



中华人民共和国国家标准

GB/T 36698—2018

带式输送机设计计算方法

Basis for calculation of belt conveyors

2018-09-17 发布

2019-04-01 实施

国家市场监督管理总局
中国国家标准化管理委员会 发布

目 次

前言	Ⅲ
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语和定义	1
4 符号、含义与单位	1
5 体积输送量和质量输送量	7
5.1 物料理论横截面积	7
5.2 倾斜输送的横截面缩减系数	8
5.3 设计输送量和有效填充系数	9
6 稳定运行条件的运行阻力和功率消耗	10
6.1 计算原则	10
6.2 主要阻力	11
6.3 附加阻力	14
6.4 提升阻力	17
6.5 特种阻力	18
6.6 带式输送机运行阻力总和的计算方法	21
7 驱动系统的设计计算	21
7.1 设计计算的内容	21
7.2 驱动装置位置、驱动电动机的规格和数量	21
7.3 起动、制动和停止	23
8 输送带张力和拉紧力的计算	25
8.1 影响输送带张力的因素	25
8.2 输送带张力	25
8.3 上、下分支区段运行阻力与特征点张力	27
8.4 拉紧力和拉紧行程	29
8.5 上、下分支特征点的输送带张力	31
9 输送带宽度上的张力分布	32
9.1 计算原则	32
9.2 槽形过渡段	33
9.3 曲线段	36
10 输送带的拉断强度和覆盖层厚度的确定	38
10.1 设计原则	38
10.2 输送带拉断强度计算	38
10.3 输送带覆盖层厚度的确定	41
11 滚筒最小直径的确定方法	43

11.1 滚筒最小直径确定的原则 43

11.2 依据输送带的使用寿命确定滚筒最小直径 43

11.3 输送带许用比压确定滚筒最小直径 44

12 托辊的选择与托辊间距设计 45

12.1 计算原则 45

12.2 辊子直径的确定 46

12.3 托辊组间距 46

12.4 避免共振设计 47

13 槽形过渡段及竖向曲线段曲率半径的设计 48

13.1 计算原则 48

13.2 槽形过渡段最小长度的确定 48

13.3 竖向曲线段最小半径的确定 49

14 输送带翻转的设计 49

附录 A (资料性附录) 5 辊托辊组承载物料的截面积计算 51

附录 B (资料性附录) 用附加阻力系数确定总附加阻力 53

附录 C (资料性附录) 简单布置带式输送机的输送带最大张力的计算 54

参考文献 55

前 言

本标准按照 GB/T 1.1—2009 给出的规则起草。

本标准由中国机械工业联合会提出。

本标准由全国连续搬运机械标准化技术委员会(SAC/TC 331)归口。

本标准负责起草单位:北京起重运输机械设计研究院有限公司、东北大学、力博重工科技股份有限公司、北京起重运输机械设计研究院河南分院。

本标准参加起草单位:北方重工集团有限公司、衡阳运输机械有限公司、上海科大重工集团有限公司、北京约基工业股份有限公司、四川省自贡运输机械集团股份有限公司、华电重工股份有限公司、山东山矿机械有限公司、宁夏天地西北煤机有限公司、安徽盛运重工机械有限责任公司、泰富重装集团有限公司、湖北宜都运机机电股份有限公司、焦作鑫恒重工机械有限公司、河南天隆输送装备有限公司、焦作科瑞森重装股份有限公司、卫华集团有限公司、安徽攀登重工股份有限公司、芜湖市爱德运输机械有限公司、江苏环宇起重运输机械有限责任公司、安徽永生机械股份有限公司、山东能源重装集团恒图科技有限公司。

本标准主要起草人:宋伟刚、张喜军、张维钧、王引生、周满山、程潞样、高勇、张晓华、李平、马立民、龚欣荣、刘峰、于春成、王荣国、汪玉、叶桂林、王传平、王万奇、郭金星、孟凡波、何路茵、开华献、贾真、张立明、许志、曹琳卿。

带式输送机设计计算方法

1 范围

本标准规定了带式输送机的设计计算,用于确定带式输送机主要部件(如驱动装置、制动装置、拉紧装置、滚筒、托辊和输送带等)的基本参数与布置设计。

本标准适用于输送散状物料的带式输送机。

本标准不适用于钢丝绳牵引带式输送机、管状带式输送机、气垫带式输送机等特殊带式输送机的设计计算,其通用部分的设计计算可参照使用本标准。

2 规范性引用文件

下列文件对于本文件的应用是必不可少的。凡是注日期的引用文件,仅注日期的版本适用于本文件。凡是不注日期的引用文件,其最新版本(包括所有的修改单)适用于本文件。

GB/T 7984 普通用途织物芯输送带

GB/T 9770 普通用途钢丝绳芯输送带

GB/T 10595 带式输送机

GB/T 14521 连续搬运机械术语

GB/T 28267.1—2012 钢丝绳芯输送带 第1部分:普通用途输送带的设计、尺寸和机械要求

GB/T 28267.2 钢丝绳芯输送带 第2部分:优选带型

GB/T 28267.3 钢丝绳芯输送带 第3部分:井下用输送带的特殊安全要求

GB/T 28267.4 钢丝绳芯输送带 第4部分:带的硫化接头

GB/T 31256 输送带 具有橡胶或塑料覆盖层的地下采矿用织物芯输送带规范

GB 50431 带式输送机工程设计规范

3 术语和定义

GB/T 14521 界定的以及下列术语和定义适用于本文件。

3.1

固有特性启动 **starting for inherent characteristics**

带式输送机按照驱动装置固有的机械特性(转速和转矩关系)的启动方式。

3.2

运动控制启动 **starting for motion control**

带式输送机按照设定的启动加速度或速度曲线控制的启动方式。

3.3

设计输送量 **nominal capacity**

根据工程设计要求的、用以进行带式输送机设计的输送量。

4 符号、含义与单位

表1给出了符号、含义与单位。

表 1 符号、含义与单位

符 号	含 义	单 位
A	承载物料的横截面积	m^2
A_1	承载物料的上部的横截面积	$\text{m}^2 (\text{mm}^2)^a$
A_2	当 $\theta=0^\circ$ 时承载物料的截面积(承载物料的下部的横截面积)(3 辊托辊组) 外侧辊子上倒梯形部分横截面积(5 辊托辊组)	$\text{m}^2 (\text{mm}^2)^a$
A_3	内侧辊子上倒梯形部分横截面积(5 辊托辊组)	$\text{m}^2 (\text{mm}^2)^a$
A_N	设计输送量下对应的承载物料的横截面积	m^2
A_{Gr}	工作面清扫器和输送带之间的有效接触面积	mm^2
A_{Gr1}	非工作面清扫器和输送带之间的有效接触面积	mm^2
B	带宽	mm
C	附加阻力系数	—
D	滚筒直径	mm
D_1	按输送带使用寿命条件确定的滚筒基准直径	mm
E_{LB}	输送带纵向弹性模量	N/mm
F	输送带的张力或阻力	N
F_a	非稳态运行条件下由加速/减速度产生的惯性力	N
F_{bA}	加料段输送物料的惯性阻力和(或)输送物料与输送带间摩擦阻力	N
F_{c1}	凸、凹弧曲线段起始点的输送带张力	N
F_{c2}	凸、凹弧曲线段终止点的输送带张力	N
F_D	滚筒上平均输送带张力	N
F_E	根据测试结果得出的单位长度压陷滚动阻力	N/m
F_f	加料段输送物料与导料槽侧板间的摩擦阻力	N
F_H	主要阻力	N
F_{gl}	加料段外输送物料与导料槽侧板间的摩擦阻力	N
F_{Hs}	逆止力	N
F_I	输送带绕经滚筒的弯曲阻力	N
F_r	工作面清扫器的摩擦阻力	N
F_{r1}	非工作面清扫器的摩擦阻力	N
F_N	附加阻力	N
F_p	卸料器的摩擦阻力	N
F_R	根据测试结果得出的单位长度托辊转动阻力	N/m
F_S	特种阻力	N
F_{sbn}	缓冲床(滑动床)的摩擦阻力	N
F_{Sk}	加料段导料槽裙板密封的摩擦阻力	N
F_{Sk1}	加料段外导料槽裙板密封的摩擦阻力	N

表 1 (续)

符 号	含 义	单 位
F_{Sp}	拉紧滚筒的拉紧力	N
F_{St}	输送物料的提升阻力(在区段阻力计算中包括输送带的提升阻力)	N
F_1	滚筒轴承阻力	N
F_T	输送带特征点处张力	N
F_{T1}	输送带与滚筒相遇点的张力	N
F_{T2}	输送带与滚筒分离点的张力	N
F_{Tm}	输送带的平均张力	N
F_{Tr}	滚筒圆周驱动力	N
F_U	运行阻力(等于滚筒圆周驱动力)	N
F_V	作用在滚筒上输送带的张力和滚筒旋转部分重力的矢量和(数值)	N
F_w	凸、凹弧曲线段的附加弯曲阻力	N
F_{ϵ}	前倾阻力	N
ΔF_{Tm}	输送带的平均张力 F_{Tm} 与最小输送带张力 F_{Tmin} 之差	N
$I_{m,N}$	设计质量输送量	kg/s
$I_{m,th}$	理论质量输送量	kg/s
$I_{V,N}$	设计体积输送量	m ³ /s
$I_{V,th}$	理论体积输送量	m ³ /s
J	滚筒的转动惯量	kg·m ²
J_D	驱动单元的转动部件在减速器高速轴上的转动惯量	kg·m ²
J_f	飞轮的转动惯量	kg·m ²
L	输送机的长度	m
K_a	刮板系数	N/m
P_A	稳定运行条件下克服运行阻力所需的传动滚筒的总功率	kW
P_M	驱动电动机总功率	kW
$P_{M,N}$	驱动电动机额定功率	kW
Q	设计输送量	t/h
R_a	竖向凹弧段的曲率半径	m(mm) ^a
R_e	竖向凸弧段的曲率半径	m(mm) ^a
S	相对于输送带名义拉断强度的安全系数	—
S_0	考虑接头工艺条件下的输送带的安全系数	—
S_1	考虑输送带预期寿命和工作应力的安全系数	—
S_{min}	相对于输送带最小名义拉断强度的最小安全系数	—
a	加速度或减速度	m/s ²
b	输送带有效宽度(理论承载物料的输送带宽度)	m(mm) ^a

表 1（续）

符 号	含 义	单 位
b_1	物料堆积在输送带上的宽度	mm
b_2	3 辊托辊组上的物料宽度	mm
b_S	位于侧辊上的输送带宽度(仅对于 2 辊和 3 辊托辊组)	mm
b_{Sch}	导料槽间的净宽	m
c_0	确定最小滚筒直径的计算系数	—
c_K	基于输送带边缘张力确定的最小接头疲劳强度的系数	—
c_R	将托辊转动质量等效到托辊周边上等效质量的计算系数	—
c_{Rank}	主动侧压力系数	—
c_S	模拟摩擦系数的速度修正系数	—
c_{Schb}	加料段内由于物料扰动引起的附加阻力的系数	—
c_T	模拟摩擦系数的温度修正系数	—
c_{Td}	确定槽形过渡最小长度基准值的系数	—
c_ϵ	前倾阻力的计算系数	—
d_0	滚筒轴承的内径	mm
d_B	输送带抗拉元件(芯层)的厚度(不包括输送带的上、下覆盖层的厚度)	mm
d_R	托辊直径	m
e	自然对数的底($e = 2.718\ 28\cdots$)	—
e_K	由输送带中性基准线到输送带边缘的高差	mm
e_M	由输送带中性基准线到输送带中心的高差	mm
f_{base}	模拟摩擦系数的基准值	—
Δf_S	与带速相关的模拟摩擦系数的修正量	—
Δf_T	与温度相关的模拟摩擦系数的修正量	—
f	模拟摩擦系数	—
f_i	用以计算上、下分支各区段的模拟摩擦系数	—
f_r	在一定带速下托辊组辊子转动的频率	Hz
f_p	输送带的横截面振动的近似固有频率	Hz
f_{RMBT}	滚筒载荷系数(由输送带最大张力和名义拉断强度确定)	—
g	重力加速度($g = 9.81\ \text{m/s}^2$)	m/s^2
h	高差(上运时 $h > 0$; 下运时 $h < 0$)	m
h_{k0}	输送带两侧边缘构成的平面到槽形最低平面的距离	m
h_{k1}	输送带两侧边缘构成的平面与滚筒上母线所在平面的距离	m
h_{Tr}	槽形过渡段滚筒上母线平面与槽形最低平面的距离(滚筒抬高高度)	m
i	传动比	—
k	相对于输送带宽度的输送带张力(输送带张力在带宽上的平均值)	N/mm

表 1 (续)

符 号	含 义	单 位
k_K	输送带边缘处单位宽度的张力	N/mm
k_M	输送带中心区域的单位宽度的张力	N/mm
k_N	输送带名义拉断强度	N/mm
$k_{N,min}$	输送带最小名义拉断强度	N/mm
h_{rel}	输送带的垂度(托辊组间输送带最大下垂量与托辊组间距之比)	—
k_t	输送带接头基准疲劳强度(考虑输送带接头的强度降低的输送带拉断强度)	N/mm
$k_{t,rel}$	输送带接头相对基准疲劳强度	—
Δk	输送带边缘和输送带中心区域单位带宽上的张力的差值	N/mm
l	区段的长度	m
l_2	中间 2 辊长度(5 辊托辊组)	mm
l_b	加料段导料槽的长度	m
l_{gl}	加料段外导料槽的长度	m
l_K	槽形过渡段输送带边缘的长度	m
l_M	3 辊托辊组的中间辊的长度	mm(m) ^a
l_R	托辊组间距	m
l_{sl}	外侧托辊与物料的接触长度	m
l_{Td}	槽形过渡段的长度	m
$l_{Td,eff}$	钢丝绳芯输送带槽形过渡段的有效长度	m
Δl_{Td}	过渡段的附加长度,钢丝绳芯输送带的 $l_{Td,eff} - l_{Td}$	m
l_w	输送带翻转段的长度	m
m_f	飞轮等效到滚筒周边的等效质量	kg
m_D	滚筒、飞轮(如果设置)、驱动和制动装置等效到滚筒周边的等效质量	kg
m_L	带式输送机线路上的输送带、物料和托辊的等效质量	kg
Σm	带式输送机线路上的输送带、物料和托辊的等效质量与滚筒、驱动和制动装置等效到滚筒周边的等效质量之和	kg
n	带式输送机划分的区段数	—
n_R	带式输送机在稳定运行条件下允许的辊子最大转速	r/min
p_A	与传动滚筒相关的启动系数	—
$p_{A,0}$	与驱动相关的启动系数	—
p_B	与制动滚筒相关的制动系数	—
$p_{B,0}$	与制动相关的制动系数	—
p_D	功率分配系数	—
p_{Gr}	工作面清扫器作用到输送带上的压力	N/mm ²
p_{Gr1}	非工作面清扫器作用到输送带上的压力	N/mm ²

表 1 (续)

符 号	含 义	单 位
p_{sk}	输送带与密封之间的有效单位长度正压力	N/m
p_{Bp}	输送带的许用比压	N/mm ²
p_{Bs}	钢丝绳芯输送带钢丝绳下的许用比压	N/mm ²
q	主要阻力的估计系数	—
q_B	输送带的单位长度质量	kg/m
q_R	托辊旋转部分的单位长度质量	kg/m
$q_{G,i}$	区段上物料的单位长度质量	kg/m
s_1	输送带厚度	mm
s_{Sp}	拉紧滚筒行程	m
v	带速	m/s
v_0	给料到输送带上物料在输送方向的速度	m/s
s_B	制动距离	m
t_1	输送带的钢丝绳间距	mm
t_B	制动时间	s
z_D	传动或制动滚筒的数量	个
z_M	电动机(驱动单元)的数量	个
z_R	区段上(上或下分支)托辊组的数量	组
z_{Tr}	滚筒的数量	个
z_e	区段上(上或下分支)前倾托辊组的数量	组
α	围包角	°或 rad
α_c	凸、凹弧曲线段对应的圆心角	rad
β	用于与物料计算物料横截面积的物料动堆积角的等效堆积角	°
θ	输送物料的动堆积角(安息角)	°
δ	输送倾角(上运时 $\delta > 0$, 下运时 $\delta < 0$)	°
ϵ	侧辊倾斜角(前倾角)	°
φ	有效填充系数	—
φ_{St}	倾斜输送时理论总承载截面积的截面缩减系数	—
φ_{St1}	倾斜输送时承载物料的上部的理论截面积的截面缩减系数	—
λ	托辊组槽角、外侧辊的槽角(4、5 辊托辊组)	°
λ_1	中间 2 辊的槽角(4、5 辊托辊组)	°
μ	输送带与滚筒间的摩擦系数	—
μ_1	输送带与输送物料间的摩擦系数	—
μ_2	输送物料与导料槽侧板间的摩擦系数	—
μ_3	输送带与托辊间的摩擦系数	—

表 1 (续)

符 号	含 义	单 位
μ_4	输送带与清扫器间的摩擦系数	—
μ_5	输送带与密封橡胶间的滑动摩擦系数	—
μ_6	缓冲床与输送带间的摩擦系数	—
ρ	输送物料的堆积密度	kg/m ³
$\Delta\epsilon_K$	相对于输送带自然轴向凹弧段或凸弧段上输送带边缘的附加伸长率(正或负)	—
$\Delta\epsilon_{K\infty}$	很长的曲线段输送带边缘的 $\Delta\epsilon_K$ 的极限值	—
$\Delta\epsilon_M$	相对于输送带自然轴向凹弧段或凸弧段上输送带中心区域的附加伸长率(正或负)	—
$\Delta\epsilon_{M\infty}$	很长的曲线段输送带中心区域的 $\Delta\epsilon_M$ 的极限值	—
$\Delta\epsilon_\infty$	很长的曲线段输送带中心区域与输送带边缘之间的伸长率的差	—
η_1	电动工况电动机轴与滚筒轴之间全部传动环节的总效率	—
η_2	发电工况电动机轴与滚筒轴之间全部传动环节的总效率	—
a 有些计算式中采用括弧内的单位。		

5 体积输送量和质量输送量

5.1 物料理论横截面积

带式输送机的理论体积输送量和质量输送量是由所输送物料在输送带上堆积形成的物料理论横截面积和运行速度所决定的。物料的横截面积则取决于输送物料的动堆积角、托辊组的具体结构型式及装料方式。

本标准在计算理论体积输送量和质量输送量时,假设所输送物料横截面的上表面的轮廓线为抛物线。图 1 为常见槽形 3 辊托辊组支承输送带上的物料横截面。

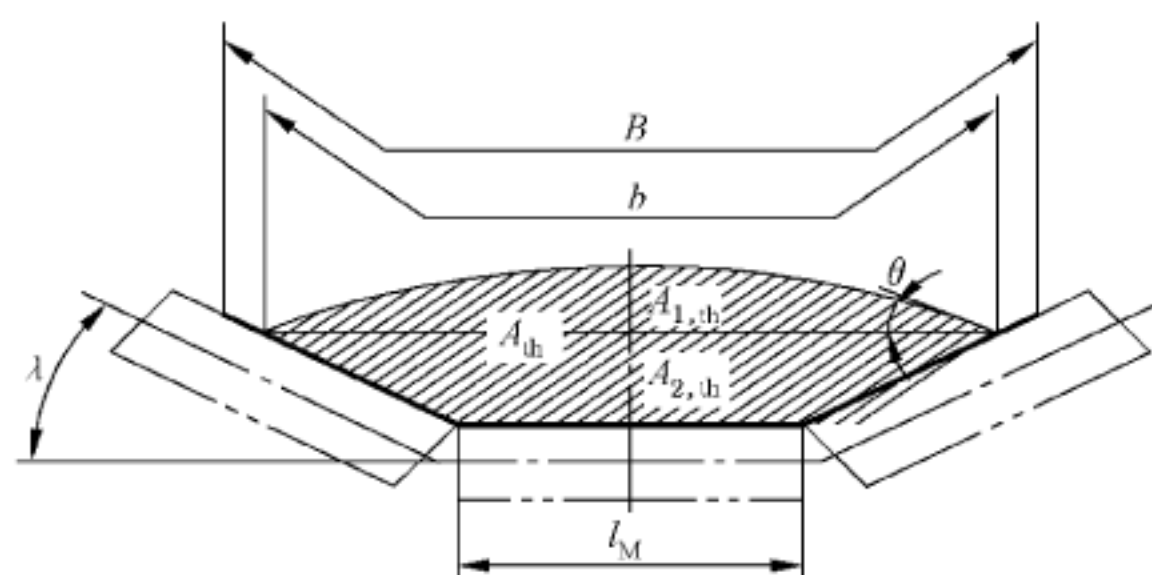


图 1 3 辊托辊组水平输送承载物料的理论横截面

承载物料的理论横截面积由承载托辊组的中间辊子长度 l_M 、槽角 λ 、输送带有效宽度 b 及动堆积角 θ 确定。有效宽度 b 是在输送带宽度上留有一定的空边距以避免输送带撒料的宽度,见式(1)、式(2):

$$b = 0.9B - 50 (\text{当 } B \leq 2\,000) \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$b = B - 250 (\text{当 } B > 2\,000) \quad \dots\dots\dots (2)$$

式中:

B ——带宽,单位为毫米(mm);

b ——输送带有效宽度(理论承载物料的输送带宽度),单位为毫米(mm)。

水平转弯运行的带式输送机由于辊子的倾斜布置可能会减小输送带的有效宽度。

水平布置的带式输送机的3辊托辊组支承输送带承载物料采用动堆积角 θ 计算的理论截面积 A_{th} ,可用截面积 $A_{1,th}$ 与 $A_{2,th}$ 之和来确定(见图1),见式(3)、式(4)、式(5):

$$A_{1,th} = [l_M + (b - l_M) \cos \lambda]^2 \frac{\tan \theta}{6} \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$A_{2,th} = \left[l_M + \frac{b - l_M}{2} \cos \lambda \right] \frac{b - l_M}{2} \sin \lambda \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$A_{th} = A_{1,th} + A_{2,th} \quad \dots\dots\dots (5)$$

