

•机械工程•

DOI:10.12454/j.jsuese.202301047



本刊网刊

基于粉体介质的犁刀混合机动轴密封装置设计

邹俊伟^{1,2},李毅波¹,王勋华²,姜方鸿²,宋玉梁²,贺华²

(1.中南大学机电工程学院,湖南长沙410000;2.湖南探索机械科技有限公司,湖南株洲412000)

摘要:针对目前以气密封为主的犁刀混合机动轴密封装置存在需提高制造装配精度才能提升密封性能、延长使用寿命的问题,本文首先分析了目前以气密封为主的犁刀混合机动轴密封装置失效原因;在此基础上,结合动轴密封结构及原理,提出了将螺旋输送原理并结合多种不同形式的密封应用在粉体介质的动轴密封装置中,进一步提出了一种新型犁刀混合机动轴密封装置设计思路及方案;进而,采用理论分析、仿真分析与试验相结合的研究方法完成了新型动轴密封装置的设计与研究,并通过试验进行了验证。试验结果表明:1)新型动轴密封装置连续密封时间 ≥ 120 h,是目前动轴密封装置连续密封时间的近2倍;2)通过螺旋输送及从迷宫密封处通入密封气体能及时将泄漏至主密封处的大部分物料输送或清理返回至腔体内,降低了密封件与粉体物料的摩擦磨损,提高了动轴装置密封性能和密封件的使用寿命,同时避免了以气密封作为主密封的动轴密封装置存在制造及装配精度要求高的问题;3)本文设计的动轴密封装置较目前动轴密封装置具有密封性能可靠、制造成本低、安装维护简便等特点。研究成果对提高犁刀混合机动轴密封性能及多类型粉体介质的动轴密封应用具有一定的指导意义。

关键词:犁刀混合机;粉体介质;动轴密封;设计

中图分类号:TH111

文献标志码:A

文章编号:2096-3246(2025)06-0352-08

犁刀混合机作为粉体物料混合工序工业生产中的关键设备,在饲料工业、食品、制药、化工、电池材料等领域有非常广泛的应用^[1-2]。动轴密封的可靠性是犁刀混合机设计者和使用者一直追求的目标,当犁刀混合机处理的物料为锂电三元正极材料时,动轴密封如存在泄漏,回收泄漏物料需花费一定成本,同时因锂电三元正极材料价格高昂且材料中钴等金属元素稀缺,物料泄漏将进一步造成资源浪费、环境污染、产品品质降低、安全风险升高等一系列问题。因此,动轴密封的可靠性是评价犁刀混合机整机性能优劣的主要指标之一。

至今,国内外对于犁刀混合机动轴密封还未有成熟理论,虽有大量工程实践,但主要是借鉴液体、气体等流体的密封工程应用经验。例如,国外以美国辛驰(Cinchseal)公司为代表推出的一种以气密封为主,端面机械式密封为辅的动轴密封技术^[3],工作时气密封处通入0.03~0.05 MPa密封气体,其中,端面机械式密封件是较柔软的PTFE材质磨损部件,但存在一旦气

密封失效就会导致动轴密封快速失效;国内有学者^[4-6]提出了一种以气密封为主,迷宫密封及填料密封为辅的组合式动轴密封技术,迷宫密封起到辅助密封作用,填料密封起到密封气体保压及阻止外界杂质进入动轴密封装置内作用,但同样存在一旦气密封失效就会导致动轴密封快速失效的问题。

综上所述,目前国内外犁刀混合机动轴密封主要采用以非接触式气密封为主密封、其余密封为辅助密封的组合形式,据使用者反馈及现场查看,普遍存在气密封失效^[7]、密封件寿命短^[8-10]、维护维修频率高等问题^[11-12]。具体如下:1)制造成本高、安装维护复杂。因气密封对气密封通道宽度 λ 沿圆周方向的偏心量非常敏感,需通过提高制造及装配精度来保证其密封性能,但提高了制造成本,降低了工作效率,同时安装维护也变得复杂。2)气密封易失效、密封性能低。经试验,通过提高制造及装配精度使气密封通道宽度 λ 沿圆周方向的偏心量达到0.1 mm时,连续密封时间仅为

收稿日期:2023-12-20 修回日期:2024-03-15 网络出版日期:2024-03-28

基金项目:中南大学-湖南探索机械科技有限公司联合科技攻关项目(TSJX21001)

