

第十篇

现代矿山运输机械设备 运行与维修

第一章 矿山输送机结构设计与计算

第一节 带式输送机

一、概述

带式输送机是用连续运行的输送带作为承载件的连续运输设备,广泛应用于国民经济各部门,在冶金、采矿、动力、建材等重工业部门及交通运输部门,主要用来运送大宗散状货物,如矿石、煤、砂、粉末状物料和包装好的成件物品。特别是近几年来,由于长距离、大运量、高速度的带式输送机的出现,使其在矿山企业的井下巷道、矿井地表运输系统、露天采矿场及选矿厂中的应用又得到了发展,

通用带式输送机工作原理如图 10-1-1 所示。输送带 2 绕经头部驱动滚筒 1 和尾部拉紧装置的滚筒 7,形成一个无极的环形封闭带。输送带上分支(有载分支)支承在槽形托辊(上托辊)3 上,下分支(无载分支)支承在平托辊(下托辊)11 上,拉紧装置给输送带以保证正常运转所需的张力。工作时,驱动滚筒通过摩擦力驱动输送带运行,物料经装载装置(漏斗)5 加到输送带上,随胶带一起运动到头部卸载装置(尾架)9 卸出,利用专门的卸载装置也可在输送机中部任意点卸载。

带式输送机的种类很多,按输送带的类型分为:通用的、钢绳芯的和钢绳牵引的;按支承装置的结构分为:托辊支承、平板支承和气垫支承的;按牵引力传递的方法分为:普通带式的和钢绳牵引的,前者的胶带既是承载构件又是牵引构件,后者的胶带仅为承载构件,而钢绳为牵引构件;按用途又分为输送成件物品的和输送散状物料的两类。

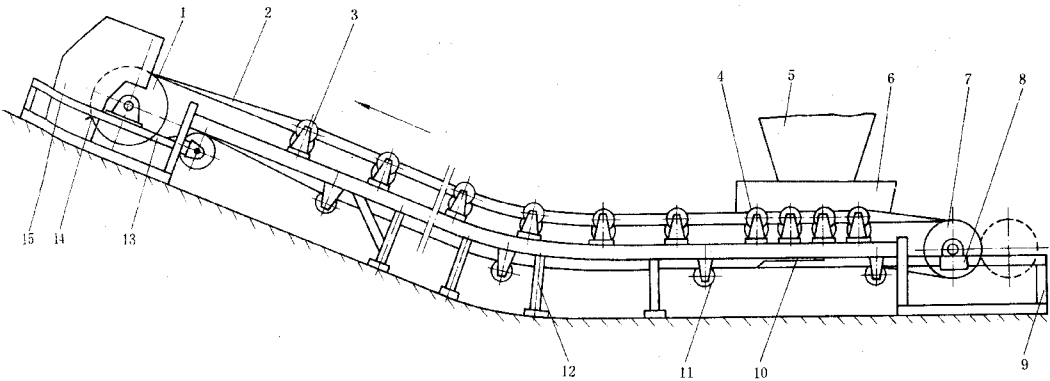


图 10-1-1 带式输送机总体结构简图(驱动装置未表示)

- 1—传动滚筒 2—输送带 3—上托辊 4—缓冲托辊 5—漏斗 6—导料拦板；
7—改向滚筒 8—螺杆拉紧装置 9—尾架 10—空载段清扫器 11—下托辊；
12—中间架 13—头架 14—弹簧清扫器 15—头罩

带式输送机可用于水平或倾斜方向运送物料,线路的布置形式大致可分为下列三类:水平方向运送物料(图 10-1-2a、g、h);倾斜方向运送物料(图 10-1-2b、i、j);水平和倾斜方向运送物料(图 10-1-2c、d、e、f、k)。在倾斜向上运输时,若物料自重 在倾斜方向的分力大于物料与带条间的摩擦力,则物料将产生滑动,所以输送各种物料的最大倾角是不同的。带式输送机在中等工作条件下运输时的最大倾角见表 10-1-1。在向下运输时,最大倾角取表 10-1-1 所列值的 80%。

表 10-1-1 带式输送机向上运输允许的最大倾角 β 值

物 料 品 种	$\beta(^{\circ})$	物 料 品 种	$\beta(^{\circ})$
块 煤	18	湿精矿	20
原 煤	20	干精矿	18
谷 物	18	筛分后的石灰石	12
0~25mm 焦炭	18	干 砂	15
0~3mm 焦炭	20	湿 砂	23
0~350mm 矿石	16	盐	20
0~120mm 矿石	18	未筛分的石块	18
0~60mm 矿石	20	水 泥	20
40~80mm 油母页岩	18	块状干粘土	15~18
20~40mm 油母页岩	20	粉状干粘土	22
干松泥土	20		

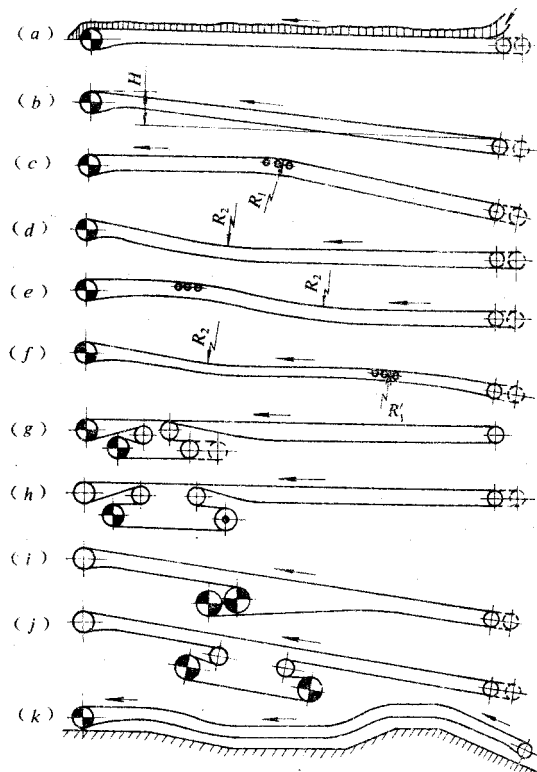


图 10-1-2 带式输送机的几何简图

带式输送机现代发展趋势是 带式输送机大型化和应用多样化。大型化体现在大带宽、大运量、大倾角、高速度、长距离。表 10-1-2 列出目前已投入运转的带式输送机基本参数的最大值。应用多样化是指带式输送机可在高温、低温、防爆、移置、拐弯、耐腐蚀、耐冲击等恶劣环境下广泛使用。

表 10-1-2 带式输送机基本参数

项 目	中 国		国 外
	设 计 值	已 使 用 值	已 使 用 值
带 宽/mm	2000	1400	3000
输送能力/t·h ⁻¹	9600	2500	37500
驱动功率/kW	6×630	4×500	6×2000
带 速/m·s ⁻¹	5.0	4.8	7.4
单机长度/m		2640	13000
带 强/N·cm ⁻¹	6000	40000	60000
输送线路长度/km		3.5	145

二、带式输送机的主要部件

(一) 输送带

在带式输送机中,输送带既是承载构件,又是牵引构件,用它来载运物料和传递牵引力。输送带是带式输送机中最重要也是最昂贵的部件,占输送机总成本的 25% ~ 60% ,所以应正确地选择并在运转中加强维护管理,延长其使用寿命,一条输送带至少应使用 5 ~ 10 年。我国目前使用的输送带有机芯输送带和钢丝绳芯输送带。

1. 机芯输送带

机芯输送带(简称胶带)在实践中应用最广泛,如图 10-1-3 所示。它是由天然棉纤维按一定方式(单股棉线按一经一纬或二经一纬)织成衬里帆布。衬里帆布挂上芯胶之后按着所需层数粘贴滚压成带芯。芯胶是一种高弹性、高粘结力混炼胶,但硬度低不耐磨,主要用于各衬里帆布层之间和带芯与上、下覆盖胶间的粘结。在制成的带芯上再滚压上覆盖胶和边胶之后就成为带坯。带坯经大型平板硫化器分段硫化就成为输送带。上覆盖面是输送带的承载面,直接与物料接触并承受物料的冲击和磨损,所以上覆盖层一般较厚,厚度为 3 ~ 6mm;下覆盖面是输送带与支承托辊接触的一面,主要承受压力和摩擦力,厚度为 1.5 ~ 2mm。侧面与机架接触时,保护其不受机械损伤,所以采用耐磨橡胶。机芯带上覆盖胶层的厚度根据被运物料特性不同来选取,见表 10-1-3。

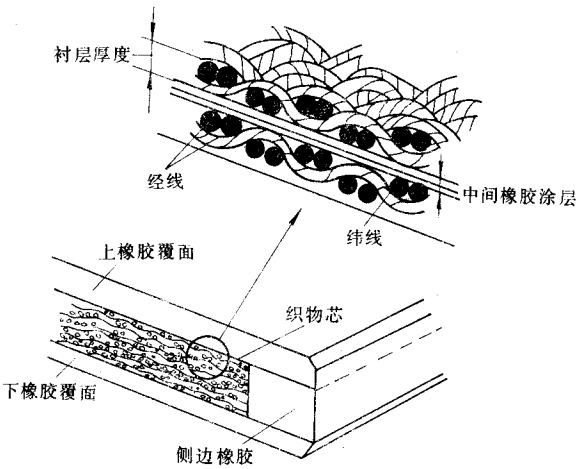


图 10-1-3 胶带的棉织物衬里

表 10－1－3 橡胶输送带覆盖胶的推荐厚度

物 料 特 性	物 料 名 称	覆盖胶厚度/mm	
		上 胶 厚	下 胶 厚
$\rho < 2\text{t/m}^3$,中小粒度或磨损性小的物料	焦炭、煤、白云石、石灰石、烧结混合料、砂等	3.0	1.5
$\rho > 2\text{t/m}^3$,块度 $\leq 200\text{mm}$ 磨损性较大的物料	破碎后的矿石 ,选矿产品 ,各种岩石、油母页岩等	4.5	1.5
$\rho > 2\text{t/m}^3$,磨损性大的大块物料	大块铁矿石、油母页岩等	6.0	1.5

在织物芯带中 ,衬里帆布层数有一定限度 ,增多层数固然能提高胶带破断强度 ,但也增加了胶带的刚性 ,使胶带成槽性下降 ,并使其绕过滚筒时弯曲疲劳强度下降 ,胶带运转时改向阻力增加 ,因此使用中一般采用不大于 7 层的胶带 ,实践证明 5~6 层较好。胶带衬里帆布层数过少会使胶带过薄以至使用性能下降 ,造成胶带横向刚度不足。使胶带在托辊间易摊平撒料。带宽 B 与衬里帆布层数 i 之间应保持一定的关系(见表 10－1－4)。

表 10－1－4 带宽与织物衬里帆布层数

B/mm	500	650	800	1000	1200	1400
i	3~4	4~5	4~6	5~8	5~10	6~12

表 10－1－5 为我国生产的织物芯胶带的主要品种和规格。表 10－1－6 为常用塑料带的规格。

表 10－1－5 普通橡胶输送带的规格

帆 布 层 数 <i>i</i>	上胶+下胶 厚 度/mm	带 宽 <i>B</i>					
		500	650	800	1000	1200	1400
		每 米 质 量/kg					
3	3.0+1.5	5.02					
	4.5+1.5	5.88					
	6.0+1.5	6.74					
4	3.0+1.5	5.82	7.57	9.31			
	4.5+1.5	6.68	8.70	10.70			
	6.0+1.5	7.55	9.82	12.10			
5	3.0+1.5		8.62	10.60	13.25	15.90	
	4.5+1.5		9.73	11.98	14.98	17.95	
	6.0+1.5		10.87	13.38	16.71	20.05	
6	3.0+1.5			11.80	14.86	17.82	20.80
	4.5+1.5			13.28	16.59	19.90	23.20
	6.0+1.5			14.65	18.32	22.00	25.65
7	3.0+1.5				16.47	19.80	23.10
	4.5+1.5				18.20	21.85	25.50
	6.0+1.5				19.93	23.95	27.95

帆布层数 i	上胶+下胶 厚度/mm	带 宽 B					
		500	650	800	1000	1200	1400
		每 米 质 量/kg					
8	3.0+1.5				18.08	21.65	25.30
	4.5+1.5				19.81	23.80	27.75
	6.0+1.5				21.54	25.82	30.10
9	3.0+1.5					23.60	27.55
	4.5+1.5					25.70	30.00
	6.0+1.5					27.80	32.40
10	3.0+1.5					25.55	29.80
	4.5+1.5					27.65	32.25
	6.0+1.5					29.70	34.70
11	3.0+1.5						32.10
	4.5+1.5						34.50
	6.0+1.5						36.80
12	3.0+1.5						34.30
	4.5+1.5						36.70
	6.0+1.5						39.20

表 10－1－6 常用塑料带的规格

名 称	带 宽 /mm	总 厚 度 /mm	上覆面厚度 /mm	下覆面厚度 /mm	整芯厚度 /mm	带芯强度 /N·cm ⁻¹	每米质量 /kg
普 通 型	400	9	2	2	4	2240	4.54
	500						5.67
	650	10			5	3360	9.15
	800						10.00
强 力 型	800	11	3	2	6	5000	10.80

2. 钢绳芯输送带

随着长距离、大运量带式输送机的出现 ,一般的帆布层芯胶带的强度已远远不能满足需要 ,代之而起的是钢绳芯胶带 ,如图 10－1－4 所示。钢绳芯胶带的特点是以一组平行的高强度钢丝绳代替了帆布层 ,钢丝绳一般由七根直径相同的钢丝顺绕制成 ,中间有软钢芯。芯胶的材料可稍决于面胶 ,但必须具备与钢丝有较好的浸透性和粘合性。钢丝的排列采用左绕和右绕相间 ,以保证胶带的平整。国产钢绳芯的带芯强度 σ_d 可达 40000N/cm。表 10－1－7 为国产钢绳芯带的规格。

表 10－1－7 国产钢绳芯带的主要参数

	GX－ 650	GX－ 800	GX－ 1000	GX－ 1250	GX－ 1600	GX－ 2000	GX－ 2500	GX－ 3000	GX－ 3500	GX－ 4000
带芯强度 σ_d /N·cm ⁻¹	6500	8000	10000	12500	16000	20000	25000	30000	35000	40000

	GX - 650	GX - 800	GX - 1000	GX - 1250	GX - 1600	GX - 2000	GX - 2500	GX - 3000	GX - 3500	GX - 4000
钢绳直径/mm	4.5				6.75		8.1	9.18		10.3
钢绳结构	7×7×3-0.25				7×7×7-0.25		7×7× 7-0.3	7×7×7-0.34		7×7× 7-0.38
钢绳破断张力/N	14000				33000		43000	55000		69000
上、下覆面厚度/mm	6+6				7+7		8+8	8+8		8+8
带厚/mm	18				22		25	27		28
钢绳间距/mm	20	17	13.5	11	20	16	17	18	15.5	17
每平方米带的质量/kg	23.54	24.33	24.63	25.33	32.25	33.42	39.93	41.51	43.23	47.10
输送带宽度/mm	800	800~ 1000	800~ 1200	800~ 1400	800~ 1800	800~ 2000	800~ 2000	800~ 2000	800~ 2000	800~ 2000

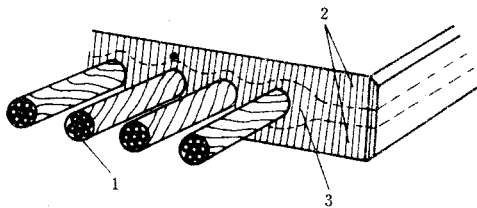


图 10-1-4 钢绳芯胶带结构

3. 输送带的接头

为了便于搬运和安装,输送带出厂标准长度一般为 100m,使用时必须根据输送机铺设长度,将一段或若干条输送带连接起来,并且形成环形封闭的整体。连接输送带接头的方法有机械连接法和硫化粘接法两种,机械连接法如图 10-1-5b、d、c 所示。这种连接法对带芯有损伤,故接头强度较低,约为本体胶带强度的 40%,使用寿命短,仅用于短距离的或移动式的带式输送机上。硫化粘接法又有热硫化粘接和常温冷粘接之分,热硫化粘接接头强度损失较少,但其设备及条件要求较高。因此它适用于长距离带式输送机的钢绳芯胶带的连接,常温冷接接头强度也很高,它不需要热源,操作简单,劳动强度低,适用于普通帆布芯胶带及维尼纶胶带的粘接。

胶带冷粘接常用胶料有环氧树脂型和氯丁胶型,两者操作方法相似,接头强度相近,但近些年来氯丁胶型用的较多,其胶料配比列于表 10-1-8。

表 10-1-8 氯丁胶料配比

物 料 名 称	配 方 Ⅰ	配 方 Ⅱ	配 方 Ⅲ
氯 丁 胶	100	100	100
防 老 剂	2	2	15

物料名称	配方Ⅰ	配方Ⅱ	配方Ⅲ
氧化镁	8	4	9
氧化锌	4	5	9
硬质胶	—	0.5	—
甲苯	435	333	300
R—异氰配脂 (又名列克纳)	20	13.3	13~15
叔丁基酚醛	30	—	—
树脂	—	—	2

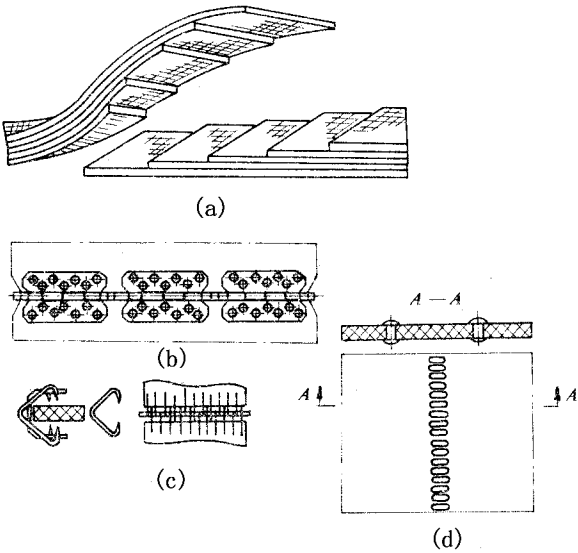


图 10-1-5 普通胶带的连接方法

(a) 硫化粘接头 (b) 铰接活页接头 (c) 铆钉固定夹板接头 (d) 勾状卡子接头

在冷粘接之前,将接头每层帆布层,与纵轴线成 $60^{\circ} \sim 70^{\circ}$ 倾斜地切成阶梯状(如图 10-1-5a),在不损伤线芯的情况下,用钢丝砂轮除去芯层表面的残胶,并用汽油或四氯化碳、甲苯等冲洗干净,而后将配制好的胶料涂于切口阶梯面上,3~5min 后将两个接头很好地粘合,加上螺杆压板或其他重物进行固化。固化时间随着温度的不同而异,原则上应长些,一般情况当温度为 $16 \sim 22^{\circ}\text{C}$ 时,固化时间约为 8h,24h 以上者效果更佳。

接头长度计算：

$$L = Zb_g + B_d \operatorname{tg} \alpha + l \text{ (mm)} \tag{1-1}$$

式中 Z ——胶带帆布层数；

b_g ——接头阶递宽度(mm),一般取 $A = 80 \sim 150$ (mm)

B_d ——胶带宽度(mm)；

α ——切口倾斜角(°);

l ——上下覆盖胶斜面搭接长度(mm), $l = l_1 + l_2$, 一般取 $l = 20 \sim 30$ (mm)。

对于钢绳芯胶带, 钢丝绳之间有一定的间距, 可以容纳另一端的钢绳接头排列其间, 相互间留有不少于 2mm 的间隙, 以便于中间有足够的橡胶来传递剪力。接头的长度应能保证张力从一端的钢丝绳通过周围的芯胶传给另一端的钢丝绳。接头强度与接头型式有关。搭接错位法(见图 10-1-6)是各矿最广泛应用的一种接头型式, 在接头段的钢丝绳间距大于钢丝绳直径 1.5 倍时, 接头段的粘着力和柔性均可保证, 接头强度一般可达带身强度的 70% ~ 100%。

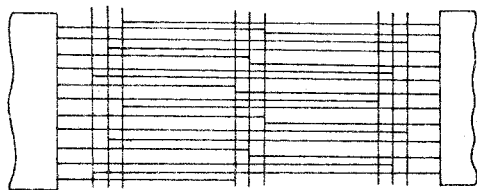


图 10-1-6 搭接错位法

4. 输送带基本参数的计算

根据输送机的生产率和物料最大块度确定带宽之后, 对于普通胶带通常是初选胶带并计算最大静张力, 然后校核所选胶带的帆布层数。校核帆布层 i 可按下式计算

$$i \geq \frac{S_{\max} \cdot m}{B \cdot \sigma_d} \tag{1-2}$$

式中 $S_{\max}$ ——胶带最大静张力(N);
 m ——安全系数, 见表 10-1-9;
 B_d ——带宽(cm);
 σ_d ——带芯强度(N/cm·层) 织物芯胶带 $\sigma_d = 560$ N/cm·层。

表 10-1-9 橡胶带安全系数

帆布层数 i		3 ~ 4	5 ~ 8	9 ~ 12
安全系数 (m)	硫化接头	8	9	10
	机械接头	10	11	12

钢绳芯胶带的强度计算公式为

$$\sigma_d \geq \frac{F_{\max} \cdot m}{B_d} \text{ (N/cm)} \tag{1-3}$$

式中 $S_{\max}$ ——胶带最大静张力(N);
 σ_d ——带芯强度, 见表 10-1-7;

m ——安全系数 ,钢绳芯带取 $m = 10$ 。

(二) 支承托辊

支承托辊的作用是 :支承输送带及带上的物料 ;减小带条的垂度 ,保证带条平稳运行 ;在有载分支形成槽形断面 ,可以增大运输量和防止物料向两侧撒漏。一台输送机托辊数量很多 ,托辊质量的好坏 ,对输送机的运行阻力、输送带的寿命、能量消耗及维修、运营费用等影响很大。所以对托辊的基本要求是 :结构合理、经久耐用、转动阻力小 ;密封装置防尘性能和防水性能好 ;轴承保证良好的润滑 ;自重较轻。

托辊按用途不同可分为槽形托辊、平形托辊、调心托辊和缓冲托辊。按托辊的辊皮材料不同分钢托辊、塑料托辊等。钢托辊多为无缝钢管制造 ,这种托辊辊皮厚度不均 ,运行时产生附加动载荷 ,使胶带产生振动 ,同时使轴承及密封件过早损坏 ,这种托辊速度不宜大于 3.5m/s 。国外采用焊接管代替无缝管 ,焊接管壁厚度均匀 ,适合高速运行的带式输送机。托辊直径与带宽、物料松散密度和带速有关。随着这些参数的增大 ,托辊直径相应增大。常用的托辊直径规格见表 10 - 1 - 10。

表 10 - 1 - 10 带式输送机托辊直径规格

托 辊 直 径 /mm	输 送 带 宽 度/mm			轴 承 型 号
89	500	650	800	204
108	1000		1200	305
133	1400		1600	406
159	1600		2000	407

带式输送机有载分支最常用的是刚性的、定轴式的三节托辊组成的槽形托辊。如图 10 - 1 - 7a 所示 ,它的槽角为 λ 。一般带式输送机槽角为 30° ,如果槽角由 20° 增大到 30° ,则在同样带宽条件下物料横断面积增大 20% ,运输量可提高 13%。目前国内外还有采用大槽角的运输机 ,如采用 35° 、 45° 的槽角。

带式输送机的无载分支常用严形托辊 ,如图 10 - 1 - 7b 所示。对于长距离单向运行的带式输送机 ,为了防止带条跑偏 ,经常采用 V 型托辊 ,如图 10 - 1 - 7d 所示。带式输送机的装载处由于物料对托辊的冲击 ,易引起托辊轴承的损坏 ,经常采用缓冲托辊组 ,如图 10 - 1 - 7c 所示。

托辊密封结构的好坏直接影响托辊阻力系数的大小和托辊的寿命。国内外大量实践证明 ,迷宫式密封的防尘效果最好 ,阻力也小。托辊的转动阻力不仅与速度、轴承及其密封有关 ,而且与润滑脂的选择也有很大关系。润滑脂除起润滑作用外 ,还起密封作用 ,锂基酯润滑油的阻力最小 ,而且使用寿命长达 5 年。图 10 - 1 - 8 为两种不同材料密封

圈的托辊结构图。

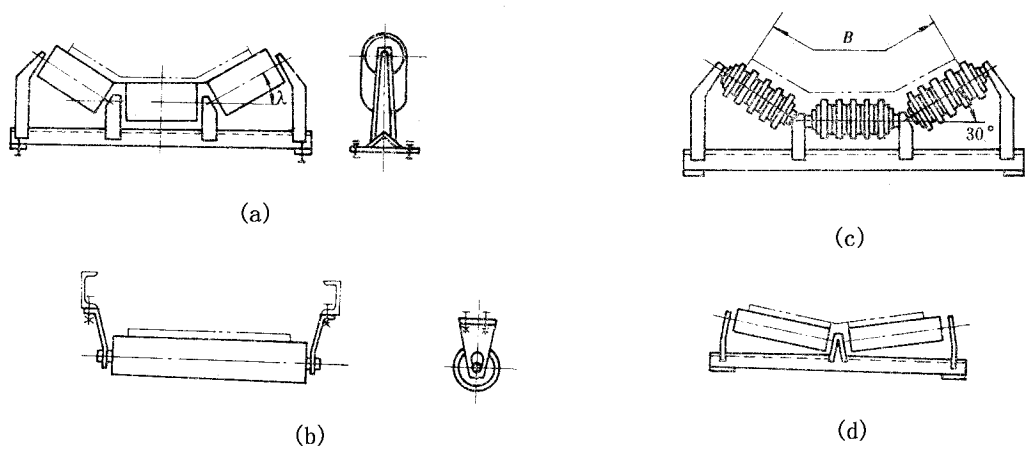


图 10-1-7 各种常用托辊
(a)槽形托辊组 (b)平形托辊 (c)缓冲托辊 (d)斜置直托辊

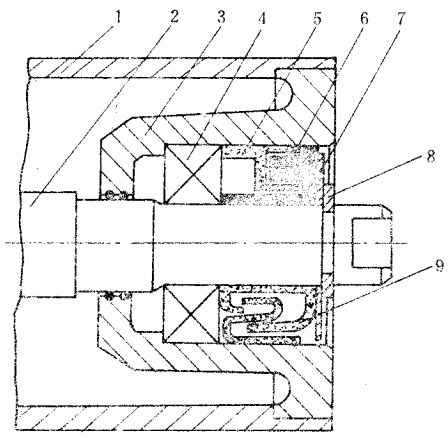


图 10-1-8 托辊结构图
1—托辊辊皮 2—轴 3—轴承座 4—轴承 5—塑料内密封圈 6—塑料外密封圈；
7—金属挡圈 8—弹簧圈 9—钢板冲压密封圈

托辊间距的布置应保证胶带在托辊间所产生的挠度尽可能地小。胶带在托辊间的挠度值一般取为不超过托辊间距的 2.5%。带式输送机上托辊的间距列于表 10-1-11。在装载处的上托辊间距应密集一些,一般取间距为 300~600mm,而且必须选用缓冲托辊。下托辊间距可取 2500~3000mm,或取为上托辊间距的 2 倍。

表 10 - 1 - 11 上托辊间距/mm

带宽/mm	300 ~ 400	500 ~ 650	800 ~ 1000	1200 ~ 1400
物料特性				
散状物料堆积密度 $\rho \leq 1.0(t/m^3)$	1500	1400	1300	1200
$\rho = 1 \sim 2(t/m^3)$	1400	1300	1200	1100
$\rho > 2(t/m^3)$	1300	1200	1100	1000

在有载分支头、尾部应各设置一组过渡托辊 ,以减少头、尾过渡段胶带边缘的应力 ,从而减少胶带边缘的损坏。过渡托辊的槽角为 10°、20°两种 ,端部滚筒中心线至过渡托辊的距离一般不大于 800 ~ 1000mm。

带式输送机在运转过程中 ,经常出现胶带跑偏现象 ,即胶带运行中心线偏离输送机的纵向几何中心线。为防止和克服胶带跑偏 ,常用的办法是采用不同形式的调心托辊 ,在有载分支每隔 10 组槽形托辊放置一组调心托辊 ,下分支每隔 6 ~ 10 组平形托辊放置一组调心托辊。最简单的调心方法是上分支采用前倾式槽形托辊 ,下分支采用 V 型前倾式托辊 ,前倾托辊的两个侧托辊胡胶带运行方向前倾 3°~ 5° ,如图 10 - 1 - 9 所示。由于托辊有前倾角 ,则胶带运动速度 v_d 和托辊圆周速度 v_T 之间相差一个角度 φ ,因而托辊相对胶带就有一个相对速度 Δv ,使托辊有沿轴向产生相对运动的趋势 ,但是 ,托辊受托辊架的限制不能运动 ,于是两侧托辊对胶带产生一个向内的横向摩擦力。当胶带位于正中时 ,胶带两侧受力平衡。当胶带偏向一侧时 ,该侧胶带和托辊所受正压力增加 ,则胶带所受到的横向摩擦力大于另一侧。因而使胶带又回复到正中位置。这种托辊防跑偏简单可靠 ,但由于胶带运行时存在附加滑动摩擦力 ,增加了胶带的磨损。前倾托辊只能用于胶带单向运行。

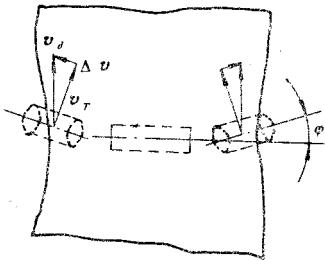


图 10 - 1 - 9 固定式托架上侧托辊前倾安装示意图

另外还有一种回转式调心托辊 ,如图 10 - 1 - 10、图 10 - 1 - 11。槽形调心托辊用于有载分支平形调心托辊主要耐于无载分支 ,其防跑偏原理与前倾托辊相同。当胶带跑偏时 ,胶带的一侧压于立挡辊上 ,给挡辊以正压力和摩擦力 ,从而使托辊架绕垂直轴回转一角度 ,这时胶带受到一个与跑偏方向相反的摩擦力 ,使胶带向输送机中心线移动 ,从而纠

正跑偏现象。这种调心托辊在固定型带式输送机上应用的很多。

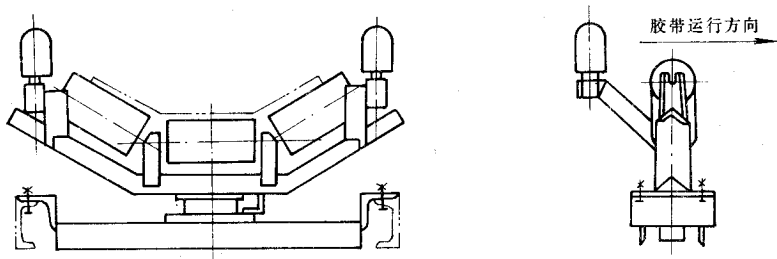


图 10-1-10 槽形调心托辊

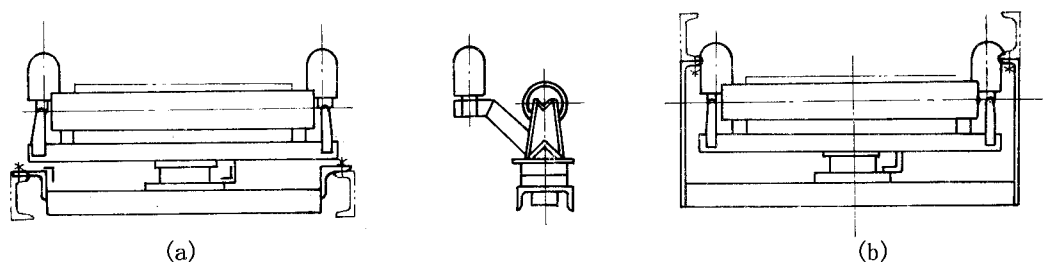


图 10-1-11 平形调心托辊

(a) 平形上调心托辊 (b) 平形下调心托辊

(三) 驱动装置

驱动装置是带式输送机的动力来源。主要由电动机、减速器、联轴器、驱动滚筒等组成,有倾斜段的带式输送机还设有制动器和停止器。驱动装置按驱动滚筒的数目分为:单滚筒驱动、双滚筒驱动及多滚筒驱动,每个滚筒可配置一台或两台电动机,见图 10-1-12。

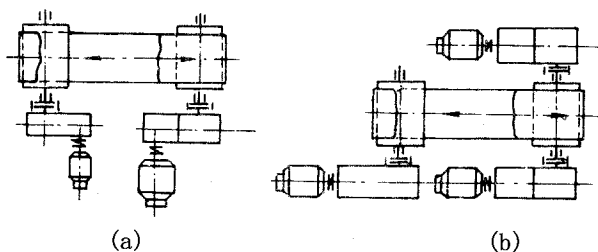


图 10-1-12 带式输送机驱动装置

(a) 双电机驱动 (b) 三电机驱动

1. 驱动装置的主要部件及其特点

(1)电动机 带式输送机驱动装置常用鼠笼式电动机,它具有结构紧凑、工作可靠、线路实现自动化方便等优点。但是当鼠笼式电动机与减速器之间采用刚性联轴器时,起动电流大,起动转矩无法控制,胶带产生动张力,引起胶带在滚筒上打滑,所以仅限于长度小于 $100\sim 300\text{m}$ 、驱动功率小于 $80\sim 160\text{kW}$ 的输送机,电动机和减速器之间才允许采用刚性联轴器。功率更大的鼠笼式电动机应与液力联轴器配套使用,以降低输送机起动时的胶带动张力,并且使各驱动滚筒之间的牵引力保持一定的比例。

长距离带式输送机,功率为 $200\sim 1600\text{kW}$ 时,采用绕线式电动机。其优点是:在转子回路中串联电阻,可解决输送机各驱动滚筒之间功率平衡问题。

(2)联轴器 新系列带式输送机功率在 110kW 以内的高速轴采用柱销联轴器或带制动轮的联轴器(配Y系列电动机);对于 $115\sim 200\text{kW}$ 的采用液力联轴器(配JS系列电动机);低速轴均采用十字滑块联轴器。DX系列钢绳芯带式输送机的高速轴仍采用柱销联轴器、带制动轮柱销联轴器、液力联轴器,而低速轴采用棒销联轴器。

(3)减速箱 新系列TD75型带式输送机 and 现代大型带式输送机除采用平行出轴减速箱以外,还采用垂直出轴减速箱。垂直出轴减速箱有整机结构紧凑、布置更加合理、降低工程造价等优点。其布置见图10-1-12。

(4)驱动滚筒 驱动滚筒的表面型式有钢制光面滚筒和包胶滚筒等,钢制光面滚筒主要缺点是表面摩擦系数小,所以一般用在周围环境湿度小的短距离输送机上。包胶滚筒的主要优点是表面摩擦系数大,适用于环境湿度大、运距长的输送机,包胶滚筒按其表面形状又可分为光面包胶滚筒、人字形沟槽包胶滚筒和菱形包胶滚筒。

①人字形沟槽包胶滚筒 为了增大摩擦系数,在钢制光面滚筒表面上,冷粘一层带人字沟槽的橡胶,如图10-1-13所示,这种滚筒有方向性,不得反向运转。

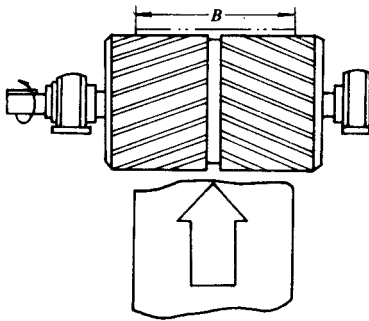


图 10-1-13 人字形胶面驱动滚筒

人字形沟槽包胶滚筒,沟槽能使水的薄膜中断,不积水,同时胶带与滚筒接触时,胶带表面能挤压到沟槽里,由于这两种原因,即使在潮湿的场合下工作,摩擦系数降低也很小。

②菱形包胶滚筒 它是在钢制光面滚筒表面冷粘一层菱形橡胶层,见图 10-1-14a,这种滚筒没有方向性,适用于可逆输送机。试验证明,菱形包胶滚筒的摩擦系数比人字形包胶滚筒略小一些,因而在菱形包胶滚筒之后又出现一种带有轴向沟槽的菱形包胶滚筒,见图 10-1-14b,克服了上述不足。

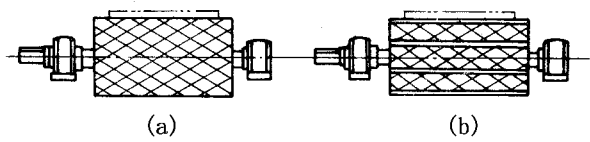


图 10-1-14 菱形包胶滚

(a)菱形包胶滚筒 (b)带轴向沟槽菱形包胶滚

2. 滚筒直径与宽度

在带式输送机设计中,正确选择滚筒直径具有重要意义。由于滚筒的弯曲,胶带芯体疲劳的程度与滚筒的直径成反比,因此从胶带使用寿命这一点看,滚筒直径越大越有利。但是其他条件相同时,滚筒直径增大,将使它的质量以及整个驱动装置质量增大。因此,滚筒直径只要不大于为确保正常使用条件所允许的数值即可。

TD75 型带式输送机使用的织物芯体的胶带,一般驱动滚筒直径 D 应为帆布层数 i 的 100~125 倍,其中

对于硫化接头,取 $D/i \geq 1.25$;

对于机械接头,取 $D/i \geq 100$;

对于井下巷道,限于井下空间,可取 $D/i \geq 80$ 。

织物芯胶带常用的驱动滚筒直径可参考表 10-1-12。

钢丝绳芯胶带输送机中,驱动滚筒直径主要由钢丝绳的疲劳强度所决定。一般驱动滚筒直径 D 与钢绳直径 d 之比值均大于 150,常用的驱动滚筒直径参考表 10-1-13。

表 10-1-12 织物芯胶带用驱动滚筒直径

带 宽/mm	500	650	800	1000	1200	1400
直 径 /mm	500	500	500	630	630	800
	—	630	630	800	800	1000
	—	—	800	1000	1000	1250
	—	—	—	—	1250	1400

表 10-1-13 DX 型钢绳芯胶带用驱动滚筒直径

胶带强度/N/cm	6500~12500	16000~20000	25000	30000~35000	40000
滚筒直径 D /mm	~ 800	1000	1250	1400	1600

胶带强度/N/cm	6500 ~ 12500	16000 ~ 20000	25000	30000 ~ 35000	40000
钢丝绳直径 d /mm	4.5	6.75	8.1	9.18	10.3

滚筒宽度 B_1 要比胶带宽度 B 略大一些 ,一般取为

$$B_1 = B + (100 \sim 200) \text{ mm}$$

3. 摩擦驱动原理

带式输送机为了传递所需要的牵引力 ,借助于胶带和滚筒之间的摩擦力 ,带动胶带运动。

为保证胶带在驱动滚筒上不打滑 ,其条件是 :

$$S_{\text{rmax}} \leq S_c e^{\mu \alpha} \tag{1-4}$$

式中 S_{rmax} ——胶带在驱动滚筒绕入点的最大张力(N);

