

矿用防爆大功率永磁同步电动滚筒关键隔爆技术研究

王 珊

煤炭科学技术研究院有限公司, 北京

收稿日期: 2025年4月17日; 录用日期: 2025年6月20日; 发布日期: 2025年6月30日

摘 要

针对矿用防爆大功率永磁同步电动滚筒在实际使用过程中隔爆外壳持续承受动态载荷, 从而导致转轴隔爆结合面易发生形变、隔爆性能不稳定等特点, 通过对实际工况进行受力分析, 测算各零部件受力后的位移尺寸链, 并结合有限元分析仿真, 提出了考虑长期径向载荷影响的电动滚筒转轴隔爆面设计方案。本文进一步结合电动滚筒实际运行工况, 提出了隔爆外壳带载状态的隔爆型式试验方法, 并进行了试验验证。最后, 基于本文研制的矿用防爆大功率永磁同步电动滚筒在矿山井下工业性试验中表现良好, 经测量各项隔爆参数正常, 隔爆性能稳定。

关键词

电动滚筒, 转轴隔爆结合面, 有限元分析, 耐压试验, 不传爆试验, 工业性试验

Research on Key Explosion-Proof Technology of High Power Permanent Magnet Synchronous Electric Drum for Mining

Shan Wang

China Coal Research Institute, Beijing

Received: Apr. 17th, 2025; accepted: Jun. 20th, 2025; published: Jun. 30th, 2025

Abstract

In view of the flameproof shell of the explosion-proof high-power permanent magnet synchronous electric drum used for mining continues to bear dynamic loads during actual use, which leads to the

flameproof joint surface of the rotating shaft being prone to deformation and unstable flameproof performance, the displacement dimension chain of each component under stress is calculated through force analysis of the actual working conditions, and combined with finite element analysis and simulation, the design scheme of flameproof surface of electric drum shaft considering the influence of long-term radial load is presented. In this paper, a flameproof type test method of flameproof shell under load state is proposed and verified by the test. Finally, the explosion-proof high power permanent magnet synchronous electric roller developed in this paper has a good performance in the industrial test in the underground mine, the measured flame-proof parameters are normal, and the flame-proof performance can be stable.

Keywords

Electric Drum, Flameproof Joint Surface of Rotating Shaft, Finite Element Analysis, Pressure Test, No Explosion Test, Industrial Test

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

电动滚筒是带式输送系统的重要组成部分，是针对散状物料实现长距离、大运量运输的重要设备，广泛应用于矿山、冶金、港口、建材等行业领域[1]-[3]。随着社会经济建设的不断发展，大功率带式输送系统需求与日俱增，现代化煤矿的建设更是亟待其设计和制造水平的质的飞跃[4] [5]。

永磁同步电动滚筒利用永磁体建立磁场——采用钕铁硼稀土材料制造转子，能够代替电励磁结构，避免铜耗、铁耗等励磁损耗，能够提高驱动效率。另一方面，钕铁硼具有很高的磁能积，剩余磁感应强度、矫顽力大，一定功率需求下的钕铁硼体积较小，可以进一步帮助减小电动滚筒体积[6] [7]。结合变频器技术带来的高功率密度，永磁同步电动滚筒将传统的电机、联轴器、减速器、驱动滚筒整合组成一个驱动总成，具有结构紧凑、占地面积小、效率高、节能、噪音小等显著优势，逐步成为大功率带式输送系统的重要发展方向[8] [9]。

然而在煤矿领域，由于煤矿井下存在爆炸性环境、受限空间等十分恶劣的实际工况，众多新技术的转化应用都面临十分严苛的防爆安全要求，依据设备特点采取隔爆型、本安型等防爆型式。然而为了实现一体化结构，与传统隔爆型设备不同，大功率永磁同步电动滚筒(以下简称电动滚筒)采用隔爆型设计时，隔爆外壳会在工作时持续承受动态载荷，隔爆外壳的隔爆面间隙保持、隔爆性能的稳定性都受到了严峻挑战，现有标准要求不能有效支持其安全设计，行业内也缺乏相关研究[10]-[13]。因此，矿用防爆大功率永磁同步电动滚筒的隔爆外壳受力后变形状态的测算以及如何保持隔爆结构长期完好性成为其煤矿井下大规模发展应用的技术难点，只有解决这一关键安全问题，此设备才能真正落地应用。

