

室温磁制冷技术的研究进展

李振兴 李珂 沈俊 戴巍 高新强 郭小惠 公茂琼

Progress of room temperature magnetic refrigeration technology

Li Zhen-Xing Li Ke Shen Jun Dai Wei Gao Xin-Qiang Guo Xiao-Hui Gong Mao-Qiong

引用信息 Citation: *Acta Physica Sinica*, 66, 110701 (2017) DOI: 10.7498/aps.66.110701

在线阅读 View online: <http://dx.doi.org/10.7498/aps.66.110701>

当期内容 View table of contents: <http://wulixb.iphy.ac.cn/CN/Y2017/V66/I11>

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

磁热效应材料的研究进展

Research progress in magnetocaloric effect materials

物理学报.2016, 65(21): 217502 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.65.217502>

$\text{Dy}_3\text{Al}_5\text{O}_{12}$ 磁热性质研究

Study on the magnetic and magnetocaloric effects of $\text{Dy}_3\text{Al}_5\text{O}_{12}$

物理学报.2015, 64(17): 177502 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.64.177502>

PrNi_2 的磁和磁热性能研究

Investigation on the magnetic and magnetocaloric properties of PrNi_2

物理学报.2014, 63(22): 227501 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.63.227501>

$\text{LaFe}_{11.5}\text{Si}_{1.5}$ 化合物氢化特性及稳定性的研究

Study on the hydrogenation properties and stability of $\text{LaFe}_{11.5}\text{Si}_{1.5}$ compound

物理学报.2014, 63(19): 197501 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.63.197501>

Co 掺杂对 $\text{Mn}_3\text{Sn}_{1-x}\text{Co}_x\text{C}_{1.1}$ 化合物的磁性质、熵变以及磁卡效应的影响

Effects of Co doping on the magnetic properties, entropy change, and magnetocaloric effect in $\text{Mn}_3\text{Sn}_{1-x}\text{Co}_x\text{C}_{1.1}$ compounds

物理学报.2014, 63(16): 167502 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.63.167502>

综述

室温磁制冷技术的研究进展*

李振兴¹⁾²⁾ 李珂¹⁾ 沈俊^{1)2)†} 戴巍^{1)2)‡} 高新强¹⁾
郭小惠¹⁾²⁾ 公茂琼¹⁾²⁾

1)(中国科学院理化技术研究所, 低温工程学重点实验室, 北京 100190)

2)(中国科学院大学, 北京 100049)

(2017年1月20日收到; 2017年4月5日收到修改稿)

室温磁制冷具有绿色环保、内禀高效、低噪音与低振动等优点, 有望成为室温制冷领域中的一种重要选择. 本文首先简述了磁热效应等基本概念, 阐述了磁制冷热力学循环, 重点介绍由基本循环构成的复合式磁制冷循环、主动磁制冷循环以及耦合气体回热式制冷的主动磁制冷循环等. 随后描述了室温磁制冷系统的不同维度数值模型的特点, 介绍了模型中磁热效应、多层主动磁回热器、退磁效应等重要项的表述方式及其他因子对系统性能的影响. 根据室温系统运动部件和运动方式的不同, 将室温磁制冷样机细化为四类系统, 包括往复磁体式、往复回热器式、旋转磁体式和旋转回热器式. 结合样机的近期实验进展, 分析了不同类别室温系统的结构、运行和性能等特性. 最后, 总结了室温磁制冷技术的未来发展趋势.

关键词: 室温磁制冷, 磁热效应, 热力学循环, 数值仿真

PACS: 07.20.Mc, 75.30.Sg, 05.70.Ce, 02.60.Cb

DOI: 10.7498/aps.66.110701

1 引言

近年来, 人类社会的可持续发展对传统蒸汽压缩式制冷技术在环保、能效等方面提出了更高要求, 发展环境友好、节能高效的新型制冷技术成为有效的解决手段之一^[1-4]. 相比传统蒸汽压缩式制冷技术, 室温磁制冷技术是一种基于材料物性(磁热效应)的固态制冷方式^[3-5], 采用水等环保介质作为传热流体, 具有零GWP(global warming potential)、零ODP(ozone depletion potential)、内禀高效、低噪音与低振动等^[6]特点, 有望成为具有重要应用前景的制冷技术之一.

磁热效应(magnetocaloric effect, MCE)是一种变化磁场下磁性材料磁矩有序度发生变化而导

致的热现象. 在磁性材料被磁化时, 磁矩有序度增加, 磁熵减小, 温度上升, 向外界放出热量; 退磁时, 磁性材料磁矩有序度减少, 磁熵增加, 温度下降, 自外界吸收热量. 1881年, Warburg^[7]在金属铁中首次发现了这种现象, 随后Giauque^[8]进行了绝热去磁的应用研究, 并于1927年获得小于1 K的低温. 1976年室温磁制冷技术出现了突破性进展, 美国NASA的Brown^[9]采用稀土金属钆(Gd)搭建了第一台室温磁制冷样机, 并引入回热概念, 在7 T超导磁场下获得47 K无负荷制冷温跨. 基于回热器式室温系统的实践经验^[10], 1982年Barclay与Steyert^[11]进一步提出了主动磁回热器原理(active magnetic regenerator, AMR), 并构建出主动磁制冷循环, 为目前绝大多数室温磁制冷机采用. 当前室温磁制冷技术已在磁热材料研发、流程设计、

* 国家自然科学基金(批准号: 51322605, 51676198)资助的课题.

† 通信作者. E-mail: jshen@mail.ipc.ac.cn

‡ 通信作者. E-mail: cryodw@mail.ipc.ac.cn

回热器制备工艺、磁路设计等^[12,13]方面获得了不小的进步. 1997年 Gschneidner 和 Gschneidner^[14]发现了 GdSiGe 基材料的巨磁热效应, 随后胡凤霞等^[15]发现了比 Gd 绝热温变更大且价格更便宜的 LaFeSi 基材料; 当单层 AMR 技术满足不了制冷性能的需求时, 通过元素调节和掺杂可以调节材料的居里温度点^[15,16], 为多层 AMR 的应用奠定了材料学基础^[17,18]. 这些材料方面的进展带动了近期室温磁制冷的研究热潮, 据 2015 年统计数据, 自 1976 年以来已公布的室温整机系统达到 48 台^[19,20], 其中近五年的样机数量占据总数的 43%, 这也标志着室温磁制冷技术进入了快速发展的阶段^[6,19].

近年来, 在磁制冷循环、数值模拟与样机等方面, 室温磁制冷技术已出现了不错的进展: 许多学者通过热力学分析对磁制冷循环进行理论研究^[21-30], 提出了复合式磁制冷循环^[26,27]和耦合回热式制冷的主动磁制冷循环等^[31-34]概念; 由于磁制冷系统的数值模型涉及磁、热、流体等多个物理场的耦合, 数值仿真模型比较复杂, 也已逐步构建出不同维度的仿真模型^[35-43]; 随着对运行机理理解的深入, 室温磁制冷样机的形式也在不断演化^[6,44-46], 例如旋转回热器/磁体系统等. 下面本文将首先详细介绍室温磁制冷热力学循环的进展, 然后概述室温磁制冷数值模拟的发展, 优化传统磁制冷系统的分类方法, 结合近期研究进展总结了室温磁制冷技术的发展趋势.

2 磁制冷热力学循环

通过热力学分析对磁制冷循环进行理论研究, 有利于探索磁制冷循环作用机理及指导优化系统流程^[10,21-29], 其中磁制冷基本循环包含磁 Carnot 循环、磁 Stirling 循环、磁 Brayton 循环、磁 Ericsson 循环等^[21-24]. 基于磁制冷基本循环发展出的复合式磁制冷循环^[26,27], 可综合多种磁制冷基本循环的优点, 成为关注的热点之一, 例如磁 Brayton-Ericsson 循环. 主动磁制冷循环基于主动磁回热原理形成的, 是目前室温样机系统中最主流的循环形式, 如主动磁 Brayton 循环^[11]、主动磁 Ericsson 循环^[28]等, 深入研究其运行机理一直是磁制冷技术的研究重点之一^[29,30]. 除此之外, 还出现了一种耦

合回热式制冷的主动磁制冷循环^[31-34], 该循环将回热式气体制冷与磁制冷进行耦合, 以期获得更好的制冷效应.

2.1 基本循环

磁制冷循环中的四种基本循环如图 1 所示. 磁 Carnot 循环由两个绝热过程与两个等温过程构成, 如图 1 (a) 所示. 与磁 Carnot 循环不同的磁 Stirling 循环, 是将等熵过程替换成等磁矩过程. 在磁 Carnot 循环和磁 Stirling 循环中励磁过程与去磁过程各由两个子过程构成, 磁场强度 H 一直处于变化的状态, 而磁 Brayton 循环与磁 Ericsson 循环的励磁/去磁过程由单一过程构成. 对比而言, 由单一过程构成励磁/去磁过程的制冷循环有利于简化对外磁场的控制要求, 同时也有利于增强系统对最强磁场与最弱磁场的利用程度. 从图 1 分析可得 (假设四种基本循环中 a 点与 c 点温度值固定), 磁 Brayton 循环中高温端与低温端之间的温度跨度是基本循环中最大的, 但其与外界热量交换过程为变温热交换过程, 存在温差换热的不可逆因素; 磁 Ericsson 循环的高温端、低温端与外界的热交换过程, 不存在温差换热等不可逆因素, 其制冷量大于磁 Carnot 与磁 Stirling 循环的制冷量, 但其励磁/去磁过程的实现较磁 Brayton 循环困难.

复合式磁制冷循环是由若干磁制冷基本循环有机结合而成的, 这种循环可综合单一循环的特点, 更易获得优良的综合性能, 例如复合式磁 Brayton-Ericsson 循环^[26,27]. 复合式磁 Brayton-Ericsson 循环的制冷量来自于 d_1-d-a 过程, 理想制冷量为 $d_1-d-e-e_1$ 四边形与 $d-a-f-e$ 四边形的面积之和, 放热量来自于 b_1-b-c 过程, 理想放热量为 $b_1-b-c-e_1-f$ 构成的多边形的面积. 相比于磁 Brayton 循环制冷过程, 复合式磁 Brayton-Ericsson 循环中 d_1-d 等温过程的制冷量优于相对应等磁场过程中的制冷量 (见图 2). 与此同时, 制冷端换热的平均换热温度相比等磁场过程中平均换热温度有一定的增加, 高温端的平均换热温度也出现下降. 因此, 复合式磁 Brayton-Ericsson 循环在适度减小制冷温跨的情况下, 综合了磁 Ericsson 循环等温换热易获得较大制冷量的特性. 在复合式磁制冷循环的实际应用中, 对于不同的工况还需要进一步考察如何合理分配两种或者多种过程顺序、时间比例等因素.

