

基于外部蓄冷器的旋转式磁制冷流路优化及实验研究

范添禄¹⁾²⁾³⁾⁴⁾ 李振兴⁵⁾ 李诗铸²⁾³⁾⁴⁾ 陈龙祥^{2)3)4)†}

1) (福建农林大学机电工程学院, 福州 350100)

2) (泉州装备制造研究所, 泉州 362216)

3) (中国科学院福建物质结构研究所泉州装备制造研究中心, 泉州 362200)

4) (中国科学院大学福建学院, 福州 350000)

5) (北京理工大学, 北京 100081)

(2026年1月4日收到; 2026年3月6日收到修改稿)

针对旋转式室温磁制冷系统中由死容积引起的冷量外泄和外部漏热问题, 本文提出并验证了一种引入外部蓄冷器的流路优化方案. 该方案利用填充有高热系数紫铜颗粒的床层, 将极易引入外部漏热的死容积管段转化为热缓冲层, 旨在平抑流体换向瞬间的温度波动并重构主动磁回热器 (AMR) 冷端的热力学温度边界. 实验结果显示, 在利用系数为 0.95 且运行频率为 0.2 Hz 的最佳工况下, 改进系统的无负荷温跨由基础系统的 13.19 K 提升至 17.76 K, 相对增幅达 34.65%. 在带载性能方面, 得益于外部蓄冷器强大的热缓冲效应与对漏热的有效拦截, 改进系统抵御外部热负载冲击的能力由 19.4 W 跨越式提升至 50 W, 增幅达 150% 以上. 研究表明, 这一结构优化方案无需复杂的控制逻辑即可有效解决死容积带来的热力学损失, 为提升紧凑型磁制冷装置的制冷效率与运行稳定性提供了行之有效的技术路径.

关键词: 磁制冷, 主动磁回热器, 外部蓄冷器, 死容积, 流路优化

DOI: 10.7498/aps.75.20260006

CSTR: 32037.14.aps.75.20260006

1 引言

随着《蒙特利尔议定书》基加利修正案的实施以及全球“双碳”战略的推进, 传统蒸汽压缩制冷技术正面临着严峻的环保转型压力^[1,2]. 基于磁热效应 (MCE)^[3] 的室温磁制冷技术, 因其理论循环效率高、环境友好且零温室气体排放, 被视为极具潜力的下一代绿色制冷替代方案^[4,5]. 自 Brown^[6] 首次利用金属钆 (Gd) 验证室温磁制冷原型机以来, 主动磁回热器 (AMR)^[7] 已成为主流的设计范式. 在追求系统紧凑化与连续制冷的过程中, 旋转式磁制冷系统凭借其高运行频率和紧凑结构备受

关注^[5,8].

为了进一步提升 AMR 的换热效率与温跨, 研究者在回热器内部结构设计上进行了大量探索, 例如采用正弦波浪形流道结构^[9]、陀螺状结构^[10] 或梯形微通道结构^[11] 以增强对流换热, 或构建多层不同居里温度的磁工质填充结构^[12]. 然而, 系统整体热力学性能的突破不仅依赖于回热器内部组件的优化, 同时深受外部流路特征的制约. 其中, 一个关键制约因素来自流体回路中不可避免存在的“死容积”^[13,14]. 与磁工质床层内部参与换热的有效空隙不同, 死容积主要指连接管路、分配阀及换热器接口等处的非活性流体空间. 这部分流体虽不参与磁热换热, 却在交变流动中引发了显著的冷量

† 通信作者. E-mail: chenlx@fjirsm.ac.cn

外泄与回流漏热.

具体而言,在基础的单向循环流路中,系统面临着双重的热力学损耗.一方面,在冷吹阶段,由AMR冷端产生的低温流体直接涌入较长的外部管路,流体在流经这些常温管路及部件时会吸收热量而升温,导致其携带的冷能被大量消耗与外泄;另一方面,在随后的热吹阶段,这部分滞留在外部管路中已经变热的流体,会直接反向回流并冲刷AMR较冷的磁工质床层.这种非理想的热量回流与掺混^[13-15],不断破坏AMR内部已建立的轴向温度梯度,从而极大地限制了系统的制冷温跨与循环效率^[16].

为抑制上述死容积带来的漏热与冷量耗散,现有研究主要依赖主动干预手段.例如,Nakashima等^[17]在研制的磁制冷酒柜原型机中引入了复杂的电磁阀阵列,试图通过与交变磁场的严格同步来规避流体的非理想掺混.然而,此类主动阀控方案不仅极大地增加了系统的控制维度与制造成本,更引入了额外的泵功损耗.目前室温磁制冷领域的热力学优化多聚焦于核心磁工质床层的内部换热,外部流路往往仅被视为单纯的流体传输通道.尽管常规设计中常通过在管路外部加装保温层来削减环境静态漏热,但这种外部绝热措施根本无法干预管路内部流体在交变振荡过程中的动态热混合与冷能耗散.为了寻找一种结构精简且无需复杂主动控制的替代途径,本研究引入了热缓冲机制^[18],即利用多孔介质巨大的热惯性,来吸收并缓冲交变流动中流体温度的剧烈波动.