另一方面，由于电动滚筒的防爆结构与运动结构存在耦合，以及特殊的使用工况，对其防爆型式的试验方法亦提出了新的要求。传统的试验方法难以有效验证电动滚筒的隔爆外壳耐压性能和不传爆性能。因此研究该设备的防爆型式实验方法与方案是验证其安全性并配合矿山应用准入的必然需求。

2. 关键隔爆结构研究及验证

2.1. 隔爆结构分析

本文研究的电动滚筒主要技术参数如表 1 所示：

Table 1. Main technical parameters
表 1. 主要技术参数

项目	参数	项目	参数
相数	三相	额定输出功率	560 kW
额定电压	660/1140 V	额定电流	533 A/308 A
额定频率	19.7 Hz	额定转速范围	(9.3~36.9) RPM (5~19.7 Hz)
热分级	180 (H)	工作制	S1
防护等级	IP 55	定额与性能标准	GB/T 755-2019
效率	≥95%	额定功率因数	0.97
筒体长度	1400 mm	直径	1600 mm
输送带宽度	1200 mm	固定座中心距	2000 mm
基本尺寸(mm)	3000 × 1600 × 1600	总质量	17 T

电动滚筒的隔爆结构创新性的提出了将隔爆外壳作为滚筒部分的设计理念，滚筒作为隔爆外壳的一部分，长期在带载情况下运动，对隔爆结构的设计提出了新要求。电动滚筒的主要隔爆结合面如图 1 所示，包括：

- (1) 主接线盒和端盖处；
- (2) 接线端子与接线板处；
- (3) 主轴与主接线盒连接处；
- (4) 主轴与副接线盒连接处；
- (5) 滚筒与滚筒端盖处；
- (6) 主轴与内油盖处。

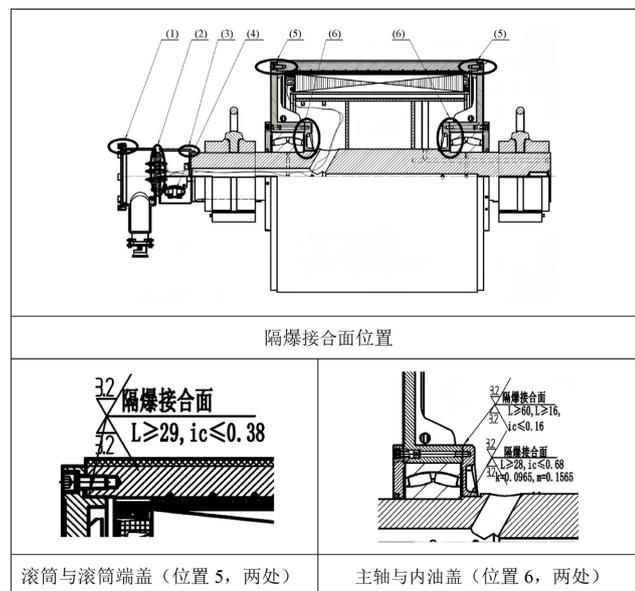


Figure 1. Position of the explosion-proof joint surface of the electric drum
图 1. 电动滚筒隔爆结合面位置图

主轴与内油盖形成的转轴隔爆面(6)属于配合面之间有相对运动的隔爆接合面，且滚筒和轴均承受径向载荷，故再此作用下其 m 、 k 值在一旦超标，可能会引起轴与内油盖的摩擦，导致高温、设备损坏、失爆等安全隐患；由于滚筒长期受力，故滚筒与滚筒端盖处隔爆面(5)在长时间使用后隔爆间隙有超标的风险，一旦隔爆面间隙超出型式试验验证值，设备在煤矿井下使用将会有失爆风险[14] [15]。