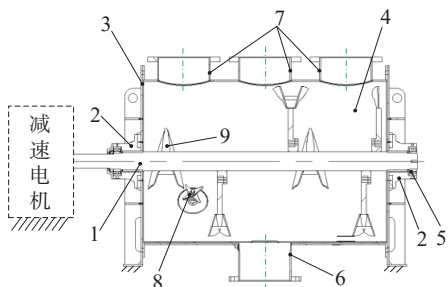
作者简介:邹俊伟(1983—),男,博士生,高级工程师。研究方向:先进与智能工程设备设计与制造。E-mail:zjwniu@126.com

60 h 左右。密封件易损耗、密封件寿命低。3)因粉体物料流动性差、易堆积且具有一定的硬度,一旦泄露至密封件部位,密封件会因摩擦磨损而快速失效。进一步造成动轴密封失效及密封件更换频率增加。

因此,为解决目前犁刀混合机动轴密封存在的上述问题,应研发出符合生产使用要求的犁刀混合机动轴密封装置。本文以犁刀混合机工作条件及目前动轴密封装置存在的问题为设计依据,提出了不以气密封及接触式密封作为动轴密封装置的主密封,将螺旋输送原理应用于动轴密封装置中的设计思路;进一步提出了一种新型动轴密封装置设计方案;最后通过仿真分析、试验研究及工程应用相结合的方式验证了新型动轴密封装置所具有的优势,解决了目前犁刀混合机动轴密封装置存在的问题。

1 犁刀式混合机动轴密封结构及原理

犁刀式混合机结构(图 1)一般为卧式圆筒形,主要由腔体组件和安装于腔体组件内的主轴、飞刀组成^[13-15]。工作时动轴在电机驱动下,粉体物料受犁刀强烈的轴向推动及沿圆周方向载荷作用,从而实现两种以上物料的混合。犁刀混合机动轴密封作用是阻止工作介质从动轴(运动件)与密封及轴承座(静止件)形成的间隙泄漏及外界杂质侵入腔体内部^[16]。



1. 动轴;2. 密封及轴承座;3. 端板组件;4. 腔体内部;5. 轴承;6. 出口口;7. 进口口;8. 犁刀;9. 犁刀。

图 1 犁刀混合机结构简图

Fig. 1 Structure diagram of plow blade mixer

目前,犁刀混合机动轴密封一般采用气密封为主、填料密封为辅的组合形式(图 2)。图 2 中, λ 为气密封通道宽度,端板组件两侧分别为大气侧和工作介质侧。

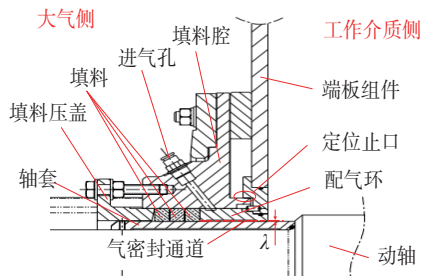


图 2 填料与气密封组合动轴密封

Fig. 2 Packing and gas combination dynamic shaft seal

密封原理如下:气密封为主密封(第一道密封),使密封气体压力大于工作介质压力以实现密封;填料密封起到辅助密封作用,同时阻止杂质进入腔体内。

2 动轴密封装置设计

2.1 设计思路

犁刀混合机工作条件如下:工作介质绝对压力约 0.1 MPa,腔体填充率 $\leq 70\%$,主轴转速为 80~100 r/min。

为解决目前犁刀混合机动轴密封装置存在的问题,提出以下设计思路:

1)不以气密封作为动轴密封装置的主密封,设计为辅助密封,避免气密封作为主密封时存在的动轴密封装置零部件制造及装配精度要求高的问题。

2)不以接触式密封作为动轴密封装置的主密封,以避免粉体物料泄漏至接触式密封间隙中,造成密封件摩擦磨损导致密封快速失效。

3)将螺旋密封设计为动轴密封装置的主密封。螺旋密封不但能及时将泄漏的粉体物料推送返回至腔体内实现密封,且还能降低泄漏粉体物料与密封件的摩擦磨损,保证密封件的使用寿命。

2.2 设计方案

根据动轴密封装置设计思路获得动轴密封装置设计方案如图 3 所示。根据图 3,螺旋密封与迷宫密封等相结合的动轴密封装置是以螺旋密封为主、迷宫密封等为辅的组合密封形式,从左至右依次为螺旋密封、迷宫密封、气密封、油封。此处气密封为密封气体经过迷宫密封通入腔体,主要起到清理积料及避免极细小颗粒扬尘在迷宫密封中堆积的作用,使之不堆积并及时返回腔体内。

