

磁悬浮轴承热泵压缩机设计与应用研究

周黎民，贺艳晖，周亮

(中车株洲电机有限公司,湖南株洲 412000)

摘要：磁悬浮轴承具有无摩擦、无磨损以及无需润滑等诸多优点，在鼓风机、压缩机和暖通领域有广阔的应用前景。针对 65 kW、30 000 r/min 热泵压缩机，基于最大承载力要求和电机转子轴径限制，设计了一款 5 自由度(5-DOF)主动磁悬浮轴承。针对压缩机成柜后出现的模态共振问题，通过增加安装机座支撑强度的方法抑制和消除了共振模态。该磁悬浮轴承成功应用于实际热泵压缩机，在全工况运行范围，磁悬浮轴承系统的灵敏度函数小于 12 dB，转子振动峰-峰值最大值不超过 80 μm，工作转速范围轴振峰-峰值小于 20 μm，满足 ISO 14839 规定的长期稳定运行要求。

关键词：热泵；磁悬浮轴承；共振模态；灵敏度函数

中图分类号：TH133.3；TM15 文献标志码：A 文章编号：1673-6540(2022)05-0054-06

doi: 10.12177/emca.2022.006

Design and Application of Heat Pump Compressor with Magnetic Bearing

ZHOU Limin, HE Yanhui, ZHOU Liang

(CRRC Zhuzhou Electric Co., Ltd., Zhuzhou 412000, China)

Abstract: Magnetic bearing has many advantages such as no friction, no wear and no lubrication. It has broad application prospects in the fields of blower, compressor and heating ventilation air conditioning (HVAC). For a 65 kW, 30 000 r/min heat pump compressor, a 5-degree-of-freedom (5-DOF) active magnetic bearing is designed based on the requirements of maximum load capacity and rotor diameter limitation. Aiming at the modal resonance problem of heat pump compressor after cabinet installation, the resonance mode is suppressed and eliminated by increasing the support strength of mounting frame. The magnetic bearing has been successfully applied to the practical heat pump compressor. In all operation conditions, the sensitivity function value of the magnetic bearing system is less than 12 dB, and the maximum peak-to-peak value of the rotor vibration is no more than 80 μm, especially it is less than 20 μm in the working speed range. It means that the heat pump compressor with the magnetic bearing can run stably for a long time, meeting the ISO 14839 requirements.

Key words: heat pump; magnetic bearing; resonance mode; sensitivity function

0 引言

近几年，热泵节能技术广泛应用于建筑供暖、生活热水、工业干燥、温室养殖等领域，产业发展前景非常广阔^[1-2]。热泵系统是由压缩机、冷凝器、蒸发器和节流阀 4 个基本部件组成的。其中，压缩机作为制冷系统的心脏，对整个系统的安全

性、可靠性、节能性影响最大，如何提高压缩机效率和可靠性是热泵技术领域最关注的研究内容之一^[3]。家用空调(热泵)多采用转子式压缩机，商用空调(热泵)根据功率的不同分别采用转子式、涡旋式、螺杆式、离心式等各类压缩机^[4]。目前，压缩机的技术总体正向着高效节能、新型制冷剂、更大制冷量、新兴应用的方向发展。凭借无油运