考虑到旋转式流路难以在物理结构上完全消除死容积空间,本文提出了一种基于外部蓄冷器

(ER)的流路优化方案.该方案在紧邻AMR冷端出口的管路内,引入填充有高导热紫铜颗粒的床层作为物理热缓冲单元.利用紫铜的高导热性与高比热容特性构建热缓冲区域,旨在循环运行中有效平抑流体交变引起的温度波动,从而保护AMR内部已建立的轴向温度梯度.本文基于搭建的旋转式室温磁制冷实验平台,系统探究了引入外部蓄冷器后,系统在不同利用系数下的降温动态特性、无负荷温跨及带载制冷能力,旨在验证该蓄冷器结构在解决管路冷量外泄与回流漏热问题上的有效性,为高性能、紧凑型磁制冷装置的流路设计提供新的技术路径.

2 实验装置与测试原理

2.1 实验装置总体概述

本文搭建的旋转式室温磁制冷实验系统采用“磁体旋转、磁工质床层静止”的运行模式,整体工作原理如图1所示.系统主要由旋转永磁体组件、AMR、耦合外部蓄冷器与阀门阵列的改进型回路以及数据采集系统组成.如图1所示,循环管路沿程布置了温度传感器(T)与流量计(FE)以监测流体状态.在循环运行中,往复活塞泵驱动换热流体交替流动,通过控制阀(V1—V6)与单向阀的配合,实现流体在热吹(对应图1的红色虚线路径)与冷吹(对应图1的蓝色虚线路径)阶段的定向循环.关于流路拓扑的具体切换与整流机制,将在2.3节中详细阐述.整体布局旨在实现紧凑结构的同时,通过改进上述流路拓扑来提升系统热力学性能.

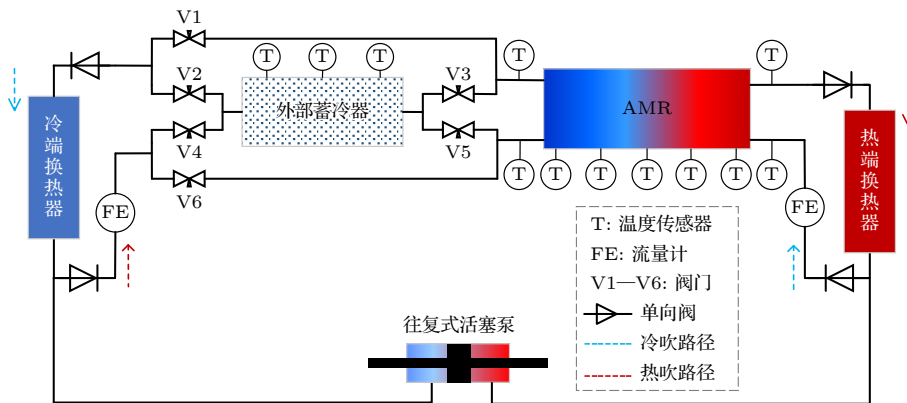


图1 室温磁制冷系统原理图

Fig. 1. Schematic diagram of room-temperature magnetic refrigeration system.

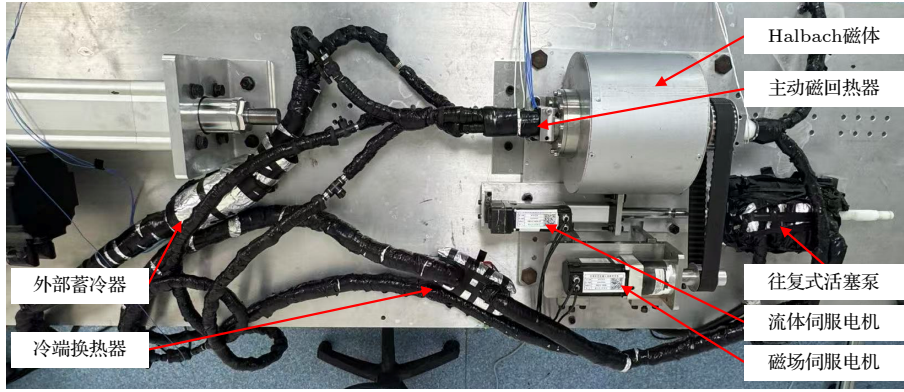


图2 实验系统实物照片

Fig. 2. Physical photograph of the experimental system.

系统核心机械结构与流体部件高度集成于实验台面上,如图2所示.实验台主基座的整体外形空间尺寸约为750 mm×450 mm×230 mm.其中,伺服电机、Halbach磁体组件、AMR、外部蓄冷器以及流路分配系统均呈水平紧凑布置.流体循环的动力源由伺服电机精密驱动往复活塞泵提供,其有效行程可根据不同测试工况的需求进行动态调节,以精准控制每个循环周期的流体排量.为了保证测量的准确性与操作的便捷性,所有热电偶与RTD温度传感器(电阻式温度测量元件)的信号线缆均引出并连接至位于侧面的数据采集仪,实现了机械运行区域与数据采集区域的空间分离.整机关键设计参数如表1所示.

