

采煤综合机械化技术丛书

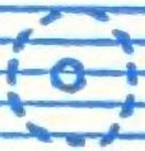
综采输送机

张国柱 方佳雨 编著



Diagram illustrating the components of a conveyor system, showing rollers and drive mechanisms.

Diagram illustrating the components of a conveyor system, showing rollers and drive mechanisms.



煤炭工业出版社

采煤综合机械化技术丛书

综采输送机

张国柱 方佳雨 编著

煤炭工业出版社

内 容 提 要

本书主要介绍国内外新型采煤综合机械化运输设备——工作面刮板输送机、顺槽桥式转载机和顺槽可伸缩胶带输送机的主要类型、结构特点、工作原理、主要性能参数及其选择计算原理以及使用和维护注意事项。

本书为煤炭系统综采工程师培训教材，亦可供高等院校矿山机械专业学生及有关技术人员参考。

责任编辑：顾建中

采煤综合机械化技术丛书

综采输送机

张国柱 方佳雨 编著

*

煤炭工业出版社 出版

(北京安定门外和平北路16号)

煤炭工业出版社印刷厂 印刷

新华书店北京发行所 发行

*

开本787×1092¹/₁₆

印张11¹/₄

字数 268 千字

印数1—3,700

1986年8月第1版

1986年8月第1次印刷

书号15035·2731

定价2.10元



前 言

采煤综合机械化，是加速我国煤炭工业发展，大幅度提高劳动生产率，实现煤炭工业现代化的一项战略措施。综合机械化采煤不仅产量大、效率高、成本低，而且能减轻笨重的体力劳动，改善作业环境，是煤炭工业的发展方向。我国综采技术日趋成熟，生产水平、工艺水平均已进入世界先进行列。

为了进一步提高我国煤炭综合机械化生产的技术和管理水平，满足从事综采工作的广大现场工程技术人员和各院校机械化专业的需要，煤炭工业部生产司委托煤炭工业部采掘综合机械化技术研究培训中心和中国矿业学院组织编写了这套《采煤综合机械化技术丛书》。《丛书》包括：《矿用电子技术》、《综采电气设备》、《矿山机械液力传动》、《矿山机械液压传动》、《采煤机》、《液压支架》、《综采输送机》和《采煤方法》共八册，将陆续出版。这套丛书的编委对《丛书》进行了认真的审阅。

本丛书以介绍综合机械化采煤设备为主，并加强了技术基础理论知识的叙述。这套丛书可以作为综采工程师的培训教材和大专院校机械化专业的参考书，也可供具有中专以上文化程度的煤矿职工自学使用。

本书由中国矿业学院北京研究生部张国柱和方佳雨同志编写。在编写过程中煤炭工业部生产司，开滦、大同、阳泉、徐州等矿务局，张家口煤机厂和西北煤机厂等单位给予了大力支持，并提供有关技术资料，在此表示感谢。

在编写过程中，力求反映国内外综采输送机方面的最新技术，并注意联系我国现场使用的实际情况。限于编者水平，本书缺点和错误在所难免，请读者予以指正。

编 者

目 录

第一章 总论	1
第一节 综采输送机发展概况及结构特点	1
第二节 输送机的传动原理	4
第三节 综采输送机的设计计算原理	18
第二章 工作面刮板输送机	40
第一节 概述	40
第二节 工作面刮板输送机各主要部件结构	45
第三节 刮板输送机的使用与维护	97
第三章 顺槽桥式转载机	103
第一节 概述	103
第二节 桥式转载机的结构特点	105
第三节 桥式转载机的使用与维护	112
第四节 破碎机	112
第四章 顺槽可伸缩胶带输送机	124
第一节 概述	124
第二节 可伸缩胶带输送机各主要部件结构	126
第三节 可伸缩胶带输送机的使用与维护	158
附录	165
附录一 联邦德国威斯特伐利亚公司生产的与刨煤机配套使用的PF型刮板输送机牵引力、功率和链子预紧力的计算曲线	165
附录二 国外圆环链尺寸标准及质量指标	172
参考文献	176

第一章 总 论

第一节 综采输送机发展概况及结构特点

采煤综合机械化是指工作面采煤、装煤、支护及运输工序的全部机械化，其配套设备如图1-1所示。

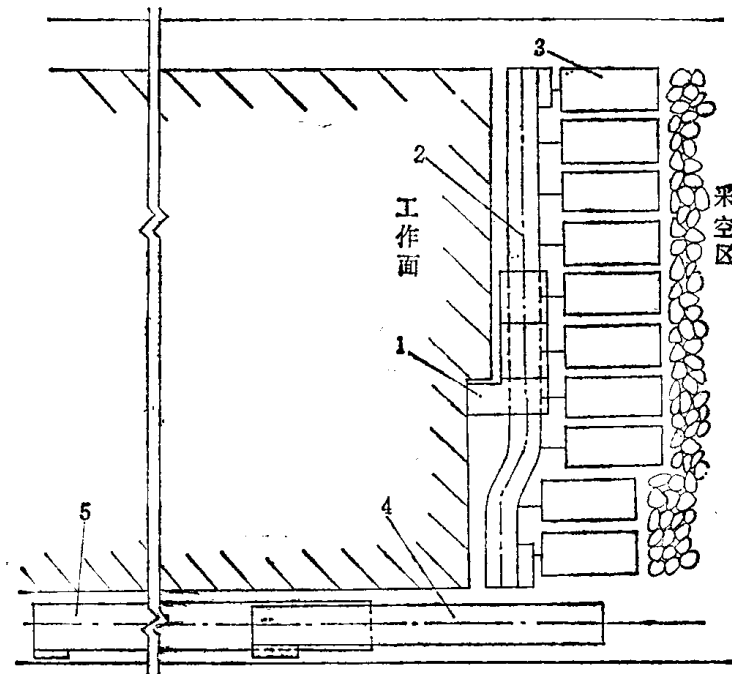


图 1-1 综采配套设备示意图

1—采煤机；2—刮板输送机；3—液压支架；4—顺槽桥式转载机；5—可伸缩胶带输送机

工作面使用浅截式滚筒采煤机 1 或刨煤机采煤和装煤，用可弯曲自移式刮板输送机 2 运煤；顺槽用桥式转载机 4 及可伸缩胶带输送机 5 运煤；用自移式液压支架 3 支护顶板。