收稿日期：2022-03-01；收到修改稿日期：2022-03-23

作者简介：周黎民(1971—)，男，高级工程师，研究方向为高效永磁电机、工业电机、气浮及磁浮轴承。

贺艳晖(1980—)，男，博士，工程师，研究方向为磁悬浮轴承、电力传动、变流器控制。

行和变频直驱技术带来的高效、稳定、低维保成本、无喘振、低噪声等优势,磁悬浮无油变频离心式压缩机已经成为替代传统螺杆机和传统离心机的首选^[5-6]。

磁悬浮轴承是一种利用磁场力将转子无机械摩擦地悬浮在空中的高性能轴承,可实现主动控制,具有转速高、无机械摩擦、无油等特点^[7]。近年来,各大暖通行业企业相继推出磁悬浮热泵机组。在暖通行业,海尔、麦克维尔、考弗兰、大金、SMARDT 目前位居磁悬浮离心压缩机市场的“TOP5”。格力、美的、约克、顿汉布什、LG 等品牌也以磁悬浮离心机组为增长突破口,积极推广相关热泵产品^[8-9]。研究表明,即使在突然和连续的喘振中,带磁轴承的无油离心式制冷压缩机也比带气膜轴承的制冷压缩机表现出更优异的耐久性^[10]。文献[11]的研究结果表明,磁悬浮轴承支撑的制冷压缩机在整个运行工况下具备良好的静动态特性,具有替代传统制冷压缩机的潜力。美国学者对润滑油轴承和磁轴承两种冷水机组系统在其生命周期阶段(包括原材料提取、制造、运输、使用和寿命结束)的全球变暖潜力进行了评估。虽然 2 种系统的材料使用和制造温室气体排放相似,但由于磁轴承系统的压缩机效率更高,在使用阶段产生的温室气体排放更少^[12]。文献[13]对磁悬浮热泵机组的经济性进行了详细分析,采取磁悬浮式热泵机组供热模式可有效降低一级管网回水温度,日平均制热性能系数比较高,制热季节能效比可达到 8.93。文献[14]基于磁悬浮变频冷水机组全年运行的实测数据,建立了磁悬浮变频冷水机组性能系数模型,分析了磁悬浮变频冷水机组供冷季不同负荷下的运行特性。文献[15]通过工程实例表明,磁悬浮离心式冷水机组与普通离心式冷水机组相比,全年可减少能耗 40% 左右,其名义工况下的性能系数(COP)达到国家冷水机组 1 级能效等级,其综合部分负荷性能系数(IPLV)超过 8.7。文献[16]提出了一种将动态冰蓄冷、磁悬浮热泵、热源塔、热回收等多项技术融入燃气冷热电三联供(CCHP)系统中的新的设计方法。文献[17]针对闭式热源塔热泵、水源热泵、空气源热泵、水蓄热、电锅炉等设备组成不同的供冷、供热方案,从系统能效比、单位面积能耗、投入与运行费用等方面,闭式热源塔热泵

与水源磁悬浮热泵耦合系统的经济性较佳。

本文的目的是为磁悬浮轴承高速旋转机械的使用者提供一些工业应用信息和设计方法。针对余热回收型封闭式热泵烘干系统,设计开发一套热泵压缩机用 5 自由度磁悬浮轴承。基于承载力要求和电机尺寸等限制条件进行径向和轴向磁悬浮轴承设计。在实际使用过程中,分析并解决了成柜安装后压缩机和柜体的模态共振问题。最后,设计的磁悬浮轴承应用于实际热泵压缩机,验证了其有效性和实用性。

1 磁悬浮热泵压缩机结构

余热回收型封闭式热泵烘干系统的基本原理如图 1 所示。热泵烘干系统通过蒸发器吸收热源能量,将低压低温气体工质转变为高温低压气体工质,经过气液分离器后进入磁悬浮高速直驱压缩机,通过压缩做功后,将工质转换为高压高温气体。高压高温气体工质通过下游的热交换器将吸收的热量释放给外界空气,实现热风烘干循环。此时,工质重新转变为高压低温液体工质,通过膨胀阀后,又转变为低压低温工质,工质进入下一次循环^[18]。热泵烘干系统可以有效回收干燥回风中的热量、降低干燥能耗、减小大气环境污染。