表1 磁制冷基础实验系统关键设计参数

Table 1. Key design parameters of the magnetic refrigeration experimental system.

结构参数	数值
磁体组材料	NdFeB
磁场强度 H/T	0.18—1.72
磁场有效长度 L/mm	180
AMR填充横截面积 A_c/mm^2	314.16
AMR填充长度 l/mm	120
AMR填充质量 m/g	182
Gd颗粒直径 d/mm	0.25—0.50
外部蓄冷器材料	紫铜
外部蓄冷器填充质量 m_{ER}/g	250
外部蓄冷器颗粒直径 d_{Cu}/mm	2.0
运行频率 f/Hz	0.2
换热流体	水

2.2 磁体系统与 AMR

系统的核心制冷单元由磁场发生系统与 AMR 构成.磁场源采用双层同心 Halbach 永磁阵列结

构,当内外磁体磁场方向相同时,可在中心气隙处产生高度聚焦的强磁场;反之则产生弱磁场.实测磁场波形如图3所示,磁感应强度在0.18—1.72 T之间呈周期性变化,为磁热效应的产生提供了充足的磁场能量.

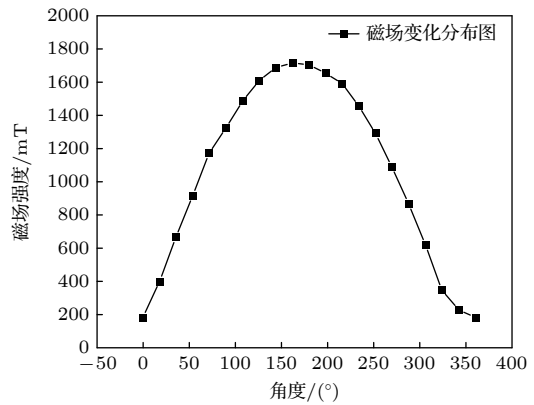


图3 磁场分布曲线^[19]

Fig. 3. Magnetic field distribution curve^[19].

为了充分利用该交变磁场,在物理空间布局上,AMR被固定安装于图2所示的双层同心 Halbach 磁体组件的气隙正中央,使其处于周期性交变的磁场环境中. AMR 选用球形金属钆(填充质量 182 g, 粒径 0.25—0.50 mm)作为磁工质,其内部结构及实物装配如图4所示.工质被紧密填充于低导热树脂外壳的内部空腔中,两端通过特制的过滤网进行轴向限位,形成多孔换热床层.在制冷工作机制方面,AMR不仅作为冷源,同时充当换热流体的回热器.当 Halbach 磁体旋转至高场区时,钆颗粒因磁热效应发热,此时流体流经床层将热量带至热端换热器;当磁体旋转至低场区时,钆颗粒退磁降温,反向流动的流体被床层冷却后流向冷端

侧. 这种紧密的球形堆积结构在保证流体充分换热
的同时, 能够将微小的单级磁热温变沿轴向有效累
积, 从而形成宏观的制冷温跨.

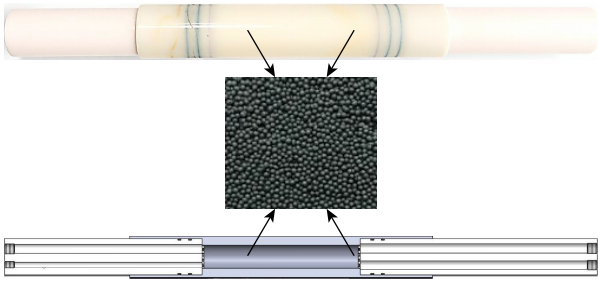


图 4 AMR 实物图

Fig. 4. Physical photograph of the active magnetic rege-
nerator.

2.3 流路系统

实验流体回路采用闭式循环设计, 换热流体
在 AMR 与冷、热端换热器之间构成完整的交变流
动. 其中, 热端换热器通过恒温水浴维持系统热端
边界温度 T_H 恒定, 而冷端换热器则用于输出冷量
或连接外部负载. 为了在同一实验平台上实现基础
系统与改进系统的严谨对比测试, 流体回路中集成
了由 6 个控制阀 (V1—V6) 与单向阀组构成的流
路配置阵列.

在基础系统的测试工况中, 阀门 V1, V6 保持
常开, 其余阀门关闭. 冷吹阶段, 由 AMR 产出
的极冷流体直接经由 V1 通路流向冷端换热器; 热吹
阶段, 外部流体经由 V6 通路直接返回 AMR. 在此
基础配置下, 通过对物理布局的优化, 已显著减小
了管路中的旁路死容积.