自1974年以来，我国先后从英国、联邦德国、波兰、苏联、法国和日本引进了大量综采机械化成套设备，加上国产设备目前已有综采机械化设备 350 套左右。综采产量从1974年的74万吨增加到1984年的6574万吨，增长了近90倍。

采煤综合机械化要求工作面刮板输送机必须与采煤机和液压支架很好地配合工作，而顺槽运输设备必须配套。因此对输送机的结构和性能提出了新的要求。

一、工作面刮板输送机的主要性能参数及结构特点

1. 主要性能参数

输送机的运输量大，设备功率大。其生产能力能适应采煤机的要求，保证将采煤机采落的煤及时运出。为了增大运输量可采取增大溜槽装载断面、提高链速和增大设备功率等

措施。目前各国工作面刮板输送机采用的链速在 $0.92\sim 1.35\text{m/s}$ 范围。溜槽高度加大到 268mm ，宽度最大达 1030mm ，其运输量达 $700\sim 1500\text{t/h}$ 。水平运距达 300m 。单机单速电机功率达 400kW ，双速电机达 $250/85\text{kW}$ ，电机台数达 $2\sim 4$ 个。

2. 机头部和机尾部结构

为了适应滚筒采煤机自开切口及缩短切口长度的要求，可采用短机头和短机尾。为了便于自开切口与锚固和推移机头及机尾，可将机头和机尾布置在顺槽内，因此要求顺槽断面较大。

配合有链牵引的采煤机使用时，采煤机牵引链的固定和张紧装置均安装在机头和机尾架上。

另外，输送机本身的紧链机构，如液压马达紧链装置、闸盘式紧链器及摩擦式紧链器均安装在机头传动装置中。

为了防止输送机下滑（特别是在倾角较大的工作面），在机头部和机尾部均设有防滑锚固装置（如单体液压支柱或液压锚固站）。

3. 机身结构

机身由溜槽及其他附件组成。溜槽主要是起承载作用。由于运量较大，链速较高，故溜槽必须耐磨，特别是溜槽接头链道处的耐磨性更应高一些。为了提高溜槽的使用寿命，有的采用特制高锰钢铸造端头，有的在接头处及链道处堆焊耐磨材料或进行局部淬火处理。溜槽中板加厚到 $20\sim 30\text{mm}$ 。

由于采煤机要在输送机机身上滑行，故机身要能承受采煤机本身的重量（ $20\sim 40\text{t}$ ），同时要为采煤机提供一条平滑的轨道，因此在溜槽上增加了一些附件。

铲煤板安装在溜槽靠煤壁侧，它的作用主要是清理浮煤，可使采煤机双向采煤。有的采煤机滑靴（或滚轮）压在铲煤板上，作为采煤机的滑道。

挡煤板安装在溜槽靠采空区侧，与它固定在一起的还有采煤机的导向装置和电缆槽，对于无链牵引的采煤机还装有齿条。这些都是为了配合采煤机工作而专门增设的。

导向装置是为了防止采煤机掉道，为采煤机导向而设置的。采煤机运行时，一个滑靴紧握在导向管上。

齿条与无链牵引的采煤机牵引齿轮相啮合而使采煤机前进。

电缆槽与采煤机的电缆、水管拖曳装置相配合，可使采煤机在运行中自动拖曳电缆和水管。

机身结构的另一主要特点是可以弯曲自移。因此，相邻溜槽的端部连接处必须留有适当的间隙。在长壁回采工作面中，随着采煤机的移动，输送机机身要逐段呈蛇形弯曲靠近煤壁，为采煤机连续往复采煤准备条件。为此机身结构必须与液压支架的推溜拉架千斤顶密切配合。在挡煤板外侧增设专门的连接装置或推移横梁。

4. 刮板链结构

重型刮板输送机均采用高强度圆环焊接链。它能够适应机身弯曲自移的特点。随着制造工艺的改进，链环尺寸不断增大，由 $\phi 18\times 64\text{mm}$ 发展到 $\phi 30\times 108\text{mm}$ ，最大达 $\phi 34\times 126\text{mm}$ 。链子强度不断增大，其破断力 $\phi 18\times 64\text{mm}$ 链子由 350kN 增大到 500kN ， $\phi 34\times 126\text{mm}$ 链子达 1450kN 。

因此刮板链的结构型式也随着改变，由三链及大量使用的双边链改为双中心链及单

链。从大量使用的短链段逐渐发展到长链段，例如双中心链 $\phi 26 \times 92\text{mm}$ 规格的链段长达29m，单链 $\phi 30 \times 108\text{mm}$ 规格的链段长达24.46m。采用长链段的优点是减少接链环，从而减少了薄弱环节和断链事故。采用双中心链和单链的主要优点是克服了双边链及三链的链子受力不均匀现象，通过曲线段的性能改善了。近年来的实践证明，单链及双中心链的使用寿命较长，事故较少。

刮板是刮板链的重要组成部分，它除应具有合理的几何形状外，还必须强度高，刚度大。否则，在使用中由于受突加载荷而容易被拉弯。此外，刮板的结构应使拆装方便，与圆环链固定可靠，便于调节刮板间距。

二、顺槽桥式转载机的结构特点

为了配合工作面采煤综合机械化设备充分发挥其效能，防止“卡脖子”现象的发生，采区顺槽运输设备必须能及时而顺利地将工作面刮板输送机运出的原煤转运出去。因此在综合机械化采煤工作面的顺槽中都采用桥式转载机和可伸缩式胶带输送机与其配套。顺槽桥式转载机的主要结构特点如下：