S_c ——胶带在驱动滚筒绕出点的张力(N);

μ ——胶带与滚筒间的摩擦系数;

α ——胶带在驱动滚筒上的围包角(rad);

$e^{\mu \alpha}$ ——驱动滚筒的附着系数。

式(1-4)表示理想的不可伸长线材的尤拉公式。实际上胶带是一个弹性体 ,在张力的作用下 ,胶带要产生弹性伸长 ,而且受力越大伸长也越大。分析式(1-4)可知 ,胶带张力由绕入点到绕出点随着围包角的增加而逐渐变小。也就是说 ,在张力大的区段被拉长的胶带 ,进入张力小的区段时逐渐收缩 ,于是胶带与滚筒产生相对滑动 ,这种滑动称为弹性滑动或弹性蠕动。

弹性滑动只发生在驱动滚筒上有张力差的一段胶带内。但是在输送机正常工作时 ,并非整个围包弧都有张力差。如果各点张力都相等 ,那么各点的伸长量也一样 ,胶带在滚筒上就不会有伸长或收缩的现象了。这个张力差就是驱动滚筒传给胶带的牵引力。因此我们可以说 ,在传递牵引力的围包弧内 ,必然有弹性滑动现象 ,该围包弧称为滑动弧或工作弧 ,如图 10-1-15 的 $\widehat{BC}$ 弧。反之 ,也可以说只有在滑动弧内才传递牵引力。不产生弹性滑动的弧 ,如图 10-1-15 的 $\widehat{AB}$ 弧 ,称静止弧或备用弧 ,用它来克服输送机起动时胶带出现的动张力 ,或是用来防止摩擦系数降低所出现的胶带打滑等。

当胶带在驱动滚筒绕出点张力 S_c 一定时 ,随着输送机负荷的增加 ,胶带在绕入点张力 S_r 也增大 ,因而滑动弧也相应的增大。当围包弧等于滑动弧时 ,保证胶带不打滑的张力已达到最大值 ,这时传动装置所能传递的牵引力也达到最大值。若输送机负荷再增加 ,则胶带将在滚筒上打滑 ,造成滚筒空转而胶带停止运动 ,使输送机不能工作 ,这是应

该避免的。

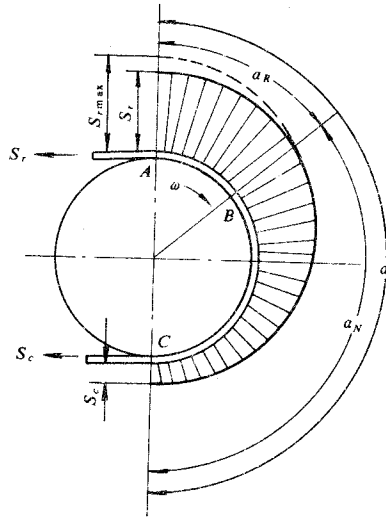


图 10-1-15 驱动滚筒的利用弧和备用弧

4. 驱动装置的牵引力

对于一台带式输送机,它的牵引力究竟有多大,与那些参数有关以及如何提高其牵引能力,这是我们设计和生产实践中必然遇到的问题。在双滚筒驱动时,除了考虑总牵引力的大小外,还要考虑牵引力在两个驱动滚筒上的分配问题。

驱动装置所能传递的最大牵引力为

$$P_{\max} = S_{r \max} - S_c = S_c (e^{\mu \alpha} - 1) \quad (1-5)$$

由式(1-5)可以看出,提高驱动装置牵引力的办法是:

(1) 增加拉紧力(初张力)。增加初张力可以使胶带在驱动滚筒绕出点的张力 S_c 增加。在运转中由于胶带伸长,张力减小,造成牵引力下降时,可以利用拉紧装置适当增加初张力,从而增大 S_c ,提高牵引力。

(2) 增加围包角。单滚筒驱动时围包角可达 $210^\circ \sim 230^\circ$;双滚筒驱动围包角可增加到 420° 。在单滚筒驱动牵引力满足不了要求时,可采用双滚筒驱动。

(3) 增加摩擦系数 μ 。采用人字形沟槽包胶驱动滚筒或菱形包胶驱动滚筒可使摩擦系数提高;另外滚筒表面在潮湿状态下工作,摩擦系数将降低,所以在带式输送机中,应尽量利用滚筒干燥状态表面,进行力的传递。有关研究结果表明:胶带与滚筒之间的单位压力,胶带弹性滑移速度、覆面胶和带芯的硬度等对摩擦系数也有影响。

摩擦系数 μ 的取值范围见表 10-1-14。

表 10－1－14 驱动滚筒与胶带之间的摩擦系数 μ

工 作 条 件	滚 筒 覆 面			
	光 面 钢 滚 面	有人字形槽的 橡胶覆面	有人字形槽的 聚氨酯覆面	有人字形槽的 陶瓷覆面
干 燥	0.35 ~ 0.40	0.4 ~ 0.45	0.35 ~ 0.40	0.40 ~ 0.45
清洁潮湿	0.10	0.35	0.35	0.35 ~ 0.40
潮湿多灰	0.05 ~ 0.10	0.25 ~ 0.30	0.20	0.35

5. 滚筒直径与表面压力的关系

根据大量试验证明,驱动滚筒的摩擦系数与胶带和滚筒间的单位压力有关,在单位压力较大的区域内摩擦系数随着压力增大而减小,所以驱动滚筒的直径应按平均压力进行验算

$$[p] = \frac{360P}{BD\pi\alpha\mu} \tag{1-6}$$

式中 $[p]$ ——胶带与滚筒之间的平均压力;对于织物芯胶带推荐不大于 0.4N/mm^2 ;对于钢绳芯带不大于 0.7N/mm^2 ;

α ——胶带在滚筒上的围包角($^\circ$);

P ——驱动滚筒牵引力(N);

B ——带宽(mm);

D ——驱动滚筒直径(mm)。

(四)制动装置

对于倾斜输送物料的带式输送机,其平均倾角大于 4° 时,为防止有载停车时发生逆转(上运时)或顺滑(下运时)现象,应设置制动器。

带式输送机制动器的种类较多,根据输送机的技术性能和具体使用条件(如功率大小、安装倾角等),可选用不同型式的制动器。常用的有带式逆止器、滚柱逆止器、液电磁闸瓦制动器和盘形制动器。

1. 带式逆止器

带式逆止器(图 10-1-16a)适用于倾角 $\leq 18^\circ$ 向上运输的带式输送机,当倾斜输送机停车时,在负载重力作用下,输送带逆转时将制动斜带带入滚筒与输送带之间,将滚筒楔住,输送机即被制动。带式逆止器结构简单、造价便宜。其缺点是制动时输送带要先逆转一段距离,造成机尾受载处堵塞溢料。头部滚筒直径越大,逆转距离越长,因此对功率较大的输送机不宜采用。

2. 滚柱逆止器

滚柱逆止器(10-1-16b)也是用于向上运输的带式输送机,在输送机正常工作时,

滚柱在切口的最宽处,因此它不妨碍星轮的运转;当输送机停车时,在负载重力的作用下,输送带带动星轮反转,滚柱处在固定圈与星轮切口的狭窄处,滚柱被楔住,输送机被制动。这种制动器制动迅速,平稳可靠,并且已系列化,可按减速器选配。

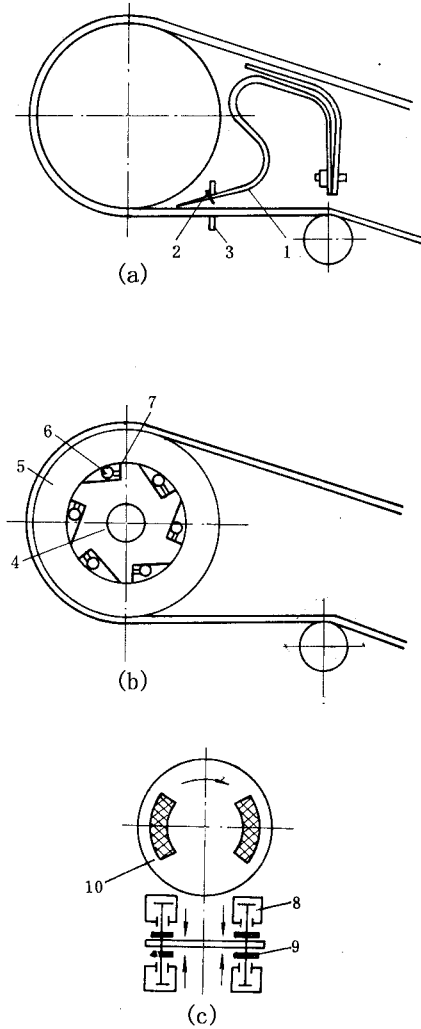


图 10-1-16 制动装置

(a) 带式逆止器 (b) 滚柱逆止器 (c) 盘形制动器

1—制动带 2—斜带 3—固定架 4—星轮 5—固定圈 6—滚子;

7—弹簧销 8—油缸 9—闸瓦 10—制动盘

3. 电磁闸瓦式制动器

带式输送机常用的电磁闸瓦式制动器有两种型号:制动轮直径 100 ~ 300mm 时,采用 TJZ 型交流电磁制动器,制动轮直径为 400 ~ 500mm 时,采用 JCZ 型交流电磁制动器。

电磁制动器耗电量大,且常因发热或其他因素而失灵,因此适用于向下输送及水平输送时停机时间有要求的场合。

4. 液压电磁制动器

液压电磁制动器对于向上或向下输送的带式输送机均可使用,动作迅速可靠,多用于大功率长距离钢绳芯带式输送机及钢绳牵引带式输送机,安装在紧靠驱动机的高速轴上,为断电时停车和紧急刹车之用。

5. 盘形制动器

盘形制动器的结构原理如图 10-1-16c 所示。利用液压油通过油缸推动闸瓦沿轴向压向制动盘,使其产生摩擦而制动。每套制动器有四个油缸,由一套液压系统统一控制。这种制动器多用于大功率长距离强力带式输送机及钢绳牵引带式输送机,安装在高速轴上。这种制动器的特点是制动力矩大,散热性能好,油压可以调整,在工作中制动力矩可无极调节。

(五) 改向装置

为了改变胶带的运动方向,需设置改向装置。改向装置有改向滚筒和改向托辊组两种。

改向滚筒用于平形或槽形带式输送机的无载分支上。例如带式输送机尾部的改向滚筒,垂直拉紧装置的下方改向 180°的垂直拉紧滚筒和上方改向 90°的改向滚筒,胶带从倾斜过渡到水平的改向滚筒等。改向滚筒的直径一般取为

$$D_1 = 0.8D \quad (1-7)$$

$$D_2 = 0.6D \quad (1-8)$$

式中 D_1 ——尾部改向滚筒直径;

D_2 ——其他改向滚筒直径;

D ——驱动滚筒直径。

改向托辊组是槽形带式输送机的有载分支从倾斜过渡到水平方向时,为了保持胶带在改向处仍能保持槽形的横断面而设置的若干个沿所需半径为 R_1 的弧形布置的支承托辊组。改向段托辊间距为直线区段托辊间距的 0.4~0.5 倍。凸弧段的托辊半径 R_1 与带宽 B 及胶带的结构形式、输送机倾角有关,TD75 型带式输送机可按下式计算

$$R_1 \geq 18B \quad (1-9)$$

对于由水平过渡到倾斜方向的凹弧段曲线,应考虑使有载分支胶带避免出现撒料、胶带跑偏、运行不平稳及在空载时也不致因张力作用而离开托辊悬空等后果。为此应使该区段胶带重力不小于该区段张力作用的向上分力(如图 10-1-17 所示),即

$$\rho_{10}gl \geq S_{i+1} \cdot \sin\beta \quad (1-10)$$

式中 ρ_{10} ——每米长胶带质量(kg/m);
 l ——凹弧段曲线长度(m);
 S_{i+1} ——凹弧段绕出点张力(N);
 β ——过渡曲线夹角(°)。

由于胶带通过凹弧段运行阻力变化较小,故 $s_{i+1} \approx s_i$, 又因 β 角较小,故 $\sin\beta \approx \beta$, 则式(1-10)可改写为

$$\rho_{10} g R_2 \beta \geq s_i \beta$$

$$R_2 \geq \frac{s_i}{\rho_{10} g} \quad (\text{m}) \quad (1-11)$$

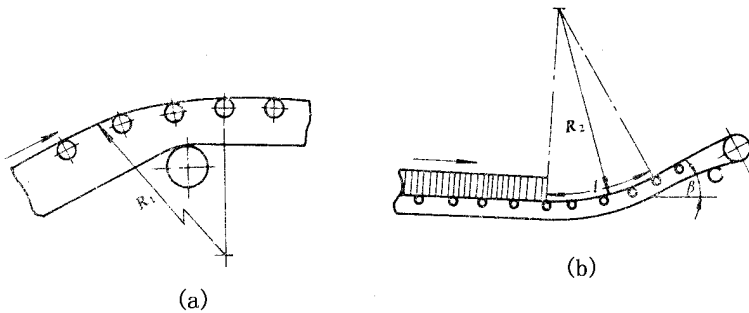


图 10-1-17 带式输送机凸凹弧曲率半径

在线路凹弧段上,胶带在张力作用下力图脱离托辊,因此在某些情况下,可采用专用压紧装置,如图 10-1-18 所示。如果输送颗粒较小的物料,可采用带支承圆盘的叶片滚筒或梯形叶片滚筒,圆盘安装在固定轴上并向胶带压紧,叶片滚筒在摩擦力作用下转动,胶带便处于弯曲状态;当输送块状物料时,圆盘上不装叶片或用两个胶轮,在大生产率和具有重型宽带的带式输送机上,依靠胶带和物料的重力作用,胶带沿凹弧段自然弯曲。

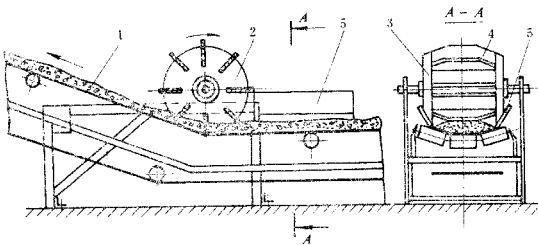


图 10-1-18 在线路凹弧段上输送带的弯曲

1—输送带 2—叶片滚筒 3—圆盘 4—叶片 5—挡板

(六) 拉紧装置

拉紧装置的作用是 ,保证胶带在驱动滚筒的绕出端有足够的张力 ,能使滚筒与胶带间产生必须的摩擦力 ,防止胶带打滑 ;保证输送机各点胶带的张力不低于一定值 ,以限制胶带在各支承托辊间的垂度 ,避免引起撒料和增加运动阻力 ;补偿胶带在运转过程中产生的塑性伸长和过渡工况下弹性伸长的变化。

在带式输送机的设计中 ,选择合适的拉紧装置 ,确定合理的布置位置 ,是保证输送机正常运转、启动和制动时胶带在驱动滚上不打滑的必要条件。一般情况下 ,拉紧装置应布置在胶带张力最小处。对于长度在 300m 以上的水平(或坡度在 5% 以下的倾斜)输送机 ,拉紧装置应设置在紧靠驱动滚筒的无载分支上 ;对于距离较短的输送机和坡度在 5% 以上的向上输送物料的输送机 ,拉紧装置多半设置在输送机尾部 ,并以尾部滚筒作为拉紧滚筒。

常见的拉紧装置有以下几种 :

(1)螺旋式拉紧装置 螺旋式拉紧装置如图 10 - 1 - 19a 所示。拉紧滚筒的轴承座安装在带有螺母的滑动架上 ,滑动架可在尾架的导轨上移动。当旋转螺杆时 ,可使滑动架带动拉紧滚筒一同前进或后退 ,以调节胶带的张力。螺旋式拉紧装置结构简单 ,但是拉紧力的大小不易掌握 ,工作过程中拉紧力不能保持恒定 ,一般用于机长小于 80m、功率较小的输送机。

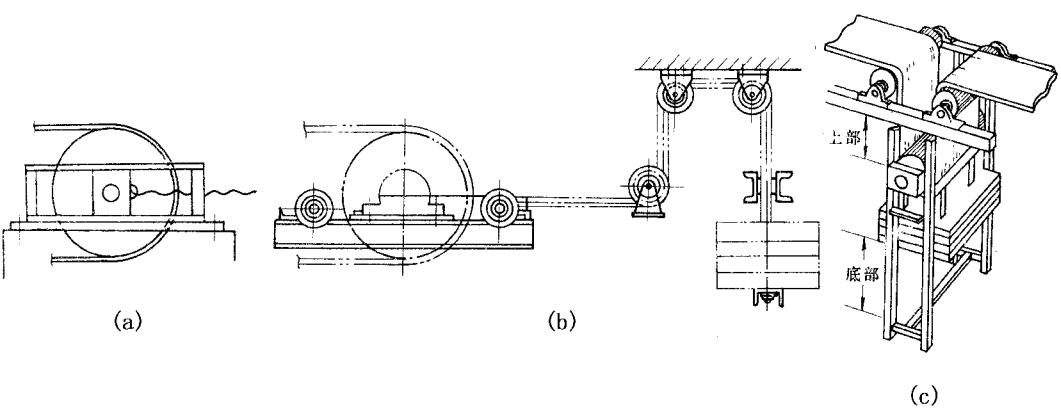


图 10 - 1 - 19 拉紧装置

(a)螺旋式拉紧装置 (b)车式拉紧装置 (c)垂直式拉紧装置

(2)车式拉紧装置 车式拉紧装置结构原理如图 10 - 1 - 19b 所示。其拉紧滚筒固定在小车上 ,通过重锤的重力牵引小车 ,从而达到张紧胶带的作用。这种拉紧装置的优点是拉紧力恒定 ,能自动补偿胶带的伸长 ,适用于长距离固定式带式输送机。

(3)垂直式拉紧装置 图 10 - 1 - 19c 所示的重锤式拉紧装置 ,利用重锤重力可使拉

紧滚筒沿直导轨移动产生拉紧力。它能保证胶带在各种运动状态下有恒定的牵引力,可以自动补偿胶带的伸长,适用于长距离固定式带式输送机。其缺点是需要有足够的空间放置拉紧滚筒、重锤及保证拉紧所需要的行程,因此在空间受限的条件下无法使用。

(七)卸料装置

带式输送机可利用端部滚筒卸料,也可以在中间任意点利用卸料小车或卸料挡板卸料。采用端部滚筒卸料不会产生附加阻力,适合于卸料点固定的场合。选矿厂带式输送机中间卸料常采用卸料小车来实现,如图 10-1-20 所示。卸料小车由车架 4、两个滚筒 1、2 和导料漏斗 3 组成,卸料小车可沿导轨在输送机纵向方向内移动,物料经卸料小车的上滚筒抛出,经导料漏斗向输送机一侧或两侧卸料。

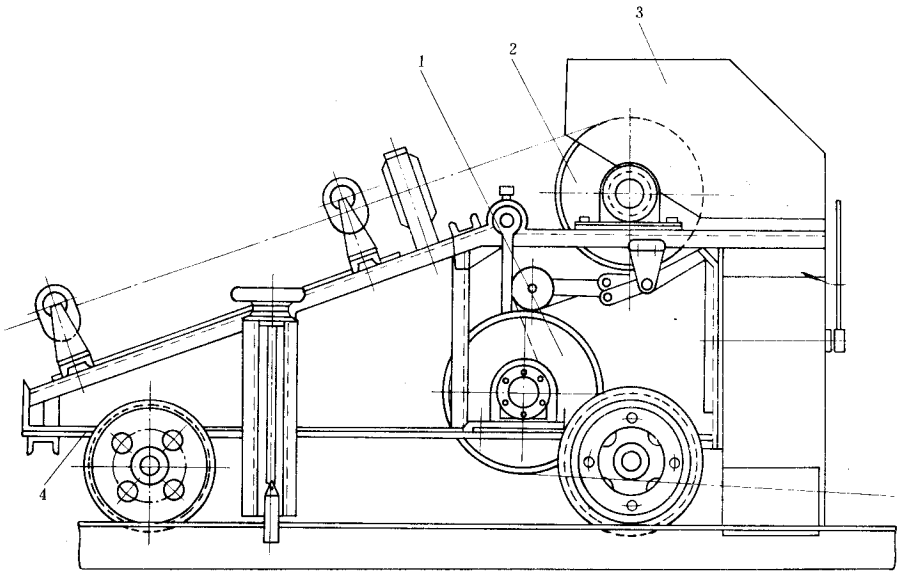


图 10-1-20 卸料小车结构图

1 2—滚筒 3—导料漏斗 4—车架

卸料挡板为平挡板或 V 型挡板,它不但可以适合在平托辊的输送机上卸件货,也可以向一侧或两侧卸散货,如图 10-1-21 所示。

卸料挡板的结构非常简单,但对胶带的磨损比较严重,还会增加胶带的运动阻力,因此对较长的输送机,特别是输送块度大、磨损性大的物料时不宜采用。

卸料挡板能否正常的工作,挡板对胶带纵向中心线的倾角 α 是个很重要的参数, α 角越大,挡板对物料的侧向推力就越小,一般取 $\alpha = 30^\circ \sim 45^\circ$ 。

(八)清扫装置

输送机在运转过程中,不可避免地有部分细块和粉料粘在胶带表面,通过卸料装置

后不能完全卸净,表面粘有物料的胶带工作面通过下托辊或改向滚筒时,由于物料的积聚而使它们的直径增大,加剧托辊和胶带的磨损,引起胶带跑偏。不断掉落物料又污染了场地环境。因此,清扫粘结在胶带表面的物料,对于提高胶带的使用寿命和保证输送机的正常工作,具有重要意义。

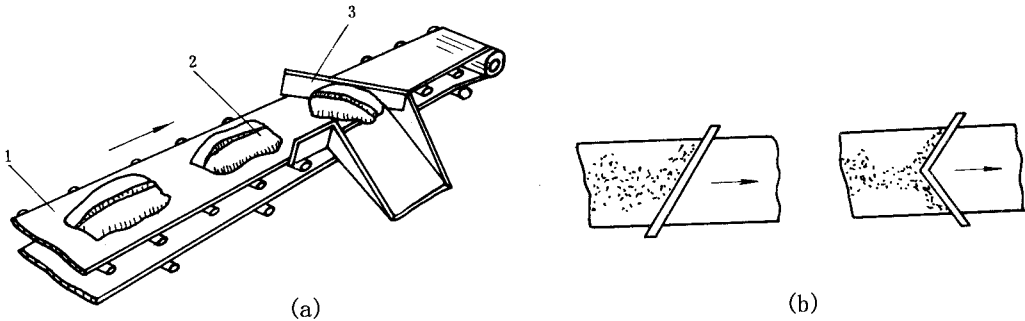


图 10-1-21 平形和 V 形卸载挡板

1—胶带 2—袋子 3—挡板

常用的清扫装置是弹簧刮板清扫器,如图 10-1-22 所示。一般装在头部滚筒的下方,使胶带进入无载分支前,先将大部分粘附物清扫掉。弹簧压力的大小根据不同物料的粘性进行调节,同时保证弹簧的工作行程为 20mm。

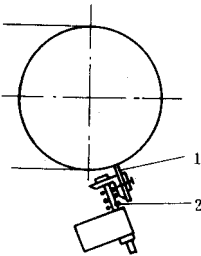


图 10-1-22 弹簧清扫器

1—刮板 2—弹簧

橡胶合金清扫器是一种新型清扫装置,其结构如图 10-1-23 所示。它由清扫板 1,金属联板 2,橡胶缓冲器 3,调整杆 4,调节螺栓 5,支架 6 及轴杆 7 组成。当调节调整螺栓 5 时使调整杆逆时针旋转,通过轴杆带动清扫板转动并紧贴在胶带上产生一定的压力。

这种清扫器的优点是：

- (1) 刮板与胶带摩擦面积小,减少对胶带的磨损,提高了胶带的使用寿命。
- (2) 清扫板上镶有耐磨硬质合金,寿命长。

(3) 清扫器是由数块清扫板组成, 如若胶带表面局部粘附的粘结物没被清扫掉时, 清扫板跳动不影响其他清扫板工作。

橡胶合金清扫器有 H 型和 P 型两种, 可以分别安装在输送机的不同位置上构成复式清扫装置, 所以清扫效果好。

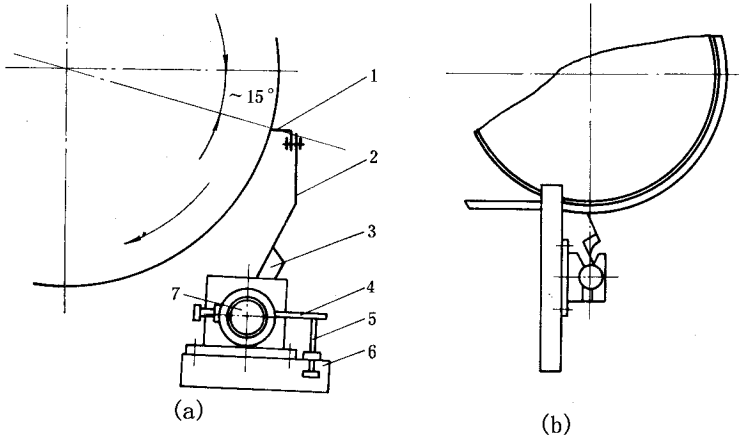


图 10-1-23 (a) H 型清扫器 (b) P 型清扫器

1—清扫板 2—金属联板 3—缓冲器 4—调整杆 5—调整螺栓;
6—支架 7—轴杆

对于长距离的带式输送机, 近年来出现了胶带翻转清扫法。如图 10-1-24 所示。胶带无载分支在离开头部滚筒后旋转 180° , 在进入尾部滚筒之前再往回旋转 180° 恢复原状。采取胶带翻转清扫法能避免弄脏托辊和沿输送机线路撒落粘结物, 减轻输送带和托辊的磨损, 使下托辊的使用寿命大约增长 1 倍左右, 减小胶带运行阻力, 驱动功率也相应减小。

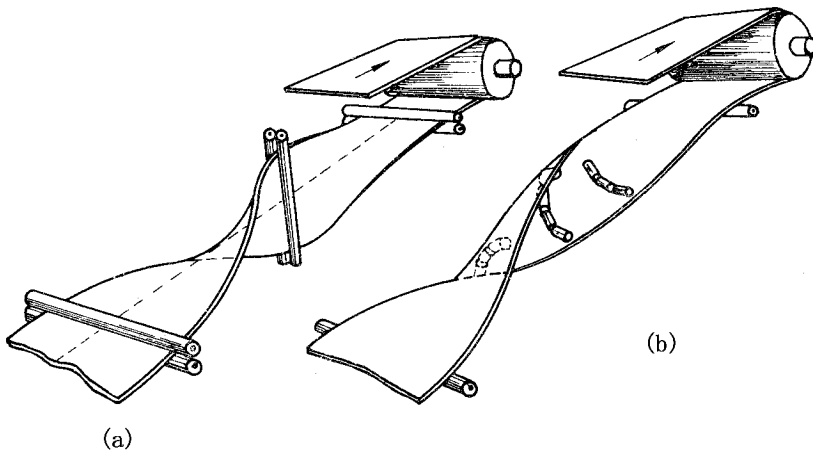


图 10-1-24 输送带翻转简图

(a) 强制翻转 (b) 定向翻转

三、带式输送机运转中的主要问题

带式输送机运转中经常出现的问题,主要是胶带跑偏及托辊转动不灵。

(一) 胶带跑偏问题

带式输送机在运转过程中,胶带运行中心线偏离输送机铺设的纵向几何中心线,称为胶带跑偏。经常跑偏会造成胶带侧边与机架碰撞摩擦,而损坏胶带,严重时将发生胶带脱离托辊,翻落或拉坏机架的事故,所以,在带式输送机的设计、制造和安装、运转工作中都要十分重视胶带跑偏问题。

引起胶带跑偏的因素很多,归纳起来主要是胶带各部分受力不均匀造成的。产生受力不均匀的原因有:

(1) 胶带织物带芯的各层,各部位或钢丝绳芯各根钢丝绳在制造时的预应力不均匀,运转时就会产生各处松紧不同,受力不均。胶带接头不正,接口与胶带纵向中心线不垂直,也会在运行时受力不均而跑偏。

(2) 安装时滚筒及托辊轴线与输送机纵向中心线不垂直,使输送机在运行中受到横向推力而跑偏。因此,带式输送机安装的垂直度,要满足一定要求,特别注意不出现水平弯曲。

(3) 装载及清扫工作,也会改变胶带的受力状态。如发生偏载,或滚筒及托辊上粘矿粉,影响各处直径尺寸变化,都会使胶带各处受力不均而跑偏。

为了防止和减少跑偏现象,除结构设计合理,制造安装质量优良,使用中注意装载对中,经常保持胶带及滚筒表面清洁外。还可采取前倾托辊,将槽形托辊组的侧托辊外端前倾 3° 左右,或调整托辊、滚筒在机架上的安装方位,采取回转式调心托辊架等,都可防止和纠正胶带的跑偏现象。

(二) 托辊运转问题

带式输送机安装的托辊数量很大,各托辊的制造质量、运转性能,对输送机的总运行阻力,功率消耗的影响很大,从而对运输成本的影响也很大。

托辊运转中往往出现转动不灵活的现象,严重时甚至不转动。这样托辊运转的阻力系数就由滚动阻力系数变为滑动阻力系数,其值增大10倍左右。其结果造成运行阻力增大,功率消耗增大;由于托辊转动不灵活,使托辊和胶带的磨损加剧,使用寿命降低。

影响托辊转动灵活程度及使用寿命的因素很多,主要是托辊的结构、制造质量、密封、润滑及使用维护等。

在使用中对托辊的运转情况应给以足够的重视,经常保持托辊的清洁,及时更换转动不灵活的托辊,合理选用润滑油脂。

第二节 胶带输送机

一、概述

(一) 胶带输送机的工作原理、类型、特点及其应用范围

胶带输送机是连续输送机的一种。它在传动的原理上与常见的平皮带传动一样,是通过驱动装置的驱动滚筒与胶带之间的摩擦力来传递的。如果在胶带上不断地装上物料,随着胶带的移动,物料会从一端输送到另一端。它与其他类型的连续输送机相比,优点是噪音小,消耗功率小,自重较小,可以有较快的输送速度,其缺点是不能耐冲击,不能作很大的水平弯曲,能输送的倾角较小。

矿用胶带输送机有下列三种:

1. 普通胶带输送机

这是矿山最常用的一种输送机。胶带内以帆布层作为承载构件,同时胶带又作持送构件,由于帆布层强度较小,故单机输送距离受到很大的限制。

2. 钢绳芯胶带输送机

这种输送机的胶带内以钢丝绳代替了帆布层作为承载构件,同时胶带又作持送构件,由于钢丝绳强度较大,故单机输送距离长,输送能力大,其次还具有拉紧装置行程最短、驱动机构简单、外形尺寸小、胶带寿命长、经济效果好的优点。其缺点是钢绳芯胶带的接头通常采用硫化法,接头工艺和设备较复杂,工艺技术要求较高,如果接头质量差,易产生“跑偏”事故,胶带横向强度差,易沿纵向撕破胶带,功率消耗比钢绳牵引输送机要大一些,中间支架多,托辊数量较多,需要钢材多。

钢绳芯胶带输送机主要用于平硐、斜井和地面长距离输送矿石、煤炭及其它散状物料,增加适当的装置和保护措施,也可以用来输送人员。特别适于输送运量大、运距长的散状物料。

3. 钢绳牵引胶带输送机

这种输送机以两根钢丝绳作为牵引构件,胶带仅作持送构件。其优点是输送距离长,胶带寿命长,功率消耗小,运行平稳,中间支架少,结构简单,节省钢材,安装、维护、使用均方便,经济效果较好。其缺点是驱动机构和拉紧装置较复杂,外形尺寸大,驱动站和拉紧站尺寸大,对局部过载敏感,易发生“脱槽”事故,牵引钢丝绳使用寿命较短,输送能力比钢绳芯胶带输送机要小。这种胶带输送机的应用范围基本上与钢绳芯胶带输送机相同,其不同点是输送能力较大时不宜采用,另外,中间卸载困难。

(二)矿用胶带输送机国内外发展的概况

钢绳牵引胶带输送机于 1951 年英国首先研制成功 ,并应用于煤矿生产 ,而后美国、苏联、日本、加拿大、法国等国相继研制使用。我国于 1966 年研制成功 ,并在阳泉煤矿应用于生产 ,1977 年首次应用于金属矿山——玉石洼铁矿。现国内外已广泛应用于生产。

目前世界上投产的钢绳牵引输送机单机最大长度为 19 公里 ,最大倾角为 21°,最大带宽为 1540 毫米 ,最大钢丝绳直径为 50.8 毫米 ,最大驱动功率为 1600 千瓦 ,最高速度为 4 米/秒 ,最大输送量为 3000 吨/时。

目前我国已投产的钢绳牵引输送机单机最大长度为 2.65 公里 ,最大倾角为 18°,最大带宽为 1200 ,最大钢丝绳直径为 40.5 毫米 ,最大驱动功率为 800 千瓦 ,最高速度为 3.2 米/秒 ,最大输送量为 1000 吨/时。

我国于 1974 年完成了“ GD ”型钢绳牵引胶带输送机的系列化工作。“ GD ”型钢绳牵引胶带输送机的主要性能见表 10－1－15。

表 10－1－15 “ GD ”型钢绳牵引胶带输送机的主要性能表

项 目		单 位	型		号
			GD－800	GD－1000	GD－1200
带 宽		(毫 米)	800	1000	1200
带 速	运 货	(米 / 秒)	1.6 2.0 2.5	1.6 2.0 2.5 ; 3.15	2.0 2.5 3.15
	运 人		1.25 ; 1.6	1.25 ;1.6	
	验 绳		0.63	0.63	0.63
向 上 输 送 的 最 大 倾 角		(度)	18°		
胶 带 拉 紧 车 重 量		(公 斤)	1541	1677	1776
钢绳拉紧车重量	轮径为 1500 毫米		1336		
	轮径为 2000 毫米		1336 ;1563		
一 个 换 向 滚 筒 的 重 量			—	228 290	369
上托架四个托绳轮旋转部分的重量			44		
下托架两个托绳轮旋转部分的重量			22		
驱 动 绳 轮 旋 转 部 分 的 重 量	轮径为 2500 毫米		2941 ;1146 ;3555		
	轮径为 3000 毫米		3380 ;3503 ;4068 ;4256		
	轮径为 3500 毫米		3915 ;4630 ;4948		
压绳轮旋转部分 的 重 量	轮径为 1700 毫米		540		
	轮径为 2100 毫米		795		
	轮径为 2500 毫米		1001		
钢绳拉紧车拉紧绳 轮旋转部分的重量	轮径为 1500 毫米		550		
	轮径为 2000 毫米		720		

钢绳芯胶带输送机于 1953 年西德已生产,以后苏联、美国、英国、日本等国相继研制使用。1966 年我国生产了第一条钢绳芯胶带,1970 年研制成功钢绳芯胶带输送机,并在平顶山煤矿使用。1976 年完成了“DX”型钢绳芯带式输送机的系列设计工作。现在国内外使用钢绳芯胶带输送机日益增多。

随着钢绳芯胶带输送机的迅速发展,新型式、新结构不断出现,目前正向着高强度、高速度、长距离、大运量和自动化的方向发展。

二、钢绳牵引胶带输送机的工作原理及结构

(一)工作原理

钢绳牵引胶带输送机的工作原理如图 10-1-25 所示,两根平行的无极钢丝绳 9 作为牵引构件绕过驱动绳轮 1,驱动绳轮 1 转动时借助于其衬垫与钢丝绳之间的摩擦力带动着钢丝绳 9 运动。胶带 5 以其特制的耳槽套在两根钢丝绳上,靠胶带耳槽与钢丝绳之间的摩擦力而被拖动运行。

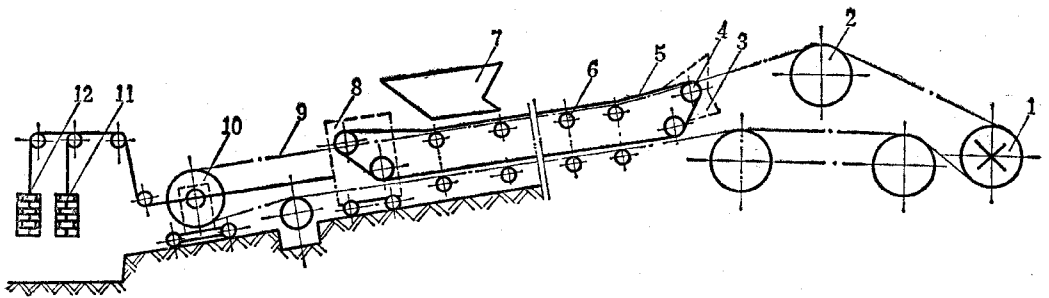


图 10-1-25 钢绳牵引胶带输送机的工作原理图

1—驱动绳轮 2—导向轮 3—卸载漏斗 4—胶带换向滚筒 5—胶带 6—托绳轮 7—中间给矿机；
8—胶带拉紧车 9—钢丝绳 10—钢丝绳拉紧车 11—胶带拉紧重锤 12—钢丝绳拉紧重锤

胶带在换向滚筒 4 处应脱离钢丝绳,为此在胶带换向弯曲处必须使胶带抬高,使两根钢丝绳间距加大,因此,在胶带拉紧车 8 (见图 10-1-32)和卸载架(见图 10-1-31)上都设有分绳轮。

为了保证钢丝绳有一定的张力并使钢丝绳在托绳轮 6 间的垂度不超过一定的限制,在机尾设有钢丝绳拉紧车 10 和胶带拉紧车 8。

钢绳牵引胶带输送机设有尾部装载和中间装载装置。图中 7 为中间给矿机。卸载一般在机头部换向滚筒处,借助卸载漏斗 3 实现。

(二)钢绳牵引胶带输送机的结构

钢绳牵引胶带输送机主要由驱动装置、装载装置、卸载装置、拉紧装置、中间支架、胶

带、牵引钢丝绳、保护装置与输送人员时的平台装置等部件组成。现将主要部件结构分别简述如下：

1. 驱动装置

驱动装置是输送机的动力来源。按电力拖动方式有交流和直流拖动两种。目前我国使用的钢绳牵引胶带输送机中,直流拖动的占半数以上,近年来,由于对交流拖动采取了较好的技术措施,使交流拖动具有显著的优点,在新设计中一般均已采用交流拖动方式。