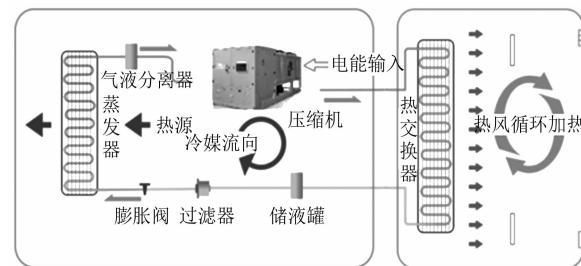


图 1 余热回收型封闭式热泵烘干系统基本原理

热泵压缩机采用磁悬浮轴承高速永磁同步电机,其结构如图 2 所示。压缩机最高转速 30 000 r/min,转子质量 47 kg,转子长度 758 mm,转子外径 116 mm。电机转子由主动磁悬浮轴承进行支撑,包含 2 个径向磁轴承和 1 个轴向磁轴承,装配有 2 个径向位移传感器和 1 个轴向位移传感器。采用角接触陶瓷滚动轴承作为保护轴承,为整个轴系提供辅助支撑和跌落保护。循环工质采用 R141b,电机采用全密封结构保证工质不泄漏。

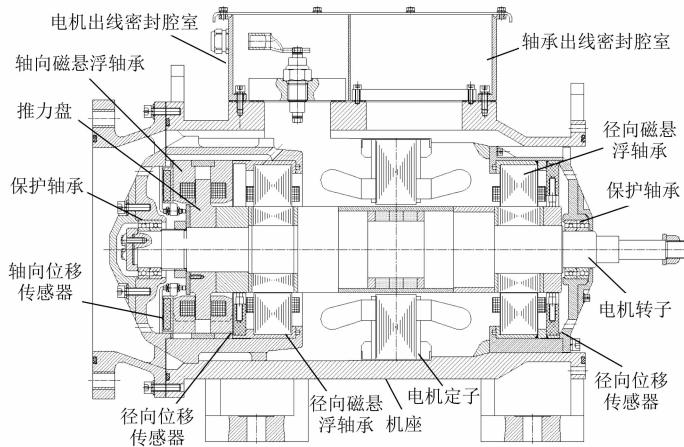


图 2 磁悬浮热泵压缩机结构示意图

2 磁悬浮轴承设计

2.1 径向磁轴承设计

径向磁轴承采用 U 型电磁铁方案, 设计输入条件如表 1 所示。根据压缩机离心叶轮接口尺寸和电机电磁设计, 转子外径选取为 116 mm, 径向磁悬浮轴承的结构尺寸以转子外径为基础进行设计^[19]。

表 1 径向磁轴承设计输入条件

| 参数名称 | 参数值 | 备注 |
|-----------------------------|-----|-------|
| 额定气隙 x_0/mm | 0.5 | — |
| 最大磁感应强度 B_{\max}/T | 1.2 | — |
| 转子外径 d_1/mm | 116 | 接口尺寸 |
| 定子内径 d_2/mm | 117 | 接口尺寸 |
| 转子质量/kg | 47 | 承载力依据 |

径向磁轴承电磁铁结构及尺寸定义如图 3 所示。采用一维磁路模型和二维有限元方法进行设计, 结果如表 2 所示。

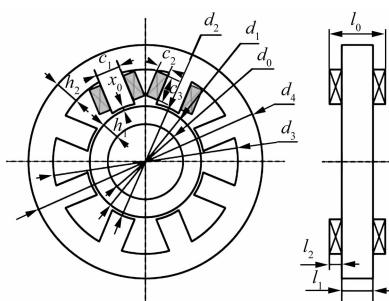


图 3 径向磁轴承电磁铁结构及尺寸定义

表 2 径向磁轴承设计结果

| 参数名称 | 参数值 | 参数名称 | 参数值 |
|--|-------|----------------------|-----|
| 偏置电流 i_0/A | 2.5 | 磁极宽度 c_1/mm | 25 |
| 最大电流 i_{\max}/A | 5 | 磁极长度 l_1/mm | 52 |
| 承载力 F_{\max}/N | 1 300 | 槽底直径 d_3/mm | 180 |
| 电流增益 | 523 | 铁心外径 d_4/mm | 230 |
| 位移刚度/($\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$) | 2 600 | 线圈匝数 N | 200 |

