮泵	叶片泵	柱塞泵
总效率	0.60~0.70	0.60~0.75	0.80~0.90

H.2 油管的直径和壁厚计算

H.2.1 油管内径 d 应满足流量及流速的要求, 按式 (H.2.1)

计算：

$$d \geq 4.63 \sqrt{\frac{Q}{v}} \quad (\text{H. 2.1})$$

式中 d ——油管内径，mm；

Q ——工作流量，L/min；

v ——允许流速，m/s（吸油管 $v=0.6\sim 1.2$ m/s、压力油管 $v=2.5\sim 5$ m/s、回油管 $v=1.5\sim 2.5$ m/s、短管道及局部收缩处 $v=5\sim 7$ m/s）。

H. 2.2 油管的壁厚 δ 按式（H. 2.2-1）计算：

$$\delta \geq \frac{P_g d}{2[\sigma]} \quad (\text{H. 2.2-1})$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_b}{n} \quad (\text{H. 2.2-2})$$

式中 δ ——油管壁厚，mm；

P_g ——油管最大工作压力，MPa；

d ——油管内径，mm；

$[\sigma]$ ——油管的许用应力，按式（H. 2.2-2）计算，对于铜管 $[\sigma] \leq 25$ N/mm²；

σ_b ——抗拉强度，N/mm²；

n ——安全系数；当 $P_g < 7.0$ MPa 时， $n=8$ ；当 7.0 MPa $< P_g < 17.5$ MPa 时， $n=6$ ；当 $P_g > 17.5$ MPa 时， $n=4$ 。

H. 3 密封的摩阻力计算

H. 3.1 密封圈的摩阻力 P_v 为活塞密封和活塞杆密封摩阻力之和，应按式（H. 3.1）计算：

$$P_v = f\pi(\Delta P_D D h_D k_D + \Delta P_d d h_d k_d) \quad (\text{H. 3.1})$$

式中 P_v ——摩阻力，N；

ΔP_D ——活塞密封圈两侧压力差，MPa；

ΔP_d ——活塞杆密封圈两侧压力差，MPa；

- D ——油缸内径, mm;
 d ——活塞杆外径, mm;
 h_D ——活塞密封有效高度, mm;
 h_d ——活塞杆密封有效高度, mm;
 f ——密封圈摩擦系数, 取 $f=0.05\sim 0.2$;
 k_D ——活塞密封圈摩擦修正系数;
 k_d ——活塞杆密封圈摩擦修正系数; O 型密封圈, $k\approx 0.15$; 压紧型密封圈, $k\approx 0.2$; 唇型密封圈, $k\approx 0.25$ 。

H. 4 液压缸主要结构推荐尺寸

H. 4.1 活塞杆导向套的长度 l 宜取为活塞杆直径的 $0.8\sim 1.5$ 倍, 斜置、卧置布置宜取大值。斜置、卧置液压缸其导向距离 (活塞杆全伸状态时活塞导向套中心至活塞杆导向套中心的距离) L 宜大于 $(D/2+H/20)$, 且不宜小于 3 倍的活塞杆直径, D 为活塞的直径, H 为液压缸的行程。无导向的柱塞缸活塞杆导向套的长度 l 取为活塞杆直径的 $1.5\sim 2.5$ 倍, 斜置、卧置布置宜取大值。

H. 4.2 活塞宽度 b 应取油缸内径的 $0.6\sim 1.0$ 倍。

H. 4.3 活塞杆直径 d 初选时可取为油缸内径的 $0.4\sim 0.6$ 倍, 然后进行强度计算和稳定计算。

H. 5 缸壁强度计算

H. 5.1 应按中等壁厚 ($3.2\leq D/\delta<16$) 确定缸壁厚度 δ ; 其初选值可按式 (H. 5.1-2) 计算:

$$\delta = \frac{PD}{(2.3[\sigma] - P)\Psi} + c \quad (\text{H. 5.1-1})$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_b}{n} \quad (\text{H. 5.1-2})$$

式中 δ ——缸壁厚度, mm;

P ——缸内额定工作压力；MPa；

D ——液压缸内径，mm；

Ψ ——强度系数，对于无缝钢管， $\Psi=1$ ；

c ——计入壁厚公差及腐蚀的附加厚度，通常圆整到标准厚度值；

$[\sigma]$ ——缸体材料的许用应力，按式 (H. 5.1-2) 计算；

σ_b ——缸体材料的抗拉强度，MPa；

n ——安全系数， $n=5$ 。

H. 5.2 距法兰和支承凸缘足够远的断面处 ($D/\delta \geq 10$)，缸壁的折算应力 σ_{zh1} 应按式 (H. 5.2-1) 计算：

$$\sigma_{zh1} = \sqrt{\sigma_{z1}^2 + \sigma_{h1}^2 - \sigma_{z1}\sigma_{h1}} \quad (\text{H. 5.2-1})$$

$$\sigma_{z1} = \frac{q}{\delta} = \frac{P(D^2 - d^2)}{4D_1\delta} \quad (\text{H. 5.2-2})$$

$$\sigma_{h1} = \frac{PD_1}{2\delta} \quad (\text{H. 5.2-3})$$

式中 σ_{z1} ——纵向应力，按式 (H. 5.2-2) 计算；

σ_{h1} ——环向应力，按式 (H. 5.2-3) 计算；

P ——缸内额定工作压力；

其他符号见图 H. 5.2。

缸体与法兰接头断面处，缸壁的强度计算，应与均布弯矩 M_0 产生的纵向应力、环向应力叠加。其折算应力 σ_{zh} 应按式 (H. 5.2-4) 计算：

$$\sigma_{zh} = \sqrt{\sigma_z^2 + \sigma_h^2 - \sigma_z\sigma_h} \quad (\text{H. 5.2-4})$$

$$\sigma_z = \sigma_{z1} + \sigma_{z2} = \frac{P(D^2 - d^2)}{4D_1\delta} + \frac{6M_0}{\delta^2} \quad (\text{H. 5.2-5})$$

$$M_0 = \frac{qe}{1 + \frac{\beta h}{2} + \frac{2h}{\delta} \frac{\ln(D_3/D)}{\beta D}}, \quad \beta = \frac{1.824}{\sqrt{D\delta}}$$

(H. 5.2-6)

$$\sigma_h = \sigma_{h1} + \sigma_{h2} = \frac{PD_1}{2\delta} + \mu \frac{6M_0}{\delta^2} \quad (\text{H. 5.2-7})$$

式中 σ_z ——纵向主应力，按式 (H. 5.2-5) 计算；

M_0 ——均布弯矩，按式 (H. 5.2-6) 计算，

σ_h ——环向主应力，按式 (H. 5.2-7) 计算；

μ ——钢的泊松比， $\mu=0.3$ ；

其他符号见图 H. 5.2。

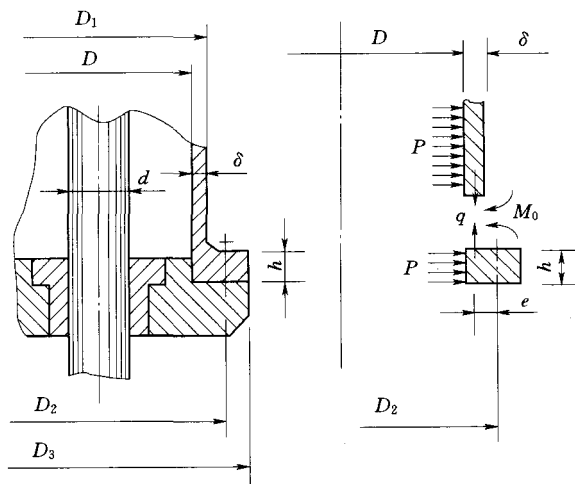


图 H. 5.2 缸体法兰强度计算简图

H. 6 活塞杆计算

H. 6.1 单拉力作用油缸安装在刚性支座上的活塞杆应按以下方法计算：

1 闸门无侧向位移时，活塞杆承受拉力，可按式 (H. 6.1-1) 计算拉应力：

$$\sigma = \frac{4P_1}{\pi d_0^2} \quad (\text{H. 6.1-1})$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n}$$

式中 P_1 ——活塞杆的拉力，N；
 d_0 ——活塞杆断面的最小直径，mm；
 n ——安全系数， $n=2.5$ 。

2 闸门可能发生侧向位移时（见图 H. 6. 1），活塞杆承受拉力和弯矩，按式（H. 6. 1-2）计算活塞杆的应力：

$$\sigma = \frac{4P_1}{\pi d_0^2} + \frac{M}{0.1d_0^3} \quad (\text{H. 6. 1-2})$$

$$M = M_2 - M_1 \quad (\text{H. 6. 1-3})$$

$$M_2 = P_0 a \quad (\text{H. 6. 1-4})$$

$$P_0 = \frac{6EI\Delta + M_1 a(3a + 2b)}{2a^2(a + b)} \quad (\text{H. 6. 1-5})$$

$$M_1 = P_1 f \frac{d_1}{2} \quad (\text{H. 6. 1-6})$$

式中 P_1 ——活塞杆的拉力，N；
 d_0 ——活塞杆断面的最小直径，mm；
 M ——活塞杆计算弯矩，按式（H. 6. 1-3）计算，N·mm；
 M_2 ——作用在活塞杆上的弯矩，按式（H. 6. 1-4）计算，N·mm；
 P_0 ——活塞杆端部产生侧向位移 Δ 时相应的水平力（活塞杆在上限位置），按式（H. 6. 1-5）计算，N；
 E ——活塞杆材料的弹性模量，N/mm²；
 I ——活塞杆断面的惯性矩，mm⁴；
 a 、 b ——见图 H. 6. 1，mm；
 M_1 ——闸门吊耳中的摩擦力产生的弯矩，按式（H. 6. 1-6）计算，N·mm；
 d_1 ——闸门吊耳轴直径，mm；
 f ——活塞杆吊耳处的摩擦系数，其值按表 H. 6. 1 选取；
 其他符号同上。

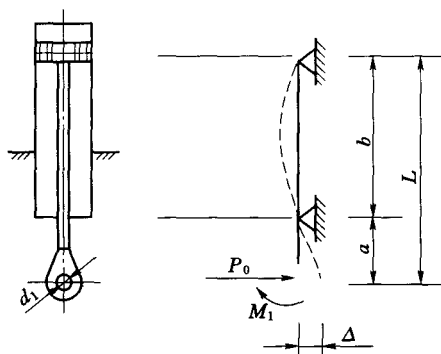


图 H. 6. 1 单作用油缸刚性支座活塞杆计算简图

表 H. 6. 1 转动支座中的摩擦系数 f

轴承型式		摩擦系数	
		无润滑	黄油润滑
滑动轴承	钢对钢	—	0.09~0.11
	钢对生铁	0.11~0.13	0.07~0.09
	钢对青铜	0.1	0.06~0.08
滚动轴承	滚珠轴承	0.01~0.015	
	滚柱轴承	0.015~0.02	

H. 6. 2 单拉力作用油缸安装在转动支座上的活塞杆应按以下方法计算（见图 H. 6. 2）：

安装在转动支座上的单拉力作用油缸的活塞杆，承受拉力和吊耳与转动支座间摩擦力产生的弯矩（见图 H. 6. 2），按式（H. 6. 2-1）计算活塞杆的应力：

$$\sigma = \frac{4P_1}{\pi d_0^2} + \frac{M}{0.1d_0^3} \quad (\text{H. 6. 2-1})$$

$$M = \frac{M_1 x_1 - M_2 x_2}{L} \quad (\text{H. 6. 2-2})$$

$$M_2 = P_1 f \frac{d_2}{2} \quad (\text{H. 6. 2-3})$$

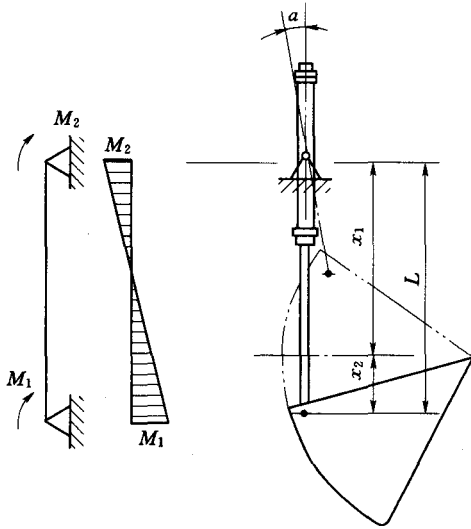


图 H.6.2 单作用油缸转动支座活塞杆计算简图

- 式中 P_1 ——活塞杆的拉力，N；
 d_0 ——活塞杆断面的最小直径，mm；
 M ——活塞杆危险断面计算弯矩，按式 (H.6.2-2) 计算，N·mm；
 M_1 ——闸门吊耳中的摩擦力产生的弯矩，按式 (H.6.1-6) 计算，N·mm；
 M_2 ——油缸缸体转动支座中的摩擦力产生的弯矩，按式 (H.6.2-3) 计算，N·mm；
 f ——油缸缸体转动支座中的摩擦系数按表 H.6.1 选取；
 d_2 ——转动支座支承轴直径，mm；
 x_1 、 x_2 ——从支座到危险断面的距离，mm；
 L ——两支铰之间的距离，mm。

H.6.3 双作用油缸安装在刚性支座上的活塞杆应按以下方法计算：

- 1 闸门无侧向位移时，活塞杆承受拉力或压力，按式 (H.6.1-1) 计算拉（压）应力，并按式 (H.6.3-1) 验算稳定。

$$\sigma = \frac{4P_2}{\phi\pi d^2} \quad (\text{H. 6.3-1})$$

式中 P_2 ——活塞杆的压力, N;

d ——活塞杆的直径, mm;

ϕ ——纵向弯曲系数, 根据活塞杆的柔度 λ 按表 H. 6.3-1 取值, $\lambda=4L_0/d$ 。

L_0 为活塞杆的折算长度, 单位为 mm; L_0 与油缸缸体的固定方式有关, 如图 H. 6.3-1 所示。

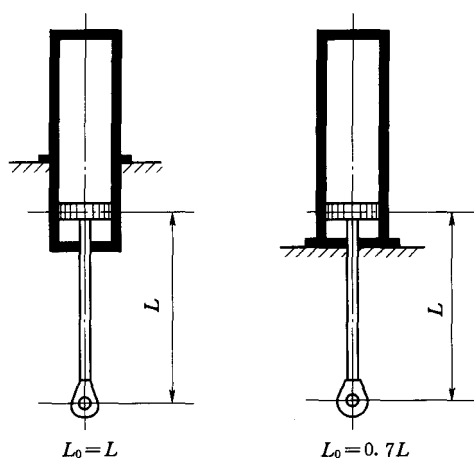


图 H. 6.3-1 活塞杆折算长度计算简图

表 H. 6.3-1 中心受压的活塞杆纵向弯曲系数 ϕ

柔度 λ 材料	柔度 λ										
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Q235、20	1.00	0.99	0.97	0.95	0.92	0.89	0.86	0.81	0.75	0.69	0.60
Q275、35	1.00	0.98	0.95	0.93	0.90	0.84	0.80	0.74	0.66	0.59	0.50
柔度 λ 材料	柔度 λ										
	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	
Q235、20	0.52	0.45	0.40	0.36	0.32	0.29	0.26	0.23	0.21	0.19	
Q275、35	0.43	0.38	0.32	0.28	0.27	0.24	0.21	0.19	0.17	0.15	

2 闸门可能发生侧向位移时, 活塞杆承受拉(压)力和弯矩, 考虑活塞杆伸出油缸的工况(见图 H. 6.3-2), 按式(H. 6.3-2)计算活塞杆的应力:

$$\sigma = \frac{4P_1}{\pi d_0^2} + \frac{M}{0.1d_0^3} \quad (\text{H. 6.3-2})$$

$$M = M_2 - M_1 \quad (\text{H. 6.3-3})$$

$$M_2 = P_0 L \quad (\text{H. 6.3-4})$$

$$P_0 = \frac{6EI\Delta + 3M_1 L^2}{2L^3} \quad (\text{H. 6.3-5})$$

式中 P_1 ——活塞杆的拉力, N;

M ——活塞杆计算弯矩, 按式(H. 6.3-3)计算, N·mm;

M_2 ——作用在活塞杆上的弯矩, 按式(H. 6.3-4)计算, N·mm;

P_0 ——活塞杆端部产生侧向位移 Δ 时的水平力, 按式(H. 6.3-5)计算, N;

E ——活塞杆材料的弹性模数, MPa;

I ——活塞杆断面的惯性矩, mm^4 ;

M_1 ——闸门吊耳中的摩擦力产生的弯矩, 按式(H. 6.1-6)计算, N·mm;

L ——见图H. 6.3-2, mm。

——按式(H. 6.3-6)验算活塞杆的稳定:

$$\sigma = \frac{4P_2}{\phi' \pi d^2} \quad (\text{H. 6.3-6})$$

式中 ϕ' ——活塞杆纵向弯曲时的允许应力折减系数, 根据条件

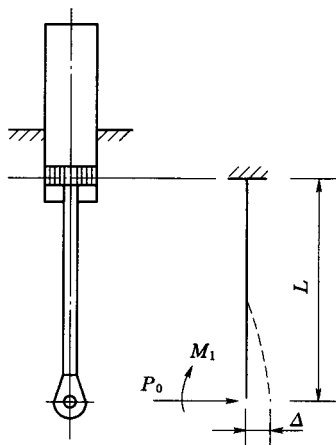


图 H. 6.3-2 活塞杆稳定计算简图

柔度 λ 及折算偏心率 m_0 按表 H. 6. 3-2 选取；

P_2 ——活塞杆的压力，N。

表 H. 6. 3-2 偏心受压的活塞杆纵向弯曲时的
允许应力折减系数 ϕ

条件柔度 λ	不同折算偏心率 m 的 ϕ' 值							
	0.1	0.25	0.5	0.75	1.0	1.25	1.5	
0.5	0.967	0.922	0.850	0.782	0.722	0.669	0.620	
1.0	0.925	0.845	0.778	0.711	0.653	0.600	0.563	
1.5	0.875	0.804	0.716	0.647	0.593	0.548	0.507	
2.0	0.813	0.742	0.653	0.587	0.536	0.496	0.457	
2.5	0.742	0.672	0.587	0.526	0.480	0.442	0.410	
3.0	0.667	0.597	0.520	0.465	0.425	0.395	0.365	
3.5	0.587	0.522	0.455	0.408	0.375	0.350	0.325	
4.0	0.505	0.447	0.394	0.356	0.330	0.309	0.289	
4.5	0.418	0.382	0.342	0.310	0.288	0.272	0.257	
5.0	0.354	0.326	0.295	0.273	0.253	0.239	0.225	
条件柔度 λ	不同折算偏心率 m 的 ϕ' 值							
	1.75	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0
0.5	0.577	0.538	0.469	0.417	0.370	0.337	0.307	0.280
1.0	0.520	0.484	0.427	0.382	0.341	0.303	0.283	0.259
1.5	0.470	0.439	0.388	0.347	0.312	0.283	0.262	0.240
2.0	0.425	0.397	0.352	0.315	0.286	0.260	0.240	0.222
2.5	0.383	0.357	0.317	0.287	0.262	0.238	0.220	0.204
3.0	0.342	0.320	0.287	0.260	0.238	0.217	0.202	0.187
3.5	0.303	0.287	0.258	0.233	0.216	0.198	0.183	0.172
4.0	0.270	0.256	0.232	0.212	0.192	0.181	0.168	0.158
4.5	0.242	0.229	0.208	0.192	0.178	0.165	0.155	0.146
5.0	0.215	0.205	0.188	0.175	0.162	0.150	0.143	0.135

注： $m = \frac{8M}{P_1 d^3}$ ， m 为相对偏心率。

——条件柔度 λ_t 按式 (H. 6.3-7) 计算:

$$\lambda_t = \lambda \sqrt{\frac{\sigma_s}{nE}} \quad (\text{H. 6.3-7})$$

式中 λ ——活塞杆柔度, $\lambda = 4L_0/d$; L_0 取值见图 H. 6.3-1;

σ_s ——活塞杆材料的屈服点, N/mm^2 ;

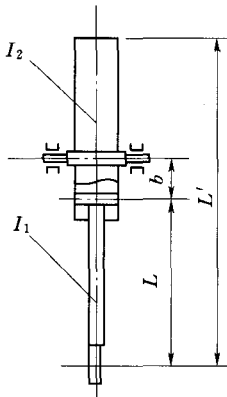
n ——活塞杆材料的安全系数, $n = 1.1 \sim 1.2$ 。

——折算偏心率 m_0 按式 (H. 6.3-8) 计算:

$$m_0 = \omega m \quad (\text{H. 6.3-8})$$

式中 ω ——断面形状影响系数, 当 $\lambda_t > 5$ 时, $\omega = 1$; 当 $\lambda_t \leq 5$ 时, $0.1 \leq m \leq 5$, $\omega = 1.3 - 0.06\lambda_t$; $5 \leq m \leq 20$, $\omega = 1.2 - 0.04\lambda_t$ 。

H. 6.4 双作用油缸安装在转动支座上的活塞杆按以下方法计算:



**图 H. 6.4-1 双作用油缸转动
支座活塞杆折算长度计算简图**

1 立式双作用油缸的活塞杆按以下方法计算:

1) 活塞杆承受拉(压)力和弯矩, 按式 (H. 6.3-2) 计算活塞杆应力, 同时应按式 (H. 6.3-6) 验算稳定。

2) 在稳定计算中, 条件柔度 λ_t 按式 (H. 6.3-7) 计算。折算长度 L_0 按图 H. 6.4-1 及式 (H. 6.4-1) 进行确定。

当 $0 \leq b \leq 0.4\text{m}$ 时:

$$L_0 = L + b$$

当 $b > 0.4\text{m}$ 时:

$$L_0 = \mu L' \quad \mu = \sqrt{\frac{I_1 + I_2}{2I_2}} \quad (\text{H. 6.4-1})$$

式中 I_1 、 I_2 ——活塞杆和油缸缸体断面的惯性矩， mm^4 。

3) 折算偏心率 m_0 ，根据活塞杆的弯矩图特性（见图 H. 6. 2）、两端的端弯矩比值、条件柔度 λ_1 以及相对偏心率 m ，查表 H. 6. 4 确定。相对偏心率按式（H. 6. 4 - 2）计算：

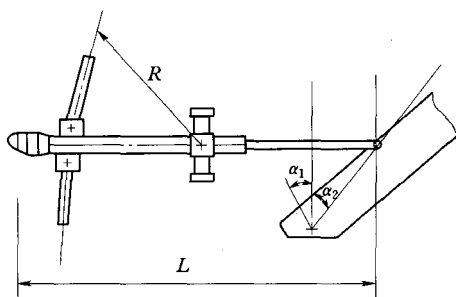
$$m = \frac{8M_{\max}\omega}{P_2 d} \quad (\text{H. 6. 4 - 2})$$

式中 M_{\max} ——端弯矩 M_1 和 M_2 中的大值， $\text{N} \cdot \text{mm}$ ；

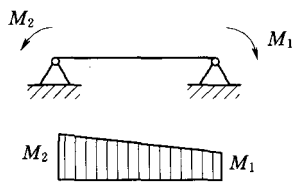
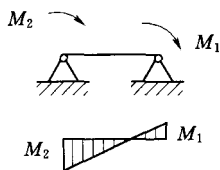
ω ——断面形状影响系数， $\omega = 1.3 - 0.06\lambda_1$ ；

P_2 ——活塞杆的压力， N 。

计算 $K = M_{\min}/M_{\max}$ 时，取端弯矩 M_1 和 M_2 的小值（绝对值）为 M_{\min} ，大值为 M_{\max} 。



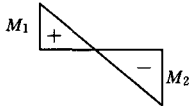
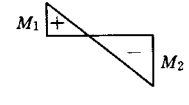
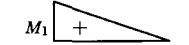
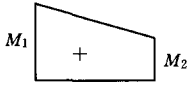
a) 油缸布置图



b) 当门扉旋转 α_1 角时的荷载图和弯矩图 c) 当门扉旋转 α_2 角时的荷载图和弯矩图

图 H. 6. 4 - 2 卧式油缸活塞杆计算简图

表 H. 6. 4 折算偏心率 m_0

$K = M_{\min}/M_{\max}$	条件柔度 λ_c	不同相对偏心率 m 的折算偏心率 m_0								
		0.1	0.5	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	
$K = -1$ 	1	0.1	0.3	0.68	1.12	1.6	2.62	3.55	4.55	
	2	0.1	0.17	0.39	0.68	1.03	1.8	2.75	3.72	
	3	0.1	0.1	0.22	0.36	0.55	1.17	1.95	2.77	
	4	0.1	0.1	0.1	0.18	0.3	0.57	1.03	1.78	
	5	0.1	0.1	0.1	0.1	0.15	0.23	0.48	0.95	
$K = -0.5$ 	1	0.1	0.31	0.68	1.12	1.6	2.62	3.55	4.55	
	2	0.1	0.22	0.48	0.73	1.05	1.88	2.75	3.72	
	3	0.1	0.17	0.38	0.58	0.8	1.33	2.0	2.77	
	4	0.1	0.14	0.32	0.49	0.66	1.05	1.52	2.22	
	5	0.1	0.1	0.26	0.41	0.57	0.95	1.38	1.8	
$K = 0$ 	1	0.1	0.32	0.7	1.12	1.6	2.62	3.55	4.55	
	2	0.1	0.28	0.6	0.9	1.28	1.96	2.75	3.72	
	3	0.1	0.27	0.55	0.84	1.15	1.75	2.43	3.17	
	4	0.1	0.26	0.52	0.78	1.1	1.6	2.2	2.83	
	5	0.1	0.25	0.52	0.78	1.1	1.55	2.1	2.78	
$K = 0.5$ 	1	0.1	0.4	0.8	1.23	1.68	2.62	3.55	4.55	
	2	0.1	0.4	0.78	1.2	1.6	2.3	3.15	4.1	
	3	0.1	0.4	0.77	1.17	1.55	2.3	3.1	3.9	
	4	0.1	0.4	0.75	1.13	1.55	2.3	3.05	3.8	
	5	0.1	0.4	0.75	1.1	1.55	2.3	3.0	3.8	

2 卧式双作用油缸的活塞杆应按以下方法计算：

- 1) 活塞杆承受拉（压）力和弯矩，按式（H. 6. 3 - 2）计算活塞杆应力，同时应按式（H. 6. 3 - 6）验算稳定。活塞杆的荷载图和弯矩图见图 H. 6. 4 - 2。
- 2) 吊耳中的摩擦力产生的弯矩 M_1 按式（H. 6. 1 - 6）计算。

- 3) 油缸支座中的摩擦力产生的弯矩 M_2 按式 (H. 6. 4 - 3) 计算:

$$M_2 = M'_2 + M''_2 \quad (\text{H. 6. 4 - 3})$$

$$M'_2 = P_2 f \frac{d_2}{2} \quad (\text{H. 6. 4 - 4})$$

$$M''_2 = \frac{G}{2} \left(\frac{fd' + 2\mu_0}{D} \right) R \quad (\text{H. 6. 4 - 5})$$