在耦合外部蓄冷器的改进系统测试中, V1,
V6 被切断. 系统利用单向阀的单向导通特性, 实
现了冷热流体的自动分流与整流. 具体而言, 在冷
吹阶段 (对应图 1 中蓝色虚线路径), 由 AMR 流
出的低温流体经由 V3 通路首先进入外部蓄冷器, 紫
铜颗粒吸收并蓄积流体携带的冷能后, 流体再经
由 V2 通路流向冷端换热器. 反之, 在热吹阶段 (对
应图 1 中红色虚线路径), 外部回流的常温流体在
单向阀组的引导下, 经由 V4 通路反向进入外部蓄
冷器, 利用上一阶段存储的冷能对其进行预冷, 预
冷后的流体最终经由 V5 通路进入 AMR. 这种切
换机制不仅确保了流体在往复流动过程中均能以
正确的路径流经关键热力组件, 更在冷热交替中实

现了冷能的蓄积利用与热回流的有效拦截.

在确立上述流路拓扑的基础上, 系统的整体运
行严格遵循 AMR 循环时序: 在磁体旋转导致磁场
发生变化的磁化或退磁过程中, 流体泵保持停止状
态; 而当磁体处于高场或低场的驻留阶段时, 流体
泵启动以驱动流体循环进行换热.

为了量化流体流动与磁工质热容之间的匹
配关系, 实验采用利用系数 U 作为核心控制参数,
其定义为流经 AMR 的流体热容与工质床层热容
之比:

$$U = \frac{\dot{m}_f c_f \tau_f}{m_s c_s} \tau_f, \quad (1)$$

式中, \dot{m}_f 为流体质量流量 (g/s); m_s 为工质填充
质量 (g); c_f 与 c_s 分别为流体与工质的比热容
(J/(kg·K)); τ_f 表示冷吹/热吹时长 (s).

2.4 外部蓄冷器的结构与布置

外部蓄冷器作为本研究流路优化的核心部件,
被串联布置于 AMR 冷端出口与循环管路之间.
该布置旨在将原先极易从环境吸热、导致冷量损失
的连接管段, 物理转化为一个能阻断并缓冲热冲击
的区域. 其主体外壳采用高强度透明亚克力管制
作, 两端通过螺纹接口与主循环管路密封连接 (如
图 5 所示).



图 5 外部蓄冷器实物图

Fig. 5. Physical photograph of the external regenerator.

在内部填充结构的设计上, 本研究选用了粒径
为 2.0 mm 且填充质量为 250 g 的紫铜球形颗粒.
相较于 AMR 内部 0.25—0.50 mm 的磁工质颗粒,
紫铜颗粒尺寸的显著放大主要基于整体流路的热
力学匹配考量. 一方面, 利用紫铜的极高热导率
和热扩散率, 使其能对交变流体携带的热量做出
快速响应, 确保在冷、热吹交替中高效完成冷能
的拦截与释放; 另一方面, 选用较大粒径的颗粒
构建填充床, 能够在为系统提供充足热容的同
时, 大幅度降低流体流经该附加床层时的沿程压
力损失.

此外, 为防止铜颗粒随高速交变流体冲刷进
入循环主回路, 蓄冷器两端均加装了高目数不
锈钢丝

网进行限位拦截. 为了精准监测该热缓冲区域内部的动态温度变化, 实验在外壳上进行微孔加工, 将 K 型热电偶探针直接植入紫铜颗粒床层内部. 探针安装口采用高强度环氧树脂胶进行灌封固定, 在确保测量点与颗粒床层良好热接触的同时, 杜绝了高压流体的渗漏风险.

3 实验结果与分析

基于搭建的旋转式室温磁制冷实验平台, 本研究对引入外部蓄冷器前后的系统性能进行对比测试. 实验重点探究了典型工况下的动态降温特性、利用系数的影响规律以及系统的抗热负载特性, 并结合热力学与传热学理论, 深入分析了外部蓄冷器在吸收热量冲击、减少冷量外泄以及阻断热量回流等方面的具体传热机制.

3.1 系统降温动态特性

为了评估外部蓄冷器对系统启动性能及无负荷稳态降温极限的影响, 实验首先在典型运行参数 (利用系数 $U = 0.95$, 运行频率 $f = 0.2$ Hz, 热端温度 $T_H = 298.15$ K) 下进行系统降温测试. 需要说明的是, 0.2 Hz 并非全频段寻优后的热力学最佳工况, 而是为兼顾驱动机构的机械运行稳定性与流体换热充分性, 所确定的基准测试频率. 图 6 展示了该工况下系统改进前后的冷热端温度随时间的动态演变过程.

在实验启动初期, 受磁工质磁热效应驱动, 两组实验的冷端温度均表现出快速下降趋势. 随着温跨的建立, 改进系统展现出了更优异的温度维持能力. 实验数据显示, 基础系统的冷端温度最终稳定在 287.03 K, 对应无负荷温跨为 13.19 K. 而在引入外部蓄冷器后, 稳态冷端温度进一步降低至 282.06 K, 无负荷温跨提升至 17.76 K, 相对增幅达 34.65%.