2.2. 无载状态主轴与内油盖隔爆接合面 m 、 k 值测算

电动滚筒主轴与内油盖间隙尺寸链模型如图 2 所示。

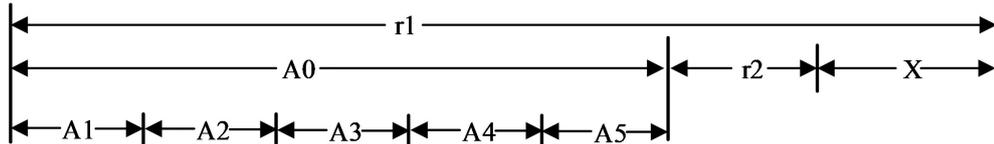


Figure 2. The clearance dimension chain model of the spindle and inner oil cover
图 2. 主轴与内油盖间隙尺寸链模型

模型中， A_1 为轴承径向游隙造成的偏心； A_2 为轴承与轴内径装配间隙造成的偏心； A_3 为轴承室与内油盖止口装配间隙造成偏心； A_4 为轴承室及内油盖轴段间的同轴度偏差造成的偏心； A_5 为轴与内油盖间温度差膨胀造成的偏心； A_0 为 A_1 ， A_5 的封闭环。X 为内油盖和轴之间的单边间隙。 r_1 ， r_2 分别为隔爆面孔与轴的半径。

2.2.1. 尺寸链计算

电动滚筒主轴与内油盖间隙尺寸链按照如下过程进行计算：

(1) 轴承实际径向游隙引起的偏心 A_1 (mm)

轴承室与轴承外径为过盈配合，使轴承径向游隙减小，经查轴承 23268 的轴承游隙 δ_{max} 为 0.27 mm(标准游隙 Cn 范围为 0.2 mm~0.31 mm)；轴承外圈的上偏差 E_{I1} 为 0 mm；(根据轴承标准可查，外圈 620 mm，0 级轴承外圈公差为 0 um~-50 um)；设计初定轴承室内径下偏差 E_{s1} 为 0.07 mm；同时考虑装配后变形等因素影响，轴承装配后径向游隙的减少按 70% 的最小过盈量计算；考虑形位公差的精度要求包含在尺寸精度要求中，形位公差并不会增大配合面之间的间隙；

$$A_1 = \frac{\delta_{max} - 0.7(E_{I1} + E_{s1})}{2} = \frac{0.16 - 0.7(0.07 + 0)}{2} = 0.0555$$

(2) 轴承与轴内径装配间隙引起的偏心 A_2 (mm)

$$A_2 = \frac{E_{ES2} + E_{IEI2}}{2} = \frac{0.03 + 0}{2} = 0.015$$

式中， E_{ES2} ——轴设计尺寸的下偏差(mm) = 0.03； E_{IEI2} ——轴承内径的上偏差(mm) = 0；

(3) 轴承室与内油盖止口装配间隙引起的偏心 A_3 (mm)

$$A_3 = \frac{E_{S1} + E_{I3}}{2} = \frac{0 + 0.01}{2} = 0.005$$

式中， E_{I3} ——内油盖止口的下偏差(mm)。

(4) 主轴轴承室及内油盖轴段间的同轴度偏差引起的偏心 A_4 (mm)

图纸同轴度要求为 0.02 mm，因此： $A_4 = 0.01$

(5) 由于线圈发热导致的轴与端盖之间温度不同导致的膨胀幅度不同导致的偏心 A_5 (mm)

根据以往 315 kW 等滚筒的检测数据, 温差基本在 10° 左右, 因此

$$\Delta d = a \times d_0 \times (t_1 - t_0)$$

式中,

a ——热膨胀系数, 钢的热膨胀系数为 $1.2 \times 10^{-5} / ^{\circ}\text{C}$; d ——轴径, 340mm; Δd ——变形量;
 $\Delta d = 340 \times 1.2 \times 10^{-5} \times 10 = 0.04 \text{ mm}$ 。

因此:

$$A_5 = \frac{\Delta d}{2} = 0.02$$

因此, A_0 值(mm)为:

$$A_0 = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 = 0.0555 + 0.015 + 0.005 + 0.01 + 0.02 = 0.1055$$

2.2.2. m、k 值测算(不考虑径向载荷)