式中:

A_{th} ——承载物料的理论横截面积,单位为平方米(m^2);

$A_{1,th}$ ——承载物料的上部的理论横截面积,单位为平方米(m^2);

$A_{2,th}$ ——当 $\theta = 0^\circ$ 时的承载物料理论横截面积(承载物料的下部的截面积),单位为平方米(m^2);

l_M ——3辊托辊组的中间辊的长度,单位为米(m);

θ ——物料的动堆积角,单位为度($^\circ$);

λ ——托辊组槽角,单位为度($^\circ$);

b ——输送带有效宽度(理论承载物料的输送带宽度),单位为米(m)。

当采用等效堆积角 β 计算横截面积 $A_{1,th}$ 时,见式(6):

$$A_{1,th} = [l_M + (b - l_M) \cos \lambda]^2 \frac{\tan \beta}{4} \quad \dots\dots\dots (6)$$

其中, $\beta = \theta / 1.5$ 。

物料的动堆积角取决于所输送的物料的特性和带式输送机的长度、带速等因素。在缺乏动堆积角经验值情况下,可选择:

——对于正常流动性物料,取 $0 \leq \theta \leq 20^\circ$;

——对于流动性较高的物料,则取 $20^\circ \leq \theta \leq 30^\circ$ 。

2辊托辊组承载物料的理论截面积:将 $l_M = 0$ 代入式(3)和式(4)进行计算;

1辊托辊组承载物料的理论截面积:将 $l_M = 0, \lambda = 0$ 代入式(3)和式(4)进行计算。

1辊、2辊、4辊、5辊托辊组承载物料的理论横截面积 A_{th} 的计算参见附录A。

根据承载物料的理论横截面积,理论体积输送量,见式(7):

$$I_{V,th} = A_{th} \cdot v \quad \dots\dots\dots (7)$$

理论质量输送量,见式(8):

$$I_{m,th} = \rho A_{th} \cdot v \quad \dots\dots\dots (8)$$

式中:

$I_{V,th}$ ——理论体积输送量,单位为立方米每秒(m^3/s);

$I_{m,th}$ ——理论质量输送量,单位为千克每秒(kg/s);

v ——带速,单位为米每秒(m/s);

ρ ——输送物料的堆积密度,单位为千克每立方米(kg/m^3)。

5.2 倾斜输送的横截面缩减系数

当带式输送机给料均匀、且水平、直线运行时,带式输送机的理论物料截面可以充分利用。

倾斜输送时,受到物料重力、内摩擦角等因素的影响,图1中的上部面积 $A_{1,th}$ 将缩减。当带式输送机对中良好并均匀给料、输送粒度小的物料;且带式输送机线路上的最大倾角 $\delta_{max} \leq \theta$ 时,上部面积的缩减系数,见式(9):

$$\varphi_{St1} = \frac{\sqrt{\sin^2 \theta - \sin^2 \delta_{\max}}}{\sin \theta} = \sqrt{\frac{\cos^2 \delta_{\max} - \cos^2 \theta}{1 - \cos^2 \theta}} \quad \dots\dots\dots (9)$$

式中:

φ_{St1} ——倾斜输送时承载物料的上部的理论截面积 $A_{1,th}$ 的截面缩减系数,无量纲;

$\delta_{\max}$ ——带式输送机线路上的最大倾角,单位为度($^{\circ}$);

θ ——同式(3)。

倾斜输送的承载物料的理论截面缩减系数 φ_{St} ,见式(10):

$$\varphi_{St} = 1 - \frac{A_{1,th}}{A_{th}}(1 - \varphi_{St1}) \quad \dots\dots\dots (10)$$

式中:

φ_{St} ——倾斜输送时承载物料的理论截面积 A_{th} 的截面缩减系数,无量纲。

在应用式(9)、式(10)时,应注意倾斜输送时的倾角最大只能等于动堆积角 θ 。此时只有截面积 $A_{2,th}$ 用于输送物料。

5.3 设计输送量和有效填充系数

当给定物料的设计质量输送量 $I_{m,N}$ 时,设计体积输送量 $I_{V,N}$,见式(11):

$$I_{V,N} = \frac{I_{m,N}}{\rho} \quad \dots\dots\dots (11)$$

式中:

$I_{m,N}$ ——设计质量输送量,单位为千克每秒(kg/s);

$I_{V,N}$ ——设计体积输送量,单位为立方米每秒(m^3/s)。

所需要的截面积,见式(12):

$$A_N = \frac{I_{V,N}}{v} \quad \dots\dots\dots (12)$$

式中:

A_N ——在设计输送量下需要的承载物料横截面积,单位为平方米(m^2)。

带式输送机的有效填充系数,见式(13):

$$\varphi = \frac{A_N}{A_{th}} \quad \dots\dots\dots (13)$$

式中:

φ ——带式输送机的有效填充系数,无量纲。

有效填充系数 φ 取决于:

- 输送物料的特性;
- 粒度及其组成;
- 动堆积角 θ ;
- 带式输送机的运行条件;
- 给料均匀性;
- 输送机的线路布置;
- 输送倾角;
- 输送能力的储备。

有效填充系数 φ 用以评价理论物料截面积 A_{th} 与设计输送量下所需截面积匹配性。在本标准中,一些计算参数是在有效填充系数为 $0.7 < \varphi < 1.1$ 范围内进行选择,否则,应对所选计算参数进行修正,并且在某些情况下将超出上述的范围,具体数值将依据试验数据和工程师的经验。

设计输送量下的物料单位长度质量,见式(14):

$$q_G = \frac{I_{m,N}}{v} \text{ 或 } q_G = \varphi \rho A_{th} \quad \dots\dots\dots (14)$$

式中:

q_G ——设计输送量下输送带上物料的单位长度质量,单位为千克每米(kg/m)。

设计输送量计算见式(15):

$$I_{m,N} = \frac{Q}{3.6} \quad \dots\dots\dots (15)$$

式中:

Q ——设计输送量,单位为吨每小时(t/h)。

6 稳定运行条件的运行阻力和功率消耗

6.1 计算原则

运行阻力的计算通常是首先估计所用参数(如输送带和托辊的单位长度质量、模拟摩擦系数等)数值的基准值。这些数值应在计算过程中根据实际选择确认或修正。通常应进行反复计算,以达到完全符合具体应用的计算结果。

在稳定运行条件时产生的运行阻力 F_U 是由摩擦力、重力和其他阻力产生的总阻力。带式输送机传动滚筒所需要的功率 P_A 是由上、下分支产生的运行阻力总和与运行速度 v 的乘积得出,见式(16):

$$P_A = \frac{F_U v}{1\,000} \quad \dots\dots\dots (16)$$

式中:

P_A ——稳定运行条件抵抗运行阻力所需的传动滚筒圆周上的总功率,单位为千瓦(kW);

F_U ——上、下分支运行阻力的总和,单位为牛顿(N)。

为了计算运行阻力,将带式输送机运行阻力划分为:

——主要阻力 F_H (见 6.2);

——附加阻力 F_N (见 6.3);

——提升阻力 F_{St} (见 6.4);

——特种阻力 F_S (见 6.5)。

运行阻力之和 F_U 等于从传动滚筒传递到输送带上的滚筒圆周驱动力 F_{Tr} ,见式(17):

$$F_U = \sum_{i=1}^{n_o} F_{U,o,i} + \sum_{i=1}^{n_u} F_{U,u,i} = F_H + F_N + F_{St} + F_S = F_{Tr} \quad \dots\dots\dots (17)$$

式中:

F_{Tr} ——滚筒圆周驱动力的总和,单位为牛顿(N);

$F_{U,o,i}$ 、 $F_{U,u,i}$ ——分别为上、下分支、区段 i 上运行阻力,单位为牛顿(N);

n_o 、 n_u ——分别为上、下分支划分的区段数。

阻力应以分段形式确定。分段的原则是在每个区段上具有相同的计算参数,例如:带式输送机的上分支、下分支,区段上的倾角 δ_i 、模拟摩擦系数 f_i 和单位长度物料的质量 $q_{G,i}$,以及托辊旋转部分的单位长度质量 $q_{R,i}$ 。考虑到方便计算机编程计算,在阻力计算中,可以采用从带式输送机的尾部到头部进行编号,脚标 i 为区段的序号,脚标 o 表示上分支、 u 表示下分支(见图 2),将滚筒作为单独的区段编号。在后面的描述中,为了表达统一,将滚筒编号用脚标 j 表示,脚标 $T1$ 为相遇点、 $T2$ 为分离点。(见图 5 和图 6)。

6.2 主要阻力

6.2.1 主要阻力的计算

主要阻力发生在所有的带式输送机的输送线路的整个长度上。它包括：托辊旋转阻力、输送带压陷滚动阻力、输送带弯曲阻力和物料内摩擦阻力等。主要阻力应在各个区段上分别计算。

为了简化区段阻力的计算，按照阻力与运动载荷为线性关系来分别计算上、下分支每个区段主要阻力 $F_{H,i}$ ，见式(18)：

$$F_{H,i} = l_i f_i g [q_{R,i} + (q_B + q_{G,i}) \cos \delta_i] \quad \dots\dots\dots (18)$$

式中：

$F_{H,i}$ ——区段 i 上的主要阻力，单位为牛顿(N)；

l_i ——区段 i 的长度，单位为米(m)；

f_i ——区段 i 上的模拟摩擦系数，无量纲；

$q_{R,i}$ ——区段 i 上托辊旋转部分的单位长度质量，单位为千克每米(kg/m)；

q_B ——输送带的单位长度质量，单位为千克每米(kg/m)；

$q_{G,i}$ ——区段 i 上物料的单位长度质量，单位为千克每米(kg/m)；

δ_i ——区段 i 的输送倾角，单位为度(°)；

g ——重力加速度，单位为米每二次方秒(m/s^2)。

在确定输送带张力时，必需确定上、下分支区段主要阻力 $F_{H,o,i}$ 、 $F_{H,u,i}$ (见 8.3)。

带式输送机的主要阻力是上、下分支主要阻力 $F_{H,o}$ 、 $F_{H,u}$ 之和，见式(19)：

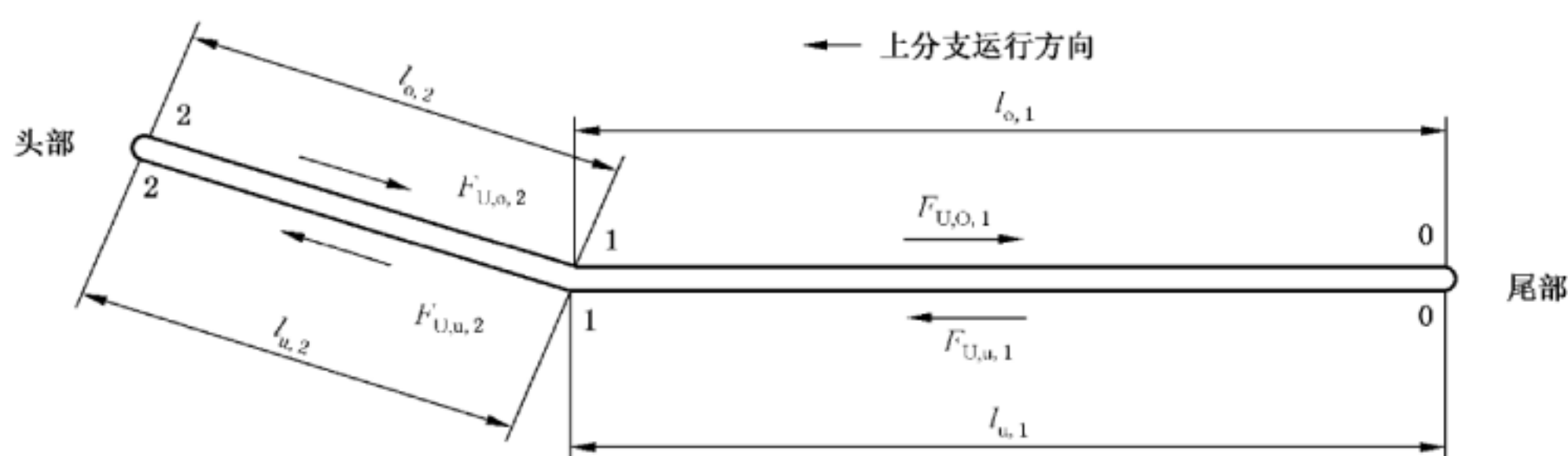
$$F_H = \sum_{i=1}^{n_o} F_{H,o,i} + \sum_{i=1}^{n_u} F_{H,u,i} = F_{H,o} + F_{H,u} \quad \dots\dots\dots (19)$$

式中：

F_H ——总的上、下分支主要阻力，单位为牛顿(N)；

$F_{H,o,i}$ 、 $F_{H,u,i}$ ——分别为上、下分支区段 i 上主要阻力，单位为牛顿(N)；

$F_{H,o}$ 、 $F_{H,u}$ ——分别为上、下分支主要阻力的和，单位为牛顿(N)。



说明：

0、1、2 ——输送机线路特征点；

$l_{o,1}$ 、 $l_{o,2}$ 、 $l_{u,1}$ 、 $l_{u,2}$ ——分别为上分支、下分支区段 1、2 的长度；

$F_{U,o,1}$ 、 $F_{U,o,2}$ 、 $F_{U,u,1}$ 、 $F_{U,u,2}$ ——分别为上分支、下分支区段 1、2 上运行阻力。

图 2 区段划分和稳定工况下的各段运行阻力

计算各区段主要阻力时，物料的有效填充系数应在 $0.7 < \varphi < 1.1$ 的范围内。否则，应对本标准所给出的计算参数的基准值进行修正。

在带式输送机线路中含有上运和下运区段时，应在极端载荷条件(给料不均匀、部分载荷和空载)下计算主要阻力，因为在这种情况下阻力之和可能大大超过稳定运行条件下的阻力。

6.2.2 模拟摩擦系数的确定

选择模拟摩擦系数 f_i 比主要阻力的计算更为重要,因为它决定了主要阻力。特别是对于提升阻力较小的带式输送机尤为重要。表 2 中给出的模拟摩擦系数 f_i 值可以用作上、下分支主要阻力计算。

如没有测量值或经验值,或仅有粗略的设备参数,可根据表 2 中运行条件和结构特性选取模拟摩擦系数 f 的基准值。这些基准值是通过对上、下分支大量的测量及下列限制条件总结得出的:

- 上分支为 3 辊固定式托辊组;
- 辊子采用滚动轴承和迷宫式密封;
- 输送带垂度 $h_{rel} \leq 0.01$;
- 有效填充系数为 $0.7 < \varphi < 1.1$ 。

在实际设计中,为保证有较高的安全性,对于驱动装置为发电运转方式,采用较小的模拟摩擦系数 f ;对于驱动装置为电动运转方式,采用较大的模拟摩擦系数 f 。

如果计算精确度要求不高,可以采用此模拟摩擦系数 f ,按式(18)计算主要阻力。

表 2 模拟摩擦系数 f 的基准值(有效填充系数为 $0.7 < \varphi < 1.1$)

特征	特征程度		
输送物料的内摩擦	中等	低	高
带式输送机的对中性	中等	好	差
输送带张力	中等	高	低
运行条件(粉尘,黏性)	中等	好	差
托辊直径/mm	108~159	>159	<108
上分支托辊组间距/m	1.0~1.5	<1.0	>1.5
下分支托辊组间距/m	2.5~3.5	<2.5	>3.5
带速/(m/s)	4~6	<4	>6
槽角/(°)	25~35	<25	>35
环境温度/°C	15~25	>25	<15
模拟摩擦系数 f	基准值 ≈ 0.020	导致	
		模拟摩擦系数 f 减小至	模拟摩擦系数 f 增大至
		0.010	0.040

6.2.3 考虑温度和带速的模拟摩擦系数的修正方法

当考虑温度和带速的影响对模拟摩擦系数进行修正时,首先用表 3 确定模拟摩擦系数 f_{base} 的基准值。

不同带速下的模拟摩擦系数的修正量,见式(20):

$$\Delta f_s = 0.02 \cdot (c_s - 1) \dots\dots\dots (20)$$

式中:

- Δf_s ——与带速相关的模拟摩擦系数的修正量,无量纲;
- c_s ——由表 4 给出的模拟摩擦系数的速度修正系数,无量纲。

不同工作温度下的模拟摩擦系数的修正量,见式(21):

$$\Delta f_T = 0.02 \cdot (c_T - 1) \dots\dots\dots (21)$$

式中：

Δf_T ——与温度相关的模拟摩擦系数的修正量，无量纲；

c_T ——由表 5 给出的模拟摩擦系数的温度修正系数，无量纲。

表 3 模拟摩擦系数 f_{base} 的基准值

安装情况	工作条件	模拟摩擦系数 f_{base}
水平、向上输送及向下输送的电动工况，带速 5 m/s	良好的工作条件，托辊转动灵活，输送物料的内摩擦较小，良好的安装与维护	0.017
	正常的安装，通常的物料	0.02
	不好的工作条件，低温，物料的内摩擦高，物料超载，维护差	0.023~0.030
下运发电工况，带速 5 m/s	制造、安装正常，电动机为发电运行条件	0.012~0.016

表 4 速度修正系数 c_s

带速 $v/(m/s)$	2	3	4	5	6
系数 c_s	0.80	0.85	0.90	1.00	1.10

表 5 温度修正系数 c_T

温度/ $^{\circ}\text{C}$	+20	0	-10	-20	-30
系数 c_T	1.00	1.07	1.17	1.28	1.47

修正的模拟摩擦系数，见式(22)：

$$f = f_{\text{base}} + \Delta f_s + \Delta f_T \quad \dots\dots\dots (22)$$

式中：

f_{base} ——模拟摩擦系数的基准值，无量纲。

应用式(21)修正的模拟摩擦系数是偏于保守的。精确的模拟摩擦系数取决于实际所采用的输送带的类型和输送机的结构设计。当带速或温度不是表 4 或表 5 中的数值时，可以通过插值法计算修正量。

6.2.4 通过托辊转动阻力和压陷滚动阻力测量确定主要阻力的方法

为了保证带式输送机性能的同时最小化设备和运营成本，应精确确定模拟摩擦系数 f 值。模拟摩擦系数 f_i 主要是由托辊转动阻力和输送带的压陷滚动阻力确定。当输送带垂度相对较大时，输送物料的挤压阻力也会占较大比例。当测得托辊转动阻力和压陷滚动阻力时，可用下面的方法估算主要阻力。

在有效填充系数为 $0.7 \leq \varphi \leq 1.1$ 情况下，承载区段（一般情况下是上分支区段）输送带的压陷滚动阻力和托辊转动阻力之和的正常值在主要阻力中占 50%~85%，平均值为 70%。空载区段（一般情况下是下分支区段）约为主要阻力的 90%。

承载区段的单位长度主要阻力，见式(23)：

$$F_{H,i} = \frac{1}{q_o} (F_{R,i} + F_{E,i}) \quad \dots\dots\dots (23)$$

空载区段的单位长度主要阻力，见式(24)：

$$F_{H,i} = \frac{1}{q_u}(F_{R,i} + F_{E,i}) \dots\dots\dots (24)$$

式中：

$F_{H,i}$ ——区段单位长度主要阻力,单位为牛顿每米(N/m)；

$q_o、q_u$ ——分别为承载区段和空载区段主要阻力的估计系数,无量纲；

$F_{R,i}$ ——根据测试结果得出的区段单位长度托辊转动阻力,单位为牛顿每米(N/m)；

$F_{E,i}$ ——根据测试结果得出的区段单位长度压陷滚动阻力,单位为牛顿每米(N/m)。

其中, $0.5 \leq q_o \leq 0.85$, 平均 $q_o = 0.7, q_u = 0.9$ 。

表 6 为估算系数 q_o 的准则。

应用式(23)和式(24)可以检验式(18)中的模拟摩擦系数 f_i 的合理性,以计算主要阻力,可能将模拟摩擦系数调整为其他值。

表 6 在有效填充系数为 $0.7 \leq \varphi \leq 1.1$ 下系数 q_o 的基准值

特 征	特 征 程 度 分 类		
输送带垂度 h_{rel}	中等	小,且 ≤ 0.01	大
输送物料内摩擦	中等	高	低
托辊转动阻力	中等	低	高
压陷滚动阻力	中等	低	高
系数 q_o	基准值 ≈ 0.7	计 算	
		减 少	增 加
		系数 q_o 达到	
		0.5	0.85

6.3 附加阻力

6.3.1 计算原则

附加阻力是在带式输送机的某些区域上的摩擦阻力和惯性阻力。附加阻力包括：

——加料段输送物料的惯性阻力和(或)输送物料与输送带间摩擦阻力 F_{bA} ；

——加料段输送带与导料槽裙板密封的摩擦阻力 F_{Sk} ；

——加料段输送物料与导料槽侧板间的摩擦阻力 F_f ；

——输送带绕经滚筒的弯曲阻力 F_l 和滚筒轴承阻力 F_t 。

附加阻力按式(25)在各区段 i 上计算：

$$F_{N,i} = F_{bA,i} + F_{Sk,i} + F_{f,i} + F_{l,i} + F_{t,i} \dots\dots\dots (25)$$

总的附加阻力 F_N 是上、下分支的附加阻力 $F_{N,o}、F_{N,u}$ 之和,见式(26)：

$$\begin{aligned} F_N &= \sum_{i=1}^{n_o} F_{N,o,i} + \sum_{i=1}^{n_u} F_{N,u,i} \\ &= \sum_{i=1}^{n_o} (F_{bA,o,i} + F_{Sk,o,i} + F_{f,o,i} + F_{l,o,i} + F_{t,o,i}) + \sum_{i=1}^{n_u} (F_{bA,u,i} + F_{Sk,u,i} + F_{f,u,i} + F_{l,u,i} + F_{t,u,i}) \\ &= F_{N,o} + F_{N,u} \dots\dots\dots (26) \end{aligned}$$