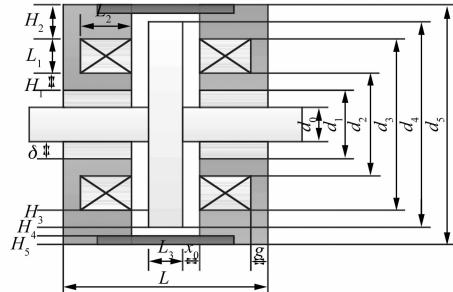
2.2 轴向磁轴承设计

轴向磁轴承设计的输入条件如表 3 所示。根据柜体安装尺寸限制, 轴向磁悬浮轴承的最大安装尺寸限制在 234 mm 以内。

表 3 轴向磁轴承设计输入条件

| 参数名称 | 参数值 | 备注 |
|-------------------------------------|------------|------|
| 额定气隙 x_0/mm | 0.4 | — |
| 最大磁感应强度 B_{\max}/T | 1.0 | — |
| 最大轴向载荷 $F_{\text{axial}}/\text{N}$ | ≥ 700 | — |
| 电机内部安装外径 d_{lim}/mm | 242 | 接口尺寸 |

轴向磁轴承的电磁铁设计为 U 型 2 磁极结构, 其结构及尺寸定义如图 4 所示。采用一维磁



路模型和二维有限元方法进行设计,设计结果如表 4 所示。

表 4 轴向磁轴承设计结果

| 参数名称 | 参数值 | 参数名称 | 参数值 |
|----------------------------|-------|-----------------|-----|
| 偏置电流 i_0/A | 1.5 | 定子内环内径 d_1/mm | 126 |
| 最大电流 i_{max}/A | 3 | 定子内环外径 d_2/mm | 140 |
| 承载力 F_{max}/N | 2 300 | 定子外环内径 d_3/mm | 180 |
| 电流增益 | 1 533 | 推力盘外径 d_4/mm | 190 |
| 位移刚度/($N \cdot mm^{-1}$) | 5 750 | 定子外环外径 d_5/mm | 242 |
| 推力盘厚 L_3/mm | 20 | 线圈匝数 N | 224 |

3 试验验证

磁悬浮轴承热泵压缩机柜体安装如图 5 所示。磁悬浮热泵压缩机和电气控制部分都安装在同一柜体内,形成橇装一体式热泵系统。压缩机的基本参数如表 5 所示。



图 5 磁悬浮轴承热泵压缩机柜体安装图

表 5 压缩机基本参数

| 参数名称 | 参数值 | 参数名称 | 参数值 |
|----------------------------|------|-----------------------------|--------|
| 额定功率/kW | 65 | 额定转速/($r \cdot min^{-1}$) | 30 000 |
| 额定电压/V | 380 | 额定压比 | 2.53 |
| 额定流量/($kg \cdot s^{-1}$) | 1.65 | 工质 | R141b |

磁悬浮控制器中开关功率放大器采用 H 半桥拓扑结构,如图 6 所示^[20]。图 6 中, U_{in} 为直流电压; D_2 和 D_3 是反向二极管; Q_1 和 Q_4 是功率开关器件。功率放大器指令电流 i_e 和实际电流反馈 i_L 比较后的偏差信号经比例积分(PI)环节调节后输出

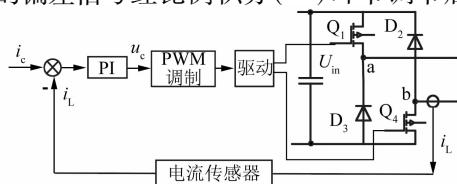


图 6 功率放大器工作原理

控制信号 u_e, u_c 与三角载波交截得到输出驱动信号,控制主电路开关器件 Q_1 和 Q_4 的通断。

磁悬浮轴承控制采用基于不完全微分的 PID 控制器加不平衡补偿控制,如图 7 所示^[21]。图 7 中, Ω 为转子角频率, X_{ref} 为转子位置给定值, X_{fbk} 为位移传感器检测的转子位置信号, I_{fbk} 为电磁铁线圈电流反馈值, ω_{fbk} 为转子角频率检测值, $F_{x_unbalance}$ 表示转子不平衡引入的不平衡扰动, $G_c(s)$ 为不完全微分 PID 位置环控制器, $G_w(s)$ 为电流环控制器, $A(s)$ 为磁轴承线性模型。