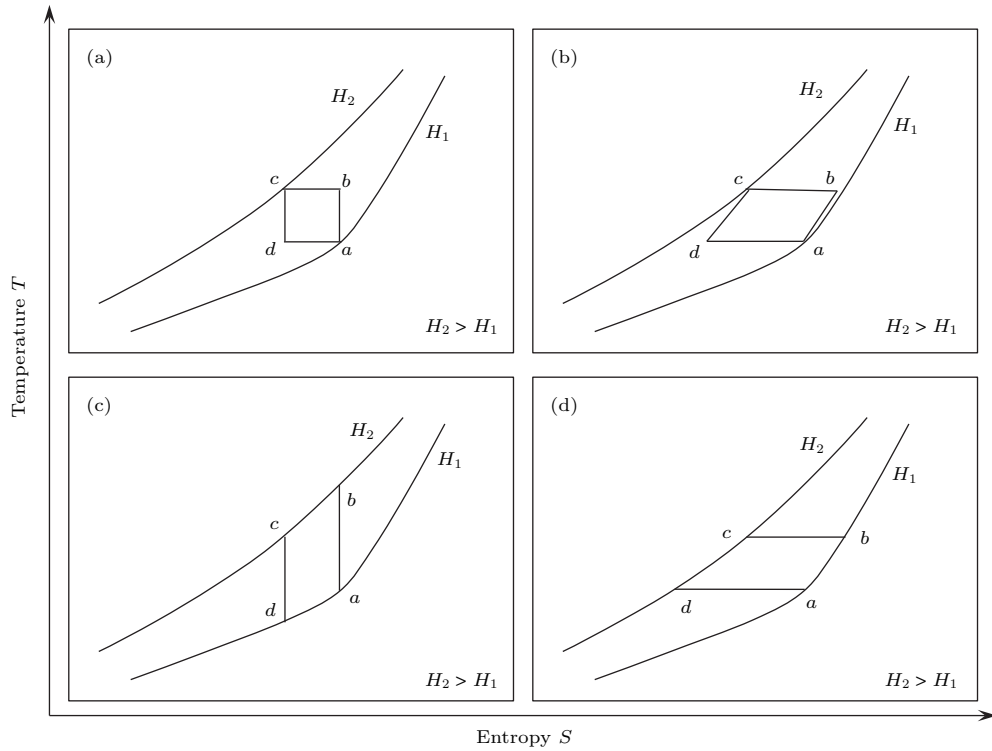


图1 四种磁制冷基本循环(假设基本循环中 a 点和 c 点温度值固定) (a) 磁 Carnot 循环; (b) 磁 Stirling 循环; (c) 磁 Brayton 循环; (d) 磁 Ericsson 循环

Fig. 1. Four basic thermodynamic cycles of magnetic refrigeration (the temperature of point a and point c remains constant in the four refrigeration cycles): (a) Magnetic Carnot refrigeration cycle; (b) magnetic Stirling refrigeration cycle; (c) magnetic Brayton refrigeration cycle; (d) magnetic Ericsson refrigeration cycle.

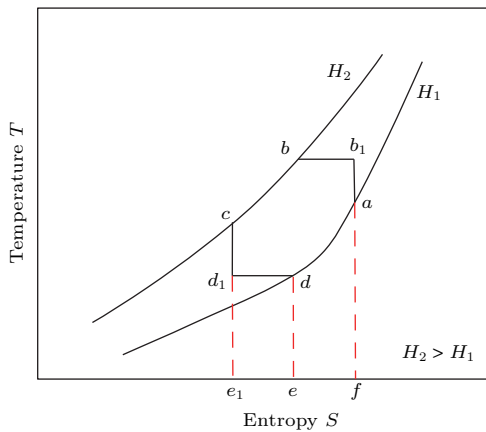


图2 复合式磁 Brayton-Ericsson 循环

Fig. 2. Hybrid magnetic Brayton-Ericsson refrigeration cycle.

2.2 主动磁制冷循环

主动磁制冷循环是由磁制冷基本循环与主动磁回热器原理相结合而发展出的循环. 通常, 气体回热式制冷机中固体填料起回热作用, 气体的热力学循环是冷量产生的原因; 主动磁制冷循环中, 回热器中固体磁热介质的热力学循环是冷量产生的

原因, 传热流体发挥了回热作用. 主动磁制冷循环通过磁热效应与回热过程的结合, 显著增加了循环温跨. 常见的主动磁制冷循环包括主动磁 Brayton 循环、主动磁 Ericsson 循环等.

以主动磁 Brayton 循环为例, 沿回热器轴向方向不同位置的磁热工质经历各自温区的磁 Brayton 循环^[29,30], 如靠近冷端换热器工质所经历的制冷循环 $a_1-b_1-c_1-d_1$, 同时工质与换热流体进行热交换实现温度降低(退磁过程后)/升高(励磁过程后). 磁场变化与换热流体流动在时序匹配后, 在主动磁 Brayton 制冷循环的回热器中靠近冷端换热器的工质温度持续降低, 靠近热端换热器的工质温度持续升高, 沿回热器轴向方向建立起温度梯度, 最终回热器两端的温度跨度远大于磁热材料本身在同样磁场强度变化下的绝热温变 ΔT_{ad} . 不同轴向位置的工质经历各自温区的磁制冷循环, 类似于不同温区的微小型制冷机的串联运行, 从而形成如图 3 所示的整个回热器的制冷循环包络线 $a_3-b_3-c_1-d_1$. 在循环包络线中, d_1-a_3 过程为磁热工质的吸热过程, 其中吸热量中一部分为有效冷量, 另一部分用于构

成回热. 与此对应, b_3-c_1 过程中的放热量也包含两部分放热效应.

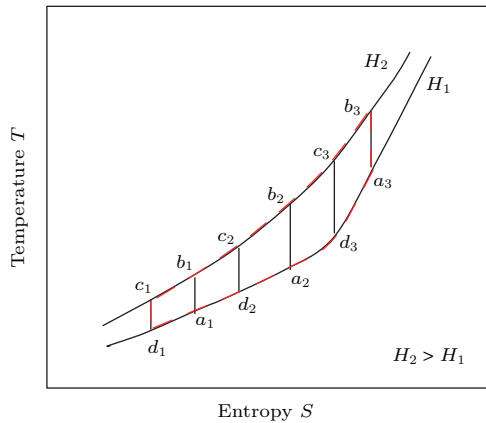


图3 主动磁 Brayton 循环

Fig. 3. Magnetic Brayton refrigeration cycle with AMR.

在主动磁制冷循环中, 处于回热器不同轴向位置的磁制冷工质的工作温区有一定重叠, 如何从热力学角度量化循环的制冷量、放热量与性能系数等仍需进一步探讨.

2.3 耦合回热式制冷的主动磁制冷循环

近年来, 还出现了一类耦合气体回热式制冷技术的主动磁制冷循环, 由于气体回热式制冷循环与主动磁制冷循环在换热结构与流路驱动等方面具有相似之处, 为两种制冷循环的耦合提供了基本条件. 具体而言, 两者都具有与流体进行热交换的回热器以及驱动流体往复流动的装置. 两类循环复合后, 形成基于气体回热式制冷的主动磁制冷循环, 其制冷效应包含两种不同原理的制冷过程: 一种为利用气体膨胀效应获取冷量的过程, 另一种为利用磁热效应获取冷量的过程. 通过选取不同居里温度的磁热工质, 可构成不同制冷温区的耦合回热式制冷的主动磁制冷循环, 譬如耦合 G-M (Gifford-McMahon) 制冷的低温磁制冷循环^[47,48] (4 K 温区)、耦合脉管制冷的中低温磁制冷循环^[49] (20—77 K 温区) 以及耦合 Stirling 制冷的室温磁制冷循环^[31-34,50-52].

以耦合 Stirling 制冷的室温主动磁制冷循环^[33] 为例, 如图 4 所示. 完整的一个循环过程如下: 1) 压缩过程 a , 膨胀活塞 2 静止, 压缩活塞 1 左移, 氦气被等温压缩, 内部压力升高, 其产生的热量 Q_H 被冷却器带走; 2) 放热与退磁过程 b , 高压气体

由压缩腔 (左侧腔体) 向膨胀腔 (右侧腔体) 移动, 将热量释放至回热器填料中; 同时, 回热器外部的磁场强度由大变小, 磁热材料退磁, 磁矩有序度减小, 工质磁熵增加、吸收热量; 3) 膨胀过程 c , 压缩活塞 1 静止, 膨胀活塞 2 继续运动, 气体等温膨胀, 借助冷端换热器从低温环境吸取热量 Q_C ; 4) 吸热与励磁过程 d , 低压氦气由膨胀腔向压缩腔移动, 吸收回热器填料中热量; 同时, 磁场强度增加, 回热器中的磁热工质励磁, 磁矩有序度增加, 工质磁熵减小并释放热量; 5) 压缩过程 a , 进入下一个制冷循环的压缩过程.

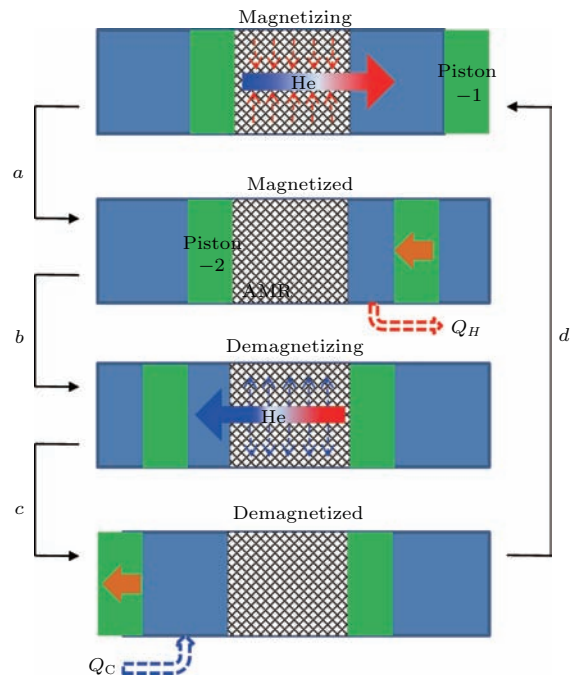


图4 (网刊彩色) 耦合 Stirling 制冷的主动磁制冷循环
Fig. 4. (color online) Schematic of an active magnetic refrigeration cycle coupled with Stirling refrigeration cycle.

由上述可知, 气体膨胀效应与磁热效应的耦合存在一定的相位匹配问题. 当两种制冷效应正面叠加时, 耦合 Stirling 制冷的室温主动磁制冷循环将产生更强的制冷性能, 反之削弱. 因此, 构建耦合回热式制冷的主动磁制冷系统时, 不仅需要克服 AMR 磁制冷循环中的多物理场耦合的难题, 还需要探索两种循环在时序上的最佳匹配.

3 数值模型

在室温磁制冷技术中, 构建 AMR 数值仿真模型有利于定量考察系统结构、运行参数与其他因素

表 1 近期典型室温磁制冷数值模型
Table 1. Some typical room temperature magnetic refrigeration numerical models in the recent.