GB/T 3836.2-2021 中规定: m 值须不超过轴与轴孔隔爆面最大间隙(直径差)的三分之二; k 值应不小于 0.075mm。

轴外径的设计值为 $\phi 370_{-0.66}^{-0.62}$, 内油盖内孔径的设计值为 $\phi 370_0^{+0.08}$, 因此 $i_{c\min} = 0.62 \text{ mm}$, $i_{c\max} = 0.74 \text{ mm}$, , 则 m, k 分别为:

$$m = X_{\max} = \frac{i_{c\max}}{2} + A_0 = \frac{0.74}{2} + 0.1055 = 0.4755 \leq \frac{2}{3} i_{c\max}$$

$$k = X_{\min} = \frac{i_{c\min}}{2} - A_0 = \frac{0.62}{2} - 0.1055 = 0.2045 \geq 0.075$$

均符合要求。

2.3. 带载状态主轴与内油盖隔爆接合面 m、k 值测算

2.3.1. 有限元分析

电动滚筒基本参数如下:

- (1) 长度: 1400 mm;
- (2) 直径: $\Phi 1600 \text{ mm}$;
- (3) 带宽: 1200 mm;
- (4) 壁厚: 60 mm;
- (5) 许用合力: 800 kN;
- (6) 最大合力: $800 \text{ kN} \times 1.75 = 1400 \text{ kN}$
- (7) 材质属性为普通碳钢, 参数设置如表 2 所示。

Table 2. Material parameters

表 2. 材料参数

项目	参数
泊松比	0.3
模型类型	线性弹性同向性
质量密度	7850 kg/m ³
弹性模量	$2 \times 105 \text{ MPa}$

本文针对外部载荷对主轴与内油盖间隙的影响做有限元分析, 施加受力与约束情况如图 3 所示。皮带拉力 1400 KN, 滚筒扭矩 90 KNm, 螺栓预紧力矩 460 NM); 支座螺栓孔和底面固定约束, 皮带拉力 1400 KN 简化为 Bearing Load 施加到滚筒宽度 1200 范围内; 滚筒扭矩 90 KNm 施加在定子幅板上; 72 颗 M20 螺栓预紧力矩为 460 Nm, 转换成轴向拉力为 115 KN ($T = KFd$, 其中 K 按 0.2 计算, d 为螺纹公称直径) [16]-[19]。

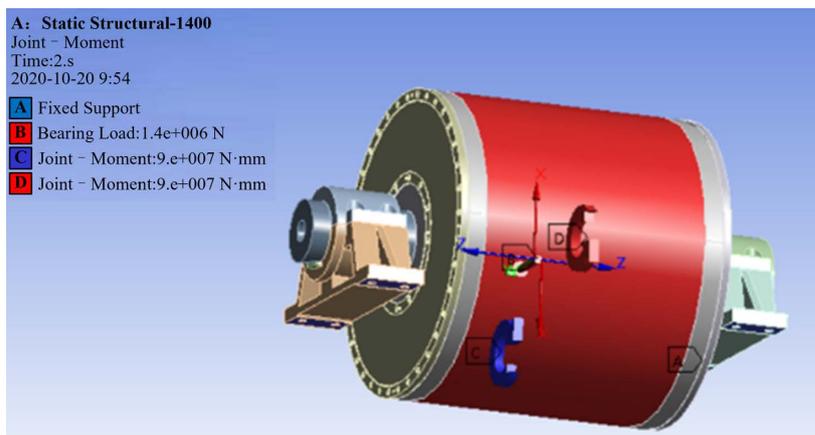


Figure 3. Schematic diagram of loading method
图 3. 加载方式示意图

如图 4 所示, 定义网格划分方式, Tetrahedrons 四面体划分, 最大尺寸 30 mm, 最小尺寸 4 mm。划分网格, 最后网格模型如下, 节点数 1017,511, 单元总数 512,482。

