

基于DEM-FEM的圆管带式输送机曲线段托辊接触力研究

贾海波 周利东 张玺

(太原科技大学 机械工程学院, 太原 030024)

摘要:【目的】托辊作为圆管带式输送机的关键部件,其接触力大小直接决定托辊的使用寿命;而托辊间距的布置方式对输送机的稳定运行及传输效率同样至关重要。【方法】采用Abaqus软件对圆管带式输送机直线段与凸凹弧段进行离散单元法-有限单元法(Discrete Element Method-Finite Element Method, DEM-FEM)耦合仿真分析,得出不同线路上托辊接触力的分布情况,同时结合理论分析验证了模型的可行性;改变托辊间距,研究这一因素对曲线段上同一托辊组中各托辊接触力分布的影响规律,并与直线段进行对比,得出不同输送线路上托辊间距与直线段的布置差异。【结果】研究为实际工程中托辊选型及间距的调整和优化提供了有价值的参考和指导。

关键词:托辊接触力;圆管带式输送机;凸凹弧段;托辊间距;仿真

中图分类号: TH222 **DOI:** 10.16578/j.issn.1004.2539.2025.09.001

0 引言

圆管带式输送机因大运量、密闭运输、空间转弯等诸多优势,在电力、矿业、粮食等多种散料输送领域得到了快速发展。圆管带式输送机中,输送带需要被托辊强制卷成圆管状,托辊会受到输送带较大的反弹力,进而导致托辊受力状态恶化及输送带的压陷滚动阻力明显增大。合理选取相关参数,对圆管带式输送机的稳定运行、节能降耗具有重要意义。HUNTER^[1]和MAY等^[2]是最早通过输送带和托辊间的正压力求得压陷滚动阻力的,在压陷滚动阻力的很多后续研究中,也都采用了这种思想。输送带和托辊间的正压力逐渐成为研究压陷滚动阻力的一个重点。

目前,圆管带式输送机的设计标准和计算方法尚未完全统一。对于托辊间距的选取,主要是以经验或根据皮带承载段运输的张力、下垂度来确定,进而在整个圆管带式输送机运输路线上采用统一的托辊间距。圆管带式输送机的运输路线向长距离方向发展,若不针对实际路线来确定托辊间距,可能导致托辊过早磨损,影响系统的稳定性和效率。托辊间距过小,会造成托辊数量增加,加大设备投入,同时造成运行阻力增加;托辊间距过大,在物料重力及输送带重力等影响下易导致输送带下垂,下垂过大,输送机的运行阻力将增大,甚至发生涨管等

不正常现象,降低工作效率。因此,研究托辊间距对圆管带式输送机托辊接触力的影响规律,对其参数设计和选用、提高运行性能以及降低维护成本具有重要意义。

黄伟等^[3]基于仿真模型,分析托辊组6个位置处的托辊所受输送带重力、物料重力、输送带反弹力这3个物理量的系数,得到托辊正压力的计算模型,具有一定的理论参考意义;并搭建试验装置,验证了计算模型的正确性。裘升东等^[4]从圆管带式输送机物料堆积密度来研究托辊间距,推导出不同输送带管径和堆积密度下托辊间距合理布置的数学表达式,为托辊间距的选取及优化提供了计算方法。张文强^[5]通过刚性托辊与柔性输送带的动力学模型,研究托辊与输送带之间的接触力,发现上、下方的托辊受力有很大差异,下方托辊较上方托辊受力情况更加复杂,其受弹性模量、托辊间距、张力等多种参数影响;合理调整这些参数,优化托辊的受力情况,可提高输送带系统的运行稳定性和效率。孙震宇^[6]通过RecurDyn软件对带式输送机的动力学模型进行仿真分析,观察输送机在不同托辊间距下的动态响应,找出最优的托辊间距配置,并结合试验验证,进一步确认了优化结果的可靠性。姚艳萍等^[7]通过对圆管带式输送机托辊间距影响因素的分析和理论推导,给出合理的托辊间距确定方法,为托辊间距的研究

收稿日期:2024-04-19

基金项目:山西省科技成果转化引导专项(202104021301062,202204021301060);山西省基础研究计划(面上项目)(202303021211202)

作者简介:贾海波,女,1989年生,山西临汾人,硕士研究生;主要研究方向为连续输送机械;565760820@qq.com。

引用格式:贾海波,周利东,张玺.基于DEM-FEM的圆管带式输送机曲线段托辊接触力研究[J].机械传动,2025,49(9):1-8.

JIA Haibo,ZHOU Lidong,ZHANG Xi. Research on roller contact force of curve sections of round pipe belt conveyors based on DEM-FEM[J]. Journal of Mechanical Transmission,2025,49(9):1-8.