时间	文献	模型	工质	磁场强度/T	换热流体	磁热效应	流体物性	工质比热	固体轴向导热	流体轴向导热	压降	退磁效应	黏性损耗	漏热损耗
2011	[38]	1D 平板式	Gd (长 50 mm)	0-0.515	水	2	1	2	1	1	0	0	0	0
2011	[55]	1D 多孔介质式	185 g Gd (五种球, 直径 ~ 2 mm)	0.0001-1	水	1	1	2	1	1	1	0	0	0
2011	[56]	1D 棒状	265 g Gd (棒状, 直径 2.5 mm)	0-1	水	1	1	2	0	0	1	0	0	0
2011	[57]	1D 多孔介质式	21 g Gd (颗粒, 直径 0.4 mm)	0-1.57	氦气	2	1 (除 ρ)	2	1	1	1	0	0	2
2012	[37]	2D 平板式	Gd (长 50/200 mm)	-	水	1	1	1	1	1	0	0	0	0
2012	[40]	1D(热)/2D(磁) 平板式	57 g Gd	0-1	水	1	1	2	0	0	0	1	0	0
2012	[41]	1D 多孔介质式	250 g Gd(颗粒直径 0.3 mm)	0.0-1.5	水	1	1	2	1	1	1	0	0	0
2012	[53]	2D(热)/3D(磁) 平板式	Gd(长 50 mm)	~1.0	水	1	1	2	1	1	0	1	0	0
2012	[58]	2D 平板式	Gd(厚 0.92 mm)	0-2.5	水	1	1	2	1	1	1	0	1	0
2013	[39]	1D 平板式	130-176 g Gd(厚 0.25 mm)	0.01-1.12	33% 乙二醇溶液	2	c2	2	1	1	1	1	1	2
2013	[42]	1D 多孔介质式	Gd-Gd _{0.85} Er _{0.15} (规则颗粒)	0.1-2	氦气	1	1	2	1	1	0	0	0	1
2013	[54]	1D 多孔介质式、平板式	< 524 g Gd(球直径 0.07-0.17 mm, 平板长 20 mm)	0.0001-1	水	2	1	2	1	1	0	0	1	0
2013	[59]	1D 多孔介质式、平板式	Gd(球直径 0.50 mm, 平板厚 0.25 mm)	0.0001-1	水	2	1	2	1	1	0	0	0	0
2013	[60]	1D 多孔介质式	Gd(球直径 0.6 mm)	~1	水	2	1	2	1	1	1	0	0	1
2013	[61]	1D 多孔介质式	多层工质	0-2	水	2	1	2	1	1	1	0	0	0
2013	[62]	1D 多孔介质式(棒状/球)、平板式	185-395 g Gd	~2.5	水	1	1	2	1	1	1	0	0	0
2014	[43]	1D 多孔介质式	116 g Gd(球)	0-1	25% 乙二醇溶液	2	1	2	1	1	1	0	0	0
2014	[63]	1D 多孔介质式	55 g Gd(球 300 mm)	0.1-1.45	20% 乙二醇溶液	1	1	1	1	1	1	1	0	2
2014	[64]	1D 多孔介质式、平板式	265 g Gd(多种规格)	0-1	水	1	1	2	1	0	1	0	0	0
2014	[65]	1D 平板式	Gd(板厚 0.25-0.5 mm)	< 1.5	水	1	2(除 ρ)	2	1	1	1	0	0	2
2014	[66]	1 多孔介质式	一级相变材料(颗粒直径 0.2 mm)	~1.5	水	2	1	2	1	1	1	0	0	0
2015	[67]	2D 平板式	Gd(厚 0.6 mm)	0-1.1	水	1	2	2	1	1	1	0	0	0
2015	[68]	2D 平板式	80 g Gd	0-1.5	氦气	2	1	1	0	0	0	0	0	0
2015	[69]	2D 多孔介质式	Gd(颗粒直径 0.4-0.5 mm)	0-1.2	水	1	1	2	1	1	1	0	0	0
2015	[70]	1D 平板式	Gd	0-1	水	2	1	2	0	0	1	1	1	0
2016	[71]	1D 多孔介质式	Gd-Gd _{0.73} Tb _{0.27} (球直径 0.25 mm)	0-1.8	10% 乙二醇溶液	2	1	2	1	1	1	0	0	0
2016	[72]	1D 多孔介质式	198 g Gd (球直径 0.425-0.60 mm)	~1.25	20% 乙二醇溶液	1	2	2	1	1	1	1	1	2
2016	[73]	3D 微通道式	Gd(孔直径 0.7-2.0 mm)	0-0.8	水	1	1	1	1	1	1	0	0	0

注: 磁热效应 1 为绝热温变法, 2 为磁化功内置法; 磁热工质比热 1 为常量, 2 为温度和磁场的函数; 流体物性 1 为常量, 2 为温度的函数; 固体轴向导热、流体轴向导热、压降、退磁效应与黏性损耗 0 为未引入, 1 为已引入; 漏热损耗 0 为未引入, 1 为引入辐射漏热, 2 为引入换热器漏热等。

对系统性能的影响, 有效地指导磁制冷机的设计和优化. 研究初期, 受制于计算机性能等原因, AMR 数值模型的发展缓慢, 但近年来磁制冷数值仿真技术发展比较迅速^[35]. 通常, 简化的 AMR 数值模型会采用若干假设条件^[35,53,54], 如: 1) 磁热材料具有各向同性, 回热器内部工质分布均匀, 无边缘效应; 2) 换热流体呈层流状态, 回热器横截面流速保持一致; 3) 不可压缩流体, 换热介质为气体除外; 4) 外部换热器视为理想换热器, 换热器与回热器之间不存在死容积; 5) 忽略退磁效应和磁滞效应; 6) 不考虑涡流损耗等. 但构建较为精确的磁制冷循环模型时, 不仅需要考虑到控制方程的选取、MCE 表述等^[35,36], 还需要考虑实际过程中回热器工质与流体的传热特性^[35-37]、磁场分布不均匀性^[38]、退磁效应^[39,40]、热损耗^[41,42]、死容积^[43]等问题. 当前绝大多数 AMR 模型都是瞬态模型 (time-resolved), 根据模型维度的不同分为一维 (1D)、二维 (2D) 与三维 (3D) 等, 根据工质的几何形状可分为多孔介质式与平板式等, 表 1 列出了近期典型的数值模拟文献.

3.1 基本方程

在室温磁制冷系统中, 主动磁制冷循环获取冷量的过程涉及到三个物理定律: 质量守恒、动量守恒和能量守恒. 在数值仿真过程中, 控制方程应包含固体的能量守恒方程和流体的质量守恒、动量守恒及能量守恒方程. 在绝大多数的数值模型中, 换热流体以去离子水等不可压缩流体为主, 其流体的密度等物性可视为常数, 换热流体为氦气等可压缩性流体时除外. 不可压缩换热流体的质量守恒方程可由 (2) 式表示; 其动量方程如 (3) 式所示; 磁热工质与换热流体在回热器内部发生能量交换, 其能量方程分别如 (1) 式和 (4) 所示.

$$\rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \nabla \cdot (k_s \nabla T_s) + \dot{Q}_{HT} + \dot{Q}_{MCE} + \dot{Q}_{loss1}, \quad (1)$$

$$\text{div}(\mathbf{u}) = 0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + (\mathbf{u} \nabla) \mathbf{u} = \frac{\mu_f}{\rho_f} \nabla^2 \mathbf{u} - \frac{1}{\rho_f} \nabla p, \quad (3)$$

$$\begin{aligned} & \rho_f c_f \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + (\mathbf{u} \nabla) T_f \right) \\ & = \nabla \cdot (k_f \nabla T_f) - \dot{Q}_{HT} + \dot{Q}_{loss2}, \quad (4) \end{aligned}$$

式中, 下标 s 表示固体磁热材料; 下标 f 表示换热流体; T, ρ, c, k 与 t 分别为温度、密度、比热、导热系数和时间; \mathbf{u} 为换热流体的流速矩阵; p 为回热器降压损耗; \dot{Q}_{HT} 为对流换热项; $\dot{Q}_{loss1}, \dot{Q}_{loss2}$ 为热损耗项 1 与热损耗项 2; \dot{Q}_{MCE} 为磁热效应项.

由于在一维模型中可极大地简化 AMR 结构, 节省大量的计算成本, 并可快速对多种运行参数^[41-43,55,56,64,71,73] 和影响因素^[37-43,54,58-63,66,70] 进行定量考察, 如运行频率、流体流率、回热器的几何形状以及种类、循环运行策略、磁场分布不均匀性、流动不均匀性、各类热损耗与退磁效应等, 因此在 AMR 数值模型中一维仿真模型占据很大比例. Plaznik 等^[59] 建立了一维 AMR 数值模型, 分别考察了不同循环运行策略下多孔介质式与平板式 AMR 的制冷性能; Vuarnoz 和 Kawanami^[64] 针对五种不同几何形状的工质建立一维仿真模型, 分析了工质几何形状对制冷性能的影响; Burdyny 等^[63] 构建了一维多孔介质模型, 引入环境漏热、退磁率等因素. 在绝大多数一维 AMR 数值仿真中, 回热器中横截面流体被假设为均匀分布, 仅考虑回热器工质与换热流体沿流体流动的方向上温度变化, 所以一维模型不能全面考察回热器中垂直于流体流向的温度梯度^[74]. 同时, 一般的一维仿真模型不关心回热器两端的换热结构, 常将冷热端换热器视为恒温换热器. 通常在一维模型中, 根据换热流体在回热器内部的流动形式, 选择某种对流换热关联式用以计算对流换热系数 h , 从而描述能量方程中对流换热项 \dot{Q}_{HT} . 但由于每个对流换热关联式的作用范围有限^[35], 选择最为合适的关联式关乎仿真模型的准确性.

与一维计算模型相比, 二维几何模型能够更多获得更加丰富的计算结果, 特别是径向流场、温度场的分布特性^[37,53,59,67-69]. Petersen 等^[75] 率先开展了二维平行板 AMR 数值模拟, 在冷热端换热器引入了初始边界条件以描述流体与固体之间的热量传递. Nielsen 等^[37] 建立了考察轴向导热的二维数值模型, 对比了填充不同长度钆的平板式 AMR 性能, 并获得相关优化趋势; Gao 等^[68] 耦合斯特林制冷建立二维 AMR 模型, 研究了以氦气作为换热流体的磁制冷系统性能; Aprea 等^[69] 建立了多孔介质二维模型, 考察了 0.40—0.50 mm 钆球填充回热器的温度分布与流体分布. 因为二维模型

忽略回热器宽度方向, 所以该模型只能阐述一些可简化成平面的回热器结构, 对于一些复杂结构的主动磁回热器, 仍需要采用三维模型. 为了综合不同维度模型的优势, 也出现了换热流体采用一维模型与固体采用二维模型的仿真耦合 [74], 还譬如采用了一维能量方程与二维磁场方程的耦合 [40].

为了获得更加贴近真实状况的模拟数据, 提供更真实的视角探索 AMR 制冷循环过程, Bouchard 等 [76] 首先开展了三维数值模型的研究, 几乎引入所有实际几何参数. 随后, Nielsen 等 [53], Aprea 等 [69] 和 Kamran 等 [73] 也分别建立了不同几何形状和尺寸的 AMR 三维数值模型, 包括平板式、多孔介质式和微通道式模型等. 鉴于 AMR 内部机理复杂与作用因素较多, 构建完整的三维仿真模型时工作量大、耦合复杂; 同时该类模型还具有计算内存需求大、仿真周期长等特点, 因此并未得到有效的发展.

综上所述, 考虑仿真的准确性、稳定性、模型复杂性、计算成本等因素 [70], 结合考察目的, 选择性地建立不同维度的 AMR 数值仿真模型是十分必要的.

3.2 重要方程项的表述

构建室温磁制冷系统的数值仿真方程涉及许多影响因素, 需要在仿真模型中对其进行有效地表述, 例如磁热效应、轴向导热 (平行于流体流向)、黏性损耗、机械损耗、热损耗、退磁效应与磁滞效应等, 其中磁热效应是室温磁制冷系统控制模型中最基本的方程项.

$$T_f = T_i + \Delta T_{ad}(T_i, \mu_0 H_i, \mu_0 H_f), \quad (5)$$

$$\dot{Q}_{MCE} = -T_s \mu_0 \frac{\partial M}{\partial T} \frac{\partial H}{\partial t}, \quad (6)$$

式中, 下标 *i* 表示磁热工质励磁前的参数, 下标 *f* 表示磁热工质励磁后的参数, μ_0 为真空磁导率, H 为磁场强度, M 为磁化强度.

磁热材料常采用绝热温变 ΔT_{ad} 或等温磁熵变 ΔS_M 等参数表征其磁热效应 [77], 因此在数值模型中也形成了两种不同的主要表述方式. 最简单的方式是直接采用励磁/去磁过程中的绝热温变 ΔT_{ad} , 将其导入能量方程中, 如 (5) 式或其他变形形式表述 [37,40-42,53,55,56,58,59,62-65,67,69,72,73]. 绝热温变 ΔT_{ad} 是初始温度 T_i 、起始磁场 H_i 与

最终磁场 H_f 的函数, 可由实验数据或者平均场强模型 (mean field model, MFM) 法获得. 假定磁场始终为连续性变化, 磁热效应还可以用磁化/退磁过程中磁化功的形式表示, 如 (6) 式所示 [38,39,43,54,57,60,61,66,68,70,71,78]. Maxwell 变换后, 磁熵变可由磁化强度 M 、磁场强度 H 和温度 T_s 表述, 可将磁化功视为磁熵变与工质温度 T_s 之积. 近年来, 更多研究者在数值仿真中采用了磁化功内置的表述方式.

