

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2025.01.024

# 不同工况下压力机振动规律及隔振措施优化研究

刘永平

(宁夏东方钽业股份有限公司,宁夏 石嘴山 753099)

**摘要:**为减小机械压力机工作时振动对加工精度的影响,提出利用 4 个金属隔振器对压力机进行抑振处理,并对不同工况下压力机的振动规律进行模拟分析。结果表明:地基的刚度和阻尼对压力机振动的影响很小,压力机和平台质量对压力机最大振幅有一定影响,但很难通过改变压力机或者平台质量来达到降低振幅的目的,且隔振器刚度和阻尼对于压力机振幅的影响十分明显,故提出对原设计隔振器的刚度和阻尼进行优化,将刚度由原设计的 11 700 000 N/m 提升至 23 900 000 N/m,将阻尼由原设计的 205 000 Ns/m 提升至 341 000 Ns/m。经优化前后振幅曲线对比,优化后压力机和平台的最大振幅分别较原设计时降低了 49.8% 和 17.4%。

**关键词:**压力机;金属隔振器;刚度;阻尼;振幅

**中图分类号:**TG315.5; TB535.1 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2025)01-0114-05

## Research on Vibration Law and Optimization of Vibration Isolation Measures of Press under Different Working Conditions

LIU Yongping

(Ningxia Dongfang Tantalum Industry Co., Ltd., Shizuishan 753099, China)

**Abstract:** In order to reduce the impact of vibration on machining accuracy during the operation of a mechanical press, four metal vibration isolators were proposed to suppress vibration of the press, and the vibration laws of the press under different working conditions were simulated and analyzed. The results show that the stiffness and damping of the foundation have little impact on the vibration of the press, but the mass of the press and platform has a certain impact on the maximum amplitude of the press, yet it is difficult to achieve the purpose of reducing the amplitude by changing the mass of the press or platform, and the impact of the stiffness and damping of the vibration isolator on the amplitude of the press is very obvious. Therefore, the optimization of the stiffness and damping of the original design vibration isolator is proposed. The stiffness is increased from 11 700 000 N/m in the original design to 23 900 000 N/m, and the damping is increased from 205 000 Ns/m in the original design to 341 000 Ns/m. The comparison of the amplitude curves before and after optimization indicates that the maximum amplitudes of the press and platform are reduced by 49.8% and 17.4% respectively.

**Keywords:** press; metal vibration isolator; rigidity; damping; amplitude

## 0 引言

冲压工艺具有节约资源、成型率高、成产过程简单、易操控等特点,在国防、汽车、轮船、建筑、航天航空、医疗器械等领域应用十分广泛<sup>[1]</sup>。在冲压生产过程中需要用到机械压力机,然而机械压力机在工作过程中由于回转部件动平衡、曲柄惯性力以及压力机机身共振等问题,不可避免地会出现振动和噪声,这会严重影响加工精度,同时对生产环境和工作人员安全也会带来不利影响<sup>[2-3]</sup>。因此有必要对机械压力机振动问题进行研究。

关于机械压力机振动问题,许多专家学者进行了相应的研究,主要集中在振动建模、振动模态

和振动抑制 3 个方面。洪国华<sup>[4]</sup>建立了三自由度振动系统,开展了不同冲裁参数对压力机振动和噪声问题的影响研究。孙明江等<sup>[5]</sup>建立了两自由度振动模型,对比分析了不同橡胶支撑下压力机的振动情况。熊瑞<sup>[6]</sup>利用有限元分析方法,设计研发了一种刚度大、抗偏载能力强、轻量化的大型数控精冲压力机。日本的 OTSU 等<sup>[7]</sup>提出让滑块在冲裁完成后停驻一段时间,可以减少压力机的冲击振动。黄栋<sup>[8]</sup>设计了一种新型非线性组合隔振器来对压力机进行隔振处理,且有限元结果表明该隔振效果优于橡胶隔振器。周宇<sup>[9]</sup>设计了一种新型主被动复合驱动的高速压力机,并通过对该压力机的参数优化,实现了对曲轴的动平衡设

