

深槽型大倾角上运输送机的设计与应用

赵健, 刘志伟

(中交一航局安装工程有限公司)

摘 要: 普通系列化的带式输送机运输倾角一般在 18° 以下, 随着采煤难度的增加, 现代矿井煤炭运输需要解决大于这个倾角的煤炭运输问题。深槽型结构的输送机上分支胶带, 主要通过深槽托辊组来承载, 深槽托辊按双排中心对称的方式布置, 槽角最大 60° , 从而改变了输送带的槽角, 使用普通胶带, 就能达到输送较大倾角的目的。文章以康宝矿业公司深槽型大倾角上运输送机为例, 介绍了输送机的设计计算过程, 主要部件的选型和设计, 在安全运行防护等方面采取的措施。经实践证明, 具有运行成本低、结构简单、成槽性好、输送能力大等优点, 满足现代矿井煤炭运输的需要。

关键词: 深槽型大倾角; 深槽型托辊; 上运输送机; 设计与应用

沈矿在 2008 年采用凹花纹胶带研制并生产出了 31.5° 倾角的输送机, 应用于金岭煤矿主井提升中。较低的胶带和托辊运行成本, 使得这种类型的输送机也应用到了地面输送系统。康宝矿业公司主井输送倾角为 25° , 巷道高度不能采用 U 形输送机, 因此采用深槽型大倾角上运输送机, 自投入使用以来, 运行状况良好。

1 深槽型带式输送机的工作原理

要增大输送物料的倾角, 就要增加物料之间的内摩擦力, 要增加物料和输送带之间的摩擦力, 这就需要对物料施加压力, 当对质量为 m 的物料施加压力 F^* 时^[1]:

$$\beta_{\max} \leq \arcsin\left(\frac{\mu_1 F^*}{mg\sqrt{1+\mu_1^2}}\right) + \varphi \quad (1)$$

式中: β_{\max} 为输送机最大倾角, $(^\circ)$; μ_1 为物料和输送带之间的摩擦因数; φ 为物料与输送带间的摩擦角, $(^\circ)$ 。

由此可见增大 F^* 可以提高输送物料的倾角。然而, 由于压力 F^* 的情况过于复杂, 目前仅仅限于有理可依阶段, 真正把理论用于实际的条件还

不成熟。

但深槽型带式输送机的工作原理可以通过式 (1) 来解释, 即通过增加托辊组的槽深, 使输送带挤压物料, 增大了物料间和物料与输送带之间的摩擦力, 从而得到较大的输送倾角。

例如提升输送机的最大倾角为 25° , 根据式 (1) 的理论依据及设计经验, 决定在此倾角上采用深槽型托辊, 使用证明没有出现物料下滑的现象。

2 确定设计方案

设计环境: 海拔标高 +5 m; 环境温度最低 -10.0°C , 最高 $+40.0^\circ\text{C}$; 供电条件是高压等级 10 kV ($P \geq 200 \text{ kW}$), 低压等级 0.38 kV; 频率 50 Hz。

设计参数: 输送原煤输送量 200 t/h; 带宽 800 mm; 带速 V 为 2.5 m/s; 机长为 871 m; 提升高度为 312 m; 倾角为 $0^\circ \sim 12.5^\circ \sim 25^\circ \sim 19^\circ$ 。

最大输送倾角为 25° , 超过通用型 18° 的范围, 物料可能会下滑, 决定采用深槽型托辊。考虑管理、检修和维护的方便, 将驱动部分布置在井口外侧, 水平安装。采用尾部液压拉紧, 整机布置如图 1 所示。

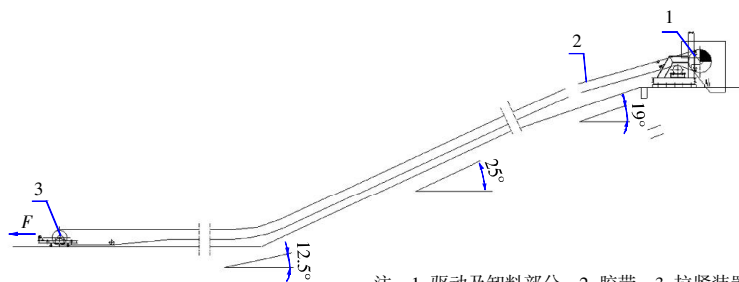


图 1 整机方案布置图

3 设计计算

3.1 能力计算

因为整机的托辊槽角多样化,在进行能力计算时,按 35°槽角和深槽 60°分别计算最大输送能力,保证填充率不超过 85%。最大输送能力按式(2)计算^[2]:

$$Q_{\max} = 3.6SVK\rho \quad (2)$$

式中: Q_{\max} 为输送机理论输送能力, t/h; V 为带速,取 2.5 m/s; S 为输送带上物料的最大横截面积, m², 35°槽角查表^[2]得出 0.067 8, 60°深槽角由图 2 得出 0.080; K 为倾斜系数,查表^[2]取 0.72; ρ 为物料密度,取 850 kg/m³。