式中 M'_2 ——转动支座横梁的轴颈处摩擦力产生的弯矩, 按式 (H. 6. 4 - 4) 计算, $\text{N} \cdot \text{mm}$;

M''_2 ——尾部托架的摩擦力对油缸旋转中心的力矩, 按式 (H. 6. 4 - 5) 计算, $\text{N} \cdot \text{mm}$;

d_2 ——支座横梁轴颈的直径, mm ;

P_2 ——活塞杆的压力, N ;

G ——油缸 (包括液压油) 的总重;

D ——尾部支承轮的直径, mm ;

d' ——尾部支承轮轮轴的直径, mm ;

μ_0 ——滚动摩擦力臂, 取 $0.5 \sim 0.6 \text{mm}$;

f ——转动轴颈处的摩擦系数, 按表 H. 6. 1 选取;

R ——尾部支承轮至油缸转动中心的半径, mm 。

- 4) 在稳定计算中, 条件柔度 λ_t 按式 (H. 6. 3 - 7) 计算。折算长度 L_0 按图 H. 6. 4 - 1 及式 (H. 6. 4 - 1) 进行计算。相对偏心率 m 按式 (H. 6. 4 - 2) 计算。
- 5) 折算偏心率 m_0 , 根据活塞杆的弯矩图特性 (见图 H. 6. 4 - 2)、两端的端弯矩比值、条件柔度 λ_t 以及相对偏心率 m , 查表 H. 6. 4 选定。

H. 7 液压油的污染等级

国际标准 ISO 4406 污染度等级标准见表 H. 7 - 1。

表 H. 7-1 国际标准 ISO 4406 污染度等级标准

1mL 中颗粒数		等级数码	1mL 中颗粒数		等级数码
大于	上极限		大于	上极限	
80000	160000	24	10	20	11
40000	80000	23	5	10	10
20000	40000	22	2.5	5	9
10000	20000	21	1.3	2.5	8
5000	10000	20	0.64	1.3	7
2500	5000	19	0.32	0.64	6
1300	2500	18	0.16	0.32	5
640	1300	17	0.08	0.16	4
320	640	16	0.04	0.08	3
160	320	15	0.02	0.04	2
80	160	14	0.01	0.02	1
40	80	13	0.005	0.01	0
20	40	12	0.0025	0.005	0.9

美国标准 NAS 1638 油液洁净度等级标准见表 H. 7-2。

表 H. 7-2 美国标准 NAS 1638 油液洁净度等级标准 (100mL 中的颗粒度)

等级	颗粒尺寸范围 (μm)				
	5~15	15~25	25~50	50~100	>100
00	125	22	4	1	0
0	250	44	8	2	0
1	500	89	16	3	1
2	1000	178	32	6	1
3	2000	356	63	11	2
4	4000	712	126	22	4
5	8000	1425	253	45	8
6	16000	2850	506	90	16

表 H.7-2 (续)

等级	颗粒尺寸范围 (μm)				
	5~15	15~25	25~50	50~100	>100
7	32000	5700	1012	180	32
8	64000	11400	2025	360	64
9	128000	22800	4050	720	128
10	256000	45600	8100	1440	258
11	512000	91200	16200	2880	512
12	1024000	182400	32400	5760	1024

国家标准 GB/T 14039 液压传动油液固体颗粒污染等级代号见表 H.7-3。

表 H.7-3 国家标准 GB/T 14039 液压传动油液固体颗粒污染等级代号

1mL 中颗粒数		标号	1mL 中颗粒数		标号
>	≤		>	≤	
80000	160000	24	10	20	11
40000	80000	23	5	10	10
20000	40000	22	2.5	5	9
10000	20000	21	1.3	2.5	8
5000	10000	20	0.64	1.3	7
2500	5000	19	0.32	0.64	6
1300	2500	18	0.16	0.32	5
640	1300	17	0.08	0.16	4
320	640	16	0.04	0.08	3
160	320	15	0.02	0.04	2
80	160	14	0.01	0.02	1
40	80	13	0.005	0.01	0
20	40	12	0.0025	0.005	0.9

附录 J 螺杆启闭机零部件计算

J.0.1 起重螺杆的强度应按以下方法计算：

1 由于启门力常大于闭门力，所以以启门力 P_1 为强度计算荷载。起重螺杆承受的扭转力矩 M_k 按式 (J.0.1-1) 计算：

$$M_k = P_1 \operatorname{tg}(\alpha + \rho') \frac{d_2}{2} \quad (\text{J.0.1-1})$$

$$\rho' = \operatorname{tg}^{-1} \left[\frac{f}{\cos(\beta/2)} \right] \quad (\text{J.0.1-2})$$

式中 P_1 ——启门力，N；

α ——螺纹升角；

ρ' ——螺纹当量摩擦角，按式 (J.0.1-2) 计算；

f ——螺杆与螺母的滑动摩擦系数，与所用材料、加工精度及润滑情况等有关，一般取 0.07~0.15，平均值可用 0.12；

β ——螺纹剖面角，矩形螺纹 $\beta=0^\circ$ ，梯形螺纹 $\beta=30^\circ$ ；

d_2 ——螺纹中径，mm。

2 起重螺杆的扭转剪应力 τ_k 按式 (J.0.1-3) 计算：

$$\tau_k = \frac{M_k}{0.2d_1^3} \quad (\text{J.0.1-3})$$

式中 M_k ——扭转力矩，N·mm；

d_1 ——螺纹内径，mm。

3 起重螺杆承受的弯曲力矩 M 按式 (J.0.1-4) 计算：

$$M = \frac{P_1 \mu d_0}{2} \quad (\text{J.0.1-4})$$

式中 μ ——摆动支座的摩擦系数；

d_0 ——摆动支座铰轴直径，mm。

4 起重螺杆的弯曲应力 σ_w 按式 (J.0.1-5) 计算：

$$\sigma_w = \frac{M}{0.1d_1^3} \quad (\text{J.0.1-5})$$

式中 M ——弯曲力矩，N·mm；

d_1 ——螺纹内径，mm。

5 起重螺杆的轴向应力 σ_p 按式 (J.0.1-6) 计算：

$$\sigma_p = \frac{4P_1}{\pi d_1^2} \quad (\text{J.0.1-6})$$

式中 P_1 ——启门力，N；

d_1 ——螺纹内径，mm。

6 起重螺杆的合成应力 σ_F 按式 (J.0.1-7) 计算：

$$\sigma_F = \sqrt{(\sigma_w + \sigma_p)^2 + 3\tau_k^2} \quad (\text{J.0.1-7})$$

$$\sigma_F \leq \frac{\sigma_s}{2.5}$$

式中 σ_w ——弯曲应力，N/mm²；

σ_p ——轴向应力，N/mm²；

τ_k ——剪切应力，N/mm²。

J.0.2 起重螺杆应按以下方法进行稳定验算：

1 当起重螺杆的长细比 $\lambda > 100$ 时，按式 (J.0.2-1) 进行验算：

$$P_2 \leq \frac{\pi^3 E d_1^4}{64n(\mu L)^2} \quad (\text{J.0.2-1})$$

式中 P_2 ——闭门力，N；

E ——材料的弹性模量，N/mm²；

n ——稳定安全系数，一般取 1.8~3；

μ ——长度换算系数；

L ——起重螺杆受压计算的实际长度，mm；

d_1 ——螺杆螺纹内径，mm。

2 当起重螺杆的长细比 $\lambda < 100$ ，以及有附加弯矩作用时，按式 (J.0.2-2) 进行验算：

$$P_2 \leq A \left(\frac{\sigma_s}{2.3} \phi_p \right) \quad (\text{J.0.2-2})$$

式中 P_2 ——闭门力，N；

σ_s ——材料的屈服点，N/mm²；

ϕ_p ——偏心受压的稳定系数，按表 J. 0. 2 选用；

A——螺杆内径的截面面积， mm^2 。

表 J. 0. 2 偏心受压的稳定系数 ϕ_p 值

λ	ϵ							
	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4
0	1.000	0.930	0.875	0.819	0.766	0.720	0.675	0.630
10	0.995	0.920	0.855	0.795	0.742	0.695	0.648	0.610
20	0.981	0.900	0.826	0.766	0.710	0.662	0.620	0.533
30	0.958	0.875	0.795	0.730	0.680	0.630	0.591	0.555
40	0.927	0.830	0.753	0.688	0.635	0.597	0.560	0.526
50	0.888	0.788	0.712	0.647	0.598	0.558	0.524	0.492
60	0.842	0.736	0.668	0.606	0.560	0.523	0.491	0.459
70	0.789	0.676	0.618	0.559	0.518	0.482	0.453	0.428
80	0.731	0.630	0.572	0.521	0.480	0.446	0.417	0.393
90	0.669	0.571	0.521	0.477	0.440	0.411	0.388	0.364
100	0.604	0.530	0.478	0.441	0.408	0.379	0.357	0.336
λ	ϵ							
	1.6	1.8	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5
0	0.596	0.562	0.534	0.468	0.414	0.370	0.333	0.303
10	0.575	0.546	0.518	0.455	0.404	0.362	0.325	0.298
20	0.550	0.520	0.495	0.439	0.390	0.349	0.315	0.288
30	0.525	0.496	0.473	0.420	0.373	0.335	0.303	0.277
40	0.494	0.469	0.449	0.390	0.355	0.320	0.290	0.265
50	0.462	0.436	0.420	0.377	0.338	0.304	0.277	0.253
60	0.433	0.412	0.395	0.355	0.319	0.289	0.263	0.241
70	0.403	0.381	0.370	0.334	0.301	0.273	0.249	0.230
80	0.370	0.358	0.344	0.314	0.283	0.258	0.236	0.218
90	0.347	0.333	0.322	0.294	0.266	0.2434	0.22	0.207
100	0.317	0.303	0.292	0.275	0.250	0.229	0.211	0.197

表 J.0.2 (续)

λ	ϵ							
	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	8.0	9.0	10
0	0.277	0.256	0.235	0.220	0.205	0.182	0.162	0.147
10	0.271	0.251	0.231	0.217	0.210	0.179	0.160	0.141
20	0.263	0.243	0.225	0.210	0.196	0.174	0.157	0.145
30	0.254	0.234	0.218	0.203	0.191	0.169	0.152	0.138
40	0.243	0.226	0.210	0.196	0.184	0.164	0.148	0.135
50	0.234	0.216	0.201	0.189	0.177	0.159	0.143	0.130
60	0.224	0.207	0.193	0.182	0.171	0.153	0.138	0.126
70	0.213	0.198	0.185	0.174	0.164	0.147	0.134	0.122
80	0.203	0.189	0.177	0.167	0.157	0.142	0.129	0.118
90	0.192	0.180	0.169	0.160	0.151	0.136	0.124	0.114
100	0.183	0.172	0.161	0.153	0.144	0.131	0.120	0.110
λ	ϵ							
	12	14	16	18	20	25	30	
0	0.123	0.106	0.094	0.084	0.075	0.060	0.050	
10	0.122	0.105	0.093	0.083	0.074	0.060	0.050	
20	0.120	0.102	0.090	0.080	0.072	0.059	0.049	
30	0.117	0.100	0.087	0.078	0.071	0.058	0.048	
40	0.114	0.098	0.086	0.077	0.070	0.057	0.047	
50	0.111	0.096	0.085	0.075	0.069	0.056	0.046	
60	0.107	0.094	0.084	0.074	0.068	0.055	0.045	
70	0.104	0.091	0.082	0.073	0.066	0.054	0.044	
80	0.101	0.089	0.080	0.072	0.065	0.053	0.043	
90	0.098	0.087	0.078	0.070	0.063	0.052	0.042	
100	0.095	0.084	0.075	0.068	0.062	0.051	0.042	
注 1: 偏心率 $\epsilon = \frac{M A}{P_2 W}$, W 为螺杆内径 d_1 的截面抵抗矩;								
注 2: 长细比 $\lambda = \frac{4\mu L}{d_1}$.								

J.0.3 承重螺母的强度应按以下方法计算：

1 承重螺母的工作高度 H ，应满足螺纹接触表面的承压应力要求，按式 (J.0.3-1) 计算：

$$q = \frac{4P_1 t}{\pi(d^2 - d_1^2)H} \quad (\text{J.0.3-1})$$

$$q \leq [q]$$

式中 P_1 ——启门力，N；

t ——螺距，mm；

d ——螺纹外径，mm；

d_1 ——螺纹内径，mm；

H ——螺母高度，mm； H/t 为螺纹工作牙数，超过 10 牙以 10 牙计；

$[q]$ ——允许承压应力，N/mm²；按表 J.0.3 选用。

2 螺纹根部的抗弯强度按式 (J.0.3-2) 进行计算：

$$\sigma_w = \frac{3hP_1}{\pi d Z b^2} \quad (\text{J.0.3-2})$$

$$\sigma_w \leq [\sigma_w]$$

式中 Z ——螺纹工作牙数，超过 10 牙以 10 牙计；

h ——螺纹高度，取 $h=0.5t$ ，mm；

b ——螺纹根部厚度，梯形螺纹 $b=0.61t$ ，mm；

$[\sigma_w]$ ——允许弯曲应力，N/mm²；按表 J.0.3 选用。

表 J.0.3 承重螺母常用材料的允许应力 单位：N/mm²

材料名称	承压应力 [q]	弯曲应力 [σ_w]	剪切应力 [τ]
ZCuSn5Pb5Zn5	6~8	30~40	25~30
ZCuSn10Pb1	10~13	40~55	30~41
ZCuAl110Fe3	15~20	66~78	50~58
HT250	4~6	46~48	30~38

注：砂型铸造时取小值，金属模铸造时取大值。

3 螺纹根部的抗剪强度按式 (J. 0. 3 - 3) 进行计算:

$$\tau = \frac{P_1}{\pi dbZ} \quad (\text{J. 0. 3 - 3})$$

$$\tau \leq [\tau]$$

式中 $[\tau]$ ——允许剪切应力, N/mm^2 ; 按表 J. 0. 3 选用;
其他符号同前。

附录 K 双向或单向压弯构件 稳定性计算资料

K. 1 双向或单向压弯构件稳定性计算

K. 1.1 双向或单向压弯构件稳定性按式 (K. 1.1-1)、式 (K. 1.1-2)、式 (K. 1.1-3) 进行验算, 并均需满足:

$$\frac{N}{A\phi\psi} + \left[\frac{1}{1 - \frac{N}{0.9N_{ex}}} \right] \frac{C_{ox}M_{ox} + C_{hx}M_{hx}}{W_x} + \left[\frac{1}{1 - \frac{N}{0.9N_{ey}}} \right] C_{my} \frac{C_{oy}M_{oy} + C_{hy}M_{hy}}{W_y} \leq [\sigma] \quad (\text{K. 1.1-1})$$

$$\frac{N}{A\phi\psi} + \left[\frac{1}{1 - \frac{N}{0.9N_{ex}}} \right] \frac{C_{ox}M_{ox} + C_{hx}M_{hx}}{\phi_w W_x} \leq [\sigma] \quad (\text{K. 1.1-2})$$

$$\frac{N}{A\phi} \leq [\sigma] \quad (\text{K. 1.1-3})$$

$$\psi = \frac{0.9N_e - N}{0.9N_e - \phi[\sigma_s A(1 - \phi) + N]} \quad (\text{K. 1.1-4})$$

$$C_{ox} = 0.6 + 0.4 \frac{M'_{ox}}{M_{ox}} \geq 0.4 \quad (\text{K. 1.1-5})$$

$$C_{oy} = 0.6 + 0.4 \frac{M'_{oy}}{M_{oy}} \geq 0.4 \quad (\text{K. 1.1-6})$$

$$C_{my} = 1 + \alpha \left(\frac{M_{ox}}{M_x \sigma_s} - \beta \right) \quad (\text{K. 1.1-7})$$

$$N_{ex} = \frac{\pi^2 EA}{\lambda_x^2} \quad (\text{K. 1.1-8})$$

$$N_{ey} = \frac{\pi^2 EA}{\lambda_y^2} \quad (\text{K. 1.1-9})$$

- 式中 N ——计算轴向压力, N ;
- ϕ ——根据结构件的最大长细比或最大的假想长细比选取的轴心受压构件稳定系数, 其数值查表 K. 1.1-1 和 K. 1.1-2;
- ψ ——轴压稳定修正系数, 其数值可由式 (K. 1.1-4) 求得, 或查表 K. 1.1-3 和表 K. 1.1-4;
- N_e ——为欧拉临界荷载 N_{ex} 和 N_{ey} 中的较小值, 按式 (K. 1.1-8) 和式 (K. 1.1-9) 计算;
- A ——结构件毛截面面积, mm^2 ;
- M_{ox}, M_{oy} ——结构件端部弯矩, $N \cdot \text{mm}$;
- M_{hx}, M_{hy} ——由横向荷载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, $N \cdot \text{mm}$;
- W_x, W_y ——结构件截面的抵抗矩, mm^3 ;
- ϕ_w ——受弯构件整体稳定系数, 凡符合 6.6.5 条 3 款 1 项所列条件者取 ϕ_w 为 1, 不符合者按表 K. 2.2 选择或按式 (K. 2.3)、式 (K. 2.4) 计算;
- C_{ox}, C_{oy} ——端部弯矩不等的折减系数, 按式 (K. 1.1-5)、式 (K. 1.1-6) 求得;
- $\frac{M'_{ox}}{M_{ox}}, \frac{M'_{oy}}{M_{oy}}$ ——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} ——横向荷载弯矩系数, 当横向荷载为一个集中力时, $C_h = 1 - 0.2N/N_e$, 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 ($\lambda_x = \lambda_y$) 时, C_{my} 值可取为 1, 一般 C_{my} 大于 1, 可按式 (K. 1.1-7) 计算;
- α ——系数, 按表 K. 1.1-5 和表 K. 1.1-6 选取;
- β ——常数, 对一般开口截面 (如工字形钢和槽钢) 取 0.15。

表 K.1.1-1 Q235 钢轴心受压构件的稳定系数 ϕ 值

λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	1.000	1.000	1.000	1.000	0.999	0.999	0.998	0.998	0.997	0.996
10	0.995	0.994	0.993	0.992	0.991	0.989	0.988	0.987	0.985	0.983
20	0.981	0.979	0.977	0.975	0.973	0.971	0.969	0.966	0.963	0.961
30	0.958	0.956	0.953	0.950	0.947	0.944	0.941	0.937	0.934	0.931
40	0.927	0.923	0.920	0.916	0.912	0.908	0.904	0.900	0.896	0.892
50	0.888	0.884	0.879	0.875	0.870	0.866	0.861	0.856	0.851	0.847
60	0.842	0.837	0.832	0.826	0.821	0.816	0.811	0.805	0.800	0.795
70	0.789	0.784	0.778	0.772	0.767	0.761	0.755	0.749	0.743	0.737
80	0.731	0.725	0.719	0.713	0.707	0.701	0.695	0.688	0.682	0.676
90	0.669	0.663	0.657	0.650	0.644	0.637	0.631	0.624	0.617	0.611
100	0.604	0.597	0.591	0.584	0.577	0.570	0.563	0.557	0.550	0.543
110	0.536	0.529	0.522	0.515	0.509	0.501	0.494	0.487	0.480	0.473
120	0.466	0.459	0.452	0.445	0.439	0.432	0.426	0.420	0.413	0.407
130	0.401	0.396	0.390	0.384	0.379	0.374	0.369	0.364	0.359	0.354
140	0.349	0.344	0.340	0.335	0.331	0.327	0.322	0.318	0.314	0.310
150	0.306	0.303	0.299	0.295	0.292	0.288	0.285	0.281	0.278	0.275
160	0.272	0.268	0.265	0.262	0.259	0.256	0.254	0.251	0.248	0.245
170	0.243	0.240	0.237	0.235	0.232	0.230	0.227	0.225	0.223	0.220
180	0.218	0.216	0.214	0.212	0.210	0.207	0.205	0.203	0.200	0.199
190	0.197	0.196	0.194	0.192	0.190	0.188	0.187	0.185	0.183	0.181
200	0.180	0.178	0.176	0.175	0.173	0.172	0.170	0.169	0.167	0.166
210	0.164	0.163	0.162	0.160	0.159	0.158	0.156	0.155	0.154	0.152
220	0.151	0.150	0.149	0.147	0.146	0.145	0.144	0.143	0.142	0.141
230	0.139	0.138	0.137	0.136	0.135	0.134	0.133	0.132	0.131	0.130
240	0.129	0.128	0.127	0.126	0.125	0.125	0.124	0.123	0.122	0.121
250	0.120	—	—	—	—	—	—	—	—	—

表 K. 1. 1 - 2 Q345 钢轴心受压构件的稳定系数 ϕ 值

λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	1.000	1.000	1.000	0.999	0.999	0.998	0.998	0.997	0.996	0.994
10	0.993	0.992	0.990	0.989	0.987	0.985	0.983	0.980	0.978	0.976
20	0.973	0.972	0.967	0.964	0.961	0.958	0.955	0.951	0.948	0.944
30	0.940	0.936	0.932	0.928	0.923	0.919	0.915	0.910	0.905	0.900
40	0.895	0.890	0.885	0.880	0.874	0.869	0.863	0.858	0.852	0.846
50	0.840	0.834	0.828	0.822	0.815	0.809	0.803	0.796	0.789	0.783
60	0.776	0.769	0.762	0.755	0.748	0.741	0.734	0.727	0.719	0.712
70	0.705	0.697	0.690	0.682	0.674	0.667	0.659	0.651	0.643	0.635
80	0.627	0.619	0.611	0.603	0.595	0.587	0.579	0.571	0.563	0.554
90	0.546	0.538	0.530	0.521	0.513	0.504	0.496	0.488	0.479	0.471
100	0.462	0.454	0.445	0.436	0.428	0.420	0.413	0.405	0.398	0.391
110	0.384	0.378	0.371	0.365	0.359	0.353	0.347	0.341	0.336	0.331
120	0.325	0.320	0.315	0.310	0.305	0.301	0.296	0.292	0.288	0.283
130	0.279	0.275	0.271	0.267	0.263	0.260	0.256	0.253	0.249	0.246
140	0.242	0.239	0.236	0.233	0.230	0.227	0.224	0.221	0.218	0.215
150	0.213	0.210	0.207	0.205	0.202	0.200	0.197	0.195	0.193	0.190
160	0.188	0.186	0.184	0.182	0.180	0.178	0.176	0.174	0.172	0.170
170	0.168	0.166	0.164	0.162	0.161	0.159	0.157	0.156	0.154	0.152
180	0.151	0.149	0.148	0.146	0.145	0.143	0.142	0.140	0.139	0.138
190	0.136	0.135	0.134	0.132	0.131	0.130	0.129	0.128	0.126	0.125
200	0.124	0.123	0.122	0.121	0.120	0.118	0.117	0.116	0.115	0.114
210	0.113	0.112	0.111	0.110	0.109	0.108	0.108	0.107	0.106	0.105
220	0.104	0.103	0.102	0.101	0.101	0.100	0.099	0.098	0.097	0.097
230	0.096	0.095	0.094	0.094	0.093	0.092	0.091	0.091	0.090	0.089
240	0.089	0.088	0.087	0.087	0.086	0.085	0.085	0.084	0.084	0.083
250	0.082	—	—	—	—	—	—	—	—	—

表 K. 1.1-3 Q235 钢 ($\sigma_s=240\text{N/mm}^2$) 的轴压稳定修正系数 ψ

λ	α							
	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	3.007	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: $\alpha = \frac{N}{A} / \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}$ 。

表 K.1.1-4 Q345 钢 ($\sigma_s=350\text{N/mm}^2$) 的轴压稳定修正系数 ψ

λ	α							
	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	2.303	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: $\alpha = \frac{N}{A} / \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}$ 。

表 K.1.1-5 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	0.0	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

表 K. 1. 1 - 6 槽形截面的 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

K. 1. 2 对于空间桁架式构件，计算时可令 $\phi\psi=1$ ，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 (K. 1. 1 - 1) 的第二项中的弯矩 M_{ox} 和第三项中的 M_{oy} 上。

K. 2 受弯构件的整体稳定性计算

K. 2. 1 当受弯构件不符合 6. 6. 5 条 3 款第 1 项的情况之一时，构件的整体稳定性可按式 (K. 1. 1 - 1) 和式 (K. 1. 1 - 2) 进行验算。

K. 2. 2 轧制普通工字钢、两端简支构件的 ϕ_w 值可从表 K. 2. 2 中选取，也可按式 (K. 2. 3) 计算。

表 K. 2. 2 轧制普通工字钢、两端简支构件的 ϕ_w 值

荷载情况			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	集中荷 载作用 位置	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		
跨内无 侧向支 承点的 构件	均布荷 载作用 位置	上翼缘	10~20	1.7	1.12	0.84	0.68	0.57	0.50	0.45	0.41	0.37	
			22~32	2.1	1.30	0.93	0.73	0.60	0.51	0.45	0.40	0.36	
			36~63	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	1.15	0.95	0.78	0.65	0.55	0.49		
跨内有侧向支承点的 构件 (不论荷载 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: 集中荷载指少数几个集中荷载位于跨中 1/3 范围内的情况, 其他情况的荷载均按均布荷载考虑。

注 2: 轧制工字钢的 ϕ_w 值按本表选取, 当 $\phi_w > 0.8$ 时, 按表 K. 2. 3-1 选取 ϕ'_w 替代原来的 ϕ_w 值。

注 3: 本表只适用于 Q235 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)。

注 4: $\phi_w \geq 2.5$ 时不需再验算其整体稳定性; 表中大于 2.5 的 ϕ_w , 为其他钢号换算查用, 未列出的 ϕ_w 均 > 3.60 。

K. 2. 3 工字形组合截面受弯构件的整体稳定系数 ϕ_w 可按式 (K. 2. 3) 计算:

$$\phi_w = k_1 \left(k_2 + k_3 \frac{l \delta_b}{bh} \right) \frac{I_y}{I_x} \left(\frac{h}{l} \right)^2 \frac{240}{\sigma_s} \quad (\text{K. 2. 3})$$

式中 ϕ_w ——整体稳定系数, 当算得之值大于 0.8 时, 按表

K. 2. 3 - 1 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；

当 $\frac{\delta_b}{\delta_h} \leq 3$ 时， $k_1 = 1$ ，当 $\frac{\delta_b}{\delta_h} > 3$ 时， $k_1 = 0.9$ ；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，当 $\frac{l\delta_b}{bh} \leq 1$

时， $k_1 = \left[\frac{2I_1}{I_1 + I_2} + 1 \right] y$ ，当 $\frac{l\delta_b}{bh} > 1$ 时， $k_1 = \left[\frac{0.8 \left(\frac{I_1}{I_1 + I_2} + 1 \right)}{h} \right] y$ ；

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；

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 K. 2. 3 - 2 和表 K. 2. 3 - 3 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 ，Q235 钢取 $240\text{N}/\text{mm}^2$ 。