式中：

F_N ——总的附加阻力,单位为牛顿(N)；

- $F_{N,o,i}$ 、 $F_{N,u,i}$ ——分别为上、下分支区段 i 上的附加阻力,单位为牛顿(N);
- $F_{N,o}$ 、 $F_{N,u}$ ——分别为上、下分支的附加阻力,单位为牛顿(N);
- $F_{b\Lambda,o,i}$ 、 $F_{b\Lambda,u,i}$ ——分别为上、下分支区段 i 上的加料段输送物料的惯性阻力和(或)输送物料与输送带间摩擦阻力,单位为牛顿(N);
- $F_{Sk,o,i}$ 、 $F_{Sk,u,i}$ ——分别为上、下分支区段 i 上的加料段导料槽裙板密封的摩擦阻力,单位为牛顿(N);
- $F_{f,o,i}$ 、 $F_{f,u,i}$ ——分别为上、下分支区段 i 上的加料区物料加速段输送物料与导料槽侧板间的摩擦阻力,单位为牛顿(N);
- $F_{l,o,i}$ 、 $F_{l,u,i}$ ——分别为上、下分支区段 i 上的输送带包围滚筒的输送带弯曲阻力,单位为牛顿(N);
- $F_{t,o,i}$ 、 $F_{t,u,i}$ ——分别为上、下分支区段 i 上的滚筒轴承阻力,单位为牛顿(N)。

6.3.2 加料段输送物料的惯性阻力和输送物料与输送带间摩擦阻力

加料段输送物料的惯性阻力和输送物料与输送带间摩擦阻力体现为所输送物料的动量变化,见式(27)确定:

$$F_{b\Lambda} = I_{m,N}(v - v_0) \quad \dots\dots\dots (27)$$

式中:

$I_{m,N}$ ——设计质量输送量,单位为千克每秒(kg/s);

v_0 ——给料到输送带上物料在输送方向的速度,单位为米每秒(m/s)。

给料到输送带上物料在输送方向的速度 v_0 通常取为 0。也可以根据转载物料的下落高度与下落过程进行计算,应注意转载溜槽相对输送带的方向。

6.3.3 加料段导料槽裙板密封的摩擦阻力

加料段导料槽裙板密封作用在输送带上的正压力所产生的阻力,见式(28):

$$F_{Sk} = 2\mu_5 \cdot p_{Sk} \cdot l_b \quad \dots\dots\dots (28)$$

式中:

μ_5 ——输送带与裙板密封橡胶间的滑动摩擦系数,无量纲;

p_{Sk} ——输送带与裙板密封橡胶之间的有效单位长度正压力,单位为牛顿每米(N/m);

l_b ——加料段导料槽的长度,单位为米(m)。

通常,输送带与裙板密封橡胶间的滑动摩擦系数为 $\mu_5 = 1$;输送带与裙板密封橡胶之间的有效单位长度正压力为 $p_{Sk} = 30 \text{ N/m} \sim 50 \text{ N/m}$ 。当导料槽不与输送带接触时,此阻力为 0。

6.3.4 加料段输送物料与导料槽侧板间的摩擦阻力

对于 3 辊托辊组布置的给料点,如图 3。给料速度为 $0 \leq v_0 \leq v$,且 $b_{Sch} > l_M$;物料加速区内输送物料与导料槽侧板间的摩擦阻力的计算,见式(29):

$$F_f = c_{Schb} \cdot c_{Rank} \left[\frac{2I_{m,N}}{(v + v_0)\rho} - (b_{Sch}^2 - l_M^2) \frac{\tan\lambda}{4} \right]^2 \frac{\rho g l_b \mu_2}{b_{Sch}^2} \quad \dots\dots\dots (29)$$

导料槽的长度 l_b ,应见式(30):

$$l_b > l_{b,min} = \frac{v^2 - v_0^2}{2g\mu_1} \quad \dots\dots\dots (30)$$

主动侧压力系数,见式(31):

$$c_{Rank} = \tan^2 \left(45^\circ - \frac{\theta}{2} \right) \quad \dots\dots\dots (31)$$

式中：

μ_1 ——输送带与输送物料间的摩擦系数，无量纲；

μ_2 ——输送物料与导料槽侧板间的摩擦系数，无量纲；

b_{Sch} ——导料槽间的净宽，单位为米(m)；

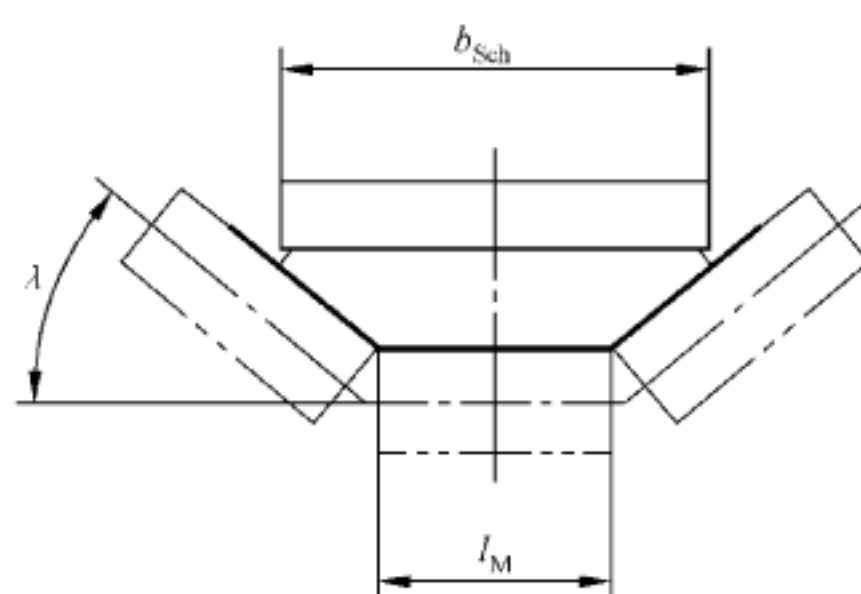
$l_{b, min}$ ——导料槽的最小长度，单位为米(m)；

l_M ——3 辊托辊组的中间辊子的长度，单位为米(m)；

c_{Schb} ——加料段内由于物料扰动引起的附加阻力的系数，无量纲；

c_{Rank} ——主动侧压力系数，无量纲。

当 $b_{Sch} \leq l_M$ 时，将 $l_M = b_{Sch}$ 代入式(29)进行计算；



说明：

l_M ——3 辊托辊组的中间辊子的长度；

b_{Sch} ——导料槽间的净宽；

λ ——槽角。

图 3 导料槽断面

对于 2 辊托辊组，将 $l_M = 0$ 代入式(29)进行计算。

对于 1 辊托辊组，将 $l_M = b_{Sch}$ 代入式(29)进行计算。

其他类型的托辊布置(如 5 辊托辊组)，按下面的方法进行计算：

- 依据体积输送量和给料段内输送物料速度 $(v + v_0)/2$ 确定物料与导料槽侧板接触高度；
- 确定散料流作用到导料槽侧板上的压力，如果需要，乘上 c_{Schb} 和 c_{Rank} ；
- 由侧板面上平均压力、摩擦系数和物料与导料槽侧板的接触面积求出摩擦阻力。

对于常规设计的带式输送机，可取：

$$c_{Schb} \ c_{Rank} = 1$$

通常，物料和输送带之间的摩擦系数为 $\mu_1 = 0.5 \sim 0.7$ ；物料与导料槽侧板之间的摩擦系数为 $\mu_2 = 0.5 \sim 0.7$ 。

6.3.5 输送带绕经滚筒的弯曲阻力和滚筒轴承阻力

输送带绕经滚筒的弯曲将产生能量损耗，且滚筒轴承的摩擦与润滑也产生能量消耗。

对于织物芯输送带，弯曲阻力 F_1 ，见式(32)：

$$F_1 = 9B \left(140 + 0.01 \times \frac{F_D}{B} \right) \cdot \frac{s_1}{D} \quad \dots\dots\dots (32)$$

对于钢丝绳芯输送带，弯曲阻力 F_1 ，见式(33)：

$$F_1 = 12B \left(200 + 0.01 \times \frac{F_D}{B} \right) \cdot \frac{s_1}{D} \quad \dots\dots\dots (33)$$

式中:

B ——带宽,单位为米(m);

F_D ——滚筒上平均输送带张力,单位为牛顿(N),见式(34):

$$F_D = (F_{T1} + F_{T2})/2 \quad \dots\dots\dots (34)$$

式中:

F_{T1} ——输送带与滚筒相遇点的张力,单位为牛顿(N);

F_{T2} ——输送带与滚筒分离点的张力,单位为牛顿(N);

s_1 ——输送带厚度,单位为毫米(mm);

D ——滚筒直径,单位为毫米(mm)。

滚筒轴承阻力 F_t ,见式(35):

$$F_t = 0.005 \frac{d_0}{D} \cdot F_v \quad \dots\dots\dots (35)$$

式中:

F_v ——作用在滚筒上输送带的张力和滚筒旋转部分重力的合力,单位为牛顿(N);

d_0 ——滚筒上的轴承内径,单位为毫米(mm)。

传动滚筒的轴承阻力不影响输送带的张力,但产生功率消耗。

对于简单布置带式输送机,输送带绕过滚筒时的弯曲阻力和非传动滚筒的轴承阻力与其他附加阻力相比小到可以忽略不计。当带式输送机的滚筒数量较多时(特别是在计算输送带张力时),有时应计入输送带绕过滚筒时的弯曲阻力和非传动滚筒的轴承阻力。

6.3.6 用附加阻力系数确定总附加阻力

附加阻力还可以通过附加阻力系数计算,但该方法存在计算精度较低、输送带张力计算时张力闭合困难等问题。但其计算过程简单,适用于计算精度要求不高、且简单布置的带式输送机,具体方法参见附录 B。

6.4 提升阻力

提升阻力由输送带和物料的重力产生。在计算输送带张力时,需要上、下分支区段的提升阻力 $F_{St,o,i}$ 、 $F_{St,u,i}$ (见 8.3)。提升阻力按式(36)在各区段 i 上计算:

$$F_{St,i} = h_i g (q_B + q_{G,i}) \quad \dots\dots\dots (36)$$

带式输送机的总提升阻力 F_{St} 为上、下分支的提升阻力 $F_{St,o}$ 、 $F_{St,u}$ 之和,见式(37)和式(38):

$$F_{St} = \sum_{i=1}^{n_o} F_{St,o,i} + \sum_{i=1}^{n_u} F_{St,u,i} = F_{St,o} + F_{St,u} \quad \dots\dots\dots (37)$$

$$h_i = l_i \sin \delta_i \quad \dots\dots\dots (38)$$

式中:

F_{St} ——总提升阻力,单位为牛顿(N);

$F_{St,o,i}$ 、 $F_{St,u,i}$ ——分别为上、下分支区段 i 的提升阻力,单位为牛顿(N);

$F_{St,o}$ 、 $F_{St,u}$ ——分别为上、下分支的提升阻力,单位为牛顿(N);

h_i ——区段 i 的高差,单位为米(m);

l_i ——区段 i 的长度,单位为米(m);

δ_i ——区段 i 的倾角,单位为度(°)。

带式输送机上运时: $h_i > 0$; $\delta_i > 0$; 带式输送机下运时: $h_i < 0$; $\delta_i < 0$ 。

6.5 特种阻力

6.5.1 计算原则

特种阻力只有在采用相关的布置或设计时才会产生。特种阻力可以分为以下几种：

- 前倾阻力 F_{ϵ} ；
- 加料段外输送物料与导料槽侧板间的摩擦阻力 F_{gl} ；
- 加料段外输送带与导料槽裙板密封间的摩擦阻力 F_{Sk1} ；
- 在带式输送机线路上设置转载物料装置的阻力 F_p ；
- 缓冲床(滑动床)摩擦阻力 F_{sbn} ；
- 工作面清扫器的摩擦阻力 F_r ；
- 非工作面清扫器阻力 F_{rl} ；
- 凸、凹弧曲线段的附加阻力 F_w 。

在计算输送带张力时,需要上、下分支区段的特种阻力 $F_{S,o,i}$ 、 $F_{S,u,i}$ (见 8.3)。特种阻力按式(39)在各区段 i 上计算：

$$F_{S,i} = F_{\epsilon,i} + F_{gl,i} + F_{Sk,i} + F_{p,i} + F_{sbn,i} + F_{r,i} + F_{rl,i} + F_{w,i} \dots\dots\dots (39)$$

总的特种阻力 F_S 为上、下分支的特种阻力 $F_{S,o}$ 、 $F_{S,u}$ 之和,见式(40)：

$$\begin{aligned} F_S &= \sum_{i=1}^{n_o} F_{S,o,i} + \sum_{i=1}^{n_u} F_{S,u,i} \\ &= \sum_{i=1}^{n_o} (F_{\epsilon,o,i} + F_{gl,o,i} + F_{Sk1,o,i} + F_{p,o,i} + F_{sbn,o,i} + F_{r,o,i} + F_{rl,o,i} + F_{w,o,i}) + \\ &\quad \sum_{i=1}^{n_u} (F_{\epsilon,u,i} + F_{gl,u,i} + F_{Sk1,o,i} + F_{p,u,i} + F_{sbn,u,i} + F_{r,u,i} + F_{rl,u,i} + F_{w,u,i}) \\ &= F_{S,o} + F_{S,u} \dots\dots\dots (40) \end{aligned}$$

式中：

- F_S ——总的特种阻力,单位为牛顿(N)；
- $F_{S,o}$ 、 $F_{S,u}$ ——分别为上、下分支的特种阻力,单位为牛顿(N)；
- $F_{\epsilon,o,i}$ 、 $F_{\epsilon,u,i}$ ——分别为上、下分支区段 i 的前倾阻力,单位为牛顿(N)；
- $F_{gl,o,i}$ 、 $F_{gl,u,i}$ ——分别为上、下分支区段 i 的加料段外输送物料与导料槽侧板间的摩擦阻力,单位为牛顿(N)；
- $F_{Sk1,o,i}$ 、 $F_{Sk1,o,i}$ ——分别为上、下分支区段 i 的加料段外导料槽裙板密封的摩擦阻力,单位为牛顿(N)；
- $F_{p,o,i}$ 、 $F_{p,u,i}$ ——分别为上、下分支区段 i 的卸料器的摩擦阻力,单位为牛顿(N)；
- $F_{sbn,o,i}$ 、 $F_{sbn,u,i}$ ——分别为上、下分支区段 i 的缓冲床(滑动床)摩擦阻力,单位为牛顿(N)；
- $F_{r,o,i}$ 、 $F_{r,u,i}$ ——分别为上、下分支区段 i 的工作面清扫器的摩擦阻力,单位为牛顿(N)；
- $F_{rl,o,i}$ 、 $F_{rl,u,i}$ ——分别为上、下分支区段 i 的非工作面清扫器的摩擦阻力,单位为牛顿(N)；
- $F_{w,o,i}$ 、 $F_{w,u,i}$ ——分别为上、下分支区段 i 的凸、凹弧曲线段的附加阻力,单位为牛顿(N)。

6.5.2 前倾阻力

前倾阻力是由侧辊的倾斜布置产生的,它取决于物料和输送带作用在前倾辊子上的正压力、输送带与托辊间的摩擦系数 μ_3 、带式输送机的倾角 δ_i 和前倾角 ϵ_i 。在区段 i 上的前倾阻力 $F_{\epsilon,i}$ 是作用在各个前倾辊子的阻力之和,见式(41)：

$$F_{e,i} = \frac{z_{e,i}}{z_{R,i}} l_i c_{e,i} \mu_3 |\sin \epsilon_i| \cos \delta_i g (q_B + q_{G,i}) \quad \dots\dots\dots (41)$$

式中:

$z_{R,i}$ ——区段 i 上的托辊组数量,组;

$z_{e,i}$ ——区段 i 上的前倾托辊组数量,组;

ϵ_i ——区段 i 上的托辊前倾角,单位为度($^\circ$);

μ_3 ——输送带与托辊间的摩擦系数,无量纲;

$c_{e,i}$ ——前倾阻力的计算系数,无量纲。

输送带与托辊之间的摩擦系数 μ_3 取决于槽角 λ 。若槽角 $\lambda > 5^\circ$,可取 $\mu_3 = 0.5$ 。

式(41)中参数 $c_{e,i}$ 与托辊组的布置有关,还与物料堆积的几何状态有关。对于 3 辊托辊组布置(3 辊等长),输送物料的有效填充系数为 $0.7 < \varphi < 1.1$ 时,见式(42):

$$c_e = 0.5 - \frac{45 - \lambda}{150} (20^\circ \leq \lambda \leq 45^\circ) \quad \dots\dots\dots (42)$$

2 辊托辊组(无载荷),见式(43):

$$c_e = \cos \lambda \quad \dots\dots\dots (43)$$

6.5.3 加料段外导料槽裙板密封的摩擦阻力

加料段外导料槽裙板密封作用在输送带上的正压力所产生的阻力,见式(44):

$$F_{Sk1} = 2\mu_5 \cdot p_{Sk} \cdot l_{gl} \quad \dots\dots\dots (44)$$

式中:

l_{gl} ——加料区外导料槽侧板长度,单位为米(m)。

通常,输送带与裙板密封橡胶间的滑动摩擦系数为 $\mu_5 = 1$;输送带与裙板密封之间的有效单位长度上的正压力为 $p_{Sk} = 30 \text{ N/m} \sim 50 \text{ N/m}$ 。当导料槽不与输送带接触时,此阻力为 0。

6.5.4 加料段外输送物料与导料槽侧板间的摩擦阻力

3 辊托辊组布置(见图 3)时,当 $b_{Sch} > l_M$,输送物料与导料槽侧板间的摩擦阻力,见式(45):

$$F_{gl} = c_{Rank} \left[\frac{I_{m,N}}{v\rho} - (b_{Sch}^2 - l_M^2) \frac{\tan \lambda}{4} \right]^2 \frac{\rho g l_{gl} \mu_2}{b_{Sch}^2} \quad \dots\dots\dots (45)$$

一般情况下,物料和导料槽侧板的摩擦系数为 $\mu_2 = 0.5 \sim 0.7$ 。

当 $b_{Sch} \leq l_M$ 时,将 $b_{Sch} = l_M$ 代入式(45)计算。

2 辊托辊组时,将 $l_M = 0$ 代入式(45)计算。

1 辊托辊组时,将 $l_M = b_{Sch}$ 代入式(45)计算。

加料段外输送物料与导料槽侧板间的摩擦阻力与加料段输送物料与导料槽侧板间的摩擦阻力的计算方法基本相同,只是料流已经稳定,在式(45)中没有式(29)中的系数 c_{Schb} 。其他类型的托辊布置(如 5 辊托辊组)可参考 6.3.4 中的方法进行计算。

6.5.5 带式输送机线路上设置物料转载装置的阻力

在特殊情况下,如果在带式输送机的输送线路上从侧向卸载物料时,例如采用犁式卸料器,则产生卸料阻力,将其作为特种阻力,见式(46):

$$F_p = BK_a \quad \dots\dots\dots (46)$$

式中:

K_a ——刮板系数,单位为牛顿每米(N/m);通常取 $K_a = 1\,500 \text{ N/m}$ 。

6.5.6 缓冲床(滑动床)摩擦阻力

当用固定的滑动面(缓冲床)或滑动床支承输送带和物料时,滑动阻力随湿度、物料和输送带覆盖层的不同而变化,缓冲床阻力计算,见式(47):

$$F_{\text{sbn}} = l_i \mu_6 g (q_B + q_{G,i}) \dots\dots\dots (47)$$

式中:

μ_6 ——缓冲床与输送带间的摩擦系数,见表7,无量纲。

当计算缓冲床摩擦阻力时,在缓冲床区段不再计算主要阻力,即主要阻力为0。

表7 输送带与不同缓冲床材料间的摩擦系数

滑动材料	滑动摩擦系数 μ_6
钢铁	0.64~0.84
聚乙烯	0.56
聚氨酯	0.60~0.67

6.5.7 工作面清扫器的摩擦阻力

在使用刮板型工作面清扫器时,每个清扫器的摩擦阻力,见式(48):

$$F_r = \mu_4 \cdot p_{Gr} \cdot A_{Gr} \dots\dots\dots (48)$$

式中:

μ_4 ——输送带与清扫器间的摩擦系数,无量纲;

p_{Gr} ——工作面清扫器作用到输送带上的压力,单位为牛顿每平方米(N/mm²);

A_{Gr} ——工作面清扫器和输送带之间的有效接触面积,单位为平方毫米(mm²)。

通常,清扫器作用到输送带上的压力为 $p_{Gr} = 0.03\text{N/mm}^2 \sim 0.1\text{N/mm}^2$;清扫器与输送带间的摩擦系数为 $\mu_4 = 0.6 \sim 0.7$ 。

6.5.8 非工作面清扫器阻力

非工作面清扫器通常设置在改向滚筒前,其作用是清扫输送带与滚筒的接触面,以避免物料颗粒进入输送带和滚筒之间,其摩擦阻力的计算可采用工作面清扫器阻力类似的计算式,但需注意,其与输送带的接触压力小于工作面清扫器,见式(49):

$$F_{rl} = \mu_4 \cdot p_{Gr1} \cdot A_{Gr1} \dots\dots\dots (49)$$

式中:

p_{Gr1} ——非工作面清扫器作用到输送带上的压力,单位为牛顿每平方米(N/mm²);

A_{Gr1} ——非工作面清扫器和输送带之间的有效接触面积,单位为平方毫米(mm²)。

通常,非工作面清扫器作用到输送带上的压力 $p_{Gr1} = 0.01\text{N/mm}^2 \sim 0.03\text{N/mm}^2$;清扫器与输送带间的摩擦系数 $\mu_4 = 0.6 \sim 0.7$ 。