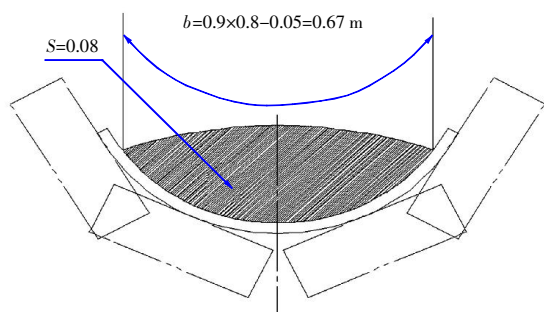


图 2 深槽角槽形理论截面

以上数值代入式(2),计算得 35°槽角时 $Q_{\max} = 373$ t/h,深槽托辊时 $Q_{\max} = 440$ t/h,实际输送物料 200 t/h, $200/373 = 0.54$, $200/440 = 0.45$,均不超过 85%,满足设计能力要求。

3.2 功率计算

深槽型输送机的功率和普通小倾角的固定式输送机一样,按式(3)^[3]计算,值得注意的是,因为托辊和胶带的摩擦面增加,模拟摩擦系数要适当增大。

$$F = C f L g [q_{RO} + q_{RU} + (2q_B + q_C) \cos \beta] + g q_C H \quad (3)$$

式中: F 为传动滚筒上所需圆周驱动力, N; C 为附加阻力系数,查表^[2]取 1.1; f 为运行阻力系数,查表^[2]取 0.04; L 为输送机长度, m,取 871 m; g 为重力加速度, m/s²,取 9.81 m/s²; q_{RO} 为上托辊每米旋转部分质量, kg/m,取 14.6/1.2 = 12.17 kg/m; q_{RU} 为下托辊每米旋转部分质量, kg/m,取 8.91/3 = 2.97 kg/m; q_B 为胶带每米重, kg/m,取 29.44 kg/m (按 ST2500 胶带计算); q_C 为物料每米重, kg/m, $200/3.6/2.5 = 22.22$ kg/m; β 为输送机倾角,取 25°; H 为物料提升高度, m,取 312 m;

以上数值代入式(3)中,计算得:

$$F = 1.1 \times 0.04 \times 871 \times 9.81 \times [12.17 + 2.97 + (2 \times 29.44 + 22.22) \times \cos 25^\circ] + 9.81 \times 22.22 \times 312 = 101\,334 \text{ N}$$

则轴功率

$$P = F_V = 101\,344 \times 2.5 = 253\,360 \text{ W} \approx 253 \text{ kW}$$

考虑传动效率和电压降,电机功率 $P_d = 253/0.85/0.9 = 331 \text{ kW}$ 。

因驱动功率不大,综合考虑运行成本、安装空间、电气控制,决定采用单驱动,选配电机功率 355 kW, 10 kV。

3.3 输送带张力及弧段曲率半径的计算

输送带最小张力应满足不打滑;下垂度不大于许用值,分别计算输送带最小张力,取其中较大值,并按照逐点法得出各滚筒处的张力值^[2]。

输送机存在两个拐点,所以有 2 个弧段,1 个凹弧,1 个凸弧,曲率半径计算如下^[2]:

1) 凸弧段曲率半径

$$R \geq 167B \sin \lambda \quad (4)$$

式中: λ 为托辊槽角,取 60°, B 为胶带宽度, m,取 0.8。

代入式(4)中,得 $R \geq 116$ m,取 120 m。

2) 凹弧段曲率半径

为了减少维护和检修的麻烦,尽可能不用压带轮,防止空载运行不飘带的曲率半径。

$$R \geq K F_x / (q_B g \cos \alpha) \quad (5)$$

式中: K 为动载系数,取 1.5; F_x 为凹弧起点处的输送带张力,本项目中按逐点法计算 $F_x = F_W + f L_X g \cdot (q_{RO} + q_B)$,其中 $F_W = 8$ kN, $L_X = 107$ m,计算得 $F_x = 8\,000 + 0.04 \times 107 \times 9.81 \times (12.17 + 29.44) = 9\,747$ N; α 为过渡弧圆心角,取 25°;