1. 机尾部

由于转载机较短（20m~40m），传动装置只布置在机头部，故机尾部无传动装置。机尾只起导向作用，它接受工作面运出的原煤，因此它放在底板上（有时甚至要卧底）并位于工作面刮板输送机机头的下方。为了防止工作面刮板输送机底链回煤，转载机机尾部溜槽距工作面刮板输送机机头有一定的卸载高度（约600mm左右）。有些工作面刮板输送机的机头与转载机的机尾有机地联接在一起，机尾受载部分只在一面安装挡煤板。

2. 机身结构

与机尾相连的几节中部溜槽安放在底板上，然后通过一节凹形溜槽、数节斜置溜槽再与一节凸形溜槽连接，使机身抬高到一定高度并水平伸出一段距离（等于与可伸缩胶带输送机机尾部重叠的长度，约10m~20m），与安在行走小车上的机头部相连接。溜槽与两侧挡板及底板连接起来，形成一个刚性整体，成为一个自支撑的桥身，悬在空中，故称桥式转载机。

3. 机头部

机头部传动装置与工作面刮板输送机基本一样，很多部件都是通用的。它的主要特点是机头安装在行走小车上。机头架与行走小车是用枢轴连接的。因而，转载机可以在水平方向摆动一定角度，以保证转载机与可伸缩胶带输送机不在一条直线上时仍可正常工作。

4. 推移装置

转载机要随着工作面的推进而不断向前移动，一般都是利用液压推移装置来移动。转载机的行走小车可沿可伸缩胶带输送机的机尾导轨移动。当行走小车在胶带机尾部行走的距离达到重叠长度时，则需收缩胶带机的机尾，使行走小车重新回到胶带机尾的后端，为下一次推移转载机作好准备。

有的转载机在机身水平与倾斜部分之间安装破碎机，将工作面运来的大块煤炭破碎，煤质较硬时尤为重要。

三、可伸缩胶带输送机的结构特点

1. 机尾部

在采用后退式采煤方法时都使用可伸缩胶带输送机。它的主要特点是机尾部与转载机

桥身重叠长度部分的结构与一般胶带机不同。这部分要接受转载机卸下的原煤，使托辊及胶带受到冲击，因此装有带弹性的缓冲托辊。此外，机尾架具有导轨，供转载机行走小车行走。机尾部的长度要与转载机桥身长度相配套。

2. 储带拉紧装置

储带拉紧装置是可伸缩胶带输送机特有的装置。机尾缩短后多余的胶带必须暂时储存起来，因此，在机头部附近增设储带装置。它由活动滚筒组、固定滚筒组（1~3个滚筒）及若干个活动托辊架组成。

拉紧装置的作用除移动活动滚筒组，使胶带具有一定拉紧力外，有些还可以自动调节胶带的拉紧力。因此，拉紧装置除拉紧绞车外，还有一套控制和调节装置。

3. 卷带装置

当储带装置储满一卷胶带时就不能再继续收缩机尾了。这时必须用卷带装置将多余的胶带取下来，然后使储带装置中的活动滚筒组与固定滚筒组重新接近，为继续收缩机尾储存胶带作好准备。有些可伸缩胶带输送机没有设置专用的卷带装置。

综采输送机，特别是工作面刮板输送机的结构和性能要能密切与采煤机和液压支架配套。由于采煤工作面条件多变，所需的采煤机和液压支架的结构型式和性能都在不断变化，因此工作面刮板输送机的结构和性能也随着不断变化。目前从国外引进的综采设备使用已达十年了，输送机的型式也较多，在生产中有些设备表现出较好的性能，有些则暴露出不少问题。在此基础上我国输送机制造厂家（如张家口煤矿机械厂、西北煤矿机械厂）已研制出了大功率双中心链刮板输送机。如SGZ-730/320型，其功率为 $2 \times 160\text{kW}$ ，SGZ-764/264型和SGZ-730/264型，其功率为 $2 \times 132\text{kW}$ 及双边链刮板输送机与无链牵引采煤机配套用的SGB-764W/264型，其功率亦为 $2 \times 132\text{kW}$ 。

这些输送机除在机型结构方面赶上了国外先进水平外，其关键部件，如刮板链和液力耦合器的结构和性能也都达到国际先进水平。但有些部件的性能，如溜槽的耐磨性能，联接螺栓的强度方面与国外先进水平相比还有一定差距。我们要在实践的基础上，吸收国外的好经验，不断研制新材料、新工艺，改进输送机的结构和性能，适应综采不断发展的需要。

第二节 输送机的传动原理

刮板输送机、转载机和胶带输送机都属于连续动作式的运输机械。刮板输送机和转载机为链传动，而胶带输送机为摩擦传动。下面分别研究链传动和摩擦传动原理。

一、链传动原理

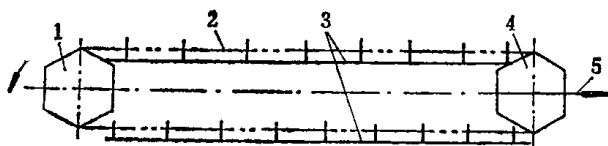


图 1-2 刮板输送机传动原理图

1—主动链轮，2—刮板链，3—上、下溜槽，4—机尾链轮，5—拉紧装置

刮板输送机的工作原理如图1-2所示。

一条无极的刮板链2被主动链轮1带动作循环运动。刮板链在上、下溜槽3中移动，将装在溜槽中的煤炭运走。机尾链轮4可以是主动轮，也可以是导向轮。为了保证刮板链与链轮正常啮合，必须将链

子用拉紧装置 5 拉紧。

如果我们仔细观察刮板链在溜槽中的运动情况，就可以发现链子的运动速度不均匀，周期性的忽快忽慢。这是由于链轮齿数有限，链子绕链轮转动时实际上是按多边形运动，而不是按圆形运动。

