

高等学校试用教材

工程 机 械

下 册

中 国 铁 道 出 版 社

高等学校试用教材

工 程 · 机 械

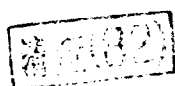
下 册

西南交通大学 主编

中 国 铁 道 出 版 社

1981年·北京

002676



高等学校试用教材
工 程 机 械 (下册)

西南交通大学 主编

中国铁道出版社出版

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

中国铁道出版社印刷厂印

开本: 787×1092 $\frac{1}{16}$ 印张: 16 字数: 394 千

1981年9月第1版 1981年9月第1次印刷

印数: 0001—5,500册 定价: 1.65元

内 容 简 介

本书分上、中、下三册出版。上册介绍土方工程机械和桥梁施工机械的构造及原理。中册介绍隧道施工机械和线路工程机械的构造及原理。下册介绍工程机械的理论及设计。

本书为高等学校试用教材，也可供从事工程机械设计、制造、修理及运用的专业人员参考。

本册由西南交通大学唐经世、覃骏，长沙铁道学院周守仁、寇长青、吕宁生编写；铁道兵工程学院、铁道兵学院、长沙铁道学院、华北水利水电学院、西安公路学院及同济大学审阅。主持审稿单位为长沙铁道学院。

目 录

第一篇 工程机械工作装置

第一章 起重机械的工作装置	1
第一节 钢绳.....	1
第二节 滑轮和滑轮组.....	8
第三节 卷筒.....	15
第四节 吊钩.....	22
第五节 抓斗.....	32
第二章 铲土运输机械的工作装置	42
第一节 推土机的工作装置.....	42
第二节 铲运机的工作装置.....	52
第三节 装载机的工作装置.....	67
第三章 单斗液压挖掘机的工作装置	84
第一节 工作装置的结构形式.....	84
第二节 工作装置主要尺寸的确定与铰点位置的选择.....	86
第三节 工作装置的静载分析和强度计算.....	91
第四章 主要线路机械的工作装置	94
第一节 线路捣固机械.....	94
第二节 道碴清筛机械.....	96
第三节 起拨道阻力计算	101

第二篇 工程机械总体设计

第五章 总体设计	104
第一节 设计要求及程序	104
第二节 总体方案及总体设计	108
第三节 工程机械的稳定性计算	117
第四节 工程机械的技术及经济指标	132
第六章 牵引特性	135
第一节 变矩器的选型及匹配	135
第二节 工程机械的牵引特性	146
第三节 动力特性	157

第三篇 工程机械底盘设计

第七章 离合器	158
第一节 离合器的作用、要求和扭矩计算	158
第二节 片式离合器	160
第三节 锥式离合器	166
第四节 单向离合器	168
第五节 离合器的摩擦衬面	171
第八章 变速箱	173
第一节 传动比的分配和计算载荷的确定	173
第二节 定轴式变速箱设计	174
第三节 行星排基本计算	176
第九章 万向节与驱动桥	181
第一节 传动轴及万向节	181
第二节 轮胎式机械驱动桥	182
第三节 履带式机械后桥	188
第十章 履带式机械行走系	195
第一节 履带式行走系的尺寸参数、受力分析及计算	195
第二节 履带式机械运行阻力计算	201
第三节 履带式机械的附着牵引力和通过能力	208
第四节 履带式机械转向理论	209
第十一章 轮式机械行走系	214
第一节 轮胎式机械的通过能力	214
第二节 轮胎式工程机械的悬架	214
第三节 轮胎受力分析	217
第四节 轮胎式机械运行阻力计算	224
第五节 轨行式机械运行作业阻力计算	225
第十二章 轮胎式机械转向系	228
第一节 转向系的作用、要求和转向方式的选择	228
第二节 转向器的选择和评价	229
第三节 偏转车轮转向式机械转向系主要参数的确定	231
第四节 动力转向系统的设计	234
第十三章 轮胎式机械制动系	238
第一节 制动系统设计载荷及制动力分配	238
第二节 蹄式制动器主要参数的确定	241
第三节 制动器的发热及温升计算	245
第四节 液压式驱动机构主要参数的确定	245
第五节 气压式驱动机构主要参数的确定	247