摩擦轮式单机交流拖动的驱动装置如图 10-1-26 所示,用一台主交流电机 1,通过一台主减速器 2,驱动两个驱动绳轮 6,靠机械差动器 5 保持两个系统的同步。为了改善交流电动机的起动性能,目前国内解决办法有两种途径,一种是采用绕线型电动机加转子电阻,适宜于金属矿山;另一种是采用鼠笼型电动机和液力联轴节,适宜于有瓦斯爆炸的煤矿。为了改善交流电动机的调速性能,一般采用增设辅助电动机 4,辅助减速器 3 的技术措施,以弥补主电动机 1 不能调速之不足。当要求运人时,辅助电动机采用变极双速电动机,以满足运人、验绳不同的速度的需要。当不需运人时,其辅助电动机采用鼠笼型电动机。“GD”型钢绳牵引输送机所用配套电机的主要技术性能见表 10-1-16。

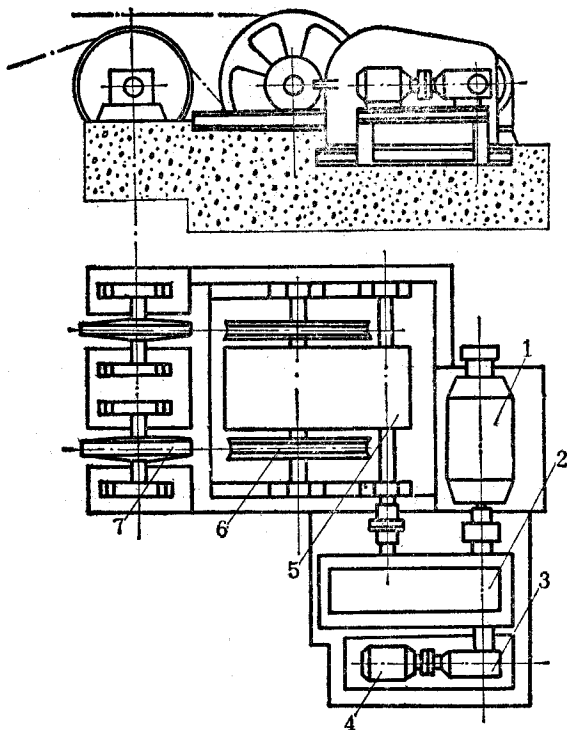


图 10-1-26 摩擦轮式单机驱动装置

- 1—主电动机 2—主减速器 3—辅助减速器 4—辅助电动机 5—机械差动器；
6—驱动绳轮 7—压紧绳轮

表 10－1－16 电动机主要技术性能

项 目 型 号	额 定 功 率 (千 瓦)	额 定 电 压 (伏)	额 定 转 数 (转 / 分)	最大转矩/额定转矩
JO 2－81－10	17	380	580	1.8
JO 2－91－10	30	380	580	1.8
JS－116－10	55	380	580	2.2
JS－125－10	80	380	585	2.1
变极(相当 JS－116－10)	55	380	1000/500	2.2
交极(相当 JS－125－10)	80	380	1000/500	2.1
变极(相当 JS－127－10)	115	380	1000/500	2.1
变极(相当 JS－137－10)	155	380	1000/500	2.3
JR－127－10	115	390	585	1.9
JR－137－10	155	380	585	2.1
JRQ－1410－10	209	6000	590	2.7
JRQ－157－10	260	6000	590	2.1
JRQ－1512－12	330	6000	490	2.1
YR118/44－12	400	6000/3000	491	1.8
YR118/54－12	500	6000/3000	491	1.8

摩擦轮式两台直流电机的驱动装置如图 10－1－27 所示 ,用两台电动机 1 通过两台减速器 3 单独驱动两台驱动绳轮 4。直流拖动的优点是起动平稳 ,便于调速 ,其缺点是投资较高 ,输送成本费较大。

驱动装置除电动机外 ,还包括减速器、机械差动器、驱动绳轮、制动器等。

(1)机械差动器的工作原理及结构

机械差动器的工作原理如图 10－1－28 所示 ,驱动绳轮 1 和大伞齿轮 3 固定在轴套 2 上 ,驱动绳轮 5 和大伞齿轮 7 固定在轴套 6 上。电动机经减速器带动小伞齿轮 4、8 绕水平轴转动而带动大伞齿轮 3、7 并驱动绳轮 1、5 转动。当两个绳轮 1、5 的直径相同并且两根钢丝绳的张力一致时 ,小伞齿轮 4、8 没有自转运动 ,大伞齿轮 3、7 以相同的转速转动 ;当两个绳轮的直径不同或两根钢丝绳的张力不同时 ,则小伞齿轮就会产生自转 ,使两个大伞齿轮产生差动 ,以调节两根钢丝绳的速度和张力 ,使之趋于一致。前一段时期 ,我国交流拖动摩擦轮式驱动装置均采用这种机械差动器。

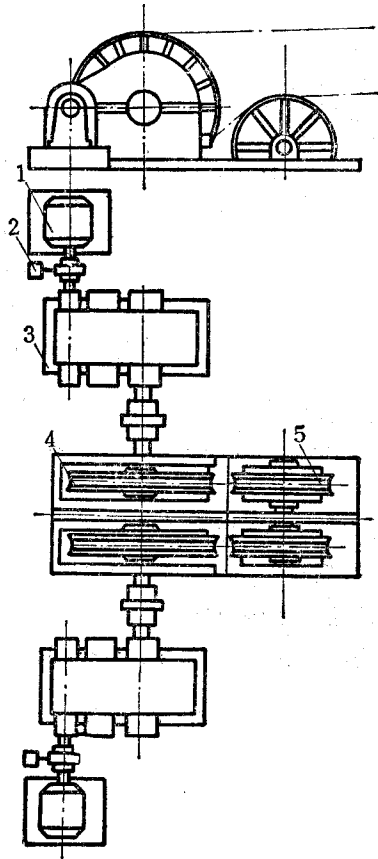


图 10-1-27 摩擦轮式两台直流电机的驱动装置
1—电动机 2—制动器 3—减速器 4—驱动绳轮 5—导向绳轮

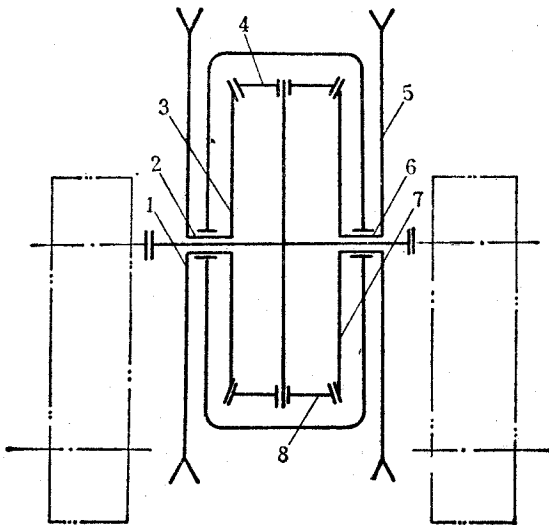


图 10-1-28 机械差动器的工作原理图
1、5—驱动绳轮 2、6—轴套 3、7—大伞齿轮 4、8—小伞齿轮

(2) 驱动绳轮

驱动绳轮的类型有摩擦轮式、衬链式等。目前我国应用最广泛的是摩擦轮式,其结构如图 10-1-29 所示。它是由铸造的(ZG35)半轮毂经粗加工后与型钢焊接成半轮。轮缘上制成槽型是为了镶嵌衬块的。其主要优点是磨损小、制造简单、造价低、维护方便,其缺点是绳轮的围包角小,使牵引力受到限制。

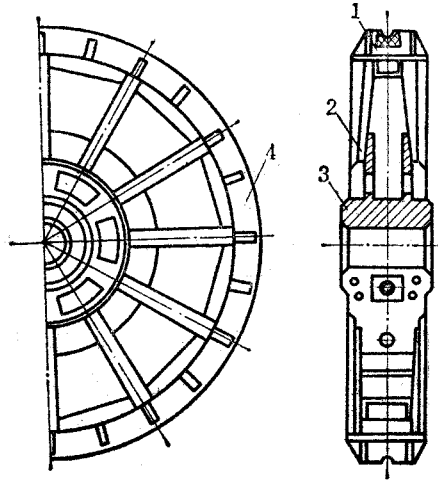


图 10-1-29 摩擦绳轮的结构

1—轮衬 2—轮辐 3—半轮毂 4—半轮毂缘

摩擦衬垫材料的类型很多,主要有铝合金、牛皮、聚氨基甲酸酯等。目前,在钢绳牵引胶带输送机中,铝合金衬垫一般采用粘着系数 $\mu = 0.25$;牛皮衬垫一般采用 $\mu = 0.2$ 。牛皮衬垫用于比较干燥的条件下。

国外就钢丝绳捻法、钢丝绳直径、钢丝绳对衬垫之压力、钢丝绳张力等因素对粘着系数 μ 的影响作过试验,试验结果表明,同向捻钢丝绳的粘着系数比异向捻的大 20~25%,钢丝绳直径由 23.5 毫米增加到 29 毫米,粘着系数可提高 15%,半圆槽中心角(即钢丝绳与绳轮槽接触的中心角)的增加可使粘着系数有所提高,但钢丝绳压力对粘着系数几乎无关。

(3) 制动器

我国系列标准采用 YDWZ 型电磁液压制动器,它适用于连续工作制,闸瓦磨损后可以自动补偿间隙,并且使用可靠,维修方便。但有些矿山也采用 YWZ 型液压推杆制动器。

水平输送或倾角较小的向上输送时,一般采用一套制动器;倾角大的向上输送或向下输送时,一般采用二套制动器,其中一套作为备用制动器,两者动作时间差为 4~6 秒。

2. 装载装置

装载装置如图 10-1-30 所示,它由清扫器 1、托绳轮 2、调节栏板 3、机架 4、托辊 5 和缓冲托辊 6 等组成。一般装载装置上设有板式给矿机,尽量实现均匀给矿,避免装矿不均引起局部过载造成‘脱槽’事故。装载装置要尽量降低给矿高度和给矿速度,以减轻矿石对胶带的冲击,延长胶带的使用寿命。

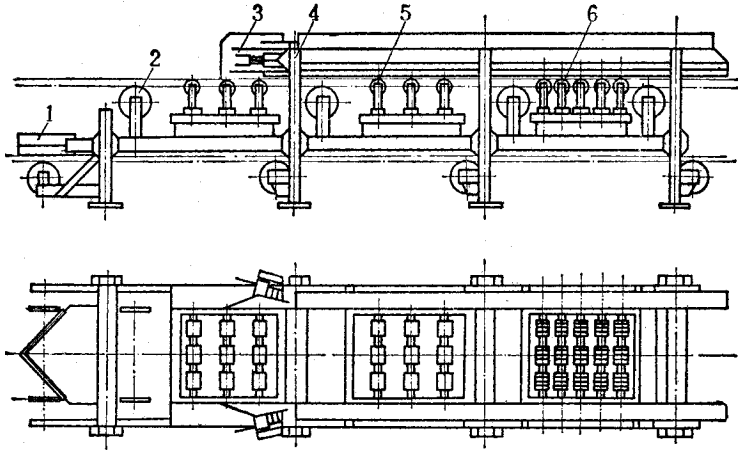


图 10-1-30 装载装置

1—清扫器 2—托绳轮 3—调节栏板 4—机架 5—托辊 6—缓冲托辊

3. 卸载装置

卸载装置由清扫器 1、胶带换向滚筒 2、水平分绳轮 3、托辊 4、机架 5、卸载漏斗 6 和托绳轮 9 等组成。图 10-1-31 所示为水平分绳轮的卸载装置。分绳轮组是为实现两根牵引钢丝绳间距的扩大或缩小的一种分绳的托轮。当钢丝绳牵引胶带行至托绳轮时,胶带被托绳轮抬起,此时钢丝绳与胶带的耳槽脱开,由于水平分绳轮组向外歪斜,两根钢丝绳的中心距离扩大,胶带绕过滚筒转至下面空侧。胶带 7 上的物料被抛入卸载漏斗 6 中。

4. 拉紧装置

拉紧装置是用来保证胶带、钢丝绳具有足够的拉紧力,使钢丝绳与驱动绳轮之间,胶带与驱动滚筒之间产生必要的摩擦力,并限制钢丝绳、胶带在各支承装置之间的垂度,使输送机实现正常运行。

拉紧装置包括胶带拉紧车、钢丝绳拉紧车和重锤拉紧装置。

胶带拉紧车如图 10-1-32 所示,它由水平分绳轮 1、拉紧钢丝绳的拉紧滑轮 2、胶带换向滚筒 3、托绳轮 7 和清扫器 6 等组成。水平分绳轮 1 的作用与卸载装置中的水平分绳轮的作用是一样的。胶带拉紧车在起动过程中或胶带伸长时,可以相应移动,以调节胶带的拉紧力。

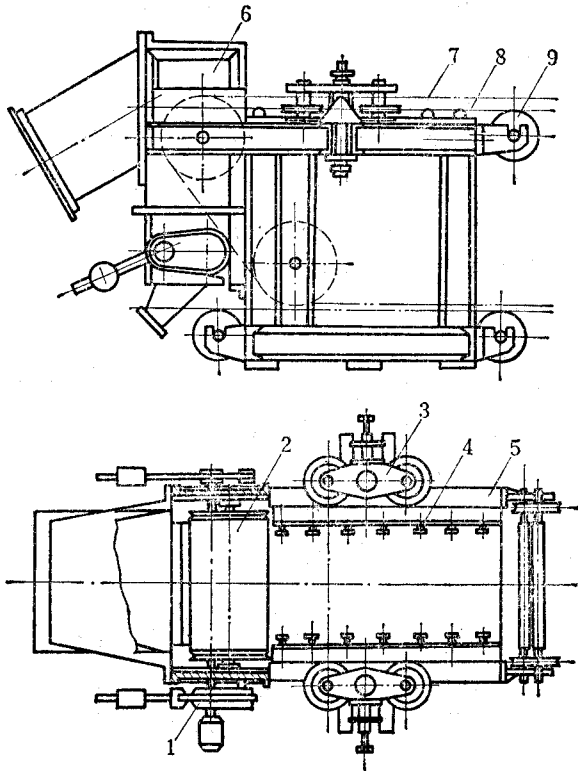


图 10-1-31 卸载装置(水平分绳轮)

1—清扫器 2—胶带换向滚筒 3—水平分绳轮 4—托辊 5—机架 6—卸载漏斗；
7—胶带 8—钢丝绳 9—托绳轮

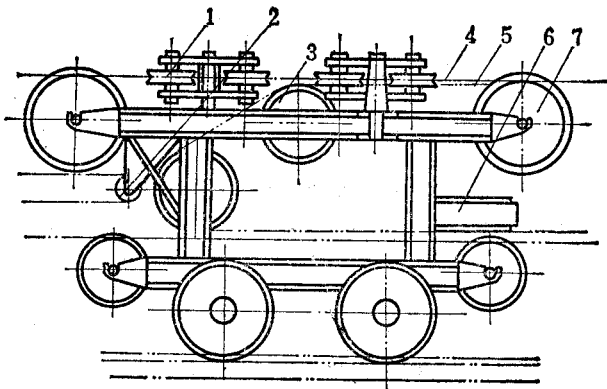


图 10-1-32 胶带拉紧车

1—水平分绳轮 2—拉紧滑轮 3—胶带换向滚筒 4—钢丝绳 5—胶带；
6—清扫器 7—托绳轮

钢丝绳拉紧车如图 10-1-33 所示,拉紧绳轮 1 偏斜地安装在车架 2 上,其偏斜度为 $4 \sim 5^\circ$,以满足牵引钢丝绳进绳和出绳的需要。一般在车架上装有保险绳,一端固接在车架上,另一端固定在地面基础上,以便在起动过程中拉住钢丝绳拉紧车,保证牵引钢丝绳所必须的起动拉紧力。

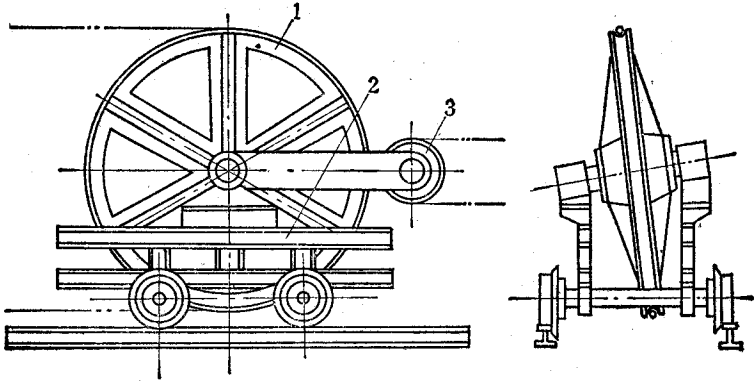


图 10-1-33 钢丝绳拉紧车

1—拉紧绳轮 2—车架 3—滑轮

重锤拉紧装置如图 10-1-34 所示,拉紧重锤一般设三套,分别拉紧二根钢丝绳和一条胶带。连接重锤的钢丝绳绕过导向轮 4 和拉紧车上的滑轮固定在紧绳手摇绞车 5 上,用紧绳手摇绞车来调节重锤的行程。在钢丝绳拉紧重锤的导绳托架下设缓冲弹簧 1,以免重锤上升到顶部时产生过大的冲击,同时依靠弹簧的压缩弹力也可满足牵引钢丝绳起动的初张力。

5. 中间支架

支架 2 采用型钢焊接结构,上托绳轮 1、下托绳轮 3 的轴是嵌在支架的方口槽中,并可轴向移动,其作用是补偿安装中引起的偏差。一般支架用螺栓固定在地基上。

托绳轮组可分为单托绳轮(图 10-1-35a)和双托绳轮(图 10-1-35b)、四托绳轮和八托绳轮。托绳轮有整体铸钢的和铸铁加绳槽衬垫的。整体铸钢托绳轮,一般采用 45 号铸钢制成,使用年限一般为 2 年左右,但对钢绳的磨损较重;尼龙 6 衬垫的托绳轮使用年限为一年左右,橡胶衬垫的托绳轮使用年限为八个月左右,但对钢丝绳的磨损较轻。

6. 胶带

胶带在输送过程中起着承载物料和人员的作用。胶带的结构如图 10-1-36 所示,它由耳槽胶 1、帆布层 2、上覆盖胶层 3、弹簧钢条 4 和下覆盖胶层 5 等组成。

弹簧钢条是沿胶带纵向以相同的间距横向排列。钢条材质为 60Si2Mn,经热处理后许用弯曲应力为 4500 公斤/厘米²,硬度 HRC = 50。

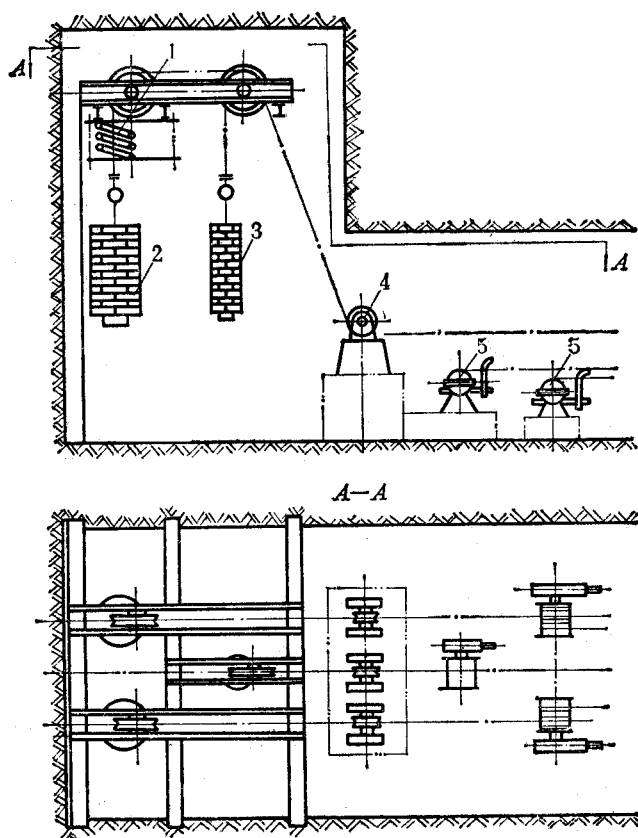


图 10-1-34 重锤拉紧装置

1—弹簧 2—钢丝绳拉紧重锤 3—胶带拉紧重锤 4—导向轮 5—手摇绞车

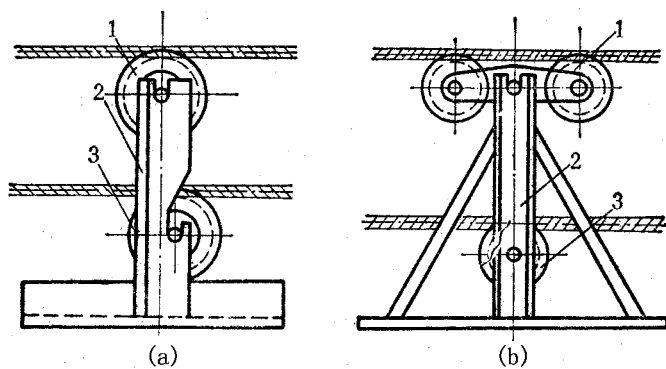


图 10-1-35 中间支架

a) 单托绳轮 b) 双托绳轮

1、3—上、下托绳轮 2—支架

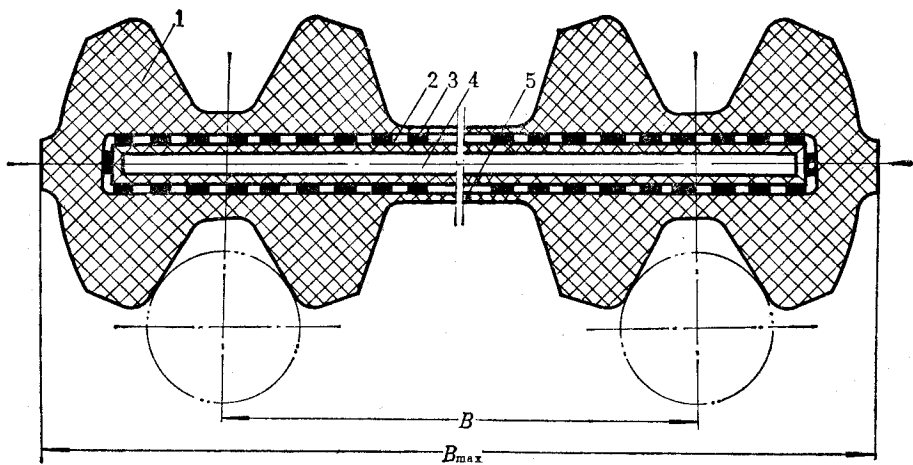


图 10-1-36 胶带的结构

1—耳槽 2—帆布层 3—上覆盖胶层 4—钢条 5—下覆盖胶层

耳槽是用来卡夹牵引钢绳 ,防止胶带从钢丝绳上脱落 ,一般上、下耳槽间距相同 ,便于胶带两面均可使用 ,耳槽采用具有耐磨性和韧性的天然胶。

上、下覆盖胶层均采用天然胶。

帆布层一般为二层 ,分布在钢条上下 ,主要用来增加胶带的抗拉强度 ,同时也是胶带之间连接的基础。

充填层(图 10-1-37 中 1)是采用具有弹性的人造橡胶 ,它充填在钢条之间的空间内 ,既使胶带具有一定的弹性 ,又使胶带中的钢条保持较稳定的位置。

胶带的接头一般采用钢条穿接 ,其接头方法有插接法(见图 10-1-37)和压接法两种。也有采用普通胶带的连接方法 ,如平切口钢丝卡子或夹板螺栓连接。胶带每段长度通常为 50~57 米 ,运煤胶带使用寿命可达 10~15 年 ,运矿石胶带使用寿命国外可达 10~12 年。胶带的主要技术规格见表 10-1-17。

表 10-1-17 胶带的主要技术规格

胶带宽度 (毫米)		胶带厚度 (毫米)	覆盖胶层厚度 (毫米)		弹 簧 钢 条 (毫米)		钢丝绳直径 (毫米)	胶带重量 (公斤/米)
带 宽 (耳槽距)	全 宽		上 覆 盖 胶 层	下 覆 盖 胶 层	宽 × 高 × 长	间 距		
800	854	13.5	3	2	6 × 5 × 926	85	24.5	18
800	864	13.5	3	2	5 × 5 × 926	85	28 30.5	18.4
800	864	13.5	3	2	5 × 6 × 926	85	34 37	18.6
800	870	13.5	3	2	5 × 5 × 926	85	40	19.0
1000	1064	13.5	3	2	5 × 5 × 1034	40	28 30.5	24.8

胶带宽度 (毫米)		胶带厚度 (毫米)	覆盖胶层厚度 (毫米)		弹 簧 钢 条 (毫米)		钢丝绳直径 (毫米)	胶带重量 (公斤/米)
带 宽 (耳槽距)	全 宽		上 覆 盖 胶 层	下 覆 盖 胶 层	宽×高×长	间 距		
1000	1064	13.5	3	2	5×5×1034	40	34.5 37	25.3
1000	1070	13.5	3	2	5×5×1034	40	40	25.6
1200	1270	14.5	3	2	6×6×1240	40	30.5	33.1
1200	1270	14.5	3	2	6×6×1240	40	34.5 37	23.4
1200	1270	14.5	3	2	6×6×1240	40	40	33.6

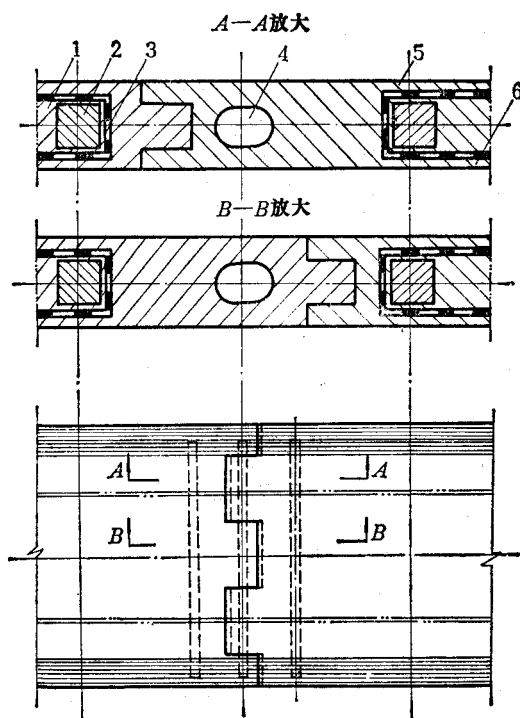


图 10-1-37 胶带的接头——插接

1—充填层 2—钢条 3—帆布 4—穿条 5、6—上、下覆盖胶层

7. 牵引钢丝绳

牵引钢丝绳是输送机的牵引构件,承担全部牵引力。一般采用 X 型线接触同向捻钢丝绳,当 X 型钢丝绳规格不足时,可采用点接触同向捻钢丝绳。

钢丝绳接头根据现场使用经验有二种方法,6×7 型钢丝绳采用丝与丝相接,6×19 型钢丝绳采用股与股相接。接头总长度一般为钢丝直径的 800~1000 倍,要求接头处绳径增加不超过 10~15%。

影响钢丝绳寿命的因素很多,如驱动装置、导向绳轮的结构尺寸,托绳轮的结构尺寸

及间距,钢丝绳的悬垂度,钢丝绳的接头质量等,除合理设计之外,更重要的是要加强日常的维护。

8. 保护装置

输送机沿线均有保护装置,主要有断胶带、断钢丝绳和运人越位等项保护。通常每隔 20~40 米,在支架上设一个保护开关,当发生断胶带、断钢丝绳、“脱槽”和局部过载时,胶带悬垂度超过了规定的限度,通过机械保护装置上的杠杆机构,压动保护开关,使输送机立即停止运转。按上述原理,在卸载装置前设这类保护装置作为人员的越位保护。当越位时,乘人碰上保护杆,立即停止运转。鸡西恒山煤矿采用光电继电器作为运人越位保护装置,当乘人越位后遮住光源时,立即停止运转。

9. 水平拐弯装置

目前,我国在钢绳牵引胶带输送机中很少使用水平拐弯装置。图 10-1-38 所示为使用效果较好的抚顺龙凤矿的水平拐弯装置。牵引钢丝绳 2 借水平滑轮组 4 实现拐弯,而胶带 1 和胶带 3 则都是单独的直线胶带,此装置只需要一套驱动装置和二条胶带。它的优点是胶带横向不受弯曲,使用寿命长,缺点是钢丝绳 2 的拐弯滑轮组比较复杂。

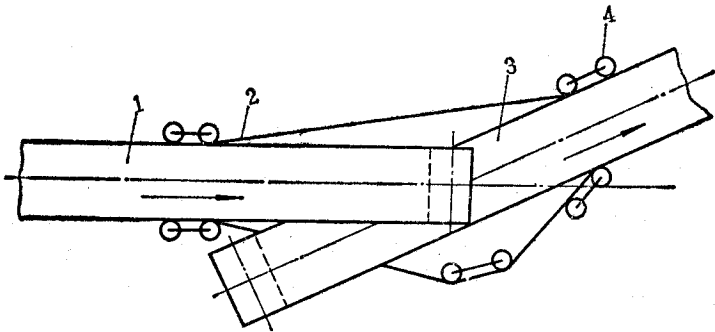


图 10-1-38 水平拐弯装置的示意图

1—胶带 2—钢丝绳 3—胶带 4—水平滑轮组

三、钢绳牵引胶带输送机主要计算参数的选取

在确定输送机的输送量、输送距离及其布置以后,便可选取下列主要参数。

(一) 矿石块度

由于胶带对局部过载反应灵敏,容易引起钢丝绳脱槽。矿石块度大时,易发生局部过载,并在装载处对胶带冲击较大,易损伤胶带,缩短胶带使用寿命;在倾斜输送时,大块矿石还易产生滚动现象,特别是在输送机倾斜角度大、矿石比重大、向下输送时,矿石的块度更不宜过大。据有关资料介绍,矿石的最大块度不宜超过 250 毫米。

(二) 胶带速度

从机器装备的重量和经济指标的观点看,输送机尽量采用允许的最大带速。因为在输送能力一定的条件下,增加带速,便可相对减小带宽,即可以缩小机器的外形尺寸,降低机器的重量,缩小机器作业安装场地。特别在坑内输送,可减少硐室和巷道的掘进量,对安装工程的进度和经济指标都有利。但也要看到,带速的增加,会引起冲击载荷的增大,对胶带损害大,缩短胶带的使用寿命,同时增大电动机的功率。输送机的带速可参照我国的实际经验和技术水平来选取。

1. 运矿石的带速 目前国内采用的带速为 1.28 ~ 3.2 米/秒,系列设计运矿石的带速分别为 1.6、2.0、2.5、3.15 米/秒。

2. 运人的带速 目前国内采用的带速为 1 ~ 1.5 米/秒,系列设计运人的带速分别为 1.25 和 1.6 米/秒。倾角愈大,带速应愈小,向下输送的带速应比向上输送的带速稍低些,输送矿石的带速应比输送煤的带速稍低些。

3. 验绳的带速 目前国内验绳带速一般为 0.28 ~ 0.6 米/秒,系列设计中,验绳带速只有 0.63 米/秒一种。

(三) 钢绳运行阻力系数

钢绳运行阻力系数 ω 与托绳轮的轴承型式、质量、轮衬材质、钢绳的张力和钢绳含油多少等因素有关。一般采用滚动轴承有衬胶的托绳轮时, $\omega = 0.02$; 采用滚动轴承无衬胶的托绳轮, $\omega = 0.015$ 。

(四) 钢绳与胶带之间的粘着系数 μ_0

粘着系数 μ_0 的大小是保证钢绳与胶带之间不打滑的主要因素,其值与下面几个因素有关:

- (1) 楔形槽对于钢丝绳中心线转角 φ 的大小;
- (2) 楔形槽夹角 2α 的大小;
- (3) 钢丝绳与橡胶的摩擦系数 μ' 。

设 P 为胶带一个耳槽对钢丝绳的垂直压力,则胶带与两根钢丝绳之间产生的粘着力(又称为附着力)为:

$$F = 2P\mu_0 \quad (1-12)$$

如果胶带耳槽与钢丝绳没有相对转动,则垂直压力 P 在耳槽侧面的分力 P_1 为:

$$P_1 = \frac{P}{2\sin\alpha} \quad (1-13)$$

式中 α ——耳槽楔角之半。

设胶带表面与钢丝绳之间的纵向摩擦系数为 μ' ,则用 P_1 表示胶带与两根钢丝绳之间的粘着力如下:

$$F = 4P_1\mu' \quad (1-14)$$

将(1-13)式代入(1-14)式得：

$$F = 2P \frac{\mu'}{\sin\alpha} \quad (1-15)$$

显然(1-12)式与(1-15)式所得的粘着力相等,则

$$\mu_0 = \frac{\mu'}{\sin\alpha} \quad (1-16)$$

实际上胶带中的弹簧钢条在物料和胶带自重的作用下,产生弯曲变形,因此,耳槽相对钢绳中心线转动一个 φ 角(图10-1-39虚线所示),在这种情况下,力 P 在耳槽侧面的分力 P_2 与 P_3 不再相等,其关系式为：

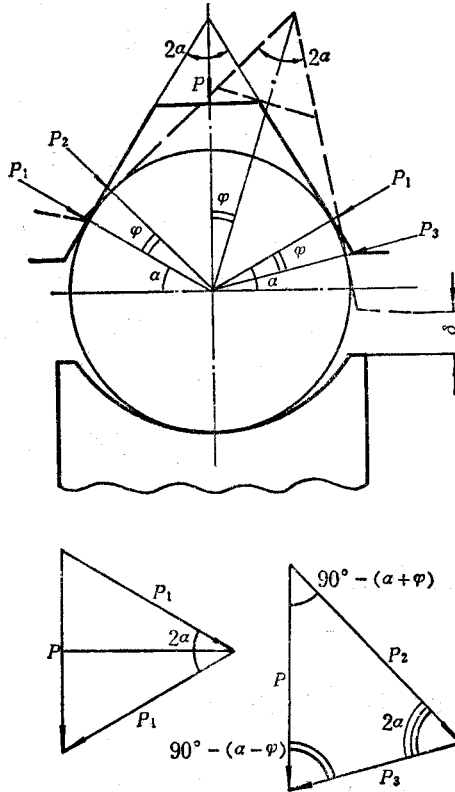


图 10-1-39 胶带楔形槽压力分布示意图

$$\frac{P_2}{\sin[90^\circ - (\alpha - \varphi)]} = \frac{P}{\sin 2\alpha}$$

$$P_2 = P \frac{\cos(\alpha - \varphi)}{\sin 2\alpha}$$

同理可得：

$$P_3 = P \frac{\cos(\alpha + \varphi)}{\sin 2\alpha}$$

由 P_2 和 P_3 产生的粘着力为：

$$F = 2(P_2\mu' + P_3\mu') \quad (1-17)$$

由(1-17)式和(1-12)式整理后,则得已转动了的耳槽粘着系数 μ_0 的表达式为：

$$\mu_0 = \frac{\cos(\alpha - \varphi) + \cos(\alpha + \varphi)}{\sin 2\alpha} \mu' = n\mu' \quad (1-18)$$

式中 n ——耳槽的转角系数。

由上述可见,胶带耳槽侧面与钢丝绳的粘着系数 μ_0 比平胶带与钢丝绳的摩擦系数 μ' 大 n 倍,而 2α 角越小,则 μ_0 越大,胶带中钢条的弯曲将使 μ_0 降低。一般 $2\alpha = 60^\circ$,转角 $\varphi \leq 15^\circ$,转角过大,会使胶带脱槽,造成事故。

(五)输送机倾角

影响输送机倾角的主要因素是矿石的块度和性质,钢丝绳与胶带之间的粘着系数,即要求物料在带面上不发生滑动或滚动现象,胶带不能沿钢绳打滑,一般建议,输送机向上输送时最大倾角不超过 18° ,向下输送时最大倾角不超过 12° 。

(六)单机输送长度

单机输送长度与牵引力、钢丝绳与胶带的粘着系数、钢丝绳直径、钢丝绳与驱动绳轮的粘着系数、围包角等因素有关,目前国内单机最大输送长度为 2650 米,系列设计规定范围为 800 ~ 4000 米。

第二章 自卸汽车运输与保养维护

第一节 概 述

一、汽车运输的优缺点

目前,中小露天矿山大多采用自卸汽车运输。这种运输方式机动灵活,适合于地形及矿体产状复杂、生产年限不长以及矿体分散的中小露天矿山;且自卸汽车运输比其它运输方式初期投资少,很适合乡镇企业的自我滚动发展。

但这种方式也存在如下一些缺点:

- (1)燃油和轮胎消耗大,运输成本高;
- (2)汽车的保养和修理技术复杂,维护保养工作量大;
- (3)受气候和地形条件影响大,特别是在雨季和冰雪期间行车困难;
- (4)在深凹露天矿中,会造成环境污染。

二、自卸汽车的基本结构与技术性能

自卸汽车与载重汽车的结构基本相同,只是采用钢板车箱,并增加了液压举倾机构。

自卸汽车由以下几大部分组成:

- (1)发动机 自卸汽车多采用柴油发动机。
- (2)底盘 是汽车的主体,包括以下几个系统:

传动系——将发动机的动力传给驱动轮,它由变速装置、万向传动装置、驱动桥等总成组成。在矿用自卸汽车上广泛采用液力机械变速器。与 ZL 系列装载机的液力机械传

动方式相比,在矿用自卸汽车上,在液力变矩器与发动机之间还装有增速器。增速器的用途之一是改变变矩器泵轮的转速,以使发动机和变矩器获得最有利的谐调工作条件。此外,用增速器还可较合理地确定液力机械变速器相对于发动机曲轴轴线的位置,以及实现车箱举倾机构和转向加力机构的联合液力系统。与 ZL 系列装载机的液力机械传动方式相比,另一个不同之处是在液力机械变速器的后端装有液力式下坡缓行器。液力式下坡缓行器虽然是矿用自卸汽车的辅助制动装置,但它通常作为液力机械变速器的一个附件,并与液力机械变速器的液压部分组成联合的液力系统。

行驶系——将汽车各总成、部件连接成一整体,起到支持全车并保证汽车行驶的作用,它由车架、车桥(前从动桥和后驱动桥)、车轮和悬挂装置等组成。

转向系——用以保证汽车按司机预定的方向行驶,它由带方向盘的转向器和转向传动装置组成。在汽车上采用梯形机构使转向轮相对车架偏转一个角度来实现汽车转向。

制动系——用以迅速降低车速以致停车。是保证行车安全的装置。它由制动器和制动传动机构组成。

(3) 车身 用以安置司机和货载,由驾驶室和车箱等组成。

(4) 电气设备 由电源、发动机的起动装置以及照明、信号等用电设备组成。

(5) 举倾装置 用以将车箱推起卸载,由油泵、管路、控制阀和油缸组成。

可供中小矿山使用的国产自卸汽车的主要技术性能如表 10-2-1 所示。

表 10-2-1 几种国产矿用自卸汽车的主要技术规格

技 术 性 能	黄河 QD—352	移山 QQ—361	长征 CZ—361	
载重(t)	7.0	10.0	12.0	
车箱容积(m ³)	4.6	5.0	6.0	
发动机额定功率(kW)	118	118	132	
最高车速(km/h)	79.5	50	71.15	
外形尺寸 {	长(mm)	6420	5370	7270
	宽(mm)	2450	2547	2450
	高(mm)	2580	2800	2750
百公里耗油量(l)	24	≤35	32.5	
制造厂家	青岛汽车制配厂	齐齐哈尔汽车制造厂	邢台汽车制造厂	