奠定了基础。

本文开展了对同一托辊组中各托辊接触力的研究。结合仿真技术,对圆管带式输送机直线段及垂直平面的凸凹弧段进行托辊接触力分析,研究了不同托辊间距对凸凹弧段托辊接触力的影响规律;通过与直线段的对比,提出合理的托辊布置和间距选择。

1 托辊接触力理论分析

托辊作为圆管带式输送机的关键部件,起着支撑输送带和物料质量的作用,同时,会与输送带发生相对运动。输送带与托辊之间的接触力对托辊的使用寿命、输送带的磨损有直接影响,其大小主要与物料重力、输送带的成形力及重力有关。

1.1 物料对托辊接触力的分析

图1为圆管横截面上物料压力分布图。图1中,沿圆管带式输送机的圆周方向,将输送带平均分为若干个小单元,每个小单元的圆心角为 $d\varphi$ 。 σ_x 、 σ_y 、 σ_n 为物料表面不同方向上的应力; τ 为剪应力; β 为物料的静堆积角; φ 为物料的偏转角; θ 为物料填充角。

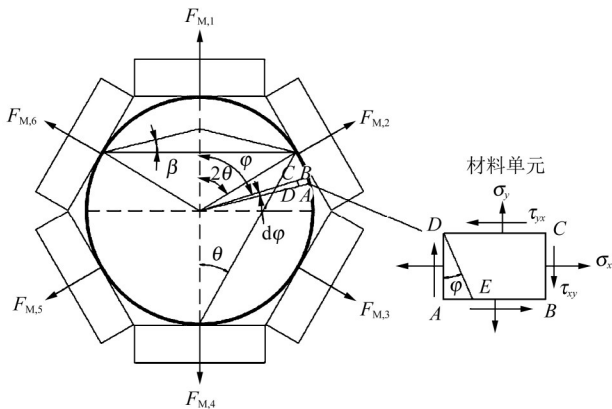


图1 圆管横截面上物料压力分布图

Fig. 1 Material pressure distribution diagram on the cross-section of the round pipe

对于 ADE 微单元,假设面积 S_{DE} 、 S_{AE} 、 S_{AD} 分别对应截面 DE 、截面 AE 、截面 AD ; σ_x 、 σ_y 、 σ_n 分别为 S_{AD} 、 S_{AE} 、 S_{DE} 上的应力(图2)。

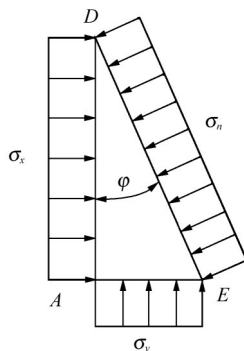


图2 微元应力状态

Fig. 2 Microelement stress state

根据图2中的受力关系,有

$$S_{AE} = S_{DE} \sin \varphi \quad (1)$$

$$S_{AD} = S_{DE} \cos \varphi \quad (2)$$

由受力平衡,知

$$\sigma_n S_{DE} = \sigma_y S_{AE} \sin \varphi + \sigma_x S_{AD} \cos \varphi \quad (3)$$

将式(1)、式(2)代入式(3),得到径向应力

$$\sigma_n = \sigma_y \sin^2 \varphi + \sigma_x \cos^2 \varphi \quad (4)$$

假设物料垂直方向上的应力特性等同于液体的静水压力特性,即

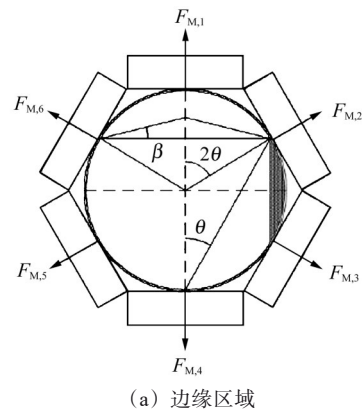
$$\sigma_y = \rho g h_m \quad (5)$$

式中, ρ 为物料的堆积密度; g 为重力加速度; h_m 为圆管内物料的深度。

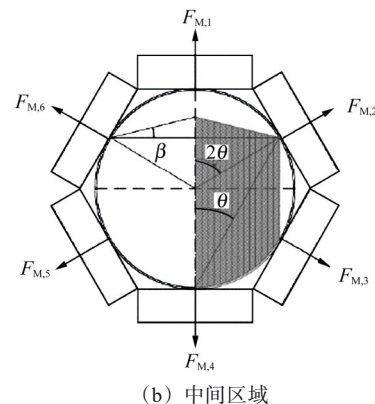
将圆管内的物料分割成边缘区域和中间区域并分别分析。图3(a)为物料在圆管内边缘区域的分布图。可以看出,在 $0 < 2\theta < \pi/2$ 内,物料会对上方两侧托辊产生作用力;此时,物料垂直方向上的应力有向上的也有向下的。在 $2\theta \leq \varphi < \pi/2$ 内,即图3(a)阴影的上半部分,物料垂直应力向上,则

$$\sigma_y = \rho g R (\cos 2\theta - \cos \varphi) \quad (6)$$

式中, R 为圆管半径。



(a) 边缘区域



(b) 中间区域

图3 垂直方向上的物料应力分布

Fig. 3 Stress distribution of the material in the vertical direction

在 $\pi/2 \leq \varphi < \pi - 2\theta$ 内,即图3(a)阴影的下半部分,物料垂直应力向下,则

$$\sigma_y = \rho g R [\cos 2\theta + \cos(\pi - \varphi)] = \rho g R (\cos 2\theta - \cos \varphi) \quad (7)$$

在 $\pi - 2\theta \leq \varphi \leq \pi$ 内, 即图 3(b) 阴影部分, 此时需要考虑物料的堆积角 β , 物料垂直应力向下, 有

$$\sigma_y = \rho g R [\cos 2\theta - \cos \varphi + \tan \beta (\sin 2\theta - \sin \varphi)] \quad (8)$$