注:非工作面清扫器阻力为工作面清扫器的阻力1/2左右。

6.5.9 凸、凹弧曲线段的附加阻力的近似计算

带式输送机的凸弧段在输送带的张力作用下托辊上的正压力增大,运行阻力增加;凹弧段在输送带张力作用下托辊上的正压力减小,运行阻力减小。凸、凹弧曲线段的附加弯曲阻力的近似计算见式(50):

$$F_w = \pm f(F_{c1} + F_{c2})\sin(\alpha_c/2) \dots\dots\dots (50)$$

式中：

α_c ——凸、凹弧曲线段对应的圆心角，单位为弧度(rad)；

F_{c1} ——凸、凹弧曲线段起始点的输送带张力，单位为牛顿(N)；

F_{c2} ——凸、凹弧曲线段终止点的输送带张力，单位为牛顿(N)。

注：凸弧为“+”、凹弧为“-”。

6.6 带式输送机运行阻力总和的计算方法

6.6.1 带式输送机运行阻力总和计算方法的分类

带式输送机运行阻力总和可以分为阻力叠加法和迭代计算方法两种计算方法。

6.6.2 阻力叠加法

分别计算带式输送机的各种阻力，将他们叠加在一起得出带式输送机总的阻力(驱动力)。当忽略与输送带张力有关的阻力时，式(16)为阻力叠加法的计算总运行阻力的计算式。

6.6.3 迭代计算方法

迭代计算方法适用于不忽略与输送带张力有关的阻力的计算，其步骤包括：

- 首先在忽略与输送带张力有关的阻力前提下，通过阻力叠加法式(17)初步计算出总阻力；
- 按 8.2.2 中的式(69)将总的滚筒圆周力分配各滚筒的圆周力；
- 按逐点张力计算方法计算出各点张力和总阻力(与输送带张力有关的阻力和与输送带张力无关的阻力之和)；
- 当前后两次的总阻力的误差不在限定范围内，转 b) 进行下一次迭代计算。误差在限定范围内，得出总阻力和输送带上各点张力。

7 驱动系统的设计计算

7.1 设计计算的内容

驱动系统的设计计算包括：

- 选择驱动装置的位置和数量；
- 确定驱动装置的类型；
- 确定驱动电动机的额定功率；
- 确定需要的制动力(制动和停机)。

7.2 驱动装置位置、驱动电动机的规格和数量

7.2.1 计算原则

只要没有其他影响因素的限制，驱动装置应布置在带式输送机头部和(或)尾部的若干滚筒上，必要时还可布置到带式输送机线路中间的滚筒上，其目的是尽量降低输送带的最大张力。

驱动装置布置的限制因素包括：

- 布置空间；
- 供电条件；

——驱动和制动方案。

为了降低输送带最大张力,驱动装置的类型和布置取决于稳定运行条件下带式输送机的上、下分支所需驱动力 $F_{U,o}$ 、 $F_{U,u}$ 的大小和区段分布;输送带在运行方向的张力变化。驱动力是由式(17)得出的带式输送机各区段的各种阻力相加得出。见式(51):

$$F_U = \sum_{i=1}^{n_o} F_{U,o,i} + \sum_{i=1}^{n_u} F_{U,u,i} = F_{U,o} + F_{U,u} \quad \dots\dots\dots (51)$$

对于具有下运区段和上运区段的带式输送机,当给料不均匀时存在出现极端载荷情况,即仅下运区段或上运区段承载物料,此时的所需总最大驱动力 $F_{U,max}$ 可能会大于稳定运行条件下需要的驱动力 F_U (见 6.2.1),见式(52)和式(53):

$$|F_{U,max}| = |F_{U,o} + F_{U,u}|_{max} \geq |F_U| \quad \dots\dots\dots (52)$$

$$|P_{A,max}| \geq |P_A| \quad \dots\dots\dots (53)$$

当选择驱动的类型时(电动或发电),可将极端运行条件的功率需求作为设计依据,并对驱动装置的热负荷能力进行验算。对于复杂线路带式输送机,有必要分析极端运行条件出现的可能性。

7.2.2 水平和轻微倾斜的带式输送机

此时, $F_{U,o} > 0$, $F_{U,u} > 0$ (上分支物料给料均匀时)。

当仅在头部和(或)尾部设置驱动装置,不设中间驱动时,按照合适的比例将驱动功率分配到头部和(或)尾部,即按上分支和下分支的运行阻力比例分配,可以有效降低输送带最大张力。需要的电动机的总驱动功率,见式(54):

$$P_{M,erf} = \frac{P_{A,max}}{\eta_1} \quad \dots\dots\dots (54)$$

式中:

$P_{M,erf}$ ——需要的驱动电动机总功率,单位为千瓦(kW);

η_1 ——电动机轴与滚筒轴之间全部传动环节的总效率,无量纲。

实际选用的电动机的额定功率为各个电动机额定功率 $P_{M,N,i}$ 之和,见式(55):

$$P_{M,inst} = \sum_{i=1}^{z_M} P_{M,N,i} \quad \dots\dots\dots (55)$$

式中:

z_M ——电动机(驱动单元)的数量,个;

$P_{M,N,i}$ ——第 i 个驱动单元上的电动机额定功率,单位为千瓦(kW);

$P_{M,inst}$ ——实际选用的电动机的额定功率,单位为千瓦(kW)。

选用原则:选用电动机的功率要大于所需功率,见式(56):

$$P_{M,inst} \geq P_{M,erf} \quad \dots\dots\dots (56)$$

7.2.3 上运带式输送机

此时, $F_{U,o} > 0$, $F_{U,u} \leq 0$ (上分支物料给料均匀时)。

如果不设置中间驱动,则全部驱动装置布置在头部能够将输送带最大张力降到最低。

$P_{M,erf}$ 和 $P_{M,inst}$ 可以用式(54)、式(55)和式(56)计算。

7.2.4 下运带式输送机

此时, $F_{U,o} \leq 0$, $F_{U,u} > 0$ (上分支物料给料均匀时)。

只有驱动装置布置在带式输送机尾部,才能将输送带最大张力降到最低。大多数情况下,带式输送

机尾部布置驱动装置,其依据是驱动装置处于发电工况。根据驱动装置处于电动工况($P_{A,\max} > 0$)或发电工况($P_{A,\max} < 0$),确定驱动装置的总功率。

电动工况所需的电动机功率,见式(57):

$$P_{A,\max} > 0 \text{ 时, } P_{M,\text{erf}} = \frac{P_{A,\max}}{\eta_1} \dots\dots\dots (57)$$

发电工况所需的电动机功率,见式(58):

$$P_{A,\max} < 0 \text{ 时, } P_{M,\text{erf}} = P_{A,\max} \cdot \eta_2 \dots\dots\dots (58)$$

初步设计阶段,不可能准确确定总效率。出于安全的原因,电动工况总效率 η_1 取估计范围内的低值,发电工况的效率 η_2 应大于电动工况的效率。

通常,实际选用的电动机功率为各个电动机功率的总和见式(55),并大于所需的功率,见式(59):

$$P_{M,\text{inst}} \geq |P_{M,\text{erf}}| \dots\dots\dots (59)$$

7.2.5 具有上运和下运区段的带式输送机

对于具有上运和下运区段的带式输送机,只有对带式输送机的所有的实际运行条件进行充分分析后,才能确定驱动布置方案,以降低输送带的最大张力。

7.3 起动、制动和停止

7.3.1 起动

为了有效地降低输送带最大张力,应限制带式输送机加速过程中在滚筒上产生的总的启动圆周力 $F_{Tr,A}$ 。为了可靠地控制启动开始和启动过程, $F_{Tr,A}$ 不得低于所需的最小值。在带式输送机设计中应综合考虑下列各项条件:

- 启动过程的最大滚筒圆周力 $F_{Tr,A,\max}$,应不超过设计带式输送机时按式(52)确定的驱动力 $F_{U,\max}$ 的 1.7 倍。即启动系数 $p_{A,\max} \leq 1.7$ 。
- 为了保证上分支和下分支的启动开始与加速,在最不利的启动工况下(载荷条件、载荷分布)的启动加速力:应至少为主要阻力、附加阻力和特种阻力总和的 20%,并确保在驱动装置热负荷所允许的最大时间内启动带式输送机。见式(60):

$$F_{Tr,A} \geq 1.2(F_H + F_N + F_S) + F_{ST} \dots\dots\dots (60)$$

注:此条件适用于中、小型带式输送机;大型带式输送机可根据控制与启动方式确定。

应选择合适的启动圆周力 $F_{Tr,A}$,确保相应的启动加速度 a_A 下所输送物料与输送带不发生相对滑动。当输送细粒物料时,按式(61)确定:

$$a_A \leq (\mu_1 \cos \delta_{i,\max} - \sin \delta_{i,\max})g \dots\dots\dots (61)$$

式中:

a_A ——启动加速度,单位为米每二次方秒(m/s^2)。

带式输送机上运时 δ_i 取“+”;下运时 δ_i 取“-”。

——启动圆周力 $F_{Tr,A}$ 应在输送带内缓慢传递,使带式输送机平稳地并以最小的附加动张力启动。

驱动装置的启动方式可划分为按固有特性启动(例如电动机直接启动、电动机串限矩型耦合器)和按运动控制启动(例如变频调速、电动机串调速型耦合器)两种方式。

按固有特性启动的启动系数 $p_{A,0}$ 取决于所有驱动电动机(或装置)的机械特性,按式(62)确定 p_A 启动系数,对于水平和上运布置的带式输送机,在稳定运行条件下,驱动装置(如电动机)的旋转部件惯性转矩相对较小。启动系数见式(62):

$$p_A = p_{A,0} \frac{P_{M,\text{inst}}}{P_M} \dots\dots\dots (62)$$

式中:

$p_{A,0}$ ——与驱动相关的起动系数,无量纲;

p_A ——与传动滚筒相关的启动系数,无量纲。

在设计阶段,按式(53),通常取 $P_M = P_{M,crf}$ 。

按运动控制启动的启动系数由启动过程的加速度、运动的等效质量以及总运行阻力确定(见 8.3.3)。

7.3.2 制动和逆止

带式输送机的运行通常需要制动装置来使运动质量停止和(或)需要逆止装置使承载的倾斜带式输送机保持停止状态。

在确定制动装置时应考虑:

——制动滚筒上所需要的总制动力或制动系数(见 8.3.3),见式(63):

$$p_B = \frac{F_{Tr,B}}{F_U} \dots\dots\dots (63)$$

式中:

$F_{Tr,B}$ ——滚筒上的制动力总和,单位为牛顿(N);

p_B ——与制动滚筒相关的制动系数,无量纲。

——制动器的数量和布置。

——制动频率、制动时间或制动距离。

——旋转的驱动部件制动时释放出的能量。

所需要的制动力 $F_{Tr,B}$ 或制动系数 p_B 应在最不利的制动工况下确定,它取决于有效填充系数 φ 、带式输送机线路上运和下运区段的载荷分布条件下总的运行阻力 F_U 。为此,应预先给定制动距离 s_B 或制动时间 t_B 。但在确定的制动减速度 a_B 时,应保证输送物料和输送带之间不发生滑动。当输送细粒散料时,需满足式(64):

$$|a_B| \leq |\mu_1 \cos \delta_{i,max} + \sin \delta_{i,max}| g \dots\dots\dots (64)$$

式中:

a_B ——停机减速度,单位为米每二次方秒(m/s^2)。

制动系数 $p_{B,0}$ 取决于所有驱动电动机的额定转矩与停机控制方式,按下面的计算式确定制动系数 p_B ,水平和上运布置的带式输送机的驱动功率为 P_M ,在稳定运行条件下,驱动装置(如电动机)的旋转部件惯性转矩相对较小。制动系数见式(65):

$$p_B = \frac{p_{B,0}}{\eta_2} \cdot \frac{P_{M,inst}}{P_M} \dots\dots\dots (65)$$

式中:

$p_{B,0}$ ——与制动相关的制动系数,无量纲。

为了减小输送带的应力应限制总的制动力 $F_{Tr,B,max}$,从而得到制动减速度的限制值 $a_{B,max}$;根据设备的布置,应保证制动时输送带在滚筒上不打滑(见 8.2.3)。

在确定逆止装置时,按最大允许载荷条件和最不利的载荷分布确定最大提升阻力 $F_{St,B,max}$,减去此条件下的主要阻力。为安全起见,在计算中所用主要阻力应是预测的最小值。

所需逆止力 F_{Hs} 可由式(66)近似计算,见式(66):

$$F_{Hs} = F_{St,max} - 0.7 \cdot F_H \dots\dots\dots (66)$$

式中:

F_{Hs} ——逆止力,单位为牛顿(N);

$F_{St,max}$ ——最大提升阻力,单位为牛顿(N)。

F_H 为按电动工况计算的主要阻力。

8 输送带张力和拉紧力的计算

8.1 影响输送带张力的因素

带式输送机的输送带张力是沿输送线路变化的参数,它取决于下列各种因素(见图5):

- 带式输送机的长度和局部区段的走向;
- 驱动装置的数量和布置;
- 驱动装置和制动装置的特性;
- 输送带拉紧装置的类型和布置;
- 运行条件(载荷和运动状态)。

考虑到带式输送机的输送带和其他部件的受力,输送带张力应尽可能地小。

8.2 输送带张力

8.2.1 计算原则

带式输送机的运行过程需要最小输送带张力,以保证通过传动滚筒将驱动力传递到输送带,传动滚筒和输送带间不发生打滑;限制输送带的垂度以正确地导引输送带。

8.2.2 各传动、制动滚筒上的滚筒圆周力分配

总的滚筒圆周力 F_{Tr} 、 $F_{Tr,A}$ 或 $F_{Tr,B}$ 按驱动装置和制动装置输入的驱动力的比例关系分配到每一个滚筒上。

对于多滚筒传动,当有 z_D 个传动滚筒时,根据分配到每个传动滚筒上的功率分配系数 $p_{D,i}$,可计算出总功率分配系数,见式(67):

$$p_D = \sum_{i=1}^{z_D} p_{D,i} \quad \dots\dots\dots (67)$$

式中:

z_D ——传动滚筒的数量;

$p_{D,i}$ ——第 i 个传动滚筒的功率分配系数;

p_D ——总功率分配系数。

各个滚筒上分配的功率,见式(68):

$$P_{M,erf,i} = \frac{p_{D,i}}{p_D} P_{M,erf} \quad \dots\dots\dots (68)$$

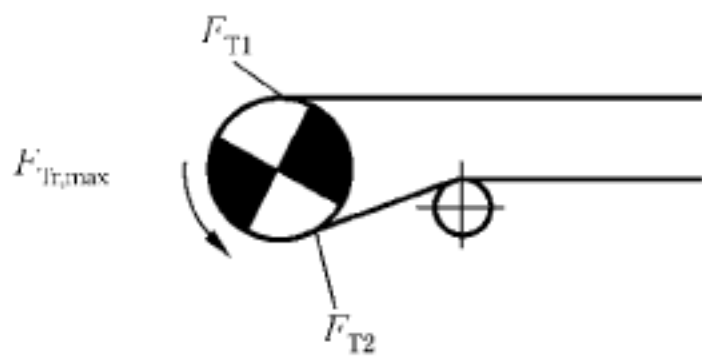
总的滚筒圆周力 F_{Tr} 、 $F_{Tr,A}$ 或 $F_{Tr,B}$ 分配到各个传动或制动滚筒上的滚筒圆周力分别,见式(69):

$$F_{Tr,i} = \frac{p_{D,i}}{p_D} F_{Tr}, F_{Tr,A,i} = \frac{p_{D,i}}{p_D} F_{Tr,A}, F_{Tr,B,i} = \frac{p_{D,i}}{p_D} F_{Tr,B} \quad \dots\dots\dots (69)$$

注:一些特殊的设计,可能在传动滚筒上只布置传动或制动装置。

8.2.3 传递滚筒圆周力的最小输送带张力

为保证各个驱动或制动滚筒在起动、制动或稳定运行条件下传递的最大圆周力时输送带和滚筒间不打滑,需要输送带与滚筒相遇点和分离点具有合适的最小输送带张力。如图4,张力 F_{T1} 、 F_{T2} 和最大滚筒圆周力 $F_{Tr,max} > 0$ 有下列关系:



说明：
 F_{T1} —— 输送带与滚筒相遇点张力；
 F_{T2} —— 输送带与滚筒分离点张力；
 $F_{Tr,max}$ —— 滚筒最大圆周力。

图 4 传动滚筒相遇点和分离点输送带最小张力与驱动力的关系

$$F_{T1} - F_{T2} = F_{Tr,max} \dots\dots\dots (70)$$

$$\frac{F_{T1}}{F_{T2}} \leq e^{\mu\alpha} \dots\dots\dots (71)$$

式中：
 μ —— 输送带与滚筒间的摩擦系数，无量纲；
 α —— 围包角，单位为弧度(rad)。
由此得出：见式(72)和式(73)：

$$F_{T2} \geq \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} F_{Tr,max} \dots\dots\dots (72)$$

$$F_{T1} = F_{T2} + F_{Tr,max} \dots\dots\dots (73)$$

当有多个传动滚筒或制动滚筒时，应针对所有工况检查在每一个滚筒上是否保证按式(71)和式(72)相应的摩擦传动条件。应牢记的是：总的滚筒圆周力 F_{Tr} 、 $F_{Tr,A}$ 或 $F_{Tr,B}$ 是通过传动或制动装置产生转矩按比例分配到各个滚筒上。
稳定运行条件下的摩擦系数 μ 可从表 8 中选定。

表 8 推荐用于稳定运行条件的橡胶输送带^a与滚筒间的摩擦系数 μ

工作条件	输送带与滚筒间的摩擦系数 μ			
	光面滚筒	人字形或菱形沟槽的聚脂覆盖面	人字形或菱形沟槽的橡胶覆盖面	人字形或菱形沟槽的陶瓷覆盖面、有间隙
干燥	0.35~0.40	0.35~0.40	0.40~0.45	0.40~0.45
潮湿 (清洁的水分)	0.10	0.35	0.35	0.35~0.40
潮湿(污浊的泥砂、黏土)	0.05~0.1	0.20	0.25~0.30	0.35
^a 对于覆盖层为 PVC 的输送带的摩擦系数减小约 10%。				

8.2.4 限制输送带垂度及保证输送带正确导向的最小输送带张力

为了带式输送机的技术优化，特别是降低能量消耗，应计算输送带最大垂度 h_{rel} 。它与物料和输送带的单位长度质量、托辊组间距有关。对于大型带式输送机在稳定运行条件应限制垂度在 1% 以下，在非稳定运行条件下可允许有较大的垂度，但应保证不撒料；对于小型带式输送机，为了适当降低输送带的最大张力，输送带的垂度可限制在 2% 以下。输送速度越高、物料的粒度越大，则垂度应越小。当给定最大垂度和托辊组间距时：

上分支(有载)需要的最小输送带张力,见式(74):

$$F_{T,o,min} = \frac{g (q_G + q_B) l_{R,o}}{8 h_{rel}} \dots\dots\dots (74)$$

下分支(空载)需要的最小输送带张力,见式(75):

$$F_{T,u,min} = \frac{g q_B l_{R,u}}{8 h_{rel}} \dots\dots\dots (75)$$

式中:

$F_{T,o,min}$ 、 $F_{T,u,min}$ ——上、下分支满足输送带垂度条件的最小张力,单位为牛顿(N);

$l_{R,o}$ 、 $l_{R,u}$ ——上、下分支的托辊组间距,单位为米(m);

h_{rel} ——输送带允许的垂度,无量纲。

当给定最大的 h_{rel} 值时,不同的托辊组间距可与沿输送带纵向的张力相配合,即采用托辊组间距分级设计,输送带高张力区采用较大的托辊组间距;输送带低张力区采用较小的托辊组间距设计。在最后确定时应考虑托辊的承载的可能性和输送带横向振动的频率。

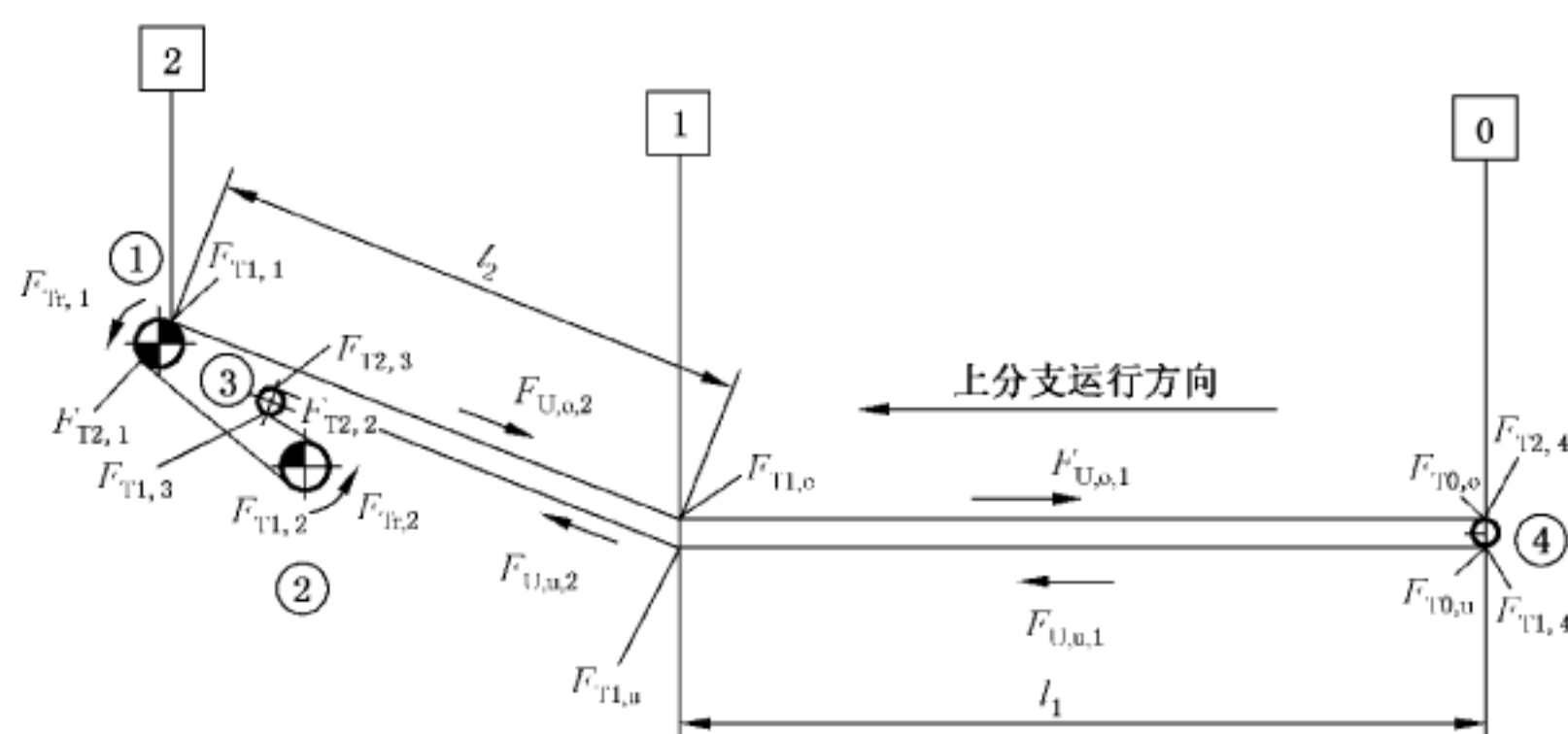
为使带式输送机能够良好地工作,在下列情况下应保持较高的最小输送带张力:

- 输送带的翻转区域;
- 输送带的横向刚度较低;
- 倾斜带式输送机的传动滚筒布置在线路的低点;
- 输送带在宽度上局部的应力的不均匀分布(见第9章)。

8.3 上、下分支区段运行阻力与特征点张力

8.3.1 计算原则

为了确定输送带和其他的带式输送机部件,了解输送带张力在带式输送机线路上的分布规律,特别是输送带张力的极端值具有重要意义。通过运行阻力的总和 $F_{U,i}$ (见第6章)、拉紧力(见8.4)以及已知的加/减速的惯性力 $F_{a,i}$ (见8.3.3),得出输送带各特征点的张力 $F_{T,i}$ 。图5为滚筒圆周力、运行阻力和输送带张力关系举例:



说明:

□ ——区段特征点,0,1,2;

○ ——滚筒序号,1,2,3,4;

$F_{T1,i}$ 、 $F_{T2,i}$ ——分别为与滚筒相遇点和分离点输送带张力, $i=1,2,3,4$;

$F_{U,o,i}$ 、 $F_{U,u,i}$ ——分别为上分支和下分支的区段阻力, $i=1,2$;

$F_{T1,o}$ 、 $F_{T1,u}$ ——分别为上分支和下分支的特征点张力, $i=0,1,2$;

$F_{Tr,i}$ ——滚筒圆周力, $i=1,2$;

l_i ——区段长度, $i=1,2$ 。

图5 滚筒圆周力、运行阻力和输送带张力

8.3.2 稳定运行条件

对于带式输送机的各个区段,稳定运行条件下的运行阻力 $F_{U,i}$ 已在第 6 章中给出。

8.3.3 非稳定运行条件

在启动过程和停机过程中,由驱动装置和制动装置产生的力的大小和变化,一方面克服带式输送机的启动阻力和运行阻力,另一方面导致附加的输送带张力。该动张力是在带式输送机与地点无关的情况下的输送带加速度及与此相关的准稳定运行条件下由下列各部分组成:

- 所有滚筒圆周力,启动时的 $F_{Tr,A}$ 或停机时的 $F_{Tr,B}$;
- 总的运行阻力(近似等于稳定运行条件下的运行阻力 F_U);
- 带式输送机线路上的输送带、物料和托辊的等效质量与滚筒、驱动和制动装置转换到滚筒周边的等效质量之和 Σm 。

通常情况下,附加阻力在总阻力中占比例较小。当按固有特性启动时,加速度或减速度导致的惯性力 $F_{a,i}$,在各个区段 i 上,可以由带式输送机的加速度 a 来确定 $F_{a,i}$ 。

启动加速度,见式(76):

$$a_A = \frac{F_{Tr,A} - F_U}{\Sigma m} = (p_A - 1) \frac{F_U}{\Sigma m} > 0 \quad \dots\dots\dots (76)$$

停机减速度,见式(77):

$$a_B = \frac{F_{Tr,B} - F_U}{\Sigma m} = (p_B - 1) \frac{F_U}{\Sigma m} < 0 \quad \dots\dots\dots (77)$$

从而,惯性力 $F_{a,i}$,见式(78):

$$F_{a,i} = a (c_{R,i} q_{R,i} + q_B + q_{G,i}) l_i \quad \dots\dots\dots (78)$$

式中:

Σm ——带式输送机线路上的输送带、物料和托辊等效到托辊周边的等效质量以及滚筒、驱动和制动装置等效到滚筒周边的等效质量总和,单位为千克(kg);

$c_{R,i}$ ——区段 i 将托辊转动质量等效到托辊周边上等效质量的计算系数。

$c_{R,i}$ 取决于托辊的结构,若没有精确的数值,可取 $c_{R,i} = 0.9$ 为基准值。

当按运动控制启动或制动停机时,首先根据设计规范确定启动、停机的加、减速度。

启动时的滚筒圆周力 $F_{Tr,A}$,见式(79):

$$F_{Tr,A} = F_U + a_A \Sigma m \quad \dots\dots\dots (79)$$

启动系数,见式(80):

$$p_A = \frac{F_{Tr,A}}{F_U} = \frac{F_U + a_A \Sigma m}{F_U} = 1 + \frac{a_A \Sigma m}{F_U} \quad \dots\dots\dots (80)$$

对于水平或上运带式输送机,若 $F_U \ll a_A \Sigma m$,则 $p_A \approx 1$ 。对于下运带式输送机,若 $F_U \approx 0$,则 $p_A \rightarrow \infty$,此时电动机的功率确定应按启动工况(或按其他极限运行条件)进行选择,以保证带式输送机能够正常启动。

制动时的滚筒圆周力 $F_{Tr,B}$,见式(81):

$$F_{Tr,B} = F_U + a_B \Sigma m \quad \dots\dots\dots (81)$$

制动系数,见式(82):

$$p_B = \frac{F_{Tr,B}}{F_U} = \frac{F_U + a_B \Sigma m}{F_U} = 1 + \frac{a_B \Sigma m}{F_U} \quad \dots\dots\dots (82)$$

对于水平或上运带式输送机,若 $F_U \gg |a_B \Sigma m|$, 则 $p_B \approx 1$ 。对于下运带式输送机,若 $F_U \approx 0$, 则 $p_B \rightarrow -\infty$, 此时制动装置的确定应按制动工况(或按其他极限运行条件)进行选择,以保证带式输送机能够正常制动。

8.3.4 带式输送机等效质量的计算

带式输送机的等效质量包括带式输送机线路上的输送带、物料和托辊的等效质量 m_L 以及滚筒、驱动和制动装置等效到滚筒周边的等效质量 m_D 两部分,见式(83):

$$\Sigma m = m_L + m_D \quad \dots\dots\dots (83)$$

式中:

m_L ——带式输送机线路上的输送带、物料和托辊的等效质量,单位为千克(kg);

m_D ——滚筒、飞轮(如果设置)、驱动和制动装置等效到滚筒周边的等效质量,单位为千克(kg)。

带式输送机线路上的输送带、物料和托辊等效到托辊周边的等效质量 m_L , 见式(84):

$$m_L = \sum_{i=1}^{n_0} (q_B + q_{G,i} + c_R q_{R,i}) l_i + \sum_{i=1}^{n_0} (q_B + q_{G,i} + c_R q_{R,i}) l_i \quad \dots\dots\dots (84)$$

采用增惯时,可在驱动装置高速轴加装增惯飞轮。飞轮在驱动装置高速轴上转动惯量 J_f , 见式(85):

$$J_f = \frac{m_f D_i^2}{4i^2} \quad \dots\dots\dots (85)$$

式中:

m_f ——飞轮等效到滚筒周边的等效质量,单位为千克(kg);

J_f ——飞轮在驱动装置高速轴上的转动惯量,单位为千克二次方米($\text{kg} \cdot \text{m}^2$);

i ——驱动单元至传动滚筒的传动比。

滚筒、飞轮(如果设置)、驱动和制动装置等效到滚筒周边的等效质量 m_D , 见式(86):

$$m_D = 4 \sum_{i=1}^{z_M} \left[\frac{(J_{D,i} + J_{f,i}) \cdot i_i^2}{D_i^2} \right] + 4 \sum_{j=1}^{z_{Tr}} \frac{J_j}{D_j^2} \quad \dots\dots\dots (86)$$

式中:

z_M ——电动机(驱动单元)的数量,个;

z_{Tr} ——带式输送机上滚筒的数量,个;

J_D ——驱动单元的转动部件在减速机高速轴上的转动惯量,单位为千克二次方米($\text{kg} \cdot \text{m}^2$);

J ——滚筒的转动惯量,单位为千克二次方米($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)。

对于液力耦合器和液粘启动装置等启动装置,由于电动机是在带式输送机传动滚筒尚未启动前已经完成启动,在启动计算时应去除已经完成启动部分的等效质量。

滚筒周边、托辊周边和输送带具有相同的线速度。

8.4 拉紧力和拉紧行程

为了产生所需要的输送带张力(见 8.1)和补偿输送带弹性伸长应有拉紧装置。拉紧装置应补偿输送带由于弹性、塑性和温度引起的长度变化,并用于根据安装条件而必须预留的输送带附加长度或输送带长度储备。下面拉紧行程的计算只考虑到输送带弹性伸长部分。

拉紧力的大小取决于拉紧装置的类型和布置位置,以及所需要拉紧的带式输送机的工况。考虑结构费用方面的因素,应优先考虑将拉紧装置布置在稳定运行条件下预计输送带张力最小处。

受其他因素影响,拉紧装置也可能布置在其他位置,例如:

- 供电条件；
- 布置空间；
- 非稳定运行条件下预拉紧力的安全保证。

拉紧装置按照工作原理分为固定式拉紧装置和移动式拉紧装置两种。无论哪种类型的拉紧装置，在说明给定运行条件(用*号表示)的参数中，具有下列关系：

- 特征点的输送带张力 $F_{T,i}^*$ 、区段的阻力 $F_{U,i}^*$ 和惯性力 $F_{A,i}^*$ ；
- 按图 6 的输送带张力分布 F_T^* 的平均输送带张力 F_{Tm}^* ；
- 拉紧滚筒行程 s_{Sp}^* 。

在稳定运行条件下，可通过带式输送机各区段的运行阻力 $F_{U,i}^*$ 计算平均输送带张力，见式(87)：

$$F_{Tm}^* = \frac{1}{2L} \sum \left(\frac{F_{T,i}^* + F_{T,i+1}^*}{2} \right) l_i = \frac{1}{2L} \sum \left(F_{T,i}^* + \frac{F_{U,i}^*}{2} \right) l_i = B E_{LB} \frac{s_{Sp}^*}{L} \quad \dots\dots\dots (87)$$

式中：

- F_{Tm} ——输送带的平均张力，单位为牛顿(N)；
- L ——输送机长度，单位为米(m)；
- $F_{T,i}$ ——区段 i 起点张力，单位为牛顿(N)；
- $F_{T,i+1}$ ——区段 i 终点张力，单位为牛顿(N)；
- E_{LB} ——输送带纵向弹性模量，单位为牛顿每毫米(N/mm)；
- B ——带宽，单位为毫米(mm)；
- s_{Sp} ——拉紧滚筒行程，单位为米(m)。

确定拉紧装置(拉紧力 F_{Sp}^* 和拉紧滚筒行程 s_{Sp}^*)应以式(86)为基础考虑最不利的运行条件。

如果拉紧装置设在产生最小输送带张力 $F_{T,min}^*$ 处，则拉紧滚筒上的拉紧力 F_{Sp}^* ，见式(88)：

$$F_{Sp}^* = 2F_{T,min}^* \quad \dots\dots\dots (88)$$

式中：

F_{Sp} ——拉紧滚筒的拉紧力，单位为牛顿(N)。

当拉紧装置布置在其他位置时，应考虑在最小张力 $F_{T,min}^*$ 基础上加上与拉紧装置处之间的张力差。

固定式拉紧滚筒的平均输送带张力为常数，与运行条件无关，见式(89)：

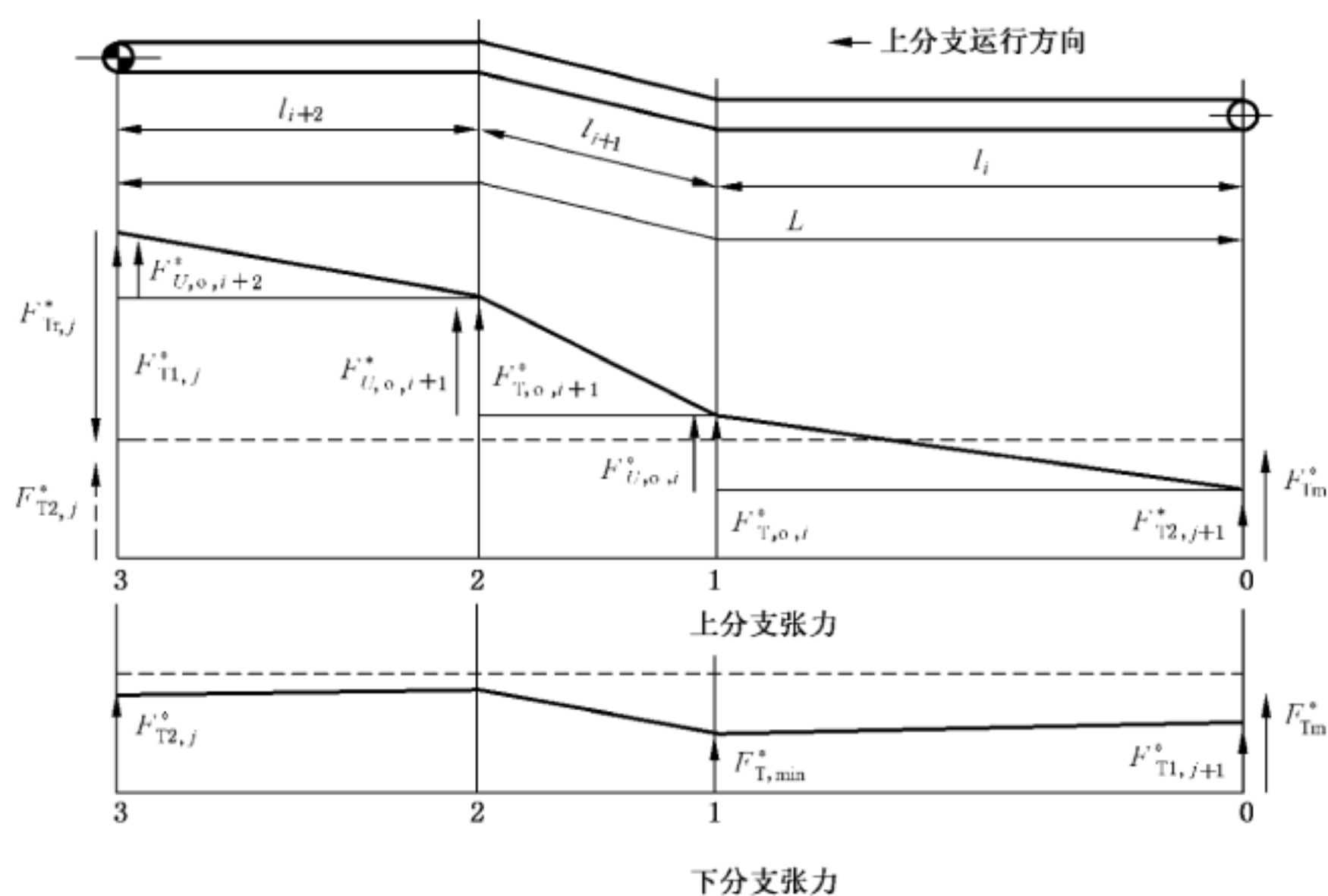
$$F_{Tm}^* = \text{常数} \quad \dots\dots\dots (89)$$

因而，当按最不利运行条件确定拉紧力时，导致在稳定运行条件下的输送带张力大于按 8.2 所确定的运行条件的拉紧力。

移动式拉紧装置，拉紧力在所有运行条件下，或者保持不变(例如在重锤式拉紧装置上)，或者通过“调整拉紧力的拉紧装置”来适应各种运行条件。在此两种情况下得到为了补偿弹性伸长而相应变化的拉紧滚筒行程 s_{Sp}^* ，见式(90)：

$$s_{Sp}^* = \frac{F_{Tm}^*}{B E_{LB}} L \neq \text{常数} \quad \dots\dots\dots (90)$$

在确定拉紧装置时，在非稳定运行条件下要避免输送带在传动滚筒上打滑。



说明:

- l_i, l_{i+1}, l_{i+2} —— 分别为区段 $i, i+1, i+2$ 的长度;
- L —— 输送机长度;
- $F_{U,o,i}^*, F_{U,o,i+1}^*, F_{U,o,i+2}^*$ —— 分别为上分支区段 $i, i+1, i+2$ 的运行阻力;
- $F_{T,o,i}^*, F_{T,o,i+1}^*$ —— 分别为上分支区段 $i, i+1$ 末端的张力;
- $F_{Tr,j}^*$ —— 第 j 个滚筒传递的圆周力;
- $F_{T1,j}^*, F_{T2,j}^*$ —— 分别为第 j 个滚筒相遇点和分离点张力;
- $F_{T1,j+1}^*, F_{T2,j+1}^*$ —— 分别为第 $j+1$ 个滚筒相遇点和分离点张力;
- F_{Tm}^* —— 输送带平均张力;
- $F_{T,min}^*$ —— 输送带最小张力。

图 6 区段为 $n_o = n_u = 3$, 滚筒为 2 个(稳定运行条件)带式输送机上、下分支的输送带张力

8.5 上、下分支特征点的输送带张力

8.5.1 计算原则

通常,在稳定和非稳定运行条件下,输送带的张力用于确定输送机的主要部件与布置,包括:

- 输送带;
- 传动滚筒和改向滚筒;
- 托辊组间距;
- 竖向或水平曲线的曲率半径;
- 输送带由平形到槽形、由槽形到平形的过渡段的长度;
- 输送带翻转段的长度;
- 带式输送机其他部件结构。

输送带的最大张力用以选定输送带抗拉元件的名义拉断强度,因而应考虑所有的承载和运行条件。

8.5.2 非稳定运行条件

在确定非稳定运行条件下特征点输送带张力时,应考虑按 8.2 确定的最小输送带张力,按 6.2~6.5 确定的输送带区段阻力和按 8.3.3 确定的附加的加速或减速状态的输送带惯性阻力。

通常,启动或制动状态下产生的最小输送带张力 $F_{T,\min,A}$ 和 $F_{T,\min,B}$ 中, $F_{T,\min,A}$ 用于计算拉紧力和稳定运行条件下的输送带最小张力 $F_{T,\min}$ 。

8.5.3 稳定运行条件

稳定运行条件下的输送带张力,由按 8.2 在最不利承载条件下特征点所需要的最小输送带张力,其中区段上带式输送机运行阻力按 8.3 确定。一般地,稳定运行条件下的最小输送带张力 $F_{T,\min}$ 是由非稳定运行条件下的最小值 $F_{T,\min,A}$ 或 $F_{T,\min,B}$ 和拉紧装置型式来确定。即所确定的稳定运行条件下的最小输送带张力 $F_{T,\min}$ 通常比稳定运行条件下计算出的最小输送带张力 $F_{T,\min}$ 大,因此这也使得输送带张力高于在稳定运行条件下按 8.2 所需的值。所确定的最大输送带张力 $F_{T,\max}$,对于选用输送带来说是决定性的。由于槽形过渡或曲线段造成的不利结构,在输送带截面上所产生的小于 $F_{T,\max}$ 的特征点输送带张力可能会出现最大张力(应力)(见第 9 章)。

8.5.4 简单布置带式输送机的输送带最大张力的计算

为简化计算,简单布置带式输送机的输送带最大张力可参照附录 C 进行计算。

9 输送带宽度上的张力分布

9.1 计算原则

在点 i 处,输送带宽度上的平均输送带张力(应力) k_i ,见式(91):

$$k_i = \frac{F_{T,i}}{B} \quad \dots\dots\dots (91)$$

式中:

k_i ——输送带张力在输送带宽度上的平均张力(应力),单位为牛顿每毫米(N/mm);

B ——带宽,单位为毫米(mm)。

几乎所有的带式输送机都设计为成槽形使其具有更大的承载物料的截面积。输送带从滚筒上由平形变成槽形(槽形过渡)。在过渡段,输送带边缘与输送带中心区域相比有稍长的行程。导致在输送带截面上的输送带张力不均匀的分布;与输送带中心相比,输送带边缘必然占有较高比例的输送带张力。如果形成槽形的输送带在通过竖向凸弧段时,也会出现同样的效果。

形成槽形的输送带在通过竖向凹弧段时,输送带中心区域会出现较高的应力,输送带边缘张力将会减少。当输送带通过水平曲线段运行时,外曲线侧输送带的张力要大于内曲线侧。

对于在相关位置预先给定的输送带张力,过渡段的几何尺寸要合理设计,这主要是为了避免在输送带横截面的任何位置上产生不准许的高应力和输送带的皱曲。

输送带的张力分布通过曲线段或槽形过渡段(过渡长度、弧的半径、槽角和滚筒表面与槽底的位置关系)的几何形状来确定。

输送带的张力同样根据其弹性特性和相关位置上的输送带张力来确定。根据带式输送机的设计和布置初步计算出输送带张力后,带式输送机的过渡段、曲线段的几何尺寸及输送带的特性可以进行进一步优化(见第 13 章)。