表 10-2-2 所列黄河 QD-352 自卸汽车与 1m³ 电铲配套时的台年效率。

表 10-2-2 黄河 QD-352 自卸汽车的台年效率(万 t/Y)

运距 1km(矿石/岩石)	11.3 ~ 11.7/9.2 ~ 10.5
运距 2km(矿石/岩石)	7.4 ~ 7.9/6.2 ~ 7.4
运距 3km(矿石/岩石)	5.5 ~ 6.0/4.6 ~ 5.7

运距 4km(矿石/岩石)	4.4 ~ 4.8/3.7 ~ 4.6
-----------------	---------------------

第二节 自卸汽车生产能力的计算与台数的确定

一、自卸汽车的台班生产能力

自卸汽车的台班生产能力 A 按下式计算：

$$A = \frac{60GT}{t_{周}}K_1K_2 \text{ t/台·班} \tag{2-1}$$

- 式中 G ——自卸汽车载重量 t ；
 T ——每班工作时间 h ；
 K_1 ——汽车载重量利用系数 取 $0.85 \sim 1.00$ ；
 K_2 ——汽车工时利用系数 每日一班 $K_2 = 0.9$ 每日二班 $K_2 = 0.85$ 每日三班 $K_2 = 0.75$ ；
 $t_{周}$ ——汽车周转一次所需时间 min ；

$$t_{周} = t_{装} + t_{运} + t_{卸} + t_{调} + t_{停} \tag{2-2}$$

- 式中 $t_{装}$ ——装满一车所需时间 min 挖掘机与汽车正常配合时 $t_{装} = 3 \sim 4min$ ；
 $t_{运}$ ——汽车运行时间 min ；

$$t_{运} = \frac{120L}{V}$$

- L ——平均运距 km ；
 V ——平均车速 km/h 与道路情况及平均运距有关 $QD-352$ 自卸汽车的平均车速如表 10-2-3 所示；
 $t_{卸}$ ——卸载时间 正常情况下取 $1min$ ；
 $t_{调}$ ——汽车调头时间 min ；
 $t_{停}$ ——汽车停歇时间 min 一般取调头时间和停歇时间总共为 $3 \sim 5min$ 。

表 10-2-3 QD-352 自卸汽车的平均车速

平均运距	矿 石			岩 石	
	1km	2km	3km	1km	2km
重车上坡空车下坡	16.08	18.17	18.99	14.5	17.3
重车下坡空车上坡	16.96	19.95	21.20	14.9	18.5

二、需要汽车台数的计算

需要的汽车台数 N 按下式计算：

$$N = \frac{K_3 Q}{A K_4} \text{, 台} \quad (2-3)$$

式中 K_3 ——运输不均衡系数 取 1.1 ~ 1.15；

Q ——每班运量 t ；

A ——汽车的台班生产能力 $t/\text{台} \cdot \text{班}$ ；

K_4 ——汽车的出车率 取 0.75 ~ 0.65。

第三节 自卸汽车的保养与维护

一、保养的基本内容

加强汽车的维护保养对提高汽车的完好率,降低事故和油耗,提高经济效益具有重要意义。由于中小矿山的汽车保有量小,很多保检工作由司机自行完成,这往往造成以修代保的情况,这是不合理的。

汽车的保养工作可分为例行保养、一级保养、二级保养和三级保养。

例行保养以清洁检查为中心。其主要作业内容为:打扫清洁汽车外部、除掉轮胎间的夹石,检查安全机构和各部机件的连接紧固情况以及轮胎气压,补充油、水等。

一级保养以润滑、紧固为中心。其主要内容为:检查紧固外露部位的螺栓、螺母;按规定的润滑部位加注润滑脂,检查各总成内润滑油面,添加润滑油,清洗空气滤清器,检查电瓶液面高度,检查制动系统。

二级保养以检查、调整为中心。其主要内容除一保的各项作业外,还有检查、调整发动机及电气设备的工作情况,清洗机油滤清器,调整制动机构,进行轮胎翻边换位等。

三级保养以总成解体、清洗、检查调整为中心。除包括一、二级保养项目外,还增加以下内容:

- (1) 拆洗发动机、研磨气门、更换活塞环;
- (2) 清洗散热器、水泵,检查节温器;
- (3) 检查调整发电机、调节器及起动机;
- (4) 检查蓄电池,视需要拆检极板或充电;

- (5)检查各种仪表,清洁开关和线路;
- (6)检查和调整离合器、变速器、转向机构,并调整前轮定位;
- (7)检查调整制动系统。

二、常用的保养与调整方法

1. 清除燃烧室积炭

拆卸气缸盖时,应先旋松缸盖四周的螺母,前后左右交替地向中央靠拢,每个螺母应分2~3次逐渐放松。若缸盖粘住时可用木榔头轻敲,使之震松,切不可用起子或尖锐物楔入缝口硬撬,以免损坏气缸垫和划伤缸体、缸盖的平面。

清洗积炭时,先用煤油将积炭浸湿,然后用刮刀将炭渣刮掉;但应注意,不可将机件表面划伤。炭渣清除后,用棉纱蘸煤油将机件擦干净。

装气缸垫时应注意包边向着气缸盖。气缸垫若有碰痕、凹陷、皱折等缺陷时,应更换新件。

装气缸盖时拧紧螺母的次序与拆卸时相反,分2~3次拧紧,最后一次力矩达到规定值。

2. 冷却系的保养与维护

冷却系的保养主要包括:冷却水的选择和泥垢的清除,散热器、水泵、风扇及其连接件的检查维护和调整,节温器、水温表的检查和校验等。

(1)冷却系经常性维护和注意事项:

①冷却水应用清洁的沸水或硬度较低的河水和自来水。井水或山泉水因硬度较大,不宜直接使用,可用煮沸或化学方法进行软化处理。较简单的化学处理方法是在100ks水中加入约100g纯碱,沉淀后使用。

②散热器漏水时,不应用杂乱的东西塞入散热器中来堵塞漏水的地方;因为这样会将部分水管堵死,使散热面积减少,影响散热效果。

③水泵壳下方的泄水孔渗水时,说明水封磨损,若磨损不严重时可用张紧弹簧的办法补救,磨损严重时必须换新的。切不可将泄水孔堵死,因为这样自水泵漏出的水便会进入水泵轴承中,容易损坏轴承。

④发现水泵或风扇旋转有摆动或发生异响时,应立即找出毛病,及时修复,否则将有打坏散热器的危险。

(2)风扇皮带的检查与调整:

风扇皮带过松,会影响水泵与发电机的正常工作,过紧又会使风扇皮带、水泵轴承和发电机轴承加快磨损。

当用拇指紧压在风扇与发电机两皮带轮中间的皮带上,施以 $3 \sim 4\text{kg}$ 的压力时,其压下的距离一般为 $10 \sim 15\text{mm}$ 。如皮带过松,可松开发电机在固定架上的固定螺栓,适当移动发电机,使风扇皮带拉紧,再拧紧固定螺栓、复验皮带的松紧程度。

3. 柴油机燃料系的保养

燃料系经常必须进行的保养是检查和排除进入供油系中的空气。

(1)检查供油系是否吸进空气 稍微旋开柴油精滤器盖上的检查塞,起动发动机或操作手动输油泵并注视检查孔。如孔内有泡沫或气泡浮出,表明供油系内已吸进空气。

(2)确定吸入空气的部位 处于真空状态的输油管——自燃油箱到输油泵的一段,如有吸进空气的地方,则在发动机不运转时,那个地方就会有柴油渗出。处于压力状态的输油管——自输油泵到喷油泵的一段,在发动机运转时有柴油渗出的地方即表示是吸进空气的地方。

(3)排除供油系统中的空气 应先修好漏气的地方后再进行放气。放气时分别在粗滤器的加油孔和精滤器的检查孔中加满柴油,然后起动发动机,直至从总出油管接头流出无气泡的柴油为止。此时喷油泵的油量控制机构应处于停止供油位置。放尽空气后,应将油道灌满柴油;当听到回油管中已有柴油滴入油箱的声音,即表明油道已充满柴油。

三、运行故障的判断

汽车在运行中发生故障,要进行周密的检查和分析,弄清故障的确切情况,找出故障的真实原因,方能准确及时地予以排除。

1. 机油消耗超过规定

机油消耗超过规定,一般有下列原因:

- (1)主轴颈或连杆轴颈与轴承配合松旷;
- (2)活塞环槽上的回油孔与油环中有积炭;
- (3)活塞环磨损、卡死或各环端口重叠;
- (4)气缸磨损或气缸壁上有伤痕;
- (5)进气门及其导管磨损松旷;
- (6)机油粘度不够。

2. 机油压力过低

机油压力过低一般由下列情况所造成:

- (1)机油泵齿轮磨损、衬垫磨损或滤网堵塞以及机油管泄露;
- (2)曲轴及连杆轴承间隙过大;
- (3)机油粘度过小或被漏入的柴油冲淡;

(4)油底壳中油量过少。

3. 燃油消耗超过规定 动力又不足

燃油消耗超过规定而动力又不足一般由下列原因引起：

(1)活塞与气缸壁因磨损而间隙过大；

(2)活塞环磨损折断、弹力弱或各环端口重合；

(3)气门间隙过大或过小；

(4)气门座有损伤不能密合，或气门咬死不能关闭；

(5)气门弹簧折断或弹力不足。

4. 起动困难

当起动机以正常转速带曲轴转动，发动机却不能着火，其原因有下列一些情况：

(1)油箱内无油、油箱开关没打开或空气孔堵塞；

(2)油管破裂、阻塞或管接头松动；

(3)燃料系中有空气或水分；

(4)空气滤清器或柴油滤清器堵塞；

(5)因止回阀磨损过甚或弹簧失效、柱塞或挺杆咬住、密封圈损坏等原因造成的输油泵不泵油；

(6)因油量调节拉杆咬紧滞留在停车位置上、柱塞磨损过甚、弹簧折断、出油阀被污物搁住、喷油时间过早或过迟等原因所造成的喷油泵故障；

(7)因从喷油泵到喷油器的高压油管破裂或管接头松动、喷油器针阀堵塞或因磨损而漏油、喷油器密封不良等造成的喷油器故障；

(8)喷油泵挺杆、滚轮或凸轮磨损过甚。

柴油机由于燃料系统的故障而不能发动时，应从油箱到喷油器逐段检查和分析，找出故障所在而予以消除。

5. 发动机运转时震抖并有敲击声

发动机运转时抖动剧烈，其原因有下列一些情况：

(1)喷油时间过早或过迟；

(2)喷油不匀，甚至有的喷油器不喷油；

(3)喷油间隔角度不一致；

(4)调速器失常，以致转速时快时慢；

(5)燃料系统中有空气或水分；

(6)油量调节机构出故障，供油量不匀；

(7)发动机座螺栓松动或胶垫损坏。

6. 离合器打滑

离合器打滑表现为汽车不能起步、发动机转速升高时车速不随之升高、在离合器内有焦糊味。

离合器打滑的主要原因是：踏板没有自由行程，摩擦片磨损过甚、硬化或沾有油垢，压板弹簧张力减退。

7. 离合器在起步时震抖

发抖主要是由于离合器接合时不能均匀全面地传递动力，其原因有下列情况：

- (1) 分离杠杆高低不一致；
- (2) 压板弹簧张力不一致，或个别折断；
- (3) 摩擦片破损、表面硬化或铆钉松动。

除上述属于离合器的原因外，如发动机支架螺栓或变速器固定螺栓松动，也会使汽车在起步时发抖。

8. 变速器跳档

主要原因如下：

- (1) 换档滑杆槽、锁定销（或定位球）磨损，或定位销弹簧过软；
- (2) 拨叉弯曲或工作面磨损；
- (3) 齿轮牙磨损；
- (4) 轴承松旷。

第三章 架空索道结构组成 选型设计与维修

第一节 概 述

架空索道是利用架设在空中的钢丝绳输送货物或人员的运输设备。架空索道的运输容器在牵引钢丝绳(牵引索)拽引下,沿着架设在空中的钢丝绳轨道(承载索)运行。它是一种能适应复杂地形和山区特点的运输方式。货运索道最适于在山区和地形复杂地区运输矿石、煤炭等松散物料和木材、农副产品、机器设备等成捆或整件货物。客运索道适于在山区和矿区运送人员或在风景区运送游客,也可以服务于城市公共交通。我国冶金、化工、煤炭、林业、旅游、国防等许多部门均广泛采用了架空索道运输。

架空索道与其它地面运输方式比较,具有以下优点:

(1)对自然地形的适应性强,可直接跨越峡谷、河流等天然障碍,不需构筑桥梁、涵洞;

(2)爬坡能力大,双线索道的爬坡角可达 27° ,单线索道的爬坡角可达 35° ,因此可按地形随坡就势架设,大大缩短运输线路,减少土石方和建筑工程量,对地形、地貌的破坏小,占用农田的面积小;

(3)受气候条件影响小,可在雨、雪、雾和八级以下大风的恶劣天气里照常运输;

(4)装、卸载设施较简单,站房面积小,卸载点可根据需要布置在任意高度上,减少中间转运环节;

(5)索道一般都采用电力驱动,不污染环境;

(6)运输能耗少 ,向下运输时 ,如线路坡度较大索道制动制运行还可向电网反馈电能 ;

(7)运行安全可靠 维护简单 ,易于实现机械化、自动化 ,劳动定员少 ;

(8)基建投资和经营费较低。

索道运输与汽车、铁路、带式输送机的比较列于表 10 – 3 – 1。

表 10 – 3 – 1 索道运输与汽车、铁路、带式输送机运输的比较

运输方式	基建投资(%)	经营费(%)
货运索道	100	100
汽 车	104	235
铁 路	187	132
带式输送机	160	183

注 比较条件 1. 平坦地形 运距 5km、运量 5Mt/a
2. 基建投资和经营费均以索道为 100% 计算。

索道运输的主要缺点是 :不如汽车运输灵活 ;与铁路和带式输送机相比运输能力小 ;设备环节多 ,维修工作量大 ,高空作业条件差 ,换绳比较困难。

架空索道按不同的分类方法有多种类型。

按用途分有运输货物的货运索道和运送人员的客运索道。

按牵引钢丝绳的动作方式分 ,有循环式索道和往复式索道。循环式架空索道 ,采用连续动作的无极绳牵引方式 ,运输容器始终沿环行线路连续地向同一方向循环运行 ,往复式架空索道采用周期动作的有极绳牵引方式 ,运输容器间断地往复运行。

按索道钢丝绳的数目分 ,有单线、双线、多线索道。单线索道只有一根传动钢丝绳 ,它既是承载索又是牵引索 ,双线索道有两根平行架设的钢丝绳 ,一根是支承运输容器 ,作为运输容器运行轨道的承载索又称轨索 ,另一根是牵引运输容器运行的牵引索。多线索道有三根或四根钢丝绳 ,主要应用于客运索道。

货运索道广泛采用单线循环式和双线循环式。双线索道生产率高 ,钢绳磨损较小 ,经营费用较低 ,但设备复杂 ,基建投资大 ,建设时间长。而单线索道设备简单 ,基建投资约为双线的 50% ,但生产率较小 ,经营费用比双线的高。一般建议 ,运量为 30 ~ 150t/h 时优先考虑采用单线 ,运量为 100 ~ 500t/h 时考虑采用双线。索道选型设计中应根据生产率的要求及矿山的地形和条件进行方案比较 ,由技术可能和经济合理的原则来决定采用单线还是双线。

图 10 – 3 – 1 是双线架空索道总体布置图。装载站和卸载站之间平行布置两条承载索 5 ,一条为重车运行轨道 ,另一条为空车运行轨道。在站房站口处设有偏斜鞍座 8 把承载索引入线路内侧 ,其一端锚固在站架结构或站内基础 1 处。而另一端用拉紧重锤 10

拉紧。在承载索由偏斜鞍座引开处用悬吊在站内的刚性扁轨 9 与承载索衔接,形成供货车运行的环形通路。为使承载索挠度不致过大,在两端站间设有若干支架 7,承载索自由地支承在支架上的摇摆鞍座 2 的绳槽中,承载索可沿绳槽滑动。牵引索 6 两端连接成闭合绳环,绳环两端分别缠绕在装载站与卸载站内的驱动机绳轮 11 和拉紧绳轮 14 上,拉紧绳轮通过拉紧装置把牵引索拉紧。在线路上,牵引索与承载索并行布置,并由支架上带托绳拱的托绳轮 3 支托。牵引索由驱动绳轮传动沿线路循环运动,其一侧拽引重车运行,另一侧拽引空车运行。

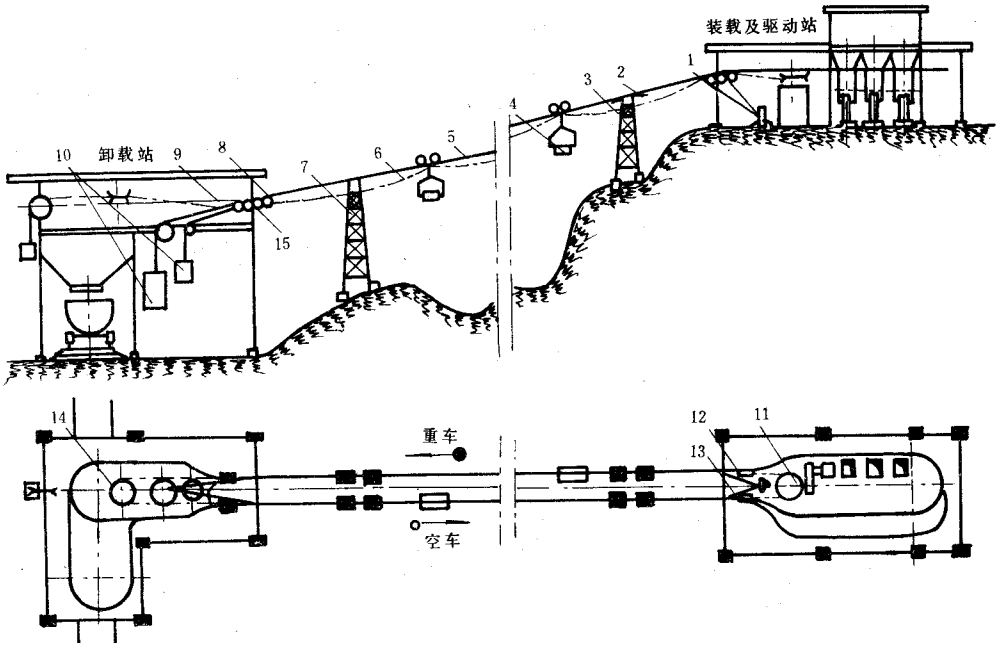


图 10-3-1 双线式循环索道示意图

- 1—承载索锚固处 2—摇摆鞍座 3—托索轮 4—货车 5—承载索 6—牵引索；
7—支架 8—偏斜鞍座 9—扁轨 10—拉紧重锤 11—驱动轮 12—接合器；
13—脱开器 14—牵引索拉紧绳轮 15—滚轮组

货车在装载站的装载点装载,装载后的重车沿扁轨 9 靠自溜或用推车机推送到出站口,通过接合器 12 的作用,货车的抱索器自动地挂结到牵引索上,在牵引索的拽引下沿承载索向卸载站运行。重车到达卸载站进站口时,通过脱开器 13 的作用抱索器自动的从牵引索上脱开,重车进入站内扁轨 9,靠自溜或推车机推送到卸载点卸载。卸载后的空车沿站内环形扁轨运行到出站口通过接合器 12 的作用,挂结到牵引索上并被拽引向装载站运行。空车到达装载站进站口时,通过脱开器 13 的作用从牵引索上脱开,到装载点装载,开始下一个循环。在正常情况下,重车与空车均按一定的时间间隔自装载站与卸

载站发出,索道线路两侧均匀地布满重车与空车。索道就这样循环工作。

解放前,我国索道运输非常落后,只架设过几条简陋的货运索道。解放后,索道运输得到迅速发展。据不完全统计建国后架设各种类型的货运索道百余条,总运输能力约 5500 万 t/a,总长度达 500km 以上。运输距离最长的是昆明钢铁公司上厂铁矿运输铁矿石的双线循环式索道,线路平距 24.4km,运输能力 119t/h。自 70 年代末,我国客运索道也有很大发展,现已架设各种类型客运索道 20 余条。

国外索道运输发展较快。大运量的索道有意大利的梅隆尼索道,运量 400t/h;法国的洛雄维累索道,运量 500t/h;英国的某索道,运量 600t/h;原苏联某水泥-碱联合工厂的索道,运量 1000t/h。世界最长的索道在瑞典,长 96km,其次是加蓬的一条单线索道,长 76km。

当前,国内外为提高架空索道的运行速度、运输能力和安全可靠程度,正在以下方面不断进行改进和创新:

- (1) 研制性能更好的抱索器,使其可靠、耐用、维修简单;
- (2) 提高钢丝绳的制造质量,采用高强度、使用寿命长的钢丝绳;
- (3) 设计装卸载更简便的货车;
- (4) 研制货车进出站能可靠挂索和脱索的设备和监控设施;
- (5) 采用联动性能好的运行设备、站内机械化设施和高效率的装、卸载设施;
- (6) 采用计算机、工业电视进行程序控制和管理等。

随着新技术、新材料的应用,架空索道正朝着现代化方向发展,其应用的领域正日益扩大,经济效益将愈加显著。

第二节 货运索道的主要组成及结构

双线货运架空索道主要由以下部分组成:驱动机、承载索、牵引索及拉紧装置、货车、装载站、卸载站、锚固与拉紧承载索的锚固站和拉紧站。除此之外,在索道线路转弯处还设有转角站;当分段驱动时还设有中间驱动站;如果索道线路跨越铁路、公路、输电线路、建筑物等时,还要设置保护设施。

一、驱动机

1. 驱动机的类型

驱动机按驱动轮化的结构不同,分为单槽摩擦轮式、双槽摩擦轮式和夹钳式三种;按驱动轮配置方式不同,分为立式和卧式两种;按牵引特征不同,分为动力型和制动型两种。

“ A66-69 型货运架空索道系列产品标准设计图集 ”中全系列驱动机按功率分为五级,共编成三十二种型号。驱动机采用三相交流绕线式感应电动机拖动。每种驱动轮直径的驱动机都配有几种驱动功率。

驱动机的型号是以驱动轮绳槽的型式、驱动轮的配置方式、驱动轮直径、驱动机功率来表示的。例如:型号 DL20-40,第一个字母 D 表示单槽,第二个字母 L 表示立式,第一组数字 20 表示驱动轮直径 20dm,最后一组数字 40 表示驱动机最大功率 40kW;型号 SW25-75, S 表示双槽, W 表示卧式, 25 表示驱动轮直径 25dm, 75 表示最大功率 75kW, 型号 JL30-115, J 表示夹钳, L 表示立式, 30 表示驱动轮直径 30dm, 115 表示最大功率 115kW。

索道驱动机的技术性能列于表 10-3-2。

2. 驱动机的组成

驱动机主要组成包括传动、制动和底座支架等部分。

图 10-3-2 所示,为双槽立式驱动机。它的各部分组成如下:

(1) 传动部分 传动部分包括主电动机 1、减速器 3、带有可拆式闸轮的驱动绳轮 6、一对开式圆柱传动齿轮 4 和布置在驱动轮上方的导向绳轮 7 等。在驱动绳轮绳槽中装有高摩擦系数的衬块,用以增加牵引索和驱动轮间的摩擦力。减速器带有变速机构,能给出两种速度,即工作速度和检修速度。将减速器手柄置于检修位置时,牵引索速度为 $0.4 \sim 0.5 \text{ m/s}$,便于检修工作的进行。

(2) 制动部分 制动部分有作用在弹性联轴器的制动轮上的液压块式制动器,即高速轴制动器 2 和作用在驱动绳轮一侧闸轮上的主轴制动器 8。循环式索道启动后将长时间运转,因而制动器不经常动作。若短时停车一般只使用高速轴制动器,若长时停车再加以主轴制动器。两套制动器共用一套控制油站。

主轴制动器有两种型式, I、II、III 级驱动机采用双向带式制动器, IV、V 级驱动机采用块式制动器。

(3) 机座和支架部分 主电动机、高速轴液压块式制动器和减速器安装在机座 9 上,驱动轮和中间轴承安装在另一机座 10 上,导向轮安装在支架 5 上,而支架 5 与机座 10 相连接。

单槽立式驱动机没有导向绳轮和导向绳轮的支架,其它部分的结构与双槽驱动机基本相同。

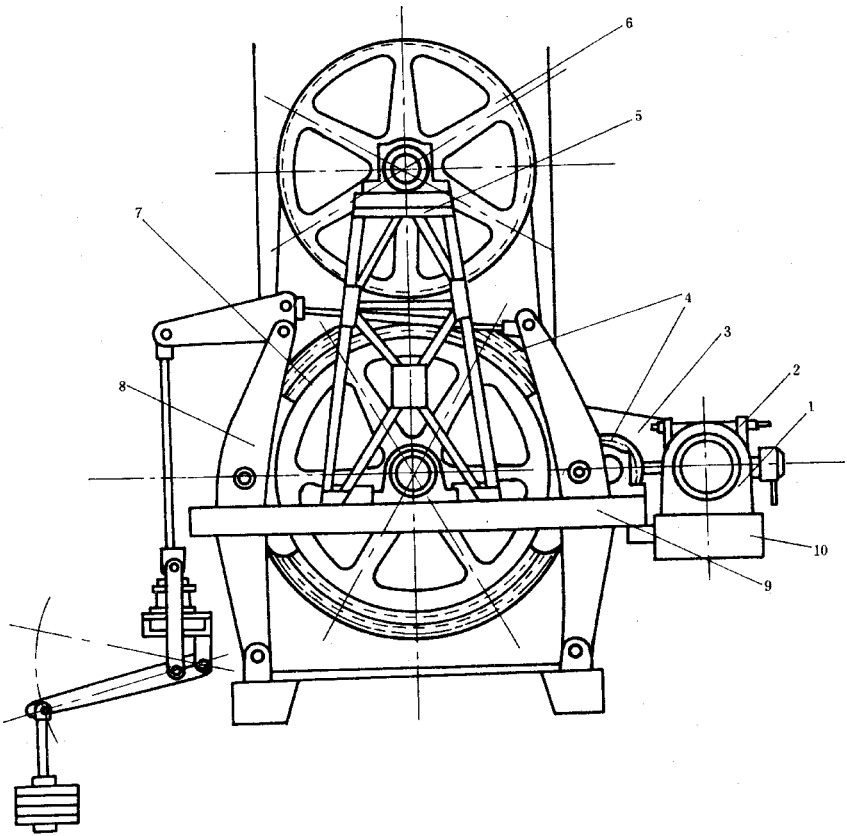


图 10-3-2 双槽立式驱动机示意图

1—主电动机 2—液压块式制动器 3—减速器 4—齿轮；
5—导向绳轮支架 6—驱动绳轮 7—导向绳轮 8—主轴块式制动器 9、10—机座

图 10-3-3 所示为单槽卧式驱动机。卧式驱动机驱动轮水平布置，主轴制动器为带式制动器，传动齿轮为圆锥齿轮，其余部分与相应的立式驱动机基本相似。

图 10-3-4 所示为夹钳式驱动轮。夹钳式驱动轮缘上每隔 5° 间隔均匀布置 72 付夹钳，利用夹钳夹持牵引索增加牵引索与驱动轮间的附着力，从而增加驱动轮的牵引力。

夹钳有侧压式和剪刀式等型式。剪刀式夹钳如图 10-3-5 所示，为一双臂杠杆机构。夹块 1 成对的用铰链 5 连接起来，长臂的端部支持在轮缘 4 两侧的曲面上。两短臂内装有一个弹簧 2，用来撑开夹块。夹钳在牵引索径向压力的作用下，夹块长臂端部沿轮缘上的曲面向下移动，弹簧 2 被压缩，夹块夹紧牵引索，如图 10-3-5b。当牵引索 3 逐渐离开驱动轮时，牵引索对夹钳的径向压力也逐渐减小，夹块在弹簧 2 的作用下逐渐张开，使牵引索自由地脱离夹钳，如图 10-3-5a。

表 10－3－2 I、II 及Ⅲ级驱动

最大 张力比 $e^{16\sigma}$	最大 牵引索 直径 /mm	最大 张力和 $F_y + F_1$ /N	I 级驱动机								
			图样编号		型 号		开式齿轮速比 i_1		质 量 /kg		
1.65	25	117600	A6611.0		DL20－40		3.91		8540		
	30	196000	A6612.0		DL25－40		4.85		9300		
	37	294000	A6613.0		DL30－40		5.79		10870		
	30	196000	A6614.0		DW25－40		4.85		10700		
	37	294000	A6615.0		DW30－40		5.82		12700		
2.72	25	107800									
	30	166600									
	37	196000									
	30	166600									
3 和 4	30	147000									
	37	225400									
	37	225400									
电动机		外廓分类	1								
		型号	JR－81－8		JR－81－6		JR－82－8		JR－82－6		
		功率 kW	20		28				40		
		额定转数 $r \cdot \min^{-1}$	710		960		710		960		
名义绳速 $v/m \cdot s^{-1}$			1.6	2.0	2.5	2.8	1.6	2.0	2.5	2.8	3.15
最大圆周力 P/N		动力制	10878	86241	9702	8624	15190	2152	13916	112348	10976
		工 作 制 制 工 作									
			13818	11074	12348	11074	19404	15484	17738	15778	14014
高速轴最大制动力矩 $M/N \cdot cm^{-1}$			127400	127400	127400	27400	127400	127400	127400	127400	127400
主轴最大 制动力 F/N		动力制	19600	19600	19600	19600	39200	19600	39200	19600	19600
		工 作 制 制 工 作									
			39200	39200	39200	39200	39200	39200	39200	39200	39200

最大 张力比 $e_{\mu\alpha}$	最大 牵引索 直径 /mm	最大 张力和 $F_y + F_l$ /N	Ⅱ 级驱动机									
			图样编号		型 号		开式齿轮速比 i_1			质 量 /kg		
1.65	25	117600	A6616.0		DL20－75		3.91			9300		
	30	196000	A6617.0		DL25－75		4.85			10370		
	37	294000	A6618.0		DL30－75		5.79			11665		
	30	196000	A66113.0		DW25－75		4.85			11600		
	37	294000	A66114.0		DW30－75		5.82			13700		
2.72	25	107800	A6619.0		SL20－75		3.91			11300		
	30	166600	A66110.0		SL30－75		4.85			13475		
	37	196000	A66111.0		SL30－75		5.69			15000		
	30	166600	A66115.0		SW25－75		4.85			14600		
3 和 4	30	147000	A66112.0		JL25－75		4.86			11720		
	37	225400										
	37	225400										
电动机		外廓分类	2									
		型号	JR－91－8		JR－92－8		JR－91－6			JR－92－6		
		功率 kW	40		55					75		
		额定转数 $r \cdot \min^{-1}$	720		720		970			970		
名义绳速 $v/m \cdot s^{-1}$			1.6	2.0	1.6	2.0	2.5	2.8	3.15	2.5	2.8	3.15
最大圆周力 P/N		动力制	21756	17346	29890	23912	19110	17052	15092	26068	23226	20678
		工 作 制动制 工 作										
			27734	22148	38122	30478	24402	21756	19306	33320	29694	26362
高速轴最大制动力矩 $M/N \cdot cm^{-1}$			127400	127400	127400	127400	127400	127400	127400	127400	127400	127400
主轴最大 制动力 F/N		动力制	39200	39200	58800	58800	39200	39200	39200	58800	39200	39200
		工 作 制动制 工 作										
			58800	58800	78400	78400	58800	58800	39200	78400	78400	58800

最大 张力比 $e_{\mu\alpha}$	最大 牵引索 直径 /mm	最大 张力和 $F_y + F_l$ /N	Ⅲ 级驱动机									
			图样编号		型 号		开式齿轮速比 i_1			质 量 /kg		
1.65	25	117600	A66118.0	DL30－115	5.79	12680						
	30	196000										
	37	294000										
	30	196000										
	37	294000										
2.72	25	107800	A66117.0	SL20－115	3.91	12370						
	30	166600	A66118.0	SL25－115	4.85	13780						
	37	196000	A66119.0	SL30－115	5.79	16000						
	30	166600	A66123.0	SW25－75	4.81	15700						
3 和 4	30	147000	A66129.0	JL25－115	4.86	12720						
	37	225400	A66121.0	JL30－115	5.83	13710						
	37	225400	A66124.0	JW30－115	5.78	17200						
电动机		外廓分类	3				4					
		型号	JR－116－8		JR－117－8		JR－116－6			JR－117－6		
		功率 kW	70		80		95			115		
		额定转数 $r \cdot \min^{-1}$	725		730		975			975		
名义绳速 $v/m \cdot s^{-1}$			1.6	2.0	1.6	2.0	2.5	2.8	3.15	2.5	2.8	3.15
最大圆周力 P/N		动力制	38024	30380	43414	34796	33026	29498	26166	39984	35672	31752
		工 作 制动力 工 作										
高速轴最大制动力矩 $M/N \cdot cm^{-1}$			225400	225400	225400	225400	225400	225400	225400	225400	225400	225400
主轴最大 制动力 F/N		动力制	78400	58800	78400	58800	58800	58800	58800	78400	78400	58800
		工 作 制动力 工 作										
			98000	78400	98000	98000	98000	78400	78400	98000	98000	98000

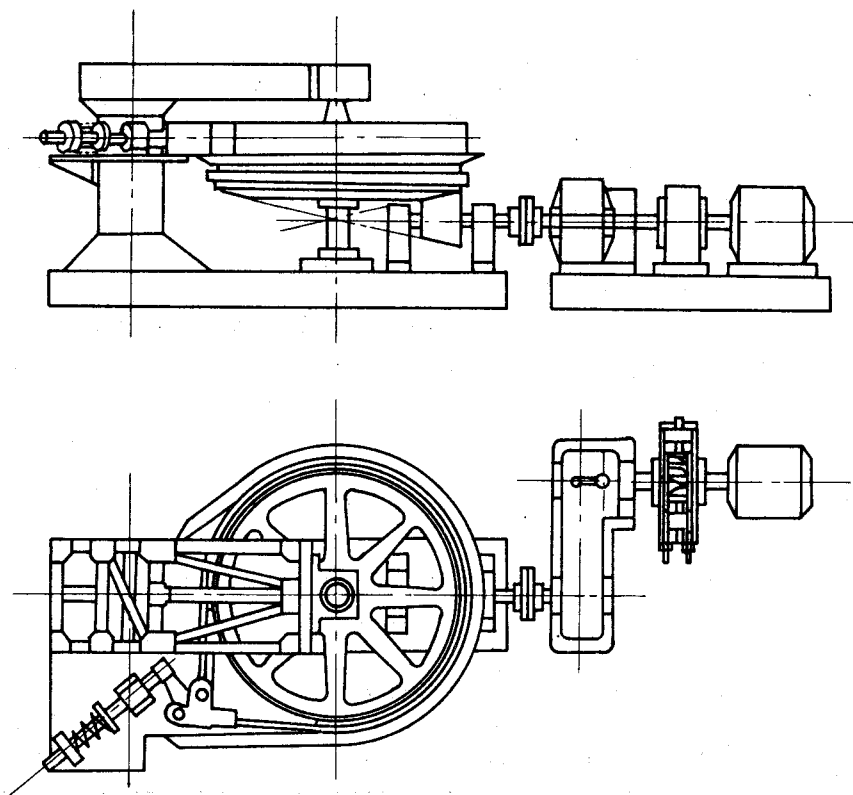


图 10-3-3 单槽卧式驱动机示意图

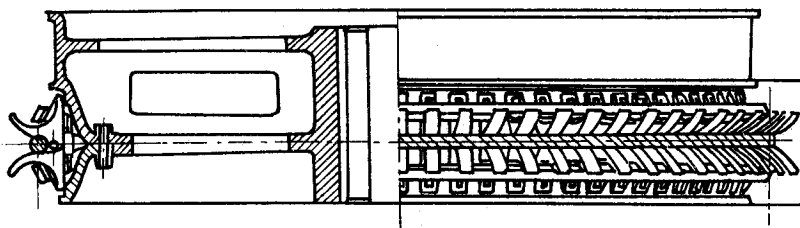


图 10-3-4 夹钳式驱动轮示意图

3. 驱动机的摩擦传动

驱动绳轮借助摩擦把圆周牵引力传递给牵引索。如图 10-3-6 所示,牵引索在驱动轮上形成一定围包角 α , 绕入边张力为 t_r , 绕出边张力为 t_c 。根据摩擦传动原理:

$$t_r \leq t_c e^{\mu \alpha} \text{ 或 } \frac{t_r}{t_c} \leq e^{\mu \alpha} \quad (3-1)$$

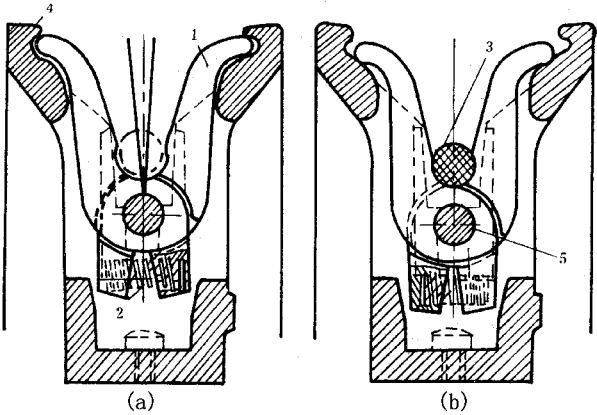


图 10-3-5 剪刀式夹钳

(a) 张开情况 (b) 关闭情况

1—夹块 2—弹簧 3—牵引索 4—轮缘 5—铰链

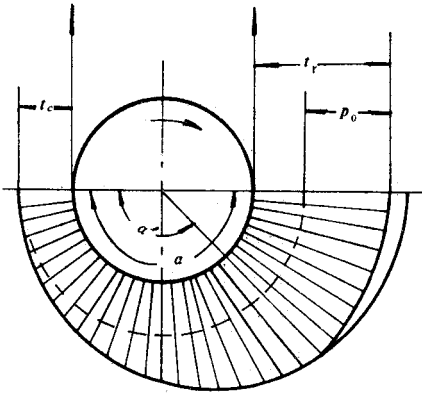


图 10-3-6 驱动轮上牵引索张力图

式中 μ ——牵引索与驱动轮绳槽间的摩擦系数；
 α ——牵引索在驱动轮上的围包角。

$e^{\mu\alpha}$ 称为附着系数。由式(3-1)可知 绕入边张力 t_r 不能超过 $t_c e^{\mu\alpha}$,而且为保证可靠传动 还必须留有一定安全容量 即绕入边最大张力 t_{rmax} 必须满足下式

$$K t_{max} = t_c e^{\mu\alpha} \text{ 或 } K \frac{t_r}{t_c} = e^{\mu\alpha} \tag{3-2}$$