在 $\pi/2 \leq 2\theta < \pi$ 内, 可用式(8)表达。故

$$\sigma_y = \begin{cases} \rho g R (\cos 2\theta - \cos \varphi), & 2\theta \leq \varphi < \pi - 2\theta \\ \rho g R [\cos 2\theta - \cos \varphi + \tan \beta (\sin 2\theta - \sin \varphi)], & \pi - 2\theta \leq \varphi \leq \pi \end{cases} \quad (9)$$

根据岩土力学理论, 水平应力与垂直应力之间存在特定的比例关系。这里引入一个系数 K_0 , $K_0 \approx 1 - \sin \varphi_0$, φ_0 为物料的内摩擦角, 有

$$\sigma_x = K_0 \sigma_y \quad (10)$$

$$\begin{cases} F_{M,2} = F_{M,6} = \rho g L R^2 \int_{2\theta}^{\pi/2} (\cos 2\theta - \cos \varphi) (\cos^2 \varphi + K_0 \sin^2 \varphi) \cos(\varphi - \frac{\pi}{3}) d\varphi \\ F_{M,3} = F_{M,5} = \rho g L R^2 \int_{\frac{\pi}{2}}^{\pi - 2\theta} (\cos 2\theta - \cos \varphi) (\cos^2 \varphi + K_0 \sin^2 \varphi) \cos(\varphi - \frac{\pi}{3}) d\varphi + \\ \rho g L R^2 \int_{\pi - 2\theta}^{\frac{5\pi}{6}} [\cos 2\theta - \cos \varphi + \tan \beta (\sin 2\theta - \sin \varphi)] (\cos^2 \varphi + K_0 \sin^2 \varphi) \cos(\varphi - \frac{\pi}{3}) d\varphi \\ F_{M,4} = \rho g L R^2 \int_{\frac{5\pi}{6}}^{\pi} [\cos 2\theta - \cos \varphi + \tan \beta (\sin 2\theta - \sin \varphi)] (\cos^2 \varphi + K_0 \sin^2 \varphi) \cos(\varphi - \pi) d\varphi \end{cases} \quad (13)$$

1.2 输送带对托辊接触力的分析

圆管带式输送机中, 输送带对托辊的法向力是由输送带的刚度和重力造成的。为方便分析, 假设输送带为规则封闭的圆管模型, 将输送带按图 4 所示沿圆截面方向平均分成 6 等份。则输送带作用在每个托辊法向上的重力分量 F'_{gi} 分别为

$$\begin{cases} F'_{g1} = -\frac{m'_b g}{B_c} \frac{2\pi R}{6} L \\ F'_{g2} = F'_{g6} = -\frac{m'_b g}{B_c} \frac{2\pi R}{6} L \cos \frac{\pi}{3} \\ F'_{g3} = F'_{g5} = \frac{m'_b g}{B_c} \frac{2\pi R}{6} L \cos \frac{\pi}{3} \\ F'_{g4} = \frac{m'_b g}{B_c} \frac{2\pi R}{6} L \end{cases} \quad (14)$$

式中, m'_b 为单位长度的输送带质量; B_c 为带宽; F'_{gi} 为各段输送带的重力, $i = 1, 2, \dots, 6$ 。

输送带所受的反弹力 F_{stif} 主要由输送带的刚度决定。根据 CHERNENKO 的方法, ZAMIRALOVA 等^[8] 给出相关的计算式, 即

$$F_{stif} = \frac{E_{b2}}{1 - \mu_1 \mu_2} \frac{\alpha_l h_b^3}{24R^2} L \quad (15)$$

式中, E_{b2} 为输送带宽度方向上的弹性模量; α_l 为托

辊角度; h_b 为输送带厚度; μ_1 为输送带横向泊松比; μ_2 为输送带纵向泊松比。

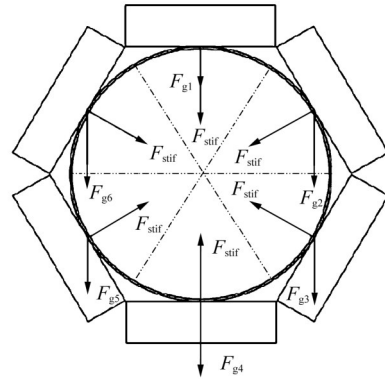


图 4 输送带的应力分布

Fig. 4 Stress distribution of a conveyor belt

则输送带作用在托辊上的法向力分别为

$$\begin{cases} F_{N,1} = 2F_{stif} - \frac{m'_b g}{B_c} \frac{2\pi R}{6} L \\ F_{N,2} = F_{N,6} = F_{stif} - \frac{m'_b g}{B_c} \frac{2\pi R}{6} L \cos \frac{\pi}{3} \\ F_{N,3} = F_{N,5} = F_{stif} + \frac{m'_b g}{B_c} \frac{2\pi R}{6} L \cos \frac{\pi}{3} \\ F_{N,4} = F_{stif} + \frac{m'_b g}{B_c} \frac{2\pi R}{6} L \end{cases} \quad (16)$$

2 DEM-FEM耦合仿真

本文采用Abaqus/Explicit模块进行仿真分析,通过Abaqus软件中一种特殊的单元PD3D来模拟离散颗粒,对DEM-FEM进行耦合,以更加直观精确地观察、分析输送带与物料的相互关系。