**作者简介:**刘永平(1974—),男,河南尉氏人,高级工程师,本科,从事设备管理、工程建设、技术改造工作,xieai792181@126.com。

计,从而达到较好的减振效果。

随着工业化进程的加快,对于压力机加工精度的要求也越来越高,传统压力机隔振措施已不能完全满足工业生产需求。本文以 OCP-60E 压力机为研究对象,对不同工况下压力机振动规律进行了研究,并提出利用 4 个金属隔振器来对该压力机进行抑振处理,以期能为同类型设备的减振抑振提供借鉴。

## 1 压力机隔振系统

### 1.1 机械压力机隔振措施及结构

常用的振动隔离措施包括普通橡胶隔振、空气弹簧隔振以及金属弹簧隔振 3 种措施<sup>[10]</sup>。普通橡胶隔振质量轻、安装和拆卸简单,但耐油性差,使用寿命较短;空气弹簧隔振具有非线性特性,可以避免产生共振,防冲击效果好,减振效果明显,但也存在使用寿命短、使用成本高等缺点;金属弹簧隔振的阻尼系数较大,隔振效果好,使用寿命长,后期维修也比较简单,因而本文针对金属隔振系统进行讨论。本文压力机主要由床身、上模、下模以及传动设备等 4 大部件组成,4 个金属隔振器安装在压力机工作台和安装平面之间,如图 1 所示。

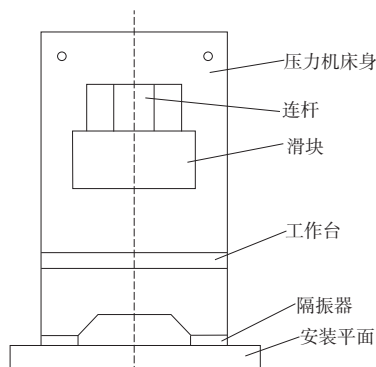


图 1 压力机隔振系统结构示意图

### 1.2 隔振系统动力学模型

由于压力机机身和安装平面的刚度远大于隔振器和地面土壤,故将压力机机身和安装平面(地基)简化为 2 个刚性质点,2 个质点的阻尼系数分别为  $c_1$  和  $c_2$ ,刚度分别为  $k_1$  和  $k_2$ ,同时将压力机机身所受的力简化为正弦力,那么整个隔振系统的力学模型就可以表示为一个双自由度有阻尼力学模型。

根据所简化建立的双自由度有阻尼力学模型<sup>[11]</sup>,当压力机在运转之后,会在压力机机身上

产生等效惯性力,那么隔振系统的动力学(运动)微分方程可表示为

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) = F_y \sin \omega t \\ m_2 \ddot{x}_2 - c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_1(x_1 - x_2) + c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 = 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中: $m_1$ 和 $m_2$ 分别表示压力机机身整机质量和安装平台质量;当压力机处于初始位置时, $x_1$ 、 $x_2$ 、 $\dot{x}_1$ 、 $\dot{x}_2$ 取值均为 0。

利用 4 阶龙格-库塔法将运动微分方程进行降阶处理<sup>[12]</sup>,可得

$$\begin{cases} m_1 \dot{x}_3 + c_1(x_3 - x_4) + k_1(x_1 - x_2) = F_y \sin \omega t \\ m_2 \dot{x}_4 - c_1(x_3 - x_4) - k_1(x_1 - x_2) + c_2 x_4 + k_2 x_2 = 0 \\ \dot{x}_1 = x_3 \\ \dot{x}_2 = x_4 \end{cases} \quad (2)$$

## 2 隔振系统动力学仿真

### 2.1 仿真模型

利用 SolidWorks 构建压力机实体模型,曲轴的材料选用 S45C,密度为  $7\ 890\text{ kg/m}^3$ ,连杆和滑块的材料均选用 Q235A,密度为  $7\ 890\text{ kg/m}^3$ 。在构建实体模型时,对倒角、螺纹孔、结构部门附件等构件进行了简化;模型中床身与地面采用 Fixed 约束(固定约束),滑块与床身采用 Translational 约束(沿  $y$  轴移动),曲轴与床身、曲轴与连杆均采用 Revolute 约束(绕  $x$  轴转动),连轴与滑块之间采用 Spherical 约束(绕  $x$  轴转动),压力机仿真模型如图 2 所示。将 SolidWorks 建立的仿真实体模型导出为 Parasolid 格式文件,然后再将文件导入 Adams 中进行压力机的动力学仿真。