式中 K ——防滑安全系数 ,一般 $K \geq 1.1$ 。

驱动机绳轮沿绳槽圆周传递给牵引索的摩擦牵引力(即圆周力)为绕入边张力和绕出边张力之差 其最大值 P_{0max} 为

$$P_{0\max}=t_{r\max}-t_c=t_c(\frac{1}{K}e^{\mu\alpha}-1)$$

(3-3)

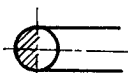
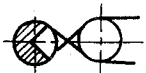
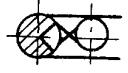
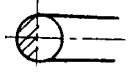
由式(3-3)看出,驱动绳轮所能传递的最大圆周牵引力与摩擦系数 μ 、围包角 α 有关。当摩擦系数 μ 和围包角 α 增大时,附着系数增大,相应地最大圆周力也增大。因此,为增大驱动绳轮的圆周牵引力,可采取增大绳槽与牵引索间的摩擦系数和增大牵引索在驱动轮上的围包角两种方法。

增大摩擦系数的方法,是在驱动绳轮的绳槽中装置具有高摩擦系数的摩擦衬块。摩擦衬块的材质有:木材、皮革、塑料、锌块等。

增大围包角,对于单槽驱动轮可以采取增设压绳轮、导向轮等方法;对于双槽驱动轮主要是采取改变缠绕方式的方法。

牵引索在驱动机上几种不同的缠绕方式、围包角及附着系数列于表10-3-3。

表 10-3-3 牵引索在驱动机上的缠绕方式及附着系数表

传动方式		缠绕方式	包 角 α	$e^{\mu\alpha}$		
				锌块或硬木衬垫	聚氯乙烯或橡胶衬垫	特种工程塑料衬垫
				$\mu = 0.16$	$\mu = 0.20$	$\mu = 0.24$
摩擦传动	单槽		1.0π	1.65	1.87	2.13
			1.5π	2.13	2.57	3.10
	双槽		2.0π	2.73	3.51	4.52
			2.5π	3.51	4.81	6.59
夹钳传动			1.0π	当悬吊式夹钳压力角 $= 15^\circ$ 时 3.5		

二、货车与抱索器

货车是货运索道运输货载的容器。货车上装有抱索器,用来使货车与牵引索挂结和脱开达到运输的目的。矿用索道的货车又称矿斗,是运输矿石和废石的容器。

矿斗有多种类型。按索道型式不同有单线索道矿斗和双线索道矿斗 ;按挂结牵引索的方式不同有下部牵引和水平牵引矿斗 ;按抱索器结构不同 ,单线索道矿斗又有采用重力式四连杆抱索器和重力式鞍座抱索器矿斗。

矿斗的型号以索道类型、单线索道抱索器或双线索道行走小车的型式、矿斗承载能力和斗箱容积表示。型号的第一个字母 D、S 分别表示单线和双线索道 ;第二个字母 S、A 分别表示单线索道重力型四连杆抱索器和鞍座抱索器 ,X、P 分别表示双线索道重力型下部牵引和水平牵引行走小车 ,其后附有字母 Z 的表示行走小车带有自动转角轮 ;字母后面第一个数字表示承载能力 ,第二个数字表示斗箱容积。例如 :

DS—4—0.2 表示单线索道用矿斗 ,采用重力式四连杆抱索器 ,其承载能力 4000N ,斗箱容积 0.2m³ ;

SX—10—0.8 表示双线索道用矿斗 ,采用重力型下部牵引行走小车 ,不带自动转角轮 ,其承载能力 10000N ,斗箱容积 0.8m³。

DS、DA 型矿斗技术规格见表 10 - 3 - 4 ,SX、SXZ 型矿斗技术规格见表 10 - 3 - 5。

表 10 - 3 - 4 DS 型、DA 型货车技术规格

货车型号	抱索器 承载能力 N	斗箱容积 m ³	斗箱有效 载 重 kg	适用的牵 引索直径 mm	适用的托索 轮最大直径 mm	货车自重/kg	
						DS 型	DA 型
DS - 4 - 0.1、DA - 4 - 0.1	4000	0.1	310	16 ~ 24.5	400	113	103
DS - 4 - 0.16、DA - 4 - 0.16		0.16	300			132	113
DS - 4 - 0.2、DA - 4 - 0.2		0.2	286			134	125
DS - 4 - 0.25、DA - 4 - 0.25		0.25	273		500	137	127
DS - 4 - 0.32、DA - 4 - 0.32		0.32	263			146	136
DS - 7 - 0.2、DA - 7 - 0.2	7000	0.2	581	26.5 ~ 32	500	147	134
DS - 7 - 0.25、DA - 7 - 0.25		0.25	558			165	152
DS - 7 - 0.32、DA - 7 - 0.32		0.32	547			176	163
DS - 7 - 0.4、AD - 7 - 0.4		0.4	523		600	192	179
DS - 7 - 0.5、DA - 7 - 0.5		0.5	512			206	193
DS - 7 - 0.63、DA - 7 - 0.63		0.63	492		700	232	219

货车型号	抱索器 承载能力 N	斗箱容积 m ³	斗箱有效 载 重 kg	适用的牵 引索直径 mm	适用的托索 轮最大直径 mm	货车自重/kg	
						DS 型	DA 型
DS－10－0.25、DA－10－0.25	10000	0.25	854	30～36.5	600	174	158
DS－10－0.32、DA－10－0.32		0.32	840			185	169
DS－10－0.4、DA－10－0.4		0.4	823			198	182
DS－10－0.5、DA－10－0.5		0.5	812			212	196
DA－10－0.65、DA－10－0.65		0.63	792		700	238	222
DS－10－0.8、DA－10－0.8		0.8	774			257	241
DS－7－0.4、DA－7－0.4	4000	0.4	540	26.5～32	500	190	177
DS－7－0.5、DA－7－0.5		0.5	525			204	191

表 10－3－5 SXZ 型及 SX 型货车技术规格

货车型号	容积/m ³	自重/kg	有效载重/kg
SXZ－10－0.5 SX－10－0.5	0.5	254 209	646 691
SXZ－10－0.63 SX－10－0.63	0.63	374 329	626 671
SXZ－10－0.8 SX－10－0.8	0.8	391 346	609 654
SXZ－10－1.0 SX－10－1.0	1.0	408 363	592 637
SXZ－20－0.5 SX－20－0.5	0.5	525 479	1475 1521
SXZ－20－0.63 SX－20－0.63	0.63	552 506	1448 1494
SXZ－20－0.8 SX－20－0.8	0.8	576 530	1424 1470

货车型号	容积/m ³	自重/kg	有效载重/kg
SXZ-20-1.0 SX-20-1.0	1.0	600	1440
		554	1446
SXZ-20-1.25 SX-20-1.25	1.25	634	1336
		588	1412
SXZ-20-1.6 SX-20-1.6	1.6	679	1321
		633	1367
SXZ-20-2.0 SX-20-2.0	2.0	725	1275
		679	1321

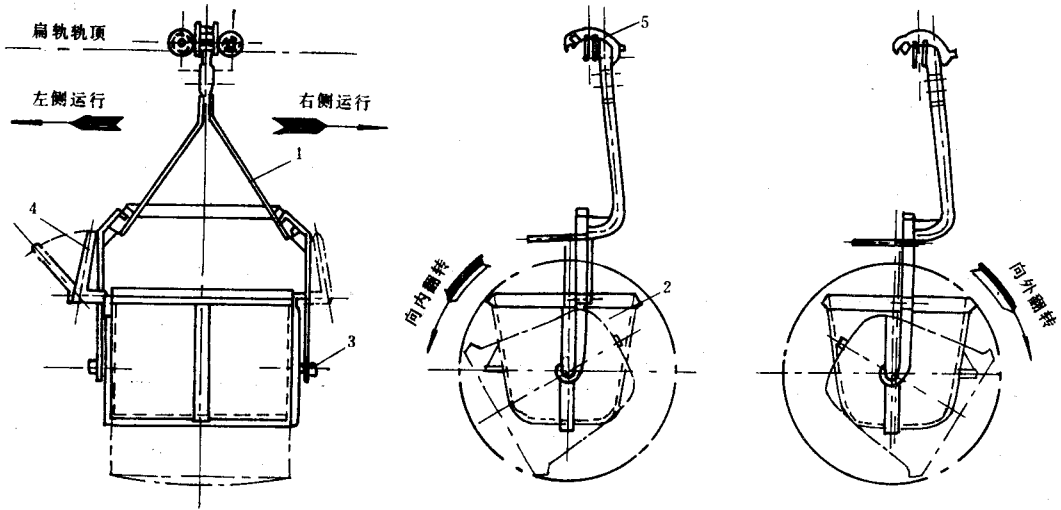


图 10-3-7 DS 型货车外形图

1—吊架 2—斗箱 3—销轴 4—斗门 5—抱索器

1. 矿斗

矿斗由行走小车、吊架、斗箱和斗门等组成。如图 10-3-7 和图 10-3-8 所示。

斗箱是由厚度为 2.5~4mm 的钢板冲压焊接而成的梯形断面箱体,其口部用角钢加强。为便于卸载斗箱采用可倾翻式结构。在斗箱两端面焊有销轴,斗箱靠销轴挂在吊架上。为加速倾翻卸载并保证按规定的方向翻倒,销轴的轴线位置偏心装配(图 10-3-9)。满载时矿斗的重心位置应高于销轴,而空载时应低于销轴。这样,便于重斗倾翻卸载,也易于空斗复位。

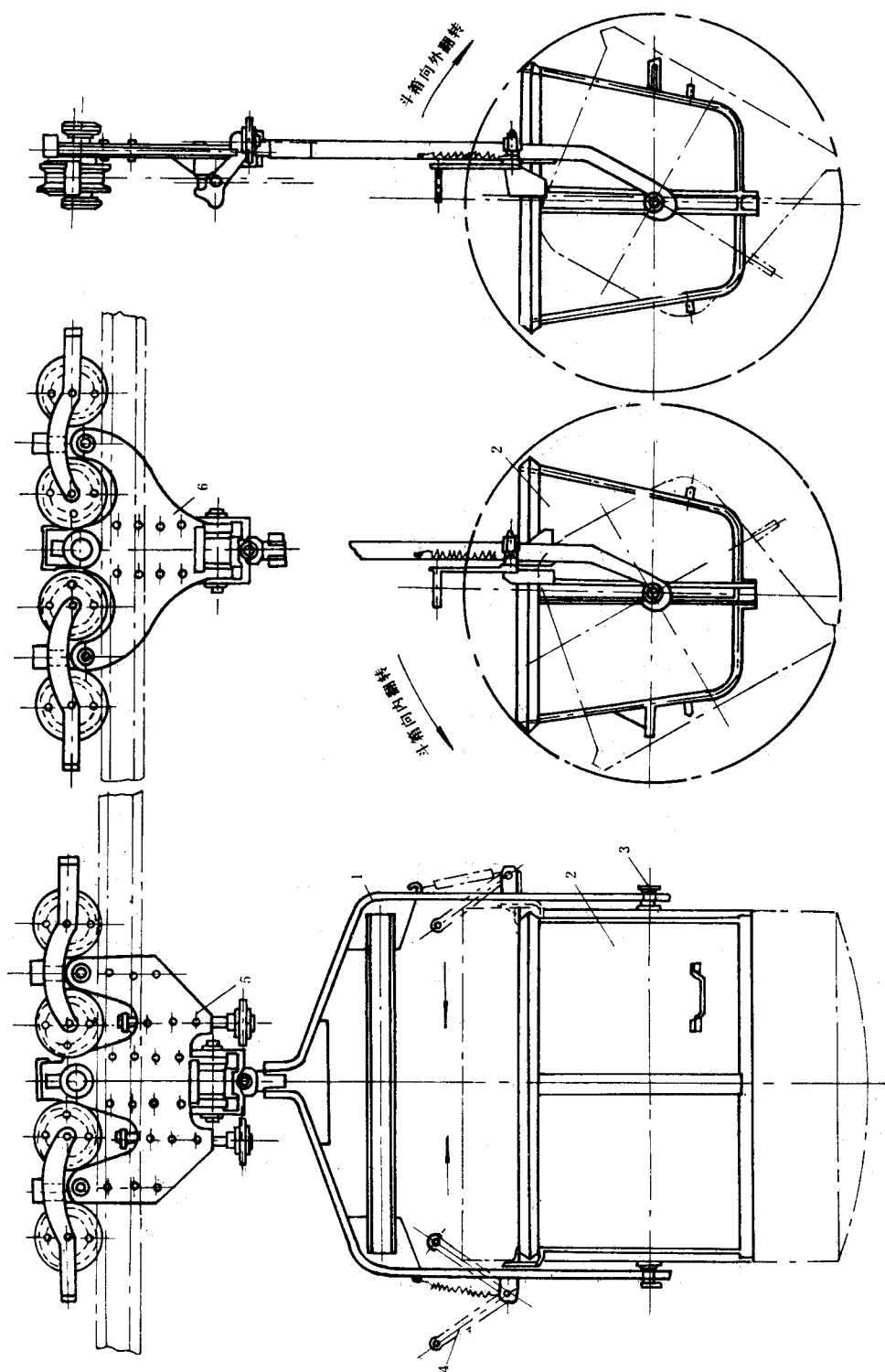


图 10-3-8 SXZ 型、SX 型货车外形图

1—吊架;2—斗箱;3—销轴;4—斗;5—带转角轮运行小车;6—不带转角轮运行小车

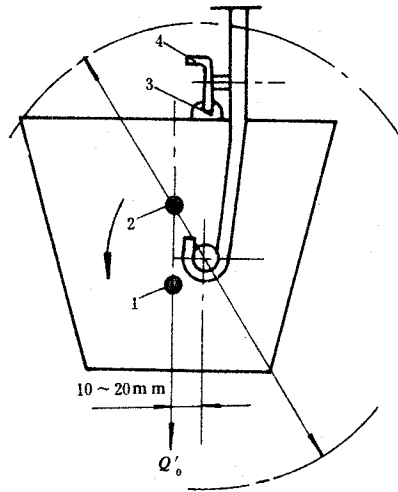


图 10-3-9 斗箱销轴位置示意图

1—空载时斗箱重心 2—满载时斗箱重心；
3—斗箱卡板 4—斗门

斗箱复位后, 铰接在吊架上的斗门插入斗箱挡板的凹口中, 使斗箱固定, 因此在装载或运行途中不会翻转。卸载时, 可搬动斗门杠杆一端的手柄打开斗门或用挡板碰撞斗门杠杆, 自动打开斗门。

吊架通常采用扁钢焊接而成, 其上部与行走小车铰接, 吊架连同斗箱一起可绕铰接销轴摆动, 因此运行中始终保持铅垂位置。

行走小车按车轮数目分为两轮小车和四轮小车。行走小车有一焊接或铸钢车架。四轮小车的车轮先成对地装在均衡杆上, 再通过水平铰链关节和垂直铰链关节(亦可用一球形关节) 安装在车架上。为便于矿斗通过线路转弯处和凸凹处, 四个车轮能成对地调节其位置, 以适应复杂的线路。行走小车的车轮, 一般用铸钢制造, 也有试用尼龙车轮的。双线索道矿斗行走车轮缘断面形状根据承载索接合套筒的直径来决定, 轮缘中间部分还制有与承载索直径相适应的绳槽, 如图 10-3-10 所示。

双线索道行走车轮缘绳槽底径通常为 200~250mm, 绳槽底径愈大, 接触应力愈低, 但车架也随之增大, 增加了通过曲线部分的困难, 同时也增加了小车的重量。

2. 抱索器

抱索器的作用是把货车挂结在牵引索上, 使其在牵引索拽引下运行。抱索器与牵引索挂结和脱开是在运动中进行的。抱索器的结构应保证挂结和脱开动作平稳、可靠, 挂结和脱开过程尽量短, 能产生足够的挂结力, 对牵引索的磨损要小。

抱索器按夹紧方式分为重力作用式和强制作用式两大类。重力作用式抱索器是依

靠货载和斗箱的重量夹紧牵引索,强制作用式抱索器是依靠弹簧或螺旋的作用夹紧牵引索。我国现在生产的货车都采用重力式抱索器。

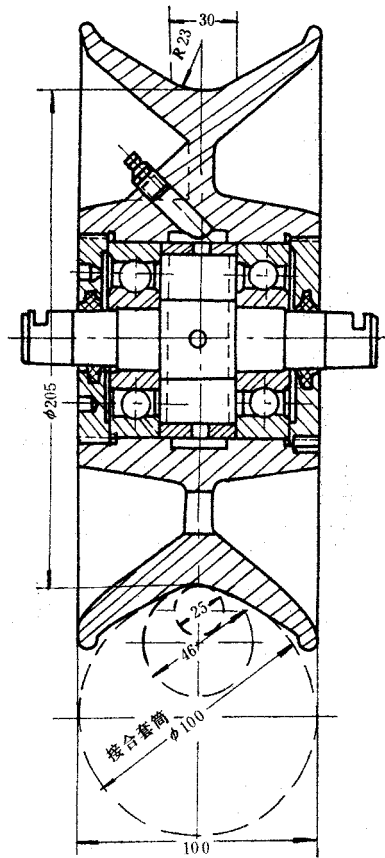


图 10-3-10 车轮断面图

(1)双线索道下部牵引重力式抱索器 双线索道下部牵引重力式抱索器的夹钳位于承载索的下面,其结构如图 10-3-11 所示。货车的吊架铰接在拉杆 4 上,拉杆 4 脱挂轮 5,下端支持在夹钳活动夹块 3 的末端,拉杆可以沿行走小车上的焊接导向架 1 上下滑动,固定夹块 2 则固定在导向架上。在斗箱和货载的作用下,吊架拉着拉杆下落,使活动夹块 3 逆时针方向转动夹紧牵引索。

货车由站内扁轨进入接合器前,夹钳处于关闭状态。当货车进入接合器时(如图 10-3-12),脱挂轮 5 在接合器的导轨 7 上运行,在区间Ⅰ中,随着钢轨 6 与导轨 7 之间距离的增大,脱挂轮和拉杆相对于小车被抬起,夹钳张开。在区间Ⅱ中,钢轨和导轨平行,牵引索逐渐进入张开的夹钳。在区间Ⅲ中,随着钢轨和导轨之间距离的减小,脱挂轮和拉杆下落,夹钳关闭,夹住牵引索,货车离开接合器,由牵引索曳引在线路上运行。接合

器和脱开器的钢轨和导轨向着货车行进方向倾斜,以便使货车在其中向前自溜。

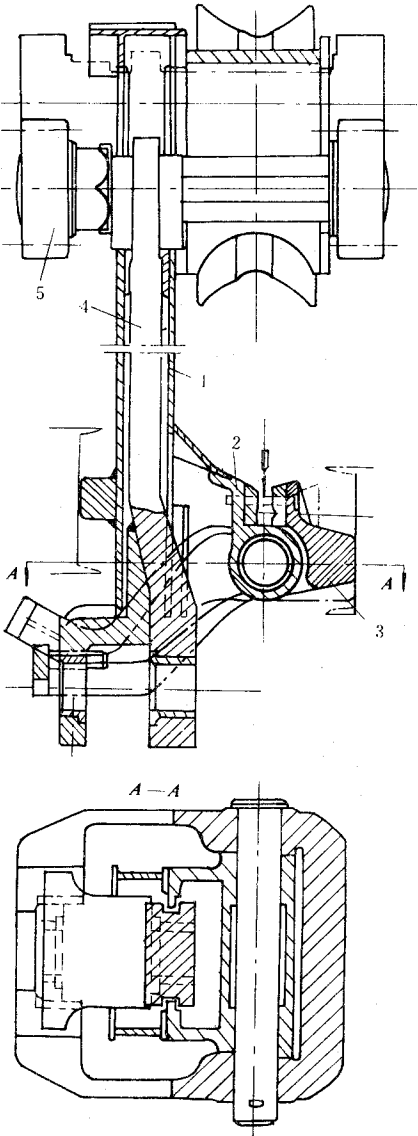


图 10-3-11 下部牵引重力式抱索器
1—导向架 2—固定夹块 3—活动夹块

货车由线路上进入端站脱开器时(如图 10-3-13),抱索器脱开过程与挂结过程完全相同,但以相反的方向进行。

这种抱索器结构简单,维修方便,承载索和牵引索上下垂直布置,自动迂回时内外转向不受限制,牵引索挠度大,活动范围大,能适应各种侧形的线路,突然受阻时牵引索不易被拉断。但牵引索对货车有附加压力,增大了承载索的挤压和弯曲应力,影响承载索

的使用寿命,货车运行速度不均匀,需要的站口长度较长。

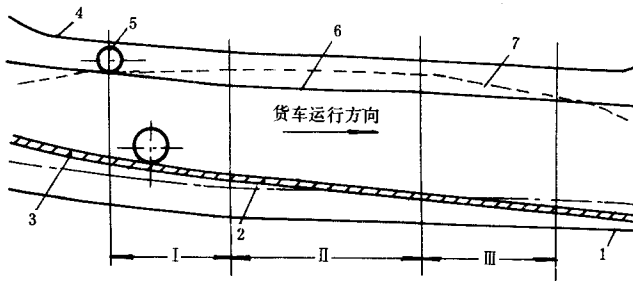


图 10-3-12 货车接合过程示意图

1—货车吊架的导向板 2—夹钳底部 3—牵引索 4—护轨；
5—脱挂轮 6—钢轨 7—导轨

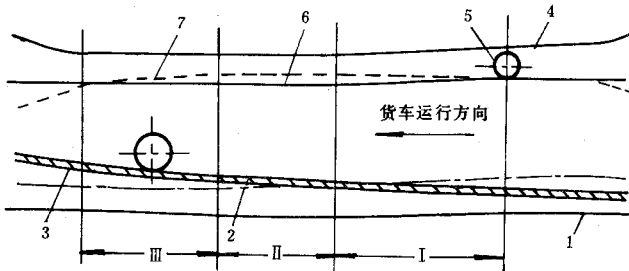
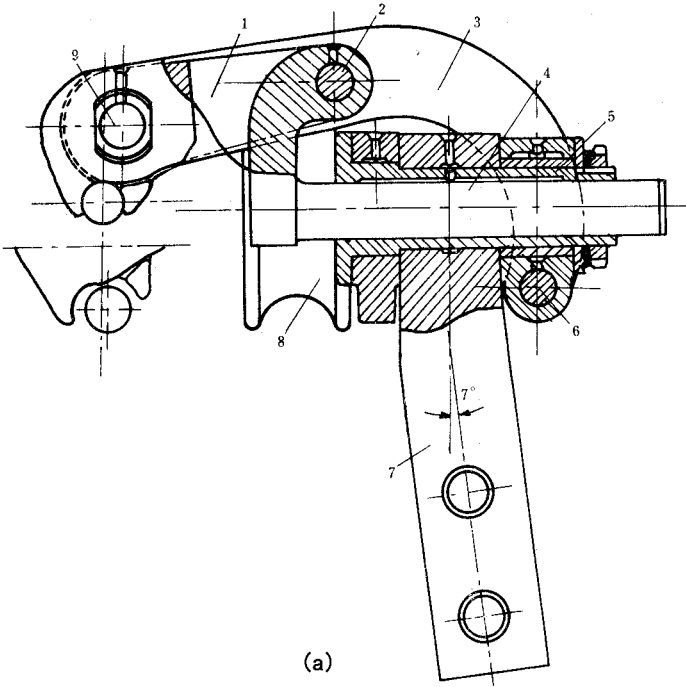


图 10-3-13 货车脱开过程示意图

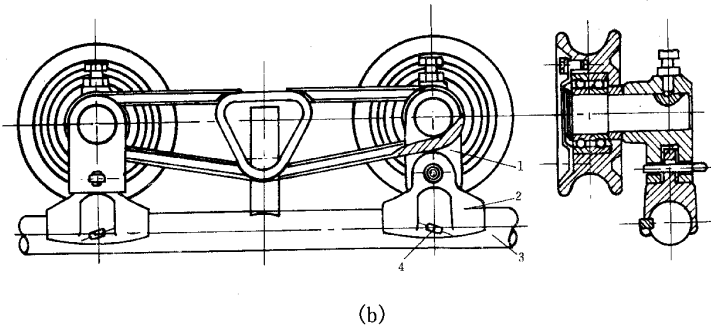
本图标注同图 10-3-12

(2)单线索道重力式四连杆抱索器 重力式四连杆抱索器如图 10-3-14a 所示。内抱卡 1 和外抱卡 3 用销轴 9 铰接在一起。内抱卡的另一端用销轴 2 铰接在弯杆 4 上,弯杆轴装在套筒 5 内,可以相对滑动。外抱卡的另一端用销轴 6 与抱卡座铰接起来。行走小车的车架、吊杆 7 和抱卡座都套装在套筒 5 上。当货车进入接合器时牵引索进入抱索器张开的钳口,随着行走小车沿倾斜的轨道向下运行,小车车轮逐渐失去支托,斗箱重量通过吊杆使弯杆向下摆动,带动内抱卡绕销轴 9 顺时针方向转动,抱卡产生夹紧力夹住牵引索。当货车在进站口进入脱开器时,行走小车沿倾斜轨道向上运行,货车重量通过车轮 8 支托在轨道上,使弯杆向上抬起,内、外抱卡张开,货车脱离牵引索。这种抱索器爬坡角度大,可达 35° 左右,适于地形恶劣,跨度较大的索道;比较座式抱索器工作可靠,掉斗可能性小。但结构复杂,维修量较大;只有一个钳口夹在牵引索上,钢绳弯曲角度大,牵引索的寿命比采用鞍座式抱索器的短。只适用于载重较小的货车。



(a)重力式四连杆包索器

1—内抱卡 2—销轴 3—外抱卡 4—弯杆 5—套筒；
6—销轴 7—吊杆 8—滚轮 9—轴



(b)鞍座式抱索器

1—运行小车车架 2—靴形鞍座 3—钢绳 4—卡齿；

图 10-3-14 单线索道重力式四连杆和鞍座式抱索器

(3)单线索道鞍座式抱索器 鞍座式抱索器的结构如图 10-3-14b 所示。两个鞍座 2 铰接在行走小车车架上,以适应牵引索在线路上的变化。鞍座的内径根据牵引索直径确定。鞍座内表面上装有卡齿 4,卡齿 4 按牵引索引绳股螺旋方向安装。卡齿采用比

钢绳硬度低的 45# 或 40Cr 等钢材制造,以减小对钢绳的磨损,而卡齿磨损后易于更换。当货车进入接合器时,行走小车轮沿向下倾斜的轨道行进,逐渐失去支托,鞍座便座在牵引索上,靠货车的重量和挂结时鞍座与牵引索的相对滑动,使卡齿嵌入牵引索绳股间而产生挂结力。当货车进入脱开器时,行走小车车轮在向上倾斜的轨道上行进,抱索器逐渐抬高,把鞍座从牵引索上拉开,使货车与牵引索脱离。

(4)抱索器夹钳的夹压力 为保证货车在牵引索曳引下正常运行,不允许牵引索在抱索器夹钳中滑动,这就要求夹钳必须有足够的夹压力,使牵引索与夹钳夹块的摩擦压力下大于货车运行所需牵引力 Z ,即

$$F \geq KZ \quad (3-4)$$

式中 K ——安全系数,取 $K = 1.1$ 。

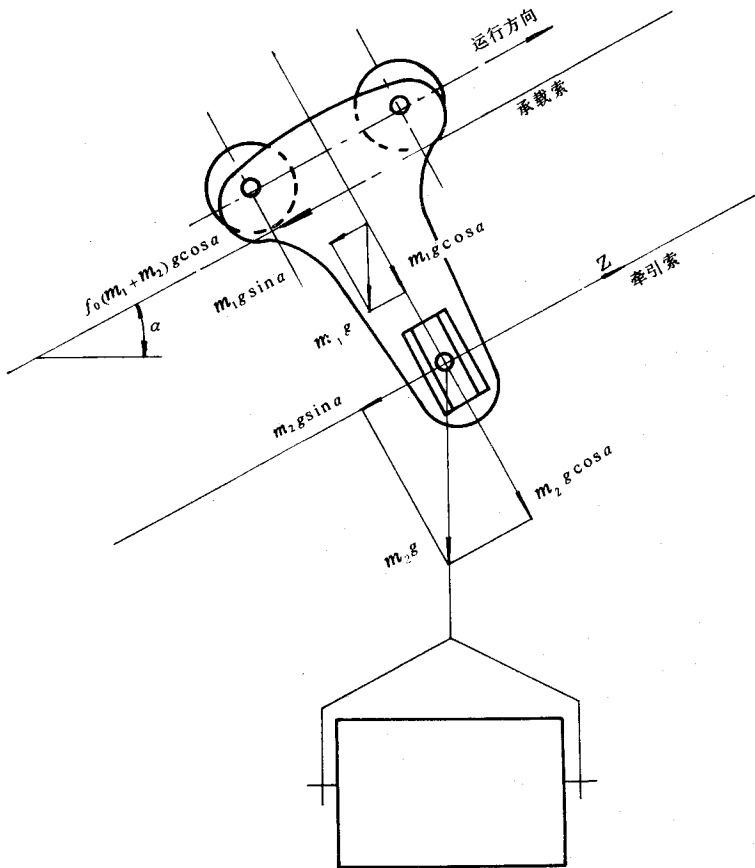


图 10-3-15 运行中的货车上作用力示意图

图 10-3-15 中, m_1 为行走小车(除抱索器拉杆和脱挂轮)的质量, m_2 为斗箱(重载时包括货载)和抱索器拉杆、脱挂轮质量之和。当货车运行阻力系数为 f_0 , 线路升角为

α ,不计牵引索对货车的压力时 ,由图 10-3-15 看出所需牵引力 Z 为

$$Z=(m_1+m_2)g(\sin\alpha+f_0\cos\alpha)=m_0g(\sin\alpha+f_0\cos\alpha) \tag{3-5}$$

将(3-5)式代入(3-4)式得

$$F=Km_0g(\sin\alpha+f_0\cos\alpha)(N) \tag{3-6}$$

式中 m_0 ——货车的质量(kg)。

摩擦力 F 与夹压力 P 、钢绳与夹块的摩擦系数 μ 有关。重力式抱索器的夹压力 P (如图 10-3-15)是由作用在抱索器拉杆上的重力产生的 , P 为

$$P=m_2gi\eta\cos\alpha \tag{3-7}$$

式中 i ——抱索器杠杆比；

η ——杠杆传动效率。

摩擦力 F 还与夹块形状有关 ,在平形夹块(图 10-3-16a)中：

$$F=2P\mu$$

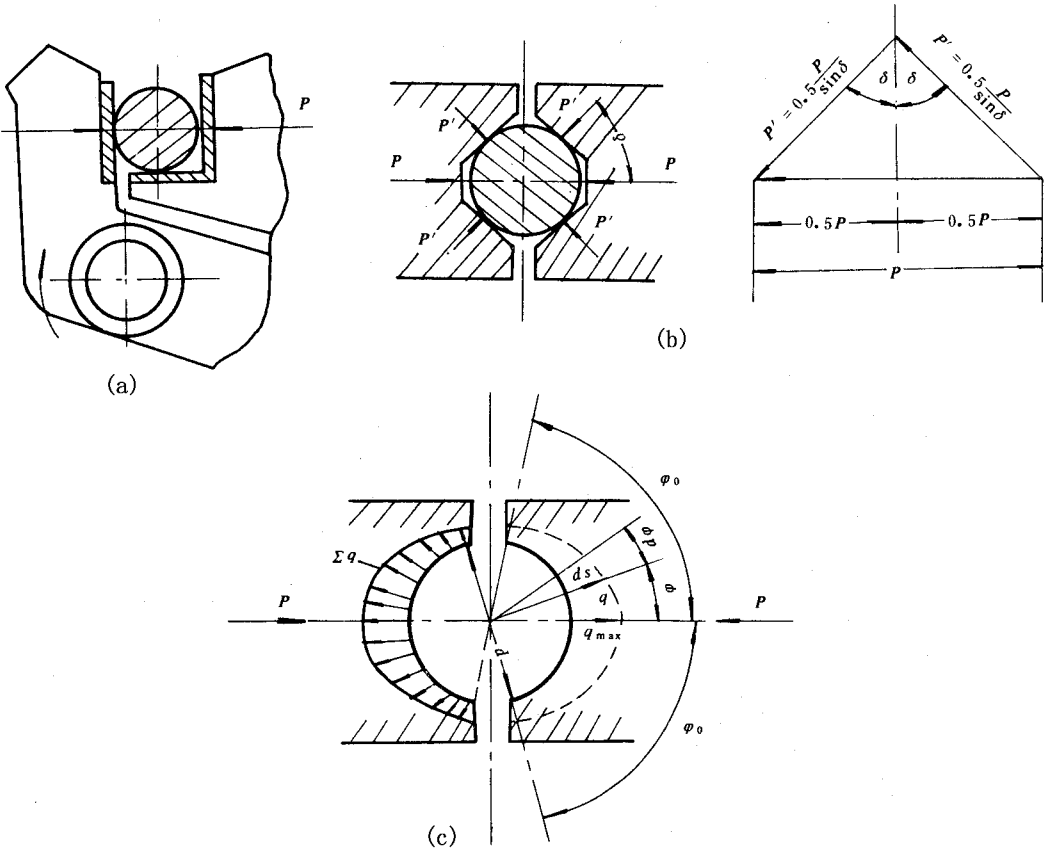


图 10-3-16 抱索器夹钳的作用力示意图

(a)平直钳口夹钳 (b)楔形钳口夹钳 (c)弧形钳口夹钳

在楔形夹块(图 10-3-16b)中:

当 $\delta = 45^\circ$ 时,

$$F = 4P'\mu = 2P \frac{\mu}{\sin\delta} = 2P\mu'$$

$\mu' = 1.4\mu_0$ 即楔形夹块的抱索力可增大 40%。

在弧形夹块(图 10-3-16c)中

$$F = 2\Sigma q\mu = 2P\mu' \quad (3-8)$$

若钳口周边上法向压力的变化规律采用 $q = q_{\max} \cos\phi$ 表示,钳口周边微小圆弧 ds 上

的压力为 $q \frac{d}{2} d\phi$ 则钳口周边上的总压力 Σq 为

$$\Sigma q = 2 \int_0^{\phi_0} q \frac{d}{2} d\phi = q_{\max} d \int_0^{\phi_0} \cos\phi d\phi = dq_{\max} \sin\phi_0$$

又

$$P = 2 \int_0^{\phi_0} q \frac{d}{2} d\phi \cos\phi = q_{\max} d \int_0^{\phi_0} \cos^2\phi d\phi = dq_{\max} \frac{(\phi_0 + 0.5\sin 2\phi_0)}{2}$$

将 Σq 、 F 代入(3-11)式得

$$\mu' = \frac{\mu\Sigma q}{P} = \frac{2\sin\phi_0}{\phi_0 + 0.5\sin 2\phi_0} \mu$$

当 $\phi_0 = \frac{\pi}{2}$ 时,可求得 $\mu' = 1.28\mu_0$ 即抱索力增大了 28%。

根据以上分析,无论夹钳形状如何,摩擦力 F 都可写成下式

$$F = 2P\mu' \quad (3-9)$$

由(3-6)式和(3-9)式可得出,为满足货车运行所需牵引力的要求,夹钳对牵引索的压紧力必须满足下式

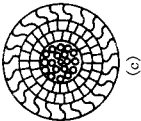
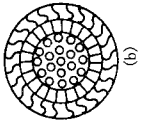
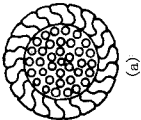
$$P \geq \frac{Km_0g}{2\mu'} (\sin\alpha + f_0\cos\alpha) \quad (3-10)$$

三、索道钢丝绳

双线索道的承载索,既要承受货车及货载的全部重量,又要作为行走小车运行的轨道。因此要求承载索不仅要有足够的强度,而且要有光滑的表面,以减少货车运行阻力和钢丝绳本身的磨损。承载索一般采用螺旋捻制的特殊结构的封闭型钢丝绳。如图 10-3-17 所示,这种钢丝绳的外层为 Z 形钢丝,它们彼此嵌扣在一起,几乎没有缝隙地形成一个封闭的光滑表面。这样,就使其与货车行走小车轮的接触面增大,不易磨损,即使有某些钢丝磨损或者断丝,也不致于发生钢丝散花或乱丝现象而影响车轮的正常运行。表 10-3-6 为国产封闭型钢丝绳的技术规格。

表 10-3-6 封闭式钢丝绳 GB352—64, GB353—64, GB354—64
标记示例：以公称抗拉强度：1080MPa，特号光面钢丝绳制成的，直径 32mm，右向捻钢丝绳
封闭式钢丝绳 32—110—特—Z GB352—64

钢丝绳种类	钢丝绳 直径/ mm	钢丝绳的数量和尺寸										全部钢丝 的断面积/ mm ²	一百 m 钢丝绳 的质量/ kg	钢丝绳公称抗拉强度/MPa									
		圆钢丝		梯形钢丝				Z 形钢丝		共计/ 根	全部钢丝的破断拉力总和 /N(不小于)												
		直径/ mm	数量/ 根	第一层 高/ mm	数量/ 根	第二层 高/ mm	数量/ 根	高/ mm	数量/ 根														
一层 Z 形钢丝的密封钢丝绳， GB352—64	30.5	4.1	19							5	19	38	596	500	584080	642390	700700						
	32	4.4	19							5	20	39	660	560	646800	711480	776160						
	34	3.4	37							5	21	58	730	630	715400	786940	858480						
	35.5	3.6	37							5	22	59	796	700	780080	857990	935900						
一层梯形和一层 Z 形钢丝的密封式钢丝绳，GB353—64	38.5	3.3	19	5	17					6	18	54	1000	855		1078000	1176000	1274000					
	40.5	3.9	19	5	18					6	19	56	1135	960		1220100	1332800	1445500					
	42.5	4.1	19	5	19					6	20	58	1210	1030		1303400	1421000	1538600					
	45.0	4.6	19	5	20					6	21	60	1356	1150		1460200	1592500	1724800					
两层梯形和一层 Z 形钢丝的密封式钢丝绳，GB354—64	47.0	3.55	37	5	22					6	22	81	1460	1250		1572900	1715000	1857100					
	51	4.1	37	5	24					6	24	85	1725	1450		1862000	2028600	2197160					
两层梯形和一层 Z 形钢丝的密封式钢丝绳，GB354—64	50	3.6	19	5	18	5	24				6	24	85	1790	1495		1925700	2102100	2282800				



