

文章编号: 0253-9993(2012)11-1930-05

水垫带式输送机水垫压力场的计算模拟与实验研究

董芩华,段 诚,孟 云,石哲敏,范 迅

(中国矿业大学(北京)机电与信息工程学院,北京 100083)

摘 要: 建立水垫流场的二维雷诺方程,利用 CFD 软件对不同情况下的水垫压力场进行数值模拟。数值计算结果表明,水垫压力场主要是由喷嘴喷出的水产生的静压力组成。水垫压力随着喷嘴直径的增大而增大,喷嘴错位布置比平行布置方式能一定程度上提高水垫带式输送机的承载能力;喷嘴排数和列数也影响着水垫压力的大小和稳定性。研制了水垫带式输送机静态模拟试验台,对喷嘴直径、排列方式相同的情况下对不同载荷的水垫压力场进行实验研究,得到水垫流场的压力分布。与数值模拟结果比较表明,理论计算结果基本反映了水垫流场压力分布的主要特征,为进一步研究水垫带式输送机提供了参考。

关键词: 水垫带式输送机; 水垫压力; 数值模拟; 压力测量

中图分类号: TD528.1

文献标志码: A

Experiment and numerical simulation of pressure field for water cushion belt conveyor

DONG Qin-hua, DUAN Cheng, MENG Yun, SHI Zhe-min, FAN Xun

(School of Mechanical Electronic & Information Engineering, China University of Mining & Technology (Beijing), Beijing 100083, China)

Abstract: Reynolds equation of water cushion was deduced from Navier-Stokes equation. The pressure field of water cushion was numerically calculated by the CFD software under different conditions. Results of numerical simulation show that hydrostatic pressure caused by nozzles is the main part of the load capacity of the water film. The pressure of water film is bigger with bigger nozzle diameter. The arrangement of the nozzles influences the pressure field distribution of water film. Staggered arrangement of nozzles can increase the pressure and carrying capacity of conveyor. The number of nozzle rows and lines influence the pressure and stability of water film. Presented the experiment facility of the water cushion belt conveyor, the experimental study on the facility was carried out to measure the pressure distribution of the water film under the same nozzle diameter and arrangement. Comparison of the computational results with the experimental data show that numerical results basically indicate the flow features of the water cushion and can provide the theoretic evaluation to improve the air-cushion design.

Key words: water cushion belt conveyor; water cushion pressure; numerical calculation; pressure measure

水垫带式输送机是一种新型带式输送机,与普通带式输送机相比较,具有启动及运行阻力小、运行平稳、能耗低、结构简单、安全性好、可靠性高等特点,有很好的应用前景^[1-3]。水垫带式输送机是以水为工作介质在输送带与盘槽之间生成水垫代替传统托辊,形成非接触连续支承,主要有输送带、驱动装置、

传动滚筒、改向滚筒、托辊、中间水垫装置、回水液压系统、以及承载装置组成,如图 1 所示。

因此形成均匀稳定的水垫是水垫带式输送机可靠运行的必要条件。水垫压力是水垫流场最基本的参数,合理的水垫压力分布决定着水垫是否能把输送带托起,使其稳定的运转^[4]。本文对水垫带式输送

收稿日期: 2011-09-26 责任编辑: 许书阁

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50775213); 高校博士点专项科研基金资助项目(200502900)

作者简介: 董芩华(1968—),女,福建建瓯人,博士研究生。Tel: 010-62331919, E-mail: dqinhua@126.com

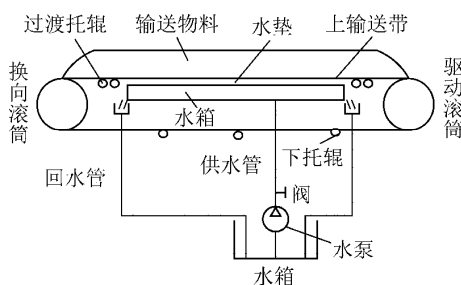


图1 水垫带式输送机工作原理

Fig. 1 Working principle of water cushion belt conveyor

机的水垫流场机理进行了研究,同时选用 ANSYS Workbench 12 软件中的 CFD 软件对水垫流场进行数值模拟,得出水垫场的压力分布规律。根据研究结果设计静态模拟实验台,通过实验装置测取实验数据,并将计算结果与实验研究相比较,得到该水垫装置流场压力分布的特点,为水垫带式输送机的成型研究提供依据。

1 水垫流场理论基础

水垫带式输送机的水垫装置由盘槽和水箱构成。盘槽为圆弧直边形,沿宽度方向对称按一定间距排列若干喷嘴,水箱内具有一定压力的水流经喷嘴节流后在输送带和盘槽间形成水垫。建立水垫带式输送机坐标系如图 2 所示。