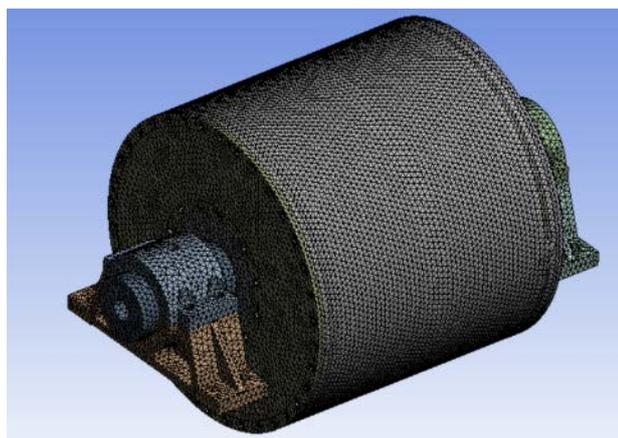


Figure 4. Schematic diagram of grid division
图 4. 网格划分示意图

外部载荷对主轴与内油盖间隙的影响主要体现在两个尺寸:

(1) 内油盖与主轴直接间隙

通过对内油盖与主轴的径向变形进行仿真, 内油盖最大径向变形为 0.046068 mm, 主轴对应位置变形为 0.039624 mm, 变形方向为同向, 故载荷造成的内油盖与主轴直接间隙最大为 $0.046068 \text{ mm} - 0.039624 \text{ mm} \approx 0.006 \text{ mm}$ 。

(2) 端盖与滚筒径向位移造成的间接间隙

通过对端盖与滚筒的径向变形进行仿真,端盖圆筒部分最大径向变形 0.21529 mm,滚筒最大径向变形 0.22378 mm,变形方向为同向,故端盖与滚筒径向位移造成的间接间隙为 $0.22378 \text{ mm} - 0.21529 \text{ mm} \approx 0.0085 \text{ mm}$ 。

2.3.2. m、k 值测算(带径向载荷)

根据端盖与滚筒间隙在许用载荷情况下的有限元分析,变形量最大为:

$$A_g = 0.0085 + 0.006 = 0.0145 \text{ mm}$$

因此受力情况下的 m 和 k:

$$m = 0.4755 + 0.0145 = 0.49 \text{ mm} \leq \frac{2}{3} i_{c \max}$$

$$k = 0.2045 - 0.0145 = 0.19 \text{ mm} \geq 0.075 \text{ mm}$$

均符合要求。

3. 隔爆型式试验验证

本文研究的电动滚筒的防爆结构设计是在防爆电机的基础机构上,将电机外壳作为滚筒使用的结构,采取转子跟随防爆外壳一起旋转,主轴静止的驱动方式,故在进行隔爆型式试验时亦参考防爆电机的试验方法,但考虑电动滚筒现场实际使用工况以及型式试验应考虑最恶劣情况的要求,本文提出了一种在防爆外壳带载条件下进行耐压及内部点燃不传爆试验的试验方法。

3.1. 外壳耐压试验

(1) 参考压力测定

参考压力测定试验目的是找出设备正常工作状态下的最大内部爆炸压力。根据分析,有两种状态因素可能会影响电动滚筒的参考压力,分别为主轴与卷筒的运动情况,以及隔爆外壳的带载情况。

静止状态下的参考压力试验:分别在滚筒空载和滚筒带载两种状态下进行,载荷按三个相差 120° 方向分别施加到滚筒上,载荷大小为 800 kN。载荷的施加通过 8 个钢丝绳均匀分布于滚筒表面,并通过钢丝绳末端的铰接结构避免局部应力集中和保证载荷的均匀。试验时通过 U 形装置固定于支撑座上,如图 5 所示。