承载索的出厂长度有一定限度,因此,一般都必须使用专门的连接装置,即承载索的拉合套筒来接长承载索,使之符合索道线路的要求。如图 10-3-18 所示,接合套筒由两个分套筒 1、2 用双头螺栓 3 连接而成,并用插销 4 固定。分套筒的内壁为锥形,把需要连接承载索端头插进套筒内,拆散其钢丝,用锥楔楔紧或用浇铸合金的方法使之固结在锥形套筒壁内。两分套筒的外表面也呈圆锥形,以使车轮顺利通过。

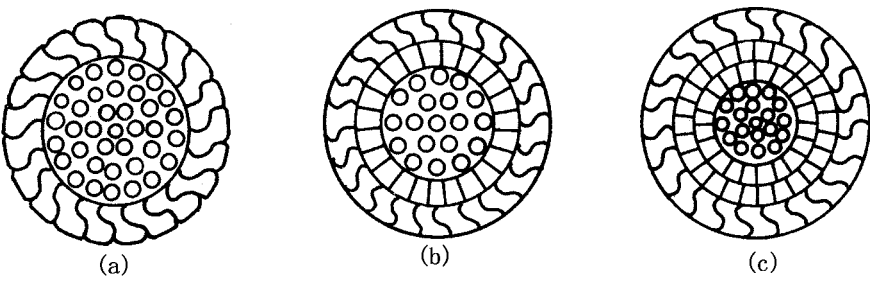


图 10-3-17 封闭型行车钢丝绳

a—带一层 Z 型断面;b—带二层特殊形状;c—带三层特殊形状

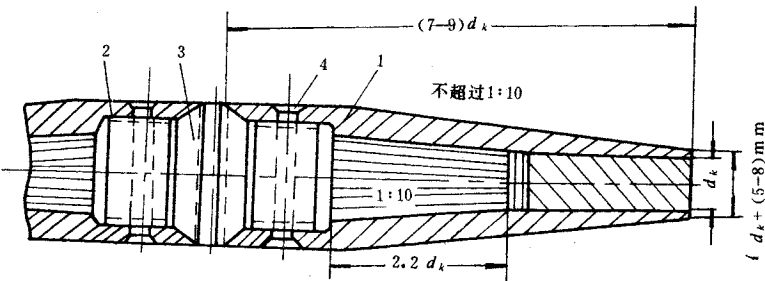


图 10-3-18 承载索接合套筒

1、2—分套筒 3—双头螺栓 4—插销

表 10-3-7 6×7+1 钢丝绳技术规格(按 GB 1102—74)

直 径		钢丝绳总断面积/ mm ²	参考质量 /kg·(100m) ⁻¹	钢丝绳公称抗拉强度/(MPa)		
钢丝绳/ mm	钢 丝/ mm			1370	1520	1670
				钢丝绳破断拉力总和/N (不小于)		
3.8	0.4	5.28	5.04	7242.2	8016.4	8790.6
4.7	0.5	8.24	7.87	11270	12446	13720
5.6	0.6	11.87	11.34	16268	17934	19698
6.5	0.7	16.16	15.40	22148	24500	26852
7.5	0.8	21.10	20.15	28910	32046	35084

直 径		钢丝绳总断面积/ mm ²	参考质量 /kg·(100m) ⁻¹	钢丝绳公称抗拉强度/(MPa)		
钢丝绳/ mm	钢 丝/ mm			1370	1520	1670
				钢丝绳破断拉力总和/N (不小于)		
8.4	0.9	26.71	25.51	36554	40572	44492
9.4	1.0	32.97	31.49	45178	50078	54880
10.5	1.1	39.89	38.09	54684	60564	66444
11.5	1.2	47.48	45.34	65072	72030	79086
12.0	1.3	55.72	53.21	76440	84574	92806
13.0	1.4	64.62	61.71	88592	98000	107310
14.0	1.5	74.18	70.84	101430	112210	123480
15.0	1.6	84.40	80.60	115640	127890	140140
16.0	1.7	95.28	90.99	130340	144550	158270
17.0	1.8	106.82	102.00	146510	146510	177870
18.5	2.0	131.88	125.90	180810	199920	219520
20.5	2.2	159.57	152.40	218540	242060	265580
22.5	2.4	189.91	181.40	260190	288120	316050
24.5	2.6	222.88	212.90	305760	338100	370930
26.0	2.8	258.48	246.80	354270	392490	430220
28.0	3.0	296.73	283.40	406700	450310	493920
30.0	3.2	337.61	322.40	463050	512540	562030
32.0	3.5	403.88	285.70	553700	613480	672770
34.5	3.8	476.09	454.70	653170	722750	792820
36.5	4.0	527.52	503.80	723730	801150	878570

架空索道的牵引索对于双线索道仅起曳引货车运行的作用 ,而对单线索道除曳引货车外还需承受货车与其货载的重力。用于索道牵引索的钢丝绳 ,要求表面光滑 ,表面钢丝粗大耐磨和易于维修。由于索道全线上数量较多的货车要不断地与牵引索挂结和脱开 ,对钢丝绳的夹压和磨损相当严重 ,因此牵引索的耐磨性尤为重要。架空索道的牵引索一般可采用钢丝抗拉极限为 1370 ~ 1670MPa 的 6 × 7 + 1 或 6 × 19 + 1 顺捻圆形钢丝绳。通常采用的钢丝绳直径为 20 ~ 37mm ,钢丝直径为 1.8 ~ 4mm。上述两种当中推荐采用 6 × 7 + 1 的钢丝绳 ,因为它的表层钢丝较粗 ,耐磨性能好 ,故使用寿命较长。6 × 7 + 1 的钢丝绳技术规格见表 10 - 3 - 7。

四、端站、区间站和支架

架空索道至少要在起点和终点各设一个站房,称端站。端站通常作为装载站或卸载站。如果货车在线路中卸载,则其中一个端站作为折返站。货车经折返站内环行扁轨返回,循环运行。如果线路很长,必须划分成几个传动区段,分段传动。在传动区段衔接处需要设置区间衔接站。站内机械设备一般包括:驱动装置、辅助机械化设备、挂接器与脱开器、供货车运行的扁轨系统、承载索的锚固装置、承载索与牵引索的拉紧装置等。牵引索的拉紧装置一般为重锤式拉紧装置,如图 10-3-19 所示。拉紧绳轮安装在拉紧小车上,可随拉紧小车沿轨道移动,拉紧重锤用绕过导向滑轮的钢绳与小车相连,靠重锤的重量使牵引索保持一定张力,以满足摩擦传动的要求。重锤式拉紧装置有单绳悬挂和动滑轮悬挂两种型式。

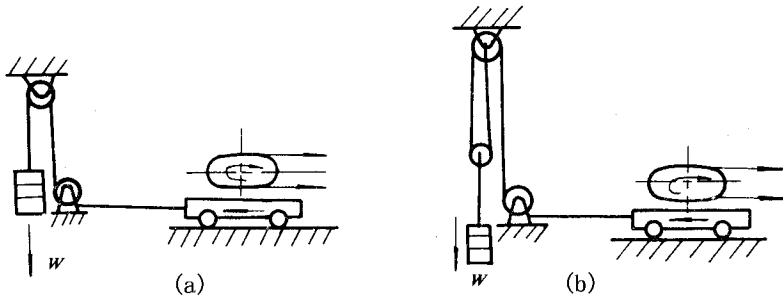


图 10-3-19 牵引索拉紧装置示意图

(a) 单绳悬挂 (b) 动滑轮悬挂

装载站和卸载站根据装卸工作的要求还需设置货仓及相应的装、卸载设备、计量设备等。为了提高索道运输生产率,应不断提高装、卸载站的机械化、自动化水平。

双线索道一个传动区段间的承载索往往分成若干个拉紧区段,分段拉紧,一个拉紧区段一般为 1.5~2km,以便使承载索在线路支架上各摇摆鞍座中摩擦力的总和不致过大。每一拉紧区段的承载索都是一端锚固,另一端用拉紧装置拉紧,用以补偿由于温度和挠度等变化引起的承载索长度的变化,如图 10-3-20 所示。用接合套筒 1 接长的承载索的锚固端通过末端套筒 2 锚接在站架金属结构上或专设的钢筋混凝土基础上。拉紧端经过过渡接合套筒 3 与拉紧钢丝绳 6 相连,并绕过滑轮 7 连接在拉紧荷重 11 上。

两相邻拉紧区段衔接处需设置衔接站架,如果承载索的四个索端都锚固在站架内,称该站架为双锚结站;如果承载索四个索端都在站架内拉紧,称该站架为双拉紧站;如果四个索端一对锚结而另一对拉紧,则称该站架为锚结—拉紧站,如图 10-3-21 所示。

货车通过上述站架是由前一拉紧区段的承载索经过站架内的架空扁轨过渡到另一

拉紧区段的承载索上。货车与牵引索并不脱开,而是在牵引索曳引下自动通过站架。

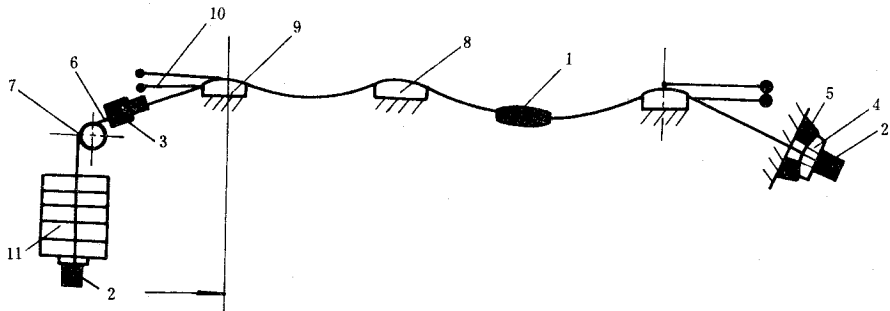


图 10-3-20 承载索拉紧区段示意图

- 1—接合套筒 2—末端套筒 3—过渡套筒 4—球形垫;
5—锚板 6—拉紧钢绳 7—拉紧滑轮 8—摇摆鞍座;
9—偏斜鞍座 10—架空扁轨 11—拉紧荷重

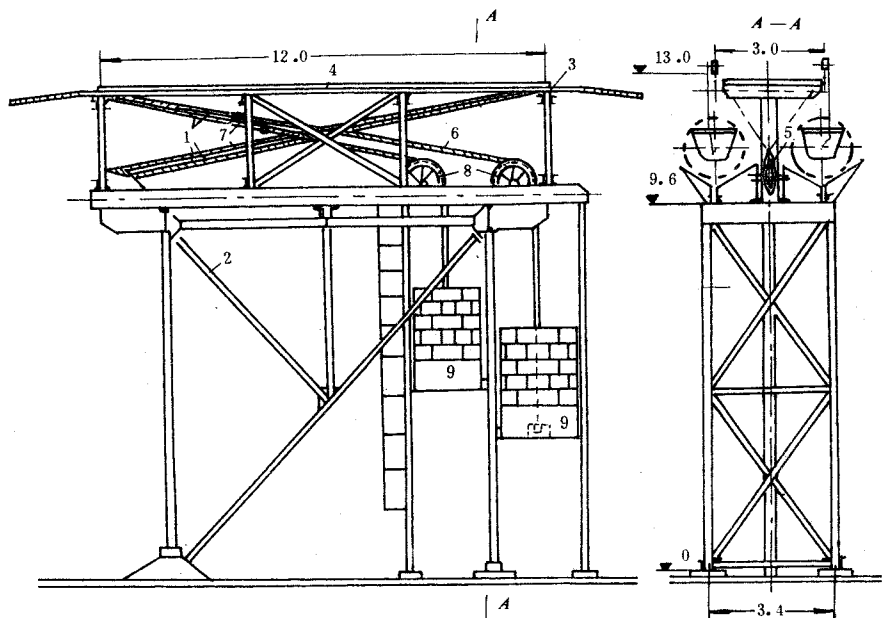


图 10-3-21 锚接—接紧站示意图

- 1—承载索 2—站架 3—偏斜鞍座 4—架空扁轨 5—带导绳拱的托索轮;
6—接紧钢丝绳 7—过渡接合套筒 8—接紧滑轮 9—拉紧荷重

当索道线路不可能按一直线布置时,在索道线路转弯处需要设置转角站。用来联系两相邻的直线段线路。转角站有两种基本型式,其中一种在两相邻的直线段承载索间连接弯曲导轨,货车经过时先脱开牵引索,待经过弯曲导轨后,再与牵引索挂结并过渡到另一直线承载索上;另一种在站房除设置弯曲导轨外还要设置大直径滑轮或按弯曲导轨线形排列的

滚子组,作为牵引索导向用,货车经过弯曲导轨时不必脱开牵引索,故称为自动转角站。

除端站外,线路中间的站房、站架统称为区间站。站内的机械设备,除有特殊要求的外,都采用标准设备。

索道线路上设置若干支架,用来支托承载索和牵引索。索道支架可以用木材、金属、钢筋混凝土制成。由于金属支架坚固耐用,可以建造得很高,所以被广泛采用。支架的高度由索道侧型决定,低的仅几米,高的可达 100m。

图 10-3-22 为双线下部牵引索道金属支架示意图。支架顶部有支托承载索的摇摆鞍座,其上缘呈圆弧形并制有绳槽,安装在一根水平悬臂轴端(图 10-3-22c)。这样,可以使承载索在鞍座上不至于过度折曲,同时在货车通过支架时,由于鞍座是可以绕轴摆动的,可减缓货车对承载索的冲击。

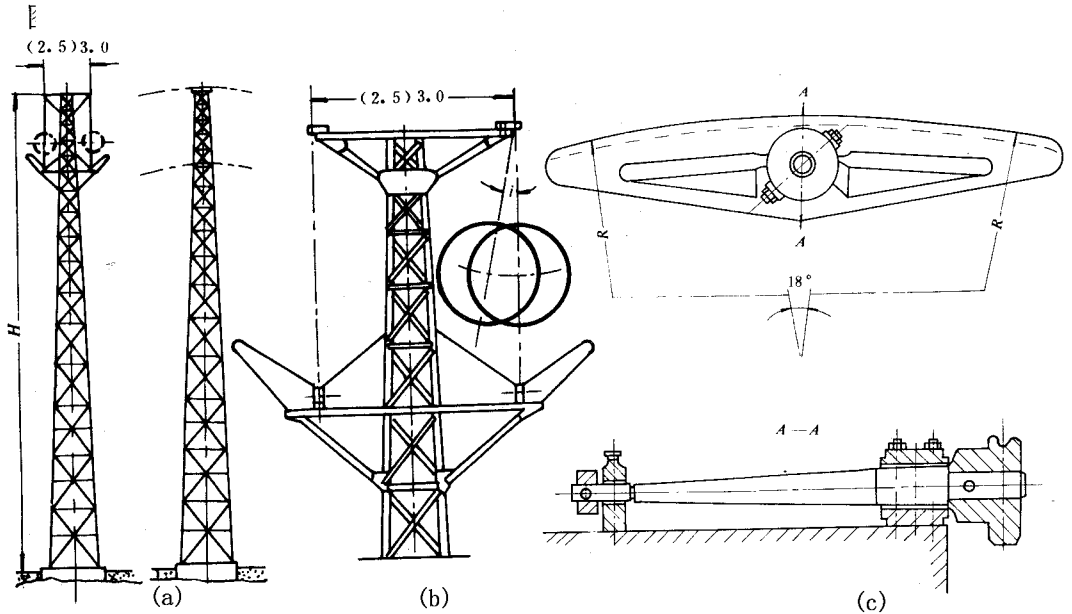


图 10-3-22 下部牵引式双索索道金属支架及摇摆鞍座

(a) 支架 (b) 支架头部 (c) 摇摆鞍座

在两个摇摆鞍座的下面,支架上还装有两个带导绳拱的托索轮,用来支托牵引索(图 10-3-22b)。货车接近支架时,牵引索因抱索器的夹持而被逐渐提起,离开托索轮,当货车通过支架后,牵引索又落下,靠导绳拱的作用使牵引索准确地落回到托索轮上。支架上两条承载索的中心距称为索距。索距根据货车外形尺寸及其摆动的情形而定,标准索距有 2.5m、3m 两种,我国索道一般采用 3m 索距。

单线索道只有一条即承受货车重量又牵引货车运行的传动索,因此不需要摇摆鞍座,但在摇摆鞍座的相应位置要设置专用的托索轮,以保证牵引索既能得到支撑,又能使

货车顺利通过。

第三节 双线循环式货运索道的选型设计

一、基本参数的选择与计算

1. 计算用主要参数的选取

(1) 索道工作制度。索道的年工作日数根据索道服务的企业和与索道相衔接的生产环节的工作制度确定,一般为 306 天或 330 天。昼夜工作班数和工作小时数推荐如下选取:一班作业为 7.5h;二班作业为 14h;三班作业为 19.5h。

(2) 年运输量 A_n (t/a)。

(3) 运输不平衡系数 $C_b = 1.1 \sim 1.15$, 一、二班作业取 1.1, 三班作业取 1.15。

(4) 被运货载的堆积密度 ρ (t/m³)。

2. 货车运行速度的选取

货车运行速度是索道的重要参数之一,运行速度选取得是否合理不但影响索道运输生产率,而且对承载索与牵引索的选择也有很大影响,因此选取货车运行速度时应进行技术、经济性比较,并在驱动机名义绳速中选取。驱动机名义绳速有 1.6、2.0、2.5、2.8、3.15m/s 等五种。

3. 货车容积的计算和货车的选择

货车容积主要取决于索道运输能力、被运货载的堆积密度和货车发车时间间隔,按下式初算

$$V' = \frac{A_s t'}{3600 \rho} \text{ (m}^3\text{)} \quad (3-11)$$

式中 V' ——初算货车容积;

A_s ——索道小时运量(t/h);

t' ——初选的货车发车时间间隔(s),一般取 20~40s,运量大时取小值,反之取大值。机械化程度高的大运量索道发车时间间隔可达 10s 左右。

初算货车容积 V' 后,在货车技术规格表中选取标准货车,应使所选标准货车的容积 $V \geq V'$ 。货车选定后,查出货车自身质量 m_K 并计算如下参数:

货车有效载重

$$m_y = 1000V\rho \text{ (kg)} \quad (3-12)$$

小时发车数

$$Z_s = \frac{10^3 A_s}{m_y} (\text{辆}) \quad (3-13)$$

实际发车时间间隔

$$t = \frac{3600}{Z_s} (\text{s}) \quad (3-14)$$

货车间距

$$\lambda = vt (\text{m}) \quad (3-15)$$

式中 v ——货车运行速度(m/s)

索道每侧所挂货车数

$$Z_c = \frac{L}{\lambda} \quad (3-16)$$

式中 L ——索道线路全长(m)

所需总货车数

$$Z_z = 2Z_c (1 + 0.15) \quad (3-17)$$

式中 0.15——站上停置、备用和检修的货车数与全线货车数之比,约为 15%。

二、承载索的选择与计算

1. 承载索的选择

承载索除受纵向拉力作用外还受横向载荷的作用,即承载索自重的均布载荷和货车及货载等集中载荷的作用。集中载荷通过货车车轮压在承载索上,其方向恒与承载索轴线垂直。在车轮横向压力作用下,承载索产生附加弯曲应力 σ_w 。附加弯曲应力在车轮与钢绳接触点上最大,离接触点越远则越小(图 10-3-23)。

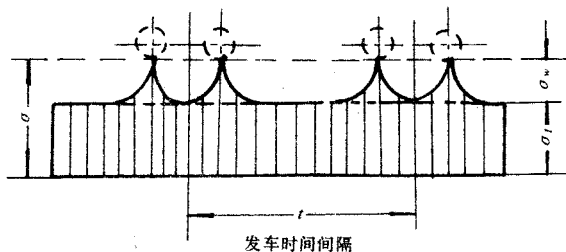


图 10-3-23 两轮货车通过时承载索内应力变化图

由理论研究和实际分析表明,承载索的破坏一方面受拉应力的影响,而更主要的是货车车轮压力所形成的交变应力的影响。此外,车轮对钢绳表面的磨损以及空气、雨水等的腐蚀对承载索的破坏也产生一定影响。综上所述,承载索的破坏是磨损、疲劳和腐

蚀三个因素共同作用的结果。因此,选择承载索时,即要满足承载索在交变弯曲应力作用下的耐久性,又要满足承载索在拉应力作用下的强度。一般情况下,承载索根据耐久性条件选择,然后再根据强度条件校核其最小安全系数。

为保证承载索的耐久性,必须使承载索具有一定的初张力,其初张力按下列经验公式计算

$$a \leq \frac{T'_0}{R} \geq 0.727 \sqrt{N} \quad (3-18)$$

式中 T'_0 ——承载索的初张力(N);
 a ——承载索初张力与轮压力的比值,计算时取 45 左右;
 N ——每昼夜通过承载索的车轮次数;
 R ——轮压力,即货车每个车轮对承载索的压力(N)。

对于下部牵引索道

$$R = \frac{\zeta[(m_0 + \rho_l \lambda)g + t_{pi} \phi]}{n} \text{ (N)} \quad (3-19)$$

对于水平牵引索道

$$R = \frac{\zeta m_0 g}{n} \text{ (N)} \quad (3-20)$$

式中 m_0 ——货车质量(kg),重车侧为重货车质量 $m_z = m_k + m_y$,空车侧为空货车质量 m_k ;
 ρ_{lq} ——牵引索每米长质量(kg/m);
 t_{pi} ——牵引索平均张力(N);
 ϕ ——牵引索作用在抱索器上的平均折角;
 n ——货车车轮数;
 ζ ——货车轮压不均匀系数, $\zeta = 1.1$ 。

式(3-19)中 $t_{pi} \phi$ 中为牵引索对承载索的附加压力,预选承载索时附加压力可如下选取:平坦线路取为 $(0.1 \sim 0.2)m_0 g$;复杂线路取为 $(0.25 \sim 0.35)m_0 g$ 。

计算出初张力 T'_0 后,按下式计算承载索的破断张力 T'_p

$$T'_p = m_c T'_0$$

式中 m_c ——初张力作用下承载索的安全系数,一般 $m_c = 4$ 。

根据封闭型钢丝绳的破断拉力为钢丝绳全部钢丝破断拉力总和的 0.9 倍,求出承载索应具有钢丝绳破断拉力总和 $T'_{p\Sigma} = T'_p / 0.9$ 。按 $T_{p\Sigma}$ 查钢丝绳技术规格表选取钢丝绳,并使所选钢丝绳的全部钢丝破断拉力总和 $T_{p\Sigma} \approx T'_{p\Sigma}$ 。再按所选承载索钢丝绳的破断拉力 $T_p = 0.9 T_{p\Sigma}$ 重新计算承载索的初张力 T_0 。

$$T_0 = \frac{T_p}{m_c} (\text{N}) \quad (3-21)$$

承载索初张力 T_0 计算出后,选取拉紧重锤重力 $P \approx T_0$ 。

最后按下式验算承载索的安全系数

$$m_{\min} = \frac{T_p}{T_{\max}} \quad (3-22)$$

式中 $m_{\min}$ ——最大张力作用下承载索最小安全系数, $m_{\min} \geq 3$;

$T_{\max}$ ——整个拉紧区段内,承载索的最大张力(N)。

2. 承载索张力计算

一个拉紧区段的承载索一端锚固,另一端悬挂重锤拉紧,其张力由以下部分组成:张紧重锤的重力产生的初张力;钢绳重力产生的张力;钢绳在支架摇摆鞍座上的摩擦力和张紧滑轮的阻力。

温度的变化不会影响钢丝绳的张力,因为拉紧装置可以补偿钢绳长度的变化。而线路上载荷的变化只影响摩擦力的大小。若不考虑摩擦力的影响,承载索的张力为常数。由于摩擦力的方向与滑动方向有关,钢绳向不同方向滑动将造成其张力增大或减小。图 10-3-24 中任意点 n 的张力 T_n 将在其最大值 $T_{n\max}$ 和最小值 $T_{n\min}$ 的范围内变动。

$$T_{n\max} = p \pm \rho_{lc} g h_n + \Delta T_n$$

或 $T_{n\min} = p \pm \rho_{lc} g h_n - \Delta T_n$ (3-23)

式中 p ——拉紧重锤重力(N);

ρ_{lc} ——承载索每米长质量(kg/m);

h_n ——计算点与拉紧端间高差(m);

ΔT_n ——计算点与拉紧端间钢绳总摩擦力(N),当钢绳滑向锚固端时, ΔT_n 为“+”,反之取“-”。

式(3-23)中 $\rho_{lc} g h_n$ 的符号的确定:当计算点高于拉紧端时取“+”,反之取“-”。

当承载索滑向锚固端时,其最大张力可能发生在锚固端或线路的最高点,如图 10-3-24 中 D 点或 B 点,最大张力为

$$T_{D\max} = P - \rho_{lc} g h_D + \Delta T_{AD}$$

$$T_{B\max} = P - \rho_{lc} g h_B + \Delta T_{AB}$$

当承载索滑向拉紧端时,其最小张力可能发生在锚固端或线路最低点,如图 10-3-18 中 D 点或 C 点,最小张力为

$$T_{D\min} = P - \rho_{lc} g h_D - \Delta T_{AD}$$

或 $T_{C\min} = P - \rho_{lc} g h_C - \Delta T_{AC}$

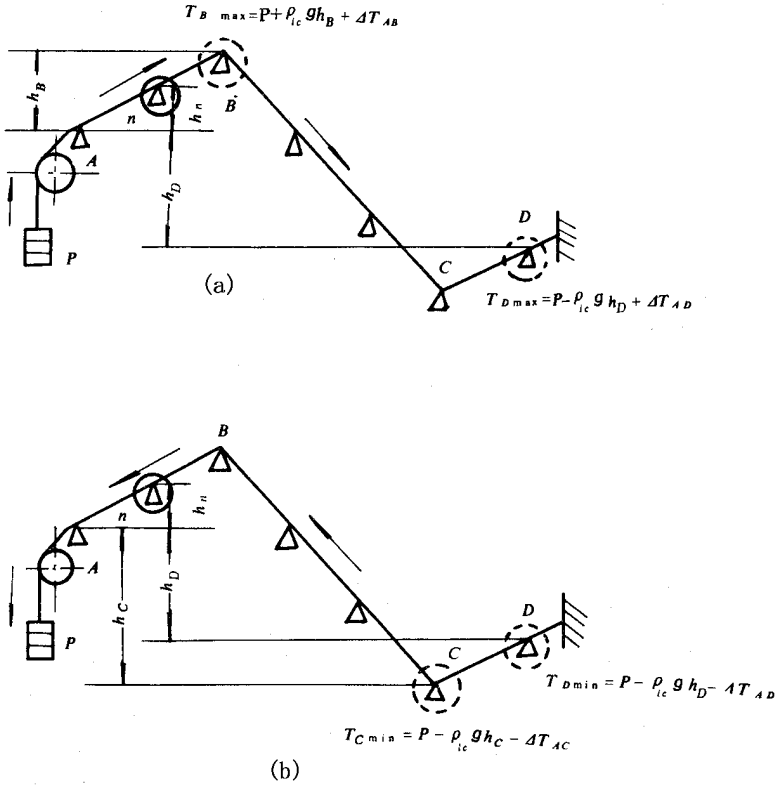


图 10-3-24 承载索张力图

(a)滑向锚固端 (b)滑向拉紧端

拉紧端到任意支架 n 间承载索总摩擦力 ΔT_n 由拉紧滑轮的摩擦阻力 ΔT_1 和支架鞍座上的摩擦阻力 ΔT_2 两部分组成,即

$$\Delta T_n = \Delta T_1 + \Delta T_2 \tag{3-24}$$

承载索在拉紧滑轮上的摩擦阻力可按式计算

$$\Delta T_1 = cP(N) \tag{3-25}$$

式中 c ——拉紧系统阻力系数,滑动轴承拉紧轮取 $0.05 \sim 0.06$,滚动轴承拉紧轮取 $0.04 \sim 0.045$,滚子链取 $0.025 \sim 0.03$ 。

承载索在支架鞍座上的摩擦阻力 ΔT_2

$$\Delta T_2 = \mu \Sigma R \tag{3-26}$$

式中 μ ——承载索与鞍座间的摩擦系数,对封闭钢丝绳可取 $\mu = 0.10 \sim 0.12$;

ΣR ——承载索作用在鞍座上的总压力。

承载索作用在鞍座上的总压力包括两部分,即 $\Sigma R = R_1 + R_2$ 。

(1) 钢丝绳的重力和货车重力引起的压力 R_1 ,其值为

$$R_1 = \rho_{lc} g L_n + \frac{m'}{\lambda} g L_n = (\rho_{lc} + \frac{m'}{\lambda}) g L_n \text{ (N)} \quad (3-27)$$

式中 L_n ——计算点到拉紧端间线路水平长度(m);

$m'g$ ——线路上一个集中载荷,对于下部牵引: $m'g = (m_0 + \rho_{lc}\lambda)g \text{ (N)}$

(2) 承载索张力引起的附加压力 R_2 , 其方向与索道侧型有关。在图 10-3-18 中的凸形侧型上 R_2 向下, 在凹形侧型上 R_2 向上。

由图 10-3-25 看出, 附加压力 R_2 为

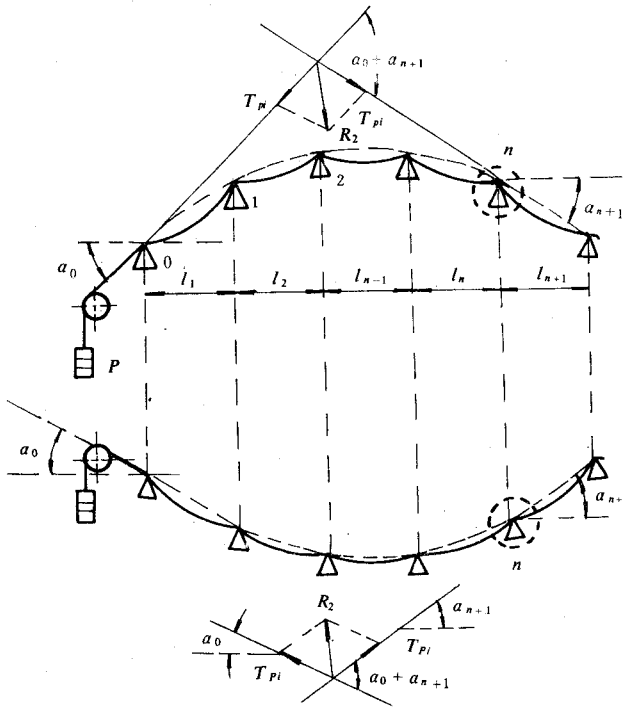


图 10-3-25 承载索弯曲引起支架的压力计算图

$$R_2 = 2 T_{pi} \sin \frac{\alpha_0 + \alpha_{n+1}}{2} \quad (3-28)$$

式中 α_0 ——承载索由拉紧滑轮至站口偏斜鞍座的倾角($^\circ$), 并规定向上为正角, 反之则为负角;

α_{n+1} ——任意支架 n 之后的跨距间弦线倾角, 如计算整个拉紧区段的附加压力 α_{n+1} 则为锚固端承载索由站口偏斜鞍座至相邻第一个支架之间的弦倾角, 正负角规定同 α_0 ;

T_{pi} ——承载索平均张力, 其值近似为

$$T_{pi} = P + 0.5 \rho_{lc} g h_n \text{ (N)}$$

h_n ——拉紧端与被考查点间高差(m),被考查点高于拉紧端 h_n 为正值 ,反之
为负值。

承载索在支架鞍座上的摩擦力 ΔT_2 为

$$\Delta T_2 = \mu \left[\left(\rho_{lc} + \frac{m'}{\lambda} \right) g L_n + 2 T_{pi} \sin \frac{\alpha_0 + \alpha_{n+1}}{2} \right] \text{ (N)} \quad (3-29)$$

总摩擦力 ΔT_n 为

$$\Delta T_n = cP + \mu \left[\left(\rho_{lc} + \frac{m'}{\lambda} \right) g L_n + 2 T_{pi} \sin \frac{\alpha_0 + \alpha_{n+1}}{2} \right] \text{ (N)} \quad (3-30)$$

承载索在货车车轮压力作用下的弯曲应力随张力的减小而增加 ,摩擦力过大可能使承载索张力过渡减小 ,而影响其耐久性。另外摩擦力过大还可能使承载索的最大张力过大 ,而影响其强度。为限制承载索张力变化幅度 ,必须限制摩擦力不能过大。一般规定承载索总摩擦力 ΔT_n 不宜超过承载索平均张力的 25% ,即

$$\Delta T \leq 0.25 T_{pi} \quad (3-31)$$

为使承载索总摩擦力满足(3-31)式 ,一个拉紧区段的长度不能太长。因此 ,索道线路很长时需要划分若干拉紧区段 ,分段拉紧。利用式(3-31)和式(3-30)可导出一个拉紧区段的最大水平长度 $L_{\max}$

$$L_{\max} = \frac{0.25 T_{pi} - cP - 2\mu T_{pi} \sin \frac{\alpha_0 + \alpha_{n+1}}{2}}{\mu \left(\rho_{lc} + \frac{m'}{\lambda} \right) g} \text{ (m)} \quad (3-32)$$

初算时 ,承载索平均张力 T_{pi} 也可认为是拉紧滑轮上的张力和锚固端张力的平均值 ,
即

$$T_{pi} = \frac{1.05 P + 1.30 P}{2} = 1.175 P \text{ (N)} \quad (3-33)$$

上述摩擦力的计算是假设承载索沿整个拉紧区段向同一方向滑动 ,这与实际情况不尽相同。实际上 ,各支架上的摩擦力方向并不一致 ,因此需要对式(3-30)、式(3-32)进行修正 ,即把式中的摩擦系数 μ 乘以非同向系数 ζ 。

利用式(3-33)、(3-31)和(3-30) ,并修正后可导出初算一个拉紧区段最大水平长度的计算式

$$L_{\max} = \frac{0.294 - c - 2.35 \zeta \mu \sin \frac{\alpha_0 + \alpha_{n+1}}{2}}{\zeta \mu \left(\rho_{lc} + \frac{m'}{\lambda} \right) g} P \text{ (m)} \quad (3-34)$$

式中 ζ ——非同向系数 ,当地形比较平坦时 $\zeta = 0.8$,地形复杂时 $\zeta = 1$ 。

3. 承载索拉紧重锤行程计算

承载索由于温度变化和载荷变化将产生长度和位置变化。拉紧重锤必须有足够的行程以有效的补偿承载索的长度和位置的变化,其行程 s 按下式计算。

$$s \geq s_1 + s_2 - s_3 + s_4 \quad (\text{m}) \quad (3-35)$$

式中 s_1 ——承载索的残余伸长(m),

$$s_1 = 0.0007 \sum \frac{l}{\cos \alpha} \quad (3-36)$$

s_2 ——承载索由温差产生的伸长量或缩短量(m),

$$s_2 = 0.000011 \Delta t \sum \frac{l}{\cos \alpha} \quad (3-37)$$

s_3 ——线路上无载至有载承载索的弹性伸长量(m),

$$s_3 = \frac{(T_2 - T_1)}{EA} \sum \frac{l}{\cos \alpha} \quad (3-38)$$

s_4 ——线路上无载至有载所引起的重锤上升量(m),

$$s_4 = \frac{1}{24} \left\{ \left(\frac{(\rho_{lc} + \rho_l)g}{T_2} \right)^2 - \left(\frac{(\rho_{lc}g)}{T_1} \right)^2 \right\} \sum \frac{l^3}{\cos^3 \alpha} \quad (3-39)$$

Δt ——该地区最大温差($^{\circ}$);

E ——承载索的弹性模数,密封钢丝绳 $E = 1.6 \times 10^5$ [MPa];

A ——承载索的断面积(mm^2);

l ——支架的水平间距(m);

T_1 ——未受载线路的最小平均张力(N),

$$T_1 = 0.95 T_0 - \frac{\rho_{lc} g \mu l}{2} \pm \frac{\rho_{lc} g H}{2} \quad (3-40)$$

T_2 ——满载线路的最大平均张力(N),

$$T_2 = 1.05 T_0 - \frac{(\rho_{lc} + \rho_l) g \mu L_l}{2} \pm \frac{\rho_{lc} g H}{2} \quad (3-41)$$

L_l ——拉紧区段长度(m);

ρ_l ——线路每米长质量; $\rho_l = \frac{m'}{\lambda}$ (kg/m),对下部牵引索道,

$$\text{重车侧} \quad \rho_{lz} = \frac{m_k + m_y}{\lambda} + \rho_{lq} \quad (\text{kg/m})$$

$$\text{空车侧} \quad \rho_{lk} = \frac{m_k}{\lambda} + \rho_{lq} \quad (\text{kg/m})$$

对于水平牵引索道

$$\text{重车侧} \quad \rho_{lz} = \frac{m_k + m_y}{\lambda} \quad (\text{kg/m})$$

$$\text{空车侧} \quad \rho_{lk} = \frac{m_k}{\lambda} \quad (\text{kg/m})$$

$$\sum \frac{l}{\cos \alpha} \text{——拉紧区段各跨间弦线长度总和 (m)}.$$

其余符号同前。

承载索重锤的有效行程,按上列公式计算后,还应加上 0.5 ~ 1m 余量。承载索重锤的有效行程也可以按经验公式计算:

$$s \geq 2.5 + \frac{L_1 - 1200}{1000} \quad (3-42)$$

式中 s ——承载索重锤的有效行程(m);

L_1 ——拉紧区段长度(m)。

三、牵引索的选择与计算

1. 传动区段的划分

运距较短的索道可采用单区段传动,即用一套驱动、拉紧装置和一条牵引索传动。有些索道运距很长,甚至长达数十公里,显然用单区段传动是不经济和不可能的。这时,需要将索道线路划分成几个传动区段,每个传动区段各设一套驱动、拉紧装置和一条牵引索分别传动,传动区段间用中间站互相衔接,整条索道呈接力式传动。

传动区段的长度主要受线路高差、运输生产率和牵引索强度制约,一般传动区段的长度为 1 ~ 14km。对于起、终点高差较大的索道,货车运行阻力与其重力分力相比数值甚小,因此,传动区段的长度基本上受线路高差的限制,一个传动区段所允许的最大高差按下式计算

$$H_{\max} = \frac{\rho_{lq} \left(\varepsilon \frac{\sigma_B}{m} - C \right)}{\left[\frac{As \left(1 + \frac{m_k}{m_y} \right)}{3.6v} + \rho_{lq} \right] \left(1 \pm \frac{f_0}{\operatorname{tg} \alpha} \right)} \quad (3-43)$$

式中 $H_{\max}$ ——一个传动区段所允许的最大高差(m);

ρ_{lq} ——牵引索每米质量(kg/m);

ε ——牵引索的结构系数,6×7 钢丝绳 $\varepsilon = 9.392$;

σ_B ——牵引索的公称抗拉强度(MPa);

m ——牵引索的安全系数, $m = 4.5 \sim 5$;

C ——牵引索的挠度系数,取 $C = 600 \sim 1000$;

f_0 ——货车运行阻力系数,动力运行时取 0.0065,制动制运行时取 0.0045;