这一显著的性能提升归因于外部蓄冷器对冷能耗散与热量回流的有效抑制. 在基础系统中, 由于缺乏冷端热管理, 系统遭受了双重的热量损耗. 一方面, 在冷吹期间, 由 AMR 产出的低温流体直接涌入较长的外部管路, 导致部分冷能被管路吸收而耗散; 另一方面, 在热吹阶段, 外部流体携带着吸收的环境漏热直接回流冲刷 AMR 冷端. 这种冷量外泄与热量回流 [13] 不断破坏床层已建立的轴向温度梯度, 增大了系统的不可逆热损失 [20].

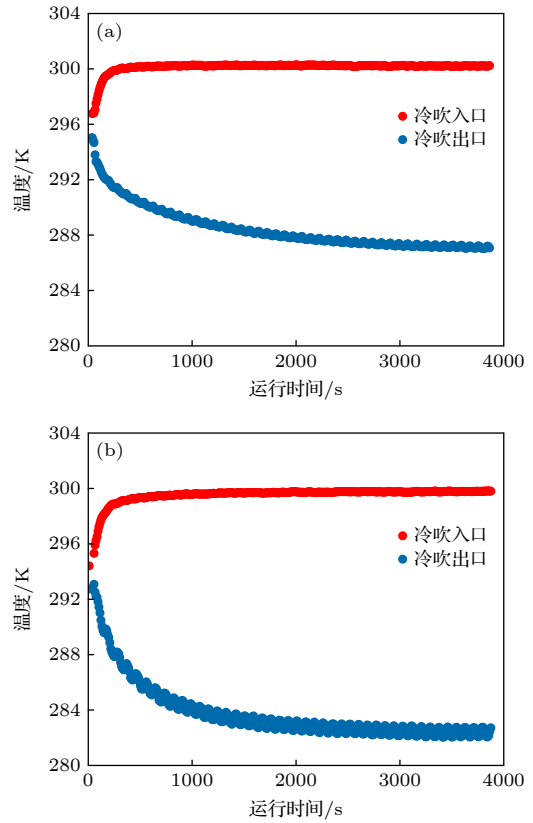


图 6 典型工况下的降温曲线 (a) 基础系统降温曲线; (b) 改进系统降温曲线

Fig. 6. Cooling curves under typical operating conditions: (a) Basic system cooling curve; (b) improved system cooling curve.

相比之下, 改进系统利用填充紫铜颗粒的外部蓄冷器构建了一个热缓冲区域. 紫铜颗粒床层因其高密度、高比热容及极高的热导率, 能够同时实现冷量的高效储存与快速传递 [18], 在冷吹阶段主动拦截并蓄积 AMR 流出的核心冷能, 有效阻断了冷量向外部管路的外泄; 在热吹阶段, 外部蓄冷器将存储的冷能释放, 对携带外部漏热的回流流体进行深度预冷. 这种冷能蓄积利用机制消除了入口处的温度阶跃, 确保了流体以更稳定的低温状态进入 AMR, 从而维持了其内部稳定的温度梯度, 实现了极限温跨的大幅提升.

3.2 利用系数对制冷温跨的影响

利用系数是衡量流体热容与工质床层热容匹配程度的关键无量纲参数. 图 7 展示了在 U 值从 0.69 变化至 1.35 范围内, 两种流路构型的无负荷温跨 (ΔT_{span}) 变化规律.

实验结果表明, 随着利用系数的增大, 两种系统的温跨均呈现“先增大后减小”的非单调变化趋

势, 且均在 $U = 0.95$ 处达到峰值. 这一现象符合 AMR 的一般运行规律, 即在低 U 值区, 流体携带热量的能力不足, 导致换热不充分; 而在高 U 值区, 流速过快导致流体与工质换热时间缩短, 且流体在孔隙中的混合效应加剧了纵向导热损失, 抑制了温跨的进一步积累.

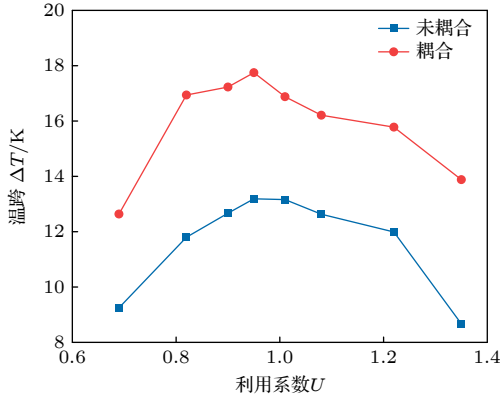


图 7 不同利用系数下的无负荷温跨变化规律

Fig. 7. No-load temperature span variation under different utilization factors.