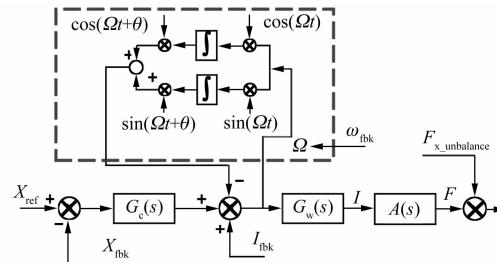


图 7 磁轴承控制算法示意图

单自由度磁悬浮轴承系统闭环反馈控制环路如图 8 所示。图 8 中 x_{ref} 为位置给定信号, x 为实际转子位移信号, e 为位移误差。根据 ISO 14839-3-2006 的稳定裕度评价标准^[22], 灵敏度函数 $G_s(s)$ 定义为

$$G_s(s) = \frac{e(s)}{x_{ref}(s)} \quad (1)$$

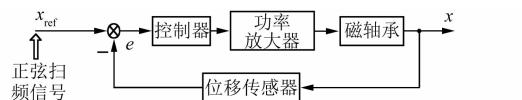


图 8 磁悬浮轴承系统闭环反馈控制环路

电机安装叶轮蜗壳后,在安装到柜体之前,灵敏度函数如图 9 所示。

由图 9 可以看到,在安装到柜体之前,磁轴承的 5 个自由度的灵敏度函数都小于 12 dB,满足 ISO 14839-3-2006 的稳定裕度要求。激励频率在高频段时,由于磁浮轴承系统带宽有限,导致频谱分析时高频段有较大噪声。为了提高信噪比,在 500 Hz 以上增加了数据采样点数提高频谱分析的准确度。由于采样点数的突变,导致在该频率点频谱分析结果出现突变,该突变不影响对稳定裕度的判断。

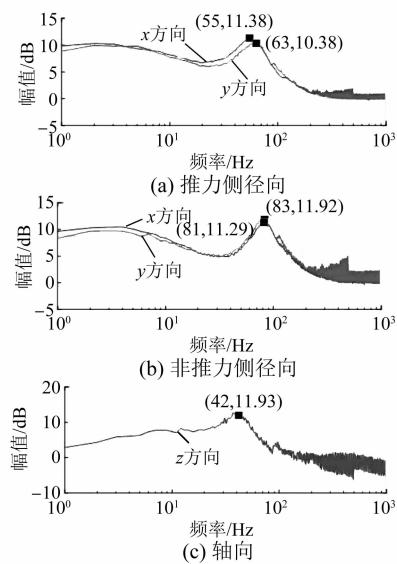


图 9 安装到柜体之前的灵敏度函数曲线

电机安装到柜体后测量的灵敏度函数如图 10 所示。径向磁悬浮轴承的灵敏度最大值皆小于 12 dB, 满足 ISO 14839-3 的 B 区要求。轴向磁悬浮轴承的灵敏度最大值为 12.61 dB, 超出了标准规定的不大于 12 dB 的要求, 系统不能长期稳定运行。