对于填充多种磁热工质的回热器, 需将工质磁热效应与回热器轴向位置相关联, 根据不同工质磁热效应的差异, 构建多层 AMR 仿真模型 [42,61,71]. 如 You 等 [71] 搭建了内填 Gd 和 Gd_{0.73}Tb_{0.27} 的一维多孔介质模型, 考察了工质填充比例、流速等对性能参数的影响, 相比单一 Gd 工质填充的回热器, 其制冷量和性能系数分别获得了 167% 和 57% 的提升.

AMR 模型中的固体与流体能量方程基本保留了轴向导热项, 但在循环过程中有效的热量传递在回热器径向上, 即垂直于流体流动方向. 在特定的几何尺寸和运行条件下, 轴向导热对 AMR 的运行性能有很大的影响, 尤其在运行频率较低、流率较低和 AMR 轴向长度较小的条件下 [37,54,79]. Nielsen 和 Engelbrecht [37] 对二维平板式 AMR 进行了细致的仿真研究, 分别测试了不同运行频率、不同回热器长度及不同传热单元数条件下导热率对系统性能的影响. 仿真分析发现在高频率条件下, AMR 系统对导热率敏感性较高, 其中在 2 Hz 的运行频率下最优导热率约为 $50 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$, 这应当是同时考虑了回热器轴向导热和径向导热的结果. Tusěk 等 [54] 在一维模型中考察了流体与固体轴向热传导的共同作用, 对能量方程中导热率进行了修正; 随后对其在不同流率和频率下的性能变化展开了实验研究 [79], 验证出低流率与低频率时轴向导热占据的比例较大, 此时对流换热与轴向导热数量级相当.

换热流体的黏性损耗 [39,54,70] 在目前的室温磁制冷机中相当可观, 尤其是在采用颗粒状的回热器中, 一定程度上影响了系统性能系数. 换热流体黏性损耗在数值模拟方程中可用热损耗内热源 $\dot{Q}_{\text{loss}2}$ 项表征, 如能量方程 (4) 所示, 而固体能量方程 (1) 中也包含了部分热损耗项 $\dot{Q}_{\text{loss}1}$, 其主要包括

换热端与回热器等向环境漏热项 [39,42,57,60,63,65,72].

除了MCE与热损耗等影响因子,磁性工质存在一些负面内禀性质,如退磁场、磁滞现象等.当外磁场强度 H_{out} 磁化工质时,工质内部会产生一定反向磁场 H_{dem} ,该磁场将起到降低工质磁热效应的作用,如削弱绝热温变 ΔT_{ad} .为了在AMR数值模型中准确地表述有效磁场 H_{eff} ,部分学者将退磁效应以退磁因子 $N(x)$ 的形式引入仿真系统中 [36,39,40,53,70,80].基于退磁效应与AMR整体形状、工质的长径比等 [53,80] 因子密切相关,研究人员构建了相关回热器模型并对多种影响退磁效应的因子进行了仿真研究,结果表明更细长多孔式AMR中退磁效应较小 [80].Nielsen等 [53] 基于平板式AMR模型对退磁效应进行了实验测定和仿真研究,发现退磁效应与磁场方向密切相关,在磁场方向与平板最大截面垂直时系统的制冷性能出现了60%的下降,而在磁场方向与平板最大截面平行时的测试中系统的制冷性能仅下降20%左右.

$$\begin{aligned} H_{\text{eff}} &= H_{\text{out}} - H_{\text{dem}} \\ &= H_{\text{out}} - N(x)M(T, H), \end{aligned} \quad (7)$$

在励磁/退磁过程中,磁热工质具有保留其磁性的内禀倾向,材料内部的磁感应强度 B 的变化总是滞后于外部磁场强度 H 的变化,尤其对于一级相变的巨磁热材料. Brown等 [81] 与Basso等 [82] 构建了基于非平衡态热力学的磁滞模型,仿真结果表明,磁滞损耗导致磁制冷循环的性能急剧降低,可将循环制冷量降至零,甚至还有可能导致热端的热量回流至冷端.根据不同的巨磁热材料,如LaFeSiH基 [66],NiCoMnIn基 [81],MnFePAs基等 [83,84],研究学者也正在进行相关实验与理论研究.其中Brey等 [66] 对LaFeSiH基工质进行了磁滞仿真分析,模拟结果表明对于体积较大的回热器,在低流率与高冷端温度的运行条件下模型的磁滞效应对系统性能的影响较大.

除了上述影响因子,建立AMR数值模型时还有许多影响因子尚未描述与考察,如截面流速的均匀性、磁场分布的均匀性、回热器与换热器之间的余隙容积等.构建一个更完整、更贴近真实状况的AMR数值模型,有利于阐述多因素耦合下的系统运行机理,并为制冷性能的优化提供更为准确的指导,但也会产生运算资源要求较高、运算周期长等

不利影响.如何在数值方程中合理地表述和取舍影响因子,关乎室温磁制冷仿真模型的精度、稳定性、收敛性和计算时间等.

4 室温磁制冷系统分类

一台磁制冷机是由若干子系统集合而成,包括提供变化磁场的磁路系统、发生磁热效应的回热器系统以及传递热量的流路系统等.表2列举了近期典型的室温磁制冷系统.室温磁制冷技术根据样机运行结构发展出静止型、往复型和旋转型三种 [85],静止型结构是基于采用超导磁体,鉴于超导磁体成本和复杂性等问题 [86],该结构已被摒弃,目前室温磁制冷样机的磁场基本上都是由永磁体提供.有些研究人员 [6,44-46] 根据样机运转形式把室温磁制冷机分为往复型和旋转型两大类,但这种分类方式过于笼统,没有完全揭示系统的特性和优缺点.意大利萨勒莫大学Scarpa等 [19,20] 根据室温磁制冷系统中部件的不同,提出了12项详细分类方式,如根据回热器外部流体流动的形式,分成了振荡流动和复合流动(回热器外部流体单向流动),并没有很好地阐述关键部件在室温系统结构和性能方面的特点.因此,需要将核心部件和运转形式相结合形成更好的分类方法.

室温磁制冷样机的核心部件主要集中在磁路系统、回热器系统,根据部件运转形式的不同将磁制冷系统分成磁体运动型、回热器运动型,进一步考虑磁体或回热器的运动形式(往复式运动与旋转式运动),室温磁制冷系统可分为往复磁体式、往复回热器式、旋转磁体式和旋转回热器式四种,下面加以具体阐述.

4.1 往复磁体式系统

在往复磁体式室温磁制冷系统中,磁体往复运动,回热器保持静止,该种运转形式的系统以斯洛文尼亚卢布尔雅那大学(2014年)、法国格勒诺布尔电气工程实验室(2014年)与西班牙萨拉哥萨大学(2016年)的样机为典型代表(见图5).斯洛文尼亚Tušek等 [102] 设计了一台往复磁体式磁制冷机,分别测试了2层、4层、7层LaFeCoSi复合片在磁制冷机上

表 2 近期典型室温磁制冷系统

Table 2. Some typical room temperature magnetic refrigeration devices in the recent.

时间	文献	样机运转类型	磁场强度/T	磁热工质	工质层数	流体流动形式	运行频率/Hz	实验效果
2006	[87]	往复回热器式	0—1.5	1167.4 g Gd	单层(球直径 < 1.4 mm)	振荡流动(氦气)	0.4—1.0	最大温跨 42.28 K, 18.16 K 温跨时制冷量 51.3 W
2006	[88]	旋转磁体式	~0.77	1000 g GdY 与 GdDy	四层(球直径 0.6 mm)	复合流动(水)	< 0.42 (单个回热器)	1.1 K 温跨时制冷量 60 W, 5.3 K 温跨时制冷量 30 W
2006	[89]	往复磁体式	~1.5	950 g 单层 Gd 与 两层 LaFeCoSi 基	三层(颗粒 0.5—2 mm)	振荡流动(pH10 的水)	0—0.18	5 K 温跨时制冷量 20 W, 最大制冷温跨 18 K
2006	[90]	旋转回热器式	~1.5	Gd, Gd-GdEr, LaFeSiH	单层、两层(球直径 0.25—0.50 mm)	复合流动(水)	0.5—4.0	双层 Gd-GdEr 最大制冷温跨 25 K, 双层 Gd-GdEr 最大制冷量 44 W
2006	[91]	往复回热器式	~2.18 (电磁体)	930 g/1109 g Gd, 1213 g GdSiGe	单层(颗粒直径 0.3—0.75 mm)	复合流动(水)	< 0.5	0.30 mmGd 颗粒 3 K 温跨时制冷量 18.7 W
2010	[79]	往复回热器式	0.05—0.98	~600g Gd	单层(板状, 厚 0.3 mm)	复合流动(水)	0.25—0.4	—
2010	[92]	往复回热器式 (耦合斯特林制冷)	~1.6	20.9 g Gd	单层(颗粒直径 0.325—0.50 mm)	振荡流动(氦气)	~1	最大制冷温跨 16 K, 最低温度 285 K
2011	[93]	往复磁体式	~1.65	195.4 g Gd	单层(板状, 厚 0.1 mm)	复合流动(水)	~0.14	最大制冷量 3.9 W, 最大制冷温跨 4.45 K
2011	[94]	旋转磁体式	0.1—1.4	110 g Gd	单层(球直径 0.3 mm)	复合流动(20% 乙二醇溶液)	0—5	最大制冷温跨 29 K, 10 K 温跨时制冷量 50 W
2012	[95]	往复式回热器	0—1.45	800 g Gd	单层(板状, 厚 0.3—2 mm)	复合流动(硅油/水)	~0.5	最大温跨 22 K
2013	[96]	旋转磁体式 (耦合低压斯特林制冷)	~1.5	278 g Gd	单层(筒状 0.8—1.4 mm)	振荡流动(氦气)	3.0/4.0/5.0	最低制冷温度 265 K, 10 K 温跨时制冷量 50.5 W
2013	[97]	往复回热器式	~1.4	186 g Gd	单层(球直径 0.30—0.70 mm)	振荡流动(水)	~0.5	最大制冷温跨 26.8 K, 最大制冷量 33 W
2013	[98]	往复回热器式	0—1.0	180 g Gd	单层(板状, 厚 0.5 mm)	复合流动(水)	< 0.07	最大 3.5 K, 最大制冷量 3 W
2013	[99]	往复回热器式	~1.55	360 g Gd	单层(板状, 厚 0.8 mm)	复合流动(50% 乙二醇溶液)	< 0.25	最大制冷温跨 5 K
2014	[100]	往复回热器式	~1.17	560 g Gd	单层(板状, 厚 0.6 mm)	振荡流动(25% 防冻液水溶液)	0.25—2	最大制冷温跨 33 K
2014	[101]	旋转回热器式	0—1.24	2800 g Gd	单层(球直径 0.25—0.8 mm)	复合流动(20% 乙二醇溶液)	0—10	最大制冷量 1010 W, 最大制冷温跨 25.4 K
2014	[102]	往复磁体式	0—1.15	176 g Gd, 144 g LaFeCoSi	单层、两层、四层、七层 (板状, 厚 0.25—0.5 mm)	振荡流动(33% 乙二醇溶液)	0.15—0.45	单层 Gd 最大温跨 23 K, 多层 LaFeCoSi 最大温跨 20 K
2014	[103]	旋转磁体式	~1.44	1520 g LaFeSiH	六层(球状, 0.177—0.246 mm)	复合流动(防腐蚀海水溶液)	0—4	最大制冷量 3042 W 11 K 温跨时 2502 W 制冷
2014	[104]	旋转磁体式	0—1.54	420—650 g Gd	单层(颗粒, 直径 0.5 mm)	复合流动(20% 乙二醇溶液)	0.5/0.8	最大制冷温跨 33 K, 15 K 温跨时 50 W
2014	[105]	往复磁体式	~0.8	Gd, Pr:SmMnO, LaFeCoSi	单层, 多层(板状, 厚 1 mm)	振荡流动	0.1—1.43	单层 Gd 最大制冷温跨 11.5 K
2014	[106]	往复回热器式	0—1	30 g Gd	单层(颗粒, 直径 2—5 mm)	振荡流动(乙二醇)	~0.025	最大制冷温跨 1.6 K
2014	[107]	旋转磁体式	0.01—1.25	1200 g Gd	单层(球, 直径 0.40—0.50 mm)	复合流动(水)	0.36—1.79	最大制冷温跨 13.5 K
2015	[108]	旋转磁体式	~1.13	1700 g Gd-GdY	四层(球, 直径 0.30—0.60 mm)	复合流动(5% 乙二醇溶液)	0—4	10.2 K 温跨时 103 W 制冷, 热力学效率 11.3%
2015	[109]	往复回热器式	~0.8	Gd	单层(球, 直径 0.25 mm)	复合流动(水)	0.1—0.5	最大制冷温跨 9.1 K, 最大制冷量 5 W
2015	[110]	往复回热器式	~1.5	92 g Gd	单层(板状, 0.9 mm)	振荡流动(水)	~0.125	最大制冷温跨 11 K
2016	[111]	旋转磁体式 (耦合高压斯特林制冷)	0—1.4	468 g Gd	单层(板状, 厚 0.6 mm)	振荡流动(氦气)	~2.5	15 K 温跨时制冷量 40.3 W, 12 K 温跨时制冷量 56.4 W
2016	[112]	往复磁体式	0.1—1.4	31.73 g Gd	单层(球, 直径 0.2—0.4 mm)	振荡流动(25% 乙二醇溶液)	< 0.35	最大制冷温跨 19.3 K, 最大制冷量 6 W
2016	[113]	旋转磁体式	~1.0	1700 g Gd	单层(球, 直径 0.425—0.6 mm)	复合流动(20% 乙二醇溶液)	~1.5	最大制冷温跨 12 K, 最大制冷量 150 W
2016	[114]	往复回热器式	~1.3	140 g Gd	单层(筒状)	振荡流动(硅油)	0.09—0.25	最大制冷温跨 3.6 K
2016	[115]	旋转磁体式	0.01—1.25	1200 g Gd	单层(球, 直径 0.40—0.50 mm)	复合流动(水)	0.1—1	最大制冷温跨 11.9 K, 最大制冷量 200 W
2016	[116]	往复回热器式	~1.1	100 g Gd 基材料	单层、多层(颗粒 0.5—0.78 mm)	振荡流动(水/20% 乙二醇溶液)	0.1—0.4	最大制冷温跨 45 K, 最低制冷温度 262 K