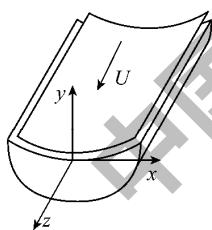


图2 水垫带式输送机坐标系

Fig. 2 The coordinates of the water cushion belt conveyor

因水垫在 y 方向的厚度较小,其理论最大值约为 2 mm ^[8],与输送带带宽 ($500 \sim 1\,400 \text{ mm}$) 和盘槽半径相比极小,经简化后将盘槽与输送带之间的流场可视为二维流场问题。

根据简化条件将 Navier-Stokes 方程简化并与连续性方程联立,推出了水垫带式输送机的雷诺方程^[8-10]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial p}{\partial x} h^3 \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial p}{\partial z} h^3 \right) = 6\eta U \frac{\partial h}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial h}{\partial t} - 12\eta v_p \delta \quad (1)$$

式中, h 为水垫厚度; p 为水垫压力; U 为带速; v_p 为喷嘴出口水流速度; δ 为 Kronecher 函数。

由式(1)可看出,水垫带式输送机的承载能力是由动压效应、挤压效应、静压作用 3 部分组成。其中

静压项中 δ 说明盘槽喷嘴的位置对水垫压力的影响, v_p 反应喷嘴的流速对水垫的压力分布的影响。

2 水垫压力场的数值模拟

2.1 几何模型建立

设定水垫带式输送机的原始参数为输送带带宽 500 mm ; 单位长度输送带自重 4.919 N/m ; 输送物料容重 $15\,680 \text{ N/m}^3$; 最大盘槽位置角 35° ; 盘槽半径 390 mm ; 输送带刚度系数 2; 物料堆积角 22.5° ; 且盘槽喷嘴排数 $n=5 \sim 9$ 排; 喷嘴直径 $d=2 \sim 6 \text{ mm}$ 。另取大气压力 $P_a=1 \text{ MPa}$, 水黏度 $\mu=1 \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$, 密度 $\rho=1\,000 \text{ kg/m}^3$ 。

建立几何模型时,输送带的下表面和盘槽的上表面及喷嘴的侧面作为壁面,输送带和盘槽之间的部分为水垫。水垫带式输送机的输送带和盘槽之间的水垫侧面作为压力出口^[7-10]。采用小圆柱代替喷嘴,其排列方式按理论分析模型进行组合。根据已知参数在 Pro/engineer 建立三维模型,然后通过 CAD 和 Ansys Workbench 软件的接口,将模型导入到 Workbench 里,进行有限元的前处理,如图 3 所示。

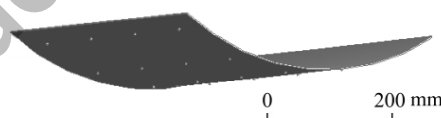


图3 水垫几何模型

Fig. 3 Geometric model of water cushion

2.2 网格划分

建立水垫几何模型后导入 Ansys Workbench 中划分网格,选用二维四面体单元进行网格划分,在贴近喷嘴处,流体变化较大的区域采用网格加密处理。

2.3 求解器的选择

视水为不可压缩的流体,选择耦合式半隐式求解器,计算时采用湍流 Reynolds 方程。由于水流的速度比较快且热交换较少,所以忽略传热问题。在得到收敛的结果之前要多次迭代。

本文在分析过程中所用的设计参数和材料特性如上所示。在进行边界条件设置时,需设置进口、出口边界、壁面及内部单元域等。在进行水垫的理论模拟分析时,所有喷嘴的横截面处设置为进口压力,在盘槽喷嘴处施加压力进口边界条件,其值为 $3\,500 \text{ Pa}$ (相对压强),在输送带与盘槽之间的液垫侧面为压力出口,在出口施加压力边界条件,相对压强为 0。胶带和盘槽两个面以及喷嘴侧面作为两个壁面。对于稳态问题的计算,可直接在 Run Calculate 模块设