表 K. 2. 3 - 1 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
ϕ'_w	0.800	0.818	0.835	0.850	0.862	0.874	0.883	0.892
ϕ_w	1.20	1.25	1.30	1.35	1.40	1.45	1.50	
ϕ'_w	0.901	0.908	0.913	0.919	0.925	0.930	0.934	
ϕ_w	1.55	1.60	1.80	2.00	2.20	2.40	≥ 2.50	
ϕ'_w	0.938	0.941	0.953	0.961	0.968	0.973	1.000	

表 K. 2. 3 - 2 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,	
		集中荷载		均布荷载		不论荷载作用于何处	
		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
$\frac{l\delta_b}{bh} \leq 0.85$	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：集中荷载指少数几个集中荷载位于跨中 1/3 范围内的情况，对其他情况的荷载均按均布荷载考虑。

表 K. 2. 3 - 3 工字形等截面悬臂构件的系数 k_2 、 k_3 值

集中荷载作用位置		k_2	k_3
上翼缘	$\frac{l\delta_b}{bh} \leq 0.5$	480	1330
	$\frac{l\delta_b}{bh} > 0.5$	-300	2890
截面形心		2650	2500
下翼缘		5690	1350

注：本表适用于构件自由端受集中荷载而支承为固定端的情况。

K. 2. 4 轧制槽钢、两端简支构件的整体稳定系数 ϕ_w 值，不论荷载的形式和作用位置，均可按式 (K. 2. 4) 计算，但其值不得大于 1.0：

$$\phi_w = \frac{570b\delta_b}{lh} \frac{240}{\sigma_s} \quad (\text{K. 2. 4})$$

式中符号同前。

K. 3 板的局部稳定性计算

K. 3. 1 压缩应力 σ_1 、剪应力 τ 和局部压应力 σ_m 分别作用时的临界应力按式 (K. 3. 1 - 1)、式 (K. 3. 1 - 2)、式 (K. 3. 1 - 3)

计算：

$$\sigma_{1k} = xK_{\sigma}\sigma_e \quad (\text{K. 3.1-1})$$

$$\tau_k = xK_{\tau}\sigma_e \quad (\text{K. 3.1-2})$$

$$\sigma_{mk} = xK_m\sigma_e \quad (\text{K. 3.1-3})$$

$$\sigma_e = 19 \times \left(\frac{100\delta}{b} \right)^2 \quad (\text{K. 3.1-4})$$

式中 σ_{1k} ——临界压缩应力，N/mm²；

τ_k ——临界剪切应力，N/mm²；

σ_{mk} ——临界局部压应力，N/mm²；

x ——板边弹性嵌固系数，可在 1~1.26 范围内选取，当一边受强翼缘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 a/b 和板边荷载情况，按表 K. 3.1-1 求得，对于包括加劲肋在内的带肋板按表 K. 3.1-2 求得；

σ_e ——欧拉应力，N/mm²，按式 (K. 3.1-4) 计算；

δ ——板厚，mm；

b ——区格宽或板高，mm。

表 K. 3.1-1 局部区格板的屈曲系数

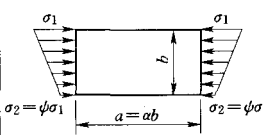
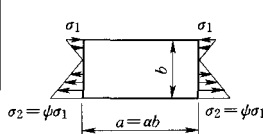
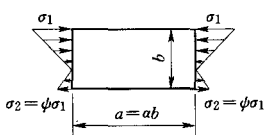
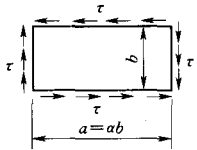
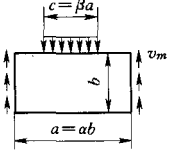
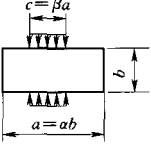
序号	荷载情况	$\alpha = a/b$	K
1	均匀或不均匀压缩 $0 \leq \psi \leq 1$ 	$\alpha \geq 1$	$K_{\sigma} = \frac{8.4}{\psi + 1.1}$
		$\alpha < 1$	$K_{\sigma} = \left(\alpha + \frac{1}{\alpha} \right)^2 \frac{2.1}{\psi + 1.1}$
2	纯弯曲或以拉为主的弯曲 $\psi \leq 1$ 	$\alpha \geq 2/3$	$K_{\sigma} = 23.9$
		$\alpha < 2/3$	$K_{\sigma} = 15.87 + \frac{1.87}{\alpha^2} + 8.6\alpha^2$

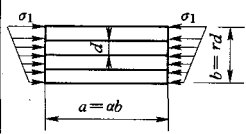
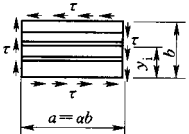
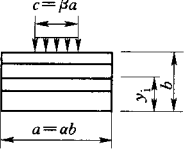
表 K. 3. 1 - 1 (续)

序号	荷载情况	$a = a/b$	K
3	以压为主的弯曲 $-1 \leq \psi \leq 0$		$K_{\sigma} = (1 + \psi)K'_{\sigma} - \psi K''_{\sigma}$ $+ 10\psi(1 + \psi)$ $K'_{\sigma} - \psi = 0$ 时的屈曲系数 (序号 1); $K''_{\sigma} - \psi = -1$ 时的屈曲系数 (序号 2)
4	纯剪切		$\alpha \geq 1$ $K_{\tau} = 5.34 + \frac{4}{\alpha^2}$
		$\alpha < 1$ $K_{\tau} = 4 + \frac{5.34}{\alpha^2}$	
5	单边局部压缩		$\alpha \geq 1$ $K_m = \frac{2.86}{\alpha^{1.5}} + \frac{2.65}{\alpha^2 \beta}$
		$1 < \alpha \leq 3$ $K_m = \left(2 + \frac{0.7}{\alpha^2}\right) \left(\frac{1 + \beta}{\alpha \beta}\right)$ 注: 当 $\alpha > 3$ 时, 按 $\alpha = 3b$ 计算 α, β, K_m 值	
6	双边局部压缩		$K_m = 0.8K'_m$ 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。

注 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。

表 K. 3. 1-2 带肋板的屈曲系数

序号	荷载情况	K																												
1		$K_{\sigma} = \frac{(1+a^2)^2 + r\nu_a}{a^2(1+r\delta_a)} \frac{2}{1+\psi}$																												
2		<p style="text-align: center;">K_τ 表</p> <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td>m</td> <td>5</td> <td>10</td> <td>20</td> <td>30</td> <td>40</td> <td>50</td> </tr> <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> </tr> <tr> <td>m</td> <td>60</td> <td>70</td> <td>80</td> <td>90</td> <td>100</td> <td></td> </tr> <tr> <td>K_τ</td> <td>10.8</td> <td>11.1</td> <td>11.4</td> <td>11.7</td> <td>12</td> <td></td> </tr> </table> <p> $m = 2 \sum_{i=1}^{r-1} \sin^2 \left(\frac{\pi y_i}{b} \right) \nu_a$ 加劲肋等距离平板 宽时 $2 \sum_{i=1}^{r-1} \sin^2 \left(\frac{\pi y_i}{b} \right) = r$ </p>	m	5	10	20	30	40	50	K _τ	6.98	7.7	8.67	9.36	9.6	10.4	m	60	70	80	90	100		K _τ	10.8	11.1	11.4	11.7	12	
m	5	10	20	30	40	50																								
K _τ	6.98	7.7	8.67	9.36	9.6	10.4																								
m	60	70	80	90	100																									
K _τ	10.8	11.1	11.4	11.7	12																									
3		<p> $K_m = K'_m (1 + \eta)$ K'_m——按表 K. 3. 1-1 中的序号 5 计算的 K_m 值 $\eta = \frac{\sum_{i=1}^{r-1} \left[\sin \left(\frac{\pi y_i}{b} \right) - \frac{1}{4} \sin \left(\frac{2\pi y_i}{b} \right) \right]^2}{a^4 + \frac{5}{4} a^2 + \frac{17}{32}} \nu_a$ </p>																												
<p>注: 表中符号: $\nu_a = \frac{EI_z}{bD}$ $\delta_a = \frac{A_z}{b\delta}$ $D = \frac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)}$</p> <p> I_z—加劲肋截面对于板中面轴线的惯性矩, mm⁴; A_z—加劲肋截面面积, mm²; r—加劲肋的分隔数; μ—材料的泊桑比。 </p>																														

当加劲肋符合 6. 10. 6 条的构造尺寸要求时, 可仅计算局部区格的稳定性, 否则应同时计算局部区格和带肋板两种情况的稳

定性。

K. 3. 2 压缩应力 σ_1 、 σ_2 ，剪应力 τ 和局部压应力 σ_m 同时作用时的临界复合应力 σ_{ik} 按式 (K. 3. 2-1) 计算：

$$\sigma_{ik} = \frac{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_m^2 - \sigma_1 \sigma_m + 3\tau^2}}{\frac{1 + \psi}{4} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{1k}} \right) + \sqrt{\left[\frac{3 - \psi}{4} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{1k}} \right) + \frac{\sigma_m}{\sigma_{mk}} \right]^2 + \left[\frac{\tau}{\tau_k} \right]^2}} \quad (\text{K. 3. 2-1})$$

式中 ψ 的含义见表 K. 3. 1-1。

特殊情况： $\tau=0$ ， $\sigma_m=0$ ， $\sigma_{ik}=\sigma_{1k}$ ；

$$\sigma_1=0$$
， $\sigma_m=0$ ， $\sigma_{ik}=\sqrt{3}\tau_k$ ；

$$\tau=0$$
， $\sigma_1=0$ ， $\sigma_{ik}=\sigma_{mk}$ 。

当局部压力作用于板的边缘时， 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 (K. 3. 2-2) 求得折减临界复合应力 σ_k ：

$$\sigma_k = \sigma_s \left(1 - \frac{\sigma_s}{5.3\sigma_{1k}} \right) \quad (\text{K. 3. 2-2})$$

式中 σ_s ——材料的屈服点，N/mm²。

K. 3. 3 局部稳定性许用应力及局部稳定性计算

局部稳定性许用应力 $[\sigma_k]$ 按式 (K. 3. 2-2) 或式 (K. 3. 3-1)、式 (K. 3. 3-2) 计算：

$$\text{当 } \sigma_{ik} \leq \sigma_p \text{ 时} \quad [\sigma_k] = \frac{\sigma_{1k}}{n} \quad (\text{K. 3. 3-1})$$

$$\text{当 } \sigma_{ik} > \sigma_p \text{ 时} \quad [\sigma_k] = \frac{\sigma_k}{n} \quad (\text{K. 3. 3-2})$$

式中 n ——安全系数，对于第 I 类荷载取 1.5，对于第 II 类荷载取 1.3；

σ_p ——假想比例极限，取 $0.75\sigma_s$ 。

局部稳定性按式 (K. 3. 3-3) 验算。

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_m^2 - \sigma_1 \sigma_m + 3\tau^2} \leq [\sigma_k] \quad (\text{K. 3. 3-3})$$

附录 L 电动机的过载校验

L. 0. 1 起升机构电动机应按式 (L. 0. 1) 计算:

$$P_n \geq \frac{H}{m\lambda_m} \frac{Pv}{1000\eta} \quad (\text{L. 0. 1})$$

式中 P_n ——基准负载持续率时, 电动机额定功率, kW;

P ——起升荷载, N;

v ——物品起升速度, m/s;

η ——机构总效率;

λ_m ——基准负载持续率时, 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 (交流电动机为 15%, 直流电动机不考虑)、最大扭矩或堵转转矩有允差 (绕线型异步电动机为 10%, 笼型异步电动机为 15%, 直流电动机不考虑)、起升 1.25 倍额定荷载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。

L. 0. 2 走行机构电动机应按式 (L. 0. 2) 计算:

$$P_n \geq \frac{1}{m\lambda_a} \left\{ [P_{g\Sigma}(\omega + m_0) + P_w] \frac{v_0}{1000\eta} + \frac{\sum GD^2 n^2}{365000t_a} \right\} \quad (\text{L. 0. 2})$$

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 3. 2. 2-3;

m_0 ——坡度阻力系数, 对铺设在钢筋混凝土梁或钢梁上的轨道可取 0.001;

P_w ——风阻力, N, 按 4. 0. 6 条中的工作状态最大计算风压 q_{\parallel} 计算, 在室内取 $P_w=0$;

ΣGD^2 ——机构总飞轮矩，即折算到电动机轴上的机构飞轮矩之和， $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ；

v_0 ——启闭机（或小车）的走行速度， m/s ；

n ——电动机的额定转速， r/min ；

t_a ——机构起动时间， s ；

λ_a ——平均起动转矩标么值（相对于基准负载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_a 值；

其余符号同式 (L. 0. 1)。

L. 0. 3 回转机构电动机应按式 (L. 0. 3) 计算：

$$P_n \geq \frac{H (M_f + M_i + M_w + M_a)n}{m\lambda_m 9550i\eta} \quad (\text{L. 0. 3})$$

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， $\text{N} \cdot \text{m}$ ；

M_i ——回转最大坡道阻力矩， $\text{N} \cdot \text{m}$ ；

M_w ——由计算风压 q_{II} 引起的最大风阻力矩， $\text{N} \cdot \text{m}$ ；

M_a ——由吊重绳偏摆角 α_1 （见 4. 0. 4 条第 2 款）引起的回转水平阻力矩， $\text{N} \cdot \text{m}$ ；

i ——机构的总传动比；

其余符号同式 (L. 0. 1)、式 (L. 0. 2)。

附录 M 绕线型异步电动机发热校验

M.1 稳态平均功率

M.1.1 起升机构电动机应按式 (M.1.1) 计算:

$$P_s = G \frac{PV}{1000m\eta} \quad (\text{M.1.1})$$

式中 P_s ——稳态平均功率, kW;

G ——稳态负载平均系数, $G_1 = 0.7$, $G_2 = 0.8$, $G_3 = 0.9$, G 的分级参见附录 P 中表 P;

其余符号同附录 L 中式 (L.0.1)。

M.1.2 走行机构电动机应按式 (M.1.2) 计算:

$$P_s = G [P_{\Sigma} (\omega + m_0) + P_w] \frac{V_0}{1000m\eta} \quad (\text{M.1.2})$$

式中 G ——稳态负载平均系数, $G_1 = 0.75$, $G_2 = 0.80$, G 的分级参见附录 P 中表 P;

P_w ——风阻力, N, 按启闭机受正常工作状态的计算风压 q_1 计算;

其余符号同附录 L 中式 (L.0.2)。

M.1.3 回转机构电动机应按式 (M.1.3) 计算:

$$P_s = G \frac{(M_f + M_i + M_w)n}{9550mi\eta} \quad (\text{M.1.3})$$

式中 G ——稳态负载平均系数, $G_1 = 0.50$, $G_2 = 0.60$, G 的分级参见附录 P 中表 P;

M_f ——由倾斜引起的等效坡道阻力矩, N·m;

M_w ——按计算风压 q_1 (见 4.0.6 条第 3 款) 计算的等效风阻力矩, N·m。

其余符号同附录 L 中式 (L.0.3)。

M.2 动态功率

$$P_d = \frac{\sum GD}{365000} \frac{n^2}{m\eta t_a} \quad (\text{M.2})$$

式中 P_d ——动态功率, kW;

t_a ——正常工作状态时机构起动时间, s;

其余符号同附录 L 中式 (L.0.2)。

M.3 CZ 值

M.3.1 折合的全起动次数可按式 (M.3.1) 计算:

$$Z = d_0 + gd_i + rf \quad (\text{M.3.1})$$

式中 Z ——折合的每小时全起动次数;

d_0 ——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 M.3.1 所列值。

表 M.3.1 g, r 值

电动机类型	系 数	
	g	r
绕线型异步电动机	0.25	0.8

M.3.2 惯量增加率可按式 (M.3.2) 计算:

$$C = \frac{GD_d^2 + GD_c^2}{GD_d^2} \quad (\text{M.3.2})$$

式中 C ——惯量增加率;

GD_d^2 ——电动机飞轮矩, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$;

GD_c^2 ——电动机以外的移动质量与转动质量折算到电动机轴上的飞轮矩, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ 。

M.3.3 惯量增加率 C 与折合的每小时全起动次数 Z 的乘积 CZ 值是起制动影响电动机发热的重要参数。

启闭机常用的 CZ 值是 150、300 和 450。

M.4 发热校核

为了便于使用，在附录 N 中列出了 YZR 系列绕线型异步电机在不同负载持续率 FC 值和不同 CZ 值时的允许输出功率，如 $P \geq P_s$ （稳态平均功率）时，电动机发热校验合格。

附录 N YZR 系列电动机在不同负载持续率 FC 值和不同 CZ 值时的允许输出容量 P (平均起动电流倍数 $K=1.7$)

表 N-1 YZR112M-6 允许输出容量 P 单位: kW

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000
FC15%	2.20	2.19	2.17	2.14	2.09	1.99	1.89	1.78	1.05	1.51
FC25%	1.80	1.79	1.78	1.76	1.73	1.65	1.58	1.51	1.41	1.32
FC40%	1.50	1.49	1.49	1.47	1.45	1.40	1.35	1.29	1.23	1.16
FC60%	1.20	1.20	1.19	1.18	1.16	1.12	1.08	1.05	0.99	0.95
FC100%	0.75	0.75	0.74	0.73	0.72	0.69	0.66	0.63	0.59	0.55

表 N-2 YZR132MA-6 允许输出容量 P 单位: kW

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000
FC15%	3.50	3.47	3.43	3.37	3.26	3.01	2.77	2.53	2.21	1.88
FC25%	2.80	2.78	2.76	2.71	2.63	2.46	2.30	2.14	1.92	1.69
FC40%	2.20	2.18	1.17	2.14	2.08	1.96	1.85	1.74	1.58	1.43
FC60%	1.70	1.69	1.68	1.65	1.61	1.52	1.44	1.35	1.24	1.13
FC100%	1.10	1.09	1.08	1.06	1.03	0.97	0.91	0.84	0.76	0.68

表 N-3 YZR132MB-6 允许输出容量 P 单位: kW

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000
FC15%	5.50	5.47	5.43	5.36	5.24	4.98	4.72	4.47	4.13	3.78
FC25%	4.50	4.48	4.46	4.41	4.33	4.16	3.99	3.82	3.60	3.37
FC40%	3.70	3.69	3.67	3.64	3.58	3.47	3.35	3.24	3.09	2.94
FC60%	3.00	2.99	2.98	2.96	2.92	2.84	2.75	2.67	2.56	2.45
FC100%	2.20	2.19	2.18	2.17	2.15	2.09	2.04	1.98	1.91	1.84

表 N-4 YZR160MA-6 允许输出容量 P 单位: kW

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000
FC15%	7.50	7.40	7.31	7.10	6.77	6.06	5.36	4.67	3.71	2.70
FC25%	6.30	6.24	6.17	6.05	5.83	5.39	4.95	4.52	3.93	3.34
FC40%	5.50	5.46	5.42	5.34	5.20	4.91	4.61	4.33	3.96	3.58
FC60%	5.00	4.97	4.95	4.89	4.79	4.59	4.39	4.19	3.94	3.68
FC100%	4.00	3.98	3.96	3.93	3.86	3.73	3.60	3.48	3.31	3.14

表 N-5 YZR160MB-6 允许输出容量 P 单位: kW

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000
FC15%	11	10.9	10.7	10.5	10	9.08	8.16	7.24	6.0	4.71
FC25%	8.5	8.41	8.32	8.14	7.84	7.21	6.59	5.98	5.16	4.33
FC40%	7.5	7.44	7.38	7.27	7.07	6.65	6.23	5.84	5.30	4.77
FC60%	6.3	6.26	6.22	6.13	5.99	5.68	5.39	5.10	4.71	4.33
FC100%	5.5	5.47	5.45	5.39	5.30	5.1	4.91	4.72	4.48	4.24

表 N-6 YZR160L-6 允许输出容量 P 单位: kW

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000
FC15%	16	15.8	15.7	15.4	14.8	13.6	12.5	11.4	9.89	8.35
FC25%	13	12.9	12.8	12.6	12.2	11.4	10.7	9.93	8.94	7.94
FC40%	11	10.9	10.9	10.7	10.5	9.96	9.45	8.94	8.28	7.62
FC60%	9	8.95	8.9	8.8	8.62	8.25	7.88	7.54	7.06	6.59
FC100%	7.5	7.47	7.43	7.37	7.25	7.01	6.77	6.54	6.24	5.93

表 N-7 YZR180L-6 允许输出容量 P 单位: kW

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000
FC15%	20	19.7	19.3	18.7	17.5	15.1	12.7	10.2	6.70	2.54
FC25%	17	16.8	16.6	16.1	15.4	13.9	12.4	10.8	8.79	6.61
FC40%	15	14.9	14.7	14.4	14.0	12.9	12.0	11.0	9.68	8.36
FC60%	13	12.9	12.8	12.6	12.3	11.6	10.9	10.2	9.27	8.36
FC100%	11	10.9	10.9	10.7	10.5	10.1	9.63	9.17	8.60	8.02

表 N-8 YZR225M-6 允许输出容量 P 单位: kW

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000
FC15%	40	39.3	38.6	37.2	34.7	29.6	24.5	19.2	11.6	2.0
FC25%	34	33.6	33.1	32.2	30.7	27.5	24.3	21.2	16.9	12.3
FC40%	30	29.7	29.4	28.9	27.9	25.8	23.7	21.7	19.0	16.3
FC60%	26	25.8	25.6	25.2	24.5	23.1	21.6	20.3	18.4	16.5
FC100%	22	21.9	21.8	21.5	21.1	20.1	19.2	18.3	17.2	16.0

表 N-9 YZR250MA-6 允许输出容量 P 单位: kW

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000
FC15%	50	48.6	47.1	44.3	39.5	29.3	18.6	5.6	0	0
FC25%	42	41.1	40.2	38.4	35.4	29.1	22.7	16.0	5.42	0
FC40%	37	36.4	35.8	34.7	32.7	28.6	24.6	20.5	14.8	8.4
FC60%	32	31.6	31.2	30.4	29.0	26.1	23.4	20.6	16.8	12.9
FC100%	28	27.7	27.5	27.0	26.1	24.3	22.5	20.8	18.5	16.2

表 N-10 YZR250MB-6 允许输出容量 P 单位: kW

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000
FC15%	63	61.4	59.9	56.8	51.5	40.4	29.0	16.2	0	0
FC25%	52	51.0	50.0	48.0	44.7	37.7	30.7	23.5	12.7	0
FC40%	45	44.4	43.7	42.4	40.3	35.7	31.3	26.8	20.6	13.9
FC60%	39	38.6	38.1	37.2	35.7	32.6	29.5	26.5	22.3	18.1
FC100%	33	32.7	32.4	31.9	31.0	29.0	27.0	25.1	22.6	20.0

表 N-11 YZR280S-6 允许输出容量 P 单位: kW

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000
FC15%	75	73.0	71.0	67.1	60.5	46.3	31.3	14.1	0	0
FC25%	65	63.8	62.5	60.1	56.0	47.3	38.5	29.4	15.9	0
FC40%	55	54.2	53.4	51.9	49.2	43.5	38.0	32.3	24.5	16.1
FC60%	48	47.5	46.9	45.8	44.0	40.1	36.3	32.5	27.4	22.0
FC100%	40	39.7	39.3	38.6	37.5	35.0	32.6	30.2	27.1	23.9

表 N-12 YZR160L-8 允许输出容量 P 单位: kW

CZ	5	20	40	80	150	300	450	600	800	1000
FC15%	11	10.9	10.8	10.7	10.4	9.72	9.11	8.50	7.69	6.88
FC25%	9	8.95	8.88	8.78	8.58	8.16	7.76	7.35	6.82	6.29
FC40%	7.5	7.46	7.43	7.35	7.22	6.94	6.66	6.39	6.04	5.69
FC60%	6	5.97	5.95	5.89	5.80	5.59	5.39	5.20	4.94	4.68
FC100%	5	4.98	4.97	4.93	4.87	4.73	4.61	4.48	4.31	4.14

表 N-13 YZR180L-8 允许输出容量 P 单位: kW

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000
FC15%	16	15.8	15.6	15.3	14.7	13.5	12.2	11.0	9.38	7.68
FC25%	13	12.9	12.8	12.6	12.2	11.4	10.6	9.79	8.75	7.70
FC40%	11	10.9	10.9	10.7	10.5	9.91	9.33	8.87	8.17	7.46
FC60%	9	8.95	8.89	8.78	8.60	8.22	7.84	7.46	6.98	6.48
FC100%	7.5	7.46	7.43	7.37	7.25	6.99	6.74	6.50	6.17	5.86

表 N-14 YZR200L-8 允许输出容量 P 单位: kW

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000
FC15%	22	21.7	21.4	20.8	19.8	17.6	15.5	13.3	10.3	7.15
FC25%	18.5	18.3	18.1	17.7	17.1	15.7	14.4	13.0	11.2	9.36
FC40%	15	14.9	14.7	14.5	14.1	13.1	12.3	11.4	10.2	9.00
FC60%	13	12.9	12.8	12.6	12.4	11.7	11.1	10.5	9.66	8.85
FC100%	11	10.9	10.9	10.8	10.6	10.2	9.79	9.41	8.89	8.38

表 N-15 YZR225M-8 允许输出容量 P 单位: kW

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000
FC15%	33	32.6	32.2	31.4	30.0	27.1	24.2	21.4	17.5	13.5
FC25%	26	25.7	25.5	25.0	24.1	22.2	20.4	18.6	16.1	13.7
FC40%	22	21.8	21.7	21.3	20.7	19.5	18.3	17.1	15.6	14.0
FC60%	19	18.9	18.8	18.5	18.1	17.3	16.4	15.6	14.5	13.4
FC100%	17	16.9	16.8	16.7	16.5	15.9	15.4	14.9	14.2	13.5

表 N-16 YZR250MB-8 允许输出容量 P 单位: kW

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000
FC15%	52	51.1	50.3	48.6	45.6	39.5	33.3	27.0	18.1	7.7
FC25%	42	41.1	40.9	39.8	38.0	34.1	30.2	26.3	21.0	15.5
FC40%	37	36.6	36.3	35.6	34.4	31.9	29.4	26.9	23.6	20.3
FC60%	32	31.7	31.5	31.0	30.2	28.4	26.7	25.0	22.8	20.5
FC100%	27	26.8	26.7	26.4	25.9	24.7	23.7	22.5	21.1	19.7

表 N-17 YZR280M-8 允许输出容量 P 单位: kW

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000
FC15%	75	73.6	72.2	69.5	64.8	55.0	45.1	34.9	19.8	0.23
FC25%	65	64.2	63.3	61.6	58.7	52.6	46.5	40.5	32.2	23.3
FC40%	55	54.5	53.9	52.8	50.9	46.9	43.0	39.1	33.8	28.4
FC60%	48	47.6	47.2	46.5	45.1	42.3	39.6	36.9	33.4	29.8
FC100%	40	39.8	39.5	39.0	38.2	36.4	34.6	33.0	30.7	28.4