第一篇 工程机械工作装置

第一章 起重机械的工作装置

第一节 钢 绳

一、钢绳的构造

(一) 概述

钢绳是应用最广的一种起重挠性件。它与链条相比，具有下列优点：

1. 载重量较大，自重较轻；
2. 高速运动时没有噪音；
3. 能耐动载冲击；
4. 工作可靠；
5. 成本较低。

钢绳的主要缺点是：僵性较大，要求增大卷筒和滑轮的直径，因而相应地增加了机械传动部件的尺寸和重量。尽管如此，钢绳仍然是最主要的起重挠性件。

对钢绳提出的主要要求是：

1. 承载能力大；
2. 挠性好；
3. 使用可靠而耐久。

钢绳的构造、材料和制造工艺等方面都要尽可能达到上述要求。

(二) 材料及工艺

为了提高钢绳的承载能力，钢绳的钢丝应由优质钢制成，并通过冷拉和热处理等专门工艺过程，使其强度极限达到 $130\sim 200$ 公斤/毫米²。这相当于相应钢材强度极限的 $2\sim 3$ 倍。材料强度较低的钢丝，制造比较容易，挠性也较好。但随着生产率的不断提高，起重量也在增长，因此在某种场合（如电站桥式起重机和大深度的矿井提升机），为了减小钢绳直径，适宜于应用高强度的钢系。

钢绳中的钢丝直径一般在 $1.4\sim 3.0$ 毫米范围内，直径太小的钢丝容易磨断。

材料的好坏对使用寿命有很大影响。制造钢丝的优质碳素钢，含硫、含磷量不应超过 0.04% ，含铬量不应超过 0.12% ，含铅量不应超过 0.15% 。

室外应用的钢绳，为了避免水分的侵蚀，可把钢丝镀一层锌。镀锌后的钢丝强度极限约降低 10% 。

(三) 钢绳的构造

钢绳由钢丝绕制而成。绕制方法对钢绳的挠性有很大的影响。

按绕制次数，钢绳有下列三种结构形式：

1. 单绕螺旋钢绳

如图 1—1 所示。它是由若干层钢丝绕同一钢芯绕制而成。这种钢绳僵性最大，绕上卷筒时工作条件很差，不宜作为起重绳，一般用作不运动的牵引索和索道。作为索道时，为了使表面光滑及增加承受横向载荷的能力，专门制造一种特种构造的单绕钢绳——闭式钢绳。如图 1—2 所示。

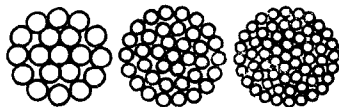


图 1—1 单绕螺旋钢绳

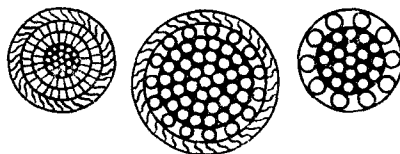


图 1—2 闭式钢绳

2. 双重绕钢绳

如图 1—3 所示。它先由钢丝绕成股，再由股围绕绳芯绕成绳。绳芯材料对钢绳的挠性有很大的影响。如采用麻、石棉为绳芯，则钢绳的挠性就比较好，这对起重机工作条件非常有利，因而在起重机中具有有机物绳芯的钢绳应用最广。在高温场合，绳芯通常是用石棉制成；或用软钢丝绕成股作为绳芯。

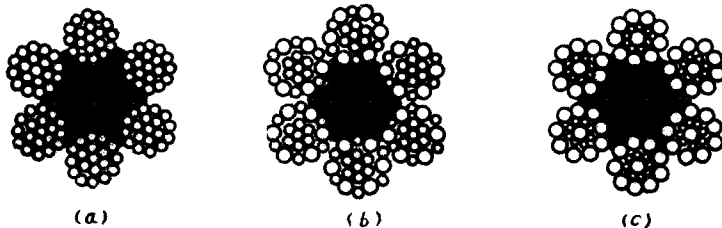


图 1—3 双重绕钢绳

(a) 普通结构钢绳；(b)、(c) 线接触钢绳。

3. 三重绕钢绳

如图 1—4 所示。它是由双重绕钢绳再绕绳芯绕成的。由于绳芯数目的增加，钢绳的挠性比双重绕的还要好。但是，由于它的制造工艺复杂、成本高，而且由于钢丝太细、容易磨损等原因，因而没有广泛采用。

双重绕钢绳中钢丝成股以及股绕成绳的相互方向对钢绳挠性和使用寿命有很大影响。

在顺绕钢绳中，钢丝绕向与股绕成绳的方向相同。由于丝与丝之间的接触较好，所以这种钢绳的挠性也较好，而且使用寿命也较长。但是，由于它具有容易松散且有扭转的趋势，故在自由悬吊物品的起重机中不宜应用。

在交绕钢绳中，钢丝绕成股与股绕成绳的方向相反。这种钢绳的特性与顺绕绳相反。虽然它存在僵性较大、使用寿命较低等缺点，但因为不存在易于松散和扭动等缺点，所以在起重机中广泛采用。