置迭代次数。

2.4 计算结果及分析

2.4.1 喷嘴的直径对水垫压力场的影响

输送带静止且进水压力为 3 500 Pa 时,喷嘴均按 7×6 均匀排布,喷嘴直径为 2,3,4,6 mm 时水垫的压力场分布如图 4 所示。

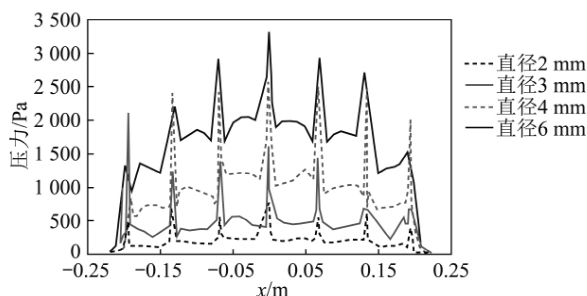


图4 不同喷嘴直径水垫压力场压力分布对比

Fig. 4 Comparison of water cushion pressure fields under different nozzles diameter

通过上述 4 种情况下的压力图对比,可以得出:在相同的情况下,水垫压力随着喷嘴直径的增大而增大,当喷嘴直径为 2 mm 时,中心区最大压力较小,明显不能满足水垫带式输送的输送要求。喷嘴直径为 3,4,6 mm 时,水垫中心区域形成高压区,可以形成稳定的水垫场,可满足水垫带式输送的输送要求。喷嘴的直径太大会造成能量的浪费。

在实际情况下,应根据输送机输送能力、带速、带宽等条件要求,算出水垫压力分布规律,由水膜的厚度可计算单位长度内水垫所需流量^[4],据单位长度盘槽的开孔数,即可计算出每个孔的通流面积,即喷嘴直径。

2.4.2 喷嘴的排布对水垫压力场的影响

(1) 喷嘴交错排布和均匀排布对水垫压力分布的影响。喷嘴直径为 4 mm、喷嘴排数相同时,喷嘴交错排布与均匀排布时的水垫压力分布如图 5 所示。

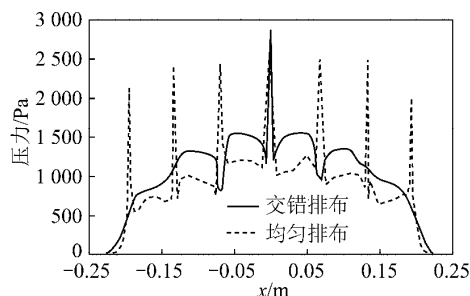


图5 不同喷嘴排布水垫压力分布对比

Fig. 5 Comparison of pressure fields under different arrangements nozzles

通过比较可以得出相同的喷嘴直径和排数下,喷嘴交错排列可以获得更大的水垫压力,且形成的水垫

更加稳定,因此与相同情况下均匀排布的喷嘴形成的水垫相比,交错的喷嘴排布方式更加理想。

(2) 不同喷嘴排数对水垫压力分布的影响。喷嘴直径为 4 mm,喷嘴按 5 排、6 排、7 排均匀排布时水垫压力分布情况如图 6 所示。通过比较可得,水垫压力场的压力值随着喷嘴的排数增加而增大,排数愈多,形成水垫的分布愈接近于弧形,与输送带上物料

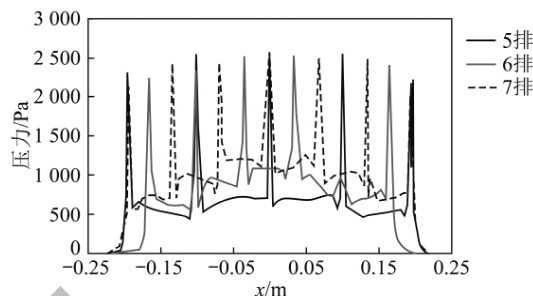


图6 不同排数水垫压力分布对比

Fig. 6 Comparison of pressure fields under different rows nozzles

(3) 喷嘴列数对水垫压力的影响。在喷嘴直径均为 4 mm、排数均为 7 排的情况下,对 6 列、7 列、8 列喷嘴进行压力场数值模拟,其水垫压力分布如图 7 所示,通过分析可知水垫压力场中心区域压力值随着喷嘴列数的增加而增大。

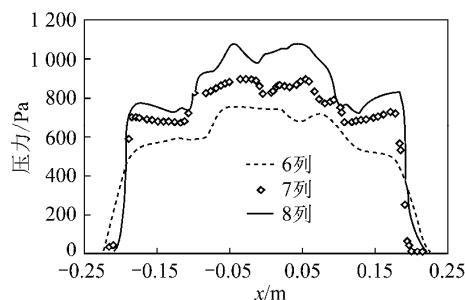


图7 不同列数水垫压力分布对比

Fig. 7 Comparison of pressure fields under different lines nozzles

3 水垫压力的实验研究

3.1 实验台结构

水垫带式输送机静态模拟试验台如图 8 所示,主要有输送带、水箱、回水系统以及外围设备 4 个部分组成^[4]。其主要参数如下:输送带带宽 500 mm;单位长度输送带自重 4.919 N/m;输送物料容重 15 680 N/m³;最大盘槽位置角 35°。为防止锈蚀水箱和盘槽均采用镀锌板材冲压成型后焊接而成,板厚为 4 mm;盘槽半径为 390 mm;输送带刚度系数为 2;水箱长度为 2 m;输送带测试段为 1.5 m;喷嘴直径为