由于链子运动的周期性变化，因而在链子中产生周期性动负荷，这是所有以链子为牵引机构的输送机的特征。因此，在刮板输送机的牵引链上不仅作用有静张力，而且还有动张力。

绕经链轮时链子的速度与加速度。如图 1-3 所示，当主动链轮旋转时，轮齿依次与链环啮合，链条绕经链轮时呈多边形。在这种传动方式中，链轮转速不变，而牵引链的运动速度是周期性变化的。设链轮转动角速度为 ω ，链轮的节圆半径为 R ，链轮工作齿的角位移为 φ 。随着链轮的旋转 φ 是变化的，因此牵引链的速度也是变化的。

牵引链速度 V 可用下式表示

$$V = R\omega \cos\varphi \quad (\text{m/s}) \quad (1-1)$$

设链轮转动一个轮齿所对应的中心角为 α_0 ，所需时间称为一个啮合周期为 2τ 。在一个啮合周期中， φ 角的变化范围是从 $-\frac{\alpha_0}{2}$ 到 $+\frac{\alpha_0}{2}$ 。以开始啮合瞬间为时间起点，当 ω 为常数时，齿 1 开始与牵引链啮合后运动 t 秒时的角位移为

$$\varphi = \omega(t - \tau) \quad (1-2)$$

这时的链子运行速度为

$$V = R\omega \cos\omega(t - \tau) \quad (1-3)$$

$$\text{当 } t = 0 \text{ 时, } \quad \varphi = -\omega\tau = -\frac{\alpha_0}{2}, \quad V = R\omega \cos\frac{\alpha_0}{2} = V_{\min}$$

$$\text{当 } t = \tau \text{ 时, } \quad \varphi = 0, \quad V = R\omega = V_{\max}$$

$$\text{当 } t = 2\tau \text{ 时, } \quad \varphi = \omega\tau = \frac{\alpha_0}{2}, \quad V = R\omega \cos\frac{\alpha_0}{2} = V_{\min}$$

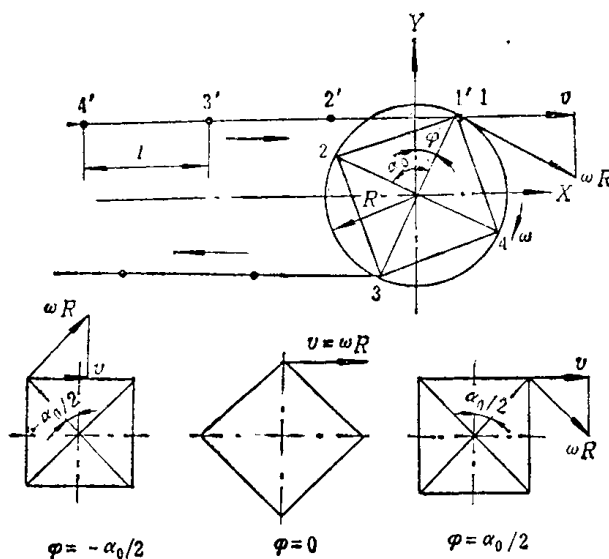


图 1-3 链传动原理图

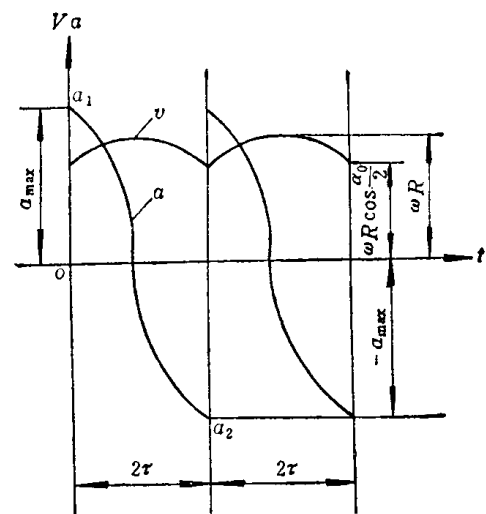


图 1-4 刮板链运动速度及加速度曲线

刮板链速度周期性变化的规律如图1-4所示。

由于链速是周期性变化的，故其运动的加速度为

$$a = \frac{dV}{dt} = -R\omega \sin\varphi \frac{d\varphi}{dt} \quad (\text{m/s}^2)$$

$$\because \frac{d\varphi}{dt} = \omega$$

$$\therefore a = -R\omega^2 \sin\omega(t - \tau) \quad (1-4)$$

$$\text{又} \because \omega = \frac{2\pi n}{60}, \quad n = \frac{60V_P}{Zl}$$

式中 V_P ——牵引链运行平均速度 (m/s)；

Z ——主动链轮齿数；

l ——链环节距 (m)；

n ——链轮转速 (r/min)。

则

$$a = -R \frac{4\pi^2 V_P^2}{Z^2 l^2} \cdot \sin\omega(t - \tau) \quad (1-5)$$

当 t 由0到 2τ 变化时， φ 角由 $-\frac{\alpha_0}{2}$ 变化到 $+\frac{\alpha_0}{2}$ ，则加速度的变化由 a_1 到 a_2 ，其值分别为

$$a_1 = \frac{R \cdot 4\pi^2 V_P^2}{Z^2 l^2} \cdot \sin \frac{\alpha_0}{2} \quad (1-6)$$

$$a_2 = -\frac{R \cdot 4\pi^2 V_P^2}{Z^2 l^2} \cdot \sin \frac{\alpha_0}{2} \quad (1-7)$$

由(1-6)及(1-7)式可见在 2τ 周期内链子的加速度值由 $a_1 = a_{\max}$ 变为 $a_2 = -a_{\max}$ ，其变化规律如图1-4所示。加速度的最大值为

$$a_{\max} = \frac{R \cdot 4\pi^2 V_P^2}{Z^2 l^2} \cdot \sin \frac{\alpha_0}{2} \quad (\text{m/s}^2) \quad (1-6')$$