9.2 槽形过渡段

9.2.1 过渡段长度与张力分布

如果没有提出特殊要求,2 辊和 3 辊托辊组的槽形过渡段的最小长度基准值,见式(92):

$$l_{Td,min} = c_{Td} h_{kl} \quad \dots\dots\dots (92)$$

式中:

$l_{Td,min}$ ——槽形过渡段的最小长度基准值,单位为米(m);

c_{Td} ——确定槽形过渡最小长度的系数,无量纲;

h_{kl} ——输送带两侧边缘构成的平面与滚筒上母线平面的距离,单位为米(m)。

对于 EP 织物芯输送带, $c_{Td} = 8.5$;

对于钢丝绳芯输送带, $c_{Td} = 14$ 。

见式(93):

$$h_{kl} = h_{k0} - h_{Tr} \quad \dots\dots\dots (93)$$

式中:

h_{k0} ——输送带两侧边缘构成的平面到槽形最低平面的距离,单位为米(m);

h_{Tr} ——槽形过渡段滚筒上母线平面与槽形最低平面的距离(滚筒抬高高度),单位为米(m)。

h_{kl} 为槽型托辊组处输送带上边缘平面与滚筒上母线平面之间的高差(见图 7)。抬高滚筒母线的高度可以减小槽形过渡的长度或减小输送带张力。推荐的最大滚筒抬高的基准值为 $h_{Tr,max} = h_{k0}/3$ 。

滚筒不抬高时需要较长的槽形过渡段,并将增大输送带边缘的张力,输送带中心区域的张力将减小。

按图 8,若输送带中心区域的张力和输送带边缘的张力差为 Δk ,在输送带宽度方向的张力分布如下:

输送带中心区域的张力,见式(94)、式(95):

$$k_M = k - \frac{b_s}{B} \cdot \Delta k \quad \dots\dots\dots (94)$$

其中:

$$b_s = \frac{B - l_M}{2} \quad \dots\dots\dots (95)$$

输送带边缘的张力,见式(96):

$$k_K = k_M + \Delta k \quad \dots\dots\dots (96)$$

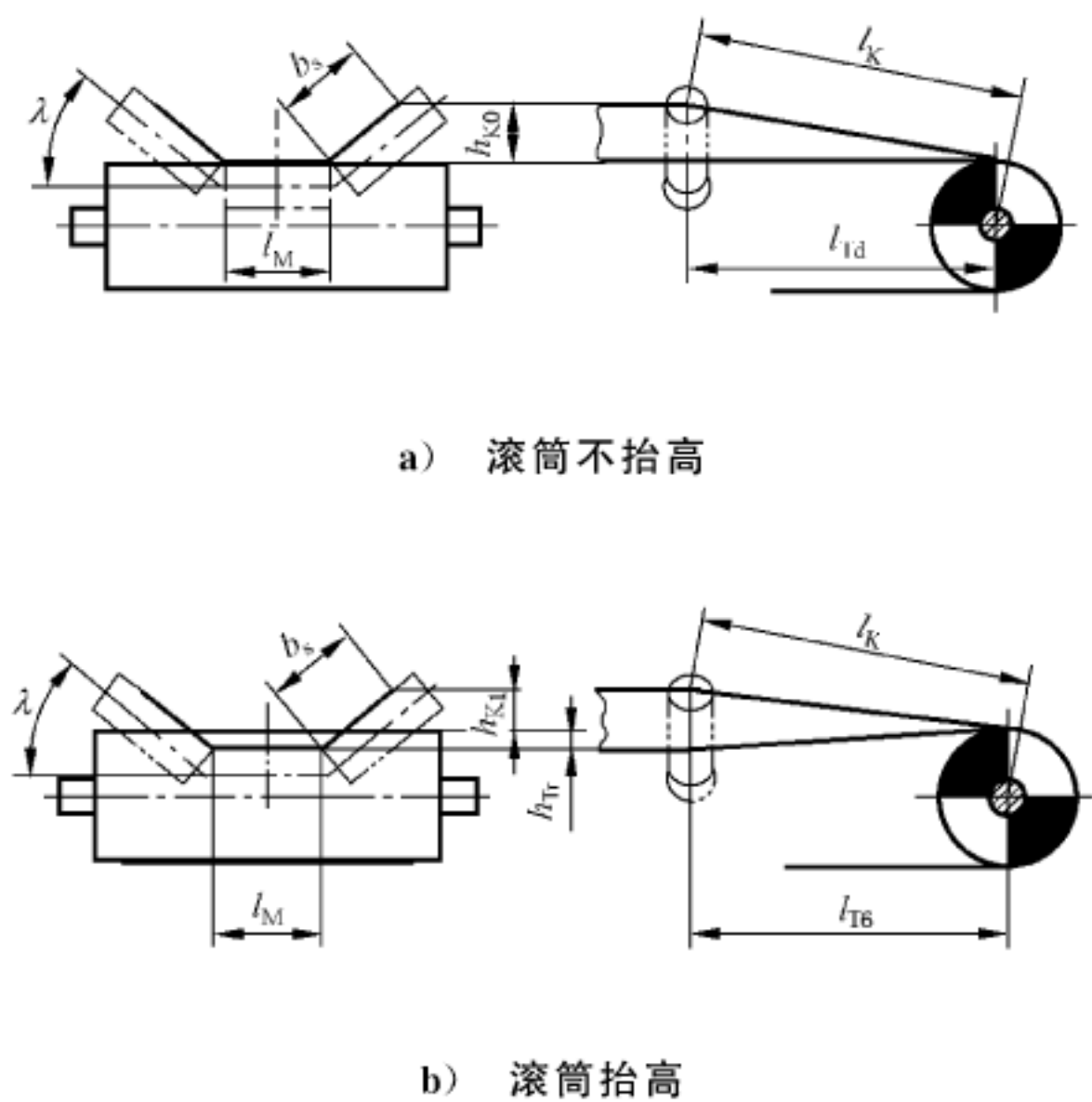
式中:

k ——输送带张力在带宽上的平均值,单位为牛顿每毫米(N/mm);

k_M ——输送带中心区域的单位宽度的张力(应力),单位为牛顿每毫米(N/mm);

Δk ——输送带边缘和输送带中心区域单位带宽上的张力的差值,单位为牛顿每毫米(N/mm);

k_K ——输送带边缘处的单位宽度的张力(应力),单位为牛顿每毫米(N/mm)。



说明：

- l_M —— 中间辊子长度；
- b_s —— 侧辊与输送带接触宽度；
- h_{k0} —— 输送带两侧边缘构成的平面到槽形最低平面的距离；
- λ —— 槽角；
- l_K —— 过渡段输送带边缘长度；
- l_{Td} —— 过渡段长度；
- h_{k1} —— 槽型托辊组处输送带上边缘平面与滚筒上母线平面之间的高差；
- h_{Tr} —— 槽形过渡段滚筒上母线平面与槽形最低平面的距离(滚筒抬高高度)。

图 7 滚筒相对于过渡段托辊组的位置

为了防止输送带皱曲,应保证输送带中心区域张力大于 0,见式(97):

$$k_M > 0 \quad \dots\dots\dots (97)$$

槽形过渡段输送带上边缘的长度 l_K 决定了由其产生的输送带张力的大小(见图 7),见式(98):

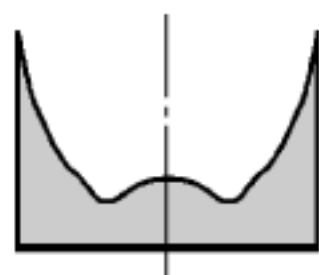
$$l_K = \sqrt{l_{Td}^2 + h_{Tr}^2 + 2 b_s^2 - 2 b_s (h_{Tr} \sin \lambda + b_s \cos \lambda)} \quad \dots\dots\dots (98)$$

式中：

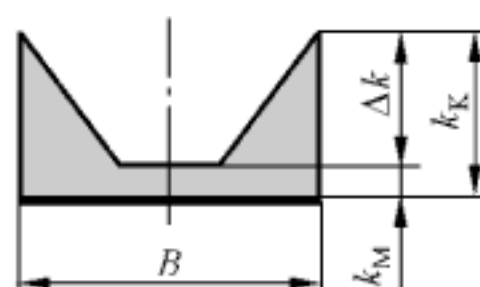
l_K ——槽形过渡段输送带边缘的长度,单位为米(m)。



a) 沿带式输送机线路槽形过渡段外的均匀分布



b) 槽形过渡段上力的不均匀分布



c) 理想化的力的分布

说明：

k —— 输送带张力在带宽上的平均值；

k_M —— 输送带中心区域的单位宽度的张力(应力)；

Δk —— 输送带边缘和输送带中心区域单位带宽上的张力的差值；

k_K —— 输送带边缘处的单位宽度的张力(应力)；

B —— 带宽。

图 8 槽形过渡段输送带宽度上的张力分布

9.2.2 织物芯输送带张力分布

织物芯输送带在槽型过渡段的输送带纵向的伸长量与张力变化基本一致。计算其长度变化与应力之间的关系与钢丝绳芯输送带相比较为简单。

下面的关于槽形过渡段的计算适用于 2 辊和 3 辊的槽形托辊组。

按式(99)求出输送带边缘与输送带中心之间的输送带张力的差值 Δk ：

$$\Delta k = \frac{l_K - l_{Td}}{l_{Td}} E_{LB} \dots\dots\dots (99)$$

这里, l_K 按式(98)计算。

9.2.3 钢丝绳芯输送带张力分布

与织物芯输送带不同,补偿输送带产生的伸长不仅在过渡段内,而且在相邻区域的输送带的相当长度上产生。

由于钢丝绳芯输送带的钢丝绳具有相对较小的弹性伸长率,槽形过渡段的长度和凸弧的作用对于带式输送机的输送带和其他部件的张力是很大的。因此,尽可能详细计算张力是重要的。

关于钢丝绳芯输送带尽可能进行详细计算输送带的张力分布,不仅应考虑过渡段的几何尺寸和输

送带的弹性模量,而且与输送带的设计以及钢丝绳与橡胶之间的剪切模量有关。计算模型与过程复杂,并应使用计算机编程进行计算。

2 辊和 3 辊槽形托辊组,可以采用下列近似计算方法。其前提条件是:

- 输送带符合 GB/T 28267.1 的要求;
- 输送带具有弹性特性符合当前技术标准;
- 槽形过渡段的长度,不小于按式(92)所确定的基准值。

计算输送带伸长率时,输送带边缘的产生伸长的长度不能用槽形过渡段的长度 l_{Td} ,而应采用有效过渡段长度 $l_{Td,eff}$,见式(100)、式(101):

$$l_{Td,eff} = l_{Td} + \Delta l_{Td} \quad \dots\dots\dots (100)$$

式中:

$l_{Td,eff}$ ——钢丝绳芯输送带有效过渡段长度,单位为米(m);

Δl_{Td} ——过渡段的附加长度,单位为米(m)。

$$\Delta l_{Td} = 90 \times (h_{K0} - h_{Tr}) \left(1 - \frac{h_{Tr}}{3 h_{Tr,max}} \right) \quad \dots\dots\dots (101)$$

这是由于在过渡段上的滚筒的前面或后面至少存在输送带的区段 $l_{Td,eff} - l_{Td}$ 补偿输送带的长度变化。当凸弧段与过渡区域相邻时,此条件不满足。此时, $l_{Td,eff}$ 近似地取为 l_{Td} ,即 $\Delta l_{Td} = 0$ 。

类似于式(99),按式(102)计算输送带的边缘和输送带中心区域之间的张力 k 的差值 Δk :

$$\Delta k = \frac{l_K - l_{Td}}{l_{Td,eff}} E_{LB} \quad \dots\dots\dots (102)$$

输送带中心区域的张力按式(94)计算,而边缘张力按式(96)计算。

在 10.1 中将给出如何使用根据式(96)计算的 k_K ,确定输送带的抗拉元件。

9.3 曲线段

9.3.1 水平曲线

在水平平面内,带式输送机只能在很小程度上改变方向并应进行比较复杂的计算,没有设计经验时可向专家咨询。

9.3.2 竖向曲线

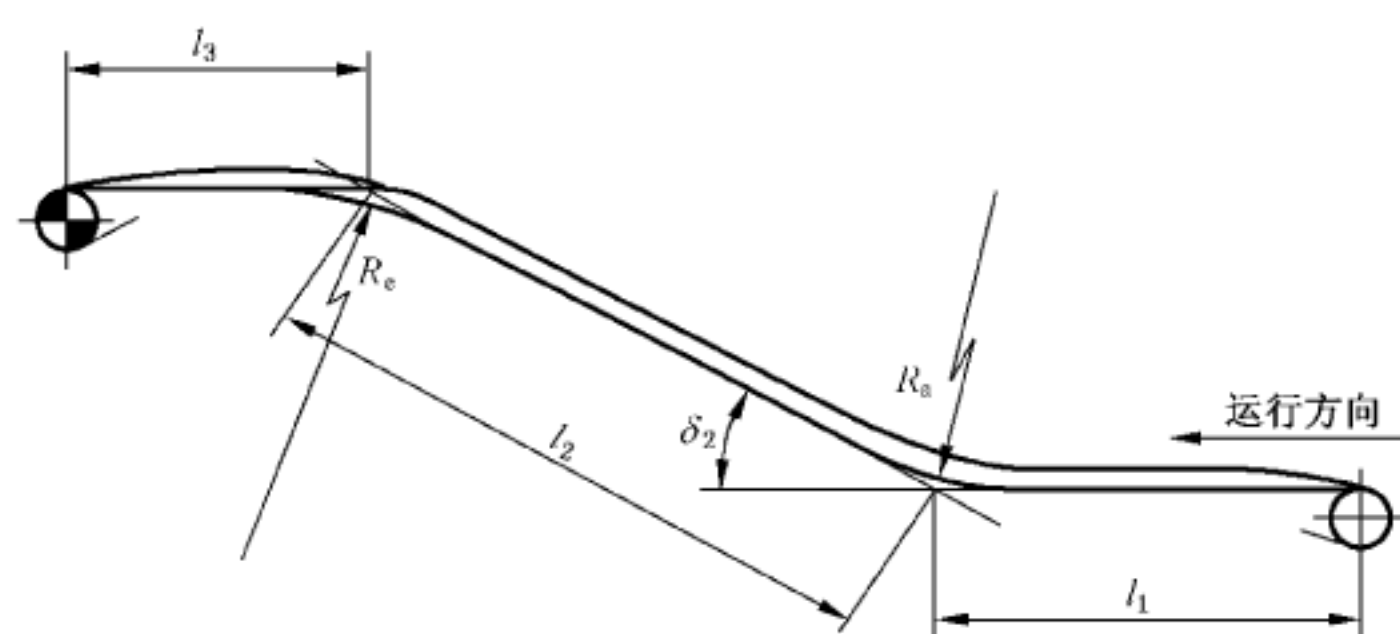
在槽型输送带的凸弧段上(见图 9),输送带的边缘产生附加伸长和输送带中心区域产生相对压缩,分别以正值伸长 $\Delta \epsilon_K$ 和负值伸长 $\Delta \epsilon_M$ 与输送带张力所产生的伸长叠加。

相反地,在凹弧段上(见图 9),中心区域出现附加伸长,边缘出现相对压缩。在相同的曲率半径下,只要输送带不从托辊上抬起,所得附加伸长的绝对值与凸弧段的附加伸长相同。

对于很小和中等的曲线长度,凸弧段和凹弧段产生的附加伸长可以进行计算,但是计算的复杂程度很高;对于很长的曲线段,输送带的相对伸长较小,其伸长极限值 $\Delta \epsilon_{K\infty}$ 和 $\Delta \epsilon_{M\infty}$ 与输送带结构无关;这两个极限值可用表 9 和图 10 计算求出。

由输送带的中性基准线到输送带边缘和到输送带中心的距离 e_K 和 e_M 如图 10 所示。中性基准线的位置为侧辊上输送带的张力等于平均张力点的连线。

在很长的曲线段和 2 辊或 3 辊的槽形托辊组,按式(91)计算 b_S ,可以分别近似计算输送带边缘和输送带中心区域的伸长率。



说明:

l_i ——区段长度, $i=1,2,3$;

R_a ——凹弧段曲率半径;

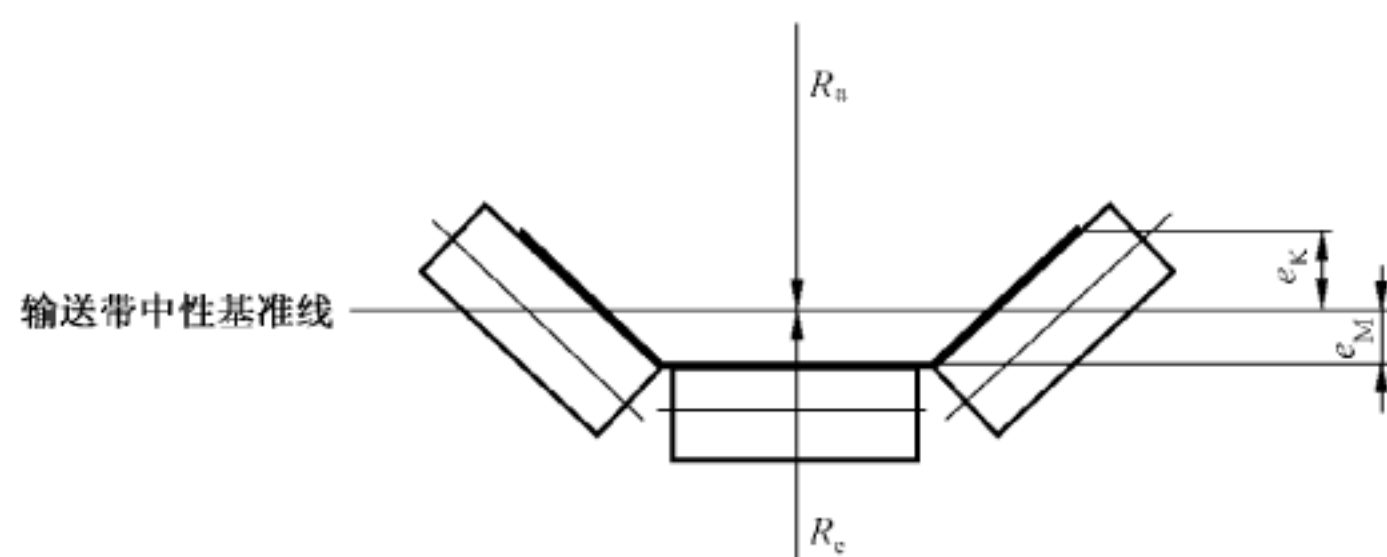
R_e ——凸弧段曲率半径;

δ_2 ——第2段曲率半径。

图9 包含竖向凹弧段和凸弧段的带式输送机

表9 极限值 $\Delta\epsilon_{K\infty}$ 和 $\Delta\epsilon_{M\infty}$ 的定义

极限值	凸曲线段	凹曲线段
$\Delta\epsilon_{K\infty}$	$+\frac{e_K}{R_e}$	$-\frac{e_K}{R_a}$
$\Delta\epsilon_{M\infty}$	$-\frac{e_M}{R_e}$	$+\frac{e_M}{R_a}$



说明:

R_a ——凹弧段曲率半径;

R_e ——凸弧段曲率半径;

e_K ——输送带的中性基准线到输送带边缘的距离;

e_M ——输送带的中性基准线到输送带中心的距离。

图10 相对于输送带中性基准线的计算伸长极限值 $\Delta\epsilon_{K\infty}$ 和 $\Delta\epsilon_{M\infty}$ 的简图

凸弧曲线的伸长率, 见式(103):

$$\Delta\epsilon_{\infty} = \frac{e_M + e_K}{R_e - e_M} = \frac{b_s \sin\lambda}{R_e - e_M} \quad \dots\dots\dots (103)$$

凹弧曲线的伸长率, 见式(104):

$$\Delta\epsilon_{\infty} = -\frac{e_M + e_K}{R_a + e_M} = -\frac{b_s \sin\lambda}{R_a + e_M} \quad \dots\dots\dots (104)$$

式中:

$\Delta\epsilon_{\infty}$ ——很长的曲线段输送带中心区域与输送带边缘之间的伸长率的差, 无量纲;

R_e ——竖向凸弧段曲率半径,单位为毫米(mm);

R_a ——竖向凹弧段曲率半径,单位为毫米(mm);

e_M ——由输送带中性基准线到输送带中心的高差,单位为毫米(mm);

e_K ——由输送带中性基准线到输送带边缘的高差,单位为毫米(mm)。

竖向曲线段在设计图纸上通常给出的曲率半径是到中托辊的上母线处。在上面的表达式中的 $R_e - e_M$ 或 $R_a + e_M$ 给出的曲率半径是指到输送带抗拉元件的中间层。与曲率半径相比,从输送带抗拉元件的中间层到中性基准线的距离很小,可以忽略不计。张力差,见式(105):

$$\Delta k = \Delta \epsilon_{\infty} \cdot E_{LB} \quad \dots\dots\dots (105)$$

通过式(94)和式(96)计算的此 Δk 值,不仅对织物芯输送带,而且对钢丝绳芯输送带均可确定曲线段上输送带边缘和中心区域的输送带张力。

对于很小和中等长度的曲线段,数值 $|\Delta k|$ 略小于按这种计算方法得出的结果。

对于钢丝绳芯输送带,同样很小和中等长度的曲线段来说,应更精确的方法确定其附加伸长率。

当输送带脱离托辊时,通常在小曲率半径的凹弧处,也不会发生输送带应力增加太多的情况(见 13.3.3)。

10 输送带的拉断强度和覆盖层厚度的确定

10.1 选用原则

输送带的抗拉元件和覆盖层应按照运行条件选定。输送带的选用受所输送的散状物料的性质(物理的、化学的、粒度等)以及输送带的使用条件(环境影响、设计寿命、机械应力,例如过渡段的长度)的影响。