3 mm; 喷嘴为 5×5 等距均匀排列。

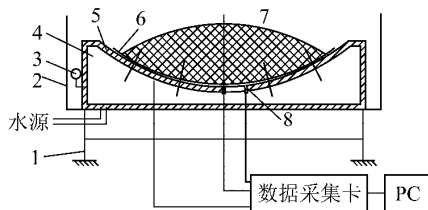


图 8 水垫带式输送机静态模拟实验台

Fig. 8 Static simulation test bench of water cushion belt conveyor

1—支架; 2—集水槽; 3—压力表; 4—水箱; 5—盘槽; 6—输送; 7—物料; 8—压力传感器

外围设备包括: ① 水泵。选用上海凌鸣机电有限公司生产的 WZB65-0.75 型水泵。② 驱动装置由电动机、联轴器和减速器组成。电动机采用全国统一设计的 Y 系列封闭自扇冷式鼠笼型三相异步电动机, 减速器采用 ZLY112 型二级圆柱齿轮减速器, 它具有体积小、质量小、使用性能好等特点。联轴器采用 ZL 型弹性柱销齿式联轴器。③ 支承装置。支承装置由头架、尾架、纵梁组成, 均用 Q235 钢焊接而成。④ 测压装置等。测压装置由压力传感器 ZP2100、数据采集卡 RBH8261 及 PC 机组成。测试系统的软件部分由 RBH8261 内置的数据采集程序及 VC6 编写的数据存储程序组成。

3.2 实验方法

水垫压力场的测定如图 9 所示, 因喷嘴为对称布置, 因此水垫压力分布也对称。故以盘槽中间列为基准, 在与其相邻两列之间 1/2, 1/4 位置处分别打上 M10×1.5 的测试点 2, 1, 纵向上在两列之间中心的位置分别打上测试点 3, 4。喷嘴出口处压力应最大, 距离喷嘴越远则压力越小, 因此在测试点 1, 2, 3, 4 所测得的压力可以反映整个水垫装置水垫的形成情况及压力分布特点。

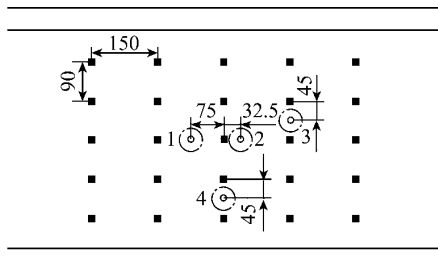


图 9 传感器的安装位置

Fig. 9 Schematic of the sensor installation position

在测试点 1, 2, 3, 4 处加工螺孔以安装压力传感器, 由压力传感器 ZP2100 测得的压力值, 通过数据采集卡 RBH8261 跟 PC 机连接。测试系统的软件部分由 RBH8261 内置的数据采集程序及用 VC6 自编

的数据存储程序组成。实验数据用 Matlab 进行分析, 分别进行算术平均值和中值的计算, 测得该点的压力值并绘出压力分布^[11-12]。

本文主要分析在供水压力、盘槽孔布置相同的情况下, 不同的载荷对水垫压力分布的影响。实验分别对载荷为 3, 5, 6, 8, 10, 12 kg/m 以及空载时的水垫压力进行测量。实验结果如图 10 所示。

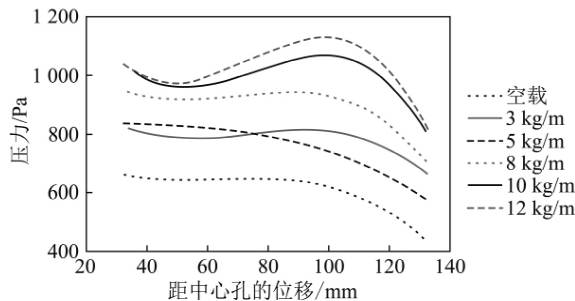


图 10 实验水垫压力分布曲线

Fig. 10 Sketch map of experimental pressure distribution

由实验结果可知, 水垫带式输送机实验模型可以得到稳定的水垫, 随着载荷的增加, 水垫装置不同测试点的压力逐渐增大, 说明水垫带式输送机水垫压力是随着负载的变化而变化的, 水垫的承载能力跟水垫的供水压力及水箱的结构有关。