具体仿真步骤:1)根据表1所示的参数建立平带、托辊组以及辅助圆管的模型[图5(a)];2)在输送带沿长度方向的中间节点施加约束,在输送带的右下表面施加压力,使其卷到辅助圆管表面;3)给托辊位移约束,使其移至相应位置[图5(c)];4)将输送带上的压力和约束全部释放,在托辊位置约束下,输送带通过自身的反弹力,自由展开成圆管形状,与托辊发生接触;5)移除辅助圆管,给输送带施加竖直方向上的重力,此时空载状态下的圆管带式输送机直线段[图5(d)]便建立完成。

表1 仿真参数

Tab. 1 Simulation parameters

| 仿真参数 | 数值 |
|----------------------------------|--------|
| 输送带长/mm | 9 400 |
| 输送带宽度 B_c /mm | 1 700 |
| 圆管直径 D_p /mm | 450 |
| 输送带密度/(kg/m^3) | 1 647 |
| 输送带泊松比 μ | 0.5 |
| 输送带纵向刚度 E_1 /MPa | 400 |
| 输送带横向刚度 E_2 /MPa | 38 |
| 输送带剪切模量 G /MPa | 13.57 |
| 托辊长度 H /mm | 250 |
| 托辊直径 ϕ /mm | 133 |
| 托辊间距/mm | 1 500 |
| 物料数量 | 45 568 |

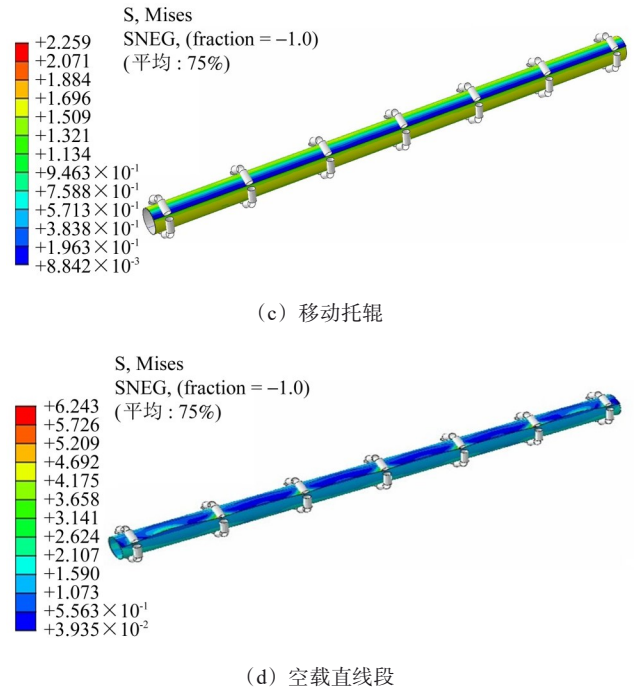
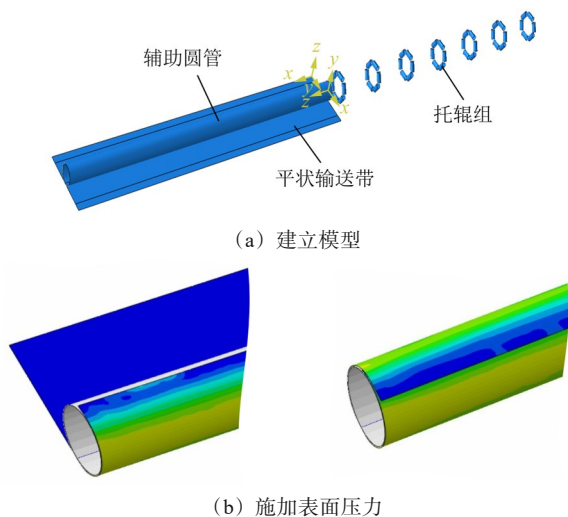


图5 仿真步骤

Fig. 5 Simulation steps

本文采用半径 $R_s=400D_p$ 的凸凹弧段模型。其中, D_p 为圆管带式输送机的圆管直径。给托辊组施加位移约束,将输送带变弯,如图6所示。

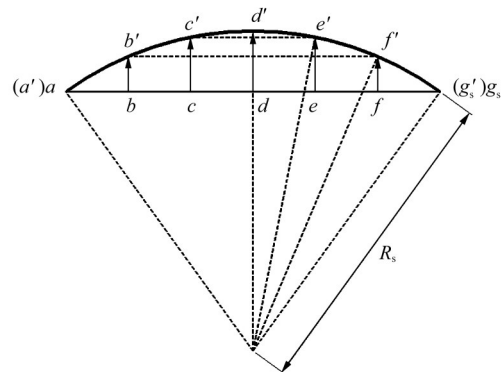


图6 托辊移动位移

Fig. 6 Movement displacement of the roller

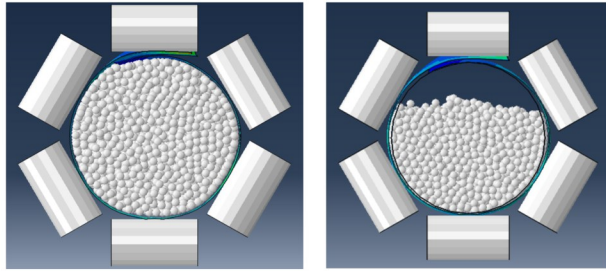
在分析之前还需对DEM与FEM进行耦合。本模型选取的物料为煤炭,填充率为75%。Abaqus软件的离散单元无法在CAE软件中直接生成,需要对.inp文件进行如下定义来建立^[9]:

*ELEMENT,TYPE=PD3D,ELSET=单元集;

单元号,节点号;

*DISCRETE SECTION,ELSET=单元集,SHAPE=SPHERE,DENSITY=密度,ALPHA=阻尼;颗粒半径。”

在单元号中给定颗粒之间的位置,并在重力的作用下变形至稳定,如图7所示。



(a) 未加重力的物料 (b) 施加重力后的物料

图7 物料成形过程

Fig. 7 Material forming process

3 托辊接触力分析

图8为圆管带式输送机凸弧段的等效应力云图。由于转弯半径大, 弯曲程度不是很明显。但可以看出, 中间的输送带拉伸程度比两侧的大。另外, 最大的输送带应力出现在中间托辊组处, 也是输送带的最大弯曲处。凹弧段同样如此。在ODB历程变量输出结果中, 提取凸凹弧段中间托辊组所有托辊的接触力数据, 以观察其受力分布情况。定义最上方的

水平托辊为1号托辊, 沿顺时针方向依次为2~6号托辊, 如图9所示。将图7(b)中离散元的物料参数(物料堆积密度为 748 kg/m^3 , 堆积角 β 为 15° , 填充角 θ 为 40° , 内摩擦角 φ_0 为 39.5°)代入式(13)、式(16)中, 求得不同托辊接触力的解析解。表2和图10所示均为中间托辊组不同状态下托辊接触力的分布情况。其中, $F_{N,i}$ 为托辊接触力; F_{sum} 为托辊组总接触力。

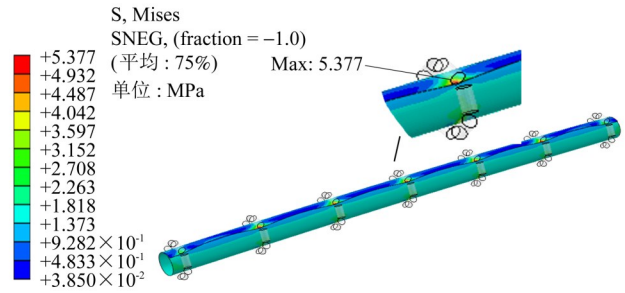


图8 圆管带式输送机凸弧段等效应力云图

Fig. 8 Equivalent stress nephogram of the convex arc section of the round pipe belt conveyor

表2 中间托辊组不同状态下的受力分布

Tab. 2 Force distribution of the intermediate roller group in different states

| 接触力 | $F_{N,1}/\text{N}$ | $F_{N,2}/\text{N}$ | $F_{N,3}/\text{N}$ | $F_{N,4}/\text{N}$ | $F_{N,5}/\text{N}$ | $F_{N,6}/\text{N}$ | F_{sum}/N |
|-----|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|---------------------------|
| 解析解 | 828.37 | 462.53 | 1 293.19 | 1 409.56 | 1 293.19 | 462.53 | 5 749.37 |
| 直线段 | 999.11 | 431.12 | 1 247.77 | 1 530.97 | 1 135.19 | 508.79 | 5 852.95 |
| 凸弧段 | 893.19 | 495.23 | 1 478.74 | 1 783.82 | 1 333.77 | 485.76 | 6 470.51 |
| 凹弧段 | 1 011.86 | 281.67 | 1 090.24 | 1 227.44 | 789.42 | 489.53 | 4 890.16 |

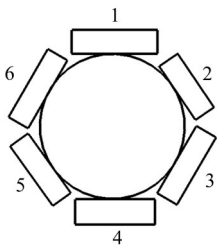


图9 托辊序号示意图

Fig. 9 Serial number diagram of the roller

表2中不同位置处托辊的解析解和直线段的仿真解存在一定差异。这是因为在理论分析过程中, 为了简化计算, 忽略了输送带的变形及搭接对托辊的影响; 但两者的托辊接触力相差不大, 且分布规律相符, 验证了采用仿真模型分析托辊接触力的方法是有效的, 可以作为理论计算的有力补充和辅助工具。图10中直线段下方3个托辊的接触力明显大于上方3个托辊的接触力。由理论分析可知, 对于填充率为75%的圆管带式输送机, 下方3、4、5号托辊除了受输送带的成形力与重力的作用外, 更多地受

物料重力的作用。特别是最下方的4号托辊, 所受物料重力的占比最大, 导致其接触力最大, 在实际运行中也是最易失效的托辊。在设计时, 需加强3、4、5号托辊的强度, 尤其应重点考虑4号托辊。而上方的3个托辊中, 由于1号托辊受到输送带重叠部分成形力的影响, 其接触力稍大于两侧的2号和6号托辊。