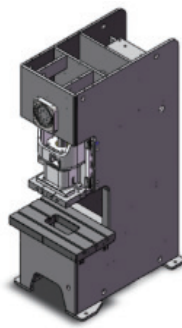


图 2 压力机实体模型

### 2.2 仿真工况设置

压力机隔振系统原设计参数为: $m_1 =$

4 200 kg,  $m_2 = 10\ 800\text{ kg}$ ,  $c_1 = 205\ 000\text{ Ns/m}$ ,  $k_1 = 11\ 700\ 000\text{ N/m}$ ,  $c_2 = 3\ 160\ 000\text{ Ns/m}$ ,  $k_2 = 318\ 000\ 000\text{ N/m}$ 。为了对压力机原始结构参数进行优化,利用 Matlab 软件在 Adams 中进行编程,然后分别对上述 6 个参数进行不同工况下的振幅进行仿真分析,每次模拟的时常均为 2 s,每种参数的工况设置如表 1 所示。

表 1 工况设置情况

| 参数                           | 工况                                                 |
|------------------------------|----------------------------------------------------|
| 压力机质量<br>$m_1/\text{kg}$     | 2 000、4 000、6 000、8 000                            |
| 安装平台质量<br>$m_2/\text{kg}$    | 5 000、10 800、50 000、200 000                        |
| 隔振器刚度<br>$k_1/(\text{N/m})$  | 117 000、1 170 000、<br>11 700 000、40 000 000        |
| 隔振器阻尼<br>$c_1/(\text{Ns/m})$ | 2 570、25 700、257 000、2 570 000                     |
| 地基刚度<br>$k_2/(\text{N/m})$   | 3 180 000、31 800 000、<br>318 000 000、3 180 000 000 |
| 地基阻尼<br>$c_2/(\text{Ns/m})$  | 32 500、325 000、3 250 000、32 500 000                |

### 2.3 不同工况振动规律

#### 1) 整机质量的影响

不同整机质量下压力机和平台最大振幅变化趋势如图 3 所示。从图 3 可知:随着整机质量的增加,压力机和平台的最大振幅逐渐增大,且近似呈线性增长,当整机质量从 2 000 kg 增加至 8 000 kg 后,压力机的最大振幅也从 38.00  $\mu\text{m}$  增加至 43.99  $\mu\text{m}$ ,增幅为 15.8%,平台的最大振幅从 1.40  $\mu\text{m}$  增加至 1.66  $\mu\text{m}$ ,增幅为 18.6%。整机质量对平台振幅的影响幅度大于压力机,但就振幅而言,压力机的振幅变化量远大于平台振幅变化量。

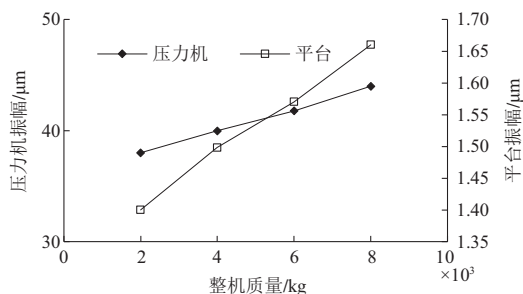


图 3 整机质量对振幅的影响

#### 2) 平台质量的影响

不同平台质量下压力机和平台最大振幅变化趋势如图 4 所示。从图 4 可知:随着平台质量的

增加,压力机和平台的最大振幅均呈逐渐增大的变化特征,当平台质量从 5 000 kg 增加至 200 000 kg 后,压力机的最大振幅从 39.00  $\mu\text{m}$  增加至 40.12  $\mu\text{m}$ ,增幅为 2.9%,平台的最大振幅从 1.50  $\mu\text{m}$  增加至 1.84  $\mu\text{m}$ ,增幅为 22.7%,可见平台质量对平台振幅的影响幅度依然大于压力机,但就振幅而言,压力机的振幅变化量也是远大于平台振幅的变化量。