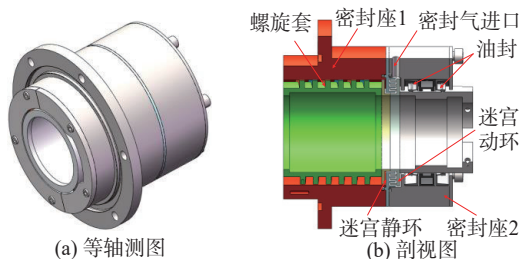


图 3 动轴密封装置设计方案

Fig. 3 Design scheme of dynamic shaft sealing device

动轴密封装置密封性能技术指标要求为:犁刀混合机物料填充率为 50% 且连续运行 120 h 条件下,动轴密封装置泄漏量为 0。

根据上述要求,应保证式(1)成立。

$$Q_q + Q_1 \geq Q_x \quad (1)$$

式中: Q_q 为气密封量,kg; Q_1 为螺旋输送量,kg; Q_x 为泄漏量,kg。

$$V_q = \frac{Q_q}{\rho} \quad (7)$$

$$v_q = \frac{V_q}{S} \quad (8)$$

$$S = \pi d_m h \quad (9)$$

式(8)、(9)中, S 为密封气体出口横截面积, m^2 。

根据迷宫密封实际安装尺寸及迷宫密封齿厚一般应不小于 2 mm 的要求,此处迷宫密封齿数设计应小于 8,因为在设定的安装尺寸内,如增加齿数,则齿厚减小,势必增加迷宫密封齿的制造难度,且齿厚降低将使得迷宫密封齿刚性变差易变形。为进一步降低迷宫密封齿的制造工艺难度,此处迷宫密封初步设计为 7 个齿,考虑到使动环、静环制造工艺难度的一致性及各自的实际安装尺寸,设计动环为 3 个齿、静环为 4 个齿。

3) 确定密封气体进口压力

根据式(4),在齿数不确定情况下,设密封气体流量为定值,可得出当密封气体进口压力增大,齿数应增加才能保持流量为定值,因为分子中 p_1 增加速度要比分母中 $\ln p_1$ 快。在此情况下,为保证流量为定值,需同时调整密封气体进口压力及齿数。从实际工程应用角度考虑,调整密封气体进口压力较调整齿数较容易实现,且根据迷宫密封安装尺寸及设计制造要求,齿数较容易确定;再之,调整 2 个变量相较调整 1 个变量,设计及制造难度也将加大。

根据式(4),在齿数确定的情况下,为得到密封气体进口压力与流量之间的关系。忽略压力对气体密度影响(在压力小于 0.2 MPa 时,密封气体流量受密度变化影响较小),将除进口压力 p_1 外的变量设定为常量,其余参数取值与表 2 一致。

将上述参数值代入式(4),可得到随着密封气体进口压力增加,密封气体流量及流速相应增加。由表 2 计算得到的密封气体进口压力为 0.12 MPa 时密封气体流量及流速结果,考虑到迷宫密封制造安装误差对密封气体流量及流速带来的影响,初步设定密封气体进口绝对压力为 0.14 MPa。

3 仿真分析

3.1 仿真输入及方案

为初步验证设计结果,采用 Solidworks Flow Simulation 仿真软件进行仿真分析^[29]。为简化仿真分析并抓住分析关键点,忽略密封气体的黏度,同时对仿真模型做如下处理:1)忽略迷宫密封零部件粗糙度;2)进出口用封盖封闭;3)零部件配合面采用固定方式连接。仿真分析输入条件见表 3。

表 3 迷宫密封仿真分析输入条件

参数	值
分析类型	层流和湍流
进口绝对压力/MPa	0.14、0.18、0.22、0.26、0.30、0.34
出口绝对压力/MPa	0.10
压缩气体密度/($kg \cdot m^{-3}$)	1.402 1
进口横截面积/ m^2	795.2×10^{-6}
出口横截面积/ m^2	644.0×10^{-6}
迷宫密封齿数	7
温度/K	298
边界条件	边界层湍流、固壁无滑移
壁面条件	绝热壁面