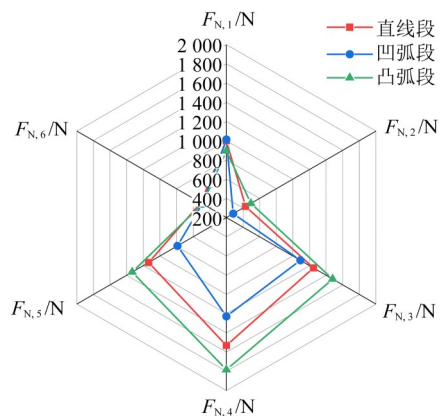


图10 中间托辊组不同状态下的受力分布

Fig. 10 Force distribution of the intermediate roller group in different states

在凸、凹弧段, 输送带两端的张力不在一条直线上, 存在一定的夹角, 导致凸、凹弧段上的托辊接触力与直线段有很大不同。在凸弧段, 输送带张力产生了垂直向下的径向力, 加重了下方的3、4、5号托辊的受力, 总接触力比直线段增大了许多。在凹弧段, 由于输送带张力产生竖直向上的径向力, 下方的3个托辊接触力显著减小, 托辊组总接触力也比直线段小, 但左右对称位置处的托辊接触力出现明显不等, 输送机在凹弧段的运行相对不稳定, 容易发生扭转或跳动。

表3 凸弧段不同托辊间距下的托辊接触力的分布

Tab. 3 Distribution of the roller contact force under different roller spacing in the convex arc section

| 托辊间距/mm | $F_{N,1}/N$ | $F_{N,2}/N$ | $F_{N,3}/N$ | $F_{N,4}/N$ | $F_{N,5}/N$ | $F_{N,6}/N$ | F_{sum}/N |
|---------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| 900 | 625.59 | 276.31 | 1 227.37 | 1 497.37 | 1 236.93 | 326.47 | 5 190.04 |
| 1 100 | 712.92 | 252.12 | 1 342.01 | 1 642.96 | 1 257.03 | 308.56 | 5 515.61 |
| 1 300 | 824.98 | 211.20 | 1 459.57 | 1 719.22 | 1 307.21 | 335.75 | 5 857.93 |
| 1 500 | 891.18 | 421.30 | 1 478.74 | 1 783.82 | 1 333.77 | 508.81 | 6 417.67 |
| 1 700 | 1 176.73 | 591.72 | 1 957.71 | 2 283.19 | 1 676.68 | 529.27 | 8 215.29 |
| 1 900 | 1 395.52 | 710.33 | 2 586.16 | 2 996.72 | 2 351.76 | 695.84 | 10 736.33 |

表4 凹弧段不同托辊间距下的托辊接触力的分布

Tab. 4 Distribution of the roller contact force under different roller spacing in the concave arc section

| 托辊间距/mm | $F_{N,1}/N$ | $F_{N,2}/N$ | $F_{N,3}/N$ | $F_{N,4}/N$ | $F_{N,5}/N$ | $F_{N,6}/N$ | F_{sum}/N |
|---------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| 900 | 554.08 | 84.61 | 428.13 | 433.88 | 265.98 | 183.99 | 1 950.67 |
| 1 100 | 714.94 | 225.38 | 736.39 | 775.38 | 499.66 | 208.35 | 3 260.10 |
| 1 300 | 833.13 | 129.31 | 879.87 | 1 010.72 | 537.33 | 318.26 | 3 708.62 |
| 1 500 | 1 011.86 | 281.67 | 1 090.24 | 1 227.44 | 789.42 | 489.53 | 4 890.16 |
| 1 700 | 1 168.27 | 353.04 | 1 214.13 | 1 505.29 | 893.95 | 542.83 | 5 677.51 |
| 1 900 | 1 306.56 | 473.59 | 1 459.56 | 1 816.87 | 1 167.62 | 712.85 | 7 027.05 |

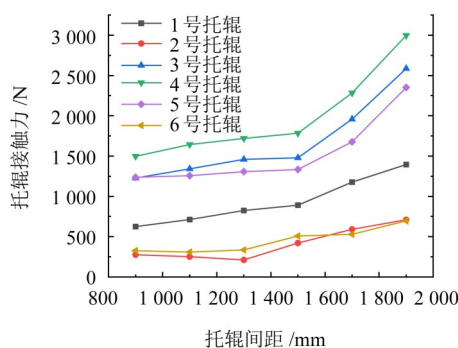


图11 凸弧段不同托辊间距下的托辊接触力分布图

Fig. 11 Roller contact force distribution diagram under different roller spacing in the convex arc section

从表3和表4可以看出, 随着托辊间距的增加, 凸、凹弧段的托辊组总接触力 F_{sum} 均呈增长的趋势。对于主要受输送带成形力作用的最上方1号托辊, 大体呈线性增长趋势, 从图11和图12中均可明显体

4 不同托辊间距对托辊接触力的影响

本文采用900、1 100、1 300、1 500、1 700、1 900 mm的托辊间距, 分别对圆管带式输送机凸、凹弧段进行仿真分析, 得到托辊接触力的分布规律, 为合理选择托辊间距提供依据。这对圆管带式输送机节约成本、稳定运行、节能减耗都很重要。表3与图11、表4与图12所示分别为圆管带式输送机凸、凹弧段在不同托辊间距条件下中间托辊接触力的分布情况。