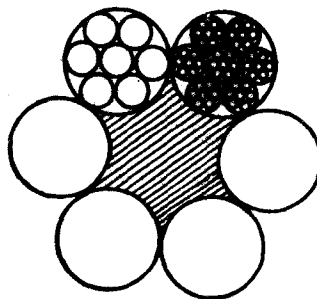


图 1—4 三重绕钢绳

有时，也可用混合绕钢绳——其中一些股的绕向与股绕成绳的绕向相同，另一些股按反向绕。图 1—5 表示这三种绕法的钢绳外貌。

为了吸取顺绕绳的优点，避免其缺点，研究和制造了一种钢丝预先变形的顺绕钢绳。这

种钢绳的钢丝，在绕制前预先加工成钢丝在钢绳中应有的形状，然后绕成。这种钢绳没有扭动与松散的趋势，钢丝受力较均匀，断丝后断头也不露出，挠性好；特别是采用了预先变形，消除了绕制时的残余应力。由于上述优点，这种钢绳寿命大大增加。图1—6表示这种钢绳的外貌。

按接触状态，钢绳可分为下列两种：

1. 点接触钢绳

如图1—7(a)所示。这是一般构造的钢绳，股中的钢丝直径均相同，丝与丝间成点接触。由于丝间的比压集中，当钢绳弯曲时产生丝间摩擦，同时表面又比较粗糙，故钢丝比较容易破断。图1—3(a)表示这种钢绳的截面形状。

2. 线接触钢绳

如图1—7(b)所示。它是由不同直径的钢丝绕制而成。通过断面几何尺寸的适当配置，能使每一层钢丝的螺距均相同，使钢丝间成线接触。由于克服了点接触钢绳的一系列缺点，因而它的使用寿命大大增加。



(a)



(b)



(c)

图1—5 钢绳的绕向

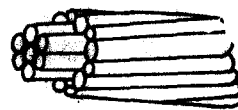
(a) 顺绕钢绳；(b) 交绕钢绳；(c) 混合绕钢绳。



图1—6 预变形钢绳



(a)



(b)

图1—7 钢绳绳股的构造

(a) 点接触钢绳；(b) 线接触钢绳。

最常用的线接触钢绳有所谓“华灵顿”型，如图1—3(b)所示和“西尔”型，如图1—3(c)所示。西尔型钢绳，每股中钢丝分布外粗内细，外层钢丝较粗，因而僵性较大，但是较粗的外层钢丝不易磨损。华灵顿型钢绳每股中钢丝粗细合理配置，因而挠性较好，但外层那些较小钢丝容易磨损。

线接触钢绳国内已有标准产品。

我国生产的各种钢丝绳的主要性能见国标GB1102—74。

二、钢绳的静力计算

(一) 钢丝的应力状态

钢绳是由很多钢丝组成的静不定系统，因而当钢绳受载荷时，钢丝的应力分配关系是非常复杂的。我们可以从钢绳的工作条件出发，分析钢丝产生的应力的基本性质，但要精确地计算应力的数值，是比较困难的。

从分析可知，钢绳受载荷时，钢丝中产生的应力有下列几种：

1. 拉伸应力：当钢绳受轴向载荷时，钢丝中产生了拉伸应力。拉伸应力的大小与钢绳

的弹性模数和钢丝的绕角有关。关于拉伸应力的理论计算公式曾由苏联A. H. 金尼克给出，对双重绕钢绳大约为：

$$\sigma_{\text{拉}} \approx 1.2 \frac{S_{\text{max}}}{i \frac{\pi \delta^2}{4}}$$

式中 S_{max} ——钢绳最大轴向拉力；

δ ——钢丝的直径；

i ——钢绳中钢丝的总数。

2. 绕上卷筒时的弯曲应力：当钢绳绕上卷筒或滑轮时，由于钢丝曲率的改变，产生了弯曲应力。很早以前，人们假定钢丝是由直线形弯成曲率半径等于卷筒半径的圆弧，因而认为弯曲应力为：

$$\sigma_{\text{弯}} = \frac{M}{W} = \frac{2EJ/D}{J/\frac{\delta}{2}} = \frac{E\delta}{D}$$

式中 E ——钢丝材料的弹性模数；

δ ——钢丝的直径；

D ——卷筒或滑轮的直径；

J ——惯性矩。

那时钢绳用于矿井提升机中， $\frac{D}{\delta} = 1500 \sim 2000$ ，因此计算得到的应力很小。后来，当钢绳应用于起重机时， $\frac{D}{\delta}$ 值较小，约为300~800，此时，由上式计算的应力，大到使人感到怀疑。事实上，由于钢丝在钢绳中成螺旋形，故弯曲时的应力要比直钢丝弯曲时小。后来K. 巴赫提出用钢绳整体弹性模数 $E_{\text{绳}}$ 代替上式中的金属弹性模数 E ，并认为