由于牵引链的运行速度不均匀，在运行中速度和加速度都发生周期性的变化，故牵引链在运行中除承受静张力外，还承受周期性的动张力。

二、牵引链的动张力

1. 链子刚体动力学

如果把链子看成绝对刚体时，则整个链子上的任一点在某一瞬间的运动速度和加速度都是相同的。因此，整个链子的速度和加速度与绕经链轮处的速度和加速度相同，可按上述公式计算。

对于被运送的货载来说，并不是输送机上的全部货载都和链子的运动规律一样。由于链子运动速度忽快忽慢，并且由于货载为松散状物体，因而货载与链子间或多或少存在着相对运动。因此，实际上可以认为只有一部分货载参与链子的运动。

若输送机长度为 L ，输送机上单位长度内的货载的重力为 q ，则参与链子运动的货载质量为

$$m_c = \frac{1}{g} CqL \text{ (kg)}$$

式中 q ——每米长度货载重力 (N/m);

m_c ——参与链子运动的货载质量 (kg);

g ——重力加速度 (m/s^2);

C ——货载参与链子运动的系数, 对于刮板输送机可取 $C = 0.3 \sim 0.5$ [8]。

输送机工作时发生在链子上的动张力取决于链子的加速度和运动物体的质量, 后者包括输送机牵引机构 (刮板链) 的全部质量和上述参与链子运动的货载质量。

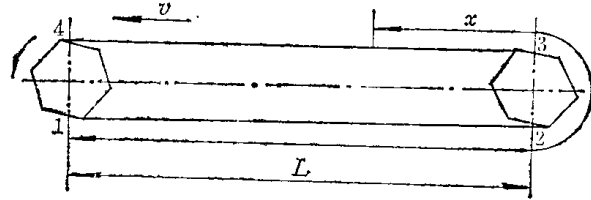


图 1-5 链子动张力计算示意图

如图1-5所示, 1~2为输送机的空段, 3~4为重段, 取主动链轮分离点1为坐标原点。并从点1沿链子运动方向作为坐标 x , 则1~ x 段内的运动质量为

$$m_{1-x} = \frac{1}{g} [q_0 x + Cq(x-L)] \text{ (kg)} \quad (1-9)$$

式中 q_0 ——刮板链的每米长度重力 (N/m)。

由图1-4可以看出, 链子的加速度是周期性突然变化的, 链轮转动时每当一个轮齿开始与链轴啮合时, 链子的加速度从 $-a_{\max}$ 突然变为 $+a_{\max}$ 。在这一瞬间链子加速度变化的相对值为 $2a_{\max}$ 。

当链子的初张力不大时, 我们可以认为主动链轮分离点1基本上处于松弛状态。因而作用在链子 x 点 (见图1-5) 上的动负荷为 $2m_{1-x} \cdot a_{\max}$ 。然而这个载荷是突然加到链子上的。由材料力学可知: 突加载荷使受力物体内的应力增加一倍。因此, 作用在链子上 x 点处的动张力应为:

$$S_{d \cdot x} = 4m_{1-x} \cdot a_{\max} \text{ (N)} \quad (1-10)$$

但是, 在每一轮齿与链轴开始啮合前的一瞬间, 也就是前一轮齿刚要与链轴离开的瞬间, 这时链子正以最大的减速度 ($-a_{\max}$) 运动着, 因而在链子上作用有一个与运动方向相同的惯性力, 这个力有使链子松弛的作用, 从而减轻了链子实际承受的动张力。所以链子实际动张力应为:

$$S_{d \cdot x} = 4m_{1-x} \cdot a_{\max} - m_{1-x} \cdot a_{\max} = 3m_{1-x} \cdot a_{\max}$$

$$\text{或} \quad S_{d \cdot x} = \frac{3}{g} [q_0 x + cq(x-L)] a_{\max} \quad (1-11)$$

在验算链子强度时, 知道链子的最大动张力是很重要的。链子的最大动张力发生在主动链轮的相遇点4 (见图1-5), 在计算时只需在公式 (1-11) 中代入 $x = 2L$, 即可求得

$$S_{d \cdot \max} = \frac{3}{g} (2q_0 + cq) La_{\max} \text{ (N)} \quad (1-12)$$

由公式 (1-11) 可知, 动张力随 x 值变化而改变, 即由主动链轮相遇点4向分离点1逐渐减小。将公式 (1-6') 代入 (1-12) 式可得

$$S_{d \cdot \max} = \frac{3}{g}(2q_0 + cq)L \cdot R \cdot \frac{4\pi^2 V_p^2}{Z^2 l^2} \cdot \sin \frac{\alpha_0}{2} \text{ (N)} \quad (1-13)$$

从上式可知，链子的动张力与链子运动的平均速度的平方 (V_p^2) 成正比，而与链轮齿数的平方 (Z^2) 及链环节距的平方 (l^2) 成反比。因而早期的刮板输送机为了减小动张力而采用较低的链速，如 $0.3 \sim 0.5 \text{ m/s}$ 。

但是必须指出，以上链子动张力的计算公式只有在输送机长度较短的情况下才适用。因为推导以上计算公式的出发点是将链子当成绝对刚体。当输送机长度很小时，链子可以看作是近似刚体，但当输送机长度较大时，链子具有较大的弹性，这时整个链子上各个点的运动速度在同一时间内是不一样的，因而以上推导出的公式就不适用了。这时应按弹性体来考虑，问题比较复杂。实际上，以上计算链子动张力的方法可近似地用在长度在 25 m 以内的输送机。

2. 链子的弹性振动

工作面刮板输送机较长，链子实际为弹性体，链子的弹性变形较大，在这种情况下如把链子看成刚体显然是不正确的。对于弹性体来说，当轮齿与链环啮合的瞬间，能量不是立即传递到整个链子上去。能量及链条的弹性变形是以某一速度（弹性波传播速度）由一个断面传递到另一个断面，即在同一瞬间链条上各点的速度是不同的。