表 N-18 YZR315M-8 允许输出容量 P 单位: kW

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000
FC15%	125	121	116.9	109	95.6	66.5	34.1	0	0	0
FC25%	100	97.4	94.9	89.9	81.3	63.3	44.5	23.4	0	0
FC40%	90	88.4	86.8	83.5	78.0	66.4	54.9	42.9	25.6	3.69
FC60%	75	73.9	72.8	70.5	66.7	58.7	50.7	42.7	31.5	19.1
FC100%	63	62.3	61.6	60.2	57.8	52.7	47.8	42.8	36.2	29.4

表 N-19 YZR315S-10 允许输出容量 P 单位: kW

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000
FC15%	75	72.6	70.1	65.4	57.4	40.2	21.2	0	0	0
FC25%	65	63.5	61.9	59.0	54.0	43.4	32.6	21	12.6	0.4
FC40%	55	54.0	53.0	51.0	47.7	40.9	34.0	26.9	16.8	4.46
FC60%	48	47.3	46.6	45.3	43.0	38.1	33.4	28.6	22.1	15.0
FC100%	40	39.6	39.1	38.2	36.7	33.6	30.6	27.6	23.5	19.4

表 N-20 YZR315M-10 允许输出容量 P 单位: kW

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000
FC15%	105	102.1	99.2	93.7	84.1	64.1	43.2	18.9	0	0
FC25%	88	86.2	84.4	80.9	74.8	62.3	49.6	36.4	16.4	0
FC40%	75	73.8	72.7	70.4	66.4	58.1	50.0	41.8	30.3	17.5
FC60%	63	62.2	61.4	59.7	56.9	51.1	45.4	39.8	32.0	23.9
FC100%	50	49.5	48.9	47.9	46.0	42.2	38.5	34.9	30.0	25.0

表 N-21 YZR355M-10 允许输出容量 P 单位: kW

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000
FC15%	132	127.5	123	114.2	99.3	66.4	29.6	0	0	0
FC25%	110	107.1	104.4	98.8	89.3	69.3	48.5	25.0	0	0
FC40%	90	88.2	86.3	82.7	76.5	63.5	50.4	36.5	15.5	0
FC60%	75	73.2	72.5	69.9	65.6	56.5	47.6	38.4	25.4	9.9
FC100%	63	62.2	61.4	59.8	57.0	51.3	45.7	40.1	32.4	24.4

表 N-22 YZR355LA-10 允许输出容量 P 单位: kW

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000
FC15%	160	154.9	149.8	139.8	122.7	85.8	45.0	0	0	0
FC25%	132	128.8	125.5	119.5	108.8	86.2	63.0	37.2	0	0
FC40%	110	107.9	105.9	101.9	94.9	80.4	65.7	50.5	28.3	0
FC60%	90	88.6	87.1	84.3	79.5	69.3	59.2	49.1	34.6	18.3
FC100%	75	74.1	73.2	71.4	68.3	61.9	55.7	49.4	40.8	32.0

表 N-23 YZR355LB-10 允许输出容量 P 单位: kW

CZ	6	20	40	80	150	300	450	600	800	1000
FC15%	185	178.9	172.8	161.1	141.2	97.3	48.7	0	0	0
FC25%	150	146.3	142.5	135.0	122.6	95.9	68.1	37.2	0	0
FC40%	132	129.5	127.1	122.4	114.2	97.0	79.9	62.2	36.4	3.3
FC60%	110	108.4	106.6	103.3	97.6	85.6	73.7	61.8	45.0	26.5
FC100%	90	88.9	87.8	85.7	82.0	74.3	66.7	59.2	49.1	38.4

附录 P 启闭机机构电动机容量 选择计算中 FC 、 CZ 、 G 值

启闭机各机构的负载持续率 FC 值、 CZ 值、稳态负载平均系数 G ，应根据实际荷载情况计算。如无法获得荷载情况的详细资料，可参考表 P 选取。

表 P FC 值、 CZ 值、稳态负载平均系数 G

机 构	型 式					
	链式、固定卷扬式			移动式		
	FC (%)	CZ	G	FC (%)	CZ	G
起升机构	15	150	G_1	15	150	G_1
	25	150	G_2	25	150	G_2
	40	300	G_2	40	300	G_2
	60	450	G_3	60	450	G_3
回转吊 起升机构	15	150	G_1	15	150	G_1
				25	150	G_2
				40	300	G_2
小车走行 机构				15	150	G_1
				25	150	G_2
大车走行 机构				15	300	G_1
				25	450	G_2
回转机构				15	150	G_2

注：机构的负载持续率 FC 值用于在工作循环时间不小于 10min 的场合，按下式计算：

$$FC = \frac{\text{在启闭机一个工作循环中机构的运转时间}}{\text{启闭机一个工作循环的总时间}} \times 100\%$$

附录 Q 导线的载流量

Q.0.1 导线允许载流量应按式 (Q.0.1-1) 计算:

$$I_z \leq KI_g \quad (\text{Q.0.1-1})$$

式中 I_z ——导线允许的载流量, A;

I_g ——电线电缆载流量的基准值, A, 无资料时可查表 Q.0.1-1;

K ——不同敷设条件下综合校正系数:

空气中单根敷设 $K=K_1$;

空气中多根敷设 $K=K_1K_t$;

空气中穿管敷设 $K=K_2K_1$;

K_1 ——空气中并列敷设电缆的校正系数, 常用值见表 Q.0.1-2;

K_2 ——空气中穿管敷设时的校正系数, 截面为 95mm^2 及以下取 0.9, 截面为 $120 \sim 185\text{mm}^2$ 及以下取 0.85;

K_t ——环境温度校正系数, 常用值见表 Q.0.1-3。 K_t 值也可按式 (Q.0.1-2) 计算:

$$K_t = \sqrt{(Q_m - Q_2)/(Q_m - Q_1)} \quad (\text{Q.0.1-2})$$

式中 Q_m ——电缆导体最高工作温度, $^{\circ}\text{C}$;

Q_2 ——实际环境温度, $^{\circ}\text{C}$;

Q_1 ——对应于额定载流量的基准环境温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

表 Q.0.1-1 导线载流量的基准值^a

线芯截面 (mm ²)	铜 芯 电 线			重 型 橡 套 电 缆		船 用 电 缆	
	25℃时载流量 (A)			YC、YCW 单芯 电缆 25℃时载 流量 (A)	YC、YCW 三芯 电缆 25℃时载 流量 (A)	CF、CFR 单芯 电缆 45℃时载 流量 (A)	CR、CFR 三芯 电缆 45℃时载 流量 (A)
	BX、BXR 铜芯橡皮线	BV、BVR 铜芯塑料线					
	明敷	穿管 ^b	穿管				
1.5	27	18	24	—	—	20	14
2.5	35	25	32	37	26	26	19
4	45	33	42	47	34	35	25
6	58	43	55	52	43	44	32
10	85	60	75	75	63	61	44
16	110	77	105	112	84	81	58
25	145	100	138	148	115	105	77
35	180	122	170	183	142	135	94
50	230	154	215	226	176	165	120
70	285	193	265	289	224	205	145
95	345	235	325	353	273	250	180
120	400	270	375	415	316	290	205
150	470	310	430	—	—	335	240

a 本表数值取自《电力工程设计手册》电气一次部分，环境温度+25℃（或+45℃）时的载流量为基准值。

b 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，启闭机上所用电线不论其敷设方式，敷设部位，可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，选用的截面宜适当降低载流量。

表 Q.0.1-2 导线的在空气中多根并列敷设时载流量的校正系数 K_1

导线根数	1	2	3	4	6	6
排列方式	导线单排并列平行排列					
导线中心距离	$S=d$	0.9	0.85	0.82	0.80	0.8
	$S=2d$	1.0	0.98	0.95	0.90	0.9
	$S=3d$	1.0	1.0	0.98	0.96	1.0
注: S —相邻导线中心距离; d —导线的外径; 当导线的外径不同时, 建议取各产品外径的平均值。						

表 Q.0.1-3 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)										
		+10	+15	+20	+25	+30	+35	+40	+45	+50	+55	+60
+25	+50	1.265	1.183	1.095	1.000	0.894	0.775	0.632	0.447	—	—	—
	+60	1.195	1.134	1.069	1.000	0.926	0.845	0.756	0.655	0.535	—	—
	+65	1.173	1.118	1.061	1.000	0.935	0.865	0.791	0.707	0.612	0.500	—
	+80	1.128	1.087	1.044	1.000	0.953	0.905	0.853	0.798	0.739	0.674	0.603
+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
	+85	—	—	—	—	1.173	1.118	1.061	1.000	0.935	0.866	0.791

标准用词说明

标准用词	在特殊情况下的等效表述	要求严格程度
应	有必要、要求、要、只有……才允许	要 求
不应	不允许、不许可、不要	
宜	推荐、建议	推 荐
不宜	不推荐、不建议	
可	允许、许可、准许	允 许
不必	不需要、不要求	

中华人民共和国水利行业标准

水利水电工程启闭机设计规范

SL 41—2011

条 文 说 明

目 次

1 总则	151
2 符号	154
3 基本规定	155
4 荷载	176
5 材料	182
6 卷扬式启闭机	184
7 液压启闭机	207
8 螺杆启闭机和链式启闭机	211
9 电气	214
附录 C 启闭机偏斜走行时的水平侧向力 P_s 的计算方法	217
附录 M 绕线型异步电动机发热校验	218
附录 Q 导线的载流量	219

1 总 则

1.0.1 本条为原规范 5.1.1 条的修订。

本条规定了制定启闭机设计规范的目​​的及设计必须遵循的基本原则。

1.0.2 本条为原规范第 1 章的修订。

主要说明规范的适用范围及启闭机的分类。启闭机的分类方法有多种，考虑原规范使用时的不便，根据专家们的意见，在规范修编大纲审查时，确定了以传力介质为主的分类方法。特别补充说明的是：为与原规范相呼应，本规范中将基础位置不变的、无行走机构的启闭机，如液压启闭机、固定卷扬式启闭机、螺杆式启闭机和链式启闭机等，称为固定式启闭机；将有行走机构的启闭机，如门机、桥机、台车等，称为移动式启闭机。

清污机目前尚无专门的设计规范，原规范也未提及适用清污机。但实际设计清污机时，很多设计者都参照了原启闭机设计规范。另外，在水电工程建设实践中，很多金属结构设备的招标文件都将清污机划归到启闭机的类别中，并明确引用启闭机的设计规范进行设计。基于以上情况，水利水电工程的清污机设计可参照本规范执行。

另外，由于各工程实际条件的限制，需要一些特殊结构的启闭机（如齿轮齿条传动的启闭机），设计者可经论证可行后参照本规范执行。

1.0.3 本条为原规范 4.0.2 条的修订。

本次修订仍然维持原规范划定的 4 个工作级别。工作级别的划分取决于启闭机的使用工况和本规范的适用范围，故引入了机构利用等级和荷载状态。工作级别分为 4 级，基本上涵盖了本规范适用范围内的启闭机的常见工况。原规范附录 A5 中列出了液压启闭机的工作级别，原规范 4.0.2 条与附录 A5 并不一致，本

次修订予以更正。

表 1 为本规范与 GB 3811 机构工作级别的对照，仅供参考。

表 1 机构工作级别对照表

SL 41	GB 3811
工作级别	工作级别
Q ₁ —轻	M ₁ —M ₃
Q ₂ —轻	M ₄
Q ₃ —中	M ₅
Q ₄ —重	M ₆

1.0.4 本条为原规范 4.0.3 条的修订。

根据近来“无人值班，少人值守”控制要求的发展，在启闭机设计时，增加电气控制方面的要求。

本条说明设计和布置启闭机的有关资料。设计时应考虑枢纽总布置对启闭机的要求，确定启闭机型式，根据启闭机型式确定所需资料。如弧形闸门主要用在泄水系统，就没有快速下门的要求。启闭机吊耳不进入门槽，一般就不需要钢丝绳与门槽相干扰的资料和水质资料等问题。

1.0.5 本条为原规范 4.0.4 条的修订。

由于启闭机的工作对象明确，基本参数变化不大，因此有可能逐步达到标准化、系列化。本规范对启闭机的容量、扬程、跨度、速度等基本参数作出规定，在一般情况下要求尽可能按此规定执行。考虑到附录 A 中所列系列参数的局限性，根据征求意见回函的建议及审查意见，将原来的“应符合”改为“宜符合”。

1.0.6 本条为原规范 4.0.5 条的修订。

对原规范条文中文字进行了简化修改。因为其不够全面，取消了原规范液压系统保护装置括号内的溢流阀、压力继电器等说明。

启闭机和其他起重机械相比，对起升机构的安全保护特别重要。这主要是因为它的工作对象大部分在水中，工作情况不易摸清。而其他起重设备的吊物大多在陆地上，不安全情况容易被人

们发现。如果启闭机发生意外，不仅影响闸门的启闭，有时其后果不堪设想。为了安全可靠地工作，对安全措施要重视，要强调其重要性。除了起升机构以外，其他机构也应装设相应的安全装置。

1.0.7 本条为原规范 4.0.6 条的修订。增加了消防要求。

1998 年 4 月 29 日，九届人大二次会议通过了《中华人民共和国消防法》，工程消防问题愈来愈受到人们的重视，该法规明确规定未经验收或者经验收不合格的建筑工程不得投入使用。为在启闭机设计中贯彻这一法规，确保设备和人身安全，本次条文修订增加了消防要求。

1.0.8 本条为原规范 4.0.7 条和原 9.1 节计算方法内容的合并。

原 9.1 节启闭机金属结构的计算内容，属基本规定，故移至此处。启闭设备中的金属结构，对于固定式启闭机其机构直接安装在结构上，所以一般由挠度控制，强度应力较低；对于移动式启闭机，（如门机、桥机等）由于总的使用频繁率不高，而且季节性较强，有充裕的检修时间，一般不会造成疲劳破坏，其金属结构部分可不进行疲劳强度验算，如用户及有关部门专门提出要求，则也可进行验算。

1.0.9 本条同原规范第 4.0.8 条。

由于启闭机的制造和使用地点相隔较远，除了铁路运输外，很多情况下要采用公路运输，所以其解体尺寸和重量应考虑工地的情况和条件。如龙羊峡水电站坝顶 5000kN 门机，其主梁长达 33m，铁路运输满足要求，但公路运输无法通过弯道，设计时分两段，在工地再拼装为一根主梁。所以启闭机的解体尺寸和重量要满足抵达工地的铁路运输和公路运输要求。

1.0.10 本条为新增。

本条按《水利技术标准编写规定》SL 1—2002 的规定，列出了引用标准共 31 项，其中国外标准 2 项。

2 符 号

基本符号仍采用了原规范列出的主要符号。本次修订根据 SL 1—2002 对符号和代号的优先顺序的规定，重新编排了先后顺序。

3 基本规定

3.1 选型、布置和一般要求

3.1.1 本条为原规范 5.1.2 条的修订。

本条针对各种用途的闸门的启闭设备的选型，提出了一些原则性的意见。由于各个工程的自然条件、水工建筑物的使用条件等均不完全相同，因此在选用和设计启闭机时尚需结合上述因素进行全面的经济技术指标论证才能确定。在论证和比较时，除了考虑启闭设备自身的制造、安装等费用外，尚应顾及相应的水工结构和其他的辅助设备。前苏联的《水工建筑物的启闭机械》一书中提出：“大体可以认为，当设有主闸门和事故检修闸门的泄水孔等于或多于 6 个孔时，采用移动式启闭机是适宜的。”对于分节启闭的分节式闸门（如叠梁闸门）或闸门扇数少于孔口数（如多孔口的检修闸门或事故检修闸门）则必须采用移动式启闭机。

本条把水电水利工程中的泄水、发电、导流、灌溉等各系统的一般选型原则列出，但应结合总体布置和自然条件等因素统一考虑，这样选型才能比较切合实际。

施工导流封孔闸门的启闭机的主要特点为：①启闭力要有一定的富裕量；②要有正确的扬程指示装置，但由于该机属于临时性质（封孔后即拆卸搬走），所以设计部门在设计时，应考虑尽可能在本工程中借用工程永久启闭设备（如碧口水电站工程、宝珠寺水电站工程）或施工用起重设备（如盐锅峡水电站工程），也可对施工单位进行了解，有无适合导流用的启闭设备进行租借，这样的做法，比较经济。当然对于某些大型项目，由于启闭容量较大，无法借用，只能另行设计、制造。

随着国内液压技术的发展，液压启闭机的性能不断得到提高，制造成本逐渐降低，液压启闭机的应用逐渐增多，故本条第

5款将液压式启闭机排在卷扬启闭机之前，修改为“电站机组进水口和泵站出水口快速闸门的启闭机……选用液压式或卷扬式快速闸门启闭机”，以鼓励和推荐选用液压式启闭机。

为了确保机组安全，电站机组进水口和泵站出水口快速闸门的启闭机又增加了“其快速关闭回路的控制电源，应按电厂交流电源失电的条件来设置”的要求。

螺杆启闭机主要用于小型的水利水电工程中，其特点是具有一定的下压力，而且造价低，制造技术较简单，但运行和维护相对困难些，选型设计也可酌情考虑。

3.1.2 本条为原规范 5.1.3 条的修订。

原规范对是否设置启闭机房并无限制。实践证明，水利水电工程的启闭机工作条件较差，启闭机采用局部防护措施（如防护罩）的效果远不如设置整体机房，故本次修订强调设置机房，只有在个别情况下（如无设置机房的空间或一些表孔弧门的油缸等）才允许露天布置，但应根据环境条件相应采取保护措施。此外，对在严寒地区工作的启闭机提出了保温、工作油和润滑油的防冻要求，主要是确保启闭机能在冬季安全可靠的投入运行。炎热地区且在夏季有运行要求的启闭机，为改善操作人员的工作条件，要考虑降温措施。

3.1.3 本条同原规范 5.1.4 条。

保留了原意，仅对文字进行了调整。

3.1.4 本条为原规范 5.1.5 条的修订。

近几年来，高扬程启闭机的应用愈来愈多，并受到工程使用单位的欢迎，设计人员对高扬程启闭机布置形式的认识也逐渐趋于一致，故本次修订将原规范 5.1.5 条中的“有条件时”限定词删除，改为推荐性用词。

3.1.5 本条为原规范 5.1.6 条的修订。

对动滑轮组和钢丝绳要进入闸门门槽的启闭机，特别是双吊点，因为按过去常规设计，闸门吊耳都设置在闸门边柱上部，这样门槽容易与钢丝绳或动滑轮组发生干扰。所以必须要和闸门设

计人员进行配合，必要时要求闸门吊点向中间靠拢（如移动式启闭机则可通过自动挂脱梁或平衡梁改变吊点间距），但如果吊点间距过小则又可能对启闭机设计带来问题。另外，增加了除闸门门槽外其他建筑物的间距要求，实际工程中出现过钢丝绳与启闭排架干涉的现象，设计者布置时应注意。

3.1.6 本条同原规范 5.1.7 条。

采用滑动轴承时，推荐采用自润滑滑动轴承，便于维护。其他不变。

3.1.7 本条同原规范 5.1.8 条。

本条指出启闭机起吊平面闸门时，其起吊中心线应与闸门起吊中心线一致。这主要是指卷扬式启闭机，由于自身布置的关系，当钢丝绳经过动、定滑轮和平衡滑轮后，动滑轮组的中心线不一定和定滑轮组中心线一致（主要取决于定滑轮组和卷筒间的距离与定滑轮组和平衡滑轮间的距离），因此必须进行计算。在过去的设计中，我们发现二者中心不一，使启闭闸门时又多一个侧向力。故这一问题在本规范中提出以期引起注意。

至于其他类型启闭机（如液压式、螺杆式）当然也有闸门起吊中心和启闭机起吊中心不一致的问题，但一般不易疏忽，规范中提的是对所有类型启闭机，希望引起设计者注意。

3.1.8 本条同原规范 5.1.9 条，仅对文字进行了调整。

本条主要是针对启闭力大的移动式启闭机和固定式启闭机，当其吊具与闸门（或吊杆）吊耳的连接轴重量较大，操作困难时，对移动式启闭机则宜采用自动挂脱梁或手摇移轴装置，其目的是减少劳动量，便于经常拆卸。当卷扬式启闭机在动滑轮组吊耳上采用手摇移轴装置时，尚应在装移轴装置吊板的另一侧增加配重，以便动滑轮组在空载升降时保持平衡。对于液压式或其他类型启闭机，采用多节吊杆连接进行工作时，也应予以考虑。

3.1.9 本条为原规范 5.1.10 条的修订。

原规范 5.1.10 条中“启闭机应安装在最高水位以上”的说法易引起误解，因为实际上卷扬式启闭机动滑轮组作为启闭机的

一部分是下水的，液压启闭机的液压缸，特别是机组进水口的快速液压启闭机的液压缸常常是水下的，主要不能被淹的部分是动力部分和电气设备，有条件在某重现期洪水来临时将电气设备及动力设备移走的也可降低安装高程，故进行了修订；另外还删除了“此外，还应考虑与水接触部件的防腐问题。”一句，因为此内容与启闭机布置无关，不宜列在此处。

3.1.10 本条同原规范 5.1.11 条。

对于危及水利水电工程安全的启闭机必须要有可靠的备用电源。这是因为某些闸门（如泄水、溢洪系统的工作闸门）的启闭直接影响水工建筑物甚至整个枢纽的安全。我国曾有因暴雨来临、电源发生故障造成闸门不能开启使洪水泛坝的事故，应吸取教训，故提出对这类启闭机需要设置可靠的备用电源，如柴油发电机等。

3.1.11 本条同原规范 5.1.12 条。

选定启闭机容量时，一般均应大于或等于计算启闭荷载。这是因为启闭机的工作对象在水下，情况不易摸清，而且影响启闭荷载的因素较多，如摩擦系数的变化等，所以在一般情况下，启闭容量选定时间向上靠较为合适。

3.1.12 本条为原规范 5.1.13 条和 5.1.14 条的修订。

由于电站机组进水口快速闸门和泵站出水口的快速闸其关闭孔口有时间要求，所以操作快速闸门的启闭机其下降速度应根据要求确定。但当闸门接近底槛时，若其速度过大则易对闸门底槛产生冲击甚至破坏。根据过去的实践经验，一般认为其下降速度在不大于 $5\text{m}/\text{min}$ 时，不致造成破坏。

原文中“并应设有减速装置”修订为“并应设有限速装置或缓冲装置”。减速装置一般是针对启闭快速闸门的卷扬式启闭机，对液压启闭机应为缓冲装置，以示区分。

3.1.13 本条为原规范 5.1.15 条的修订。

对本条的原条文“应设置同步装置”进行了修改，保证启闭机双吊点同步运行可通过机械、液压、电气等方式实现，故将条

文修改为“应有可靠的同步措施”。

双吊点启闭机，如不保证两个吊点的同步升降速度将使闸门出现倾斜（这在好几个工程中发生过）甚至卡住，直接影响闸门运行。同时启闭机各部分的误差（如卷筒直径的误差、钢丝绳的直径和张紧误差、油管的布置长度、阀件控制精度等），亦影响闸门两吊点的升降速度，故在设计时应应对制造、安装和调试过程中可能使两吊点升降速度不一致的因素进行严格控制，防止因各部分误差累积而影响闸门运行。

3.1.14 本条同原规范 5.1.16 条。

双吊点闸门的启闭机在正常工作中，虽然由于闸门重心位置的偏差或左、右摩阻力不一致，左、右吊点启闭荷载虽有不同，但根据过去运行经验，每一吊点仍可按 $1/2$ 启闭荷载计算。但对于有淤沙等情况的闸门，则两点有时荷载相差甚多，故在考虑左、右吊点启闭荷载时应适当加大，其值应根据河流情况、设置位置等确定。

3.1.15 本条同原规范 5.1.17 条。

对于有小开度（或门体设充水阀）充水要求的闸门，启闭机要设置能满足小开度精度的行程开关或其他措施。这是因为小开度范围一般在 $100\sim 300\text{mm}$ 左右，而启闭机的扬程大多在 10m 左右，对于高扬程可能在 $50\sim 80\text{m}$ 甚至更大，其相对比例甚少，如用一套常规的主令控制装置如 LK4/054，误差太大，不易调整，容易造成过载，所以本条提出来，以引起设计人员注意，当然如果采用电子显示和控制则容易达到所需精度。

3.2 卷扬式启闭机

3.2.1 卷扬式启闭机可分为固定卷扬式和移动式两类，主要用于操作依靠闸门自重、水柱或其他加重方式关闭孔口的闸门、拦污栅。按本规范 1.0.2 条的规定，条文中“卷扬式启闭机”一词不再单指为固定卷扬式启闭机。实际上卷扬式启闭机可分为固定卷扬式启闭机和移动卷扬式启闭机，其共同特点是起升机构都有

卷筒、滑轮和钢丝绳。“卷扬”是指通过钢丝绳在卷筒上卷绕使物体上升的过程。“扬”有举起、上升之意，故按此修改，本条和下条针对固定卷扬式启闭机和移动式启闭机的设计基本要求进行归纳。

修订中还将原规范 5.2.2 条移到了本规范 3.4 节控制内容中，理由是此条适用于所有固定式启闭机。

1 本款同原规范 5.2.3 条。

主要强调机架上因设置传动零部件，为保证正常运行，所以应有足够的刚度。其允许值见结构部分。

2 本款同原规范 5.2.4 条。

当启闭机的启闭荷载方向为非重力方向时，则启闭机的某些零部件在计算时应考虑水平力。对于铸铁件若有受拉情况更应进行核算，必要时应以铸钢来代替铸铁，以改善应力情况。

3 本款为原规范 8.6.2.1 款的修订。

原规范将此内容列入零部件设计中，实际上有关钢丝绳偏角的规定是卷扬式启闭机的通用规定，故本次修订将此内容移到本节。

本条中的 1)、2) 项同原规范 8.6.2.1 款中相应内容。

本条第 3) 项为对原规范 8.6.2.1 款中相应内容的修订。多层缠绕的光卷筒在工程中应用不多，本条规定的前提为自由缠绕，光卷筒可参考本款。

本条第 4) 项为新增条款。折线绳槽卷筒是一项新技术，近几年来应用愈来愈多，设计人员对这一技术的掌握也逐渐成熟。本次修订对折线绳槽卷筒的几个主要参数进行了专题研究。国内近年来在水电工程上使用的多数高扬程启闭机大多数采用了折线绳槽卷筒。根据美国德克萨斯州 LEBUS 国际有限公司 (Lebus International Inc.) 的有关资料，对折线绳槽卷筒的钢丝绳偏角规定在 $0^{\circ} \sim 1.5^{\circ}$ 内为可用的工作范围， $0.25^{\circ} \sim 1.25^{\circ}$ 为理想的工作范围。超过最大偏角时，应加设角度补偿装置。LEBUS 国际有限公司是以折线绳槽卷筒发明人 Mr. Frank L. LeBus 而命名