$$E_{\text{绳}} \approx 8000 \text{ 公斤/毫米}^2。$$

因此弯曲应力为：

$$\sigma_{\text{弯}} = 8000 \frac{\delta}{D_{\text{筒}}} \text{ 公斤/毫米}^2$$

式中 $D_{\text{筒}}$ ——卷筒直径；

δ ——钢丝直径。

3. 钢绳在绳槽上的挤压应力：钢绳在绳槽上的压应力如图1—8所示。由钢绳张力产生的对绳槽的正压力为：

$$dN = 2S \sin \frac{d\varphi}{2} \approx 2S \frac{d\varphi}{2} = S d\varphi$$

正压力 dN 产生的单位压力为：

$$p = \frac{dN}{ab} = \frac{S d\varphi}{\frac{D}{2} d\varphi} = \frac{2S}{D}$$

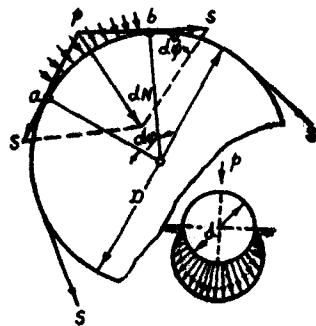


图1—8 钢绳在绳槽上的压力

假定钢绳沿整个半圆周均与绳槽接触，则可根据比压为正弦分布的原理，求得最大单位压力为：

$$q_{\text{max}} = \frac{4}{\pi} \frac{P}{d} = \frac{8S}{\pi D d}$$

设拉应力为 $\sigma_{\text{拉}}$ ，金属有效面积为 $\alpha_{\text{绳}} \frac{\pi d^2}{4}$ （ $\alpha_{\text{绳}}$ 为充满率，就是钢绳断面中的钢丝面积与断面总面积之比。一般结构为“6×19+绳芯”的钢绳，其 $\alpha_{\text{绳}}=0.47$ ），则钢绳拉力为

$$S = \alpha_{\text{绳}} \frac{\pi d^2}{4} \sigma_{\text{拉}},$$

把它代入上式得:

$$q_{\max} = \frac{8\alpha_{\text{绳}} \frac{\pi d^2}{4} \sigma_{\text{拉}}}{\pi D d} = 2\alpha_{\text{绳}} \frac{d}{D} \sigma_{\text{拉}}$$

4. 钢绳绕制时产生的残余应力。苏联П.П.涅斯捷洛夫认为钢绳绕制时产生的应力是钢丝的主要应力,有时可达120公斤/毫米²,但要精确估计这种应力是困难的。试验证明,消除这种残余应力能大大提高钢绳的寿命(提高2~2.5倍)。因此预变形钢绳显示了优越性。

除此以外,钢丝间也存在挤压应力,对点接触钢绳,钢丝尚有弯曲应力。所有上述应力对钢绳使用寿命都有影响。

(二) 钢绳的破坏形式

使用经验表明,新钢绳突然破断的现象是非常少有的。钢绳破坏过程是这样的:随着新钢绳使用时间的增加,在钢绳外表面的钢丝由于磨损和金属疲劳,逐步开始断裂,这种破断钢丝的数目越多,破断的速度也越快。当破断丝数达到一定限度时,如钢绳仍继续使用,则可能出现整根钢绳的破断。

使用经验及试验资料证明,钢丝断裂的主要原因是:钢绳绕上卷筒或滑轮时产生钢丝的反复弯曲,引起了金属的疲劳。反复弯曲到一定次数,钢丝就会断裂。

试验还证明,钢丝破坏前所能承受的最大反复弯曲次数与钢丝中的应力 σ 、卷筒直径与钢绳直径的比值 $\frac{D_{\text{筒}}}{d_{\text{绳}}}$ 有关。同时,试验也证明,正向弯曲(图1—9(b)所示)所能承受的弯曲次数,几乎比反向弯曲大一倍。因此一次反向弯曲应算两次弯曲次数(图1—9(a)所示)。

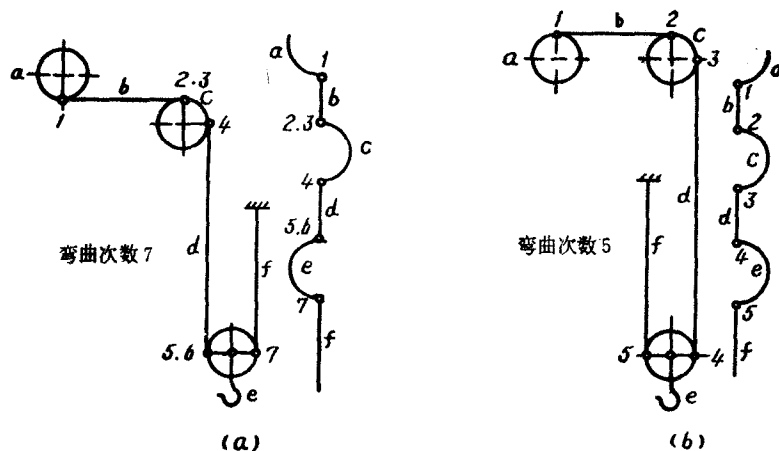


图1—9 钢绳正反向弯曲

(三) 钢绳的静力计算

由于目前对钢绳中应力状态还研究得不够透彻,同时对钢绳疲劳现象的研究也还不够充分,所以现行的计算规范中规定,钢绳的计算按下列两个方面进行:

1. 允许载荷的计算

按此计算规范, 钢绳所受的实际最大静载荷 S_{max} 必须小于或等于钢绳允许载荷。即:

$$S_{max} \leq \frac{S_{破}}{K}$$

式中 $S_{破}$ ——钢绳整体破断载荷, 可由有关规范中查出;

K ——安全系数, 由表 1—1 选取。

2. 卷筒直径与钢绳直径之比 e

按规范规定比值

$$\frac{D_{筒}}{d_{绳}} \geq e$$

式中 $D_{筒}$ ——卷筒直径, 从钢绳中心线计算;

$d_{绳}$ ——钢绳直径;

钢绳强度安全系数 K

表 1—1

钢 绳 用 途			K
起 重 及 变 幅	工 作 类 型	手 动	4.5
		轻 型	5.0
		中 型	5.5
		重型、最重型	6.0
抓 斗	双绳抓斗（双马达分别驱动）		6.0
	双绳抓斗（单马达集中驱动）、单绳抓斗、马达抓斗		5.0
拉 索	经常使用的起重机		3.5
	临时使用的起重机		3.0
乘 人 升 降 机			9.0

e 的 最 小 允 许 值

表 1—2

起 重 机 的 型 式			e
动 臂 起 重 机	工 作 类 型	手 动	16
		轻 型	16
		中 型	18
		重型、最重型	20
动臂起重机的抓斗绞车			20
电动滑车			20
起升人或物品用的手动绞车			16
抓斗滑轮			18
其 他 起 重 机	工 作 类 型	手 动	18
		轻 型	20
		中 型	25
		重型、最重型	30
其 他 起 重 机 抓 斗 绞 车			30

e 值的允许值按表 1—2 选取。

由于决定钢绳寿命的主要因素是钢丝应力 σ 和比值 $\frac{D_{筒}}{d_{绳}}$ ，因此上述二方面的计算，除了满足钢绳强度外，也在一定程度上反映了寿命的因素，即若同时保证上述二方面的条件，就能保证钢绳的一定使用寿命。

三、钢绳的使用

钢绳是传递动力的一个环节，它对起重机使用的安全性，具有决定性的影响。为了确保安全，钢绳的安装、维护和更换必须遵照有关的安全规则。这里特别着重提出两点，即1.钢绳的联接；2.钢绳的检查和更换。

(一) 钢绳的联接

钢绳的联接方法大致有下列几种：

1. 将钢绳端部解散，穿入特制的锥形衬套内，并将钢丝末端弯成钩状，然后灌入熔铅，注满凝固后即成，其联接工作过程由图 1—10所示。这种联接方法费工费时，操作必须谨慎，否则钢丝可能有滑移甚至脱出的危险。

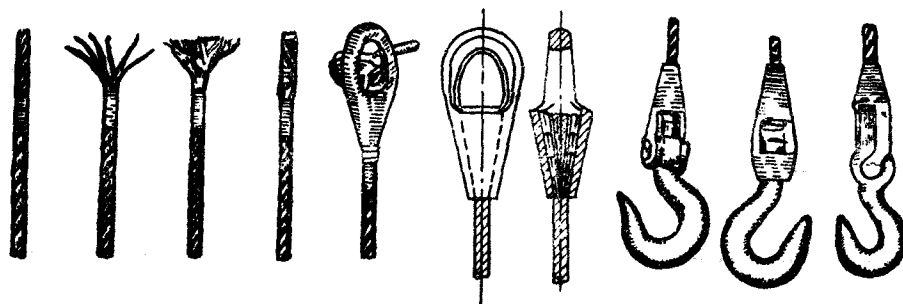


图 1—10 钢绳用衬套固定的方法

2. 将钢绳末端扎好，套入特制的心形垫环上，然后把末端与工作分支并在一起用钢丝扎紧，如图 1—11所示。捆扎长度 $l \geq 15d_{绳}$ ，同时不应小于300毫米， $d_{绳}$ 为钢绳直径。