值得注意的是, 在整个测试流量范围内, 改进系统的温跨始终显著优于基础系统. 即使在偏离最佳利用系数的工况下 (例如 $U = 1.35$), 改进系统相比基础系统依然保持了显著的温跨领先. 这种在全流量范围内保持的性能优势证明, 外部蓄冷策略有效提升了系统的整体热力学性能. 无论流速如何变化, 内置的紫铜颗粒床层均能稳定发挥其冷量拦截与回流预冷作用. 相较于基础系统在高流速下会因冷能外泄与回流漏热加剧而导致性能严重衰减^[14], 改进系统凭借外部蓄冷器的热惯性, 强效拦截了这种大流量交变带来的剧烈热冲击, 极大缓解了高流速引发的性能衰减. 这意味着在同等流体控制精度下, 改进系统能够输出更高的制冷温跨, 展现出更优的工况适应性.

3.3 系统抗热负载特性分析

除了无负荷极限温跨, 系统抵御外部热负载冲击的能力同样是衡量磁制冷机实用价值的核心指标. 图 8 所示为在最佳利用系数工况下, 系统制冷温跨随外部热负载变化的特性曲线 ($Q-\Delta T$ 曲线).

实验结果表明, 改进系统的抗热负载能力实现了 19.4 W 到 50 W 的显著提升, 增幅大于 150%. 同时, 在负载增大时, 其温跨的下降幅度显著减小, 表明系统在带载工况下具有较高的热力学稳定性.

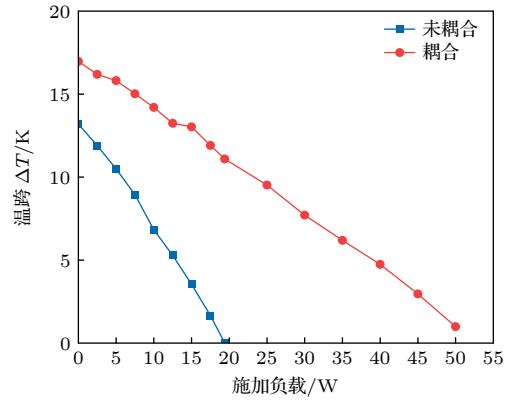


图 8 抗热负载-温跨曲线图

Fig. 8. Applied thermal load versus temperature span curve.

这种性能的显著提升主要得益于外部蓄冷器强大的热缓冲与漏热阻断作用^[13]. 紫铜颗粒床层在施加外部负载时充当了热缓冲体, 有效拦截并吸收了外部热源对 AMR 冷端的热冲击. 这使得磁工质产生的冷量得以在内部维持稳定的温度梯度. 测试数据证实, 该热缓冲结构能够显著提升系统在带载工况下的抗热极限与运行稳定性. 正如文献^[21]所述, 针对辅助流路组件的优化往往能带来比材料改进更直接的性能回报, 本实验结果有力地证实了这一观点.

3.4 热端温度对系统性能的影响

为了评估系统在变工况环境下的适应能力, 实验进一步测试了热端换热器温度 T_H 在 293—307 K 范围内变化时的系统性能, 如图 9 所示. 数据显示, 随着热端温度升高, 两种系统的温跨均呈现近线性的上升趋势. 这是由于在该温度区间内, 随着床层内部温度分布与工质磁热特性的匹配度进一步提高, 使得整个床层的综合磁热效应得到了更为充分的激发与利用.

在整个变温测试范围内, 耦合外部蓄冷器的改进系统始终保持了显著的性能优势. 特别是在高温工况 $T_H \approx 307$ K 下, 改进系统的温跨进一步攀升至 18.87 K. 这有力地证明了外部蓄冷器即使在系统工作温区发生整体偏移时, 依然能稳定发挥热量缓冲作用, 为磁工质在循环中维持必要的工作温差创造条件, 从而显著提升系统在变工况下的温度稳定性与制冷性能. 本实验结果表明, 该流路优化策略具有优异的抗工况波动性和良好的工程应用潜力.

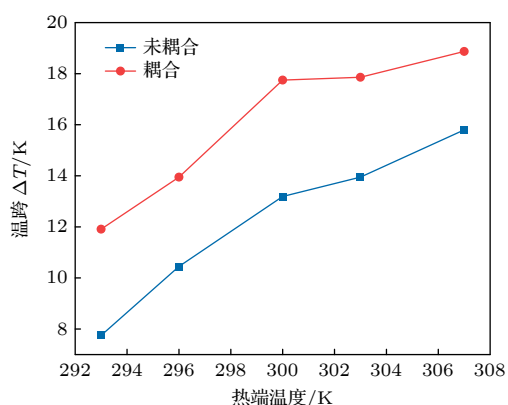


图 9 热端温度对系统性能影响图

Fig. 9. Effect of hot-end temperature on system performance.

4 结论

针对旋转式室温磁制冷系统外部管路引发的冷量外泄与回流漏热问题, 本研究提出了一种引入外部蓄冷器的流路优化方案. 通过对比实验与理论分析, 验证了该方案在提升系统热力学性能方面的有效性, 得到以下主要结论.

1) 实现了系统无负荷制冷温跨的显著提升. 得益于外部蓄冷器对冷量外泄的阻断和对回流流体的预冷作用, 在最佳利用系数 $U = 0.95$ 工况下, 改进系统的无负荷制冷温跨由基础系统的 13.19 K 提升至 17.76 K, 相对提升幅度达 34.65%.