3.2 仿真结果及分析

密封气体经迷宫密封后出口处流速云图如图 5 所示。密封气体流量、平均流速结果见表 4。

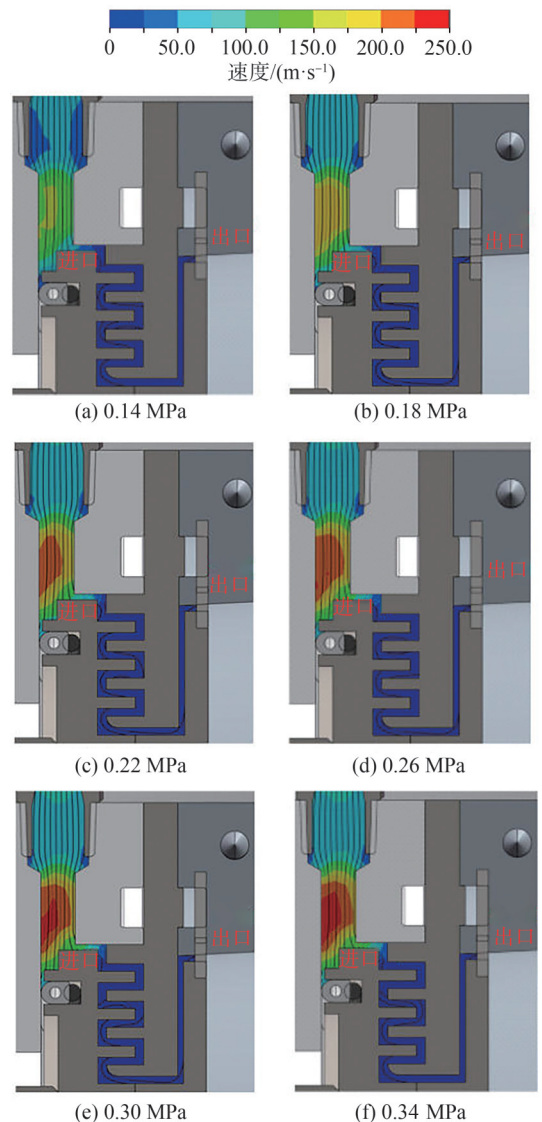


图 5 不同进口压力下迷宫密封仿真结果流速云图
Fig. 5 Simulation results of labyrinth seals under different inlet pressures, flow velocity cloud map

表4 迷宫密封仿真分析结果

Tab. 4 Simulation analysis results of labyrinth seals

压力/MPa	流量/(m ³ ·s ⁻¹)	平均流速/(m·s ⁻¹)
0.14	0.003 21	7.11
0.18	0.003 71	10.63
0.22	0.003 90	13.65
0.26	0.003 99	16.47
0.30	0.004 04	19.18
0.34	0.004 07	21.86

由表4可知:1)随着密封气体进口压力增大,密封气体经迷宫密封后出口处流量、平均流速增大;2)当迷宫密封齿数为7,密封气体进口压力大于等于0.14 MPa时流量和平均流速均可满足设计要求。

4 试验结果及分析

4.1 螺旋密封试验

试验要求:根据式(2)实测残留量应小于等于按式(5)计算得到的理论残留量。

试验装置:犁刀混合机如图6所示,不通密封气体的动轴密封装置如图3所示。

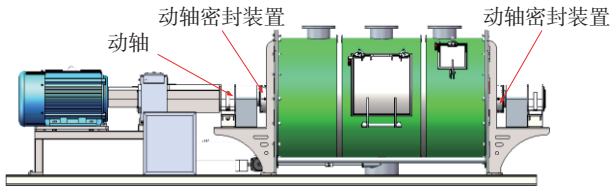


图6 犁刀混合机模型

Fig. 6 Model diagram of plow blade mixer

试验物料如下:粒径分布 D_{50} 为 10~30 μm , 松装密度 $\geq 0.6 \text{ g/cm}^3$, 安息角为 45° 。

试验方案按表5执行。每个试验方案试验时间为 10 min, 试验完成后停机测试残留量并记录数据。试验后动轴密封装置拆卸后如图7所示。试验结果见表5。

表5 螺旋密封试验方案及残留量测试结果

Tab. 5 Spiral sealing test plan and residual quantity test results

试验编号	物料填充率	转速/(r·min ⁻¹)	残留量/g
1		80	25.22
2	50%腔体容积	90	28.13
3		100	23.45
4		80	30.78
5	60%腔体容积	90	31.66
6		100	29.17
7		80	30.24
8	70%腔体容积	90	33.65
9		100	32.58

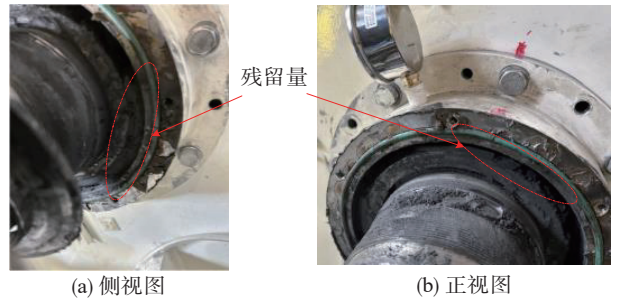


图7 螺旋密封试验后拆卸实物图

Fig. 7 Disassembled physical image after spiral sealing test

对图7及表5进行分析,可得到如下结果:

1)根据图7中红色虚线圈圈定范围可观察到螺旋密封与密封座之间间隙处充满积料,即残留量,与前述设计分析结果一致。

2)最大残留量为 33.65 g, 小于根据式(5)得到螺旋密封与密封座之间间隙处最大计算残留量 35.46 g, 与理论计算结果一致。

3)每个填充率所对应的平均残留量随着填充率增大而增大,但与动轴转速之间无明显规律,主要原因为填充率越大,混合时螺旋密封与密封座处间隙物料受到的轴向挤压力越大,间隙处物料被进一步压实,使得流动性变差,相较于低填充率时降低了被螺旋密封输送至腔体内的机会。

由上述分析结果可知,螺旋密封满足设计要求。

4.2 迷宫密封试验

试验要求见式(6),即 $V_q \geq V_j$ 且密封气体出口速度大于 5 m/s。

试验装置:犁刀混合机如图6所示,试验用工装工具、迷宫密封如图3所示。

试验物料:经空压机压缩后的密封气体。

试验方案:测量迷宫密封在 0.14~0.34 MPa 压力下的体积流量和流速。

齿数为7的迷宫密封试验零部件如图8所示。试验结果见表6。

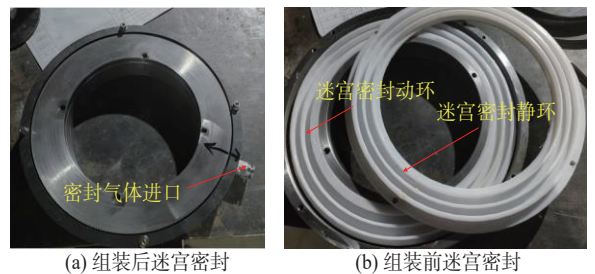


图8 迷宫密封试验零部件

Fig. 8 Labyrinth sealing test components

对表6进行分析,可得到如下结果:随着进口压力增大,密封气体流量、流速相应增大;当压力为 0.14 MPa 时,流量满足要求,流速接近 5 m/s。考虑到测量误差,

可认为齿数为 7、进口压力为 0.14 MPa 时,迷宫密封设计能满足设计要求。如流速偏低,可对密封气体进口压力微调。

表 6 迷宫密封流量试验结果
Tab. 6 Maze seal flow test results

压力/MPa	体积流量/(m ³ ·s ⁻¹)	流速/(m·s ⁻¹)
0.14	0.002 11	4.67
0.18	0.002 76	7.91
0.22	0.003 13	10.96
0.26	0.003 44	14.20
0.30	0.003 78	17.94
0.34	0.004 02	21.59

4.3 动轴密封装置试验

4.3.1 试验目的及要求

- 1)验证动轴密封装置密封性能。
- 2)验证经迷宫密封通入的密封气体是否起到清理料及避免极细小颗粒扬尘至迷宫密封中堆积的作用。

4.3.2 试验条件及步骤

- 1)试验装置:犁刀混合机如图 6 所示、试验用工装工具、动轴密封装置见图 3。
- 2)试验物料:水泥粉和面粉按 3:1 配比。
- 3)试验步骤:投料→启动混合机(密封气体进口绝对压力为 0.14 MPa)→每隔半 0.5 h 肉眼检查动轴密封装置是否有泄漏并记录→出现物料泄漏停机。

4.3.3 试验结果及分析

试验在超过 120 h 时动轴密封装置未出现粉体物料泄漏(试验过程中,动轴密封装置正下方放一张白色纸张,以观察动轴密封装置是否存在泄露现象,如图 9 所示。试验在进行到第 120 h 左右,停机并拆卸动轴密封装置,如图 10 所示。

根据图 10(a)中红色虚线圈圈定范围可观察到螺旋密封槽内残留有少许粉体物料,初步判断应是粒径极小粉体物料具有一定黏性的原因,但未存在大量粉体物料堆积的情况。从图 10(b)中红色虚线圈圈定范围可观察到密封座内底部残留了少许粉体物料,其余部位未见残留,即螺旋密封件能将大量泄漏至主密封处粉体物料螺旋输送至腔体内,达到了设计目的。从图 10(c)中红色虚线圈圈定范围可知,迷宫密封环端面上粘附有微量粉体物料,初步判断应是粒径极小粉体物料在犁刀轴向推力下扬尘至迷宫密封环端面上并粘附。从图 10(d)中可观察到油封、油封槽及油封座表面未见粉体物料粘附,说明动轴密封装置未出现粉体物料泄漏。综合上述试验现象及分析可以得出,本文设计的动轴密封装置达到了设计目的,能够满足犁刀混合机动轴密封要求。