3. 把钢绳套在心形垫环上，用特制的骑马螺钉固定住，如图 1—12所示。骑马螺钉的数目不得少于三个，建议根据表1—3由钢绳直径取定。这种联接方法简单、可靠，因而得到广泛应用。

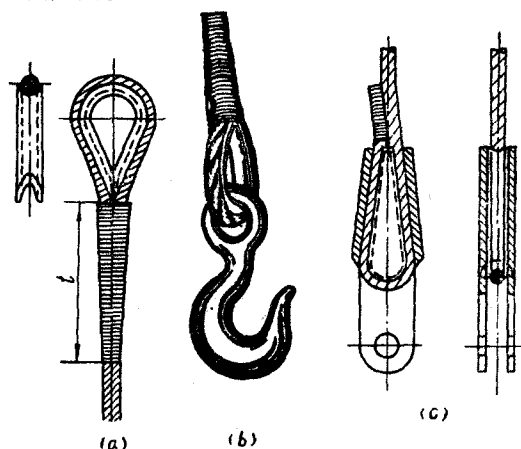


图 1—11 用心形垫环 (a、b) 或斜楔 (c) 固定

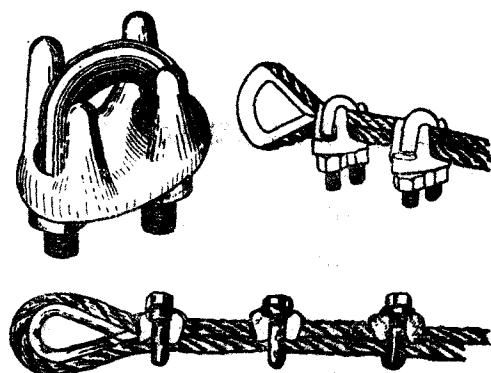


图 1—12 用骑马螺钉固定

骑马螺钉的建议采用数

表 1—3

钢绳直径 (毫米)	3	13	15	17.5	19.5	21.5	24	28	34.5	37
骑马螺钉数目	3	3	3	3	4	4	5	5	7	8

(二) 钢绳的检查和更换

为了及时了解钢绳继续使用的可能性, 必须定期对使用中的钢绳进行检查。检查的主要内容是, 观察钢绳外表钢丝破断数目, 并把它记入值日簿中, 特别注意断丝增加速度。当一个螺距内发生断丝数目达到规定报废标准时, 必须更换新绳。

钢绳报废标准可参照表 1—4。

由于钢丝表面的磨损和腐蚀, 钢绳报废标准应将表 1—4 所列之值乘一降低系数, 该系数列于表 1—5 中。

起重機及起升机构所用钢绳报废标准

表 1—4

钢绳最初拉力安全系数	钢 绳 构 造							
	6 × 19 = 114 和一根有机物芯子		6 × 37 = 222 和一根有机物芯子		6 × 61 = 366 和一根有机物芯子		18 × 19 = 342 和一根有机物芯子	
	交绕	顺绕	交绕	顺绕	交绕	顺绕	交绕	顺绕
	钢绳必须报废的标准——一个节距内破断丝数							
6 以下	12	6	22	11	36	18	36	18
6 ~ 7	14	7	26	13	38	19	38	19
7 以上	16	8	30	15	40	20	40	20

钢绳报废标准降低系数

表 1—5

钢丝直径表面磨损或腐蚀百分数 (%)	10	15	20	25	30 及 30 以上
按表 1—4 所列标准的降低百分数 (%)	85	75	70	60	50

此外如果发现钢绳已有一股被拉断, 则应将此钢绳报废。

为了防止钢绳生锈, 并避免钢丝与滑轮和卷筒表面间的迅速磨损, 必须定期用不含酸类、硷类及其他有害杂质的特殊润滑油来润滑钢绳。

第二节 滑轮和滑轮组

一、滑轮的构造和作用

滑轮是用以改变钢绳的方向或组成滑轮组以达到省力或增速为目的的。滑轮有时也用来代替平衡杠杆。

小型滑轮由铸铁或铸钢铸造而成。大型或单件生产的滑轮宜用型钢、钢板焊接。近年来逐渐开始应用压制方法制造滑轮, 这种高生产率的加工方法, 对大批生产滑轮是比较合理的。

滑轮绳槽的尺寸应使钢绳能很顺利地通过, 既不卡住, 又要使绳子与绳槽的接触面积尽可能大, 此外滑轮绳槽尺寸还必须在许用的钢绳偏斜角之下, 保证钢绳不与滑轮边缘摩擦。

要保证满足上述条件, 就必须使滑轮的槽形具有一定的形状。钢绳绕过滑轮时要产生横

向变形,故滑轮绳槽半径应稍大于钢绳半径,一般取绳槽半径 $R=(0.53\sim 0.6)d_{\text{绳}}$;绳槽两侧面夹角 $2\beta=35^{\circ}\sim 45^{\circ}$ 。