的。国内把这种卷筒翻译成“厘巴士卷筒”、“利巴式卷筒”、“莱伯斯卷筒”等。在美国，这种卷筒在 20 世纪 30 年代就被广泛用于石油钻井、拖网渔船、深海探测、大型水上浮吊的绞车和各种其他提升绞车以及建筑塔吊等设备的卷扬机构上。因而 LEBUS 国际有限公司对有关折线绳槽卷筒钢丝绳返回角的规定有一定的权威性，因此可以认为折线绳槽卷筒的钢丝绳偏角一般应控制在 $0.25^{\circ}\sim 1.25^{\circ}$ 内。但减小这一角度的取值将导致启闭机吊具至卷筒中心的最小距离增大。这将加高固定卷扬式和台车式启闭机的布置高程或门式启闭机的门架高度，对水工建筑物的布置有较大影响。

根据调查，国内投入使用的折线绳槽卷筒的钢丝绳最大偏角，有按小于 2° 控制的，也有按小于 1.5° 控制的。从使用效果来看，大于 1.5° 的，多数有跳槽现象，且最后一层发生跳槽的现象居多。这与最后一层钢丝绳返回时偏角一般较大不无关系。

为使钢丝绳能均匀缠绕且使吊具至卷筒中心的距离不至于过大，本规范推荐折线绳槽卷筒的钢丝绳最大返回角不大于 1.5° 。

4 本款为新增。

启闭机的设计规范应对卷筒上钢丝绳预留的安全圈作出规定。有了此规定，启闭机安装、验收时对钢丝绳预留安全圈是否满足设计要求才有依据。

5 本款为原规范 5.2.5 条的修订。

规定了多层缠绕的卷筒必须在钢丝绳返回处设置返回凸缘。原规范 5.2.5.1 款、5.2.5.2 款和 5.2.5.4 款均提到凸缘问题，故本款将其归到一起。

6 本款为新增。

钢丝绳在多层自由缠绕时毕竟存在不均匀缠绕的可能性。一旦发生这种现象，将导致钢丝绳缠满卷筒时启闭机的吊具达不到规定的扬程。为安全起见，规定多层缠绕的卷筒的实际容绳量应大于额定容绳量。具体数值一般应根据钢丝绳偏角和缠绕层数确定。根据近些年的工程实践和观察，对折线绳槽卷筒，从第二层

开始的单层跳槽圈数一般不超过 1~2 圈，故吊具在上极限位置时，钢丝绳的最少余量圈数不宜少于缠绕层数再加 1~3 圈。对螺旋绳槽卷筒，可参照《机械设计手册》中多层缠绕卷筒的长度计算公式，余量大致取为额定容绳量的 10%。

7 本款为原规范 5.2.5.3 款的修订。有关卷筒凸缘的内容移到 3.2.1 条第 5 款。

双双联滑轮组目前用在桥机、门机较多，但定滑轮直径一般较大，这是为了防止与定滑轮支承梁发生干扰。另一注意点是双双联有 2~4 根钢丝绳，因此倍率在 2 以上的定滑轮要铰接在滑轮组支架上，这样便于钢丝绳的长度调节和受力均匀。由于双双联的做法是卷筒上第一层钢丝绳作为第二层钢丝绳的导向，所以第一层要先于第二层 2~3 圈。

8 本款为原规范 5.2.5.1 款的修订。有关卷筒凸缘的内容移到 3.2.1 条第 5 款。

带有排绳装置的高扬程启闭机，根据以往的经验，应注意下列几点：①在卷筒的端部和钢丝绳返回处要防止钢丝绳相互挤压；②排绳装置的导向螺杆螺旋角和钢丝绳返回的圆弧半径要合适；③作为螺母的月牙板体形要选择恰当。对于第一点目前一般做法是加工时使端部和返回处有一个偏心凸缘，使钢丝绳由第一层过渡到第二层时不相互挤压；对于第二点因为导向螺杆是双向螺纹，螺旋角选择大了则旋转阻力大，滑块（月牙板）到端部返回困难；如螺旋角太小则害怕中部任一圈螺纹中会滑至反向螺纹中去，导致工作破坏，以往在设计中曾采用 18° ，也可比这稍小的，返回处的圆弧半径应稍大些，在厂内组装试运行时应进行修正，且应光滑；对于第三点滑块（月牙板）的体形选择，应考虑月牙板的包角，以使其接触应力较小，同时要注意其体形，以保证其弯曲强度和顺利返回，此外，滑块（月牙板）要注意润滑，防止因严重磨损后而折断。

9 本款为原规范 5.2.5.4 款的修订。有关卷筒凸缘的内容移到 3.2 条第 5 款。

折线绳槽卷筒的折线段长度、绳槽倾斜角和绳槽节距是这种卷筒的三个主要设计参数。鉴于目前对这三个参数的取值问题尚无统一认识，故本次修订不作具体规定。仅在此给出一些参考值，供设计人员参考：

折线段长度建议取一整圈的 0.2~0.3 倍，一般为 0.25 倍；绳槽倾斜角宜控制在 $1^{\circ}\sim 1.5^{\circ}$ ，最大不超过 2° 。折线绳槽的节距 t ，建议当钢丝绳公称直径 $d\geq 26\text{mm}$ 时， $t=(1.07\sim 1.08)d$ ； $d\leq 26\text{mm}$ 时， $t=(1.08\sim 1.15)d$ 。这样确定节距的原因是考虑了钢丝绳的直径偏差。《重要用途钢丝绳》(GB/T 8918) 规定公称直径不小于 8mm 的金属芯圆股钢丝绳的允许偏差为 +6%，即钢丝绳的实际最大直径 d_s 有可能为钢丝绳公称直径 d 的 1.06 倍。因此，节距取值应稍大于这个值。小于此值时会造成钢丝绳侧向挤压或个别圈的钢丝绳拱起，或累计一定圈数后，钢丝绳被挤入另一绳槽而发生跳槽现象。但折线绳槽的节距也不可太大，太大造成折线段绳槽倾斜角过大，不利于钢丝绳沿折线轨迹折拐，从而加重钢丝绳在卷筒折线段的局部磨损。如钢丝绳的生产商能提供出钢丝绳的实际最大直径 d_s ，则节距 t 取 $d_s+(1\sim 2)\text{mm}$ 为宜。

10 本款同原规范 5.2.6.1 款。

吊点设在挡水面板前的弧形闸门卷扬式启闭机，其起吊半径大，受力明确，但钢丝绳及吊具一般应紧贴弧形闸门面板，以达到闸门升降平稳、钢丝绳不致被水冲击而引起抖动的目的。

11 本款为原规范 5.2.6.2 款和 5.2.6.5 款合并。

20 世纪 60 年代末和 70 年代初，广东院、辽宁院等陆续采用吊点在面板下游的卷扬式启闭机，其特点是可以平面闸门卷扬启闭机改装加滑轮组起吊，使启闭机自重降低，但钢丝绳缠绕较为复杂，目前仍有应用。

当将定滑轮组设置在定滑轮支承梁下部或在定滑轮组支承梁下部设置导向滑轮（如葛洲坝水利枢纽工程泄水闸门启闭机）时，要注意平衡滑轮及通过平衡滑轮上的钢丝绳与支承梁下部的

滑轮或钢丝绳发生干扰。陕西省石砭峪水库采用 QPQ2×40T 启闭机启闭泄洪洞 7×7—36m 弧门中发生支承梁下部的滑轮与平衡滑轮干扰。另外，由于在支承下部设置滑轮，所以应注意对其润滑系统的布置。此外，这种布置方式对定滑轮（或导向滑轮）的检查、维护较为困难。

潜孔弧门卷扬式启闭机的共同问题是动滑轮组吊耳（或吊杆）与弧门吊耳连接部位有相对转动，因此该处应设有轴套和润滑点。当采用常规的平面闸门卷扬式启闭机时，由于吊点在升降过程中前后摆动，要注意防止钢丝绳和定滑轮组支承梁的干扰，特别是采用系列通用的启闭机时，有时需要对支承梁下翼缘进行处理。

12 本款同原规范 5.2.6.3 款。

盘香式启闭机目前在国内工程应用较少，其主要特点是用盘香板代替卷筒，结构紧凑，用多根钢丝绳起吊一个吊点，由于钢丝绳重叠挤压，要求使用钢芯钢丝绳。使用时要注意调节一个吊点的多根钢丝绳承载，使各钢丝绳尽量做到受载均匀。

13 本款为原规范 5.2.6.4 款的修订。

原文中有关备用电源设置问题在本标准 3.1.10 条已规定，故修订为“中小型弧形闸门卷扬式启闭机，可根据电源的可靠程度和闸门的重要性设置手摇启闭装置”。

14 本款同原规范 5.2.7.1 款。

15 本款为原规范 5.2.7.2 款的修订。

原文第 2 款中“启闭机机架桥底部高程，必须高出闸门顶运行轨迹线以上”表达的意思不确切，易理解为机架桥高出整条轨迹线以上。此规定的本意是防止机架桥在闸门升降过程中与闸门相碰，因此只要使机架桥离开闸门顶的运行轨迹线一定距离即可，故修订为“启闭机基础梁的底缘离开闸门顶运行轨迹线的最小距离……”。

16 本款同原规范 5.2.7.3 款。

3.2.2 本条为新增。

说明移动式启闭机设计除应符合下列要求外，还应满足固定卷扬式启闭机的一般规定。

1 本款为原规范 5.6.1 条的修订。

本条提出移动式启闭机的轨距确定除了应尽量满足附录 A 的规定外，尚应满足跨内、跨外的启闭闸门要求，即能在设计要求下，满足操作各类闸门的启闭和吊运。确定移动式启闭机的外形尺寸时需要注意，门机的轨上扬程应考虑某些闸门需吊出孔口（整体吊出或分节吊出）。另外，吊钩至轨道中心的极限距离不能太小，否则门腿易与闸门等设备干扰，故在此提出以引起注意。

2 本款同原规范 5.6.2 条。

移动式启闭机的工作荷载分为启闭荷载和走行荷载。在很多情况下，二者值是不一致的，有时相差很多。因此在确定最大启闭荷载和最大走行荷载时，应对所有工作对象（闸门和拦污栅）的启闭力进行比较，以确定其最大启闭荷载；对所有工作对象的自重（如闸门和拦污栅有分节吊运的，则按分节吊运计算自重）进行比较，以确定其最大走行荷载。根据上述两类荷载对有关零部件进行计算。如走行轮的轮压当进行强度计算时应以启闭荷载为依据；当进行疲劳计算时应以走行荷载为依据。在结构的荷载组合时同样应分别考虑这两类荷载。本标准 4.0.2 条和 4.0.3 条分别对这两种荷载进行了规定。

3 本款为新增。

电动机、制动器和减速器为一体的“三合一”减速机构布置紧凑，占用空间较小，适宜作启闭机移动机构的驱动装置。

4 本款同原规范 5.6.4 条，仅有文字调整，保留了原意。

根据有关单位的意见，增加了控制启闭机曲线走行的要求。

5 本款同原规范 5.6.5 条，仅有文字调整。

根据有关设计院的实践，小容量移动式启闭机选用电动葫芦是比较经济的，但由于电动葫芦主要应用在工厂，所以其起升速度和走行速度不一定能完全符合启闭闸门的要求，操作时要注意。此外，当为双吊点时，如不加以改造，其同步升降比较

困难。

6 本款为新增。

移动式启闭机通常存在采用同一吊钩启闭多种闸门的情况，一般门机按最大起门力设计起升机构，而被启闭的闸门起门力可能差别较大，这些闸门不可能都按最大起门力设计。如启闭机按最大起门力设置荷载保护，则当操作小启闭容量的闸门时，启闭机就有可能将这些闸门拉坏。因此，根据闸门启闭力的大小，分别限制荷载是必要的。

7 本款同原规范 5.6.6 条，仅有文字调整。

关于移动式启闭机抗倾覆稳定性的验算工况，根据启闭机的特点并参照《起重机设计规范》(GB/T 3811) 表 10 的验算工况提出启闭机的 3 种验算工况。“荷载系数”表 3.2.2-2 是考虑到表 3.2.2-1 的“验算工况”及《起重机设计规范》(GB/T 3811) 表 11 荷载系数中起重机组别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）提出：自重系数为 0.95；荷载（启闭Ⅲ荷载和走行荷载）系数取 1.4、1.2 和 0；风力系数取 0、1.0 和 1.15。

8 本款同原规范 5.6.7 条。

启闭机的防风抗滑安全性按两种工况进行验算，即按正常工作状态和非工作状态，现分别叙述如下：

(1) 在正常工作状态时按本标准公式 (3.2.2-1) 进行计算。

本标准中表 3.2.2-3 “走行摩擦阻力系数”是摘录《起重机设计规范》(GB/T 3811) 表 12。这里是作为防风抗滑安全性的验算，所以走行摩擦阻力系数应理解为可能产生的最小走行摩擦系数。当制动力 P_{z1} 大于车轮与轨道的粘着力时， P_{z1} 用粘着力代替，此时的粘着系数取 0.12 也是按可能发生的最小粘着系数选取，而没有区分室内和室外。

(2) 非工作状态时按本标准公式 (3.2.2-2) 进行验算，此时轨道和夹轨钳（表面有刻痕并经淬火的）的摩擦系数取 0.25，

最大操作力不得大于 200N，此值摘自《起重机设计规范》(GB/T 3811) 第 2.3.2.2 条。《起重机设计手册》提到：对于无齿纹未经热处理的 45、50 号钢的钳口，其摩擦系数取 0.12~0.15；对有齿纹，65Mn、60Si2Mn 钢，齿面淬硬 $HRC \geq 55$ 的钳口，其摩擦系数为 0.3~0.35，齿峰不尖或变钝后，也可降低 ($\mu \approx 0.2$)。比较两者，考虑到移动式启闭机和其他轨道式起重机相比，其工作频繁程度较低，此外，由于启闭机的工作条件和工作对象相对稳定，所以决定摘录《起重机设计规范》(GB/T 3811) 所采用之值。

3.3 液压启闭机

3.3.1 本条同原规范 5.4.1 条。

单作用式的液压启闭机如因维修、安装等需要，也可在油路设计中考虑能对油缸上腔适当加压，压力值一般可控制在 0.5~1.0MPa。据了解主要是某些单作用式的油压启闭机因活塞阻力较大，靠活塞杆自重无法外伸，因而影响安装和检修，但工作时活塞杆不承受压力。这类活塞杆的长细比可以按受拉计算而不必按受压计算，这就可以加大长细比，减轻自重。此外，如果仅由于安装时需要，也可考虑采取临时措施解决。

3.3.2 本条为原规范 5.4.2 条的修订。

现有工程双吊点液压启闭机有各种各样的同步设施，有考虑具备良好的侧向装置、有较强的抗扭刚度的弧形闸门的利用节流调速这种比较简单的同步措施，有利用双吊点行程检测在系统中设置闭环纠偏回路等。综合各设计单位及各液压启闭机制造厂家的运行实践提出的修改意见，在审查会时经与会专家研究，确定应根据闸门，如闸门型式、孔口尺寸、结构刚度、侧导向装置等因素，以及同步精度的要求，采用不同型式的同步措施。原条文中要求一对油缸的油路对称布置在现有工程中多数没有达到，予以删去，建议在设计有条件时还是尽量做到这一点。

3.3.3 本条为新增。

新增条文对弧形闸门液压启闭机布置应考虑哪些因素作了明确规定，有利于设计人员在启闭机布置时全面考虑。

3.3.4 本条为原规范 5.4.4 条的修订。

液压启闭机油泵站数量根据闸门的数量及操作运行要求，可采用一机（对双吊点来说为一机两缸）一站或多机一站，主要是由于同一功能的闸门数量较多，如水闸的多孔泄水闸门，当只要求所有闸门在较短的时间而不是要求全部同步开启时，可减少泵站数量，便于布置及降低造价。

由于液压启闭机一般都是用在泄水系统或发电系统的重要部位，且油泵装置占启闭机总投资较少，为安全运行起见，故宜设置备用油泵电机组。油泵电机组的备用方式有：①全备用；②部分备用；③互相备用。全备用即为原条文一台工作一台备用的方式，故障或检修时均按正常启闭速度工作，在电机容量不大时可选用；部分备用即为油泵电机组为 3 套以上时，少于全部数量的油泵电机组工作其余备用，故障或检修时均按正常启闭速度工作，适合于在电机容量较大，选用两台或两台以上油泵电机组工作时；互相备用即为油泵电机组全部工作，满足设计启闭速度的工作要求，在故障或检修时，部分油泵电机组正常工作，需降低启闭速度工作，此方式同样适合于电机容量较大时，选用时应与整个工程防洪调度要求统一考虑。博世力士乐（常州）有限公司提出：“若启闭机年平均使用率高于 50 次且使用场合较为重要，则按 100% 功率备用；若启闭机年平均使用率等于或低于 50 次，且为一般使用场合，则可按 50% 功率备用。”设计时可参考。

3.3.5 本条为新增。

根据《液压系统通用技术条件》（GB 3766—83）的要求，为考虑人员的安全和事故发生时设备损失最小，系统中必须有过压保护。另外在采用“无人值班，少人值守”的工程中，为防止个别元件（如油泵电机组）故障使启闭机不能正常工作时，应有欠压保护装置发出信号进行系统自动切换操作并事故报警。

3.3.6 本条为新增。

根据自动化控制的要求，当采用自动化元件控制液压启闭机工作时，液压启闭机的相关运行状态及参数应同步检测反馈至自动化元件中，这些检测装置的选择应根据控制和监控的要求进行选择，考虑绝对型传感器的记忆特性，提出行程检测装置推荐采用绝对型传感器；当选用相对型传感器时，应注意控制元件中应有行程位置失电记忆功能或设置可靠的不断电电源。

3.3.7 本条为原规范 5.4.6 条的修订。

液压启闭机的溢流阀主要用于超载等方面原因引起的泄流，为安全起见，在一般情况下不应动作。而行程限位则可能是经常性的动作，如闸门到达底槛，行程极限位保护开关就应动作，切断电源，使其处在设计要求的位置上。所以本条提出行程限位应设行程控制装置，而不是采用溢流阀。同时为了确保上下极限位置保护的可靠性，规定要求应另设一套与行程检测装置原理不同的极限位保护开关。为上下文统一，根据征求意见单位的建议，“行程极限位置保护开关”改为“行程限制器”。

3.3.8 本条为原规范 5.4.7 条的修订。

根据液压启闭机的特点和目前工作压力实际制造、应用情况，提出液压系统工作压力宜小于 25MPa，快速门液压启闭机由于其最高压力由持住力产生，可高于 25MPa；将液压启闭机的试验压力进一步细化，液压缸、液压阀组及压力管路的试验压力当工作压力 $P \leq 16\text{MPa}$ 时取 $1.5P$ ，当 $P > 16\text{MPa}$ 时取 $1.25P$ ，回油管、排油管目前在液压系统设计时通常带有一定的背压，但压力值一般较小，故按 1.5 倍管内压力取值。原条文要求保压时间为 2min 以上，保压时间太短，修改为应大于 10min。

3.3.9 本条为原规范 5.4.8 条的修订。

本条关于液压启闭机活塞杆的防腐蚀问题必须重视，由于活塞杆长期处在潮湿的环境之中，有的工作在淡水中，有的工作海水中，腐蚀后引起密封破坏以致严重漏油到无法使用，故应根据使用环境条件采取相应的防腐蚀措施。

3.3.10 本条为新增。

根据近期设计和工程实践经验，为了更好地适应闸门由于各种制造、安装误差和减少支承阻力，因此液压缸两端的支承宜采用铰接结构，采用铰接结构宜采用球面滑动轴承支承。

3.3.11 本条为新增。

弧形闸门液压启闭机全关位置的液压缸自重引起的活塞杆挠度问题，自沙溪口弧门液压启闭机问题出现以来引起了足够的重视，为减小液压缸自重引起的活塞杆挠度过大问题，除增加液压缸在全关位置的活塞杆导向距离外（见附录 H.4），可采用液压缸中部铰支承布置或在液压缸下部设置托架。在闸门全关状态时，在液压缸下部的合适部位采取防挠措施，可避免由于液压缸自重产生的活塞杆与缸体间的折角，改善油封单边受力状态，延长油封使用寿命。将液压缸上支承布置在液压缸中部位置，在减小液压缸行程、降低启闭力和优化水工建筑物布置方面带来好处，但也存在受水工建筑物限制、液压缸在闸门全开时上翘角度较大等不利因素。因此，在有条件时，也可采用中部支承的布置。

3.3.12 本条为新增。

为了满足规范 3.1.12 条的要求，防止快速闸门到达底槛时速度过快，液压缸有杆腔中应设置缓冲套等缓冲装置。

3.3.13、3.3.14 两条均为新增。

单作用液压启闭机闭门时，尤其是快速闸门闭门时，无杆腔的补油应充分考虑，如果吸程不够，布置上可采用副油箱等办法。

3.3.15 本条为新增。

为了避免液压缸由于系统泄漏而产生的下滑，防止因油管破裂而产生坠门事故，因此除进水口快速闸门液压启闭机外在液压缸下腔油口处宜设置液压安全锁定装置。

3.4 启闭机的控制方式

3.4.1 本条为新增。

启闭机的控制方式有现地控制、集中控制、远程控制，各种控制方式的选择应根据水利水电工程对闸门运行的要求确定。

3.4.2 本条为原规范 5.2.2 条的修订。

原规范中该条不仅适用于卷扬式启闭机，也适用于液压启闭机，故移来此处。因与快速闸门启闭机操作要求有差别，分两条分别进行要求。

3.4.3 本条为原规范 5.2.2 条的修订。

电站机组进水口快速闸门肩负着厂房及厂房机组的安全运行，其关闭反应时间越短越好，故其启闭机应有远程控制的闭门功能。泵站出口的快速闸门启闭机也一样。

3.4.4 本条为新增。

随着电子技术的发展，监视设备成本逐步降低，工程上普遍应用不属奢侈品，启闭机在采用集中控制和远程控制时，为了能同步了解闸门位置情况、前后水流状况及启闭机运行状况，避免误操作，建议设置监测、监视装置。

3.4.5 本条同原规范 5.6.3 条。

对于移动式启闭机的控制操作，国内已建成投入运行的设备几乎全部是在机上直接操作，这主要是因为操作闸门时，需要监视与闸门的连接以及有无其他事故发生，所以总是有人员在工作现场，一般不需采用无线电遥控或者远距离操作。当然有必要也可采用非机上操作。

3.5 启闭机的安全保护装置

3.5.1 本条同原规范 5.7.1 条。

关于启闭机的制动装置，特别是卷扬式启闭机的起升机构必须设置安全可靠的制动装置。20 世纪 60 年代初期吉林云峰电站发生过台车式启闭机起升机构制动失灵，使闸门坠落、启闭机电动机飞逸事故。对于链式、盘香式启闭机的制动装置，均应予以重视。液压启闭机由于主要靠控制油量和油速操作闸门升降，所以一般情况下就不存在闸门坠落问题。螺杆启闭机一般靠螺杆传

动的自锁来控制闸门位置，如不能自锁也应设置制动装置。此外，启闭机的其他机构（如走行机构、回转机构等）也应有制动装置，以便于控制位置和防止事故。

3.5.2 本条为原规范 5.7.2 条的修订。

起升荷载限制器在大多数卷扬式启闭机械中是需要装设也是可以装设的，但其要求可不一致，有的要求在提升时起作用，有的则要求下降时起作用，有的要求在上升和下降容量不同的情况下分别起作用，这些均可通过和起升荷载限制器联通的电气控制回路达到目的。在安全问题已十分受到重视的今天，已没有特殊情况而言，故删除了原文中“特殊情况例外”词语。

3.5.3 本条同原规范 5.7.3 条。

启闭机的起升机构、走行机构、回转机构等的运动行程，一般情况下均应有所限制，故需安装相应的行程限制器。对起升机构来讲，应考虑控制上、下极限位置，如在上、下极限位置之间还有要求的，也应予以满足。装设在门机支腿上的回转吊，其回转行程无法超过 270° ，所以也应设回转行程限制器。同样对于在轨道上行走的移动式启闭机，其端部应装设行程限制器。

3.5.4 本条同原规范 5.7.4 条。

在一般移动式启闭机中两端除了安装行程限制器外，尚应装设缓冲器。但对于大容量的移动式启闭机（如门机），其设置的缓冲装置位置较高，重量既大，又不美观。特别是坝顶门机的两端撞头，有时达数米之高，且妨害交通。所以我们在某些电站的门机设计中取消了缓冲器的撞头，将端部轨道向上倾斜并连接圆弧形轨道，使启闭机的动能转变为势能。这种做法不但有利于交通，还可节约材料，并达到缓冲目的，但在设计时应考虑这种缓冲措施对门机的影响。

3.5.5 本条同原规范 5.7.5 条。

室外移动式启闭机应安装风速仪，这是因为水利水电工程大多在深山峡谷之间，风大且启闭机自身易于挡风，所以要求当风速大于工作极限风速时，能发出停止作业的警报，并切断走行机

构电源。当夹轨器为电动时也可和夹轨器联动。

3.5.6 本条同原规范 5.7.6 条。

《起重机设计规范》(GB/T 3811) 提出：对塔式、造船用门式或门座起重机，当非工作风压超过 600N/m^2 时，其他起重机超过 800N/m^2 时，必须装设牵缆或其他型式锚定装置。考虑到水利水电工程用移动式启闭机一般比前者低，相对稳性较好，和后者相比所处位置易承受风压，所以选定非工作风压超过 700N/m^2 时，必须装设牵缆或锚定装置。

3.5.7 本条同原规范 5.7.7 条。

有关电气保护装置详见规范的第 9 章。

3.6 自动挂脱梁

3.6.1 本条为新增。

主要规定了自动挂脱梁的用途和分类。自动挂脱梁发展到现在，形式已有很多，但从挂脱装置的传动方式来看，主要是机械传动和液压传动两种方式，因此将自动挂脱梁大体上分为机械式和液压式两种。从使用情况看，液压式自动挂脱梁多用于大、中型或水头和扬程较高的闸门。

从设备特征而言，挂脱梁并不是启闭机，而是具有独立功能的另一类型的金属结构设备。虽然大的类型分为两类，但其结构形式已是多种多样，设计要求也不尽相同。因此，我们建议单独制定专门的设计标准，本规范仅列出一些原则性要求。

3.6.2 本条为原规范 5.8.3 条的修订。

自动挂脱梁有很多优点，因此目前在大、中、小型工程中都广泛使用。但设计时必须注意使用条件，否则容易发生问题。对操作多孔闸门或拦污栅，应适当提高门槽或栅槽的施工安装精度等。总之在设计自动挂脱梁时：①要保证挂脱梁能在多孔门（栅）槽中操作。闸槽有多孔时，门（栅）叶、门（栅）槽的实际误差不可能一致，因此要求适当提高门（栅）叶、门（栅）槽的施工安装精度是必要的；②自动挂脱梁设置导向和定位装置是