5 结 论

本文从目前动轴密封装置存在的主要问题出发,通过理论分析、仿真分析与试验研究相结合的研究方法,解决了目前犁刀混合机动轴密封装置存在的问题,提出了一种较目前更优的新型犁刀混合机动轴密封装置。具体结论如下:

- 1)以螺旋密封为主密封的动轴密封装置设计方案较好地解决了目前以气密封作为主密封的动轴密封装置存在的问题。本文设计的动轴密封装置连续密封时间大于 120 h,是目前常规动轴密封装置连续密封时间的近 2 倍,达到了设计目的,能够满足犁刀混合机动轴密封要求。
- 2)通过螺旋输送及从迷宫密封处通入密封气体能及时将泄漏至主密封处的大部分物料输送或清理返回至腔体内,降低了密封件与粉体物料的摩擦磨损,提高了动轴装置密封性能和密封件的使用寿命。
- 3)本文设计的动轴密封装置与目前动轴密封装置相比,具有密封性能可靠、制造成本低、安装维护简便等特点。

参考文献:

[1] Wu Yanze, Xia Jiqing, Kang Defu. Development of the unloading mechanism of the dairy cow total mixed ration mixer[J]. Journal of Northeast Agricultural University, 2011, 42(11):89-92. [吴艳泽, 夏吉庆, 康德福. 奶牛全混合日粮混合机卸料机构的研制[J]. 东北农业大学学报, 2011, 42(11):89-92.]

[2] Ouyang Hongwu, He Shiwen, Chen Hailin, et al. Research progress of powder mixing technology[J]. Powder Metallurgy Technology, 2004, 22(2):104-107. [欧阳鸿武, 何世文, 陈海林, 等. 粉体混合技术的研究进展[J]. 粉末冶金技术,

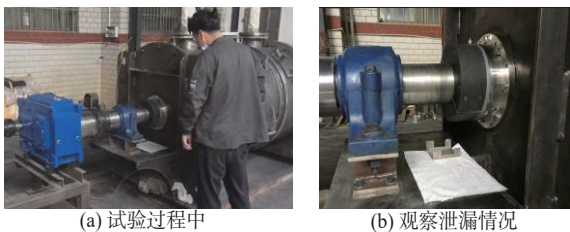


图 9 动轴密封装置试验现场

Fig. 9 Field diagram of the dynamic shaft

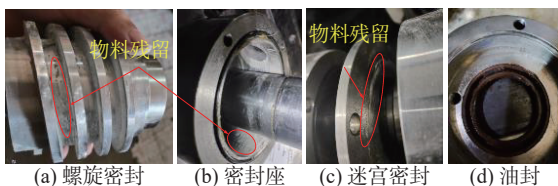


图 10 试验后动轴密封装置拆卸实物图

Fig. 10 Physical diagram of disassembly after the test of the dynamic shaft sealing device