牵引链在运动过程中受有周期性的扰动力，在链条内引起弹性振动，由强迫振动和自由振动两部分组成。当这两种振动的频率重合时链子将发生共振现象，这时链子内产生的动张力最大。

50年代使用的刮板输送机经常出现断链事故，引起中外学者极大的注意，研究断链的原因，分析链子弹性振动对链子动张力的影响。大量的理论分析和实验研究都证实：弹性链的动张力值并不是按照速度的平方成正比例地增长，而是在共振速度时增长为最大。对于牵引链条在主动链轮分离点张力为零时，其共振速度可由下式求得

$$V_{e \cdot z} = \frac{j l}{4L} \text{ (m/s)} \quad (1-14)$$

式中 j ——牵引链中弹性变形的传播速度 (m/s)；

l ——链环节距 (m)；

L ——输送机铺设长度 (m)。

而链子弹性变形传播速度又受货载及链子自重和链子刚性 E_0 的影响。重、空段链子弹性变形传播速度分别为

$$j_z = \sqrt{\frac{E_0 \cdot g}{q_0 + cq}} \text{ (m/s)} \quad (1-15)$$

$$j_k = \sqrt{\frac{E_0 g}{q_0}} \text{ (m/s)} \quad (1-16)$$

链子弹性变形传播速度的平均值 j 可求得

$$\therefore \frac{L}{j} = \frac{L}{2j_z} + \frac{L}{2j_k}$$

$$\therefore j = \frac{2j_z j_k}{j_z + j_k} \text{ (m/s)} \quad (1-17)$$

图1-6为试验得到的链子张力变化与时间的关系曲线。由图可见，当链速在0.5m/s左右时，链子发生共振，这时链子中的动负荷最大。

图1-7所示输送机长度为 $L=47\text{m}$ ，单位长度货载重力 $q=280\text{N/m}$ 时链子张力与速度的关系曲线。由图可见，在第一共振点时动张力约为静张力的50~60%。链子运动速度超过第一共振点后，动张力的值是比较小的。

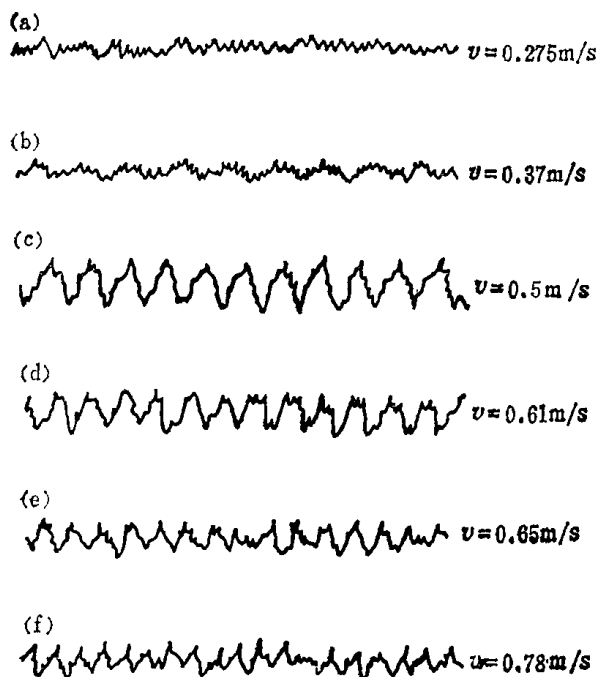


图 1-6 链速不同时的链子张力变化试验曲线

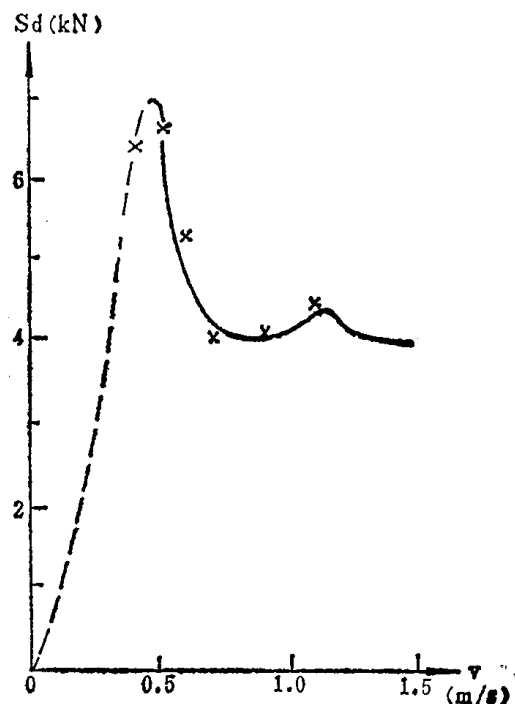


图 1-7 链子张力与速度关系曲线

根据上述研究和试验结果可以看出，为了减小牵引链的动张力而降低链速是不合理的。合理地提高链速，使其远离共振点，不但可以减小动张力，而且可以提高输送机的运输能力。但链速也不能过高，因为链速太高会加速链子和溜槽的磨损，容易发生事故。故目前国内外新设计的刮板输送机的链速为1m/s左右，或更高些。