必要的，导向装置可使挂脱梁能够在闸槽内顺利升降而不发生卡阻，定位装置可使挂脱梁与闸门准确对位，以保证挂脱装置动作的准确可靠。因此，导向和定位装置的配合尺寸偏差也必须与被操作闸门（拦污栅）的配合尺寸偏差相适应；③自动挂脱梁经常下水，因此其连接部件应有合适的防腐处理，以防部件锈死而无法更换、检修。另外，当工作温度低于 0°C 时，挂脱部件可能会被冻住而失灵，因此应考虑防止挂脱部件内、外部结冰的措施。

应该注意的是：如闸门为下游止水，且水深超过潜水员通常的潜水深度时要特别注意其可靠性，否则发生事故时处理相当困难。对于多泥沙河流，要注意泥沙有无可能将吊耳或门顶淤住，以至于无法自动穿轴。

3.6.3 本条为原规范 5.8.1 条的修订。

液压穿轴式自动挂脱梁是利用电动机一油泵将压力油压向销轴，将销轴推入轴孔或推出轴孔。这种型式是 20 世纪 60 年代从苏联引入，首先使用在三门峡水利枢纽中，适用于操作大、中型的闸门，但必须有可靠的密封装置和防水插座，防止电气部分浸水失效。本条规定了液压挂脱梁的防水密封要求。为防止液压泵站和电线接线盒等部位渗漏水而使挂脱梁无法正常工作，防水密封试验是必需的。原规范的 5.8.1 条和《水利水电工程启闭机制造、安装及验收规范》（DL/T 5019）中的 7.1.6 条均提到液压式自动挂脱梁的液压泵站、接线盒和信号装置应密封防水，但均未规定进行密封试验。而根据对多家水电设计院或一些工厂的了解，多数设计人员在图纸上都做了密封试验的规定或在设备出厂时补充了密封试验，一些招标文件的技术条件中也有此项规定，因此有必要对此加以规范。鉴于目前对这种试验的参数取值尚无统一认识，故本次修订不作具体规定，仅在此给出一些参考值，供设计人员参考：考虑到自动挂脱梁的防水密封一旦失效可能导致严重的后果，其试验压力的安全系数应高于一般的压力试验。因此建议将试验压力取为工作水深压力的 2 倍，保压时间不少于 30min，并要求对密封部位有漏水检测报警的措施。

此外，也应注意电缆的强度，当扬程较高时，电缆的强度应能承受电缆自身的重量，否则在升降过程中，电缆遭受破坏，而使挂脱梁失效。同时电线接线盒的插头也应避免受到牵拉。防止电缆插头受牵拉的措施有多种，常见的是在挂梁体上设置电缆夹。由接线盒引出的电缆先通过电缆夹与挂梁体固定，然后再引入电缆卷筒，这样当电缆受到拉力作用时，电缆插头不会受到牵引，对保护电缆插头的密封有好处。

考虑自动吊梁在水下工作，为便于操作时掌握挂脱钩情况（尤其是双吊点时，避免单边挂钩），建议有穿脱轴到位的位置标志或信号显示。

3.6.4 本条为原规范 5.8.2 条的修订。

机械式自动挂脱梁的型式较多，近年来由于各水利水电工程投入运行后的局部改造，根据各工程的运行要求，对原有的抓梁作了不少改进，并不断创造出新的型式。本标准仅从大的方面提出四种型式，即：①重锤转动式自动挂脱梁；②重锤吊钩式自动挂脱梁；③挂钩自如式自动挂脱梁；④间歇旋转式自动挂脱梁。挂钩自如式自动挂脱梁和间歇旋转式自动挂脱梁可用于操作大、中型闸门，由于自动挂脱梁经常水下工作，为避免双吊点工作时发生单边挂脱钩事故，应设置欠载限制器与电气连锁。

4 荷 载

4.0.1 本条同原规范 6.1 节。

启闭机的自重荷载主要用来计算启闭机的不同部位。如卷扬式启闭机在计算起升机构时，除了启闭荷载外尚应包括动滑轮组及吊具的重量，对于大于 50m 的高扬程还应增加钢丝绳重量，计算机架时则要把设置在机架上的机械设备（如有电气设备也应加上）和机架的自重予以计入。计算门机时，对于大车架主梁的活动荷载，按小车轮压计入；当计算大车轮压时，则应把大车架、小车和大车上的各类设备自重（也包括压重）均按自重荷载计入。

4.0.2 本条同原规范 6.2 节。

由于启闭力在启闭过程中是变化的，所以这里所指的是在启闭过程中可能发生的最大计算启闭力。启闭力的作用位置为启闭机与闸门连接的吊耳上（如有吊杆、自动挂脱梁，则为吊杆或自动挂脱梁与启闭机下吊耳连接处）。对于卷扬式启闭机即指动滑轮组下吊耳，液压启闭机、螺杆启闭机则指活塞杆下部吊耳和螺杆下部吊耳，链式启闭机则指闸门吊耳或固定在闸门上的链轮所承受的荷载。如某些移动式启闭机在编制设计任务书时，其启闭荷载中没有包括自动挂脱梁的自重，那么应该在任务书中注明，设计时则应把该部分的重量计算进去。

4.0.3 本条同原规范 6.3 节。

水利水电工程中启闭荷载和走行荷载其值往往不一致，有时可以相差一倍以上，这一特性是启闭机所特有的。所以在设计移动卷扬式启闭机时，应单独作为一个荷载因素提出，以便在使用荷载进行强度计算（如走行轮）或在荷载组合中加以考虑，使启闭机设计更加符合使用情况，同时还能节约材料。

4.0.4 本条同原规范 6.4 节。

1 走行惯性力等于启闭机自身质量和行走时允许携带的荷载（走行荷载）和走行加速度乘积的 1.5 倍，系数 1.5 是参照联邦德国标准 DIN15018 规定：是考虑动力对结构产生的效应。《起重机设计规范》（GB/T 3811）中也是乘以系数 1.5。

2 回转、变幅机构运动时的水平力，其吊重绳偏摆角 α_I 、 α_{II} 系参照《起重机设计规范》（GB/T 3811）附录 D 中有关数值。系数 1.5 也是参照联邦德国标准 DIN15018 规定。《起重机设计规范》中也是乘以系数 1.5。

3 移动式启闭机由于制造、安装上的原因，实际上在行走时不可能是一条直线或规定的曲线，而是不规则的折线或曲线。因此在行走时必然有偏斜现象出现，也就会产生水平侧向力。其计算可参考本规范附录 C。

4.0.5 本条同原规范 6.5 节。

1 碰撞荷载的值取决于设备的自身质量、走行荷载和走行速度。《起重机设计手册》提到对于桥式类型起重机，可取 $v_0 = (0.3 \sim 0.7) v_{\text{额}}$ ，对于高速走行的装卸桥小车或全部是驱动轮的起重机，可取 $v_0 \approx v_{\text{额}}$ （ $v_{\text{额}}$ 为额定走行速度）。《起重机设计规范》（GB/T 3811）则提出不小于额定走行速度的 50%。据了解“不小于 0.5 倍的额定走行速度”是根据我国历年起重机的设计经验和产品的实际情况提出的。考虑到水利水电工程用的移动式启闭机，作为工程的永久设备其走行限位开关均应齐全，且走行速度一般在 20m/min 左右，和其他起重机相比速度较低，但其重要程度较高。所以本规范取不小于 50% 的额定运行速度作为碰撞速度，这也和《起重机设计规范》（GB/T 3811）相一致。

对于缓冲器的固定连接和缓冲器的止挡件，要求按额定走行速度下碰撞的条件进行计算，主要是处于安全起见。

2 启闭机的吊重能自由摆动时，碰撞时吊重所具有的动能转化为自身位能的变化，故计算碰撞荷载时不考虑吊重所具有的动能。而对于装有导架以限制吊重摆动的启闭机，应将吊重计算在内。

4.0.6 本条同原规范 6.6 节。

计算风压 q 的基准面，按照我国有关规定是按空旷平地，离地 10m 高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 2min 时距平均风速考虑。前苏联《水工建筑物的启闭机械》一书中 q 的基准面按最低水位算起，但这种情况甚少出现，而最低运行水位出现情况可能较多。我们认为在水利水电工程中，如按离地 10m 高（如坝顶门机按坝顶高程，尾水门机按尾水平台高程）作为计算风压 q 的基准面，似乎并不安全。按最低运行水位（如坝顶门机按上游最低运行水位，尾水门机按尾水最低运行水位）可能比较接近实际情况。所以在本规范中制定为：移动式启闭机按最低运行水位为基准面进行计算。

本标准表 4.0.6-1 风压计算值是摘录《起重机设计规范》(GB/T 3811) 表 4，其中台湾省及海南省原为台湾省及南海诸岛，由于我国行政区变动，海南岛及南海诸岛划为海南省，故改为现在名称。各国使用的工作风压值见表 2。

表 2 不同国家使用的工作风压值的比较 单位: N/m^2

国 别	内陆风压	沿海风压
联邦德国	250	250
前苏联	150	250
日本	170	170
英国	250	250
美国	250	250
法国	250	250
中国	150	250

从上面风压值可以知道各国的工作风压大体上比较接近。本规范使用的工作风压大体上可以概括为：内陆的工作状态计算风压相当于 5~6 级风（风速为 15.6m/s），沿海的工作状态计算风压相当于 6~7 级风（风速为 20.19m/s）。但很多情况下，水利

水电工程各类资料较完整，因此可以参照当地多年气象资料进行计算，确定计算风压。

工作状态计算风压不考虑高度变化，主要是使计算工作简单化和偏于安全，我们要求在门机顶部装设风速仪来限制工作时的风速不超过工作要求的极限值。

计算非工作状态风压时，按照习惯，沿高度划分成 20m 高的等风压区较合适，因为划分过细使计算繁琐，划分过粗则误差太大。

本规范表 4.0.6-2 所示风力系数 C 摘自《起重机设计规范》(GB/T 3811) 表 6。风压高度变化系数 K_h 见表 3。

表 3 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
陆地 $(h/10)^{0.3}$	1.00	1.23	1.39	1.51	1.62	1.71	1.79	1.86
海上及海岛 $(h/10)^{0.2}$	1.00	1.15	1.25	1.32	1.38	1.43	1.47	1.52
离地(海)面高度 h (m)	90	100	110	120	130	140	150	200
陆地 $(h/10)^{0.3}$	1.93	1.99	2.05	2.11	2.16	2.20	2.25	2.45
海上及海岛 $(h/10)^{0.2}$	1.55	1.58	1.61	1.64	1.67	1.69	1.72	1.82
注：计算风荷载时，可沿高度分成 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。								

4.0.7 本条为原规范 6.7 节的修订，内容变化不大。

温度荷载一般不考虑，这是因为启闭机的支承跨度一般均较小，温度变化影响不大。

4.0.8 本条同原规范 6.8 节。

安装荷载应考虑，这是因为在安装过程中，一方面要把风荷载予以考虑，同时要考虑安装时要起吊的部件、构件吊点位置的强度和对其自身可能产生的变形，这些在设计时应加以考虑。

4.0.9 本条为原规范 6.9 节的修订，增加了冰荷载内容。

我国地域扩大，南方炎热，北方和西北方寒冷，因此冰、雪荷载应根据当地情况考虑。也应考虑由于冰、雪积结引起受风面积的增大。

4.0.10 本条同原规范 6.10 节。

坡度荷载在《起重机设计规范》(GB/T 3811) 中规定为：当坡度为 0.5% 以下时可不计算坡度荷载。欧洲搬运工程协会 (FEM) 标准中的起重机械设计规范规定：轨道滚动面相对于理论位置，其纵向和横向的倾斜度不应超过 0.3%；在轨道总长度内，最大侧向允差为 $\pm 10\text{mm}$ ，在 2m 的轨道长度范围内，不应超过 $\pm 1\text{mm}$ 。《水利水电工程启闭机制造、安装及验收规范》(DL/T 5019) 中 7.2.3 的要求远较国家标准的《起重机设计规范》(GB/T 3811) 严格，如轨道纵向不平度小于 1/1500 且全程不超过 2mm 等。在本标准中确定坡度不超过 0.3% 时可不计算坡度荷载，也就是在一般情况下可以不计算坡度荷载，如有需要也可按 0.3% 计算。

4.0.11 本条同原规范 6.11 节。

根据有关资料介绍，由于水库的形成有时诱发地震，所以在启闭机设计中，应根据当地有关资料以决定考虑与否。前苏联《水工建筑物的启闭机械》一书中提出：“当启闭机所在地区的震级大于 6 级时，应考虑地震荷载，并按建筑法规 (СННП) II—69 计算”。前苏联 1971 年出版的《起重机手册》中提到：“在地震区安装高架起重机应考虑水平地震荷载作用。水平地震荷载 $P = KG$ ，式中： G 为起重机自重或所考虑部分的重量； K 为与地震烈度有关的地震系数。7 度区：0.025，8 度区：0.05；9 度区：0.1”。在日本工业规范《起重机钢结构部分计算标准》(JISB 882—1976) 中提到：“对运行起重机、固定起重机均按

20%自重的水平荷载考虑。但不考虑用钢丝绳悬挂的物品的水平荷载。”考虑了上述情况，本规范规定：“当启闭机工作地区的地震烈度大于或等于7度时，应考虑地震水平荷载。

4.0.12 本条为原规范6.12节的修订。

启闭机调试和安装完成后，在正式使用前，应进行动载和静载试验。一般情况下，应尽可能使用试重块进行试验（龙羊峡5000kN门机和小浪底4000kN门机等均采用了试重块试验），不要采用闸门自身进行试验，以防发生意外。对于大容量的移动式启闭机如果各方面条件限制实在无法采用试重块进行试验，也可考虑采用液压测力计进行试验，但无法进行动载试验，动载试验仍须采用别的方法进行。为达到试验目的，试验必须按《起重机试验规范和程序》（GB/T 5905）和《水利水电工程启闭机制造、安装及验收规范》（DL/T 5019）的规定制订详细的试验步骤，明确加载位置、加载次序、加载时间和方法等。

启闭机的动载和静载试验主要是针对卷扬式启闭机的。液压启闭机应按规定的试验压力分别进行系统试验和缸体试验。

5 材 料

5.1、5.2 本条为原规范 7.1 节、7.2 节两节的修订。

这两条为启闭机常用的铸、锻件材料，包括铸钢件、铸铁件、铜合金铸件和锻钢等。主要修订内容为采用了一些新的材料标准和材料代号。其中合金钢铸件采用了 2006 年的新标准——《大型低合金钢铸件》(JB/T 6402)；不锈钢锻件也采用了 2006 年标准——《大型不锈钢、耐酸、耐热钢锻件》(JB/T 6398)；在 JB/T 6402 中，采用 ZG35Cr1Mo、ZG42Cr1Mo 和 ZG40Cr1 替代了《合金铸件》(JB/ZQ 4297) 中的 ZG35CrMo、ZG42CrMo 和 ZG40Cr。

由于启闭机的材料使用品种较多，同时材料品种发展也较快，所以在本标准中所列出的仅为常用的主要材料，根据我国新材料发展情况，对于未列出的或者其他新型材料，如 MG 系列工程塑料合金和 FZ 型钢背聚甲醛三层复合材料等，也可根据不同情况使用。

5.3 本节为原规范 7.3 节的修订。

修订内容主要有：①原规范中 16Mn 材料修订为 Q345；②增加了沸腾钢在焊接结构上的限用内容；③增加了不锈钢板材、型材的内容。

由于国家新材料标准的发布实施，老的 16Mn 材料已为 Q345 所替代，故本规范相应改之。

由于近年来炼钢工艺的发展与进步，国内钢材大部分都已是半沸腾钢或镇静钢，且镇静钢材质量优于沸腾钢，故推荐使用镇静钢。引入了《钢结构设计规范》(GB 50017) 的不应采用沸腾钢的规定。

以往对钢材冲击韧性、特别是低温使用的钢材应具有何种低温下的冲击韧性性能的规定不够明确，本节引用《钢结构设计规范》(GB 50017) 中第 3.3.4 条的内容，作了明确规定。

在低合金结构钢系列中，Q390 也可用于起重机械较高荷载的焊接结构，相当于旧标准的 15MnTi、15MnV 和 16MnNb，但因在水电工程启闭机上使用较少，所以在本规范中未予列出，如确有需要也可使用，以积累经验，为以后规范修编作准备。

5.4 本节为原规范 7.4 节的修订。

连接材料分为焊接、铆接和螺栓连接三部分。

焊接用焊条应选择与主体金属强度相适应的牌号，对于 Q235 则选择《碳钢焊条》(GB 5117) 中 E43 焊条系列，对于 Q345 钢则选择 E50 焊条系列。当 Q235 与 Q345 钢焊接时，从连接韧性和经济方面考虑宜用 E43 系列的焊接材料。

铆接连接虽在启闭机设计中很少采用，但现阶段个别情况下还有可能会采用，故仍予保留，并用新标准予以替代；铆钉材料标准由《铆钉技术条件》(GB/T 116—1986) 改为《标准件用碳素钢热轧圆钢》(GB/T 715—1989)，钢号由 ML2、ML3 改为 BL2、BL3。一般结构件为 Q235 时选用 BL2，结构件为 Q345 时选用 BL3。

螺栓连接包括一般螺栓、不锈钢螺栓和高强度螺栓 3 种，其材料性能都按有关国标要求列出。新版的《紧固件机械性能 不锈钢螺栓、螺钉和螺柱》(GB/T 3098.6) 中只包括不锈钢螺栓、螺钉和螺柱，不锈钢螺母在《紧固件机械性能 不锈钢螺母》(GB/T 3098.15) 中进行规定。

6 卷扬式启闭机

6.1 起升机构

6.1.1 本条为原规范 8.1.1 条的修订，仅文字方面的修整，内容基本未变。

起升机构电动机的选择，主要是考虑：①按荷载值及启闭速度确定功率；②根据启闭机的类型选择电动机型式。

由于闸门在启闭过程中，启闭荷载是随着不同开度而变化。如果采用最大启闭荷载作为计算电动机容量的依据，则一般可不校验过载和发热。当荷载按等效的启闭荷载（如采用分段计算启闭荷载）作为计算电动机容量的依据，特别是高扬程启闭机，则应校验其过载和发热。

一般卷扬式启闭机的起升机构的工作特性为满载启动、工作时间短而停歇时间长，所以电动机应按满载启动、短时或断续工作制选择力矩倍数较大的冶金及起重用电动机。

启闭机起升机构的速度一般均不太大（除有快速下门要求的启闭机外），大多数在 $1\sim 2.5\text{m}/\text{min}$ 范围内，因此平均加速度一般情况下不会太大。平均加速度如果太大则易造成过大冲击。参阅《起重机设计手册》，可以认为机构的平均加速度，在一般情况下小于 $0.3\text{m}/\text{s}^2$ 是合适的，对启闭机而言也是可以达到的。至于快速闸门启闭机，由于其快速下降速度由孔口高度和关闭时间决定，应在满足关闭时间的要求下，尽量加长起动时间，以求得运行平稳。

启闭机起升机构电动机的选择，还应考虑其工作方式及闸门的工作性质。现按一般情况提出如下意见供参考：

(1) 按最大启闭荷载计算的低扬程启闭机，其电动机可考虑按 $FC=15\%$ 或按 10min 短期工作进行选择。

(2) 按最大启闭荷载计算的高扬程启闭机，其电动机可考虑

按 $FC=25\%$ 或按 30min 短期工作选用。

(3) 按等效启闭荷载计算的启闭机，其电动机一般可按 $FC=25\%$ 或按 30min 短期工作选用。如其工作较为频繁，则可上提一级即按 $FC=40\%$ 或按 60min 短期工作选用。

(4) 对于海拔高于 1000m 的使用场地，则应考虑适当加大电动机容量。

(5) 当启闭机工作级别为 Q_1 时，一般可按 $FC=15\%$ 或按 10min 短期工作选取；为 Q_2 时一般可按 $FC=25\%$ 或 30min 短期工作选取；为 Q_3 时一般可按 $FC=40\%$ 或按 60min 选取；当为 Q_4 时，一般可按 $FC=60\%$ 或 90min 短期工作选取。此处给出的仅是一些大致原则，可供参考，实际选用应视具体情况而定，不能完全照套。

6.1.2 本条为原规范 8.1.2 条的修订。

与液压启闭机和螺杆启闭机不同，卷扬式启闭机的起升机构的制动器是必须设置的安全装置，其型式应是常闭式的支持制动器，这是保证在停电状态下，机构始终处于制动状态，使荷载不会自动坠落。由于制动装置的选择一般是以最大外荷载为依据，所以制动安全系数是比较安全的。

制动轮的安装位置：制动轮应装在与传动机构刚性连接的轴上。这句话的意思是制动轮既可以装在电动机轴上，也可以装在减速机轴上，不能装在浮动的轴上。考虑到电动机的故障机率高干减速机，为防止电机拆下后卷筒发生转动，建议制动轮装在减速机轴上。

对于一套驱动装置设两个制动器和两套刚性联接的驱动装置设四个制动器的情况，制动器根据使用要求的不同，其安装位置有所不同：

仅以平稳制动、减小制动冲击为目的时，制动器可以全部安装在高速输入轴上。松闸时同时打开全部制动器，制动时依次抱闸。对于一套驱动装置设两个制动器的机构，先投入一个，再延时投入另一个。对于两套刚性联接的驱动装置设四个制动器的机

构，先投入两个，再延时并同时投入另外两个。

若处于安全目的（如防止高速级制动轮轴或其后轴系发生断裂后吊物坠落等），或需考虑启闭机工作时电动机或减速机发生严重故障，需要拆卸、更换，则应考虑在卷筒上安装制动器，称为安全制动器，与此对应的输入轴上的制动器称为工作制动器。安全制动器一般可采用盘式制动器，也可采用带式制动器。对于一套驱动装置设两个制动器的机构，在高速输入轴上设一个工作制动器，在卷筒上设一个安全制动器。对于两套刚性联接的驱动装置设四个制动器的机构，在高速输入轴共设两个工作制动器，在每个卷筒上各设一个安全制动器。启闭机抱闸时，工作制动器先投入，安全制动器延时投入。

在卷筒上设置安全制动器一般是针对特别重要的启闭机，这样做对启闭机的安全是有好处的。但卷筒上的扭矩通常是输入轴扭矩的几百倍，常常需要在卷筒上安装较大的制动盘，并需选用有更大制动力的制动器，这会导致启闭机的成本加大。欧美国家多见于重要的冶金起重机上才安装安全制动器，且能够在物体坠落中通过卷筒旋转产生的离心力自动投入，国内尚无此产品，目前国内所谓“安全制动器”的概念与国外的是有区别的。

6.1.3 本条为原规范 8.1.3 条的修订。

大、中容量的启闭机一般均有减速器（一台或二台）和开式齿轮传动组成。由于减速器专业标准已有如“起重机减速器”等，所以选用标准减速器便于设计制造和降低成本。由于机械制造技术的发展，各种大传动比标准减速器的推出，如“三环减速器”等，可以在设计时通过经济比较采用闭式传动，优点是整体结构尺寸较小，维护方便。

根据了解，开式齿轮的单级传动比 i 一般都不超过 6，再结合已制造过的二级和三级减速器的传动比的分配情况，推荐开式齿轮的单级传动比采用 $i \leq 6.3$ 。当然实际设计中也有大于 6.3 的，但仅是极少数而已。

6.2 走行机构

6.2.1 本条同原规范 8.2.1 条。

由于移动式启闭机一般情况下为有轨移动，所以其摩擦阻力包括带载走行时车轮轴承中的摩擦阻力，车轮踏面沿轨道的滚动阻力和由于走行时偏斜（总是不可避免的）引起的轮缘沿轨道侧面的附加摩擦阻力三部分，这三种摩擦阻力之和可按式（1）表示：

$$F_f = (Q_z + G_0) \frac{\mu d + 2k}{D} C \quad (1)$$

式中 F_f ——三种摩擦阻力之和；

Q_z ——走行荷载；

G_0 ——启闭机（或小车）自重；

D ——车轮直径；

μ ——轴承摩擦系数：滑动时 $\mu = 0.08$ ；滚动时 $\mu = 0.015$ ；

d ——轴承内径；

k ——车轮沿轨道的滚动摩擦力臂，可取 $k = 0.5\text{mm}$ ；

C ——侧向附加阻力系数， $C = 1.2 \sim 1.8$ 。

坡道阻力按本规范 4.0.10 条规定：其坡度不超过 0.3% 时，一般可以不加考虑，这是因为电动机有一定的超载能力的缘故。

风阻力按本规范 4.0.6 条的规定执行。

6.2.2 本条同原规范 8.2.2 条。

由于电动机的选择是由走行荷载产生的摩擦阻力、坡道阻力、风阻力和走行速度、机构效率等决定的，所以在一般情况下，电动机应校验过载和发热。如行程较短，也不一定非要验算。

6.2.3 本条为原规范 8.2.3 条的修订。删除部分字词。

走行机构制动器的选择，既要能满足在一定时间或一定距离内停住，又要满足尽量减少冲击力以及避免驱动轮与轨道间

打滑。

据我们了解，有些运行单位由于启闭机走行制动的冲击力较大，因此把制动器完全松开，这种做法是不合适的。正确的做法应适当调整制动力矩以满足上述要求。

6.2.4 本条为原规范 8.2.4 条的修订。

走行机构的正常工作状态是指移动式启闭机带载走行或空钩走行时的工作状态。所谓正常工作状态驱动轮最小轮压，是指在启闭机空钩走行时驱动轮的最小轮压，应按最不利的工况组合进行计算，并考虑工作状态计算风压以及惯性力的影响。

打滑验算的粘着系数，其值取自《起重机设计规范》(GB/T 3811) 和《起重机设计手册》。

6.3 回转机构

本节同原规范的 8.3 节。

因回转吊多设置在门机上起吊拦污栅或其他较小荷载，因此，回转机构的速度不要求太高，主要是考虑回转时平稳。参照《起重机设计规范》(GB/T 3811) 中提出的推荐值，即：“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 $0.1 \sim 0.3 \text{m/s}^2$ ”。荷载大者可取小值，荷载小者可取大值。

制动器的选择，国内外较多的选择可操纵的常开式制动器，以使制动平衡准确。但常闭式制动器在启闭机中比较习惯使用，启闭机的回转机构一般速度低，没有工作效率要求（如需兼作施工起重设备用，则另当别论），所以也可使用常闭式制动器，但应控制其减速度在 $0.1 \sim 0.3 \text{m/s}^2$ 范围内。

极限力矩联轴器主要应用在有自锁可能的传动机构中，如蜗轮蜗杆传动机构，这是因为当紧急制动时，如果没有极限力矩联轴器，而机构自锁，制动器与制动盘不能打滑，传动机构就要承受特大的冲击荷载，甚至引起破坏。但对非自锁的传动机构，如齿轮传动机构，当紧急制动时，力矩超过制动力矩，制动器打滑，即可起到保护作用，如果回转臂架在回转过程中碰到障碍