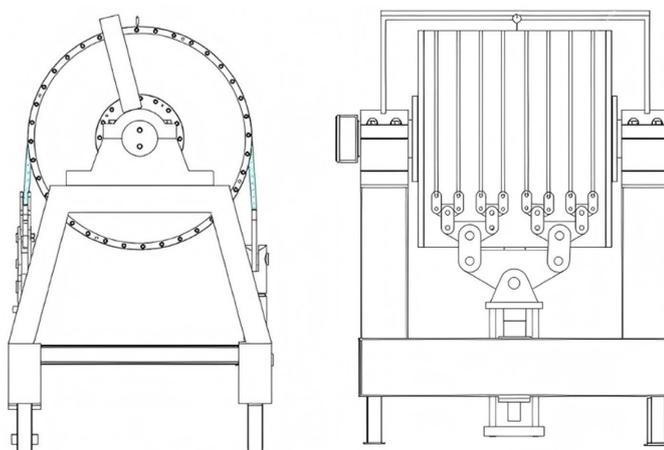


Figure 5. Schematic diagram of drum load test device
图 5. 滚筒载荷试验装置示意图

参考压力试验按照 GB/T 3836.2-2021 第 15.2.2.3 条规定的试验方法进行, 分别对主防爆腔、主接线腔及辅助接线腔进行隔爆耐压试验。结果表明: 静止带载状态设备最大参考压力为 0.54 MPa, 静止空载状态最大参考压力为 0.57 MPa。因此, 隔爆外壳的带载情况对参考压力影响不大, 故后续旋转状态的参考压力试验可在空载状态下进行。

试验采用专用定制试验装置对运动中的滚筒整机进行隔爆参考压力测量。将滚筒、电机和减速机组成的驱动机构固定在一个能够滑动的平台上, 滚筒的外转子固定不动, 滚筒主轴在驱动机构作用下旋转。滚筒主轴与驱动机构通过可上下、左右调整支架对正并由一个弹性联轴器连接。

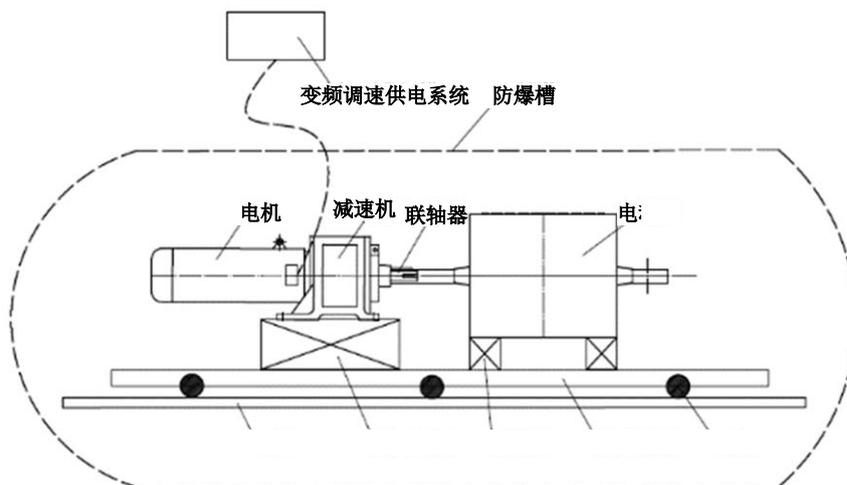


Figure 6. Permanent magnet electric drum rotation pressure test device
图 6. 永磁电动滚筒旋转测压试验装置

由于滚筒主轴处于旋转运动, 原来用于穿线的主轴空腔, 通过在滚筒端盖位置加装辅助空腔, 用于模拟主轴穿孔孔并进行爆炸状态的压力测量, 如图 6 所示。

在测试时将整个平台沿着滑轨推入隔爆试验腔内, 驱动装置驱动主轴以 90% 额定转速旋转, 引爆并进行爆炸压力测量。因此实现在滚筒转子钢筒相对主轴产生相对运动状态下进行隔爆试验。试验结果见表 2。

(2) 过压试验

过压试验的目的是在参考压力的基础上考虑一定安全系数对外壳强度进行试验考核。由于防爆外壳带载会对防爆结构强度造成不利影响, 故过压试验应在带载的状态下进行, 按三个相差 120° 方向分别施加额定载荷 (800 kN), 试验按照 GB/T 3836.2-2021 第 15.2.3 条方法进行, 试品经过浓度为 (9.8 ± 0.5)%, 预压到表压为 0.05 MPa 的甲烷 (CH₄) 空气混合气爆炸外壳耐压试验一次, 爆炸压力为参考压力的 1.5 倍, 不应发生影响防爆性能的永久性变形和损坏。试验结果见表 3。

Table 3. Enclosure pressure test

表 3. 外壳耐压试验

试验类型	试验结果
爆炸压力(参考压力)测定	1. 主控 试验气体: CH ₄ 浓度: 9.8 (v/v)% 初始压力: 0 kPa 试验次数: 3 最高爆炸压力: 0.688 MPa