的制冷效果, 工质总质量 144 g. 在采用 4 层工质进行测试时, 该制冷样机在 1 K 的温跨下获得 6.2 W 的制冷量, 最大无负荷温跨 23 K, 最大运行频率为 0.45 Hz, 同时以单一工质 176 g Gd 作为填料进行了对比实验研究. 法国 Legait 等^[105] 搭建了一台同心圆嵌套式永磁体沿回热器轴向线性往复运动的样机系统, 磁体移动距离约 160 mm, 依次对回热器进行励磁和去磁过程, 磁体中心处最强磁场为 0.8 T. 实验中对比了四种回热器 PrSrMnO (1 种), LaFeCoSi (2 种) 与 Gd (1 种) 的性能, 其中采用钆的主动磁回热器获得最大无负荷温跨 11.5 K. 西班牙 Velázquez 等^[112] 于 2016 年搭建了一台往复运动 Halbach 永磁体的样机系统. 永磁体体积为

(120 × 127 × 176) mm³, 质量约 20 kg, 最强磁场为 1.4 T. 系统中的永磁体通过底端滑块进行线性往复运动, 保持静止状态的两个回热器分别进行励磁和去磁的过程. 系统采用 0.2—0.4 mm 钆球作为磁热工质, 获得最大制冷温跨 19.3 K, 最大制冷量为 6 W.

该类型室温磁制冷系统的结构简单, 流体系统可保持静止, 不易泄露; 低场强区域可接近零场强, 可充分发挥材料的磁热效应; 在采用双回热器反向工作的结构中还可以保证磁体较高的利用率. 由于永磁体质量较重, 需要大功率电机带动, 同时运行频率也不容易提高, 整机制冷性能参数并不显著.

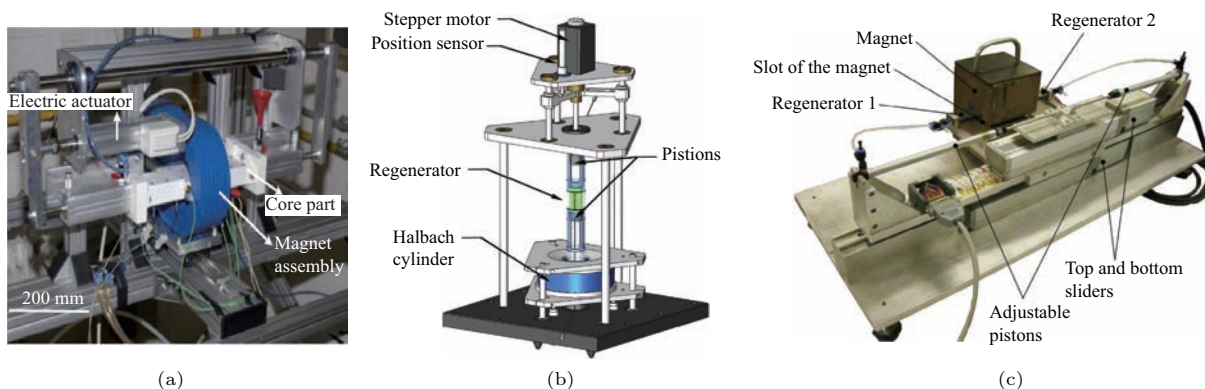


图 5 往复磁体式室温磁制冷系统 (a) 斯洛文尼亚 Tušek 等^[102] 设计的室温制冷系统; (b) 法国 Legait 等^[105] 设计的室温磁制冷系统; (c) 西班牙 Velázquez 等^[112] 设计的室温磁制冷系统

Fig. 5. Room temperature magnetic refrigeration systems with reciprocating-magnet: (a) A room temperature magnetic refrigerator designed by Tušek *et al.*^[102] in Slovenia; (b) a room temperature magnetic refrigerator built by Legait *et al.*^[105] in France; (c) a room temperature magnetic refrigerator presented by Velázquez *et al.*^[112] in Spain.

4.2 往复回热器式系统

往复回热器式的运转方式是当前室温磁制冷系统中的采用较多的运转形式, 在表 2 中共有十余台往复回热器式的系统. 该种运转形式以中国科学院理化技术研究所(2006 年)、西班牙拉科鲁尼亚大学(2013 年)与日本千叶大学(2016 年)的样机为典型代表(见图 6). 中科院理化所姚冠辉等^[87] 设计并搭建了一台往复回热器式样机系统. 系统采用氦气作为换热流体、1167 g 钆作为磁热工质, 励磁时氦气流经回热器从高温端流到低温端吸收磁热工质的热量, 去磁时氦气从低温端向高温端流动并将低温端吸收的热量释放. 在 1.5 T 的磁场下获得最大无负荷温跨 42.28 K, 在 18.16 K 的温跨下获得 51.3 W 的冷量. 西班牙拉科鲁尼亚大学 Gómez 等^[98] 于 2013 年设计并搭建了一台类似的样机系

统, 该样机采用了 180 g 钆片, 以蒸馏水为换热流体, 在 1 T 的磁场下获得了 3.5 K 的无负荷温跨, 其中系统采用切换阀改变流路流向, 有效减少了换热流体的死容积. 2016 年日本 Saito 等^[116] 展示了一台室温磁制冷样机, 运行频率 0.1—0.4 Hz, 采用了 100 g 多层钆基材料填充回热器, 其中三层工质填充的回热器在运行频率为 0.4 Hz 的情况下, 获得了 45 K 以上的温跨, 最低温度为 262 K.

对比表 2 中的往复回热器式的室温磁制冷系统, 该类型的样机一般具有 1—2 个回热器, 回热器沿轴向做往复运动, 其工质填充量为几十至几百克不等. 相比磁体质量, 回热器质量较小, 因此驱动系统功耗较小. 但由于流路系统中存在运动部件——回热器, 增加了流路布置和设计的困难, 如需要考虑防止流体泄漏等问题.

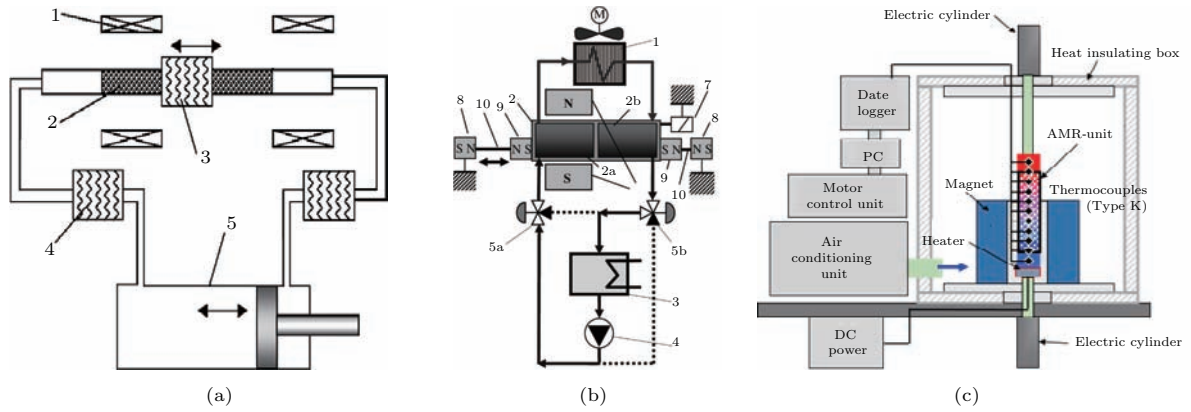


图6 往复回热器式室温磁制冷系统 (a) 中国姚冠辉等^[87]设计的室温制冷机; (b) 西班牙 Gomez 等^[98]设计的室温制冷机; (c) 日本 Saito 等^[116]设计的室温制冷机

Fig. 6. Room temperature magnetic refrigeration systems with reciprocating-regenerator: (a) Yao *et al.*'s^[87] magnetic refrigerator presented in China; (b) Gomez *et al.*'s^[98] magnetic refrigerator designed in Spain; (c) Saito *et al.*'s^[116] magnetic refrigerator constructed in Japan.