物，无法继续回转，此时传动机构所承受的为电动机最大力矩，传动机构应验算这一工况（即事故状态下）的静强度，确保传动机构不至破坏。

6.4 零部件的计算原则

6.4.1 同原规范 8.5.1 条。

零件的计算方法，本规范采用一般通用的方法，即静强度计算和疲劳强度计算两种。静强度计算对于大多数的启闭机零件来说是需要的，但由于启闭机的部分零件为高速传动（如高速轴），其总循环应力次数往往超过疲劳循环次数 10^7 ，所以对某些零件来说要进行疲劳强度计算。由于启闭机的零件较多，除了上述两类计算外，有的零件还需进行刚度计算，有的要进行稳定计算或临界转速计算，这些将在有关零件的计算中提出。总之，不同零件其计算要求也不同。

1 本款同原规范 8.5.2.1 款。

- 1) 起升机构零件疲劳计算的基本荷载按闸门类别和工作性质确定的启闭力传递至计算零件承受的力矩或力乘以 0.6~1.0 值为计算依据。当启闭水柱下门的“动闭静启”的事故闸门时，因为持住力为最大启闭力，启门力则较小，因此以最大下门力作为计算依据较为合适；当为检修闸门或工作闸门时，一般情况下是启门力为控制值。值 0.6~1.0 主要考虑了最大启闭力不是发生在启闭全过程，一般仅是在较短时间（如启门开始或接近闭门），水压力为全压情况，所以应考虑闸门的工作性质。对于高速轴上的零部件，考虑了动载因素和设计上的习惯，故按电动机额定力矩乘以 1.3~1.4。
- 2) 走行和回转机构零件的疲劳计算荷载，由于其低速运行质量的惯性比机构高速轴上回转件的惯性大得多。根据《起重机设计计算》（胡宗武、顾迪民编著）一书

介绍：桥机运行小车的低速惯量与高速轴上的回转件惯性之比为 $\alpha=2\sim 5$ ；大车运行机构， $\alpha=5\sim 15$ 。刚体动载系数 ϕ 与计算轴两侧的惯性比 α 及电动机起动转矩倍数 β 有关。当 $\beta=1.6\sim 2.1$ ， $\alpha=5\sim 30$ 时，可直接从图 1 中选用。

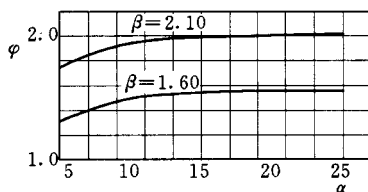


图 1 刚体动载系数

2 本款同原规范 8.5.2.2 款。

- 1) 起升机构的工作最大荷载的确定，由于荷载限制器在起升机构中作用时，一般均调整在 110% 基本荷载左右，加之荷载限制器自身的误差及相应的安全度，故选取最大启闭力的 1~1.2 倍作为计算依据，该值的选取应与 6.4.2 条 1 款选取对应，即大者选大值、小者选小值。前苏联《水工建筑物的启闭机械》一书中提出起升机构要能在超载达 25% 的情况下工作，这和本条确定的值大致相同。此外，为计算简化起见，不再考虑其他动载系数。对于高速轴上的零部件考虑到动载因素可按电动机额定转矩乘以 2.0~2.5。如果启闭机自身无荷载限制器或为遥控操作的启闭机，其零部件的强度计算应考虑以电动机最大力矩作为计算依据，这作为特殊情况来考虑。此时，零件的许用应力可取材料的 $0.9\sigma_s$ 。

- 2) 公式 (6.4.2 - 2) 摘自《起重机设计规范》(GB/T 3811)。

3 本款所同原规范 8.5.2.3 款。

本条主要适用于在室外工作的启闭机，特别是移动卷扬式启闭机，对于经常发生的大风区更不应该忽略。

4 本款同原规范 8.5.2.4 款。

特殊荷载包括缓冲器碰撞荷载、安装荷载、试验荷载，上述荷载在一般情况下是不产生的，所以作为特殊荷载对待。

6.4.3~6.4.5 本款同原规范 8.5.3~8.5.5 条。

6.4.3 条应力循环次数；6.4.4 条强度极限；6.4.5 条疲劳强度极限是参照《起重机设计规范》(GB/T 3811) 编写的。

6.4.6 本条同原规范 8.5.8 条。

原规范强度验算中强度安全系数摘自机械工业出版社 1980 年版《起重机设计手册》。对特别重要的启闭机，其安全系数还可适当加大。由于启闭机工作场所和工作对象较差（工作场所较潮湿、维护质量差、工作对象在水下情况不清），因此没有选用《起重机设计规范》(GB/T 3811) 中的强度安全系数。本次修订仍采用原规范数据。

6.4.7 本条同原规范 8.5.9 条。

磨损计算对于在运行中处于经常摩擦的零件是很重要的，所以本规范予以列上。至于磨损的计算一般早有规定，即验算覆盖面的单位面积的压力强度 p 及其与速度 v 的乘积 pv 值。

6.5 零部件的设计

6.5.1 本条同原规范 8.6.1 条。

吊钩、吊叉与吊轴为启闭机中常用零件，特别是吊轴用得较多，本条叙明这些零件的常用材料选择和计算方法。

附录 G 中关于吊板孔壁承压的许用应力的规定，闸门设计规范与启闭机设计规范差别较大。

闸门设计规范中系按许用应力表进行查取，其值约为材料屈服极限 σ_s 的 $1/3$ 。而原启闭机设计规范中取为 σ_s 的 $1/6 \sim 1/5$ ，是出自机械工业出版社出版的《起重机设计手册》。两者相比，差别较大。事实上，闸门吊耳的吊板与启闭机吊具的吊板的实际

受力是相同的，两者的应力水平相当，因此其孔壁承压的许用应力应保持统一。

张质文等主编、中国铁道出版社出版的新版《起重机设计手册》中对吊板孔壁承压的许用应力则按工作时孔壁与轴之间有无相对转动而区别对待。有相对转动时，孔壁承压的许用应力取为 σ_s 的 $1/6\sim 1/5$ ，无相对转动时取为 σ_s 的 $1/4\sim 1/3$ 。前苏联的有关资料也有根据孔壁工作状况分别选取许用应力的类似规定。我们认为这种取法较为合理，故本规范按此进行了修订。这样，对速度不高、直线运动的启闭机吊具，其吊板与轴之间基本无相对转动，孔壁承压的许用应力取为 $(1/4\sim 1/3)\sigma_s$ ，基本与闸门规范一致。对于启闭弧门的启闭机吊具（包括液压启闭机的吊头），由于吊板与吊轴有相对转动，则孔壁承压许用应力仍应取为 $(1/6\sim 1/5)\sigma_s$ 。对于启闭速度较高（如 $3\text{m}/\text{min}$ 以上）和较大冲击的情况，则孔壁承压许用应力也应取为 $(1/6\sim 1/5)\sigma_s$ 。

6.5.2 本条为原规范 8.6.2 条的修订。

1 本款提出启闭机钢丝绳宜采用镀锌钢丝绳，主要因为启闭机多使用在潮湿地区，为防止或减缓钢丝绳锈蚀，采取选用镀锌钢丝绳的措施。采用纤维芯也基于潮湿浸水这一原因。

钢丝绳的强度计算，我们采用习惯的通用方法即 $F_0 \geq nS$ ，因为这种方法比较简单。另一个计算方法是国际标准《起重机和起重机械—钢丝绳选择—第一部分：总则》（ISO 4308—1：1986）中提到的，我国起重机设计规范中也予以推荐的计算公式，见公式（2）：

$$d = C\sqrt{S} \quad (2)$$

式中 d ——钢丝绳直径，mm；

C ——与机构工作级别和钢丝绳公称抗拉强度及钢丝绳构造有关的系数；

S ——钢丝绳最大静拉力，N。

上述方法虽为 ISO 标准，但计算较为繁琐，故本规范未予推荐。

钢丝绳的安全系数和《起重机设计规范》(GB/T 3811) 中相比, 本规范相对地提高了一级。这是因为闸门荷载在水下, 钢丝绳也比较潮湿, 前苏联《水工建筑物的启闭机械》一书中提到关于轻级工作制的钢丝绳安全系数不小于 5, 中级工作制不小于 5.5; 前苏联《起重运输机械图集》提出对于机动的钢丝绳其轻级的安全系数不小于 5。所以本规范中钢丝绳安全系数除 Q_1 为 4.5 外, 取 Q_2 为 5, Q_3 、 Q_4 为 5.5 可以认为是合适的。

2 关于卷筒和滑轮的最小缠绕直径, 收资时多个单位反映, 不恰当地增加 e 将使启闭机十分笨重、庞大和昂贵; 本标准审查会时按专家组的意见, 取值范围进行了调整, 新取值与《起重机设计规范》(GB/T 3811) 对比见表 4。

表 4 卷筒和滑轮的最小缠绕直径对照表

SL 41		GB 3811		
工作级别	卷筒和滑轮 e	工作级别	卷筒 h_1	滑轮 h_2
Q_1 —轻	16~18	M1~M3	11.2~14	12.5~16
Q_2 —轻	18~20	M4	16	18
Q_3 —中	20~25	M5	18	20
Q_4 —重	20~25	M6	20	22.4

3 滑轮材料多用铸铁、球墨铸铁和铸钢铸造。铸铁滑轮(如 HT200)的工艺好, 易于切削加工, 而且对钢丝绳的损伤小, 但因强度低且较脆, 使用时易引起轮缘破裂。球墨铸铁(如 QT400—18)滑轮的工艺性较好, 且有一定的强度和冲击韧性, 使用时不易破裂。铸钢(如 ZG230—450 或 ZG270—500)滑轮的强度和冲击韧性均较高, 但工艺性较差, 且由于绳槽表面硬度高, 钢丝绳较易磨损。

用 Q235 钢制造的焊接滑轮, 其特点是重量较轻, 其性能和铸钢滑轮相似, 但目前在启闭机设计中使用较少。20 世纪 80 年代国际上出现了热轧滑轮, 我国在 1987 年 12 月对热轧滑轮进行了鉴定, 并已批量生产, 其主要特点是: 结构合理、强度高、重

量轻，比同规格的铸钢滑轮轻 40%，切削量比铸造滑轮减少约 90%，焊接加工比全焊接滑轮减少约 70%，使用寿命比一般滑轮提高 1~2 倍，目前已在启闭机上有所使用。热轧滑轮很有发展前途。

卷筒材料一般不低于 HT200 铸铁，对于大荷载的启闭机采用 ZG230—450、ZG270—500 铸钢或 Q235、Q345 钢板卷焊而成。从目前的实践来看，钢板卷焊制造多用于大荷载启闭机中，其特点是强度高、重量轻。目前有倾向于钢板卷焊制造卷筒的趋势。据了解德国多用钢板卷筒。

4 本款列出卷筒强度和稳定性计算（验算）的控制条件和内容。前两个条件用于卷筒的强度计算，第三个条件用于卷筒的稳定性验算。

卷筒在钢丝绳的拉力作用下，产生压缩、弯曲和扭转剪应力，卷筒较短时主要为压缩应力，弯曲和扭转的合成应力不超过 10%~15%，只有在卷筒较长时才计算弯曲和扭转的合成应力。《起重机设计规范》（GB/T 3811）中对卷筒稳定性验算的方法并没有做出具体规定，本规范附录 G 中的计算方法摘自机械工业出版社 1980 年出版的《起重机设计手册》。

关于多层缠绕时卷筒的压应力计算，国内有人认为应考虑启闭荷载的变化因素。从启闭机使用工况来看，若操作检修闸门，启闭荷载在启闭全程变化不大，而操作事故闸门或工作闸门时，可能出现缠绕第一层时启闭荷载较大，第二层或以上时启闭荷载往往要小很多，计入荷载变化也是合理的。但如出现闸门在门槽上部被卡阻的情况，则由于启闭机的过载保护是额定荷载的 1.1 倍，而此时卷筒上的缠绕层数也较多，卷筒表面的压应力就很大。这时，按荷载随层数变化设计的卷筒就不安全。另外，多层缠绕的启闭机在进行动、静负荷试验时是在钢丝绳处于最上面一层时进行的，特别是静负荷试验，荷载是很大的。而且试验期间常常要进行一些有关刚度的测量工作，因此负荷的作用时间也较长。如试验中考虑荷载的变化问题，则试验过程将会很不方便。

为此，本次修订仍维持原计算方法。

关于卷筒的稳定性验算问题，国内的一些出版物中介绍的方法并不一致。如大连起重机器厂编著、辽宁人民出版社 1979 年出版的《起重机设计手册》和张质文等主编、中国铁道出版社 1998 年出版的《起重机设计手册》以及其他一些有关起重机械的出版物中介绍的卷筒稳定性验算方法与机械工业出版社 1980 年出版的《起重机设计手册》就有些不同。主要是在稳定验算条件、验算公式和稳定安全系数上有差异。如安全系数 K ，就有 $K \geq 1.3 \sim 1.5$ 、 $K \geq 2$ 和 $K \geq 2 \sim 2.5$ 等。目前，国内采用较多的是机械工业出版社 1980 年出版的《起重机设计手册》介绍的验算方法，这也是本规范采用的验算方法。

卷筒的稳定性可近似看作筒壳类结构的稳定性问题，钢丝绳箍紧卷筒产生的压力类似于两端简支的筒壳受均布外压的情形。国外一些致力于薄壳结构稳定性研究的学者根据圆柱形筒壳长度、壁厚和直径的相互关系，大体上将这种筒壳分为短壳、中长壳和长壳，并分别给出了稳定性临界径向压应力的计算公式。但这些公式都是在“理想筒壳”（材料无任何缺陷，筒壳在径向或轴向均无任何变形）条件下推导的，当筒壳上除作用均布外压以外，还作用有集中力和（或）弯矩时，这些公式就不适用。

国内近几年也有人对起重机卷筒的设计计算进行了专门研究，推导出了计算公式，并已应用实例中。总的来看，用这些新公式计算的卷筒壁厚较薄。由于这些公式的形式和计算结果尚存在不少差异，仍需进一步实践验证，目前尚未被广泛接受。

考虑到上述因素，本次修订仍维持了原规范推荐的卷筒稳定性计算方法。但须指出的是，原计算公式只适用于钢丝绳单层缠绕的情况。当为多层缠绕时，应像计算卷筒压应力那样，考虑多层缠绕系数 A 的影响。

6.5.3 本条为原规范 8.6.3 条的修订。

原规范条文说明表 8.6.3 中列有硬齿面类型，但对应的正文中未提及。故在闭式齿轮传动的齿面硬度类型中增加了硬齿面型式。

配对齿轮应采用不同的材料，以避免发生胶合现象。大、小齿轮均为软齿面或中硬齿面时，其齿面硬度应有所差别；均为硬齿面时，则齿面硬度大致相同；当软、硬齿面配对时，则齿面硬度相差很大。齿轮工作面硬度及其组合应用举例见表 5。

目前国内还流行一种所谓的“中硬齿面”类型，硬度值在 290HB~360HB 左右，这种齿面介于软齿面硬度的上限和硬齿面硬度的下限范围内，实际上属于软齿面或软硬组合齿面类型，目前尚无统一值。这种齿轮对的齿面硬度差一般为 30HB。

关于齿轮计算目前国内常用的方法有两种：一种为前苏联资料中介绍的，我国早期的《起重机设计手册》等资料中推荐的方法。这种方法计算较为简便，自 20 世纪 50 年代就在中国使用，基本上经过了实践的考验。另一种是《起重机设计规范》(GB/T 3811) 附录中推荐的方法，即 ISO 的齿轮强度计算法，计算较为繁琐。这两种计算方法的计算结果有较大差异，前者的计算结果用后者计算时往往通不过，具体哪种方法更符合实际尚需进一步研究，故本次修订仍不作硬性规定。

6.5.4 本条同原规范 8.6.4 条。

本规范只列出轴的常用材料。由于材料工业发展较快，所以不限于列出的那些材料。

对于初步计算的转轴和心轴，其许用弯曲应力值可按《机械设计手册》中列出的轴的材料牌号和强度极限选用。

启闭机的工作小时数，按 1.0.3 条中表 1.0.3-1 取为 800~6300h。经初步核算某些高速轴零件的循环数已超过 10^7 次，如高速轴的转速为 1000r/min，则 800h 高速轴的循环次数 $n=1000 \times 60 \times 800 = 4.8 \times 10^7$ 次。所以对称循环的许用弯曲应力 $[\sigma_{-1}]$ 在启闭机设计中有必要加以限定。

轴的最大挠度不超过支点间距的 0.0003、最大偏转角不超过 0.001 弧度摘自前苏联《起重机构和起重运输机械零件的计算》。我国化工出版社第四版第二卷《机械设计手册》表 6-1-42 规定：一般用途的轴允许挠度不超过支点间距的 0.0003~0.0005，

表 5 齿轮工作面硬度及其组合应用举例

齿面类型	齿轮种类	热处理		两轮工作面硬度差	工作面硬度组合举例		备注
		小齿轮	大齿轮		小齿轮	大齿轮	
软齿面 ($HB \leq 350$)	直齿	调质	正火	$20 \sim 25 \geq (HB) 1_{min}$ $-(HB) 2_{max} > 0$	HB240~270	HB180~210	用于重载中低速固定式传动装置
			调质		HB260~290	HB220~250	
	斜齿及人字齿	调质	正火	$(HB) 1_{min} - (HB) 2_{max}$ $\geq 20 \sim 30$	HB240~270	HB160~190	
			正火		HB260~290	HB180~210	
		调质	HB270~300		HB220~250		
		调质	HRC45~50		HB270~300		
软硬组合齿面 $HB1 > 350$ $HB2 \leq 350$	斜齿及人字齿	表面淬火	齿面硬度差很大	HRC45~50	HB200~230	用于负载冲击及过载都不大的重载中低速固定式传动装置	
		调质		HRC45~50	HB200~230		
	渗碳	HRC56~62		HB200~230			
硬齿面 ($HB > 350$)	直齿斜齿及人字齿	表面淬火	齿面硬度大致相同	HRC45~50		用在传动尺寸受结构条件限制和运输机械上的传动装置	
		渗碳		HRC56~62			

金属切削机床主轴不超过支点间距的 0.0002；至于轴的允许偏转角，在滑动轴承处为 0.001 弧度，在安装齿轮处为 0.0001~0.0002 弧度。两者相比，本规范取值基本上是合适的。对轴的许用扭转角，按《机械设计手册》表 6-1-20 注 2：“许用扭转角 ϕ_p 的选用，对于要求精密、稳定的传动，可取 $\phi_p=0.25\sim 0.5$ ($^\circ$)/m；对于一般传动，可取 $\phi_p=0.5\sim 1$ ($^\circ$)/m”。综合上述情况，我们选取 $[\phi] \leq 0.5$ ($^\circ$)/m。轴的临界转速计算摘自《起重机设计规范》(GB/T 3811) 4.3.9 条。

6.5.5 本条为原规范 8.6.5 条的修订。

删去了“在启动前对高速级啮合齿轮进行喷射润滑”，此要求放到安装验收规范更合适。

启闭机使用的减速器，其特点是短时断续工作，直接满载启动（起升机构经常带载启动）。根据使用经验，这种工作方式，容易使齿轮齿面干接触工作而引起严重磨损和胶合。因此减速器应有良好的润滑措施。

目前减速器壳体由铸造向焊接发展，特别是国外（如德国）生产的减速器壳体多用钢板焊接，其特点是重量轻、强度高、造型美观。由于启闭机制造厂家目前很少有此条件，故这里不提壳体的制造焊接要求。目前起重机用减速器多采用专业标准《起重机底座式减速器》(ZBJ 19) 规定的“起重机底座式减速器”、“起重机减速器”等，当使用能满足要求时，应尽量选用标准型减速器。

6.5.6 本条为原规范 8.6.6 条的修订。修正了原文中公式编号错误。

启闭机中使用的联轴器，目前大多为齿轮联轴器（包括全齿轮联轴器和半齿轮联轴器）和弹性销柱联轴器或梅花形联轴器，本条所列安全系数 n 值仍采用原规范取值。

6.5.7 本条同原规范 8.6.7 条。

启闭机采用的轴承，除了经常浸水的高扬程启闭机的动滑轮组以外，现在愈来愈多地在其他部位采用滚动轴承。滚动轴承的

选用，在已知荷载条件下，可参照滚动轴承计算方法进行选择。滑动轴承主要是验算压强 p 及其转动摩擦面的相对滑动线速度 v 的乘积。滑动轴承的材料除铜合金外，还有复合轴套和胶木轴瓦。前者已有相当多的设计院在采用，其主要优点是自润滑和摩擦系数较铜瓦小；后者较多的使用在钢铁厂中，但在水电系统的启闭机目前很少采用。

6.5.8 本条为原规范 8.6.8 条的修订。

荷载限制器是起升机构必需的安全装置，常用的荷载限制器有机械式（如杠杆式或偏心式）和电子式（如压力传感器等）。过去多采用机械式。随着电子技术的不断发展，电子式荷载限制器产品日趋完善，除控制精度提高外，功能上也有所增加，可兼有“超载”和“欠载”两种保护功能，目前已成为主流，因此，本规范推荐选用电子式荷载限制器。

6.5.9 本条为原规范 8.6.9 条的修订。

本规范推荐选用电子式扬程指示装置。

扬程指示及位置控制是启闭机不可缺少的部分。当使用电子显示时扬程指示的误差范围一般显示分辨率不应大于 10mm，每 100m 内的测量误差不应大于 50mm。对于导流洞封孔闸门，由于封孔需要必须把闸门沉放到底坎，否则容易发生大事故，所以启闭机高度指示精度如果达不到上述要求，则尚应采取其他措施给予解决。

位置控制包括扬程上、下极限位置和某些中间位置（如闸门充水需要）、走行机构的端部行程限位和回转机构的回转限位，这些安全设备甚为重要（对于扬程的上限位置控制有时搞两套），因此切勿疏忽。

6.5.10 本条为原规范 8.6.10 条的修订。

缓冲器虽然不经常使用，但操作失灵就有可能使用。因此缓冲器壳体应按启闭机额定走行速度碰撞时发生的最大撞击力作为设计依据。强度安全系数 1.15 取自《起重机设计规范》（GB/T 3811）。缓冲器型式最初（20 世纪 50 年代）多为木质，后来较

多采用弹簧缓冲器或液压缓冲器。近些年来，水利水电工程的启闭机，由于运行速度相对不快，多采用橡胶缓冲器。

6.5.11 本条同原规范 8.6.11 条。

车轮踏面的疲劳计算主要用于启闭机携带走行荷载走行时（计算见附录 G.3），其中 P_{\max} 应理解为携带额定走行荷载且小车在一侧位置时引起的大车（或小车）最大轮压， P_{\min} 为空载走行时的最小轮压。关于轮压的计算，《起重机设计手册》和《起重机设计规范》（GB/T 3811）中采用的公式并不相同。

《起重机设计手册》中轮压计算方法：

等效走行荷载为 $Q_{\text{等效}} = \psi Q_{\text{走}}$ ，其中取 $\psi = 0.5 \sim 0.75$ ，由 $Q_{\text{等效}}$ 计算等效轮压 $P_{\text{等效}}$ ；无悬臂时其小车位置取距离支点 $1/4$ 跨度处；当有悬臂时，小车位置取在支承腿上；对于带悬臂吊的，取支承腿上最大轮压的 0.75 倍。

计算轮压 $P_{\text{计}} = K_1 \nu P_{\text{等效}}$ 。

其中 K_1 为冲击系数，取 $K_1 = 1$ ； ν 值当 $Q_{\text{等效}}/G = 0.5 \sim 1.1$ 时， $\nu = 0.86 \sim 0.82$ ，当假设 $Q_{\text{等效}} = 0.6Q_{\text{走}}$ ，而 $Q_{\text{等效}}/G = 0.5$ ，此时 $\nu = 0.86$ 。当小车位于 $1/4$ 跨度处，由荷载引起的轮压为 $P_{\text{载}} = (3/4) \times (Q_{\text{等}}/n)$ （ n 为一侧走轮数）。由自重引起的轮压为 $P_{\text{自重}} \approx G/2n$ ，等效轮压为 $P_{\text{等效}} = [(3/4) \times (Q_{\text{等}}/n)] + G/2n = (3Q_{\text{等}} + 2G) / 4n$ 。

故计算轮压为： $P_{\text{计}} = K_1 \nu P_{\text{等效}} = 1 \times 0.86 \times (3Q_{\text{等}} + 2G) / 4n = 0.645Q_{\text{等}}/n + 0.43G/n$ 。

《起重机设计规范》中轮压计算方法：

$P_c = (2P_{\max} + P_{\min}) / 3$ 。

其中 $P_{\max} = (G/2n) + (3Q/4n) = (G/2n) + [3Q_{\text{等效}} / (4n \times 0.6)] = (2G + 5Q_{\text{等效}}) / 4n$ ， $P_{\min} = G/2n$ 。

故计算轮压为： $P_c = (2P_{\max} + P_{\min}) / 3 = [(2G + 5Q_{\text{等效}}) / 2n + G/2n] / 3 = (3G + 5Q_{\text{等效}}) / 6n = 0.833Q_{\text{等}}/n + 0.5G/n$ 。

两种计算结果进行比较可以看出，《起重机设计规范》（GB/T 3811）的计算方法（西欧规范的轮压计算公式）更为简便、安

全。强度计算荷载为启闭机（小车）在启闭闸门时产生的最大轮压。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。如需要采用更大直径的车轮，则车轮与轨道间的许用压力应降低。

移动式启闭机轨道的选用，根据以往经验，轮压较小的应尽量选用铁路钢轨。这种钢轨自重轻，价格较便宜。轮压大时可选用 QU 型起重机专用钢轨。电动葫芦采用热轧工字钢。

启闭机的轨道基础多为混凝土，所以计算轨道时，混凝土的承压强度应作为计算的主要内容。此外，轨道颈部的挤压应力、轨道横断面的弯曲应力和轨道底板的弯曲应力，在一般的起重机设计资料中并无介绍。本标准附录 G.4 的计算公式借鉴了《水利水电工程钢闸门设计规范》（DL/T 5013）附录中采用的闸门定轮轨道的计算公式。

电动葫芦用的工字钢轨道计算，可按一般起重机设计资料中介绍的方法进行。至于多支承点的工字钢轨道，可以按连续梁计算弯矩和反力，并对照电动葫芦产品样本上允许的工字钢型号（主要是工字钢下翼缘能否支承电动葫芦走轮）进行选定，然后验算稳定和刚度，计算支承点所需固定螺栓直径和数量。