续表

	2. 接线腔 试验气体: CH ₄ 浓度: 9.8 (v/v)% 初始压力: 0 kPa 试验次数: 3 最高爆炸压力: 0.498 MPa
	2. 辅助接线腔 试验气体: CH ₄ 浓度: 9.8 (v/v)% 初始压力: 0 kPa 试验次数: 3 最高爆炸压力: 0.341 MPa
过压试验(动压法)	1. 主腔 试验气体: CH ₄ 浓度: 9.8 (v/v)% 初始压力: 50 kPa 试验次数: 1 最高爆炸压力: 1.222 MPa
	2. 接线腔 试验气体: CH ₄ 浓度: 9.8 (v/v)% 初始压力: 50 kPa 试验次数: 1 最高爆炸压力: 0.765 MPa
	2. 辅助接线腔 试验气体: CH ₄ 浓度: 9.8 (v/v)% 初始压力: 50 kPa 试验次数: 1 最高爆炸压力: 0.532 MPa

3.2. 内部点燃的不传爆试验

由于防爆外壳带载会对隔爆面间隙可能造成不利影响, 故内部点燃的不传爆试验在电动滚筒隔爆外壳带载和不带载两种状态下进行, 施加张力为 800 kN。

滚筒在不带载状态下试验五次, 未传爆;

滚筒在带载状态下:

滚筒在 0° 位置, 受力 800 kN 状态下, 试验五次, 未传爆;

滚筒在 120° 位置, 受力 800 kN 状态下, 试验五次, 未传爆;

滚筒在 240° 位置, 受力 800 kN 状态下, 试验五次, 未传爆。

试验结果证明该电动滚筒根据 GB/T 3836.2-2021 在运动或许用合力 800 kN 作用下, 能够承受爆炸压力的作用, 内部点燃未发生传爆, 满足国标要求。

4. 工业性试验

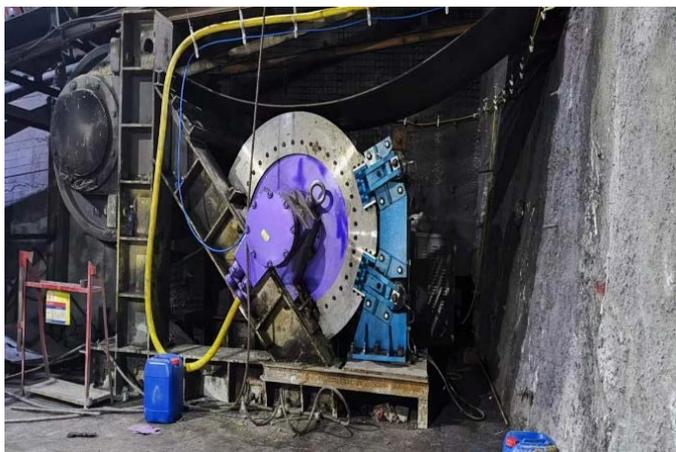


Figure 7. Industrial test site
图 7. 工业性试验现场

该设备经过煤矿井下半年的工业性试验(如图7所示)后,对端盖/筒体,轴/端盖、轴/内油盖,轴/轴承等重点隔爆结构的隔爆接合面的表观状态检查,对接合面尺寸、粗糙度进行测量。测量结果显示隔爆接合面状态良好、未发现隔爆接合面存在损伤或锈迹。测量记录见表4。

Table 4. Measured records of main explosion-proof parameters after industrial test
表 4. 工业性试验后主要隔爆参数实测记录

	位置	经型式试验验证允许的公差	实测值		判定	测量工具及备注
			出厂时	运行 6 个月后		
端盖隔爆面	端盖隔爆面锈蚀	无	无	无	合格	目测
	表面粗糙度	Ra3.2	Ra3.2	Ra3.2	合格	粗糙度比较量块
	端盖隔爆面外径(mm)	1484 ^{-0.15} _{-0.25}	-0.15, -0.23 -0.25, -0.20 -0.22, -0.18 -0.16, -0.20	-0.15, -0.24 -0.25, -0.22 -0.23, -0.16 -0.18, -0.20	合格	外径千分尺, 测 8 个点
	端盖隔爆面圆度	0.05	0.04	0.04	合格	外径千分尺, 测 8 个点
	端盖最大隔爆间隙(mm)	0.38	0.32	0.32	合格	钢筒内径最大值 - 端盖外径最小值
转子钢筒隔爆面	转子钢筒隔爆面表面粗糙度	Ra3.2	Ra3.2	Ra3.2	合格	粗糙度比较量块