4.3 旋转磁体式系统

由于室温磁制冷系统采用往复磁体/回热器式结构不易增加系统的运行频率, 旋转磁体式的运转方式成为主要研究方向之一. 近期出现了很大比例的旋转磁体式室温磁制冷系统, 其中以加拿大维多利亚大学、丹麦技术大学、意大利萨勒诺大学与美国航天技术中心的系统为主要代表(见图7). 维多利亚大学 Arnold 等^[104]于2014年展示出一台旋转磁体的改进样机. 该系统采用3层同心嵌套式 Halbach 永磁组产生交变磁场, 每组圆筒式嵌套磁

体由12段构成. 产生1/2磁场强度的内层磁体组保持静止, 分别产生1/4磁场强度的最外层与中间层磁体组以相反方向进行运转, 最终在中心部位形成0.29—1.54 T之间正弦变化的磁场, 并且磁场方向保持不变. 丹麦技术大学最新的一台旋转磁体式样机^[108]为了减小换热流体的余隙效应, 回热器两端借助单向阀使换热流体单向流动. 系统采用1.7 kg的Gd与GdY合金作为磁热材料, 在0.3 Hz的运行工况下获得10 K温跨、103 W冷量, 其热力学第二效率为11.3%, 这也是目前报道中的最高效率. 意大利萨拉莫大学的 Ghahremani 等^[114]于2016年

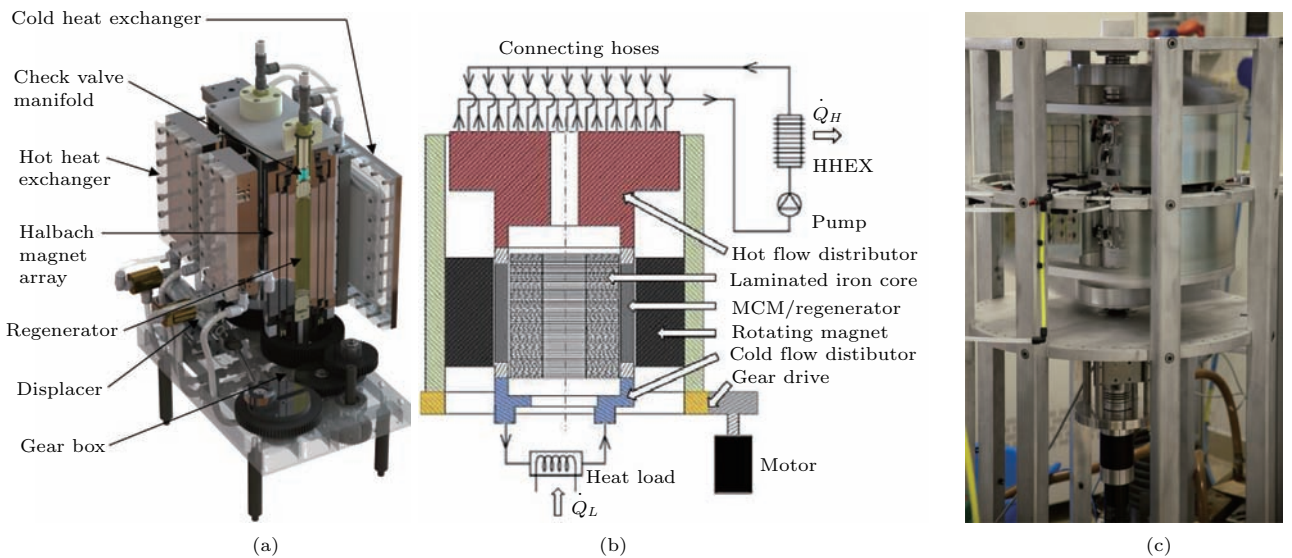


图7 旋转磁体式室温磁制冷系统 (a) 加拿大 Arnold 等^[104]设计的旋转磁体式样机; (b) 丹麦 Eriksen 等^[108]设计的旋转磁体式样机; (c) 意大利 Ghahremani 等^[114]设计的旋转磁体式样机

Fig. 7. Room temperature magnetic refrigeration systems with rotary-magnet: (a) Rotary-magnet magnetic refrigerator presented by Arnold *et al.*^[104] in Canada; (b) rotary-magnet magnetic refrigerator constructed by Eriksen *et al.*^[108] in Denmark; (c) rotary-magnet magnetic refrigerator built by Ghahremani *et al.*^[114] in Italy.

对旋转磁体式样机系统进行改进研究, 采用 1.2 kg 直径 0.4—0.5 mm 钆球填充于 8 个回热器中. 在 1.25 T 场强和 6.0 L/min 流体流量下, 获得无负荷温跨 11.9 K, 在零温跨下获得 200 W 冷量. 截止目前, 美国航天技术中心 Jacobs 等^[103] 搭建了一台拥有最大制冷量的样机系统, 其运行结构为旋转磁体式. 该系统采用了六层不同居里温度的 LaFeSiH 合金作为 12 个环状排列回热器的填料, 填料总重 1.52 kg, 在工作频率为 4 Hz 的情况下, 获得最大制冷量 3042 W.

相比往复磁体式样机, 旋转磁体式室温磁制冷系统运行时不需要推拉空间, 系统结构更加紧凑; 运行频率较容易提高. 但如果采用 Halbach 磁路, 磁体的利用率不高, 同时与往复磁体式系统类似, 磁体质量大造成启动等过程对驱动电机力矩要求高.

4.4 旋转回热器式系统

旋转回热器式制冷系统研究尚少, 以丹麦技术大学与美国航天技术中心为典型研究机构(见图 8). 为了获得高磁体利用率和运行频率, 2014 年丹麦技术大学的 Bahl 等^[101] 报道了一台旋转回热器的千瓦级制冷机, 磁制冷系统采用总质量 2.8 kg、直径 0.25—0.80 mm 的 Gd 球填充 24 个回热器. 由于回热床每次旋转存在 4 个 AMR 制冷循环, 系统的运行频率可获成倍提高, 其最高运行频率为 10 Hz. 早在 2006 年美国航天技术中心 Zimm 等^[90] 制作了由球状工质填充的转盘式回热器, 分别测试

了工质 Gd, GdEr 与 LaFeSiH 的系统性能, 其运行频率为 0.5—4.0 Hz, 其中填充 Gd 球的 AMR 获得了最大制冷量 44 W, 填充 Gd-GdEr 的 AMR 获得了 25 K 的最大制冷温跨. 2007 年, 四川大学 Chen 等^[117] 也搭建了一台类似的旋转工质盘式的室温磁制冷样机, 在 1.5 T 磁场下填充了 1.0 kg 的钆工质, 颗粒直径为 0.5 mm, 实验获得了无负荷温跨 11.5 K, 最大制冷量为 70 W.

旋转回热器式室温磁制冷系统, 一般回热器数量较多, 或者磁极数量较多, 当回热器旋转时, 系统 AMR 的运行频率将成倍增加, 容易在低驱动功耗下获得更好的制冷性能. 与往复回热器式系统类似, 该系统的结构复杂, 存在连接处多、管路复杂等问题, 尤其需要充分考虑流路系统的结构等防止流体泄漏等问题.

4.5 室温磁制冷系统小结

不同运转形式的磁制冷样机系统在结构上存在差异, 很大程度上影响着磁制冷系统的性能, 表 3 总结了上述四种结构的主要优缺点.

在室温磁制冷机实际运行中, 流体流动的细节对于制冷机的性能也至关重要. 通常流体在流路中往复流动, 其死容积占据流路系统体积较大, 该部分流体不能够流至换热器/回热器中与外部环境/磁热工质进行热量的交换, 不利于获得优质的系统性能. 为此, 许多学者采用了复合流动的方式, 即在回热器外部流路中采用单向阀、切换阀等装置形成单向流动, 并有效改善了死容积效应.

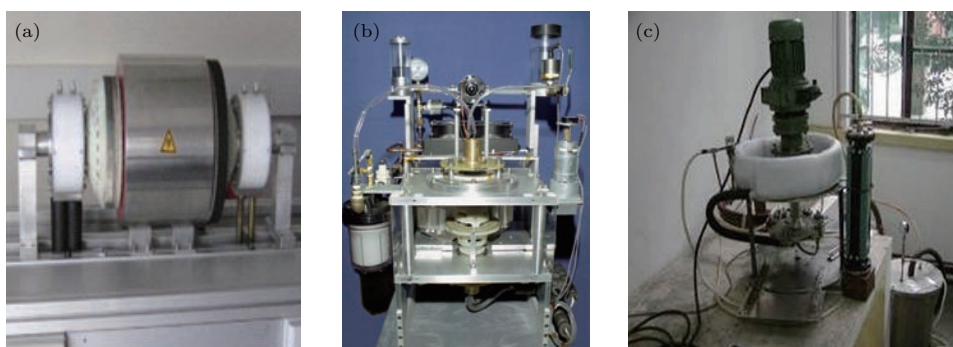


图 8 旋转回热器式室温磁制冷系统 (a) 丹麦 Bahl 等^[101] 设计的旋转回热器式室温制冷机; (b) 美国 Zimm 等^[90] 设计的旋转回热器式室温制冷机; (c) 中国的 Chen 等^[103] 设计的旋转回热器式室温制冷机

Fig. 8. Room temperature magnetic refrigeration systems with rotary regenerator: (a) Bahl *et al.*'s^[101] magnetic refrigerator with rotary regenerators constructed in Denmark; (c) Zimm *et al.*'s^[90] magnetic refrigerator with rotary regenerators designed in USA; (c) Chen *et al.*'s^[117] magnetic refrigerator with rotary regenerators designed in China.

表3 室温磁制冷系统的不同运转形式

Table 3. Comparison of different categories of room temperature magnetic refrigeration devices.

运转形式	优点	缺点
往复磁体式 (线性运动)	结构简单, 流路保持静止; 低场强区域可接近零, 利于磁热效应	系统体积大, 所需磁体材料多; 对驱动电机力矩要求高; 运行频率较低
往复回热器式 (线性运动)	结构简单; 驱动功耗小; 低场强区域可接近零	一般回热器数量不超过 2 个; 运行频率较低; 需优化布置流路系统
旋转磁体式 (周向运动)	系统结构紧凑, 体积小; 流路保持静止; 等效运行频率较高	Halbach 磁体利用系数偏低; 驱动电机力矩要求高
旋转回热器式 (周向运动)	系统紧凑, 体积小; 回热器数量多; 等效运行频率高; 磁体利用系数高	流路系统连接处多, 易泄漏; 系统结构复杂

除了上述样机运转结构和流体流动形式间的差异, 表2中还包含着一些室温磁制冷系统的关键细节, 如磁热工质的种类、形状、层数等参数. 当前室温磁制冷技术发展出以稀土钆基、镧铁硅基、钙钛矿锰氧化物以及过渡金属化合物为主的多种材料, 但实际样机中多采用稀土钆基与镧铁硅基材料, 其中稀土钆基包括 Gd 单质、GdEr 合金、GdSiGe 合金等, 镧铁硅基包括 LaFeSi 合金、LaFeSiH 合金与 LaFeCoSi 合金等. 钆单质等材料具有二级相变, 其延展性、可塑性高, 热导率较高, 约 10 W/mK [105], 可制备成多种规格的填料, 如球状、屑状与平板状等. 镧铁硅基材料具有一级相变, 其脆性、耐冲击性与机械稳定性差, 可制作成球状等颗粒 [89,90,102,103], 亦可采用烧结、树脂粘接等方法制成平板状填料 [118–120]. 采用粘接成型时, 镧铁硅基工质颗粒粉末间存在一定的空隙, 热阻增加, 不利于板状填料的整体导热性能, 其热导率约为 2.5 W/mK , 因此可以添加一些石墨烯等小体积、高导热的材料降低接触热阻以增强成型工质的整体导热性, 实验测得其热导率获得 1.6 倍的提升 [121]. 理想状态下, 工质的轴向热导为零、径向热导无限大; 一般工质的热导率具有均匀性和各向同性, 因此回热器的热导率并不是越高越好, 具体而言工质的最优导热率应与回热器的形状、工质磁热效应、工质和换热流体的比热容、系统运行频率等多因素有关, 具体细节仍需要进一步探索. 对比两类磁热工质的形状、层数与综合性能等参数, 板状结构的钆基回热器填料更容易获得较大制冷温跨 [90,102], 相当于多层镧铁硅基共同作用的制冷温跨 [105], 但采用镧铁硅基工质的样机更易获得较大冷量 [103].

5 结语与展望

磁制冷技术是利用材料磁热效应的新型固态制冷技术, 具有低振动、低噪音的特性, 其换热流体采用去离子水等环保介质. 近年来, 室温磁制冷技术出现了显著进展, 也加快了实用化的步伐. 当室温磁制冷技术达到百瓦级制冷功率时, 将可满足冰箱技术需求, 达到千瓦级制冷功率时亦可在空调方面获得应用. 已有学者将室温磁制冷技术与地源热泵技术进行了初步结合, 也有相关企业发布了拟商业化的制冷装置原型机.