- 2004,22(2):104-107.]
- [3] Bidiai (Tianjin) Bearing Co., Ltd.Cinchseal [EB/OL]. (2020-10-29)[2024-12-20].<https://www.cinchseal.cn/wp-content/uploads/2019/09/7800-Series-Flyer-CH3.pdf>.
- [4] 湖南宏工智能科技有限公司.一种粉体物料混合设备轴端密封结构:202120452209.7[P].2021-03-02.
- [5] Li Yugeng, Feng Dianyi. Design and application of gas shielded powder sealing structure [J]. Petrochemical Equipment,2008,37(1):64-66.[李玉庚,冯殿义.气体保护粉体密封结构设计与应用[J].石油化工设备,2008,37(1):64-66.]
- [6] Zhai Zhihong. Structure and application of a new type of powder rotary shaft seal[J]. Food Machinery, 2018, 39(5): 251-253.[翟志鸿.一种新型粉体旋转轴密封的结构及应用[J].食品机械,2018,39(5):251-253.]
- [7] 张燕.一种石灰搅拌装置轴端密封机构:20181 0987481.8 [P].2018-12-18.
- [8] 北京化工大学.一种搅拌釜用密封装置:20191 0370810.9 [P].2019-07-30.
- [9] 东莞市阳和五金制品有限公司.一种搅拌刀密封组件: 201820265818.0[P].2018-11-13.
- [10] Huang Yong. Development of a large high-temperature resistant mechanical combined gas sealing device[J]. Metallurgical Equipment,2016(3):57-62.[黄勇.大型耐高温机械组合式气体密封装置研制[J].冶金设备,2016(3):57-62.]
- [11] Feng Dianyi. Design improvement of powder medium sealing device[J]. Lubrication and Sealing,2004(3):112-113.[冯殿义.粉体介质密封装置的设计改进[J].润滑与密封, 2004(3):112-113.]
- [12] Zhai Zhihong. Structure and application of a new type of powder rotary shaft seal[J]. Food Machinery, 2018, 39(5): 251-253.[翟志鸿.一种新型粉体旋转轴密封的结构及应用[J].食品机械,2018,39(5):251-253.]
- [13] Wu Yilun, Feng Jie. The material mixing process in a plow blade mixer[J]. Fire Protection Technology and Product Information,2005(6):19-23.[吴颐伦,冯捷.犁刀式混合机内的物料混合过程.[J].消防技术与产品信息,2005(6):19-23.]
- [14] 全国化工设备设计技术中心站搅拌工程技术委员会. 搅拌设备[M].北京:化学工业出版社,2019.
- [15] 陶珍东,郑少华.粉体工程与设备[M].北京:化学工业出版社,2020.
- [16] 闻邦椿.机械设计手册.[M].北京:机械工业出版社,2011.
- [17] Nagai K, Kaneko S, Taura H, et al. Numerical and experimental analyses of static characteristics for liquid annular seals with helical grooves in seal stator[J]. Journal of Tribology,2018,140(3):032201.
- [18] Ma Xuezhong, Zhao Jijun, Zhang Weizheng. Mechanism analysis of face annular groove cooling and heat transfer in high-speed deep spiral-groove mechanical seals[J]. Advanced Engineering Sciences,2024,56(6):293-302.[马学忠,赵吉军,张伟政.高速深螺旋槽机械密封端面环形槽降温传热机理分析[J].工程科学与技术,2024,56(6):293-302.]
- [19] Ba Peng, Chen Tao, Ba Heping, et al. The effect of gap width on the performance of labyrinth like seals[J]. Lubrication and Sealing,2015,40(12):79-83.[巴鹏,陈涛,巴和平,等.间隙宽度对类迷宫密封性能的影响[J].润滑与密封,2015,40(12):79-83.]
- [20] Gao Yuan, Wang Fan, Zhang Xiuheng, et al. Comparative study on the performance of labyrinth spiral seals and labyrinth seals[J]. Lubrication and Sealing,2014,39(2):71-75.[高远,王凡,张秀珩,等.类迷宫螺旋密封与迷宫密封的性能对比研究[J].润滑与密封,2014,39(2):71-75.]
- [21] Qiu Xueling. Research on Sealing Mechanism of Labyrinth Seals[J]. Chemical Equipment Technology, 2010, 31(2):34-36.[裘雪玲.迷宫密封的密封机理研究[J].化工装备技术,2010,31(2):34-36.]
- [22] Li Zhonggang, Chen Yushu. Numerical analysis and research on flow field and leakage rate of labyrinth seals[J]. Steam Turbine Technology,2012,54(6):401-403.[李忠刚,陈予恕.迷宫密封流场和泄漏量的数值分析与研究[J].汽轮机技术,2012,54(6):402-403.]
- [23] Li Zhigang, Li Jun, Feng Zhenping. A study on the influencing factors of labyrinth seal leakage characteristics[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University,2010,44(3):16-20.[李志刚,李军,丰镇平.迷宫密封泄漏特性影响因素的研究[J].西安交通大学学报,2010,44(3):16-20.]
- [24] Wang Tao, Ma Fei, Li Jianhua. Optimization and improvement of the sealing of the stirring shaft in the desulfurization tower dust removal system[J]. Fluid Machinery, 2008, 36(4):33,38-41.[王涛,马飞,李建华.脱硫塔除尘系统搅拌轴的密封优化改进[J].流体机械,2008,36(4):38-41.]
- [25] Qu Jie, Gao Qing, Ma Tingshan, et al. Numerical study on the influence of axial tooth spacing and tooth cavity depth on the leakage characteristics of staggered tooth labyrinth seals[J]. Steam Turbine Technology,2022,64(4):275-278.[屈杰,高庆,马汀山,等.轴齿间距和齿腔深度对交错齿迷宫密封泄漏特性影响的数值研究[J].汽轮机技术, 2022,64(4):275-278.]
- [26] Han Lingsheng, Wang Yongqing, Liu Kuo, et al. Theoretical modeling for leakage characteristics of two-phase flow in the cryogenic labyrinth seal[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer,2020,159:120151.
- [27] Wang Weizhe, Liu Yingzheng, Jiang Puning, et al. Numerical analysis of leakage flow through two labyrinth seals[J]. Journal of Hydrodynamics,2007,19(1):107-112.
- [28] Micio M, Facchini B, Innocenti L, et al. Experimental investigation on leakage loss and heat transfer in a straight through labyrinth seal[C]//Proceedings of the Volume 5: Heat Transfer, Parts A and B. Vancouver: ASME,2011:967-979.
- [29] 陈超祥,胡其登. SOLIDWORKS Flow Simulation 教程 [M].北京:机械工业出版社,2015.