以上数值代入式(5),计算得 $R \geq 56$ m,取 90 m。

4 主要部件的选型及设计

4.1 驱动部分

驱动单元是带式输送机的心脏部分,不仅为输送机的运行提供动力,启制动性能的好坏,对物料的正常运行至关重要。软启动选用山东科技大学运输与控制技术研究所研制开发的液体黏性软启动装置,克服了电气软启动和调速型液力耦合器的不足,实现了缓慢启动,保证了输送机系统的稳定运行,可实现空载及重载等多种工况的可控启动,降低了启动过程中的机械冲击和电气冲击。

为了防止带式输送机有载停车时发生倒转或顺滑,采用逆止器+制动器的双保险。经计算逆止力矩比较大,为降低运行成本,采用减速机高速轴 NF 型逆止器。减速机选用国产 SDS 减速机,型号为 SDS560-40。

4.2 滚筒

按逐点张力法计算输送机满载运行时滚筒位置处的张力,用平行四边形法则算出合力,直接在《型固定带式输送机设计选用手册》^[2]中选取型号即可。

4.3 托辊组

辊子直径的选择可直接在《型固定带式输送机设计选用手册》查取,轴承选择按式(6)~式(9),结果最大值比对《型固定带式输送机设计选用手册》辊子承载能力表,选择合适的轴承型号。

4.3.1 静载计算

承载分支托辊:

$$P_0 = e a_0 (I_m / V + q_B) \times 9.8 \quad (6)$$

式中: P_0 为承载分支托辊静载荷, N; e 为辊子载荷系数; a_0 为承载分支托辊间距, m; I_m 为输送能力, kg/s。

回程分支托辊:

$$P_u = e a_u q_B \times 9.8 \quad (7)$$

式中: P_u 为承载分支托辊静载荷, N; a_u 为回程分支托辊间距, m; I_m 为输送能力, kg/s。

4.3.2 动载计算

承载分支托辊:

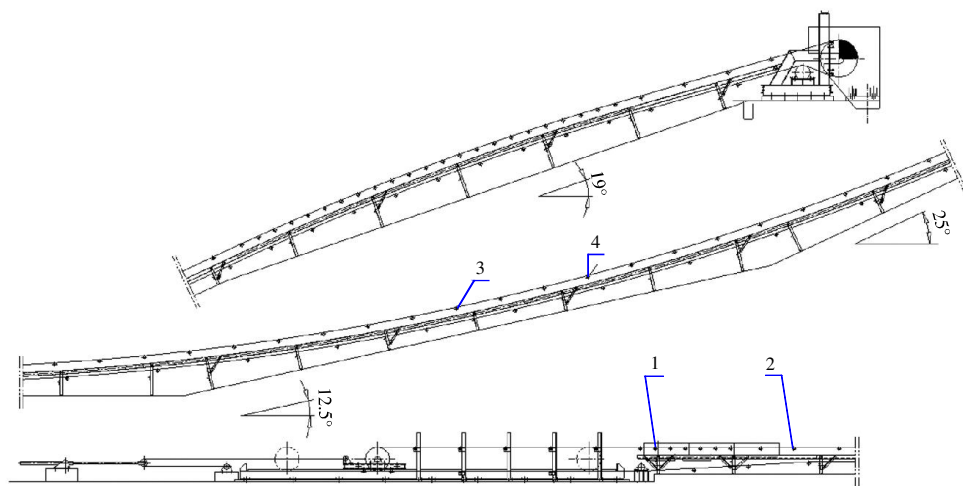
$$P_0' = P_0 f_s f_d f_a \quad (8)$$

回程分支托辊:

$$P_u' = P_u f_s f_a \quad (9)$$

式中: f_s 为运行系数; f_d 为冲击系数; f_a 为工况系数。

托辊的槽型角主要通过其支架来实现的,托辊支架结构类型按其输送倾角的多样化,小于 18° 时采用 35° 槽型托辊,两者过渡处采用 45° 可调过渡托辊,大于 18° 采用 60° 深槽托辊。本设备的上分支托辊布置如图 3 所示。



注: 1-35°缓冲托辊; 2-35°槽型托辊; 3-45°可调过渡托辊; 4-深槽托辊

图 3 上分支托辊布置图

本次设计的深槽托辊,将托辊组的槽角按双排中心对称的方式布置,有利于输送带的对中运行,不易跑偏,同时防止输送带在相邻托辊间挤压而损伤胶带。其结构设计见图 4。

为了防止输送带的跑偏,沿线每 10 组托辊中布置一组调心托辊组, 35° 槽角处和输送机下分支按《型固定带式输送机设计选用手册》选取,深槽托辊处的调心托辊结构按深槽型布置。深槽托辊处的调心托辊结构见图 5。