10.2 输送带拉断强度计算

10.2.1 输送带宽度上张力非均匀分布的基准疲劳强度

接头疲劳强度是确定输送带拉断强度的重要因素。设计基础是确定输送带接头的基准疲劳强度 k_t 。

基准疲劳强度值是建立在接头方法和工艺,并在实验室条件下测试得出的。表 10 给出了各种环境下,与运行条件相关的偏差的安全系数 S_0 。表 11 为化学和物理因素对应力的影响,自然老化的、高张力的频率和弯曲应力等影响的安全系数 S_1 。

在此阶段,设计和布置应基于稳定运行条件下计算出的输送带截面上的最大张力。

应考虑在提升段和下运段输送带承载部分物料时,瞬态产生的较大的输送带张力,应考虑按式(110)校核。

输送带和输送带接头的最小基准疲劳强度 $k_{t,min}$ 计算,见式(106):

$$k_{t,min} = c_K \cdot k_{K,max} \cdot S_0 \cdot S_1 \quad \dots\dots\dots (106)$$

式中:

$k_{t,min}$ ——输送带接头的最小基准疲劳强度,单位为牛顿每毫米(N/mm);

$k_{K,max}$ ——输送带边缘处的单位宽度的最大张力(应力),单位为牛顿每毫米(N/mm);

S_0 ——考虑接头工艺条件下的输送带安全系数,无量纲;

S_1 ——考虑输送带预期寿命和工作应力的安全系数,无量纲;

c_K ——基于输送带边缘张力确定的最小接头疲劳强度的系数,取值如下:

对于织物输送带: $c_K = 1$;

对于钢丝绳芯输送带: $c_K = 1.25$,槽型过渡段;

$c_K=1$,平面和竖向曲线段。

系数 $c_K=1.25$ 的选择是基于 9.2.3 的输送带边缘张力的计算方法得出的。如果能够精确确定过渡段的张力时,取 $c_K=1$ 。

输送带的相对基准疲劳强度 $k_{t,rel}$ 是基准疲劳强度与名义拉断强度 k_N 之比,见式(107):

$$k_{t,rel} = \frac{k_t}{k_N} \quad \dots\dots\dots (107)$$

式中:

$k_{t,rel}$ ——输送带接头相对基准疲劳强度,无量纲;

k_t ——输送带接头基准疲劳强度,单位为牛顿每毫米(N/mm);

k_N ——输送带名义拉断强度,单位为牛顿每毫米(N/mm)。

表 10 基于输送带接头特征分类的安全系数 S_0

输送带的接头特征	分类		
空气中的粉尘	正常	无尘	灰尘较多
防止太阳辐射	正常	良好	中等
温度	中等	$\geq 18\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $\leq 22\text{ }^{\circ}\text{C}$	$<10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 或 $>30\text{ }^{\circ}\text{C}$
工作空间	正常	宽敞的	窄小的
工人技能	正常	很好	中等
接头材料质量	正常	新的	接近保质期
硫化设备质量	正常	很好	中等
安全系数 S_0	1.1	导致	
		降低至 1.0	增加至 1.2

相对基准疲劳强度是给定输送带类型及其接头形式的特征参数,它体现了输送带的性能。也是在带式输送机设计时对输送带提出的性能要求。

表 12 给出几种输送带结构的相对基准疲劳强度值。在设计中应用这些参数时应注意:

——织物芯输送带的数值是经过实验验证的基准值,有可能经过大量的测试得出结果对其进行修正;

——钢丝绳芯输送带的数值是经过大量的测试的基准值,可以作为需要验证的最低要求。

在计算输送带最小拉断强度 k_N 时,对于给定的输送带类型及其接头结构,可以代入实际的基准疲劳强度 k_t 。

表 11 基于运行条件分类的安全系数 S_1

相对于输送带和输送带接头疲劳强度的特征	特征分类		
预期的使用寿命	正常	寿命短	寿命长
由于故障造成的损坏	正常	低	高
化学和物理因素对应力的影响	正常	低	高
起动/停机频率(每天起动/停机次数)	>3 次, <30 次	≤ 3 次	≥ 30 次

表 11 (续)

相对于输送带和输送带接头疲劳强度的特征	特 征 分 类		
输送带循环频率(输送带循环一周时间)	<2h, >1min	≥2h	≤1min
安全系数 S_1	1.7	导致	
		降低至 1.5	增大至 1.9

表 12 相对基准疲劳强度 $k_{t,rel}$ 的参考值

输送带类型	输送带结构按照	名义拉断强度 k_N N/mm	接头结构按照	相对基准疲 劳强度 $k_{t,rel}^a$
单层织物芯输送带	GB/T 7984	630~3 150	指接接头	0.35
双层和厚芯层织物芯输送带	GB/T 7984	200~2 000	带有中间抗拉构件	0.35
两层以上织物芯输送带	GB/T 7984	315~3 150	阶梯接头	0.30
单层织物芯输送带	GB/T 31256	800~3 150	GB/T 31256	0.35
双层织物芯输送带	GB/T 31256	800~1 600	GB/T 31256 带有中间抗拉构件	0.30
钢丝绳芯输送带	GB/T 28267.1 GB/T 28267.2 GB/T 28267.3 GB/T 9770	1 000~5 400	GB 50431 GB/T 28267.4	0.45
钢丝绳芯输送带	GB/T 28267.1 GB/T 28267.3 GB/T 9770	< 1 000 > 5 400	GB 50431 GB/T 28267.4	0.45
^a 此基准值不能直接在已经老化和已经使用的输送带上应用。				

在稳态运行条件下,输送带的最小名义拉断强度根据输送带的最大张力 $k_{K,max}$ 按式(106)和式(107)计算,见式(108):

$$k_{N,min} = \frac{k_{t,min}}{k_{t,rel}} = c_K \cdot k_{K,max} \frac{S_0 S_1}{k_{t,rel}} \dots\dots\dots (108)$$

式中:
 $k_{N,min}$ ——最小名义拉断强度,单位为牛顿每毫米(N/mm)。
最小名义拉断强度 $k_{N,min}$ 的取值按式(108)计算,最大张力 $k_{K,max}$ 为考虑在输送带上张力分布不均匀的条件下的输送带张力(应力)。最大张力(应力)点的安全系数 S_{min} ,见式(109):

$$S_{min} = \frac{k_{N,min}}{k} = c_K \cdot \frac{k_{K,max}}{k} \cdot \frac{S_0 \cdot S_1}{k_{t,rel}} \dots\dots\dots (109)$$

式中:
 S_{min} ——相对于输送带最小名义拉断强度的最小安全系数。
对于含有上运和下运段的带式输送机,当给料不均匀时,应考虑在非稳定运行条件出现的极端应力,应按式(110)检查极端条件:

$$k_{t,\min} \geq 1.1 \cdot c_K \cdot k_{K,a,\max} \quad \dots\dots\dots (110)$$

否则,抗拉元件的设计强度则改用较大值 $k_t = 1.1 \cdot c_K \cdot k_{K,a,\max}$ 。

10.2.2 输送带安全系数的估算

由式(109)给出的包括安全系数 S_0 和 S_1 的安全系数 $S_{\min}$ 是基于稳态运行条件下输送带张力在宽度上的平均值。使用它们可得出表 13。可以清晰地看出,安全系数 $S_{\min}$ 分别受输送带指标($k_{t,\text{rel}}, S_0$)和带式输送机参数($S_1, k_{K,\max}$)的影响。

安全系数 $S_0 \cdot S_1 / k_{t,\text{rel}}$ 体现了输送带名义拉断强度与输送带实际拉断强度的比值; $c_K \cdot k_{K,\max} / k$ 体现了输送带实际张力与张力计算值的比值,见表 13。

表 13 与 $S_0 \cdot S_1 / k_{t,\text{rel}}$ 和 $c_K \cdot k_{K,\max} / k$ 相关的相对于最小名义拉断强度的最小安全系数 $S_{\min}$

$S_0 \cdot S_1 / k_{t,\text{rel}}$	$c_K \cdot k_{K,\max} / k$				
	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00
3.00	3.00	3.75	4.50	5.25	6.00
3.50	3.50	4.375	5.25	6.125	7.00
4.00	4.00	5.00	6.00	7.00	8.00
4.50	4.50	5.625	6.75	7.875	9.00
5.00	5.00	6.25	7.50	8.75	10.00
5.50	5.50	6.875	8.25	9.625	11.00
6.00	6.00	7.50	9.00	10.50	12.00
6.50	6.50	8.125	9.75	11.375	13.00
7.00	7.00	8.75	10.50	12.25	14.00
7.50	7.50	9.375	11.25	13.125	15.00

安全系数 S 与名义拉断强度 k_N 和 $k_{N,\min}$ 的比值相关,可按类似于式(84)确定,见式(111):

$$S = S_{\min} \frac{k_N}{k_{N,\min}} \quad \dots\dots\dots (111)$$

式中:

S ——相对于输送带名义拉断强度的安全系数。

上述的方法是根据输送带张力选择输送带拉断强度。应当明确,输送带的拉断强度可能是由于克服运行阻力的输送带张力来确定,也可能是由承载输送物料的输送带的横向刚度所决定的。

输送带的名义拉断强度的选择应优先选用 GB/T 28267.1—2012 表 2 推荐的型号。

10.3 输送带覆盖层厚度的确定

输送带覆盖层厚度应依据所输送的物料进行选择,确定输送带在计划使用期内发生磨损后仍然能保证其保护功能;输送带的抗拉元件应被充分覆盖。

可以采用表 14 所列的参考值确定覆盖层的最小厚度并按表 15 和表 16 采用相对应的承载覆盖层的附加厚度。当覆盖层内有输送带缓冲层(横向增强)时,应确定最小厚度。为了避免织物芯输送带产生不准许的起拱,承载的上覆盖层和与托辊接触的下覆盖层的厚度之比应不大于 3:1。

表 14 承载的上覆盖层和与托辊接触的下覆盖层的最小厚度基准值

纵向骨架材料	覆盖层最小厚度(基准值)
B (棉织物) P (聚酰胺) E (聚酯)	根据不同的织物结构分别为 1 mm~2 mm
St(钢丝绳芯)	$0.7d_B$, 最小 4 mm, 有横向加强时可能会大于 4 mm

表 15 输送带覆盖层附加厚度评价值

特征及和评价值		
载荷情况	有利	1
	正常	2
	不利	3
载荷频繁度	低	1
	正常	2
	高	3
最大颗粒尺寸	小	1
	正常	2
	大	3
物料密度	低	1
	正常	2
	高	3
磨琢性	低	1
	正常	2
	高	3

表 16 输送带覆盖层附加厚度

评价值总和	附加最小厚度(基准值) mm
5~6	0~1
7~8	1~3
9~11	3~6
12~13	6~10
14~15	>10

11 滚筒最小直径的确定方法

11.1 滚筒最小直径确定的原则

滚筒直径是通过依据输送带的使用寿命和输送带许用比压确定的。实际选用的滚筒直径应取两者的最大值。

11.2 依据输送带的使用寿命确定滚筒最小直径

确定滚筒最小直径的方法是希望接头的使用寿命最低要达到输送带的估计寿命；其前提是接头质量正常。按照这里所给定的较小的滚筒直径可以避免输送带过早地失效，也有利于降低滚筒表面或覆盖面的磨损。

带式输送机的滚筒最小直径，按输送带的结构、应力和接头形式来选定。为了确定最小直径，滚筒应分为下列几组：

- A 组：带式输送机上传动滚筒和所有在较高的输送带张力区域内的其他滚筒；
- B 组：在输送带低张力区域上的改向滚筒；
- C 组：增面滚筒（输送带运行方向的改变 $\leq 30^\circ$ ）。

图 11 为滚筒分组的示例。

滚筒直径的基准值的计算，见式(112)：

$$D_1 = c_0 \cdot d_B \quad \dots\dots\dots (112)$$

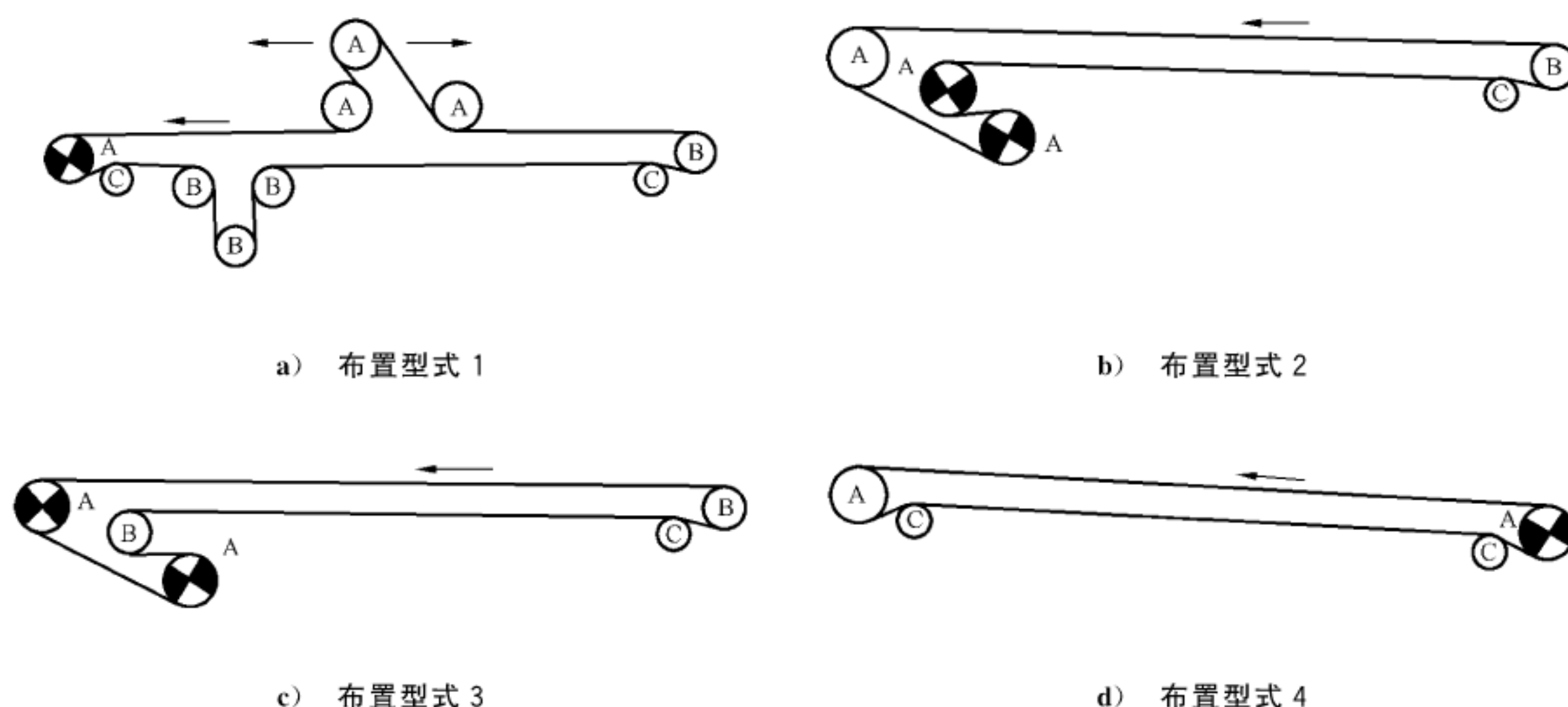
式中：

D_1 ——按输送带使用寿命条件确定的滚筒基准直径，单位为毫米(mm)；

c_0 ——确定滚筒最小直径基准值的系数，见表 17，无量纲；

d_B ——输送带抗拉元件的厚度（不包括输送带的上、下覆盖层），单位为毫米(mm)。

并采用优先数 R10(R20)将 D_1 取整。



说明：

A、B、C——滚筒的分组。

图 11 滚筒分组示例

表 17 确定滚筒最小基准直径的计算系数 c_0

纵向骨架的材料	c_0
B (棉织物)	80
P (聚酰胺)	90
E (聚酯)	108
S ₁ (钢丝绳芯)	145

如果在国家标准和其他规范、法规没有提供更多的相关技术细节,按照表 18 将滚筒载荷系数分为 4 组,滚筒直径确定过程可分为两种方法:

——方法 1:当初步估算出输送带的最大张力时,参考图 11 确定各个滚筒的组别,按式(113)计算滚筒载荷系数 f_{RMBT} :

$$f_{\text{RMBT}} = \frac{k_{\text{max}}}{k_{\text{N}}} \times 8 \times 100\% \quad \dots\dots\dots (113)$$

式中:

f_{RMBT} ——带式输送机的滚筒载荷系数,无量纲;
 k_{max} ——带式输送机上的输送带最大张力(应力),单位为牛顿每毫米(N/mm)。
根据最大滚筒载荷系数、滚筒直径的基准值,查表 18 分别确定 A、B、C 组滚筒直径。

——方法 2:当计算出每个滚筒上的输送带的张力时,按式(114)计算每个滚筒载荷系数:

$$f_{\text{RMBT},j} = \frac{k_{\text{T,max},j}}{k_{\text{N}}} \times 8 \times 100\% \quad \dots\dots\dots (114)$$

式中:

$f_{\text{RMBT},j}$ ——第 j 个滚筒的滚筒载荷系数,无量纲;
 $k_{\text{T,max},j}$ ——第 j 个滚筒上的输送带最大张力,单位为牛顿每毫米(N/mm)。
根据每个滚筒载荷系数、滚筒直径的基准值,将 A、B 组滚筒看作 A 组滚筒,查表 17,分别按 A 组和 C 组确定滚筒直径。

11.3 输送带许用比压确定滚筒最小直径

根据输送带许用比压确定的滚筒最小直径,见式(115):

$$D = \frac{(F_{\text{T1}} + F_{\text{T2}})}{p_{\text{Bp}} B} \quad \dots\dots\dots (115)$$

根据输送带钢丝绳下的许用比压确定的滚筒最小直径,见式(116):

$$D = \frac{(F_{\text{T1}} + F_{\text{T2}})}{p_{\text{Bs}} B} \frac{t_1}{d_{\text{B}}} \quad \dots\dots\dots (116)$$

式中:

p_{Bp} ——输送带许用比压,单位为牛顿每平方毫米(N/mm²);
 p_{Bs} ——钢丝绳芯输送带钢丝绳下的许用比压,单位为牛顿每平方毫米(N/mm²);
 B ——输送带宽度,单位为毫米(mm);
 d_{B} ——输送带的钢丝绳直径(输送带抗拉元件的厚度),单位为毫米(mm);
 t_1 ——输送带的钢丝绳间距,单位为毫米(mm)。

输送带许用比压和输送带钢丝绳下的许用比压由输送带制造厂提供。

若无资料时,输送带许用比压为:

钢丝绳芯输送带:可取 $p_{\text{Bp}}=0.6 \text{ N/mm}^2$;

织物芯输送带:可取 $p_{\text{Bp}}=0.4\text{ N/mm}^2$;
钢丝绳芯输送带钢丝绳下的许用比压:可取 $p_{\text{Bs}}=1.2\text{ N/mm}^2$ 。

表 18 在稳定工况下根据滚筒载荷系数确定 A、B 和 C 组滚筒的最小直径

滚筒直径 基准值 D_1 mm	最小直径(不包括护面) mm											
	滚筒载荷系数 f_{RMBT}											
	>100% 滚筒组别			>60%~100% 滚筒组别			>30%~60% 滚筒组别			~30% 滚筒组别		
	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C
	100	125	100		100							
125	160	125	100	125	100		100					
160	200	160	125	160	125	100	125	100		100	100	
200	250	200	160	200	160	125	160	125	100	125	125	100
250	315	250	200	250	200	160	200	160	125	160	160	125
315	400	315	250	315	250	200	250	200	160	200	200	160
400	500	400	315	400	315	250	315	250	200	250	250	200
500	630	500	400	500	400	315	400	315	250	315	315	250
630	800	630	500	630	500	400	500	400	315	400	400	315
800	1 000	800	630	800	630	500	630	500	400	500	500	400
1 000	1 250	1 000	800	1 000	800	630	800	630	500	630	630	500
1 250	1 400	1 250	1 000	1 250	1 000	800	1 000	800	630	800	800	630
1 400	1 600	1 400	1 000	1 400	1 250	1 000	1 250	1 000	800	1 000	1 000	800
1 600	1 800	1 600	1 250	1 600	1 250	1 000	1 250	1 000	800	1 000	1 000	800
1 800	2 000	1 800	1 250	1 800	1 400	1 250	1 600	1 250	1 000	1 250	1 250	1 000
2 000	2 200	2 000	1 400	2 000	1 600	1 250	1 600	1 250	1 000	1 250	1 250	1 000

12 托辊的选择与托辊间距设计

12.1 计算原则

托辊是带式输送机的重要部件,它在带式输送机整个输送线路上支撑输送带和载荷。尽管它的作用仅是支撑,但是它的数量很大,多达几百甚至上千组托辊。而且每组托辊上有多个轴承,其可靠性尤为重要。托辊组的直径、托辊组间距、托辊组的槽角取决于:

- 输送带的宽度、纵向刚度、成槽性;
- 物料堆积密度与粒度;
- 运行速度等因素。

托辊的转动阻力影响到带式输送机的主要阻力。若设计不当,还有可能产生托辊作为振源的输送带横向振动问题。

在托辊选择时应考虑托辊转速的限制、辊子或托辊组的承载能力、托辊对输送带的支承能力(输送带横向刚度)以及避免共振。

12.2 辊子直径的确定

辊子的直径应按 GB 50431 所规定的带速对应关系选取,或按 GB/T 10595 规定的托辊辊子转速不高于 600 r/min 来确定辊子直径,式(117):

$$d_R \geq \frac{60v}{\pi n_R} \dots\dots\dots (117)$$

式中:
 d_R ——托辊直径,单位为米(m);
 n_R ——稳定运行条件下允许的托辊最大转速,单位为转每分(r/min)。 $n_R=600$ r/min。
通常,在带式输送机的设计中,上分支和下分支选用相同直径的辊子,也可以从托辊组的承载能力考虑在带式输送机的上分支和下分支选用不同直径的辊子。
选用大直径的辊子可以降低辊子的转动阻力,并且减小输送带的压陷滚动阻力。可以通过经济技术比较确定选用大直径辊子的可行性。