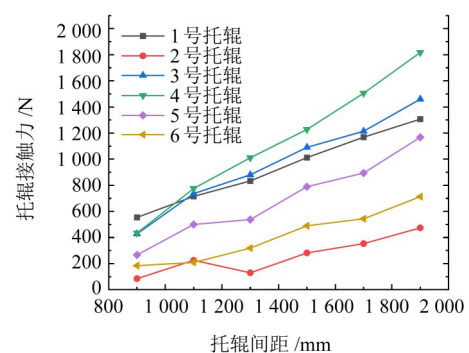


图12 凹弧段不同托辊间距下的托辊接触力分布图

Fig. 12 Roller contact force distribution diagram under different roller spacing in the concave arc section

现, 与式(15)相符。托辊间距的增加, 加剧了输送带的下垂, 也加重了物料堆积, 使下方3个托辊的增长幅度大于上方的3个托辊。在凸弧段(图11)上, 在900~1 500 mm, 圆管带式输送机托辊接触力增长

缓慢; 在1 500~1 900 mm, 各托辊整体呈急速增加趋势; 而在凹弧段(图12), 随着托辊间距的增加, 托辊组中的各托辊接触力几乎呈线性增长趋势。此规律有助于更准确地预测和计算托辊在不同间距下的受力情况。在最大托辊间距1 900 mm时, 凸弧段的托辊接触力达到2 996.72 N, 凹弧段仅有1 816.87 N。因此, 在凸凹弧段, 托辊间距的布置方式应当是不同的。与直线段1 500 mm的托辊接触力进行拟合对比, 如图13所示。结果表明, 托辊间距为900 mm时的凸弧段和托辊间距为1 700 mm时的凹弧段的托辊接触力与直线段托辊接触力相近。

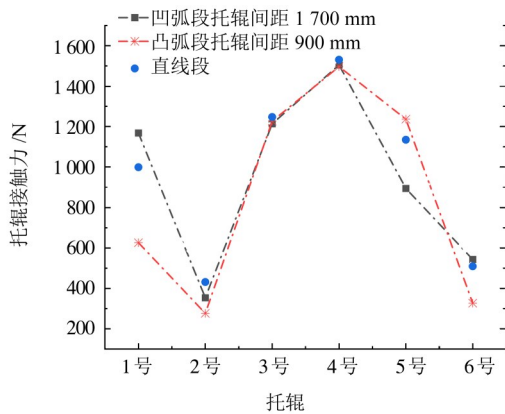


图13 凸、凹弧段与直线段托辊接触力拟合图

Fig. 13 Fitting diagram of the contact force between the convex and concave arc sections and the roller of the straight section

在确定托辊间距时, 除了考虑托辊的接触力, 还应考虑输送带的下垂度^[10]。输送带的下垂度, 也称悬垂度, 是指输送带在相邻托辊之间由于自重和物料质量而产生的下垂程度, 具体量化为下垂量与托辊间距的比值。合理的下垂度能够确保输送带在运行过程中保持稳定, 避免过度的跳动或偏移, 从而减少输送带的磨损和损坏。将托辊间距为1 500 mm的直线段与托辊间距分别为900 mm的凸弧段和1 700 mm的凹弧段下垂量(图14)进行比较, 三者的下垂量拟合较好, 满足ISO 5048: 1989^[11]标准中输送带的下垂度为0.5%~2%的要求。

由以上分析可知, 当直线段托辊间距为1 500 mm时, 对应的凸弧段托辊间距应为900 mm, 为直线段托辊间距的3/5; 对应的凹弧段托辊间距为1 700 mm, 约为直线段托辊间距的7/6。因此, 在圆管带式输送机的同一输送线路上, 托辊间距的布置应当是不同的。当直线段的托辊间距确定后, 凸弧段的托辊间距应减小, 以提供更好的支撑和引导; 而凹弧段托辊间距可以与直线段相同, 甚至可以大一些。

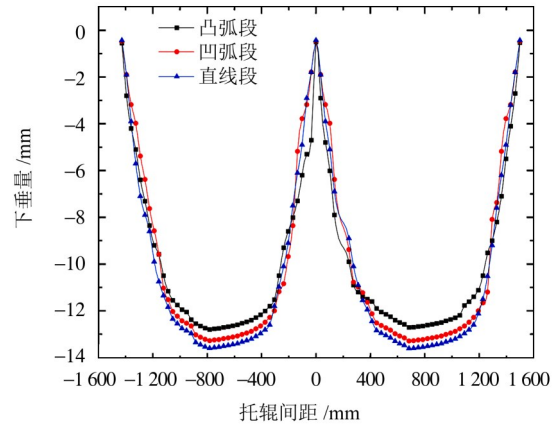


图14 凸、凹弧段与直线段输送带下垂量拟合图

Fig. 14 Fitting diagram of the conveyor belt sag between the convex and concave arc sections and straight sections

5 结论

以圆管带式输送机直线段与凸凹弧段为研究对象, 采用Abaqus软件进行DEM-FEM耦合仿真分析, 得出不同线路上托辊受力的分布情况; 结合理论分析, 验证了模型的可行性; 通过改变托辊间距, 总结出该因素对凸、凹弧段上同一托辊组中各托辊接触力分布的影响规律, 并与直线段进行了对比, 得出以下结论:

1) 圆管带式输送机下方的3、4、5号托辊受力远大于上方的1、2、6号托辊, 尤其在直线段和凸弧段线路上。在设计中, 可以将1、2、6号托辊的强度适当减小, 而加大3、4、5号托辊的强度。在实际工程中, 为了方便批量加工和安装, 一般采用6个型号一致的托辊且定期调换上下方托辊的方式, 以延长托辊的寿命。