α ——传动区段全线的平均倾角(°)。

其它符号同前,式中正、负号如下选取:动力制运行时取“+”,制动制运行时取“-”。

划分传动区段时还应注意以下两点:其一,为保证货车在全线正常运行和顺利挂结与脱开,各传动区段牵引索的直径应相同;其二,为便于设计、制造、安装和生产,各传动区段驱动装置的型号应相同,驱动功率也应尽量相同。

2. 牵引索的选择

牵引索主要是根据所需破断力选择,牵引索所需破断力取决于线路高差、线路长度和线路载荷。由(3-43)式可导出预选牵引索的每米质量 ρ_{lq} 的计算式

$$\rho_{lq} = \frac{HAs \left(1 \pm \frac{f_0}{\operatorname{tg} \alpha} \right) \left(1 + \frac{m_k}{m_y} \right)}{\varepsilon \frac{\sigma_B}{m} - C - H \left(1 \pm \frac{f_0}{\operatorname{tg} \alpha} \right)} \quad (3-44)$$

式中 H ——传动区段的最高高差(m);

ρ_{lq} ——预选牵引索的每米质量(kg/m);

其它符号意义及式中正、负号的选取与(3-43)式相同。

q_q 求出后,按钢丝绳产品样本选择比 q_q 偏大的钢丝绳,并应满足下式要求

$$\frac{t_{\max}}{t_p} \geq m \quad (3-45)$$

式中 t_p ——所选牵引索的破断力, $t_p = \zeta t_{p\Sigma}$, ζ 为牵引索破断拉力换算系数, $t_{p\Sigma}$ 为牵引索钢丝破断力总和;

$t_{\max}$ ——牵引索最大张力, $t_{\max}$ 的计算见本节牵引计算的内容;

m ——牵引索安全系数。

3. 牵引索拉紧重锤和拉紧小车行程的确定

(1) 牵引索拉紧重锤 牵引索拉紧装置的拉紧重锤重力根据牵引索初张力 t_c 概算。

采取单绳悬挂(如图10-3-19a)时,重锤重力 W 按下式计算

$$W = 2t_c(\text{N}) \quad (3-46)$$

采取动滑轮悬挂(如图10-3-19b)时,重锤重力 W 按下式计算

$$W = 4t_c(\text{N}) \quad (3-47)$$

当拉紧装置位于线路最低点时

$$t_c = t_{\min} \quad (3-48)$$

式中 $t_{\min}$ ——牵引索最小张力, $t_{\min} = c\rho_{lq}g$, c 、 g 的意义同前。

当拉紧装置不在线路最低点时,而与线路最低点的高差为 h' 、水平距离为 l' 时

$$t_c = t_{\min} + \rho_{lq}gh' \pm f_0\rho_{lq}gl' \quad (3-49)$$

式中符号意义同前,式中正负号按如下规定选取:从 $t_{\min}$ 至 t_c 其方向与货车运行方向相同取“+”,反之取“-”。

拉紧装置一般设在线路最低点。

(2)牵引索拉紧小车的有效行程 牵引索拉紧小车的有效行程可按经验公式选取：

$$s' \geq 5 + 3L_c \quad (3-50)$$

式中 s' ——牵引索拉紧小车的有效行程 (m)；

L_c ——传动区段长度 (km)。

四、牵引计算及驱动机的选择

牵引计算包括牵引阻力和牵引张力的计算。牵引计算的目的是：求牵引索的最大张力，以验算牵引索的强度；求驱动绳轮绕入边张力和绕出边张力，以选择驱动装置和验算附着系数。

1. 牵引阻力的计算

牵引阻力包括：货车及牵引索自重产生的分力 W_1 ；货车沿承载索运行时的阻力 W_2 ；牵引索绕过导向轮、滚轮组的阻力 W_3 、 W_4 ；启动或制动时货车、牵引索和导向轮等的惯性力 F 。

(1)货车和牵引索重力的分力

图 10-3-26 所示为传动区段中某一段线路 AB，其上均布载荷为 $\rho_l g$ ，其重力分量为

$$W_1 = \pm \left(\frac{\rho_l g l_1}{\cos \alpha_1} \sin \alpha_1 + \frac{\rho_l g l_2}{\cos \alpha_2} \sin \alpha_2 + \frac{\rho_l g l_3}{\cos \alpha_3} \sin \alpha_3 \right) \quad (3-51)$$

即

$$W_1 = \pm (l_1 \tan \alpha_1 + l_2 \tan \alpha_2 + l_3 \tan \alpha_3) \rho_l g = \pm \rho_l g h_{A-B}$$

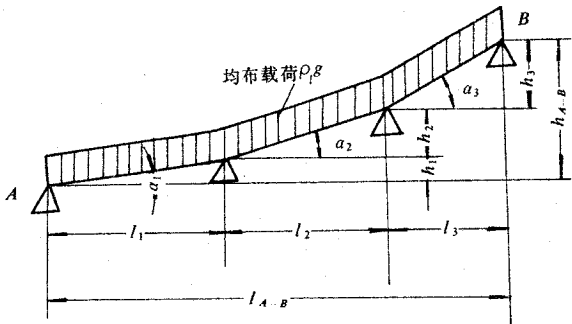


图 10-3-26 索道侧型示意图

货车上坡运行时取“+”，反之取“-”。

(2)货车的运行阻力

$$W_2 = \frac{\rho_l g l_1}{\cos \alpha_1} f_0 \sin \alpha_1 + \frac{\rho_l g l_2}{\cos \alpha_2} f_0 \sin \alpha_2 + \frac{\rho_l g l_3}{\cos \alpha_3} f_0 \sin \alpha_3 = f_0 \rho_l g l_{A-B} \quad (3-52)$$

(3)导向轮和滚轮组阻力

导向轮的阻力

W3=(Cd+ Cg)t(N) (3-53)

式中 Cd——导向轮轴承阻力系数 ,见表 10-3-8；

Cg——牵引索刚性系数 ,见表 10-3-9；

t——计算点牵引索张力(N)

滚轮组的阻力

W4= Cgu t(N) (3-54)

式中 Cgu——滚轮组阻力系数 ,见表 10-3-10 和表 10-3-11。

表 10-3-8 轴承阻力系数 Cd

钢丝绳包角/ (°)	导向滑轮直径/mm								
	500	800	1000	1250	1600	2000	2500	3000	5000
5~20	0.0006	0.0005	0.0005	0.0004	0.0004	0.0003	0.0003	0.0003	0.0002
25~40	0.0014	0.0012	0.0011	0.0011	0.0010	0.0009	0.0009	0.0008	0.0006
45~60	0.0022	0.0017	0.0016	0.0016	0.0015	0.0014	0.0013	0.0012	0.0010
65~80	0.0029	0.0025	0.0022	0.0021	0.0020	0.0019	0.0018	0.0016	0.0012
85~100	0.0035	0.0027	0.0027	0.0026	0.0025	0.0023	0.0022	0.0020	0.0015
105~120	0.0041	0.0032	0.0031	0.0030	0.0028	0.0027	0.0025	0.0023	0.0017
125~155	0.0046	0.0036	0.0035	0.0033	0.0032	0.0030	0.0028	0.0026	0.0019
165~180	0.0049	0.0038	0.0037	0.0036	0.0034	0.0032	0.0030	0.0027	0.0020

表 10-3-9 刚性阻力系数 Cg

钢丝绳直径/ mm	导向轮直径/mm								
	500	800	1000	1250	1600	2000	2500	3000	5000
19.0	0.0092	0.0052	0.0041	0.0032	0.0024	0.0019	0.001	0.0013	0.0007
21.0	0.0112	0.0064	0.0050	0.0039	0.0030	0.0024	0.0019	0.0015	0.0009
22.5	0.0128	0.0073	0.0057	0.0045	0.0034	0.0027	0.0021	0.0018	0.0010
24.5	0.0152	0.0087	0.0068	0.0053	0.0041	0.0032	0.0025	0.0021	0.0012
26.5	0.0178	0.0102	0.0079	0.0062	0.0048	0.0038	0.0030	0.0025	0.0015
28.5	0.0206	0.0118	0.0092	0.0072	0.0055	0.0043	0.0034	0.0028	0.0017
30.0	0.0228	0.0131	0.0102	0.0079	0.0061	0.0048	0.0038	0.0032	0.0019
32.0	0.0260	0.0148	0.0115	0.0090	0.0069	0.0055	0.0043	0.0036	0.0021
34.5	0.0302	0.0173	0.0134	0.0105	0.0081	0.0064	0.0050	0.0042	0.0025
36.5	0.0338	0.0193	0.0150	0.0118	0.0090	0.0071	0.0056	0.0047	0.0028
37.0	0.0347	0.0199	0.0154	0.0121	0.0093	0.0073	0.0058	0.0048	0.0028

表 10－3－10 滚子组阻力系数 C_{gu} (滚子直径 200mm)

滚子组包角	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°
直径 200	0.005	0.010	0.015	0.020	0.025	0.030	0.035	0.040	0.045

表 10－3－11 滚子组阻力系数 C_{gu} (滚子直径 600mm)

滚子组包角	15°	30°	45°	60°	75°	90°	105°	120°	150°	180°
直径 600	0.007	0.013	0.020	0.026	0.033	0.036	0.045	0.051	0.063	0.074

(4)惯性阻力 索道线路上的货车是用牵引索联系起来的。由于牵引索的挠性,在启动和制动时运动并不一致。为了便于计算惯性力,假定货车彼此间用牵引索刚性联结,牵引索的挠性则用增加启动时间 τ 来考虑。

启动或制动时货车、牵引索及导向轮等的质量产生的惯性力用下式计算

$$J=[(\rho_{lx}+\rho_{lk})L_c+0.06\Sigma G]\frac{v}{\tau}(N) \tag{3-55}$$

式中 τ ——启动或制动时间(s),一般取 $\tau=15\sim 25(s)$,但最大不大于 $40(s)$;
 L_c ——传动区段的长度(m);
 v ——运行速度(m/s);
 ΣG ——牵引索闭合绳环内所有回转轮的质量总和, $0.06\Sigma G$ 为所有回转轮的质量变位到它们轮缘上的总变位质量。

除以上各项阻力外,在凸、凹侧型段,由于牵引索弯曲,其张力将引起对货车的压力 N ,从而产生附加阻力 $W_s=f_0N$,与承载索在凸、凹侧型段对支架鞍座产生附加压力的情形相类似。牵引索在凸形侧型段的附加压力向下,附加阻力为正,在凹形侧型段附加压力向上,附加阻力为负。附加阻力一般很小,可忽略不计。

2. 牵引索张力计算

牵引索张力由拉紧装置造成的初张力和牵引阻力两部分组成。

牵引索张力的计算是由拉紧绳轮两边,沿着牵引索闭合绳环,利用逐点计算法,按划定的特征点分别向驱动轮方向进行计算。最后算出在驱动轮绕入点张力 t_r 和绕出点张力 t_c 。

特征点这样划分:在站内,牵引索每绕过一个导向轮或一组滚轮组都必须选定相应的特征点;在线路纵断面图上,凡高于或低于传动区段中的驱动或拉紧站的曲折点,均应选定为特征点,如图 10－3－27 所示。

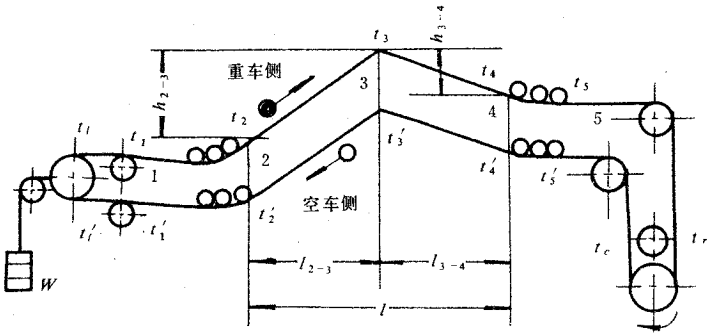


图 10-3-27 牵引计算示意图

逐点计算法的法则是：牵引索沿传动区段全线每一个下行点的张力等于上一点的张力与这两点间阻力之和。

索道正常运行时牵引索任意特征点的张力计算公式如下：

$$t_n = t_{n-1} \pm \rho_1 gh \pm f_0 \rho_1 gl \pm W_3 \text{ (或 } W_4 \text{) (N)} \tag{3-56}$$

式中 t_n ——牵引索任意特征点 n 的张力(N)；

t_{n-1} ——牵引索点的前一特征点的张力(N)；

h —— n 和 $n-1$ 两点间高差(m)。

当计算点高于前一特征点时， $\rho_1 gh$ 取“+”，反之取“-”；当货车运行方向与计算方向相同时， $f_0 \rho_1 gl$ 以及 W_3 或 W_4 取“+”，反之取“-”。

当拉紧装置的拉紧荷重为 W 时，拉紧绳轮两边牵引张力 t_1 和 t'_1 可按下式计算。

$$t_1 = 0.5 W [1 + 0.5 (C_d + C_g)] \text{ (N)} \tag{3-57}$$

$$t'_1 = 0.5 W [1 - 0.5 (C_d + C_g)] \text{ (N)} \tag{3-58}$$

图 10-3-27 中牵引索各特征点张力计算列于表 10-3-12。

表 10-3-12 牵引索各特征点张力计算表

序 号	重 斗 侧	空 斗 侧
1	$t_1 = 0.5 W [1 + 0.5 (C_d + C_g)]$	$t'_1 = 0.5 W [1 - 0.5 (C_d + C_g)]$
2	$t_1 = t_1 [1 + (C_d + C_g)]$	$t'_1 = t'_1 [1 - (C_d + C_g)]$
3	$t_2 = t_1 (1 + C_{gu})$	$t'_2 = t'_1 (1 - C_{gu})$
4	$t_3 = t_2 + (\rho_{lk} h_{2-3} + f_0 \rho_{lk} l_{2-3}) g$	$t_3 = t'_2 + (\rho_{lk} h_{2-3} + f_0 \rho_{lk} l_{2-3}) g$
5	$t_4 = t_3 - (\rho_{lk} h_{3-4} - f_0 \rho_{lk} l_{3-4}) g$	$t_4 = t'_3 - (\rho_{lk} h_{3-4} + f_0 \rho_{lk} l_{3-4}) g$
6	$t_5 = t_4 (1 + C_{gu})$	$t'_5 = t'_4 (1 + C_{gu})$
7	$t_r = t_5 (1 + C_d + C_g)$	$t_c = t'_5 [1 + (C_d + C_g)]$

牵引索在传动区段全线路各点张力计算完毕后,找出最大张力 $t_{\max}$,按(3-45)式验算牵引索的安全系数。

3. 驱动功率计算

索道的驱动功率应按线路上布满货车时的正常运行情况和线路最大坡度段缺货车时的最不利运行情况分别计算。最不利运行情况又分为两种:在线路上坡段缺重车或空车,在线路的下坡段缺重车或空车。

当驱动绳轮绕入边牵引索的张力大于绕出边张力时,驱动机输出功率为正值,称索道为动力制运行;当驱动绳轮绕出边牵引索张力大于绕入边张力时,驱动机功率为负值,驱动电动机作发电机运行,称索道为制动制运行。

对于动力制运行的索道,必须计算正常运行和下坡线路缺货车两种情况;制动制运行的索道必须计算正常运行和上坡线路缺货车两种情况。

(1) 正常运行时电动机功率计算

动力制运行

$$N_d = K \frac{P_d v}{1000 \eta} (\text{kW}) \quad (3-59)$$

制动制运行

$$N_z = K \frac{P_z v \eta}{1000} (\text{kW}) \quad (3-60)$$

式中 K ——电动机功率备用系数,动力制运行时取 1.2~1.3,制动制运行或地形比较复杂的动力制运行时取 1.3~1.4;

P_d ——动力制运行时驱动轮上的圆周力, $P_d = t_r - t_c + \Delta W (\text{N})$;

P_z ——制动制运行时驱动轮上的圆周力, $P_z = t_c - t_r - \Delta W (\text{N})$;

ΔW ——牵引索在驱动轮上的阻力损失,

$$\Delta W = \frac{t_r + t_c}{2} (C_d + C_g) \chi (\text{N}) \quad (3-61)$$

(2) 不利运行情况时电动机功率计算

动力制运行

$$N'_d = K \frac{P'_d v}{1000 \eta} (\text{kW}) \quad (3-62)$$

制动制运行

$$N'_z = K \frac{P'_z v \eta}{1000} (\text{kW}) \quad (3-63)$$

式中 P'_d ——下坡线路缺货车时驱动绳轮上的圆周力(N),

$$\text{重车侧缺车} \quad P'_d = t_r - t_c + \Delta W + \Delta P_z \quad (3-64)$$

$$\text{空车侧缺车} \quad P'_d = t_r - t_c + \Delta W + \Delta P_k \quad (3-65)$$

P'_z ——上坡线路缺货车时驱动机绳轮的圆周力(N),

$$\text{重车侧缺车} \quad P'_z = t_c - t_r - \Delta W + \Delta P_z \quad (3-66)$$

$$\text{空车侧缺车} \quad P'_z = t_c - t_r - \Delta W + \Delta P_k \quad (3-67)$$

ΔP_z 和 ΔP_k 分别为重车侧和空车侧缺货车时圆周力增值,其计算通式为

$$\Delta P = (\rho_l - \rho_{lq})hg_0 \pm (\rho_l - \rho_{lk})gl_0f_0 \text{ (N)} \quad (3-68)$$

式中 $P_l g$ ——线路均布载荷,重车侧为 $\rho_{lz} g$,空车侧为 $\rho_{lk} g$;

l_0 ——缺货车区段水平长度(m),一般按连续缺5个货车计算, $l_0 = 5\lambda$;

h_0 ——缺货车区段高差(m), $h_0 = l_0 \tan \alpha$, α 为缺货车区段线路的最大倾角($^\circ$);

ρ_{lq} ——牵引索单位长质量(kg/m)。

式(3-68)中符号如下确定:动力制动运行时取“+”,制动制运行时取“-”。

按式(3-62)或式(3-63)计算结果选择标准电动机功率,然后还需计算电动机在最不利运行情况下的启动或制动功率,即对动力制运行计算启动功率,而对制动制运行则计算制停功率,以验算电动机的过载系数。

动力制运行时的启动功率

$$N_{dq} = \frac{(P'_d + J)v}{1000\eta} \text{ (kW)} \quad (3-69)$$

制动制运行时的制停功率

$$N_{zz} = \frac{(P'_z + J)v\eta}{1000} \text{ (kW)} \quad (3-70)$$

式中 J ——传动区段内全部运动部分在启动或制停时产生的惯性力,它不但包括货车、牵引索和导向轮等的惯性阻力,还包括电动机、减速器回转部分变位到驱动绳轮轮缘上的质量产生的惯性力。一般当回转部分的质量较小时,惯性力 J 可按下式近似计算

$$J = 0.1(\rho_{lz} + \rho_{lk})L_c \frac{v}{\tau} \text{ (N)} \quad (3-71)$$

显然重车侧惯性力

$$J_z = 0.1\rho_{lz}L_c \frac{v}{\tau} \text{ (N)} \quad (3-72)$$

空车侧惯性力

$$J_k = \rho_{lk}L_d \frac{v}{\tau} \text{ (N)} \quad (3-73)$$

验算电动机过载系数

$$N_{dq}/N \leq \gamma \text{ 或 } N_{zz}/N \leq \gamma \quad (3-74)$$

式中 N ——所选的标准电动机功率 (kW) ;
 γ ——电动机允许过载系数 ,一般取 $\gamma = 1.5$;
 τ ——启动或制停时间 ,取 $15 \sim 25s$,但不大于 $60s$ 。

4. 电动机的选择

根据所选的标准电动机功率 ,牵引索在驱动绳轮上绕入边和绕出边张力差、张力和 ,牵引索直径以及运行速度 ,在表 10-3-2 或“ A66-69 型货运架空索道系列产品标准设计图案 ”中选择合适的驱动机。所选驱动机应满足以下要求 :

(1)为了使牵引索具有适当的寿命 ,必须将牵引索在驱动轮上的弯曲应力和接触应力限制在允许的范围内 ,而这些应力与驱动轮直径 D 和牵引索直径 d 、钢丝直径 δ 间的比值有关 ,按规定要求这些比值为 :

$$\text{轮索比 } \frac{D}{d} \geq 80 \sim 85 \quad (3-75)$$

$$\text{轮丝比 } \frac{D}{\delta} \geq 750 \sim 1000 \quad (3-76)$$

并且还应满足驱动轮绕入边张力与绕出边张力之和小于驱动机所允许的最大张力和 $t_{\max} h$,即

$$t_{\max h} > t_r + t_c$$

(2)为了使索道正常传动 ,牵引索在驱动轮上不能发生打滑现象 ,要求驱动机在索道最不利运行情况下启动制停时必须具有足够的附着系数。

动力制运行的索道在最不利情况下起动力应满足以下关系 :

当重车侧下坡缺车时

$$K \frac{t_r + \Delta P_z + J_z}{t_c - J_k} \leq e^{\mu \alpha} \text{ (或 } c^n \text{)} \quad (3-77)$$

当空车侧下坡缺车时

$$K \frac{t_r + J_z}{t_c - \Delta P_k - J_k} \leq e^{\mu \alpha} \text{ (或 } c^n \text{)} \quad (3-78)$$

制动制运行的索道在最不利情况下制停应满足以下关系 :

当重车上坡缺车时

$$K \frac{t_c + \Delta P_z + J_z}{t_r - J_k} \leq e^{\mu \alpha} \text{ (或 } c^n \text{)} \quad (3-79)$$

当空车侧上坡缺车时

$$K \frac{t_c + J_z}{t_r - \Delta P_k - J_k} \leq e^{\mu \alpha} (\text{或 } c^n) \quad (3-80)$$

式中 K ——防滑安全系数 取 $K = 1.1$;
 $e^{\mu \alpha}$ ——摩擦式驱动轮的附着系数 ;
 c^n ——夹钳式驱动轮的附着系数 ;
 ΔP_z ——重车侧缺车时圆周力增值(N) ;
 ΔP_k ——空车侧缺车时圆周力增值(N)。

第四节 架空索道的维修

架空索道运输线路长 ,设备数量多 ,而且连续运行。因此 ,加强架空索道设备的日常维护和计划预修工作的管理 ,提高维修工作质量 ,对于保证索道安全正常运行 ,提高运输生产率具有重要意义。

架空索道的维修包括线路设备的维修 ,站内固定设备的维修以及货车的维修等。索道全部设备中线路设备占 80% 以上 ,所以除应重视站内固定设备的维修外 ,还应充分重视线路设备的维修。

索道维修工作的主要内容有如下各项。

一、钢丝绳

钢丝绳是索道运输的牵引和承载部件 ,因此要特别注意钢丝绳的维护检修。

(1) 承载索在某一支架处经常发生断绳事故 ,其原因往往是支架设计过高 ,承载索在支架上的折角过大 ,应调整支架高度。

(2) 承载索发生断丝或使用寿命过短 ,一般是由于承载索展开时钢丝绳打结 ,钢丝松动 ,应将打结处切去再用接合套筒连接起来 ,或者钢绳制造质量差 ,应更换质量好的钢丝绳。

(3) 承载索在锚固端偏斜鞍座处折断 ,原因是钢绳在偏斜鞍座上的折角过大 ,应减小其折角。

(4) 牵引索接头过多或接头不合要求 ,影响牵引索使用寿命 ,因此应尽量增加钢丝绳的制造长度 ,以减少接头数目 ,同时应注意提高接头质量。

二、货车

索道线路上货车数目很多 ,只要有一个货车发生故障 ,就可能造成全线停运的严重

事故。据统计,索道运输的事故中,属于货车造成的事故几乎占 70 ~ 80% ,因此应重视对货车的维修。

(1)货车在运行中偏斜,其主要原因是吊架轴及轴套磨偏。行走小车轴磨损或吊架、拉杆、车轮组发生变形。除应注意对行走小车和吊架轴的润滑外,还应经常检查及时更换磨损件和矫正变形件。

(2)抱索器钳口张合不良或夹持牵引索不牢。钳口张合不良,主要原因是活动夹块尺寸不当,拉杆行程不够或抱索器传动比不当以及脱挂轮直径磨损等。夹持牵引索不牢,主要原因是钳口磨损或牵引索未落入抱索器钳口底部。根据具体情况,可修理或更换磨损件和不符合要求的零件。或者检查抱索器的挂结器与脱开器,以及调整相应的滚轮组。

(3)货车在运行中发生翻斗事故。主要是因为斗门磨损、打滑或斗门弹簧失效,也可能货车通过接合套筒时振动过大。应检修或更换磨损的斗门和失效的弹簧,检修或调整接合套筒及行走小车车轮,使其运行平稳。

三、线路装置

1. 牵引索运行速度不均匀或者牵引索的拉紧重锤不动。牵引索运行速度不均匀主要原因是线路上货车分布不均匀或支架跨度过大,应保证按要求的时间间隔发车或尽量避免支架跨度过大;拉紧重锤不动的主要原因是拉紧钢丝绳阻力过大,应检查和清洗导向轮轴承,设计时应避免过多的导绕次数。

2. 导向轮绳槽磨偏,主要是因为绳槽和牵引索中心不一致或相邻的绳轮绳槽磨损严重,也可能绳轮支座沿基础面滑动。应重新校正绳槽。检修磨损的绳轮或调整固定绳轮支座。

3. 拉紧重锤碰顶或落地,其主要原因是线路拉力太大或太小,牵引索长度不足或太长,重锤重量不够或太重,重锤支架高度不够等。应针对具体情况采取相应措施消除重锤碰顶或落地现象。

4. 牵引索在站口处弹跳严重,影响抱索器动作的可靠性。其基本原因是压绳轮距站口托绳轮太远或站口托绳轮径向跳动量过大。应增加固定托绳轮或检修跳动的托绳轮。

5. 货车出站时发生严重摆动及其它不正常现象。其原因是牵引索速度与挂结时货车的速度差超过限度,或出站口的扁轨直线段太短而其直线段之前的曲线部分的曲率半径过小。应调整挂结器及脱开器的尺寸,加长扁轨直线段的长度。此外,还要确保扁轨中心到牵引索中心与抱索器钳口中心的距离相等,以避免进出站的货车发生掉车事故。

6. 牵引索在托索轮上跑偏,其原因是线路不直或托索轮安装位置偏移,应进行相应

的调整。

7. 在线路无负荷时或空车侧牵引索在支架上的折角不够或发生跳索现象,其原因是支架高度不合适或牵引索拉力过大。应调整支架位置或高度,或者减轻重锤的重量。

8. 货车进站过快或过慢,其基本原因是轨道坡度不符合要求或货车有故障,应调整轨道坡度或检修有故障的货车。

9. 摇摆鞍座不摆动,货车通过支架时发生掉车事故,其主要原因是摇摆鞍座轴和支承座严重锈蚀或两支承座不同心,应针对具体情况及时检查修理。

四、驱动机

1. 轴承温度过高,通常是由于缺油、轴承脏污、油内有杂质、轴承松动或轴承太紧以及轴有弯曲所引起。可根据情况进行清洗、换油或充油。更换轴承或重新装配轴承以及校直旧轴或更换新轴等。

2. 轴承内有撞击声,往往是安装不良或零件质量差以及轴承磨损或有损坏,应检查轴承装配的正确性并予以调整。或者更换新轴承。

3. 联轴器跳动有撞击声,其主要原因有:电动机与减速器不同心;联轴器销孔磨大;垫圈磨损;电动机或减速器基础螺栓松动发生位移;联轴器的间隙过大等。应针对不同情况调整同心度或电动机与减速器的位置以及联轴器的间隙,如系零件磨损则应进行修理或更换新零件。

4. 减速器有异常声响,其原因是齿轮啮合不良或有严重磨损、缺油或油质不良、落入杂质等,也可能因线路负荷变化产生脉动所引起。应根据不同情况检查和调整齿轮的啮合状况,清洗换油,或设法调匀线路负荷。

5. 开式齿轮有严重磨损与腐蚀,多因缺油、油号不对或落入杂质引起,应根据不同情况采取加油、换油或清除杂质等措施。此外,由于装配误差导致齿轮啮合不良或齿轮本身材质不良,也会引起这种情况。应检查调整安装位置或更换齿轮材料。

6. 主轴或副轴断裂,如因疲劳导致轴的损坏应定期更换新轴;如因安装质量差或配合形式不正确以及其它原因造成的应力集中导致轴的损坏,应改变装配性质和采取措施消除集中应力;如因强度不足导致轴的损坏,则应改换材料,增加轴的强度。

7. 驱动机开动不起来,多因线路过负荷、货车同时爬坡所引起。应调整线路负荷。

8. 电动机不转,主要原因是熔断器熔断、电流开路、操纵系统断路以及电动机本身有散障等,故应检查电气线路或排除电动机的故障。

9. 牵引索跑偏,主要原因是绳轮及导向轮的位置不正确或者发生位移以及轴承歪斜等。应针对不同情况及时调整。

第四章 小型四轮运输拖车操纵使用与故障处理

第一节 概 述

小型四轮运输拖车(以下简称小拖车)是近几年来随着地方采矿事业的发展而出现的专门用于中、小型矿山运输矿石的一种运输工具。它是在小四轮拖拉机的后面,利用牵引拖挂装置,配挂可以进行自卸的车箱,组成的小拖车。小拖车的用途很广,除可进行矿山、田间、城乡道路运输外,还可在小四轮拖拉机上配带牵引式或悬挂式农机具进行农田作业,也可利用拖拉机的动力输出轴和皮带轮,进行农副产品加工等固定地点的作业。

一、小拖车的组成

小拖车由发动机、底盘和具有自卸机构的车箱所组成。

发动机包括:曲柄连杆机构、配气机构、燃料供给系、润滑系、冷却系和电器设备。

底盘由动力传动系、转向系、制动系、行走系和工作装置等部分组成。

车箱由车轮、车轮轴、自卸装置、车箱等部分组成。

目前,小拖车上采用的发动机均为小型柴油机。小型柴油机的工作原理与推土机,装载机等工程机械上采用的柴油机的工作原理大同小异,所不同的是:工程机械上采用的柴油机都是多缸柴油机、功率大,而小拖车上采用的柴油机都是单缸柴油机、功率小,均在11kW以下。

小型柴油机的型号用数字加汉语拼音字母来表示,如:

S195 柴油机 “S”是汉语拼音“双”字的第一个字母,表示该柴油机有两根平衡轴;“1”表示单缸;95’表示气缸直径为 95mm。

X195 柴油机 ,代表新 195 柴油机。

190W 柴油机 ,表示单缸 ,缸径为 90mm 的卧式柴油机。

二、四种小拖车的简要技术规格

表 10－4－1 列出了四种小拖车的简要技术规格。

表 10－4－1 四种小拖车简要技术规格

序号	项目		泰山－12	嵩山－12	迎春－120	长春－12
1	小拖车外形尺寸 ^① (长×宽×高) (mm)		4700×1700×1240	4610×1700×1390	4710×1700×1650	4790×1700×1256
2	轮距 (mm)	前轮	900	900	900	900
		后轮	960	950	1000	960
3	轴距(mm)		1300	1230	1345	1300
4	(kg) ^②		2380			
5	(N)		2942	3138	3000	2942
6	最小离地间隙(mm)		245	265	250	245
7	最小转弯半径(m)		2.6±0.2	2.34	2.6	1.8
8	离合器形式		双片干式常接合	双片干式常接合	双片干式常接合	双片干式常接合
9	制动器形式		蹄式	蹄式	蹄式	蹄式
10	转向器形式		蜗轮蜗杆式	蜗轮杆式	蜗轮杆式	蜗轮杆式
11	液压悬挂系统形式		半分置式单体柱塞泵	半分置式单体柱塞泵	筒式单向单缺淬压提升	半分置式单体柱塞泵
12	各档速度 (kw/h)	I	1.9	3.83	1.90	2.00
		II	4.43	5.98	4.43	4.65
		III	5.97	8.20	5.97	6.26
		IV	7.07	9.41	7.07	7.40
		V	13.90	16.91	13.90	14.60
		VI	22.17	23.15	22.17	23.22
		倒 1	4.58	1.80	4.58	4.80
		倒 2		5.10		
13	发动机型号		195 型	X195	S195	S195

序号	项目	泰山－12	嵩山－12	迎春－120	长春－12
14	标定功率 (12小时) (kW)	8.8 (12HP)	8.8 (12HP)	8.8 (12HP)	8.8 (12HP)
15	气缸数	1	1	1	1
16	缸径×行程	95×115	95×115	95×115	95×115
17	燃烧室类型	涡流室	涡流室	涡流室	涡流室
18	燃油消耗率 (g/kW·h)	不大于 254.3	不大于 251	不大于 260	不大于 251.6
19	机油消耗率 (g/kW·h)	不大于 2.04	不大于 2.7	不大于 2.30	不大于 2.84
20	供油提前角(°)	16～20	16～20	15～18	15～18
21	喷油压力 MPa	12.25±0.49	14.112±0.49	12.25±0.49	13.72－0.98
22	喷油器	单孔轴针式	I 号喷油器	单孔轴针式	ZS4S1A
23	调速器	全程机械离心式	全程机械离心式	全程机械离心式	全程机械离心式
24	润滑方式	压力飞溅复合式	压力飞溅复合式	压力飞溅复合式	压力飞溅复合式
25	发电机型号	JYF－60	JYF－60	交流发电机	SFF－45
26	前轮定位	前束(mm)	6～12	6～8	4～10
		前轮外倾角(°)	2	2	3
		转向节立轴内倾角(°)	7	7	8
		转向节立轴后倾角(°)	3	0	3
27	拖拉机制造厂	潍坊拖拉机厂 (山东) 泰安拖拉机厂	唐山拖拉机厂	长春拖拉机厂	

注 ①小拖车的外形尺寸为拖拉机和车箱的整体尺寸；
②小拖车的结构重量为拖拉机和车箱的重量之和。

第二节 小拖车底盘的结构和工作原理

小拖车也同推土机、汽车一样,除发动机和发电设备外的其它专门系统和装置统称为底盘。底盘的作用是:支承整车的重量,并接受和传递发动机的功率,使拖车能以规定的速度和牵引力按所需要的方向行驶,并按规定要求制动停车。

小拖车的底盘主要由动力传动系、制动系、转向系、行走系及液压自卸系统等部分组成。

一、动力传动系

传动系是发动机和驱动轮之间用来传递动力的各部件的总称。其作用是:实现拖车的前进、倒退、停车,并根据需要改变行驶速度和牵引力的大小。它主要由三角皮带传动装置、离合器、变速箱、后桥(包括中央传动及差速器)等组成。图 10-4-1 为泰山—12 型小拖车的动力传动示意图。

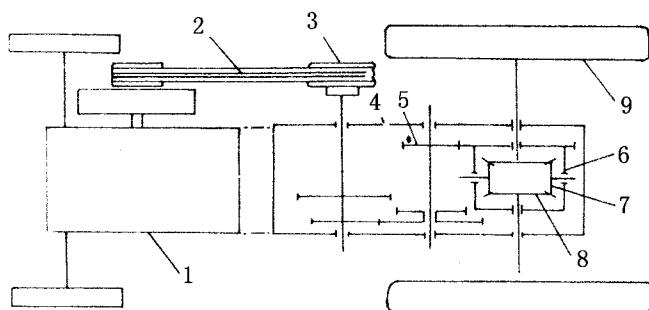


图 10-4-1 泰山—12 型小拖车动力传动系统示意图

1—发动机 2—三角皮带 3—离合器 4—变速箱 5—中央传动;
6—差速器 7—行星齿轮 8—半轴齿轮 9—驱动轮

动力由发动机 1 经三角皮带 2 传给离合器 3。当离合器接合时,动力传给变速箱 4,再经过中央传动 5 传给差速器 6,最后经半轴齿轮 8 传给左右半轴,使驱动轮 9 旋转。

1. 皮带传动

皮带传动装置由主动皮带轮、三角皮带和被动皮带轮组成。主动皮带轮固连在发动机的飞轮轴上,被动皮带轮和离合器的外壳制成一体。动力靠皮带轮与三角皮带之间的摩擦力由主动皮带轮传给被动皮带轮。

由于皮带的松紧程度决定着皮带与皮带轮之间的摩擦力,因此,在使用中应保证皮带有一定的张紧度;又由于皮带长期处于拉伸状态,会逐渐伸长,因此,使用中应及时调整,否则,会引起皮带打滑,加速皮带磨损。

皮带轮张紧度的调整:用手按压(约 50N 的力)皮带,如皮带下沉 20mm 即为合适,否则,可拧松发动机的四个固定螺栓,通过前后移动发动机的位置来调整皮带的松紧程度。

2 离合器

离合器的作用是传递和断开发动机传给变速箱的动力,要求离合器在接合时能柔和地接合,使拖车平稳地起步,分离时能迅速彻底地分离,以保证变速箱中的齿轮在换挡时不产生冲击;当行驶阻力急剧增加或紧急制动时,产生打滑,从而可有效地防止传动系零件过载而损坏。此外,通过离合器还能实现短时间停车而无需发动机熄火。

(1)离合器的工作原理和工作过程 目前,大多数小拖车如:泰山-12、嵩山-12、迎春-120、长春-12 等均使用双片干式常接合摩擦离合器。其结构主要由三部分组成,即:主动部分、从动部分和分离操纵部分,如图 10-4-2 所示。

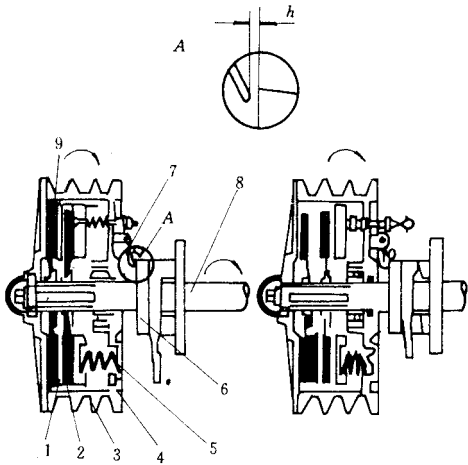


图 10-4-2 离合器工作原理示意图

1—主动片 2、9—从动盘总成 3—压盘 4—离合器皮带轮 5—离合弹簧；
6—分离轴承 7—分离杠杆 8—离合器轴 10—分离拨叉 11—分离拨叉座

主动部分主要由离合器皮带轮 4、压盘 3、主动片 1、离合弹簧 5 等零件组成。主动片和压盘有三个凸肩嵌入离合器皮带轮内壁的三个凹槽内,因此,主动片和压盘同离合器皮带轮一起旋转,并能在其凹槽内作轴向运动,但不能和皮带轮作相对转动;从动部分由从动盘总成 2、9 组成,操纵部分主要由脚踏板、分离拨叉、分离轴承、分离杠杆等零件组成,它的功用是控制离合器的接合与分离。