Design of Sealing Device for Plow Knife Mixing Machine Shafts Based on Powder Media

ZOU Junwei^{1,2}, LI Yibo¹, WANG Xunhua², JIANG Fanghong², SONG Yuliang², HE Hua²

(1.College of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University, Changsha 410000, China;

2.Explore Mechanical Technology Co., Ltd., Zhuzhou 412000, China)

Abstract:

Objective There are challenges related to improving manufacturing and assembly accuracy to ensure adequate sealing performance. The sealing device of the plow blade hybrid motor shaft, which primarily relies on gas sealing, exhibits low sealing performance and a short service life.

Methods This study proposed enhancing manufacturing and assembly accuracy and improving sealing performance. A new design concept and scheme for the plow blade mixing dynamic shaft sealing device were developed by applying the spiral conveying principle and integrating various forms of sealing in the powder medium dynamic shaft sealing device by combining the sealing structure and principles of the plow blade mixing dynamic shaft. Based on the theoretical calculation of the maximum leakage speed of the 2 000 L plow blade mixer material, the design objective aimed to ensure that the conveying speed of the spiral seal for the leaked material exceeded the material's maximum leakage speed, determining the design values of the main parameters of the spiral seal. Then, the theoretical maximum material accumulation in the gap between the spiral seal and the inner wall of the sealing seat was derived from the main parameter design values of the spiral seal. This maximum theoretical material accumulation served as the foundation for ensuring that the volume flow of the sealing gas after passing through the labyrinth seal surpassed the theoretical maximum material accumulation. Therefore, the main design values of the labyrinth seal were obtained. Thereafter, SolidWorks Flow Simulation software was employed to preliminarily verify the design results of the labyrinth seal and to assess whether the volume flow rate of the sealing gas after traversing the labyrinth seal exceeded the theoretical maximum material accumulation. The simulation outcomes confirmed that the labyrinth seal design satisfied the design criteria. Then, experimental research methods were utilized to determine whether the actual residual amount of material in the sealing seat of the dynamic shaft sealing device was less than or equal to the theoretical maximum accumulation amount when the sealing gas was not introduced, and whether the actual sealing gas volume flow rate after labyrinth sealing surpassed the actual residual material amount.

Results and discussions The results revealed that 1) the continuous sealing time of the new dynamic shaft sealing device was ≥ 120 hours, nearly doubling the continuous sealing time of the existing dynamic shaft sealing device; 2) by employing spiral conveying and introducing sealing gas through the labyrinth seal, most of the leaked materials to the primary seal were promptly transported or cleaned back into the chamber, reducing friction and wear between the seal and powder materials, enhancing the dynamic shaft device's sealing performance, ensuring the seal's service life, and avoiding the high manufacturing and assembly accuracy requirements of the dynamic shaft sealing device that used gas seal as the primary seal; and 3) compared to the current dynamic shaft sealing device, the newly designed dynamic shaft sealing device exhibited reliable sealing performance, lower manufacturing costs, and easier installation and maintenance, meeting the sealing performance and service life requirements of the plow blade mixer for the dynamic shaft sealing device.

Conclusions At present, this novel plow blade hybrid motor shaft sealing device has been successfully applied to the production equipment of multiple lithium battery material and military enterprises. It has also been extended to various types of powder material production equipment, receiving substantial customer recognition. The research findings provide valuable insights for improving the sealing performance of the plow blade hybrid dynamic shaft and for advancing the application of dynamic shaft sealing across multiple types of powder media.

Key words: ploughshare mixer; powder medium; dynamic shaft seal; design

(编辑 陈雪)

引用格式: Zou Junwei, Li Yibo, Wang Xunhua, et al. Design of sealing device for plow knife mixing machine shafts based on powder media[J]. Advanced Engineering Sciences, 2025, 57(6): 352-359. [邹俊伟, 李毅波, 王勋华, 等. 基于粉体介质的犁刀混合机动轴密封装置设计[J]. 工程科学与技术, 2025, 57(6): 352-359.]