2) 随着托辊间距的增加, 托辊组中总接触力呈增长的趋势, 且下方3个托辊增长幅值大于上方的3个托辊。对于凸弧段, 当托辊间距在一定范围内增加时, 如900~1 500 mm, 托辊接触力增长缓慢; 当托辊间距超过某一临界点时, 即文中的1 500 mm, 托辊接触力急速增加; 而在凹弧段上, 同一托辊组中的托辊接触力几乎呈线性增长趋势。此规律有助于更准确地预测和计算托辊在不同间距下的受力情况。

3) 在圆管带式输送机的同一输送线路上, 托辊间距的布置应当是不同的。当直线段的托辊间距确定后, 凸弧段的托辊间距应减小, 可取直线段托辊间距的3/5; 而凹弧段托辊间距可以与直线段相同, 甚至可以大一些, 取直线段的7/6。

参 考 文 献

- [1] HUNTER S C. The rolling contact of a rigid cylinder with a viscoelastic half space[J]. *Journal of Applied Mechanics*, 1961, 28(4): 611-617.
- [2] MAY W D, MORRIS E L, ATACK D. Rolling friction of a hard cylinder over a viscoelastic material[J]. *Journal of Applied Physics*, 1959, 30(11):1713-1724.
- [3] 黄伟, 郭帅平, 范星明, 等. 考虑物料因素的圆管带式输送机直线段托辊接触力研究[J]. *煤炭学报*, 2019, 44(7):2267-2276.
HUANG Wei, GUO Shuaiping, FAN Xingming, et al. Roller contact force for straight section of pipe conveyor considering material factors[J]. *Journal of China Coal Society*, 2019, 44(7):2267-2276.
- [4] 裘升东, 陈建能. 圆管带式输送机托辊组间距的分析与确定[J]. *机械传动*, 2018, 42(9):46-51.
QIU Shengdong, CHEN Jianneng. Analysis and determination of idler spacing of pipe belt conveyor[J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2018, 42(9):46-51.
- [5] 张文强. 圆管带式输送机传动结构与输送带接触力学特性分析[D]. 湘潭: 湖南科技大学, 2017:35-56.
ZHANG Wenqiang. Contact mechanical properties analysis of the transmission structure with the belt[D]. Xiangtan: Hunan University of Science and Technology, 2017:35-56.
- [6] 孙震宇. 基于RecurDyn的带式输送机托辊间距优化分析[J]. *机械研究与应用*, 2021, 34(2):69-72.
- SUN Zhenyu. Optimal design of belt conveyor roller spacing based on RecurDyn[J]. *Mechanical Research & Application*, 2021, 34(2):69-72.
- [7] 姚艳萍, 韩刚. 圆管带式输送机直线段托辊间距的确定[J]. *起重运输机械*, 2009(12):64-66.
YAO Yanping, HAN Gang. Determination of the roller interval in straight section for pipe belt conveyor[J]. *Hoisting and Conveying Machinery*, 2009(12):64-66.
- [8] ZAMIRALOVA M E, LODWIJKS G. Energy consumption of pipe belt conveyors: indentation rolling resistance[J]. *FME Transactions*, 2012, 40(4):171-176.
- [9] 费康, 彭劼. ABAQUS岩土工程实例详解[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2017:388-399.
FEI Kang, PENG Jie. Detailed explanation of ABAQUS geotechnical engineering examples[M]. Beijing: Posts & Telecom Press, 2017:388-399.
- [10] 王得胜, 陈亚丰. 带式输送机的输送带参数和托辊间距的优化[J]. *河南理工大学学报(自然科学版)*, 2015, 34(4):525-531.
WANG Desheng, CHEN Yafeng. Optimization for belt parameter and roller spacing of belt conveyor[J]. *Journal of Henan Polytechnic University(Natural Science)*, 2015, 34(4):525-531.
- [11] International Organization for Standardization. Continuous mechanical handling equipment—belt conveyors with carrying idlers—calculation of operating power and tensile forces: ISO 5048: 1989 (E) [S]. 2nd ed. Geneva: International Organization for Standardization, 1989:8.

Research on roller contact force of curve sections of round pipe belt conveyors based on DEM-FEM

JIA Haibo ZHOU Lidong ZHANG Xi

(School of Mechanical Engineering, Taiyuan University of Science and Technology, Taiyuan 030024, China)

Abstract: [Objective] As a key component of the round pipe belt conveyor, the contact force of the roller directly determines the service life, and the arrangement of the roller spacing is equally very important for the stable operation and transmission efficiency of the conveyor. [Methods] Abaqus software was used to carry out DEM-FEM coupling simulation analysis on straight section and convex and concave arc sections of round pipe belt conveyor, the distribution of roller contact force along different lines was obtained, and the feasibility of the model was verified through theoretical analysis. By changing the roller spacing, the influence of this factor on the contact force distribution of each roller in the same roller group on the curve section was studied, and by comparing with the straight section, the difference of the roller spacing on different conveyor lines was obtained. [Results] The study provides valuable reference and guidance for the adjustment and optimization of the roller selection and spacing in practical engineering.

Key words: Roller contact force; Round pipe belt conveyor; Convex and concave arcs; Roller spacing; Simulation