5. 结论

为了实现矿用防爆大功率永磁同步电动滚筒在煤矿井下安全、可靠的应用,本文通过对电动滚筒隔爆关键技术的研究,得出了适用于长期承受动态载荷的隔爆型电动滚筒的设计方案,并提出了与该设备实际使用工况更适用、更科学的耐压试验及内部点燃不传爆试验方法,并通过试验验证,试验结果表明本文提出的矿用防爆大功率永磁同步电动滚筒隔爆设计方案满足国标要求。并将设备安装于煤矿井下进行工业性试验,试验后,隔爆接合面参数未发生显著变化,表明该设备在实际使用中能保持隔爆性能的稳定性。

参考文献

- [1] 侯友夫. 带式输送机动态特性及控制策略研究[D]: [博士学位论文]. 北京: 中国矿业大学, 2001.
- [2] 赵玉文, 李云海. 带式输送机的现状与发展趋势[J]. 煤矿机械, 2004(4): 1-3.
- [3] 王传奇. 带式输送机驱动系统技术现状及发展趋势[J]. 现代制造技术与装备, 2022, 58(1): 37-39.
- [4] 蒋卫良, 韩东劲. 我国煤矿带式输送机现状与发展趋势[J]. 煤矿机电, 2008(1): 1-6.
- [5] 蒋卫良, 朱立平. 我国煤矿用带式输送机典型机型的现状及发展趋势[C]//中国煤炭学会煤矿机电一体化专业委员会, 中国电工技术学会煤矿电工专业委员会. 煤矿机电一体化新技术学术会议论文集. 煤炭科学研究总院上海分院, 2010: 4-8.
- [6] 王海亮. 永磁同步电动滚筒在下运式带式输送机中的应用[J]. 煤矿机电, 2019, 40(4): 106-108.
- [7] 胡伯平, 饶晓雷, 钮萼, 等. 稀土永磁材料的技术进步和产业发展[J]. 中国材料进展, 2018, 37(9): 653-661+692.
- [8] 王子寒. 电动滚筒在带式输送机驱动装置应用中的问题[J]. 煤矿机械, 2007(11): 18-20.
- [9] 李炳才, 刘静. 永磁同步电动滚筒在梁北选煤厂的应用[J]. 煤炭工程, 2019, 51(2): 63-65.

-
- [10] 孟全. 大功率永磁直驱电动滚筒带式输送机的应用[J]. 煤矿机电, 2020, 41(1): 84-85+89.
- [11] 薛聪. 基于 ANSYS 仿真的带式输送机不同形式滚筒对比[J]. 机械管理开发, 2019, 34(2): 112-113+132.
- [12] 刘金月. 基于 CATIA 的带式输送机驱动滚筒的应用研究[J]. 机械管理开发, 2019, 34(5): 69-70+77.
- [13] 钱松. 隔爆型永磁电动滚筒整体结构分析[J]. 电气防爆, 2020(4): 14-16.
- [14] 李双会. 论隔爆外壳中爆炸压力及其影响因素[J]. 煤矿安全, 2003(S1): 101-103.
- [15] 张震, 赵绍亭, 娄新民. 煤矿井下电气设备防爆壳体结构研究[J]. 时代农机, 2016, 43(4): 73+75.
- [16] 穆建荣. 带式输送机传动滚筒有限元分析及优化研究[J]. 矿业装备, 2023(4): 192-194.
- [17] 贾文斌. 隔爆型三相永磁同步电动滚筒在矿用带式输送机的应用[J]. 矿业装备, 2023(4): 136-137.
- [18] 于歆婷. 永磁直驱带式输送机传动滚筒有限元分析[J]. 煤炭科技, 2023, 44(2): 35-38.
- [19] 陈煜. 矿用带式输送机滚筒的有限元分析[J]. 机械管理开发, 2023, 38(4): 24-25+28.