在验算链子强度时必须考虑链子的动张力、通常计算时取动张力值等于链子静张力的20%。

目前在刮板输送机传动装置中普遍采用液力耦合器，它不但可以均衡各电机的负荷分配，而且可以减小链子的动张力。如图1-8所示，当采用液力耦合器后，根据试验结果，链

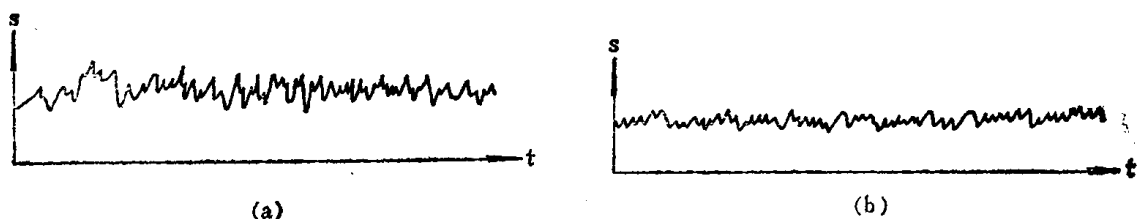


图 1-8 有无液力耦合器时链子张力对比试验曲线

子的动张力约减小1/2。图1-8a为未使用液力耦合器时的链子张力，图1-8b为使用液力耦合器后张力降低的试验曲线。

三、胶带输送机传动原理

图1-9所示为胶带输送机传动原理示意图。当传动滚筒1被传动装置带动逆时针方向旋转时，借助于它和胶带2之间的摩擦力，带动胶带沿箭头方向运动。上段胶带承载为重段，支撑在槽形托辊组3上。下段胶带为回空段，支撑在平托辊6上。机尾滚筒起导向作用。

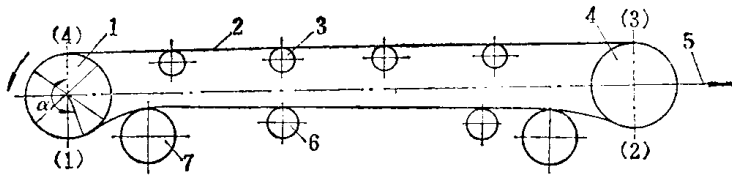


图 1-9 胶带输送机传动原理示意图

1—传动滚筒；2—胶带；3—槽形托辊；4—机尾滚筒；5—拉紧装置；6—平托辊；7—压滚

胶带输送机的传动原理与刮板输送机有很大的不同，其特点是：

(1) 胶带输送机的牵引力是通过传动滚筒与胶带之间的摩擦力来传递的。为此必须将胶带用拉紧装置5预拉紧，使胶带在传动滚筒分离点 a 处具有一定的初张力。为了增大胶带在传动滚筒上的围包角 α ，可安装压滚7或采用双滚筒传动。

(2) 胶带与货载一起在托辊上运行。胶带既是牵引机构，又是承载机构。货载与胶带间没有相对运动，消除了运行中煤的破碎和胶带与货载之间的摩擦阻力。由于托辊内装有滚动轴承，胶带与托辊之间是滚动摩擦。因此，运行阻力大大减小，从而减少了功率消耗，增大了运输距离。

1. 胶带的摩擦传动原理

1) 挠性体摩擦传动的欧拉公式

欧拉曾假设胶带是没有重量和不可拉伸的挠性体，并进行了胶带传动理论的研究。在这种假设条件下胶带绕过传动滚筒，在极限平衡条件下，即当挠性体一端的张力为定值，另一端的张力达到最大极限值时，其张力之间的关系如下：

$$S_{y_{\max}} = S_l e^{\mu \alpha} \quad (\text{N}) \quad (1-18)$$

式中 $S_{y_{\max}}$ ——胶带在传动滚筒相遇点上的最大极限张力(N)；

S_l ——胶带在传动滚筒分离点上的张力(N)；

e ——自然对数的底， $e = 2.718$ ；

μ ——胶带与滚筒表面之间的摩擦系数；

α ——胶带在传动滚筒上的围包角(rad)。

根据欧拉公式我们可以绘出在传动滚筒围包角内胶带张力的变化曲线，如图1-10。

2) 滑动弧与静止弧

为了防止胶带在传动滚筒上打滑，胶带在传动滚筒相遇点的实际张力 S_y 应小于其最大极限值 $S_{y_{\max}}$ ，必须满足以下条件：

$$S_l < S_y < S_{y_{\max}}$$

在这种情况下，在传动滚筒围包弧上胶带张力如何变化呢？进一步研究表明，这时胶带张力将按图1-10所示的曲线bca变化。胶带张力在 \widehat{BC} 内仍按欧拉公式所反映的规律变化。在C点胶带的张力达到 S_y 。 \widehat{CA} 内胶带张力保持不变。

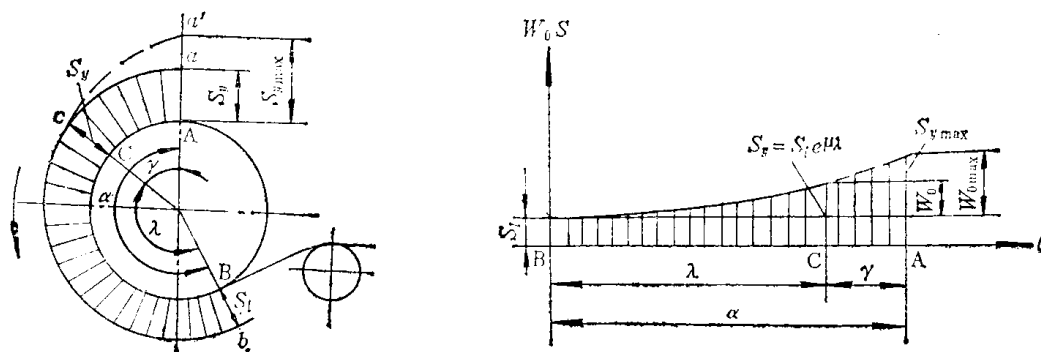


图 1-10 在传动滚筒上胶带张力变化曲线

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。按欧拉公式胶带张力由相遇点到分离点是逐渐减小的，也就是说，在相遇点被拉长的胶带，在向分离点运动时就会随着张力的减小而逐渐收缩。在这个过程中胶带与滚筒之间不可避免地要产生相对滑动，我们称这种滑动为弹性滑动或弹性蠕动。