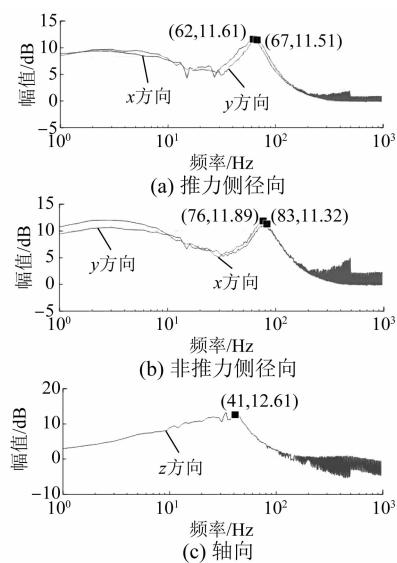


图 10 电机安装到柜体后的灵敏度函数曲线

磁悬浮轴承各方向的轴振时域图如图 11 所示。可见在电机升速过程中转子振动曲线中有较大的毛刺干扰, 并且轴向磁悬浮轴承会出现共振区域, 导致转子轴振变大, 最大峰-峰值达到

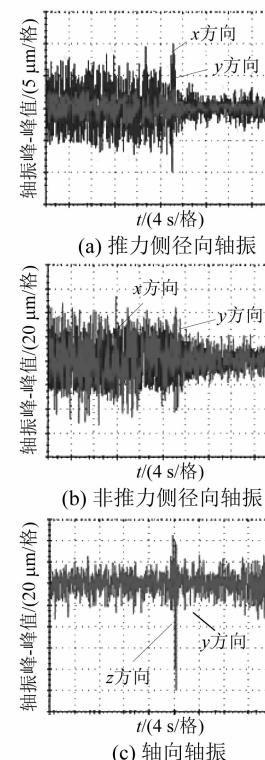


图 11 磁悬浮轴承各方向的轴振时域图

140 μm, 进入了 ISO 14839-2 规定的 C 区^[23]。

通过模态共振分析后发现, 电机安装在整柜之后, 整个电机被支撑梁支撑在中间位置。支撑梁只在 2 个方向有支撑柱, 另外 2 个方向悬空, 支撑刚度太低引起热泵压缩机和支撑梁发生模态共振, 导致轴向磁悬浮轴承控制系统灵敏度超过了 12 dB, 并在高速区发生了共振。

为解决支撑梁刚度太低的问题, 在 2 根平行支撑梁的下方再固定 2 根支撑梁, 新增加 2 个支撑节点, 4 根支撑梁构成“井”字结构, 以增加整个柜体的支撑刚度, 问题得到有效解决。改进后, 磁悬浮热泵压缩机在整个速度范围内的轴振曲线如图 12 所示。由图 12 可知, 在全速范围内, 5 个自由度的振动峰-峰值都在 80 μm 以下, 满足 ISO 14839-2 规定的 A 区要求。安装到整柜后, 磁轴轴承的轴向模态点从 2 400 r/min 升高至 5 000 r/min 左右, 运行时, 轴振峰-峰值从 140 μm 下降至 80 μm 以下; 径向的刚性模态点从 4 800 r/min 升高至 9 000 r/min 左右, 径向轴振峰-峰值在 60 μm 左右。转速大于 10 000 r/min 以后, 5 个自由度上的振动大小都比较平稳, 峰-峰

值小于 $20 \mu\text{m}$, 稳定运行于 ISO 14839-2 规定的 A 区。

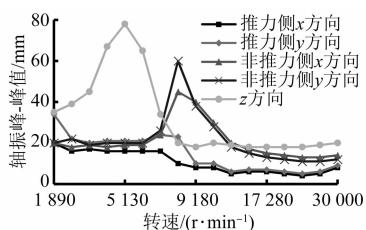


图 12 整柜试验升速过程轴振变化曲线

4 结语

基于承载力要求和电机尺寸等限制条件, 设计了一套适用于 65 kW 、 $30 000 \text{ r/min}$ 的热泵压缩机用主动磁悬浮轴承。解决了装柜后压缩机与柜体支撑模态共振问题, 在工作转速范围 ($10 000 \text{ r/min}$ 以上) 转子轴振峰-峰值不超过 $20 \mu\text{m}$, 灵敏度函数值不超过 12 dB , 均满足 ISO 14839 要求的长期稳定运行标准。