4 结 论

(1) 当喷嘴直径一定时, 承载量随供水压力的升高而增大; 当供水压力一定时, 水垫压力随喷嘴直径增大而增大。

(2) 通过静态实验研究可知水垫压力主要来源于水的静压力。在盘槽的中心区域为高压区, 压力由中心高压区向水垫四周逐渐递减。水垫带式输送机盘槽上水垫压力是随着负载的变化而变化。

(3) 喷嘴交错布置方式与传统的喷嘴平行布置方式相比, 能够提高水垫带式输送机的承载能力并且其形成的水垫压力场也更贴近于输送带运输物料时的压力分布。减小排距和列距不仅可以提高水垫压力场压力值, 还可以改善水垫压力场的均匀稳定性。

参考文献:

- 范 迅, 刘宪伟, 郑 侠, 等. 水垫带式输送机设计原理机基本参数的研究 [J]. 中国矿业大学学报, 2006, 35(9): 581-585.
Fan Xun, Liu Xianwei, Zheng Xia, et al. Research on design theory of a water cushion belt conveyor and basic parameter [J]. Journal of China University of Mining & Technology, 2006, 35(9): 581-585.
- 范 迅, 刘宪伟. 水润滑技术在煤矿机械中的应用 [J]. 煤炭学报, 2009, 34(8): 1133-1137.
Fan Xun, Liu Xianwei. Application of the water lubrication technology in the coal mine machinery [J]. Journal of China Coal Society,

- 2009,34(8):1133-1137.
- [6] 张 钺. 国内外带式输送机的应用概况 [J]. 矿山机械,2001(5):55-67.
Zhang Yue. Outline of belt conveyor application in foreign and domestic [J]. Mining & Processing Equipment,2001(5):55-67.
- [7] 范 迅,刘宪伟,郑 侠,等. 水垫带式输送机润滑机制的研究 [J]. 润滑与密封,2006(11):1-3.
Fan Xun,Liu Xianwei,Zheng Xia,et al. Research of lubrication theory on water cushion belt conveyor [J]. Lubrication Engineering,2006(11):1-3.
- [8] 郑 侠. 液垫带式输送机液垫润滑方程求解方法研究 [J]. 北京: 中国矿业大学(北京),2007.
Zheng Xia. Research on solution of liquid cushion belt conveyor [J]. Beijing: China University of Mining & Technology(Beijing),2007.
- [9] 池长青. 流体力学润滑 [M]. 北京: 国防工业出版社,1998.
- [10] 刘宪伟,范 迅,满翠华,等. 水垫带式输送机水膜承载能力的有限元分析 [J]. 润滑与密封,2006(9):17-20.
Liu Xianwei,Fan Xun,Man Cuihua,et al. Finite element analysis on water load-bearing capacity of water cushion belt conveyor [J]. Lubrication Engineering,2006(9):17-20.
- [11] Calkins D,Dunn T. A salt tracing method for measuring channel velocities in small mountain streams [J]. Journal of Hydrology,1970(11):379-392.
- [12] 王家序,陈 战,秦大同. 以水作介质的机械传动的研究 [J]. 润滑与密封,2001(3):13-15.
Wang Jiaxu,Chen Zhan,Qin Datong. Study on water lubricated mechanical transmission [J]. Lubrication Engineering,2001(3):13-15.
- [13] 孙雅洲,卢泽生,饶河清. 基于 FLUENT 软件的多孔质静压轴承静态特性的仿真与实验研究 [J]. 机床与液压,2007,35(3):170-172.
Sun Yazhou,Lu Zesheng,Rao Heqing. CFD simulation with FLUENT and experimental study on the static characteristic of aerostatic porous bearing [J]. Machine Tool & Hydraulic,2007,35(3):170-172.
- [14] 庞明军,张锁龙,倪新跃,等. 气垫带式输送机气垫流场理论基础与三维数值模拟 [J]. 矿业研究与开发,2007,27(1):49-51.
Pang Mingjun,Zhang Suolong,Ni Xinyue,et al. Theoretical foundation of air-cushion flow field and its three-dimensional numerical simulation for air-cushion belt conveyor [J]. Mining Research & Development,2007,27(1):49-51.
- [15] 李剑锋,张锁龙,周寒秋. 气垫带式输送机气垫流场的实验研究 [J]. 煤矿机械,2009(9):71-73.
Li Jianfeng,Zhang Suolong,Zhou Hanqiu. Study on air-cushion fluid field of air-cushion belt conveyor by experiment [J]. Coal Mine Machinery,2009(9):71-73.