6.6 结构设计计算

6.6.1 本条由原规范 9.1 节修订，其计算方法内容移至 1.0.11 条与原规范第 4.0.7 条合并。

本规范考虑到启闭机的工作特点，不考虑结构的疲劳强度计算。但由于启闭机启闭闸门时水下情况不清，据了解由于摩阻力的变化，启闭机超载情况时有发生。同时为了简化计算，取消各类动力系数，按两类荷载情况进行强度和稳定计算。第 I 类荷载按工作时的最大荷载进行强度、刚度和稳定性计算；第 II 类荷载按非工作时的最大荷载或工作时的特殊荷载进行强度和稳定性的验算。和《起重机设计规范》（GB/T 3811）、《起重机设计手册》相比较，实质上是去掉了疲劳强度计算。

由于启闭机的启闭荷载和走行荷载往往不一致，所以本规范把这两种情况均作为第Ⅰ类荷载计算。

6.6.2 本条同原规范 9.2 节。

移动式启闭机结构的荷载组合是根据启闭机工作时可能发生的荷载而组合，启闭机荷载组合分为基本组合和特殊组合，其中基本组合有 5 种工况，特殊组合为 4 种工况，不同的荷载组合用来计算结构的不同部位。

6.6.3 本条为原规范 9.3.1~9.3.5 条的修订。

设计原则仍推荐采用许用应力方法。

原规范表 9.3.1~表 9.3.4 中 16Mn 材料全部修订为 Q345 材料。由于钢材的新国标中 Q235 和 Q345 按屈服强度不同的厚度分组已经改变，第四组钢板厚度已达到了 100mm，故本规范在修订中对钢材的尺寸分组及许用应力也相应作了一些调整。调整后的应力取值仍采用钢闸门设计规范中采用的换算系数。

根据审查会专家组意见，焊缝无损探伤现应用非常普遍，不推荐原规范表 9.3.3 中检查焊缝质量的普通方法，故删去焊接方法分类、检测方法分类和对应的抗拉许用应力取值，如规范中表 6.6.3-3。

修订后的应力取值总体上仍低于《起重机设计手册》，安全度也仍高于现行的《钢结构设计规范》(GB 50017—2003)。主要还是考虑了启闭机结构计算中未考虑动力系数以及行业规范高于国标的特点。

6.6.4 本条为原规范 9.4.1~9.4.3 条的修订。

本规范仍采用许用应力算法，主要是考虑与《起重机设计规范》(GB/T 3811) 以及《水利水电工程钢闸门设计规范》(DL/T 5013) 的衔接。在《起重机设计规范》(GB/T 3811) 中计算方法以许用应力算法为主，而现行的《钢结构设计规范》(GB 50017—2003) 则采用以概率理论为基础的极限状态设计方法。因此，两个规范中有关结构计算的公式有些差异。据资料介绍，按新版《钢结构设计规范》(GB 50017—2003) 设计的结构

安全度有所提高，材料用量约增加 10%。考虑到本规范与《起重机设计规范》(GB/T 3811) 和《水利水电工程钢闸门设计规范》(DL/T 5013) 的协调问题，故本规范仍采用原规范的计算公式。当然，计算中也可采用《钢结构设计规范》推荐的强度计算公式进行计算，但强度设计值应适当降低。

焊接连接的强度计算公式 (6.6.4-5) 以及高强度螺栓连接的强度计算同原规范。

6.6.5 本条同原规范 9.5.1~9.5.6 条。

表 6.6.5-1 构件许用长细比 $[\lambda]$ 采用原规范。式 (6.6.5-1) 和表 6.6.5-2 格构式构件换算长细比 λ_h 计算公式均摘自《起重机设计规范》(GB/T 3811)。

受弯构件可不计算整体稳定性的规定和表 6.6.5-3 均摘自《起重机设计手册》和《起重机设计规范》(GB/T 3811)。

板的局部稳定，包括腹板的局部稳定、受压翼缘板的局部稳定和板的局部稳定性计算三部分。其中第一部分和第二部分均参照《起重机设计手册》而编写；板的局部稳定性计算方法见附录 K，摘自《起重机设计规范》。

加劲肋的构造尺寸要求是参照《起重机设计规范》(GB/T 3811) 和《起重机设计手册》而编写，其中有关公式也摘自上述两份资料。

6.6.6 本条为原规范 9.6 节的修订。原文中“刚度”、“刚性”用词统一修订为刚度，明确了卷扬式启闭机的静态刚度要求。

刚度值的采用主要是为了保证启闭机能正常运行，小车的刚度要求主要是保证机械设备的正常运行，门架或桥架的刚度要求保证小车能正常运行。

桥式、双向门式启闭机在跨中的挠度取自《起重机设计规范》(GB/T 3811)，按式 (6.6.6-1)、式 (6.6.6-2) 控制。桥式、台车式启闭机的跨中水平变位值按式 (6.6.6-4) 控制，采用《起重机设计手册》的变位值。

门机的门架变位值，是采用《起重机设计手册》提出的

1.5‰ H (H 为大车轨面到小车轨面的高度)。我们对已建成使用的 20 余台门机进行验算,大部分均小于此值。

机械设备直接安装在其上的卷扬机架、小车架、台车架、单向门机门架,为不影响机械传动,刚度要求较高。本标准的许用刚度值摘自大连起重机厂编写的《起重机设计手册》中小车架控制值。

澳大利亚 1977 年的《起重机设计规范》(GB/T 3811)中(AS1418, Part3),对门机的最大计算静挠度为跨中不大于 $L/500$;悬臂端不大于 $L_c/300$ 。

上海交通大学曾对两台芬兰制造的龙门起重机进行实测,其结果跨中挠度均小于 $L/750$,悬臂挠度小于 $L_c/350$ 。欧洲共同体规范对此值无具体规定。

启闭机的动态刚度,可以用在满载情况下钢丝绳绕组的悬吊长度相当于额定起升高度时,系统在垂直方向的最低固有频率(即:满载自振频率)来表征。也可以用起重机振动系统的振动衰减时间或对数衰减率等来表征。

对一般的启闭机不规定校核动态刚度,但在用户从起重机使用条件对此有要求或启闭机设计本身认为对此性能应有要求时(如:认为对启闭机司机健康有影响,对启闭机正常工作平稳性有影响或对启闭机金属结构疲劳有影响),则进行校核,其指标由设计者与用户确定,并要在提交给用户的有关资料中注明。

6.6.7 本条同原规范 9.7.1~9.7.2 条。

门架结构型式早期设计制造的主要是板梁截面和格子截面,20 世纪 50 年代后期陆续开始设计为箱形截面。目前设计主要是箱形截面,特别是大容量更为合适。门架按运行要求可以设计成无悬臂的、单悬臂的、双悬臂的、带有悬臂吊的以及半门架的。这几种型式国内均已设计制造,在国内各水电站中运行。由于水电站门机跨度均较小,一般情况下不大于 16~20m,所以门架支腿与主梁的连接几乎全部是刚性连接,运行实践证明这样的假设也是合适的。

由于门式启闭机的荷载有启闭荷载和走行荷载两种，且启闭荷载大于走行荷载，所以在内力计算时，用启闭荷载计算门架平面内和支腿平面内的内力。前者主梁按静定结构计算，支腿按一次超静定结构计算，这是考虑到这两种工况均可能出现，按上述假定计算，对主梁和支腿均是最大内力，是偏于安全的计算。对于在支腿平面内，采用三次超静定结构计算还是按一次超静定结构计算则应根据支腿与下横梁连接处两者刚度之比来决定，这主要是为了简化计算且误差在允许范围之内。上述两类计算在大多数情况下，其选择截面可以作为设计截面，能满足强度、刚度等要求。由于门机走行时，有可能产生侧向力，故将门机走行时的各种荷载组合作为对门架结构的验算条件，以确定选择的门架结构是否满足要求。

对于大型门机，应尽可能利用电子计算机按三维有限元进行计算，其计算结果比平面体系计算更符合实际情况。

6.6.8 本条同原规范 9.8.1~9.8.5 条。

对于启闭机金属结构，其工作性能与实际构造设计及施工质量的关系极大，因此设计人员必须清楚认识到，合理的构造要求对产品的制造、安装、运行和维护等具有重要的意义。

考虑到水利水电工程地区湿度较大，从防腐蚀的观点提出主要承载构件厚度不小于 5mm。表 6.6.8-1 节点板厚度采用原规范不变。

主要承载结构件在同一连接处不允许采用混合连接方式。这是因为要保证连接处的可靠受力，所以在新设计的主要承载结构中应避免采用。

主梁上拱度，主要是为了保证启闭机在轻载时主梁成水平，跨中的上拱度取 $L/1000$ ，悬臂端的上拱度取 $L_c/350$ 。 L 为跨度， L_c 为悬臂有效工作长度。

焊缝连接是参照《起重机设计规范》(GB/T 3811) 和《起重机设计手册》有关条款编写的。在不等板厚或板宽的对接焊缝，作成不大于 1:4 的过渡斜度，目的是为了减少应力集中，

对于非主要承载结构也可不受上述限制。表 6.6.8-2 角焊缝的最小高度 $h_{w\min}$ 摘自《起重机设计规范》(GB/T 3811) 表 35。

铆钉连接和螺栓连接是参照《起重机设计手册》和《起重机设计规范》(GB/T 3811) 的内容编写的。铆钉连接在大多数设备中已被高强度螺栓替代,但少量铆钉连接有时还有使用。所以本条仍保留铆钉连接,表 6.6.8-3 铆钉和螺栓的允许距离摘自《起重机设计手册》。螺栓连接包含普通螺栓连接和高强度螺栓连接。

小车轨道的铺设,要求压板固定处正对横向加劲肋,因为该处可以作为轨道的支承点和计算相配,这样的固定要求压板成对地布置在横向加劲肋上部。大车轨道的温度伸缩一般作成 45° 斜接头,由于与伸缩缝间隙和轨道基础有关,本条未作具体规定。

考虑水工结构伸缩缝的问题,增加了“轨道接头应与水工结构伸缩缝相适应,两条轨道接头应错开布置”的要求。

走台、梯子、栏杆与司机室应符合劳动保护和安全的有关规定。司机室应有良好的视野。这对操作人员能否正确操作甚为重要。同时我国南北东西气温及其他自然条件差异很大,因此应根据不同地区采取降温或取暖措施。对于有特殊要求的应采取相应的防护措施,如广东、广西为多白蚁地区,司机室若用一般木材,可能在短时间内就被破坏,应该采取相应措施(如用塑料代替木材)。

7 液压启闭机

7.1 液压系统

7.1.1 本条为新增。

本条为液压系统的设计的要求，参考《液压系统通用技术条件》(GB 3766)和《重型机械液压系统通用技术条件》(JB/T 6996)的规定，使液压系统应做到安全可靠、合理简单、环保卫生、维修方便、寿命长、噪声低、经济性能好。

7.1.2 本条为原规范 8.4.1 条的修订。

原第 4 款修改后为新第 1 款。全部设备应安装在室内做不到，也无必要，因此修改为“液压泵站控制阀组及电气控制设备应布装在机房内，机房内应设置消防、通风、防潮、保温和排水措施”较原条文机房内增加消防要求。

原第 3 款经修改后为新第 2 款，其修改内容为“应布置在明显位置”改为“便于观察和操作的位置”。

7.1.3 本条考虑到原 8.4.5 条为对系统的要求，故修改至此。

在设计液压系统时，选定油压应考虑系统的压力损失，否则会出现启闭力不足的情况。当液压系统工作较频繁时（一般情况很少碰到）则应计算发热。

7.1.4 本条为原规范 8.4.1 条第 6 款修订。根据工程运行需要，液压系统配备移动滤油机、油液检测仪等液压辅助设备。

7.2 液 压 缸

7.2.1 本条为原规范 8.6.16.2 的修订。

原规范 8.0.16.2 的第 1) 项至第 3) 项归到附录 H 中，第 4) 内容稍作修改保留。

7.2.2 本条为新增。

根据近期设计和工程实践经验归纳总结。

7.2.3 本条为原规范 8.6.16.1 款和 8.6.16.2 款的修订。

沿用原规范 8.6.16.1 条文。根据《水利技术标准编制规定》(SL 1—2002) 的要求,将原规范中结构参数修改至附录 H 中。

7.2.4 本条同原规范 8.6.16.3 款。

7.2.5 本条为原规范 8.6.16.5 款的修订。

基本沿用原规范 8.1.16.5 款内容,仅取消了密封材料的推荐。

一般来说,V 形组合密封圈宜用于活塞与缸体内壁及活塞杆与导向套之间的动密封。O 形密封圈宜用于端盖与缸体及活塞与活塞杆之间的静密封。活塞与缸体内壁之间的动密封可采用 Y 形密封圈。

7.2.6 本条同原规范 8.6.16.6 款。

7.2.7 本条为新增。

增加柱塞缸设计要求,主要是减小柱塞杆缩回时对缸体的撞击。

7.3 液 压 阀

7.3.1 本条为原规范 8.6.15 条的修订。

本条吸收了原规范 8.6.15 条的前半部分的内容,明确液压阀的最大工作压力及额定流量应满足运行工况及试验工况的要求。

7.3.2 本条为原规范 5.4.5 条的修订。

原规范 5.4.5 条移至此节,滑阀产品质量近年来提高很大,故插装阀在流量较小时,其优越性不明显。因此将原文修改为对于公称通径 $\geq 25\text{mm}$ 的液压阀宜优先采用二通插装阀件。

7.3.3 本条为新增。

作为液压缸的安全阀,为防止先导阀堵塞等原因导致的溢流阀安全失效,应采用直动式结构。

7.3.4 本条为原规范 8.6.15 条的修订。

本条吸收了原规范 8.6.15 条的后半部分的内容,另列一条。

7.3.5 本条为新增。

电磁换向阀的电磁铁按使用电源的不同，可分为交流和直流两种。按衔铁工作腔是否有油液又可分为“干式”和“湿式”。油浸式电磁铁，不但衔铁，而且激磁线圈也都浸在油液中工作，它具有寿命更长，工作更平稳可靠等特点。参考《水电水利工程启闭机设计规范》(DL/T 5167—2002)，考虑目前工程中电磁铁烧毁时有发生，建议采用直流湿式结构。

7.3.6 本条为原规范 8.6.15 条和 5.4.5 条的修订。

原 8.6.15 条内容吸收在本节有关条款中，但作了大量补充，使各种阀的选择更明确。

7.4 油泵电机组

本节同原规范 8.6.14 条和原规范 5.4.3 条。

液压启闭机油泵型式的选择是一个比较重要的问题，根据目前发展趋势，要求提高压力减小缸体尺寸，以减轻缸体自重。据了解国外曾进行对这方面的研究工作，认为压力在 25MPa 左右较为经济。我国生产的叶片泵其压力为 7MPa，双级叶片泵为 14MPa，只有柱塞泵其压力可到达 32MPa 以上。故液压启闭机油泵就目前而言宜选用柱塞泵。其工作压力和工作流量应根据需要确定，并应考虑留有一定的裕度。

液压启闭机系为空载启动，可选用一般类型（如 Y 型）、不要求调速的、可连续运转的异步电动机。

7.5 油管和油箱

7.5.1 本条为原规范 8.6.15 条的修订，原规范 5.4.1 条文中有关油箱的内容吸收在内。

本条是油箱设计时需要注意的事项。一般情况下油箱设计的强度均可满足，但运行要求容易被忽略，故本条把应该满足的运行要求列出，供设计者设计时注意。油箱和油管采用不锈钢材料对保证油的清洁度有很大好处，修改内容为“油箱应采用不锈钢

材料”。

7.5.2 本条为新增，原规范 8.4.1 条文中有关油管的内容吸收在内。

第 1 款和第 2 款分别为原规范 8.4.1 条第 7 款和第 8 款内容，第 3 款为原规范 8.6.17 条内容，修改为“油管钢管应采用不锈钢材料”。液压管道又增加了 2 款内容，对管路接口和管线固定作了要求，方便运行维护。

7.6 液压油与过滤器

7.6.1 本条为原规范 8.4.3 条的修订。

1 原规范 8.4.3 条第 1 款第 1 项，文字上修改。

2 原规范 8.4.3 条第 1 款第 2 项。

3 原规范 8.4.3 条第 1 款第 3 项的修订。修改内容增加了液压油的清洁度要求。我国制定的 GB/T 14039—93 等同于 ISO 4406。NAS 1638 是美国航天工业部在 1964 年提出的，目前在美国和世界各国仍广泛采用。在附录 H 中增加 H.7 条，给出 NAS 1638、GB/T 14039、ISO 4406 液压油污染等级表，以方便使用。

4 原 8.4.3 条第 2 款。表 7.6.1 代替原表 8.4.3。新表 7.6.1 选自《新编液压工程手册》上册 P79 页表 2.5—10。液压油的品种分类是按照 ISO 6472/4；1982《润滑剂、工业润滑油和有关产品（L 类）的分类—第四部分：H 组（液压系统）》；我国于 1987 年等效采用上述 ISO 标准，制定了国家标准 GB/T 7631.2—1987。表中油的品种来自该标准。表中粘度分类按照 GB/T 3141—1994（代替）；等效采用 ISO 3448：1992（代替—1975）是目前有效的最新标准。

7.6.2 本条为原规范 8.4.4 条的修订。

1 是选择过滤器时对油的过滤精度要求。原表 8.4.4 取消。

2 为原规范 8.4.2 条第 5 款并入本款，根据工程实践内容作了修改补充使内容更加明确具体。

3 为新增加的内容。

8 螺杆启闭机和链式启闭机

8.1 螺杆启闭机

8.1.1 本条同原规范 8.6.12 条。仅对原文的分款进行了调整。

起重螺杆在一般情况下应能自锁，所以螺纹中线的升角应控制在 $\alpha \leq 4.5^\circ$ 。

起重螺杆的长细比按如下因素考虑确定：①根据 1965 年 10 月 14 日批准试行的《螺杆式启闭机技术条件》(JB 767—65) 第 10 条：重要的螺杆其长细比 λ 不宜超过 200，而对一般用途的螺杆不宜超过 250；②在有关设计手册中受压构件的稳定系数 ψ 值的长细比 λ 值到达 200；③在螺杆启闭机使用中有时起升和下压的荷载相差较大。所以本标准建议受压的长细比 λ 以 200 为控制值，受拉的以 250 为控制值，对于重要的受压螺杆其长细比可控制在 $\lambda \leq 160$ 。《水电站机电设计手册》金属结构分册中无此控制值。前苏联《水工建筑物的启闭机械》一书中，提到其极限柔度 $\lambda_{np} \approx 90$ ，我们认为似偏小。

根据规范章节的调整，将原规范的 G5 单独拉出，修订为附录 J。

8.1.2 本条为新增。

螺杆启闭机的特点主要是便于手动操作，方便用于少电或配电不能完全保证的场合，本条内容来源参见《水电站机电设计手册》金属结构分册。

8.1.3 原规范 5.3 节修订，增加双吊点及到位控制内容。

螺杆启闭机在运行中根据了解常有螺杆压弯现象，这主要可能由下列因素造成：过载保护装置没有调整好，故未起作用；闸门摩阻力过大；行程开关未调整好，使闸门到达底槛后继续下压等。

8.2 链式启闭机

8.2.1 同原规范 5.5.1 条。

链式启闭机作为启闭机的一种型式，在西欧用得较多，在国内虽然 20 世纪 50~60 年代已经使用（如佛子岭水库），但并不广泛。这主要是大容量的链条价格较贵，由于使用数量较少，链条制造厂就不愿生产（目前较多的用在冶金工厂的锻造起重机）。链式启闭机由于链轮直径小，所以其载重部件可以布置得比较紧凑；在水下工作时，链条要比钢丝绳耐久。但由于它的造价比卷扬式启闭机贵，所以较少采用，只有当布置上的要求和综合费用比较便宜时，可以使用。作为一种机型，我们仍把它列入规范。

8.2.2 同原规范 5.5.2 条。

链式启闭机起吊闸门的提升速度要求不大于 $1\text{m}/\text{min}$ ，主要是为了操作闸门能平稳升降。由于链条经过链轮的速度是变动的，由此产生动力荷载，为减少动力荷载，同时也可获得紧凑的结构，故提出此要求。

8.2.3、8.2.4 同原规范 8.6.13 条。

关于链条的安全系数，我们参阅了前苏联 OCT 191—75 标准，其链条破坏荷载的强度安全系数采用 5（考虑了链条自重）；大连起重机厂编写的《起重机设计手册》中，链条的安全系数当 $v < 1\text{m}/\text{s}$ 时取 $n_0 = 6$ ；化工出版社第四版《机械设计手册》第二卷中，对于 $v < 1\text{m}/\text{s}$ 的链条，其安全系数 $n_0 = 6$ 。启闭机链传动一般速度甚低，通常 $v \leq 1\text{m}/\text{min}$ ，但因使用中经常入水，链条对尘污及锈蚀较敏感，所以本规范选取链条的安全系数 $n_r = 5 \sim 5.5$ 。链式启闭机的容量一般较小，目前在国内应用较少，因此本规范不做过多的规定。

8.2.5 同原规范 5.5.3 条。

为保证链条启闭机的二个吊点同步升降，因此应有可靠的同步装置。在条件许可下，最简单的办法就是机械同步（加同步轴），但有时需要有工作桥。如无工作桥时也可考虑采用电气同

步（如采用绕线式电动机时，可再增加一个辅助电动机，以使其获得同步转速）。总之，不管哪种同步方式，只要实现同步以防止闸门歪斜而卡住都可采用。

8.2.6 本条为原规范 5.5.4 条和 5.5.5 条的合并。

链式启闭机在启闭闸门过程中，应尽量防止链条与水接触，这样可以减少锈蚀，保护链条，并可防止水冲击链条而引起不必要的振动；除此之外，还应有防锈蚀措施，用以防止链条每节之间锈蚀而不能转动。

9 电 气

9.1 控制方式及原则

(1) 由于水利水电工程的特殊性，多台固定式启闭机根据整个工程的控制运行方式可采用远程控制、集中控制和现地控制。由于控制技术的发展及水利水电工程自动化水平的提高，因此启闭机的控制方式应结合整个工程的控制运行方式确定。对“无人值班，少人值守”工程，可采用分层分布控制方式，即现地控制层、集中控制层、远方控制层，现地控制层宜采用 PLC 控制方式。各层控制应互锁并宜在现地控制层切换。

(2) 设置工业电视设备作为监视设备是为了保证远程调度及操作的安全性。

(3) 绕线式异步电动机的传动控制方式表 9.1.1 摘自《起重机设计规范》(GB/T 3811)。

9.2 传动方式

(1) 传动方案对于启闭机传动系统来说主要是采用交流传动系统，因为它造价较低且可满足运行要求。采用直流传动系统要另设直流电源装置，造价较高，但其性能较好，所以有特殊要求者也可采用。

(2) 变频装置近年来应用广泛，他不仅可以节能，而且启动平稳、变速平滑。因此，对移动式启闭机宜采用变频调速装置。同时，电动机的启动方式应与调速方式相配合。

9.3 电气及自动化组件

(1) 启闭机用电动机主要分为两种：一为用于卷扬式、螺杆式、门式和台车式启闭机等电动机。其主要机构均应采用起重冶金用异步电动机 YZ 型、YZR 型，某些有特殊要求的启闭机

(如要求变速),有时可能需要选用直流电动机。所以本规范建议可采用起重及冶金用直流电动机。在交流电动机中,鼠笼型(YZ型)电动机价格便宜,但只限于中、小容量、起动次数不多、没有调速要求,对起动平滑性要求不高、操作要求简单的固定式启闭机。对于容量较小的行走机构、回转机构或起升机构,也可采用鼠笼式电动机。另一为用于液压启闭机的电动机,由于允许空载起动,没有调速要求,所以可以采用一般的中、小型异步电动机。

(2) 电动机的有关校验公式摘自《起重机设计规范》(GB/T 3811)。

(3) 制动器驱动元件的选用,对于交流传动系统,运行机构一般可采用液压推杆。这主要是因为它具有寿命长、制动平稳、噪音小、消耗功率小、允许操作频率较高等优点。对于起升机构,考虑到如发生“溜钩”的严重后果,故应慎重对待,所以一般情况下,起升机构制动器用电磁铁可根据要求力矩选用短行程或长行程电磁铁。

(4) 电阻器选用及安装摘自《起重机设计规范》(GB/T 3811)。

(5) 液压启闭机的油压保护是指为防止液压系统压力超过设计压力而设置的压力开关;液压启闭机的高低油位保护是指为防止液压系统油箱油位异常而设置的油位开关。

9.4 导线及馈电装置

(1) 导线最小截面的选择,主要是根据我国的经验确定的。可参考《水利水电工程电缆设计规范》(SL 344—2006)的要求,铝导体电力电缆最小截面应大于 4mm^2 ,二次电缆导体电流回路的截面不应小于 2.5mm^2 ;电压回路应按允许电压降选择电缆截面,且不应小于 1.5mm^2 。

电缆弯曲半径和敷设条件按《电气装置安装工程电缆线路施工及验收规范》(GB 50168—2006)的规定执行。

(2) 馈电装置有关数据摘自《起重机设计规范》(GB/T 3811)。

9.5 接地、防雷及照明

(1) 接地应满足《电气装置安装工程接地装置施工及验收规范》(GB 50169—2006)和相关电气设计规范的要求。电气设备包括电气屏柜、控制设备及带比例伺服控制的液压启闭机液压系统等。

(2) 控制设备(特别是弱电设备)容易受到感应雷侵害,所以应对控制设备采取必要的防雷及过电压保护措施。

(3) 照明设计的要求:一是便于启闭机操作人员的观察,不影响视觉;二是安全。照度标准应满足《水力发电厂照明设计规范》(DL/T 5140—2001)的要求。

(4) 水利水电工程的接地均连成一个接地网,接地电阻一般都小于 4Ω ,可以满足要求。

9.6 消防和其他

(1) 对不同的具体工程,防火设计规范有具体的要求,因此,消防设计应根据具体工程及防火设计规范的要求进行。

(2) 由于启闭机工作场合广阔,环境气温、海拔差异大,所以选择启闭机电气设备,应考虑上述自然条件,满足相应要求。

附录 C 启闭机偏斜走行时的 水平侧向力 P_s 的计算方法

因为许多启闭机在起吊额定起重量时小车并不在极限位置，如电站吊装转子时起重量最大，但此时小车不在极限位置；坝顶门机最大轮压出现在起吊闸门时，但此时大车不运行，因此用“最大运行轮压”计算偏斜运行侧向力较合理，所以 ΣP 是“最大运行轮压”，而不是“最不利轮压”、“极限轮压”。

附录 M 绕线型异步电动机发热校验

因启闭机大多采用绕线型电动机，同时篇幅受到限制，所以此处仅列出绕线型异步电动机的发热校验。若采用笼式异步电动机，可参考其他标准进行校验。

附录 Q 导线的载流量

(1) 环境温度校正系数 K , 根据《电力工程电缆设计规范》(GB 50217—2007) 附录 D 校验公式而来。

(2) 电线电缆载流量的基准值仅为在设计时的参考值。因为受国家的经济条件不同、厂家技术水平的差异和采用的材料不同等因素的影响, 电线电缆载流量的基准值均有所差异, 所以在选用时, 要根据各个厂家给出的基准电流值进行校验。