2) 实现了系统抗热负载能力的显著提升. 外部蓄冷器有效拦截了外部热源对 AMR 冷端的热冲击. 实验结果表明, 改进系统的抗热负载极限较基础系统提升了 150% 以上 (由 19.4 W 提升至 50 W), 展现出良好的热力学稳定性.

3) 验证了系统优异的抗工况波动能力. 在 293 K—307 K 的宽热端温度范围内, 改进系统的制冷性能始终显著优于基础系统. 特别是在 $T_H \approx 307$ K 的高温工况下, 系统温跨进一步达到 18.87 K, 这表明外部蓄冷器能有效适应系统工作温区的整体偏移, 大幅拓宽了系统的高效运行范围.

综上所述, 本研究提出的流路拓扑优化方法结构精简、无需复杂的控制逻辑, 以低成本的结构有

效解决了紧凑型磁制冷机外部管路的冷量外泄与回流漏热难题, 为高性能磁制冷装置的设计提供了具有重要工程价值的技术路径.

参考文献

- [1] Tong X, Shen L M, Li L, Li H L, Xu J Q, Chen H X, Lü Y L 2021 *Vac. Cryog.* **27** 316 (in Chinese) [童潇, 申利梅, 李亮, 李惠琳, 许佳奇, 陈焕新, 吕以亮 2021 真空与低温 **27** 316]
- [2] Zhang Y K, Wu J H, He J, Wang K, Yu G X 2021 *Renew. Sustain. Energy Rev.* **143** 110933
- [3] Xu Z C, Feng Y F, Guo J C 2023 *Case Stud. Therm. Eng.* **44** 102844
- [4] Yu B F, Gao Q, Zhang B, Meng X Z, Chen Z 2003 *Int. J. Refrig.* **26** 622
- [5] Wang Y J, Pan H D, Liu S 2025 *J. Supercond. Nov. Magn.* **38** 86
- [6] Brown G V 1976 *J. Appl. Phys.* **47** 3673
- [7] Barclay J A 1982 *The Theory of an Active Magnetic Regenerative Refrigerator* No. LA-UR-82-1792 (Los Alamos National Lab., NM (USA))
- [8] Gschneidner K A, Pecharsky V K 2008 *Int. J. Refrig.* **31** 945
- [9] Nguyen T A, Takata R, Uchida K, Nagano H 2025 *Int. J. Heat Mass Transf.* **240** 126654
- [10] Nishioka S, Sepelri-Amin H, Saito A T 2025 *Int. J. Refrig.* **170** 468
- [11] Wang Y J, Pan H D, Wu D, Feng Z A, Hu Z Y, Yan Y L, Xing H 2025 *J. Magn. Magn. Mater.* **630** 173356
- [12] Li J X, Hai P, Li Z X, Gao X Q, Mo Z J, Shen J 2025 *Int. J. Refrig.* **176** 226
- [13] Park I, Kim Y, Jeong S 2013 *Int. J. Refrig.* **36** 1741
- [14] Bocanegra J A, Scarpa F, Bianco V, Tagliafico L A 2023 *Int. J. Refrig.* **151** 26
- [15] Nielsen K K, Tusek J, Engelbrecht K, Schopfer S, Kitanoovski A, Bahl C R H, Smith A, Pryds N, Poredos A 2011 *Int. J. Refrig.* **34** 603
- [16] Li Z X, Li K, Shen J, Guo X H, Gao X Q, Dai W, Gong M Q 2020 *J. Eng. Thermophys.* **41** 521 (in Chinese) [李振兴, 李珂, 沈俊, 郭小惠, 高新强, 戴巍, 公茂琼 2020 工程热物理学报 **41** 521]
- [17] Nakashima T D, Fortkamp P, Sá M, Santos V M A dos, Hoffmann G, Peixer G F, Dutra S L, Ribeiro M C, Lozano J A, Barbosa J R 2021 *Int. J. Refrig.* **122** 110
- [18] Backhaus S, Swift G W 2000 *J. Acoust. Soc. Am.* **107** 3148
- [19] Yu S L, Zhao J L, Li Z X, Hai P, Li K, Mo Z J, Gao X Q, Dai W, Shen J 2022 *J. Eng. Thermophys.* **43** 3204 (in Chinese) [于世霖, 赵金良, 李振兴, 海鹏, 李珂, 莫兆军, 高新强, 戴巍, 沈俊 2022 工程热物理学报 **43** 3204]
- [20] Trevizoli P V, Barbosa J R 2015 *Int. J. Heat Mass Transf.* **87** 347
- [21] Aprea C, Greco A, Maiorino A, Masselli C 2016 *Int. J. Refrig.* **61** 1

Optimization and experimental study of rotating magnetic refrigeration flow path based on external regenerator

FAN Tianlu ¹⁾²⁾³⁾⁴⁾ LI Zhenxing ⁵⁾ LI Shizhu ²⁾³⁾⁴⁾ CHEN Longxiang ^{2)3)4)†}

1) (*School of Mechanical and Electrical Engineering, Fujian Agriculture and Forestry University, Fuzhou 350100, China*)