本文分析了不同磁制冷循环的运行特点与热力学性能, 描述了集合多种基本循环优势的复合式磁制冷循环, 阐述了主动磁制冷循环的内部作用机理. 同时, 磁制冷循环中还出现了耦合气体回热式制冷的主动磁制冷循环, 以耦合 Stirling 制冷的室温磁制冷循环为例进行了热力学分析. 文中对比了不同维度数值仿真的特点, 介绍了模型中磁热效应、多层 AMR、退磁效应与磁滞效应等重要项的表述方式及其对系统性能的影响. 由于构建模型时涉及多个作用因素, 需合理分析和简化次要因素, 有利于获得高效数值模型, 以便于考察影响磁制冷系统性能的主要因素. 通过归类研究磁制冷样机运转形式的进展, 对比近年来不同运转形式下样机系统在结构与性能等方面的不同, 寻找室温磁制冷技术发展趋势. 无论往复磁体式还是往复回热器式系统, 系统体积大, 运行频率较低, 难以获得较高的制冷性能, 旋转磁体式与回热器式系统更符合高频化、小型化的发展趋势. 由于旋转回热器式系统的回热器数量多, 易形成连续制冷, 该类型系统

成为新的研究方向,但其流路系统等还需要进一步优化.

回顾近年来的发展,室温磁制冷系统仍面临温跨加大时制冷机效率偏低、磁热材料与磁路仍需改进以及磁制冷系统成本高等问题.虽然目前室温磁制冷系统的最大制冷量达到了3 kW以上,但其最大制冷量大多是在小制冷温跨时获得,与实际应用还有距离,需要持续投入和研究积累.室温磁制冷系统是一个综合热力学、传热学、流体力学、磁学、机械等多领域的有机结合体,未来需在磁热材料制备、回热器工质成型、永磁磁路设计与关键部件的相对运动等方面做出具体改进措施,如:在磁热材料方面,需形成高通量设计和制备工艺,更高效地开发高磁熵变、宽转变温度的新型材料;开发新型高强度、导热性能优质的回热器工质成型技术;改进永磁体磁路设计,减弱驱动磁体运转式系统力矩和功耗,提高磁路系统的场强与利用系数等;改善流体运动死容积问题;考察回热器工质的腐蚀机理,开发相应的缓蚀技术;构建和优化具有更高运转频率的运转结构以提高系统功率密度等.随着相关磁制冷技术的不断进步和发展,相信室温磁制冷技术凭借其环保、内禀高效等特点将在未来制冷领域中得以重要应用.

参考文献

- [1] Brown J S, Domanski P A 2014 *Appl. Therm. Eng.* **64** 252
- [2] Sari O, Balli M 2013 *Int. J. Refrig.* **37** 8
- [3] Qian S, Alabdulkarem A, Ling J, Muehlbauer J, Hwang Y, Radermacher R, Takeuchi I 2015 *Int. J. Refrig.* **57** 62
- [4] Kitanovski A, Tušek J, Tomc U, Plaznik U, Ožbolt M, Poredoš A 2015 *Magnetocaloric Energy Conversion* (vol. preface) (Switzerland: Springer International Publishing Switzerland) pviii
- [5] Aprea C, Greco A, Maiorino A, Masselli C 2015 *J. Phys.: Conf. Ser.* **655** 012026
- [6] Yu B, Liu M, Egolf P W, Kitanovski A 2010 *Int. J. Refrig.* **33** 1029
- [7] Warburg E 1881 *Ann. Phys.* **13** 141
- [8] Giauque W F 1927 *J. Am. Chem. Soc.* **49** 1864
- [9] Brown G V 1976 *J. Appl. Phys.* **47** 3673
- [10] Steyert W A 1978 *J. Appl. Phys.* **49** 1216
- [11] Barclay J A, Steyert W A *U.S. Patent* 4 332 135 [1982-06-01]
- [12] You Y, Guo Y, Xiao S, Yu S, Ji H, Luo X 2016 *J. Magn. Magn. Mater.* **405** 231
- [13] Trevizoli P V, Lozano J A, Peixer G F, Barbosa J R 2015 *J. Magn. Magn. Mater.* **395** 109
- [14] Pecharsky V K, Gschneidner Jr K A 1997 *Phys. Rev. Lett.* **78** 4494
- [15] Hu F X, Shen B G, Sun J R, Cheng Z H, Rao G H, Zhang X X 2001 *Appl. Phys. Lett.* **78** 3675
- [16] Brück E, Tegus O, Li X W, de Boer F R, Buschow K H J 2003 *Physica B* **327** 431
- [17] Lei T, Nielsen K K, Engelbrecht K, Bahl C R H, Bez H N, Veje C T 2015 *J. Appl. Phys.* **118** 014903
- [18] Monfared B, Palm B 2015 *Int. J. Refrig.* **57** 103
- [19] Scarpa F, Tagliafico G, Tagliafico L A 2012 *Int. J. Refrig.* **35** 453
- [20] Scarpa F, Tagliafico G, Tagliafico L A 2015 *Renew. Sustain. Energy Rev.* **50** 497
- [21] Bisio G, Rubatto G, Schiapparelli P 1999 *Energ. Convers. Manage.* **40** 1267
- [22] Pecharsky V K, Gschneidner Jr K A 1999 *J. Magn. Magn. Mater.* **200** 44
- [23] Lin G, Tegus O, Zhang L, Brück E 2004 *Physica B* **344** 147
- [24] Sasso C P, Basso V, Lobue M, Bertotti G 2006 *Physica B* **372** 9
- [25] Xu Z, Guo J, Lin G, Chen J 2016 *J. Magn. Magn. Mater.* **409** 71
- [26] Plaznik U, Tušek J, Kitanovski A, Poredoš A 2013 *Appl. Therm. Eng.* **59** 52
- [27] Kitanovski A, Plaznik U, Tušek J, Poredoš A 2014 *Int. J. Refrig.* **37** 28
- [28] Kirol L D, Dacus M W 1988 *Rotary Recuperative Magnetic Heat Pump* (Vol. 33) (New York: Springer US) p757
- [29] Kitanovski A, Egolf P W 2006 *Int. J. Refrig.* **29** 3
- [30] Gómez J R, Garcia R F, Catoira A D M, Gómez M R 2013 *Renew. Sustain. Energy Rev.* **17** 74
- [31] Wu J F, Shen J, Dai W, Gong M Q, Shen B G 2013 *China Patent* CN 102538285 B [2010-12-29] (in Chinese) [吴剑峰, 沈俊, 戴巍, 公茂琼, 沈保根 2013 中国专利 CN 102538285 B [2010-12-29]]
- [32] Zhang H, Shen J, Gong M Q, Wu J F 2010 *J. Appl. Phys.* **107** 09A937
- [33] He X N, Gong M Q, Zhang H, Dai W, Shen J, Wu J F 2013 *Int. J. Refrig.* **36** 1465
- [34] He X N, Gong M Q, Zhang H, Dai W, Shen J, Wu J F 2013 *The 5th International Conference on Cyogenics and Refrigeration* Hangzhou, China, April 6-9, 2013
- [35] Nielsen K K, Tusek J, Engelbrecht K, Schopfer S, Kitanovski A, Bahl C R H, Smith A, Pryds N, Poredos A 2011 *Int. J. Refrig.* **34** 603
- [36] Trevizoli P V, Nakashima A T, Barbosa J R 2016 *Int. J. Refrig.* **72** 206
- [37] Nielsen K K, Engelbrecht K 2012 *J. Phys. D: Appl. Phys.* **45** 145001
- [38] Roudaut J, Kedous-Lebouc A, Yonnet J P, Muller C 2011 *Int. J. Refrig.* **34** 1797
- [39] Engelbrecht K, Tušek J, Nielsen K K, Kitanovski A, Bahl C R H, Poredoš A 2013 *J. Phys. D: Appl. Phys.* **46** 255002

- [40] Vuarnoz D, Kawanami T 2012 *Fifth IIF-IIR International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*, Thermag V Grenoble, France, September 17–20, 2012 p493
- [41] Tagliafico G, Scarpa F, Tagliafico L A 2012 *Stroj. Vestnj. Mech. E* **58** 9
- [42] Dikeos J, Rowe A 2013 *Int. J. Refrig.* **36** 921
- [43] Lei T, Nielsen K K, Engelbrecht K 2014 *12th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis* AMES, US, June 25–27, 2014 pV003T12A007
- [44] Yu B F, Gao Q, Zhang B, Meng X Z, Chen Z 2003 *Int. J. Refrig.* **26** 622
- [45] Gschneidner Jr K A, Pecharsky V K 2008 *Int. J. Refrig.* **31** 945
- [46] Gómez J R, Garcia R F, Carril J C, Gómez M 2013 *Renew. Sust. Energ. Rev.* **2** 1
- [47] Yayama H, Hatta Y, Makimoto Y, Tomokiyo A 2000 *Jpn. J. Appl. Phys.* **39** 4220
- [48] Nellis G F 1997 *Ph. D. Dissipation* (Massachusetts: Massachusetts Institute of Technology)
- [49] Kim Y, Park I, Jeong S 2013 *Cryogenics* **57** 113
- [50] Zhang H, Gong M Q, Sun Z H, Wu J F 2009 *Cryog.* **2** 1 (in Chinese) [张弘, 公茂琼, 孙兆虎, 吴剑峰 2009 低温工程 **2** 1]
- [51] He X N, Gong M Q, Zhang H, Shen J, Dai W, Wu J F 2013 *J. Eng. Therm.* **34** 1997 (in Chinese) [和晓楠, 公茂琼, 张弘, 沈俊, 戴巍, 吴剑峰 2013 工程热物理学报 **34** 1997]
- [52] He X N, Gong M Q, Zhang H, Shen J, Dai W, Wu J F 2013 *Cryog. Supercond.* **41** 13 (in Chinese) [和晓楠, 公茂琼, 张弘, 沈俊, 吴剑峰 2013 低温与超导 **41** 13]
- [53] Nielsen K K, Smith A, Bahl C R H, Olsen U L 2012 *J. Appl. Phys.* **112** 094905
- [54] Jaka T, Kitanovski A, Alojz P 2013 *Int. J. Refrig.* **36** 1456
- [55] Jaka T, Andrej K, Ivan P, Alojz P 2011 *Int. J. Refrig.* **34** 1507
- [56] Vuarnoz D, Kawanami T 2012 *Appl. Therm. Eng.* **37** 388
- [57] Kim Y, Jeong S 2011 *Int. J. Refrig.* **34** 204
- [58] Oliveira P A, Trevizoli P V, Barbosa J R, Prata A T 2012 *Int. J. Refrig.* **35** 98
- [59] Plaznik U, Tušek J, Kitanoski A, Poredoš A 2013 *Appl. Therm. Eng.* **59** 52
- [60] Lozano J A, Engelbrecht K, Bahl C R H, Nielsen K K, Eriksen D, Olsen U L, Barbosa Jr J R, Smith A, Prata T, Pryds N 2013 *Appl. Energy* **111** 669
- [61] Aprea C, Greco A, Maiorino A, Aprea C 2013 *Energy Convers. Manage.* **70** 40
- [62] Tagliafico G, Scarpa F, Tagliafico L A 2013 *Int. J. Refrig* **36** 941
- [63] Burdyny T, Ruebsaat-Trott A, Rowe A. 2014 *Int. J. Refrig.* **37** 51
- [64] Vuarnoz D, Kawanami T 2014 *13th International Conference on Sustainable Energy Technologies* Geneva, August 25–28, 2014 40075
- [65] Nikkola P, Mahmed C, Balli M, Sari O 2014 *Int. J. Refrig.* **37** 43
- [66] Brey W, Nellis G, Klein S 2014 *Int. J. Refrig.* **47** 85
- [67] Lionte S, Vasile C, Siroux M 2015 *Appl. Therm. Eng.* **75** 871
- [68] Gao X Q, Shen J, He X N, Tang C C, Dai W, Li K, Gong M Q, Wu J F 2015 *Acta Phys. Sin.* **64** 210201 (in Chinese) [高新强, 沈俊, 和晓楠, 唐成春, 戴巍, 李珂, 公茂琼, 吴剑峰 2015 物理学报 **64** 210201]
- [69] Aprea C, Cardillo G, Greco A, Maiorino A, Masselli C 2015 *Appl. Therm. Eng.* **90** 376
- [70] Torregrosa-Jaime B, Corberán J M, Payá J, Engelbrecht K 2015 *Int. J. Refrig.* **58** 121
- [71] You Y, Yu S, Tian Y, Luo X, Huang S 2016 *Int. J. Refrig.* **65** 238
- [72] Niknia I, Campbell O, Christiaanse T V, Govindappa P, Teyber R, Trevizoli P V, Rowe A 2016 *Appl. Therm. Eng.* **106** 601
- [73] Kamran M S, Sun J, Tang Y B, Chen Y G, Wu J H, Wang H S 2016 *Appl. Therm. Eng.* **102** 1126
- [74] Sarlah A, Poredos A 2005 *First International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature* Montreux, Switzerland, September 28–30, 2005 p283
- [75] Petersen T F, Engelbrecht K, Bahl C R H, Elmegaard B, Pryds N, Smith A. 2008 *J. Phys. D: Appl. Phys.* **41** 105002
- [76] Bouchard J, Nesreddine H, Galanis N 2009 *Int. J. Heat Mass Tran.* **52** 1223
- [77] Zheng X Q, Shen J, Hu F X, Sun J R, Shen B G 2016 *Acta Phys. Sin.* **65** 217502 (in Chinese) [郑新奇, 沈俊, 胡凤霞, 孙继荣, 沈保根 2016 物理学报 **65** 217502]
- [78] Shir F, Torre E D, Bennett L H, Mavriplis C 2004 *IEEE T. Magn.* **40** 2098
- [79] Tušek J, Zupan S, Šarlah A, Prebil I, Poredoš A 2010 *Int. J. Refrig.* **33** 294
- [80] Peksoy O, Rowe A 2004 *J. Magn. Magn. Mater.* **288** 424
- [81] Brown T D, Bruno N M, Chen J H, Karaman I, Ross J H, Shamberger P J 2015 *JOM* **67** 2123
- [82] Basso V, Sasso C P, Bertotti G, Lobue M 2006 *Int. J. Refrig.* **29** 1358
- [83] Moos L V, Nielsen K K, Engelbrecht K, Bahl C R H 2014 *Int. J. Refrig.* **37** 303
- [84] Moos L V, Bahl C R H, Nielsen K K, Engelbrecht K, Küpferling M, Basso V 2014 *Physica B* **435** 144
- [85] Chen Y F, Chen Y G, Teng B H, Tang Y B, Fu H, Tang D X, Tu M J 2001 *Cryogenics* **2** 57 (in Chinese) [陈远富, 陈云贵, 滕保华, 唐永柏, 付浩, 唐定骧, 涂铭旌 2001 低温工程 **2** 57]
- [86] Bjørk R, Nielsen K K, Bahl C R H, Smith A, Wulff A C 2016 *Aip. Adv.* **6** 056205
- [87] Yao G H, Gong M Q, Wu J F 2006 *Int. J. Refrig.* **29** 1267
- [88] Okamura T, Yamada K, Hirano N, Nagaya S 2006 *Int. J. Refrig.* **29** 1327
- [89] Huang J H, Liu J R, Jin P Y, Yan H W, Qiu J F, Xu L Z, Zhang J X 2006 *Rare Metals* **25** 641
- [90] Zimm C, Boeder A, Chell J, Sternberg A, Fujita A, Fujieda S, Fukamichi K 2006 *Int. J. Refrig.* **29** 1302