当离合器接合时(图 10-4-2a),六个均布的离合器弹簧 5 将压盘 3、从动盘总成 2、

9、主动片 1 和皮带轮压紧在一起,靠摩擦作用,皮带轮的动力通过压盘和主动片传给从动盘总成,再传递到离合器轴 8,实现动力传递。

当离合器分离时,驾驶员踩下制动踏板,通过传动杠杆转动分离拨叉 10,结果分离拨叉 10 左端面与分离拨叉座 11 的距离增大,从而推动分离轴承 6 沿轴向移动(图 10-4-2b),分离轴承推动分离杠杆 7 使其转动,拉动压盘 3 右移,压缩离合弹簧 5,使从动盘 2、9 上的压力逐渐消失,并在主动片 1 与从动片间产生间隙(约 1mm),最后离合器分离。

(2) 离合器的使用要求:

①离合器接合时应平顺柔和,以免车辆在起步时有冲击或抖动。为此,驾驶员在松开离合器踏板时要缓慢而连续地进行,中间不允许停顿;

②离合器在分离时要迅速彻底,因此,分离时,驾驶员应将脚踏板迅速踩到底,从而使主动盘和从动盘迅速分离;

③拖车在行驶时,不准把脚放在离合器踏板上,更不能利用离合器的接合程度来控制拖车的行驶速度,否则,会使离合器处于半接合状态,导致打滑,产生大量的热,加速离合器的磨损和老化;

④离合器的分离时间不宜过长,以免离合器弹簧长时间受压而产生永久变形,使主动片与从动片间的结合力下降,导致离合器传递扭矩减小;

⑤为使离合器在分离时能迅速彻底,在接合时又能可靠地传递发动机最大扭矩,离合器分离杠杆与分离轴承之间应留有适当的间隙 h (见图 10-4-2a)。泰山-12 型拖车的 h 为 $0.5 \pm 0.1 \text{ mm}$,迎春-120 型拖车的 h 为 $0.1 \sim 0.3 \text{ mm}$ 。此间隙大小要合适。间隙太大,离合器分离不彻底,太小或无间隙,离合器将处于半接合状态,不能可靠地传递发动机最大扭矩,同时还会加速离合器的磨损。

3. 变速箱

(1) 变速箱的功用及工作原理 变速箱的功用是:可根据需要改变小拖车的行驶速度和牵引力,并可切断发动机传给驱动轮的动力(挂空档),以实现在发动机不熄火的情况下临时停车。此外,还可使车辆倒退行驶。

变速箱的上述功用是通过一系列相互啮合的齿轮来实现的。一对相互啮合的齿轮,在同一时间内所转过的齿数应相筹,这时,如果两齿轮的齿数不等,则齿数少的小齿轮转得快,齿数多的大齿轮转得慢。另根据牛顿第三定律,作用在相互啮合的两个齿轮轮齿上的力大小相等,方向相反。由于齿数多的齿轮直径大,则作用在齿轮上的扭矩就大,而齿数少的齿轮由于其直径小,所以,作用在该齿轮上的扭矩也小。如果用小齿轮驱动大齿轮则为减速增扭传动,反之则为增速降扭传动。

(2) 变速箱的结构 图 10-4-3 为泰山-12 型小拖车的变速箱结构示意图。它主

要由 5 根相互平行的轴及固定在轴上一系列大小不等的齿轮和轴承、箱体等零部件组成。

从图中所示箭头方向看,第一轴的左端伸出变速箱之外,通过花键与离合器从动盘连接,轴上固定着齿轮 Z_1 ,它的右面有与轴制成一体的偏心凸轮 1,凸轮上安装一个滚动轴承以驱动柱塞油泵;第二轴上的双联齿轮为快慢档齿轮,其中大齿轮 Z_3 与 Z_1 为常啮合,在第三轴上自左至右顺序安装着快慢档双联滑动齿轮 Z_4 和 Z_5 ,Ⅱ、Ⅴ档的主动齿轮 Z_6 ,Ⅳ、Ⅵ档的主动齿轮 Z_7 ,以及Ⅰ、Ⅲ档的主动齿轮 Z_8 ,其中快慢档滑动齿轮 Z_4 、 Z_5 由副变速杆控制;第四轴安装着小减速齿轮 Z_{12} 和Ⅱ、Ⅴ档滑移被动齿轮 Z_9 ,向左端拨动 Z_9 可与第二轴上的快慢档小齿轮 Z_2 直接啮合而得到倒档。此外,该轴上还安装着Ⅳ、Ⅵ档齿轮 Z_{10} 、Ⅰ、Ⅲ档齿轮 Z_{11} , Z_{10} 、 Z_{11} 为双联滑动被动齿轮,它们均受主变速杆控制;第五轴上安装着大减速齿轮 Z_{13} (与 Z_{12} 常啮合)和中央传动小齿轮 Z_{14} 。

(3) 变速箱的操纵机构 变速箱的操纵机构应满足下列要求:

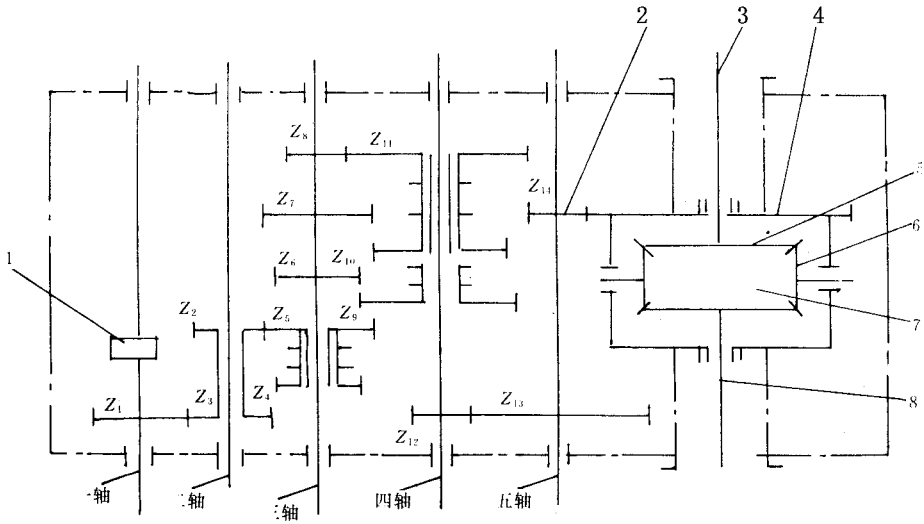


图 10-4-3 泰山-12 小拖车变速箱结构示意图

1—偏心轮 2—五轴齿轮 3—右半轴 4—从动齿轮 5—半轴齿轮;
6—行星齿轮 7—差速器 8—左半轴

- ①不会自行挂挡或脱挡;
- ②不准同时挂上两个挡;
- ③保证滑动齿轮与其啮合的齿轮能对正啮合。

变速箱除应有换挡机构外,为满足上述第一、三条要求,则应设有锁定机构。为满足第二条要求,还应设互锁机构。

图 10-4-4 为变速箱的换档机构和锁定机构图。图中变速杆 4 下端球头插入拨叉 1 上部的凹槽内,拨叉固定在拨叉轴 2 上,拨叉下端卡在变速箱内滑动齿轮 8 的环槽内,用来拨动滑动齿轮沿轴向移动与相应的齿轮啮合。锁定装置由锁定钢球 7、锁定弹簧 6 和拨叉轴上的三个球形环槽组成。当变速杆将拨叉轴拨到使滑动齿轮沿齿宽完全啮合或完全脱开时,钢球便在弹簧弹力作用下落入拨叉轴相应的球形环槽内,拨叉轴便不能轻易移动,从而避免了自动脱档和挂档。

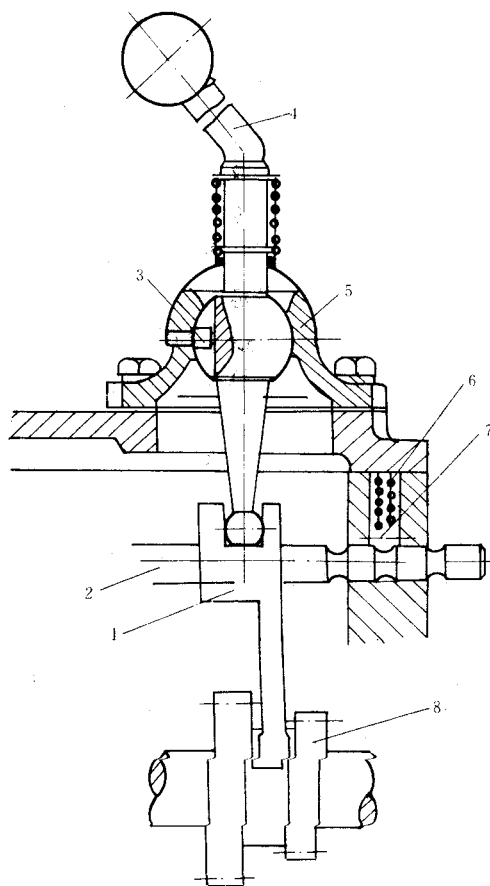


图 10-4-4 变速箱的换档机构和锁定机构

1—拨叉 2—拨叉轴 3—锁定销 4—变速杆;
5—变速杆座 6—锁定弹簧 7—锁定钢球 8—滑动齿轮

图 10-4-5 为泰山-12 型小拖车变速箱的互锁装置结构图。这是一种锁销式互锁机构。它在两个拨叉轴中间放置一个锁定销 2,锁定销的长度恰好等于两拨叉轴 3 球形环槽的底间距减去一个拨叉轴上的槽深。在空档时(图 a),只能拨动两根拨叉轴中的任一根。当其中一根拨叉轴拨动以后(图 b),锁销便落入另一根拨叉轴的球形环槽内,阻止

了另一根拨叉轴的移动,从而起到互锁作用。

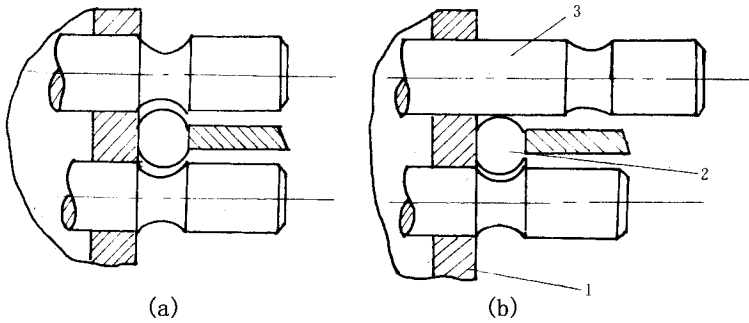


图 10-4-5 变速箱的互锁机构

1—变速箱箱体 2—锁定销 3—拨叉轴

(4) 变速箱的正确使用：

- ① 必须在离合器彻底分离后再换档,以免齿轮打齿；
- ② 在行驶过程中变速,则应根据道路、负荷等情况灵活掌握,换档时尽可能做到无齿轮碰击声；
- ③ 定期检查变速箱油面,油量不足时应及时添加,并按说明书规定按时更换润滑油。

4. 后桥

后桥是变速箱和驱动轮之间传动部件及其壳体的总称。仍以泰山-12 型小拖车为例,其后桥结构示意图见图 10-4-3。它主要由中央传动(五轴齿轮 Z_{14} 与从动齿轮 4 啮合)、差速器(由行星齿轮 6、行星齿轮轴、半轴齿轮 5、差速器壳等组成)和左右半轴组成。

差速器的功用是将变速箱传来的动力传给左、右半轴及驱动轮,当车辆转弯或道路不平时能使两车轮以不同的转速旋转,以尽量减少车轮与地面之间的滑磨,使之接近纯滚动。

差速器的差速原理如图 10-4-6 所示。当小拖车在平路上直线行驶时(图 10-4-6a)地面作用在两侧车轮的力相等,两侧车轮通过半轴齿轮作用在行星齿轮上的力也相等。但方向与从动齿轮的旋转方向相反。由于作用于行星齿轮两侧的阻力矩相等,因而,行星齿轮没有自转而只有绕半轴轴线公转,此时差速器不起差速作用。 A 点和 B 点的速度相等即： $V_A = V_B$

当小拖车转弯或在不平路面上行驶时,地面作用在两侧车轮上的力不同。以拖车转弯为例:当拖车按图示方向向右转弯时(图 10-4-6c),地面作用在内侧车轮上的力增加,作用在外侧车轮上的力减少,两侧车轮的力分别通过左、右半轴齿轮作用在行星齿轮上(图 10-4-6b),其数值随两侧车轮上的力而变化,即 $F_B > F_A$ 。由于阻力矩不等,迫

使行星齿轮按图示旋转方向绕本身轴线自转。由于自转的结果,使 B 点的速度 V_B 小于齿轮轴 C 点的速度 V_C ,相反, A 点的速度 V_A 则大于 C 点的速度 V_C ,于是, $V_A > V_B$ 。由此可知,与行星齿轮相互啮合的左半轴齿轮比右半轴齿轮转得快。结果左侧车轮走过的距离长,而右侧车轮走过的距离短,因而,差速器起到差速作用,使两侧车轮在路面上作无滑动地纯滚动。

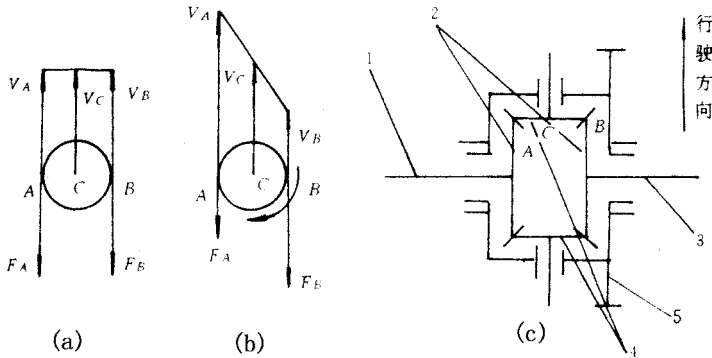


图 10-4-6 差速器差速原理图

1—左半轴 2—半轴齿轮 3—右半轴 4—行星齿轮 5—从动齿轮

二、转向系

转向系的主要功用是保持拖车的直线行驶或改变行驶方向。

1. 转向操纵机构

转向操纵机构主要由方向盘 1、蜗轮蜗杆转向器 3、10、转向垂臂 4、纵拉杆 5、转向杠杆 7、横拉杆 8 和摇臂 9 等组成,如图 10-4-7 所示。

转向时,转动方向盘 1,通过转向轴 2 和蜗杆蜗轮传动,使转向垂臂 4 摆动,拉或推纵拉杆 5,使转向杠杆 7 和右转向轮绕主销转动。与此同时,动力经与转向杠杆 7 相连的横拉杆 8 使转向摇臂 9 和左转向轮绕主销向同一方向转动,从而实现了转向。

2. 转向操纵机构的调整

随着蜗轮蜗杆、蜗杆轴承、球头销等零件的磨损,会使方向盘的自由行程增大,当自由行程大至 25° 以上时就应进行调整。

(1) 球头销的调整 图 10-4-8 为转向操纵机构传动杠杆之间的球形接头安装图。

调整方法:拔出开口销 6,用螺丝刀拧动密封盖 5,直至球头销既无明显间隙又能灵活转动时为止。最后再使密封盖凹槽的方向与开口销孔的方向一致,装好开口销。

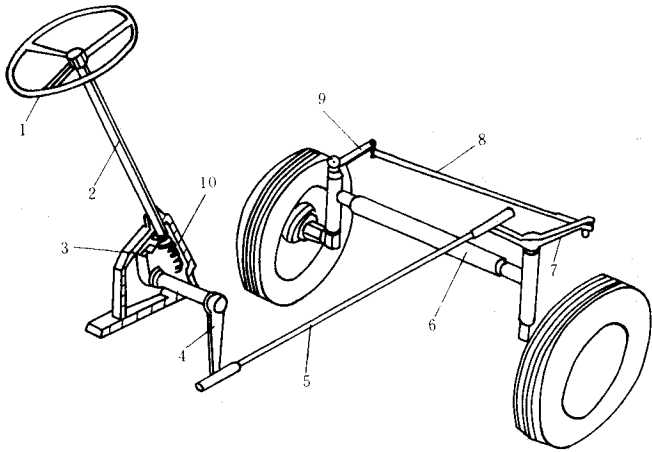


图 10-4-7 轮式拖拉机转向操纵机构

1—方向盘 2—转向轴 3、10—蜗轮蜗杆转向器 4—转向垂臂 5—纵拉杆；
6—前轴 7—转向杠杆 8—横拉杆 9—摇臂

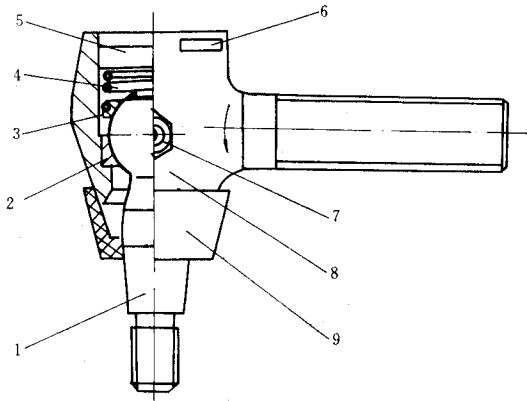


图 10-4-8 转向接头总成

1—球头销 2—球头销座 3—球头销盖 4—压紧弹簧 5—密封盖；
6—开口销 7—注油嘴 8—拉杆接头 9—油封套

(2)转向轴的轴向间隙的调整 图 10-4-9 为泰山-12 型小拖车转向器的结构图。如果转向轴的轴向间隙过大,可通过减少轴承下盖 1 和转向器壳体 4 之间的纸垫 2 或减少舵轮支撑组件 8 与转向器壳体 4 之间的纸垫 7 来调整。间隙调整后,转动方向盘不应感到有阻力,并且用手抓住方向盘上、下推动时不应感到有轴向窜动,此时间隙即为合适。

(3)蜗轮蜗杆啮合间隙的调整 如果各球节头和蜗杆轴的轴向间隙都已调好,但转向盘的自由转角仍大于 25° 时,应该检查调整蜗轮蜗杆的啮合间隙。调整方法:先拆下转

向节臂,卸下蜗轮封盖(如图 10-4-10 所示),转动调整盘 2,从而也就转动了调芯衬套 1,由于调芯衬套是偏心的,转动调芯衬套也就改变了蜗轮轴和蜗杆轴之间的间隙,从而也使蜗轮蜗杆的啮合间隙发生改变。此时转动方向盘感到稍有阻力,且自由转角小于 25° ,调整即为合适,然后装好蜗轮封盖和转向节臂。

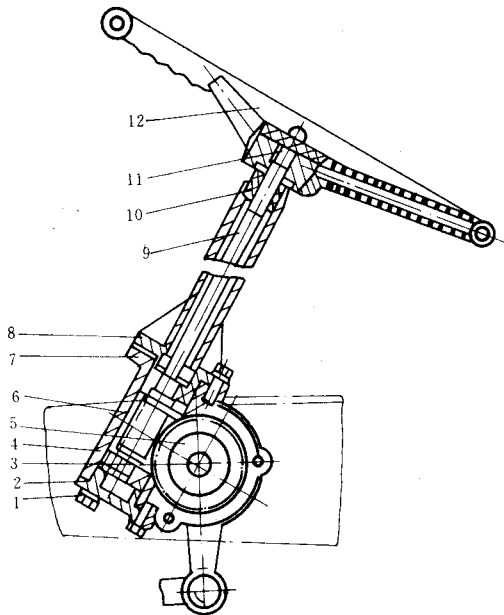


图 10-3-9 泰山-12 型小拖车转向器

- 1—轴承下压盖 2—调整垫片 3—轴承 7303 4—转向器壳；
5—蜗轮 6—蜗杆 7—垫片 8—舵轮支撑套组件；
9—蜗杆轴 10—蜗杆轴套 11—键 12—方向盘

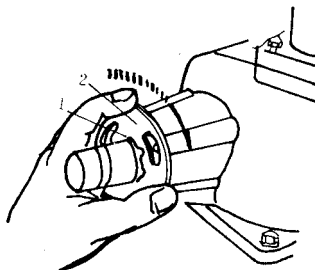


图 10-4-10 旋转调整盘

- 1—调芯衬套 2—调整盘

三、制动系

1. 制动系的功用及其组成

制动系的功用是降低小拖车的行驶速度,实现缓慢停车,或在情况紧急时迅速刹车。并可在坡道上停车。制动系主要由制动操纵机构和制动器组成。

制动操纵机构包括制动踏板、制动传动杆件和制动凸轮。

目前,小拖车上使用的制动器多数为蹄式制动器,其构造如图 10-4-11 所示,两制动蹄 5 的一端通过偏心轴 3 与半轴套管 1 连接,另一端用回位弹簧拉紧,贴在与制动凸轮轴 10 制成一体的凸轮上,制动鼓 6 固定在半轴 2 上,并随半轴一起旋转,制动鼓又与驱动轮连接。

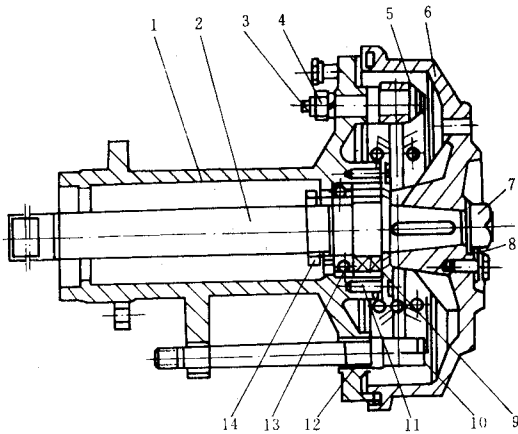


图 10-4-11 制动器的构造

- 1—半轴套管 2—半轴 3—偏心轴 4—螺母 5—制动蹄与支撑压板 6—制动鼓;
7—制动鼓螺母 8—制动螺母垫圈 9—油封 10—制动凸轮轴;
11—轴承压盖 12—衬套 13—轴承 14—螺母

制动器的工作原理如图 10-4-12 所示。制动时,驾驶员踩下制动踏板 6,通过制动传动杠杆使凸轮 5 转动,撑开两制动蹄片 4,压向制动鼓 1(图 10-4-12b),靠两者之间的摩擦力,使车轮减速或停止转动。不制动时,两制动蹄片在回位弹簧 7 的拉力作用下紧贴在制动凸轮上,使制动蹄片与制动鼓之间保证有一定的间隙(见图 10-4-12a)。

2. 制动系的调整

制动系调整的主要内容是制动鼓和制动蹄之间的间隙和踏板的自由行程。

制动蹄与制动鼓之间的正常间隙为 0.2~0.3mm,当制动蹄摩擦衬片磨损后,其间隙增大,造成制动力矩不足,应进行调整。调整时(见图 10-4-11),先松开制动蹄 5 与半

轴套管 1 一端相连的偏心轴 3 上的锁紧螺母 4 转动偏心轴 3 ,直至其间隙值调至正常范围内为止。再拧紧锁紧螺母。

一般小拖车的踏板自由行程为 30 ~ 40mm ,当自由行程超出此范围时 ,应进行调整。调整时先松开制动拉杆接头的锁紧螺母 ,转动制动拉杆 ,直至踏板自由行程符合要求时为止 ,然后重新将锁紧螺母锁紧。

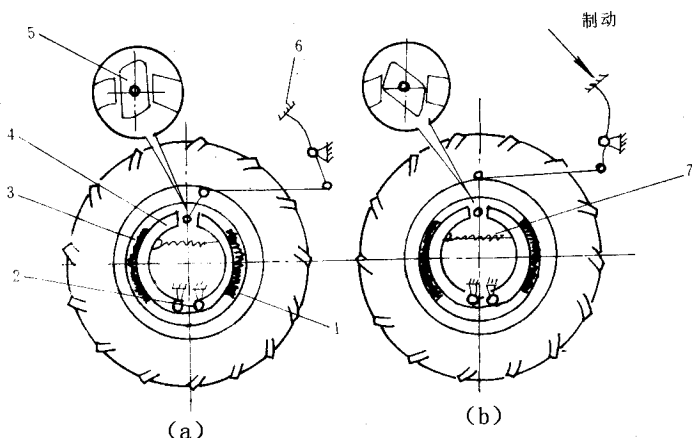


图 10-4-12 蹄式制动器工作原理

a—不制动时 b—制动时

1—制动鼓 2—连接板 3—摩擦衬片 4—制动蹄 ;

5—制动凸轮 6—踏板 7—回位弹簧

四、行走系

行走系的功用是支承拖车全车的重量 ,缓冲地面冲击 ,并将驱动轮上的驱动力矩转变为拖车行驶的驱动力。

行走系主要由车架、前桥和车轮等组成。

1. 车架

小拖车的车架只有一部分为梁架 ,而另一部分则是用传动系的壳体来代替的 ,故称为半梁架式车架。车架前边有个槽形架 ,用它来安装发动机 ,在槽形架前边是摇摆轴 ,它与前桥连接。

2. 前桥

前桥主要用来安装前轮和承受发动机前部的重量。其结构由前轴 4、转向节支架 3、转向节主销 1、前轮轴 2 和摇摆轴 5 等组成 ,如图 10-4-13 所示。

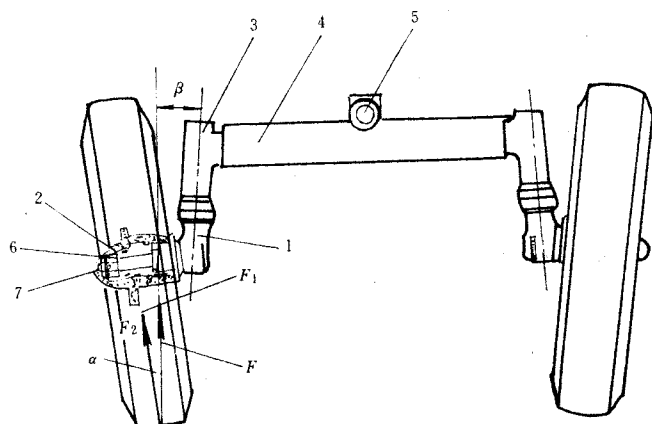


图 10-4-13 前桥的构造

1—转向节主销 2—前轮轴 3—转向节支架 4—前轴；
5—摇摆轴 6—前轮毂端盖 7—槽形螺母

机体与前桥通过摇摆轴铰接。当拖车两侧路面不平时,前桥可绕摇摆轴摆动,而机体仍能保持水平。

3. 前轮定位

为保证车辆直线行驶的稳定性,减小转向时的操纵力矩和轮胎的磨损,转向节主销和前轮在前桥上应具有几个角度,统称为转向轮定位。包括:主销后倾角 γ 、主销内倾角 β 、转向轮外倾角 α 和转向轮前束 δ 。

(1) 转向节主销的内倾角和后倾角 转向节主销上端向内倾斜一个角度称为主销内倾角 β (见图 10-4-13) 转向节主销上端向后倾斜一个角度称主销后倾角 γ (见图 10-4-14)。

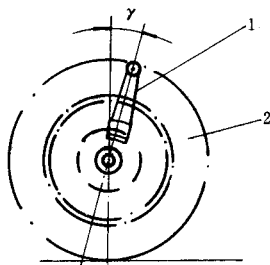


图 10-4-14 主销后倾

1—转向节主销 2—车轮

转向节主销内倾、后倾,可以使前轮具有自动回正的能力,保证车辆直线行驶的稳定性。

性和减小转向时的操纵力矩。

(2)前轮外倾和前束 前轮上端向外倾斜一个角度称为前轮外倾角 α (见图 10-4-13)。转向轮前端向内转动一个角度,使两前轮前端距离 b 略小于后端距离 a ,两者之差值即 $a - b = \delta$ 的长度称为前束(见图 10-4-15)。

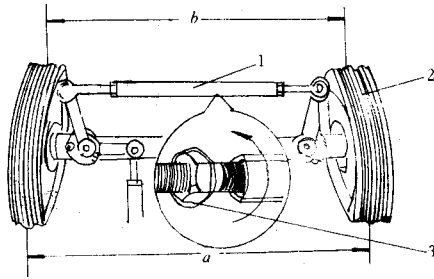


图 10-4-15 前束的调整

1—横拉杆 2—前轮 3—锁紧螺母

前轮外倾后,地面对车轮的垂直反力 F 可分解成平行于轮轴方向的力 F_1 和垂直于轮轴方向的力 F_2 (见图 10-4-13)。在轴向分力 F_1 的作用下,使轮毂压紧在转向节内端的大轴承上,以防止车轮从轴上脱出。同时,由于车轮外倾使转向操作更加轻便。

前轮外倾后,使前轮前端有向外张开的趋势。这一方面不但增加了轮毂外轴承的压力,也增加了前轮从轴上脱出的危险;另一方面车轮向外张开,还受到车桥的限制,致使车轮在地面上边滚边滑,这又增加了轮胎的磨损。为避免上述缺点,必须使前轮有一定的前束。

前束有使车轮向里滚动的趋势,以此来抵消由于前轮外倾带来的不良影响。

4. 车轮

车轮可分为导向轮和驱动轮,它们均由外胎、内胎、轮圈、辐板和轮毂等组成。小拖车的前轮由转向操纵机构操纵,用来改变拖车的行驶方向,故称前轮为导向轮。导向轮的直径和宽度都比驱动轮小。在导向轮轮胎的胎面上沿圆周方向有一条或几条凸起的环状肋条,以增加拖车转向时抗侧滑能力。

小拖车的后轮为驱动轮,它承受着拖车的后部重量以及缓冲地面的冲击,并将传到驱动轮上的驱动力矩转变为推动拖车行驶的牵引力。因此,要求驱动轮的轮胎有良好的耐磨性能,并具有一定形状的花纹,以提高轮胎在地面上的附着力。目前,驱动轮的轮胎花纹多为人字形。

5. 前轮前束的调整

在使用过程中,由于转向机构和前桥零件的变形及磨损,前轮前束会发生变化。小

拖车每工作 500 小时或发现前轮有摆动现象时,应检查前轮前束,必要时应进行调整,调整方法见图 10-4-15 所示。将前轮放在平地直线行驶位置,测前轮轮胎前后中心线之间距离的差值即 δ ,如其值与说明书要求不符,则必须进行调整。调整时,先松开横拉杆 1 的锁紧螺母 3,转动横拉杆,直至前轮前束 δ 值在说明书规定的范围之内为止,如泰山-12 的 $\delta = 5 \sim 10\text{mm}$,调好后再拧紧锁紧螺母。

前轮轴承间隙的调整:前轮轴承的正常间隙:泰山-12 在 $0.05 \sim 0.2\text{mm}$ 之间,迎春-120 在 $0.1 \sim 0.2\text{mm}$ 之间。当此间隙大到 0.4mm 时应重新进行调整。调整方法见图 10-4-13,将前轮顶离地面拆下前轮毂端盖,拔出开口销,拧紧槽形螺母,然后将槽形螺母退回 $1/12 \sim 1/6$ 圈。此时能轻轻转动前轮。调整合适后,插入开口销,锁定槽形螺母,并将前轮毂端盖盖上。

第三节 小拖车的操纵和使用

一、小拖车的起动

1. 正常起动

起动前应检查机油油面高度是否处在油标尺的上下标志之间,不足时应加至规定高度,加足冷却水和柴油,检查各操纵机构是否灵活,轮胎气压是否充足,并使两侧气压保持一致。

将主变速杆扳至空档位置,副变速杆扳至低档位置,液压油泵离合手柄处于分离位置。打开油箱开关,将手油门放在中间位置,左手向上扳起减压手柄,右手持起动手柄,开始播转发动机曲轴,先慢后快,当转速达到最高转速时,左手迅速向下扳动减压手柄,发动机即可发动运转。

2. 冬季起动

将机体上的放水开关打开,往水箱内加入 $80 \sim 100^\circ\text{C}$ 的热水,直至放水开关流出温水为止。然后关闭放水开关,给水箱注满热水。如果冬季天气太冷,可将卷好的软纸插入纸塞螺栓孔内,点燃后将纸塞螺栓旋入。扳起减压手柄处于减压位置,先慢速播转曲轴 $10 \sim 12$ 圈,待缸套与活塞得到初步润滑后再按正常起动。

起动后应将油门减小,低速运转 $3 \sim 5$ 分钟,然后将油门逐渐加大到中油门位置,待柴油机温度升高后方可起步。

二、小拖车的驾驶

发动机起动后,要待水温达 40°C 以上时才能起步。起步前要熟练掌握拖车的各操纵手柄和脚踏板的操纵。起步时,离合器要分离彻底,挂档要准确,接合离合器要柔和,实现车辆的平稳起步。

小拖车工作速度的选择,应使发动机在接近满负荷的情况下工作,运输作业时通常选用 V、VI 档。

当由高档换低档时,变速箱内参与啮合的从动齿轮由小换大,主动齿轮由大换小,宜采用“两脚离合器”换档法。即:先减慢车速,使从动轮的转速降低,然后分离离合器,把变速杆扳至空档,再接合离合器,加大一下油门以提高主动轮的转速,再分离离合器后,将变速杆扳至低档,然后立即接合离合器。上小坡换档时,分离离合器后可利用重力作用降低主动轮的转速,这时可把变速杆直接扳至低档。由低档换高档时,先加大油门以提高从动轮转速,使车速达到该档最高速度后迅速分离离合器,并减小油门,将变速杆推入空档位置,稍微停顿后再将变速杆挂入较高的一个档位,然后逐渐接合离合器。

转弯时,应先降低车速,严禁高速急转弯。

制动时,一般情况下应依次踩下离合器踏板和制动踏板。不得单独踩下制动踏板,紧急制动时应同时踩下离合器踏板和制动踏板以免损坏制动器和其它机件。

上、下坡之前,要根据坡度大小,拖车载重量及道路情况选择档位。坡道中途一般不准换档。如上坡途中急需换档时,必须采用“一脚离合器”法换档。下坡时,档位的选择不仅要充分考虑到有效地利用发动机制动,而且还要考虑道路情况。档位过高,制动力不够;档位过低,不仅车速太慢,而且还会因制动力过大而引起轮胎滑移。下坡途中因道路条件限制必须转弯时,一定要尽量选择低档。另外,下坡时绝对禁止挂空档或者分离离合器向下溜车,严禁突然制动刹车。

第四节 小拖车常见故障及处理方法

一、小拖车的故障分析

小拖车在使用过程中,由于零件的自然磨损、腐蚀、老化、振动以及操作维护不当等多种原因致使小拖车技术状态不断恶化,动力性能和经济性能不断下降,甚至丧失工作

能力 ,这种现象称为故障。故障发生之后 ,必然会出现一些反常现象 ,概括起来主要有以下几种 :

- (1)声音反常 :如气缸内的敲击声 ,排气管有放炮声 ,变速箱内的异常声响等 ;
- (2)气味反常 :如烧机油的辣味 ,烧橡胶件或摩擦片的焦味等 ;
- (3)温度反常 :如冷却水和机油温度过高 ,发动机排气温度过高 ,轴承过热等 ;
- (4)外观反常 ,如排气管冒黑烟、白烟、蓝烟 ,发动机漏水、漏气、漏油等 ;
- (5)消耗反常 :如柴油或机油消耗太多 ;
- (6)动作反常 :如制动不灵 ,离合器分离不彻底 ,发电机不发电 ,小拖车跑偏等。

小拖车的故障现象是多种多样的 ,产生的原因也是错综复杂的。往往一种故障现象伴随着好几种异常现象同时发生 ,而一种异常现象又可能是几种故障现象综合反应的结果 ,这就给故障的分析和排除带来一定困难。

分析故障时 ,应在全面了解情况的基础上进行综合分析 ,推理判断 ,切勿乱拆乱卸。分析和排除故障的一般原则为 :首先结合具体的机器结构、性能、搞清故障现象 ;其次分析故障原因时应先找外表的、简单的且容易查找的原因 ,再查内部的、复杂的、不易查找的原因 ;再次按系统分段判断故障部位。

二、小拖车常见故障、原因及排除方法

小拖车的故障直接影响其使用性能 ,常见故障见表 10 - 4 - 2

表 10 - 4 - 2 小拖车常见故障、原因及排除方法

故 障	原 因	排除方法
发 动 机 起 动 困 难	1. 油箱开关未打开 ,油箱无油或油量太少 ; 2. 油路中有空气 ; 3. 柱塞偶件 ,喷油器偶件磨损 ,出油阀密封不良 ,以及柱塞弹簧出油阀弹簧 ,针阀弹簧 ,折断 ; 4. 油箱盖的通气孔堵死 ,供油困难 ; 5. 供油提前角不对 ; 6. 气门间隙不对 ; 7. 进、排气门及气门座磨损、烧蚀或积炭 ; 8. 空气滤清器严重堵塞 ; 9. 活塞、活塞环及气缸套的磨损 ; 10. 气温过低	1. 打开开关 ,加足柴油 ; 2. 拧松喷油泵上的放气螺钉 ,排除油路空气 ; 3. 更换新件 ; 4. 清洗、吹通 ; 5. 按规定调整 ; 6. 按规定调整 ; 7. 修理或更换 ; 8. 清洗 ; 9. 更换磨损零件 ; 10. 加热水预温 ,必要时燃纸加温启动

故 障	原 因	排除方法
发动机功率不足	1. 柴油滤清器堵塞； 2. 供油提前角不对； 3. 气缸压缩力不足； 4. 空气滤清器过脏或部分堵塞 ,消声器堵塞； 5. 气门间隙不对； 6. 柱塞偶件 ,出油阀偶件磨损； 7. 喷油压力过低或喷油雾化不良； 8. 缸套、活塞磨损严重 ,活塞环对口 ,磨损或折断	1. 清洗； 2. 按规定调整； 3. 查明原因 ,予以排除； 4. 清洗空气滤清器 ,清除消声器内积炭； 5. 按规定调整； 6. 更换新件； 7. 重新调整喷油压力或更换偶件； 8. 修理或更换新件
发动机转速不稳	1. 柴油中有空气或有水； 2. 调速机构不灵； 3. 柱塞偶件严重磨损 ,出油阀密封不良； 4. 喷油器滴油 ,针阀不灵活 ,有长滞现象； 5. 油管接头漏油或油箱盖通气孔堵塞	1. 排除空气或换油； 2. 查明原因 ,给予修理或更换； 3. 更换； 4. 检查排除故障； 5. 拧紧、修理或更换、通孔
排气冒黑烟	1. 空气滤清器堵塞； 2. 喷油压力过低或喷油雾化不良； 3. 柴油机超负荷运转； 4. 气门间隙过大； 5. 供油时间太迟； 6. 气缸盖垫漏气 ,压缩力不足	1. 清洗； 2. 重新调整喷油压力必要时更换偶件； 3. 减至规定负荷； 4. 调整； 5. 调整； 6. 修理或更换新垫
离合器打滑	1. 分离杠杆、分离轴承之间无间隙； 2. 摩擦片沾有油污； 3. 离合器弹簧老化 ,变形或折断 ,致使压力不足； 4. 摩擦片老化 ,变形 ,烧损或严重唐损； 5. 铆钉突出	1. 按规定调整间隙到； 2. 用煤油或汽油清洗摩擦片表面 ,去除油污； 3. 更换离合器弹簧； 4. 更换被动盘； 5. 重新铆固铆钉 ,不能外凸