2) (*Quanzhou Equipment Manufacturing Research Institute, Quanzhou 362216, China*)

3) (*Quanzhou Equipment Manufacturing Research Center, Fujian Institute of Material Structure, Chinese Academy of Sciences, Quanzhou 362200, China*)

4) (*Fujian College, University of Chinese Academy of Sciences, Fuzhou 350000, China*)

5) (*Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China*)

(Received 4 January 2026; revised manuscript received 6 March 2026)

Abstract

The dead volume in the external pipelines of room-temperature magnetic refrigeration (RTMR) systems inevitably induces severe thermal mixing and cold energy leakage, significantly degrading the thermodynamic performance. To address this persistent challenge, this study proposes a novel flow-path optimization strategy by introducing an external regenerator (ER) to act as a physical thermal buffer. A highly compact rotary RTMR experimental platform is built, wherein the active magnetic regenerator (AMR) is packed with 0.25–0.50 mm spherical gadolinium particles, and the proposed ER is filled with 2.0 mm high-thermal-conductivity copper particles. The core innovation lies in the ER's ability to reconstruct the thermal boundary conditions at the AMR cold end by effectively absorbing temperature fluctuations during flow reversal, thereby suppressing the thermodynamic losses induced by the dead volume. A large number of experiments validate the effectiveness of this configuration. Under a hot-end temperature of 293 K, the system coupled with the external regenerator achieves a maximum no-load temperature span of 17.76 K at the optimal operating frequency of 0.2 Hz and utilization factor of 0.95, which is 34.65% higher than the 13.19 K of the original system without coupling the external regenerator. Furthermore, the ability of the system to resist external thermal loads is significantly enhanced; under optimal conditions, the maximum load-bearing capacity of this system surges from 19.4 W to 50 W, an increase of over 150%. Notably, the optimized system exhibits excellent adaptability across a broad hot-end temperature range from 293 K to 307 K, still maintaining a high temperature span of 18.87 K even when the hot-end temperature is 307 K. In conclusion, incorporating an external regenerator into the magnetic refrigeration loop provides a simple yet highly effective pathway to mitigate thermodynamic losses, offering a practical engineering solution for the development of high-performance and compact magnetic cooling devices.

Keywords: magnetic refrigeration, active magnetic regenerator, external regenerator, dead volume, flow path optimization

DOI: [10.7498/aps.75.20260006](https://doi.org/10.7498/aps.75.20260006)

CSTR: [32037.14.aps.75.20260006](https://cstr.cn/32037.14.aps.75.20260006)

† Corresponding author. E-mail: chenlx@fjirsm.ac.cn



基于外部蓄冷器的旋转式磁制冷流路优化及实验研究

范添禄 李振兴 李诗铸 陈龙祥

Optimization and experimental study of rotating magnetic refrigeration flow path based on external regenerator

FAN Tianlu LI Zhenxing LI Shizhu CHEN Longxiang

引用信息 Citation: *Acta Physica Sinica*, 75, 110805 (2026) DOI: 10.7498/aps.75.20260006

CSTR: 32037.14.aps.75.20260006

在线阅读 View online: <https://doi.org/10.7498/aps.75.20260006>

当期内容 View table of contents: <https://wulixb.iphy.ac.cn>

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

基于不同流动时间占比的紧凑式室温磁制冷系统实验研究

Experimental study of compact room temperature magnetic cooling system based on different flow time ratios

物理学报. 2024, 73(3): 037501 <https://doi.org/10.7498/aps.73.20231066>

非晶态 $Gd_{45}Ni_{30}Al_{15}Co_{10}$ 合金的制备与磁热性能

Preparation and magnetocaloric properties of $Gd_{45}Ni_{30}Al_{15}Co_{10}$ amorphous alloy

物理学报. 2022, 71(2): 026102 <https://doi.org/10.7498/aps.70.20211530>

50 mK多级绝热去磁制冷机的实验研究

Experimental research on a 50 mK multi-stage adiabatic demagnetization refrigerator

物理学报. 2023, 72(19): 190702 <https://doi.org/10.7498/aps.72.20231102>

增材制造宽温区 $La(Fe, Si)_{13}$ 基梯度合金的磁热性能

Magnetocaloric properties of additively manufacturing $La(Fe, Si)_{13}$ -based gradient alloys with wide temperature range

物理学报. 2025, 74(23): 237501 <https://doi.org/10.7498/aps.74.20251317>

基于一维弹道导体的三端纳米线制冷机的性能优化

Performance optimization of three-terminal nanowire refrigerator based on one-dimensional ballistic conductor

物理学报. 2022, 71(2): 020501 <https://doi.org/10.7498/aps.71.20211077>

冷凝泵型稀释制冷机实验研究

Experimental analysis of condensation-pump dilution refrigerators

物理学报. 2023, 72(8): 080701 <https://doi.org/10.7498/aps.72.20222257>