从保证钢绳的一定使用寿命出发,滑轮的名义直径(指绕在滑轮上钢绳圈中心线间的距离)应为:

$$D_{\text{滑}} \geq e d_{\text{绳}}$$

式中 $D_{\text{滑}}$ ——滑轮的名义直径;

e ——系数,由表 1—2 选取;

$d_{\text{绳}}$ ——钢绳直径。

均衡滑轮在工作时不转动或者很少转动,因此其直径可以稍许小一些,可为一般滑轮直径的 0.6 倍。

主要滑轮的尺寸标注见图 1—13。

滑轮转速低,一般都套在心轴上旋转,为了简化构造,常采用滑动轴承。滑动轴承可以按允许比压加以校验:

$$P = \frac{Q}{ld} \leq [P]$$

式中 Q ——滑轮的径向载荷;

d ——滑轮轴直径;

l ——滑轮轴承宽度;

$[P]$ ——许用比压,可以由有关资料中选用。

为了提高滑轮效率、改善滑轮使用条件,近来滑轮轴承多采用滚动轴承。滚动轴承通常按工作能力系数法选择。对速度特别低的滑轮可按承载能力选择。

小型铸造滑轮的各部分尺寸决定于铸造工艺条件,一般不进行强度计算。

对于大尺寸的焊接滑轮,必须进行强度计算或验算。为了简化计算起见,假定轮缘是多支点梁,钢绳拉力 S 使轮缘产生弯曲。钢绳拉力的分力为 p :

$$p = 2S \sin \frac{\gamma}{2}$$

式中 符号见图 1—14。

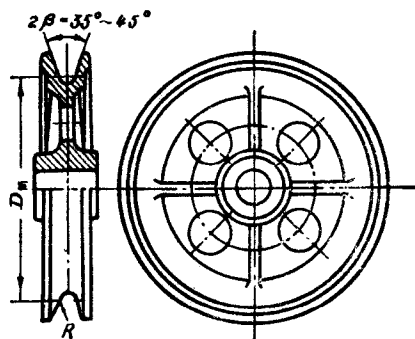


图 1—13 滑轮的构造

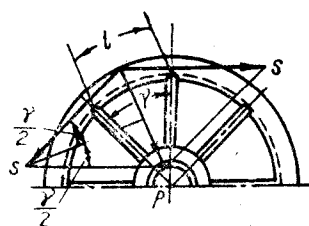


图 1—14 滑轮计算简图

由于载荷是均匀分布在轮缘上,可把滑轮看作为多支点梁,则可求得最大弯矩为:

$$M_{\text{max}} = \frac{pl}{16}$$

式中 l ——滑轮二轮辐间的轮缘弧长。

从此得轮缘的最大弯曲应力为：

$$\sigma_{\max} = \frac{pl}{16W} = \frac{Sl}{8W} \sin \frac{\gamma}{2} \leq [\sigma]_{\text{弯}}$$

式中 W —— 轮缘抗弯断面模数；

S —— 钢绳拉力；

$[\sigma]_{\text{弯}}$ —— 许用弯曲应力，对于型钢应小于1000公斤/厘米²。

二、滑轮组的形式

由一根挠性件依次绕过若干动滑轮和定滑轮而组成的联合装置，称为滑轮组。它可以用来提升或牵引物品。动滑轮和定滑轮都分别组合，安置在夹套里。在起重机械中，广泛应用倍率滑轮组。如图1—15所示。