该系统的成功应用对磁轴承在热泵压缩机领域的工程推广具有一定参考意义。后续将持续开展磁悬浮轴承在制冷压缩机、空气压缩机、鼓风机等领域的工程应用研究。

【参考文献】

- [1] 徐向宇,徐政,李光明.光伏空气源热泵的研究与开发[J].太阳能学报,2022,43(1): 356.
- [2] 张朝晖,刘璐璐,王若楠.“双碳”目标下制冷空调行业技术发展的思考[J].制冷与空调,2022,22(1): 1.
- [3] 赵宗彬,朱斌祥,李金荣,等.空气源热泵干燥技术的研究现状与发展展望[J].流体机械,2015,4(6): 76.
- [4] 马国远,丁若晨,魏川铖,等.工商用制冷压缩机的发展与展望[J].制冷与空调,2017,17(2): 65.
- [5] 李玉斌,谢利昌,初琦,等.第2章 压缩机市场发展分析[J].制冷技术,2019,39(S1): 8.
- [6] 胡非凡,王闯,李豪,等.无油制冷压缩机技术现状与发展趋势[J].制冷与空调,2017,17(2): 58.
- [7] 胡业发,周祖德,江征风.磁力轴承的基础理论与应用[M].北京:机械工业出版社,2006.
- [8] 《机电信息》编辑部.2020年上半年中国中央空调市场总结报告[J].机电信息,2020(22): 18.
- [9] 王银艳.磁悬浮离心式压缩机应用研究[J].机电工程技术,2019,48(12): 193.
- [10] HEEHWAN K, DONGJIN J, SEMYEONG L, et al. Performance test of an oil-free centrifugal compressor equipped with magnetic bearing for a high temperature heat pump [J]. Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, 2019, 31(2): 72.
- [11] PARK C H, CHOI S K, HAM S Y. Design of magnetic bearings for turbo refrigerant compressors [J]. Mechanics & Industry, 2014, 15(4): 245.
- [12] BYRD E, NETZEL B, ADAMS D B, et al. Life cycle GHG assessment of magnetic bearing and oil lubricated bearing water cooled chillers [J]. Journal of Industrial Ecology, 2021, 25(5): 1222.
- [13] 阎萧炜.磁悬浮式热泵机组用于集中供热的经济性分析[J].煤气与热力,2021,41(1): 14.
- [14] 邓杰文,钱漾漾,魏庆芫,等.磁悬浮变频冷水机组运行特性分析及控制策略研究[J].暖通空调,2020,50(3): 57.
- [15] 殷平.磁悬浮离心式冷水机组和国家标准[J].暖通空调,2013,43(9): 53.
- [16] 殷平.冷热电三联供系统研究(7): 动态冰蓄冷和磁悬浮热泵[J].暖通空调,2014,44(4): 48.
- [17] 祝建军,孟庆超,肖成进,等.闭式热源塔热泵与磁悬浮水源热泵耦合系统的应用[J].制冷与空调,2021,21(12): 63.
- [18] 王宝瑞.级联热泵干燥系统性能分析与实验研究[D].吉林:东北电力大学,2021.
- [19] 郑坚强.电磁轴承有限元分析、结构设计及控制[D].杭州:浙江大学,2004.
- [20] 贺艳晖,崔猛,马文斌.磁悬浮轴承三电平 PWM 功率放大器研究[J].电力机车与城轨车辆,2019,42(4): 1.
- [21] 宋腾,韩邦成,郑世强,等.基于最小位移的磁悬浮转子变极性 LMS 反馈不平衡补偿[J].振动与冲击,2015,34(7): 24.
- [22] International Organization for Standardization. ISO 14839-3-2006. Mechanical vibration—vibration of rotating machinery equipped with active magnetic bearings—Part 3: evaluation of stability margin[S]. 2006.
- [23] International Organization for Standardization. ISO 14839-2-2004. Mechanical vibration—vibration of rotating machinery equipped with active magnetic bearings—Part 2: evaluation of vibration[S]. 2004.