很显然，弹性滑动只发生在传动滚筒上有张力差的这一段胶带内。假若各点张力都相等，那么各点的伸长量也一样，则胶带在主动滚筒上就不会有伸长或缩短的现象了。这个张力差就是滚筒传递给胶带的牵引力。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。我们把有弹性滑动的这一段围包弧叫做滑动弧，如图1-10中的 \widehat{BC} ，它所对应的围包角 λ 叫做滑动角。正因为有滑动弧的存在，传动滚筒才能够通过摩擦将牵引力传递给胶带。不产生弹性滑动的弧叫做静止弧，如图1-10中 \widehat{CA} ，它所对应的围包角 γ 叫做静止角。在静止弧内是不传递牵引力的，它保证传动装置具有一定的备用牵引力。

当胶带在传动滚筒分离点的张力 S_1 一定时，随着输送机负荷的增大，胶带在相遇点的张力 S_y 也随着增大。因而滑动角 λ 也相应增大，静止角 γ 相应减小。当相遇点张力 S_y 增大至极限值 $S_{y\max}$ 时，则整个围包角都成为滑动角，此时 $\lambda = \alpha$ ， $\gamma = 0$ 。这时传动装置传递的牵引力达到最大值。若输送机负荷再增加，胶带将在传动滚筒上打滑，造成滚筒空转而胶带停止不动的现象，使输送机不能工作。

3) 结论

滑动弧随胶带相遇点张力（由外载决定）的增大而增加，在滚筒圆周的滑动弧内，胶带的张力按欧拉公式，即 $S_y = S_1 e^{\mu \lambda}$ 的规律变化，这是胶带摩擦传动的两项基本原理。掌握了这两条基本原理，我们就可以进一步来分析胶带输送机在运转中的有关参数，如牵引力，张紧力等。从而在生产实践中能根据不同情况采取相应措施，设计出较为合理的参数，使输送机能正常合理的运转。

2. 传动装置的牵引力及其分配

1) 传动装置的牵引力

对于一台胶带输送机，它的牵引力究竟有多大，与哪些参数有关以及如何提高其牵引

能力，这是我们在设计中必然遇到的问题。在双滚筒传动时，除了要考虑总牵引力的大小外，还要考虑到牵引力在两滚筒上是如何分配的。因为牵引力分配的不合理必然会造成运转的不正常。

单滚筒胶带输送机传动装置可能传递的最大牵引力为：

$$W_{0\max} = S_{y\max} - S_l = S_l(e^{\mu\alpha} - 1) \quad (\text{N}) \quad (1-19)$$

从(1-19)式可看出，提高传动装置的牵引力可从以下三方面着手：

(1) 增大拉紧力（初张力） 增加初张力可使胶带在传动滚筒分离点的张力 S_l 增加。以此法提高牵引力虽然是可行的，但因增大 S_l 必须相应地增大胶带中的张力，进而增大其断面。这样也会使传动装置的结构尺寸加大，是不经济的，故设计时不宜采用。但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地增大初张力，从而增大 S_l ，以提高牵引力。

(2) 增加围包角 α 井下胶带输送机由于工作条件差，所需牵引力较大，故多采用双滚筒传动，以增大围包角。

(3) 增大摩擦系数 μ 其具体措施可在传动滚筒上覆盖摩擦系数较大的木衬或橡胶等衬垫，以增大摩擦系数 μ 。

2) 双滚筒传动牵引力的分配

目前采用双滚筒传动的胶带输送机有两种形式，一种是两滚筒间通过一对齿数相同的传动齿轮联系（即刚性联系）。另一种是两滚筒分别传动的。下面就两种传动形式分别讨论它们的牵引力的计算方法和牵引力在两滚筒上的分配。

(1) 具有刚性联系的双滚筒传动牵引力及其分配

具有刚性传动的双滚筒传动与单滚筒传动相比，在外部特征上是多了一个传动滚筒，但是两个滚筒的转速是相同的。如两滚筒的直径相等，从图1-11中可以看到，胶带由滚筒II的D点到滚筒I的B点时，这两点之间除这一小段胶带重量外，张力没有任何变化。故B点可以看作D点的继续。当滚筒II传递的牵引力达到极限值后，滚筒I开始传递牵引力给胶带。这时静止角仅存在于滚筒I上，胶带在两滚筒上的张力变化曲线如图1-11所示。

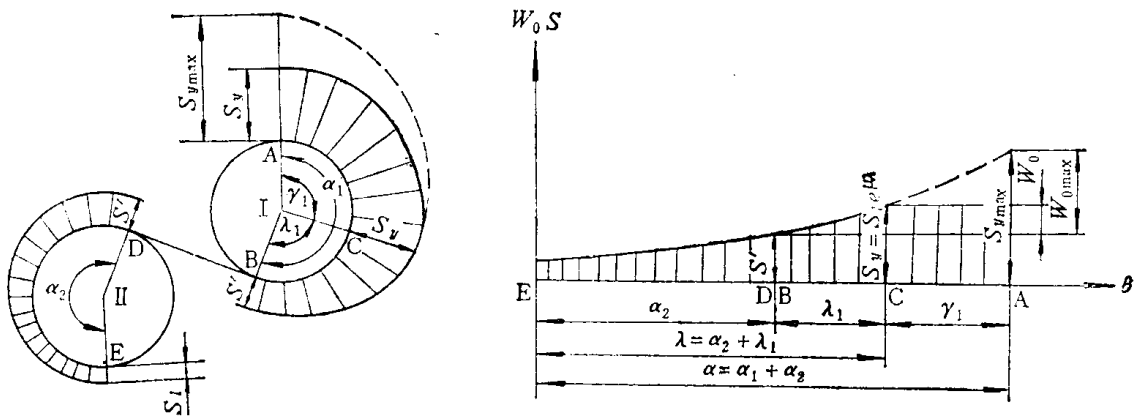


图 1-11 具有刚性联系的双滚筒上胶带张力变化曲线

滚筒 II 可能传递的最大牵引力为

$$W_{II\max} = S' - S_l = S_l(e^{\mu\alpha_2} - 1)$$