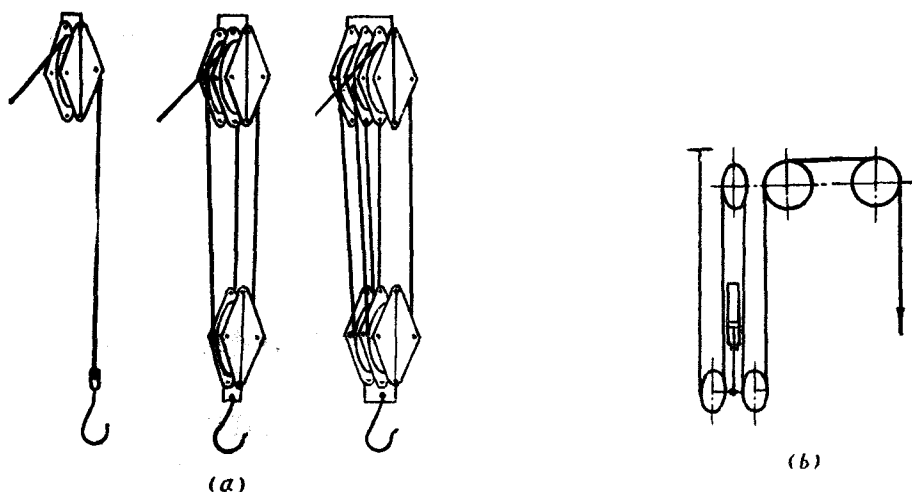


图1—15 倍率滑轮组
(a) 省力滑轮组；(b) 增速滑轮组。

倍率滑轮组可以作为独立的起升机构进行工作，也可以作为起升机构的一个组成部分。

(一) 按工作原理，分为省力滑轮组和增速滑轮两种。

1. 省力滑轮组

图1—16所示。重量为 Q 的物品，悬挂在挠性件的 n 根分支上，如果不计阻力，则作用于挠性件自由端的牵引力为：

$$P = \frac{Q}{n} = \frac{Q}{a}$$

式中 $a = n$ 。

如果要求物品以速度 $V_{\text{滑}}$ 移动，则挠性件的自由端应有的牵引速度为：

$$V_{\text{绳}} = aV_{\text{滑}}$$

式中 a 称为滑轮组的倍率。

滑轮组的倍率也就是它的传动比，即悬挂物品的挠性件分支数与作用着驱动力的挠性件分支数之比。

图1—16所示的情况下，滑轮组的倍率 a ，等于悬挂着物品的挠性件分支数，即 $a =$

省力滑轮组用来起升物品，它的挠性件的自由端经过导向滑轮或者直接绕上卷筒。

2. 增速滑轮组

图 1—17 所示。在这种滑轮组中，作用力和被作用力的位置，正好和前一种情况相反。

要使挂在挠性件一端的物品 Q 以速度 $V_{绳}$ 移动，则作用在动滑轮组轴上的牵引力 P 和动滑轮组轴的速度 $V_{滑}$ 将分别为：

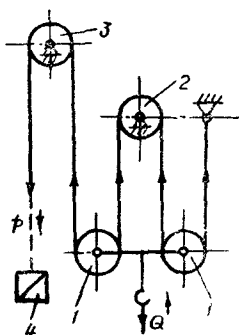


图 1—16 省力滑轮组展开示意图

1——动滑轮；2——定滑轮；3——导向滑轮；4——卷筒。

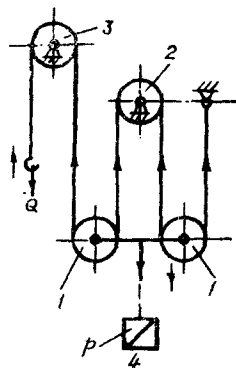


图 1—17 增速滑轮组展开示意图

1——动滑轮；2——定滑轮；3——导向滑轮；4——卷筒。

$$P = aQ;$$

$$V_{滑} = \frac{V_{绳}}{a}.$$

在液力和气力升降机中，为力求减小活塞的行程和速度，常采用增速滑轮组。

(二) 按构造形式，滑轮组分为单联滑轮组和双联滑轮组两种。

1. 单联滑轮组

图 1—18 所示。用单联滑轮组工作时，挠性件在卷绕过程中沿卷筒轴向作移动，从单联滑轮组动滑轮上绕出的挠性件，如果不经过导向滑轮而直接通向卷筒，就会使物品在垂直移动的同时，伴随水平移动，也就是物品作斜线移动。这在安装、浇铸等场合下，是特别不适宜的。此外，由于挠性件沿卷筒作轴向移动，对卷筒支承造成相差很大的载荷，引起运行绞车车轮对轨道的不均匀载荷。

因此，单联滑轮组主要用于不用卷筒的单独滑轮组起重工具，或用于装有导向滑轮的起重机中（如运行式动臂起重机），或对尺寸要求特别紧凑的滑车中。

单联滑轮组的倍率 a 等于悬挂着物品的挠性件分支数 n 。

2. 双联滑轮组

图 1—19 所示。采用双联滑轮组时，可以消除单联滑轮组的上述缺点。

双联滑轮组是由两个单联滑轮组组成，但挠性件可以是一根共同的，它绕过两个单联滑轮组间的均衡滑轮。当挠性件的两根分支的张力有差别时，均衡滑轮就会在心轴上转动，从而使两根分支的张力达到平衡。物品升降时，均衡滑轮不一定旋转，只有当两边钢绳伸长不一致而需要调整它的长度时，均衡滑轮才会转动，因此钢绳虽然绕过均衡滑轮，却并不经常反复受弯曲，因此其直径可以取得小些。

在倍率为双数的滑轮组中，均衡滑轮是定滑轮。倍率为单数时，均衡滑轮是动滑轮，它装在下方的动夹套里，这时钢绳绕过均衡滑轮后，须作反向卷绕，否则会使吊钩架产生扭转