- [91] Gao Q, Yu B F, Wang C F, Zhang B, Yang D X, Zhang Y 2006 *Int. J. Refrig.* **29** 1274
- [92] Kim Y, Jeong S 2010 *AIP Conference Proceedings* **1218** 87
- [93] Trevizoli P V, Barbosa J R, Ferreira R T S 2011 *Int. J. Refrig.* **34** 1518
- [94] Tura A, Rowe A 2011 *Int. J. Refrig.* **34** 628
- [95] Balli M, Sari O, Mahmed C, Bonhote P, Duc D, Forchelet J 2012 *Appl. Ener.* **98** 556
- [96] Zhang H, He X N, Shen J, Gong M Q, Wu J F 2013 *J. Eng. Therm.* **1** 58 (in Chinese) [张弘, 和晓楠, 沈俊, 公茂琼, 吴剑峰 2013 工程热物理学报 **1** 58]
- [97] Park I, Kim Y, Jeong S 2013 *Int. J. Refrig.* **36** 1741
- [98] Gómez J R, Garcia R F, Carril J C, Gómez M R 2013 *Int. J. Refrig.* **36** 1388
- [99] Tagliafico L A, Scarpa F, Valsuani F, Tagliafico G 2013 *Appl. Therm. Eng.* **52** 492
- [100] Gatti J M, Muller C, Vasile C, Brumpton G, Haegel P, Lorkin T 2014 *Int. J. Refrig.* **37** 165
- [101] Bahl C R H, Engelbrecht K, Eriksen D, Lozano J A, Bjørk R, Geyti J, Nielsen K K, Smitha A, Prydsa N 2014 *Int. J. Refrig.* **37** 78
- [102] Tušek J, Kitanovski A, Zupan S, Prebil I, Poredoš A 2013 *Appl. Therm. Eng.* **53** 57
- [103] Jacobs S, Auringer J, Boeder A, Komorowski L, Leonard J 2014 *Int. J. Refrig.* **37** 84
- [104] Arnold D S, Tura A, Ruebsaat-Trott A, Rowe A 2014 *Int. J. Refrig.* **37** 99
- [105] Legait U, Guillou F, Kedous-Lebouc A, Hardy V, Almanza M 2014 *Int. J. Refrig.* **37** 147
- [106] Czernuszewicz A, Kaleta J, Królewicz M, Lewandowski D, Mech R, Wiewióski P 2014 *Int. J. Refrig.* **37** 72
- [107] Aprea C, Greco A, Maiorino A, Mastrullo R, Tura A 2014 *Int. J. Refrig.* **43** 111
- [108] Eriksen D, Engelbrecht K, Bahl C R H, Bjørk R, Nielsen K K, Insinga A R 2015 *Int. J. Refrig.* **58** 14
- [109] Lee J S 2015 *J. Mech. Sci. Technol.* **29** 2237
- [110] Jawad M A M, Mohammad W S, Mortada T K 2015 *Int. J. Appl. Innov. Eng. Manag.* **4** 6
- [111] Gao X Q, Shen J, He X N, Tang C C, Li K, Dai W, Li Z X, Jia J C, Gong M Q, Wu J F 2016 *Int. J. Refrig.* **67** 330
- [112] Velázquez D, Estepa C, Palacios E, Burriel R 2015 *Int. J. Refrig.* **63** 14
- [113] Lozano J A, Capovilla M S, Trevizoli P V, Engelbrecht K, Bahl C R H, Barbosa J R 2016 *Int. J. Refrig.* **68** 187
- [114] Ghahremani M, Aslani A, Siddique A, Bennett L H, Torre E D 2016 *Aip. Adv.* **6** 075221
- [115] Aprea C, Greco A, Maiorino A, Masselli C 2015 *Int. J. Refrig.* **6** 1
- [116] Saito A T, Kobayashi T, Kaji S, Li J, Nakagome H 2016 *Int. J. Environ. Sci. De* **7** 316
- [117] Chen Y G, Tang Y B, Wang B M, Xue Q X, Tu M J 2007 *Second International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature* Portorz, Solovenia, April 11–13, 2007 p309
- [118] Moore J, Klemm D, Lindackers D, Grasemann S, Träger R, Eckert J, Löber L, Scudino S, Katter M, Barcza A 2013 *J. Appl. Phys.* **114** 043907
- [119] Zhou B 2014 *M. S. Thesis* (Beijing: Technical Institute of Physics and Chemistry, Chinese Academy of Sciences) (in Chinese) [周贝 2014 硕士学位论文 (北京: 中国科学院理化技术研究所)]
- [120] Zhang H, Sun Y J, Niu E, Hu F X, Sun J R, Shen B G 2014 *Appl. Phys. Lett.* **104** 062407
- [121] Jia J C 2016 *M. S. Thesis* (Beijing: University of Science & Technology Beijing) (in Chinese) [贾际琛 2016 硕士学位论文 (北京: 北京科技大学)]

REVIEW

Progress of room temperature magnetic refrigeration technology*

Li Zhen-Xing¹⁾²⁾ Li Ke¹⁾ Shen Jun^{1)2)†} Dai Wei^{1)2)‡} Gao Xin-Qiang¹⁾
Guo Xiao-Hui¹⁾²⁾ Gong Mao-Qiong¹⁾²⁾

1) (*Key Laboratory of Cryogenics, Technical Institute of Physics and Chemistry, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China*)

2) (*University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China*)

(Received 20 January 2017; revised manuscript received 5 April 2017)

Abstract

Magnetic refrigeration is an environmental friendly, intrinsically highly efficient, low noisy and low vibratory refrigeration technology. It has been considered as one of promising alternatives to traditional vapor compression refrigeration technology. Magnetic refrigeration, in which solid magnetic materials instead of gaseous refrigerants are used, is based on the magnetocaloric effect. When magnetocaloric material moves in or out of magnetic field, it releases heat due to magnetization or absorbs heat due to demagnetization, respectively. In this paper, magnetocaloric effects (MCEs) and basic thermodynamic cycles are briefly described at first. Some typical magnetic refrigeration cycles are introduced from the viewpoint of thermodynamics, which include hybrid cycle, cycle based on the active magnetic regenerator and cycle based on the active magnetic regenerator coupled with gas regenerative refrigeration. Specifically, magnetic refrigeration cycle based on the active magnetic regenerator (AMR) coupled with gas regenerative refrigeration is a novel idea that combines the magnetocaloric effect with the regenerative gas expansion refrigeration. And it has been under the way to try to achieve greater refrigeration performance of the coupled refrigerator in the research institutions. Thereafter, the paper reviews the existing different numerical models of AMR refrigerator. Analyzing and optimizing an AMR magnetic refrigerator are typical complicated multi-physics problems, which include heat transfer, fluid dynamics and magnetics. The majority of models published are based on one-dimensional simplification, which requires shorter computation time and lower computation resources. Because a one-dimensional model idealizes many factors important for the system performance, two- or three- dimensional numerical models have been setup. Besides, some key items for the model are described in detail, such as magnetocaloric effect, thermal conduction, thermal losses, demagnetizing effect and magnetic hysteresis. Considering the accuracy, convergence and computation time, it is quite vital for numerical models to choose some influential factors reasonably. Then, the recent typical room magnetic refrigeration systems are listed and grouped into four types, i.e., reciprocating-magnet type, reciprocating-regenerator type, rotary-magnet type, and rotary-regenerators type. Different characteristics of these four types are compared. Reciprocating magnetic refrigerators have the advantages of simple construction and max magnetic field intensity difference. Rotary magnetic refrigerator due to compact construction, higher operational frequency and better performance is deemed as a more promising type, in the progress of magnetic refrigeration technology. Meanwhile there are still some key challenges in the practical implementation of magnetic refrigeration technology, such as the development and preparation technologies of high-performance MCE materials, powerful magnetic circuit system and flowing condition. Finally, possible applications are discussed and the tendency of future development is given.

Keywords: room temperature magnetic refrigeration, magnetocaloric effect, thermodynamic cycle, numerical simulation model

PACS: 07.20.Mc, 75.30.Sg, 05.70.Ce, 02.60.Cb

DOI: 10.7498/aps.66.110701

* Project supported by the National Natural Science Foundation of China (Grant Nos. 51322605, 51676198).

† Corresponding author. E-mail: jshen@mail.ipc.ac.cn

‡ Corresponding author. E-mail: cryodw@mail.ipc.ac.cn