12.3 托辊组间距

托辊组间距的确定可参考 GB 50431 的推荐值或按表 19 选取。
托辊组间距的确定涉及托辊组的承载能力、输送带的垂度、共振等问题。对于大型带式输送机,在综合分析这些因素的基础上,可以选用更大的托辊组间距,以降低设备的投资。

表 19 槽角为 35°的托辊组和平形回程托辊组的典型托辊间距

带宽 mm	物料密度 kg/m³			平形回程托辊组间距 mm
	400~1 200	1 201~2 000	2 001~2 800	
	槽角为 35°的承载槽型托辊组间距 mm			
300 400 500 600 650	1 600	1 500	1 400	3 000
750 800 900	1 500	1 400	1 300	3 000
1 000 1 050 1 200 1 350	1 400	1 300	1 200	3 000

表 19 (续)

带宽 mm	物料密度 kg/m ³			平形回程托辊组间距 mm
	400~1 200	1 201~2 000	2 001~2 800	
	槽角为 35°的承载槽型托辊组间距 mm			
1 400 1 600 1 800 2 000	1 200	1 000	800	3 000
2 200 2 400 2 600 2 800	1 100	900	750	3 000
在受料段,考虑到冲击载荷的存在,应减小托辊组间距,将托辊组的布置加密。 在回程段可以考虑适当增大托辊组间距。				

12.4 避免共振设计

共振是由辊子的偏心作为激振源产生的,当辊子的转动频率接近输送带的固有频率时将产生共振。理论上,通过输送带的固有频率分析可得出输送带的固有频率。作为简化计算,可用下式计算输送带的横截面振动近似固有频率 f_p 。

承载分支近似固有频率,式(118):

$$f_p = \frac{1}{2l_{R,o}} \sqrt{\frac{F_{T,i}}{q_{G,i} + q_B}} \quad \dots\dots\dots (118)$$

空载分支近似固有频率,见式(119):

$$f_p = \frac{1}{2l_{R,u}} \sqrt{\frac{F_{T,i}}{q_B}} \quad \dots\dots\dots (119)$$

式中:

$F_{T,i}$ ——计算固有频率处输送带张力,单位为牛顿(N);

f_p ——输送带的横截面振动近似固有频率,单位为赫兹(Hz)。

辊子转动的频率,见式(120):

$$f_r = \frac{v}{\pi d_R} \quad \dots\dots\dots (120)$$

式中:

f_r ——辊子转动的频率,单位为赫兹(Hz)。

对于低带速带式输送机,应满足式(121):

$$f_r < f_p \quad \dots\dots\dots (121)$$

高带速的带式输送机如不能满足上式的要求时,请咨询专家。

13 槽形过渡段及竖向曲线段曲率半径的设计

13.1 计算原则

在第9章中根据给定的槽形过渡段和凸弧段的结构来计算输送带宽度方向上的张力分布,之后确定输送带的选择方案。在本章中将对适合给定的输送带类型的槽形过渡段和凸、凹弧段的结构进行计算。

13.2 槽形过渡段最小长度的确定

13.2.1 过渡段的输送带张力(应力)

按照图8和依据式(108)的关系,下列计算式适合2辊和3辊托辊组。

输送带边缘的张力应小于式(122)计算出的 $k_{k,zul}$,即:

$$k_{K,zul} = \frac{k_N k_{t,rel}}{c_K \cdot S_0 S_1} \dots\dots\dots (122)$$

输送带中心区域的张力应满足式(123)和式(124):

$$k_M = \frac{B k - b_S k_{K,zul}}{B - b_S} \geq 0 \dots\dots\dots (123)$$

$$\Delta k = k_{K,zul} - k_M \dots\dots\dots (124)$$

13.2.2 织物芯输送带

按式(99),有:

$$\frac{l_K - l_{Td}}{l_{Td}} = \frac{\Delta k}{E_{LB}} \dots\dots\dots (125)$$

Δk 由式(124)、式(123)以及式(122)计算。在下面的计算式中,参数 $c_K=1.0$ 。应用式(94),可得:

$$l_{Td,min} = \sqrt{\frac{h_{Tr}^2 + 2b_S^2 - 2b_S(h_{Tr} \sin\lambda + b_S \cos\lambda)}{(\Delta k/E_{LB} + 1)^2 - 1}} \dots\dots\dots (126)$$

对于织物芯输送带,过渡段长度的计算式(126)具有足够精度。

13.2.3 钢丝绳芯输送带

按照9.2.3中所给出的条件,近似计算槽形过渡段的最小长度如下。由式(108),有:

$$\frac{l_K - l_{Td}}{l_{Td,eff}} = \frac{\Delta k}{E_{LB}} \dots\dots\dots (127)$$

将式(124)和式(123)计算结果代入式(118)计算出 Δk 。式(108)为应力评价的表达式,其中参数 c_K 按钢丝绳输送带选取。应用式(127),可得:

$$l_{Td,min} = \frac{\sqrt{l_{Td,min}^2 + h_{Tr}^2 + 2b_S^2 - 2b_S(h_{Tr} \sin\lambda + b_S \cos\lambda)} - \Delta l_{Td} \cdot \Delta k/E_{LB}}{\Delta k/E_{LB} + 1} \dots\dots\dots (128)$$

其中, Δl_{Td} 由式(101)给出。比较式(128)和式(126)可知,钢丝绳芯输送带的最小过渡段长度可以通过迭代方法计算。

或按式(129)计算:

$$l_{Td, \min} = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \dots\dots\dots (129)$$

其中:

$$a = [(\Delta k / E_{LB} + 1)^2 - 1]$$

$$b = 2(\Delta k / E_{LB} + 1)(\Delta l_{Td} \cdot \Delta k / E_{LB})$$

$$c = (\Delta l_{Td} \cdot \Delta k / E_{LB})^2 - [h_{Tr}^2 + 2b_s^2 - 2b_s(h_{Tr} \sin \lambda + b_s \cos \lambda)]$$

只有在过渡段上的滚筒的前面或后面至少存在输送带的区段补偿输送带的长度变化,才可以应用式(127)和式(128)。在竖向凸弧段的不存在直接相邻的过渡区。在此情况下, $l_{Td, eff}$ 替代 l_{Td} , 使用式(126)可以显式地求出 $l_{Td, \min}$ 。

13.3 竖向曲线段最小半径的确定

13.3.1 计算原则

由凸弧段和凹弧段产生的附加伸长,在很小和中等以下的弧长时只有通过复杂的计算才能得出;但是其值总是小于在很长的弧长的中心区域出现的伸长。伸长值以下列计算方法为基础。

13.3.2 凸弧曲线段

对于2辊、3辊托辊组,假设在输送带中心的输送带张力直接为0,则按式(103)、式(105)和式(108),取 $c_K = 1.0$,确定竖向曲线段的最小半径,见式(130):

$$R_{e, \min} = \frac{b_s \sin \lambda E_{LB}}{k_N k_{t, rel}} S_0 S_1 \dots\dots\dots (130)$$

13.3.3 凹弧曲线段

在凹弧段上中心出现附加伸长,边缘出现相对压缩,其值在输送带尚未脱离托辊时与凸弧段出现的附加伸长相同。如果在各种运行条件下避免输送带脱离托辊,可按式(131)计算曲率半径:

$$R_{a, i, \min} = \frac{F_{T, i, \max}}{g q_B \cos \delta_i} \dots\dots\dots (131)$$

14 输送带翻转的设计

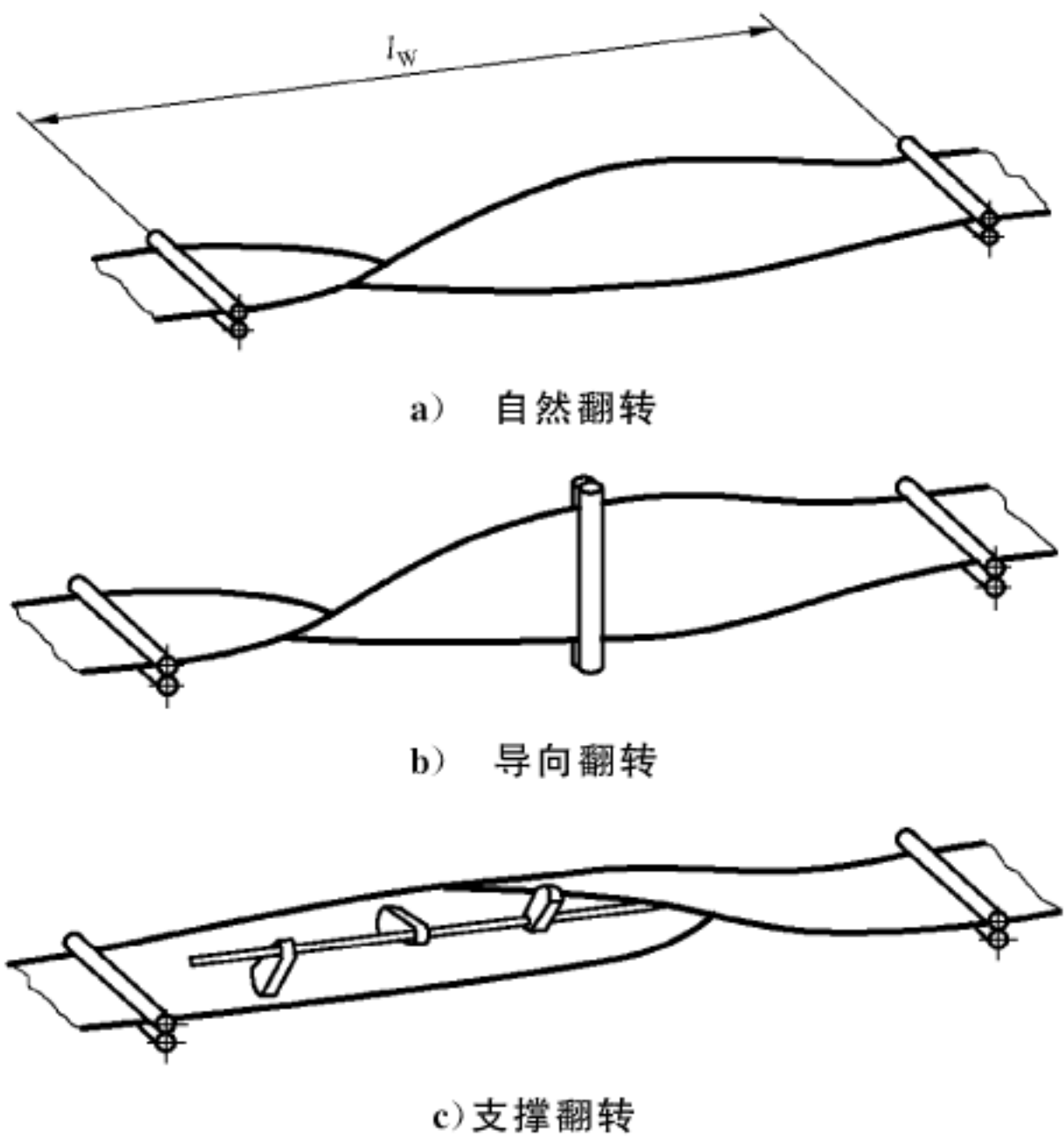
输送带翻转运行,用于减少下分支输送带污染和输送带的磨损并改善运行的对中性。

选择输送带翻转的类型和长度取决于下列参数:

- 输送带宽度;
- 输送带质量或重力;
- 横向刚度;
- 弹性特性;
- 运行速度。

根据输送带翻转范围内输送带的支承形式,按图12示意图所列的结构分为:

- 自然式翻转;
- 导向式翻转;
- 支承翻转式。



说明：
 l_w ——翻转长度。

图 12 输送带翻转的结构

表 20 为输送带翻转长度 l_w 的基准值,适用于下分支且输送带张力低的情况。否则,应进行详细计算。

表 20 输送带翻转长度 l_w 的基准值

输送带翻转类型	输送带最大宽度 mm	最小翻转长度 l_w mm		
		输送带类型		
		织物芯输送带	EP 输送带	钢丝绳芯输送带
自然翻转式	1 200	8B	10B	—
导向翻转式	1 600	10B	12.5B	22B
支承翻转式	2 400	—	10 B	15B

——当托辊组为 2 辊时,取 $l_M=0, l_2=0, \lambda_1=0$, 见式(A.14)、式(A.15)、式(A.16):

$$A_{1,\text{th}} = \frac{1}{6} [b \cos \lambda]^2 \tan \theta \quad \dots\dots\dots (\text{ A.14 })$$

$$A_{2,\text{th}} = \left[\frac{b}{2} \cos \lambda \right] \frac{b}{2} \sin \lambda \quad \dots\dots\dots (\text{ A.15 })$$

$$A_{3,\text{th}} = 0 \quad \dots\dots\dots (\text{ A.16 })$$

——当托辊组为 1 辊时,取 $l_M=0, l_2=0, \lambda_1=0, \lambda=0$, 见式(A.17)、式(A.18)、式(A.19):

$$A_{1,\text{th}} = \frac{1}{6} [b]^2 \tan \theta \quad \dots\dots\dots (\text{ A.17 })$$

$$A_{2,\text{th}} = 0 \quad \dots\dots\dots (\text{ A.18 })$$

$$A_{3,\text{th}} = 0 \quad \dots\dots\dots (\text{ A.19 })$$

式中:

$A_{1,\text{th}}$ ——承载物料的上部的截面积,单位为平方米(m^2);

$A_{2,\text{th}}$ ——外侧辊子上倒梯形部分面积,单位为平方米(m^2);

$A_{3,\text{th}}$ ——内侧辊子上倒梯形部分面积,单位为平方米(m^2);

λ ——外侧辊子槽角,单位为度($^\circ$);

λ_1 ——内侧辊子槽角,单位为度($^\circ$);

l_M ——中间辊子长度,单位为米(m);

l_2 ——内侧辊子长度,单位为米(m);

l_{s1} ——外侧辊子与物料的接触长度,单位为米(m);

b ——有效输送带宽度(理论承载物料的输送带宽度),单位为米(m);

θ ——物料的动堆积角,单位为度($^\circ$)。

附录 B

(资料性附录)

用附加阻力系数确定总附加阻力

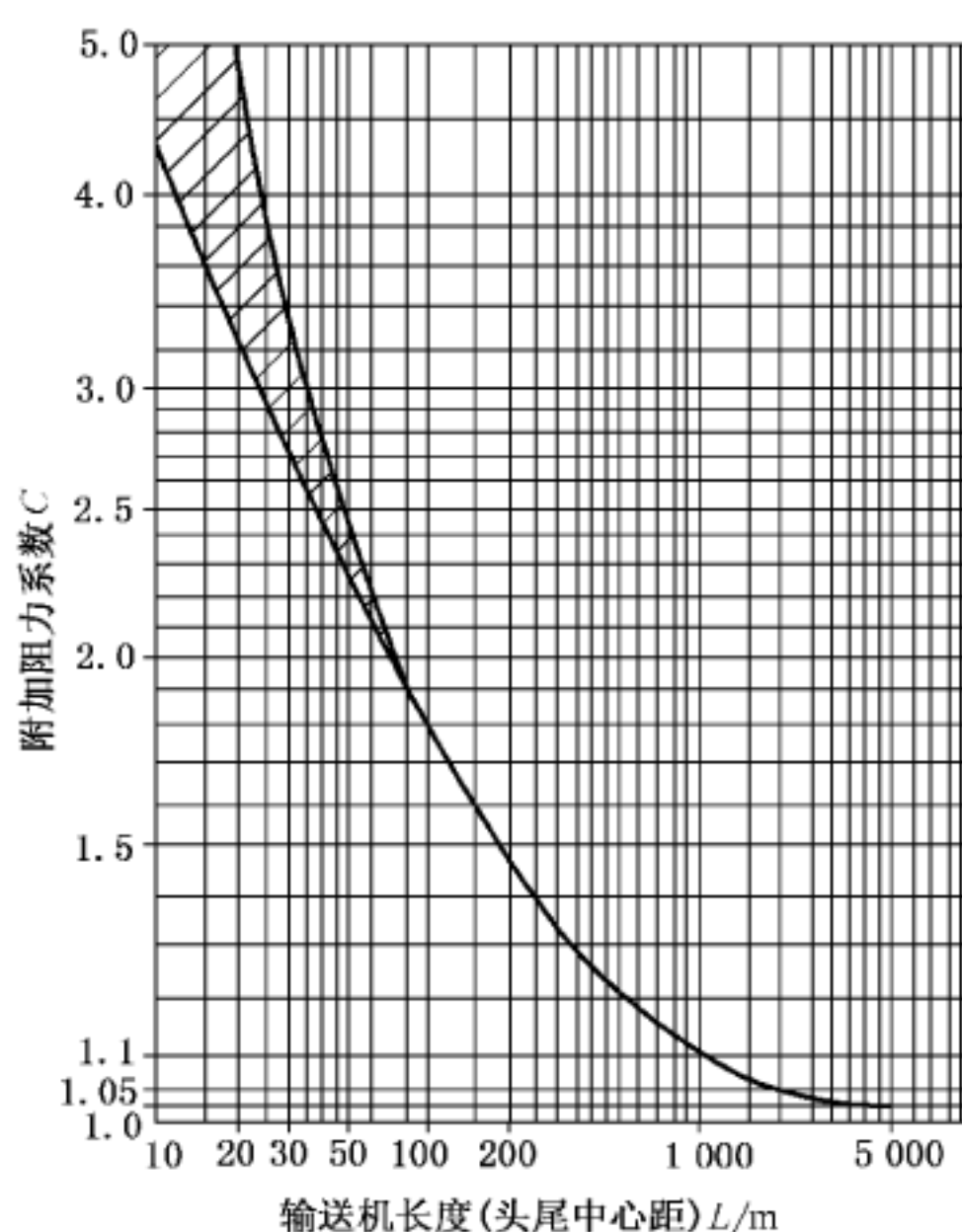
当附加阻力在全部阻力中所占比例很小时,例如 $L > 80$ m 的带式输送机 and 单台带式输送机只有一个加料点时,应从主要阻力中确定总附加阻力。可以通过系数 C 来计算附加阻力的总和。

附加阻力系数,见式(B.1)、式(B.2):

$$C = \frac{F_H + F_N}{F_H} \dots\dots\dots (B.1)$$

表 B.1 有效填充系数为 $0.7 < \phi < 1.1$ 时系数 C 的基准值

L/m	80	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1 000	1 500	$\geq 2 000$
C	1.92	1.78	1.58	1.45	1.31	1.25	1.20	1.17	1.14	1.12	1.10	1.09	1.06	1.05

图 B.1 随带式输送机长度变化的附加阻力系数 C

$$F_N = (C - 1)F_H \dots\dots\dots (B.2)$$

式中:

C ——附加阻力系数,无量纲;

F_N ——附加阻力,单位为牛顿(N);

F_H ——主要阻力,单位为牛顿(N)。

附加阻力系数 C 是通过典型带式输送机的阻力计算得出的,应用时需考虑设计计算的具体参数选用,表 B.1 是基于模拟摩擦系数为 0.025 给出的。

如果输送机长度小于 80 m,则系数 C 不是定值,正如图 1 阴影区所示的那样。短输送机系数 C 的不确定区,说明附加阻力对系数 C 起着主要影响作用。在短输送机区里,系数 C 的虚线并不代表极限区间,只是为了提示注意,对短输送机系数 C 是不确定的。

附录 C

(资料性附录)

简单布置带式输送机的输送带最大张力的计算

对于较简单但又是经常遇到的带式输送机,即:

——水平带式输送机或只有很小倾角的带式输送机;

——只有一个传动滚筒;

——用来停止整台带式输送机的制动力较小;

——所需最小输送带张力不是由其他任何布置或运行条件(如输送带垂度条件)所确定。

对这样的带式输送机,最大输送带张力可以用式(C.1)近似计算(见图4)。见式(C.1):

$$F_{\max} \approx F_{T1} \approx F_U p_A \left(\frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} + 1 \right) \quad \dots\dots\dots (C.1)$$

式中:

$F_{\max}$ ——输送带最大张力,单位为牛顿(N);

F_{T1} ——传动滚筒相遇点张力,单位为牛顿(N);

F_U ——输送机总运行阻力,单位为牛顿(N);

p_A ——启动系数,无量纲;

μ ——输送带与滚筒之间的摩擦系数,无量纲;

α ——围包角,单位为弧度(rad)。

系数 p_A 考虑的是带式输送机在启动时的圆周力要比稳定运行时大。根据驱动装置的机械特性,系数 p_A 在 1.3~2.0 之间确定。

参 考 文 献

- [1] ISO 5048—1989 Continuous mechanical handling equipment—Belt conveyors with carrying idlers—Calculation of operating power and tensile forces
 - [2] ISO 3684 Conveyor belts—Determination of minimum pulley diameters
 - [3] DIN 22101 Stetigförderer—Gurtförderer für Schüttgüter Grundlagen für die Berechnung und Auslegung
 - [4] BS 8438:2004 Troughed belt conveyor—Specification
 - [5] CEMA. Belt Conveyors for Bulk Materials (Sixth Edition) Florida: The Conveyor Manufacturers Association, 2005.
 - [6] CEMA. Belt Conveyors for Bulk Materials (Seventh Edition) Florida: The Conveyor Manufacturers Association, 2014.
 - [7] 宋伟刚. 通用带式输送机设计. 北京: 机械工业出版社, 2006.
 - [8] 张振文, 宋伟刚. 带式输送机工程设计与应用. 北京: 冶金工业出版社, 2015.
-