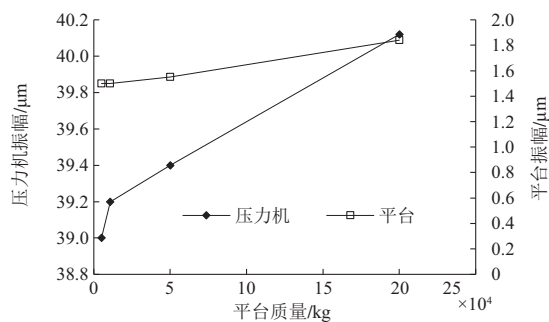


图 4 平台质量对振幅的影响

#### 3) 隔振器刚度的影响

不同隔振器刚度下压力机和平台最大振幅变化趋势如图 5 所示。从图 5 可知:随着隔振器刚度的增加,压力机和平台的最大振幅均是呈先增大后减小的变化特征;当隔振器刚度为 1 170 000 N/m 时,压力机的最大振幅最大,达到 108.90  $\mu\text{m}$ ,当隔振器刚度为 40 000 000 N/m 时,压力机的最大振幅仅为 12.10  $\mu\text{m}$ ;当隔振器刚度为 11 700 000 N/m 时,平台的最大振幅最大,达到 1.49  $\mu\text{m}$ ,当隔振器刚度为 117 000 N/m 时,平台的最大振幅最小,仅为 1.31  $\mu\text{m}$ 。

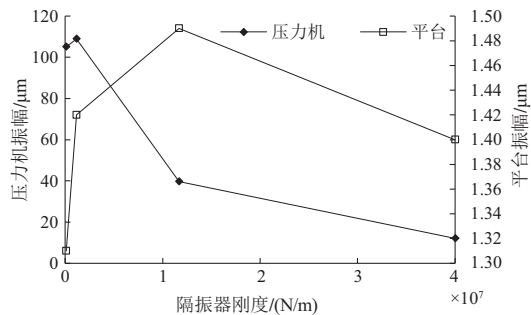


图 5 隔振器刚度对振幅的影响

#### 4) 隔振器阻尼的影响

不同隔振器阻尼下压力机和平台最大振幅变化趋势如图 6 所示。从图 6 可知:随着阻尼器的增大,压力机和平台的振幅逐渐减小,尤其是当隔振器阻尼达到 2 570 000 Ns/m 后,压力机和平台的最大振幅将分别降至 10.99  $\mu\text{m}$  和 1.37  $\mu\text{m}$ ,而

当前压力机隔振器阻尼仅为 205 000 Ns/m, 因而导致压力机和平台的最大振幅较大。

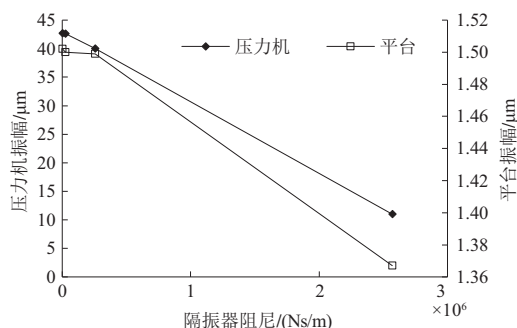


图6 隔振器阻尼对振幅的影响

### 5) 地基刚度的影响

不同地基刚度下压力机和平台最大振幅变化趋势如图7所示。从图7可知:随着地基刚度的增加,压力机的最大振幅呈先增大后减小的变化特征,当地基刚度为 31 800 000 N/m 时,压力机的最大振幅最大,达到 44.60  $\mu\text{m}$ ,当地基刚度为 3 180 000 000 N/m 时,压力机的最大振幅最小,为 38.27  $\mu\text{m}$ ;随着地基刚度的增加,平台的最大振幅呈逐渐减小的变化特征,最大振幅从 9.07  $\mu\text{m}$  降至 0.15  $\mu\text{m}$ ,因此地基刚度对于平台振幅的影响程度更大。