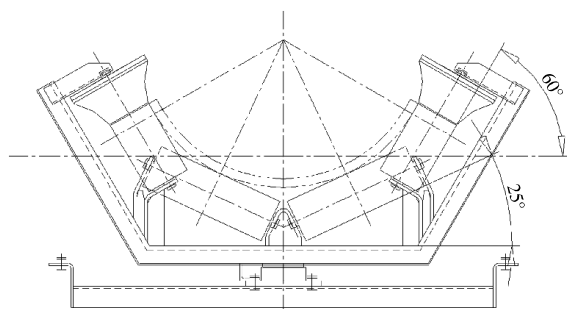


图 5 深槽调心托辊

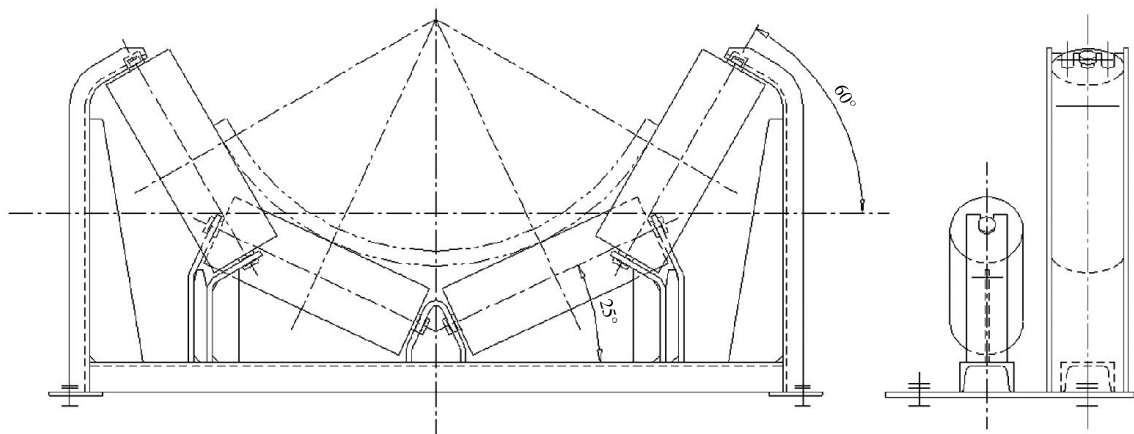


图4 深槽托辊

4.4 胶带

因为托辊组的槽型角比较大,为了增强横向刚性,选用防撕裂型的钢绳芯胶带,即在普通结构钢绳芯输送带的上盖胶与芯胶之间垂直于纵向钢丝绳的承载面,横向均匀布置加一层尼龙抗撕裂网。

所需带强

$$\sigma = F_{\max} n / 1000B \quad (10)$$

经比较计算结果,本设备最大张力点位于头部驱动滚筒入边张力处,代入式(10),选出适合的输送带规格。

4.5 拉紧装置

适合煤矿的拉紧方式不多,大倾角式输送机一般采用尾部重载车式自动张紧,可本次设计因尾部为水平布置,综合考虑,决定选用防爆型液压拉紧装置,具有张力可调、实时监控、响应快、安全可靠等优点。

4.6 安全保护装置

按照煤矿安全规程和国家标准配置了双向拉

绳开关、跑偏开关、速度开关、打滑开关、撕裂开关、堵料开关,主要用于输送机非正常运行状态时的检测报警、紧急停机保护。

5 结语

康宝矿业公司深槽型大倾角上运输送机自投入使用以来,运行状况良好。实践证明,增加槽角对提高输送物料的倾角可行。但物料受机长、密度、含水率等条件的限制,托辊槽型角和输送机倾角的匹配关系还有待研究解决,没有可靠的理论依据。在保证安全运行的情况下,对物料的特性进一步研究,匹配合适的输送机托辊槽角和运行倾角,减小投入成本,节约资源,提高我国带式输送机的国际竞争性。

参考文献:

- [1] 宋伟刚. 特种带式输送机设计[M]. 北京:机械工业出版社, 2007.
- [2] 机械工业部北京起重运输机械研究所. 型固定带式输送机设计选用手册[M]. 北京:冶金工业出版社, 1994.
- [3] MT/T 467—1996, 煤矿用带式输送机设计计算[S].