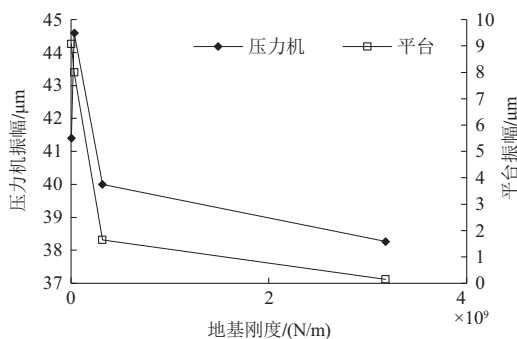


图7 地基刚度对振幅的影响

### 6) 地基阻尼的影响

不同地基阻尼下压力机和平台最大振幅变化趋势如图8所示。从图8可知:随着地基阻尼的增加,压力机的最大振幅呈先增大后减小的变化特征,当地基阻尼为 3 250 000 Ns/m 时,压力机的最大振幅最大,达到 39.74  $\mu\text{m}$ ,当地基阻尼为 32 500 000 Ns/m 时,压力机的最大振幅最小,为 38.73  $\mu\text{m}$ ;平台的最大振幅随着地基阻尼的增大而逐渐减小,从 1.53  $\mu\text{m}$  降至 0.78  $\mu\text{m}$ ,因此地基阻尼对于平台振幅的影响程度更大。

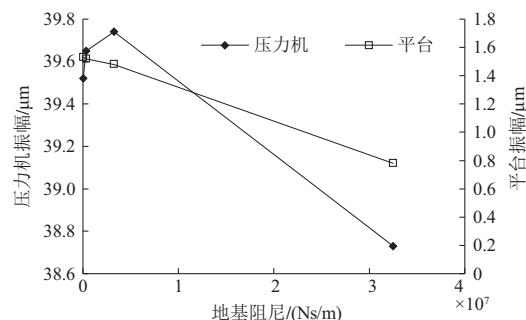


图8 地基阻尼对振幅的影响

## 3 隔振系统参数优化及效果

### 3.1 参数优化

从上文仿真模拟结果可知:压力机整机质量和平台质量对于压力机振动来说有一定程度的影响,但影响幅度小于隔振器刚度和阻尼,而地基刚度和阻尼对于压力机振动来讲影响程度很小。由于压力机本身结构设计已经趋于完善,很难通过改变压力机或者平台质量来达到降低振幅的目的。因此,最好的方法是对隔振器的刚度和阻尼进行调整,从而达到压力机抑制振动的目的。

将隔振器的刚度  $k_1$  和阻尼  $c_1$  作为设计变量(优化参数),将压力机和平台的最大振幅  $x_1$  作为目标优化值,当  $x_1$  达到最小值时,对应的  $k_1$  和  $c_1$  即为优化参数。在优化过程中,压力机机身的最大位移值设置为 0.02 mm,得到优化前后隔振器的参数对比如表2所示。从表2可知:优化后的隔振器刚度和阻尼相比原设计分别增大了 104.0% 和 66.3%。

表2 优化前后参数对比

| 隔振器参数            | 优化前        | 优化后        |
|------------------|------------|------------|
| 刚度 $k_1$ /(N/m)  | 11 700 000 | 23 900 000 |
| 阻尼 $c_1$ /(Ns/m) | 205 000    | 341 000    |

### 3.2 优化效果分析

为了验证隔振器优化后对于压力机机身的减振效果,对优化前后的压力机振幅进行了模拟分析,结果如图9所示。从图9可知:经过优化后,压力机的振幅相比优化前有明显变化,振幅曲线更加平缓;优化前的压力机和平台最大振幅分别为 39.74  $\mu\text{m}$  和 1.49  $\mu\text{m}$ ,优化之后的最大振幅分别降至 19.95  $\mu\text{m}$  和 1.23  $\mu\text{m}$ ,降幅分别为 49.8% 和 17.4%。通过对隔振器刚度和阻尼的约束和寻优,可以将压力机的振幅降低一半左右,能够减少

压力机机身振动对生产的影响。

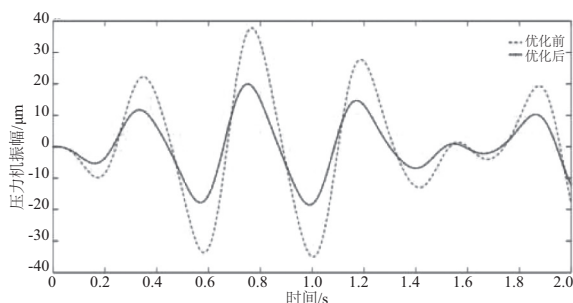


图9 优化前后振幅曲线对比

#### 4 结语

利用 SolidWorks、Adams 和 Matlab 等软件,对不同工况下压力机振动规律进行模拟分析,得出如下结论。

1) 提出利用 4 个金属隔振器对压力机进行抑振,并将隔振系统简化为一个双自由度有阻尼力学模型,从而得到隔振系统的运动微分方程。

2) 随着压力机整机质量和平台质量的增大,压力机和平台的最大振幅均呈逐渐增大的变化特征;地基刚度和阻尼对压力机和平台振幅的影响较小;隔振器刚度和阻尼对振幅的影响较大,随着隔振器刚度的增加,压力机和平台的振幅呈先增大后减小的变化特征,随着隔振器阻尼的增加,压力机的振幅呈先增大后减小变化特征,而平台振幅呈逐渐减小变化特征。

3) 将隔振器刚度和阻尼作为优化参数,将刚度由原设计的 11 700 000 N/m 提升至 23 900 000 N/m,将阻尼由原设计的 205 000 Ns/m 提升至 341 000 Ns/m,优化后压力机和平台的最大振幅

分别较原设计时降低了 49.8% 和 17.4%,减振抑振效果明显。

#### 参考文献:

- [1] 郑晖,廖恕,宋适元,等.汽车内板件一步翻边成形模具设计[J].锻压技术,2022,47(12):182-188.
- [2] 王飞宇,彭朋.基于无线传感的机械冲压振动监测分析[J].锻压装备与制造技术,2019,54(6):52-56.
- [3] 沈洪炜.基于 BP 神经网络的冲压机振动故障检测[J].工业加热,2020,49(10):29-33,36.
- [4] 洪国华.基于伺服压力机的板料冲裁降噪及减振效果研究[D].广州:华南理工大学,2011.
- [5] 孙明江,王兴松.闭式高速压力机的隔振研究[J].控制工程,2013,20(4):635-638.
- [6] 熊瑞.12000KN 数控精冲压力机机架有限元分析及优化[D].武汉:武汉理工大学,2016.
- [7] OTSU M, YAMAGATA C, OSAKADA K. Reduction of blanking noise by controlling press motion[J]. CIRP Annals, 2003, 52(1):245-248.
- [8] 黄栋.非线性组合隔振器结构优化及系列化设计[D].南京:东南大学,2016.
- [9] 周宇.主被动复合驱动的高速精密冲床机构的设计研究[D].南京:南京理工大学,2015.
- [10] 熊聪,梁松康,王建斌.减振器橡胶节点刚度对铁道车辆垂向振动特性的影响[J].机械制造与自动化,2023,52(1):7-10,21.
- [11] 李明臻,郭长青.地面简谐运动作用下双自由度体系鞭梢效应的影响因素研究[J].南华大学学报(自然科学版),2022,36(6):8-14.
- [12] 李建新.混沌序列密码设计及其应用研究[D].西安:西安电子科技大学,2019.

收稿日期:2023-04-11

(上接第 113 页)

隐患,有效控制粉尘的回流和二次爆炸的可能性。随着工业场景中除尘设备需求的增加,进一步优化设备布置的防爆设计将成为提升操作环境安全性的重要课题。

#### 参考文献:

- [1] 王海霞,张晓静,周义德.纺纱车间清梳联工序防火防爆措施[J].上海纺织科技,2024,52(6):14-18.
- [2] 国家安全生产监督管理总局.AQ 4272—2016 铝镁制品机械加工粉尘防爆安全技术规范[S].
- [3] DB21/T 3401—2021 隔爆翻板阀性能试验方法[S].
- [4] 陈国荣.有机废气和除尘设备的安装技术分析[J].中国设备工程,2018(18):93-94.

- [5] 刘彩辉.浅谈有机废气和除尘设备的安装技术[J].福建建材,2016(9):93-94.
- [6] 张明宵.有机废气、除尘等设备安装管理[J].山东工业技术,2014(19):100.
- [7] 李春洋,史克志,陈玲,等.锂电行业除尘主管道风速改进系统:CN221602703U[P].2024-08-27.
- [8] 赵亮,史克志,陈玲,等.一种具有泄压功能的高负压收尘系统:CN221694610U[P].2024-09-13.
- [9] 郭诗慧,张琛朕,荆海伟,等.粮食物流行业工艺设计粉尘防爆措施[J].现代食品,2016,22(8):60-62.
- [10] 施倚.如何有效控制粉尘爆炸危险场所除尘系统的防爆[J].劳动保护,2021(12):96.

收稿日期:2024-11-18