

DOI: 10.11949/0438-1157.20260239

高效大冷量液氦温区 GM 制冷机研究

周志坡^{1,2}, 木松松^{1,2}, 李奥^{1,2}, 屈方杰^{1,2}, 何韩军^{1,2}, 陶杰^{1,2}, 董文庆^{1,2}

(1 中船鹏力(南京)超低温技术有限公司, 江苏 南京 211106; 2 江苏省超低温技术及应用重点实验室, 江苏 南京 211106)

摘要: GM 制冷机由于结构简单、运行可靠、高性价比等优点, 在低温超导磁体、高端科学仪器等领域得到了广泛的应用, 然而目前的制冷量已难以满足不断增长的低温环境使用需求。采用数值模拟与实验相结合的研究方法, 系统研究了影响制冷机性能的关键因素。数值模拟结果显示, 当冷端质量流由 22g/s 增至 40g/s 时, 制冷量从 4W 增至 7.3W, 近似线性增长; 当压力从 1.35MPa 增至 1.75MPa (29.7%) 时, 制冷量仅增大 7%, 成弱相关性。实验结果表明充气压力越高, 系统降温速率越快, 充气压力从 1.45 MPa 增至 1.65 MPa, 降温速率由 5.38 K/min 增至 6.58 K/min。该制冷机在流量分别为 69Nm³/h 和 130Nm³/h 下, 在 4.2K 分别可以获得 3.1W 和 5.4W 制冷量, 对应功耗分别为 5.5kW 和 9.9 kW。最后研究了“一拖二”工况下不同充气压力下制冷机的性能, 结果表明功耗 8kW 时, 制冷量为 6.1W@4.2K, 功耗 9.5kW 时, 制冷量为 6.5W@4.2K。

关键词: 液氦温区; 大冷量; 高效率; 数值模拟; 实验验证; 优化设计

中图分类号: TB 651

文献标志码: A

文章编号: 0438-1157 (XXXX) XX-0001-09

Research on high-efficiency and large-capacity liquid helium temperature range GM cryocooler

ZHOU Zhipo^{1,2}, MU Songsong^{1,2}, LI Ao^{1,2}, QU Fangjie^{1,2}, HE Hanjun^{1,2}, TAO Jie^{1,2}, DONG Wenqing^{1,2}

(¹ CSSC PRIDE(Nanjing) Cryogenic Technology Co., Ltd., Nanjing 211106, Jiangsu, China; ² Key Laboratory of Ultra-low Temperature Technology and Application in Jiangsu, Nanjing 211106, Jiangsu, China)

Abstract: GM cryocoolers have been widely used in fields such as low-temperature superconducting magnets and advanced scientific instruments due to their simple structure, reliable operation, and high cost-effectiveness. However, the current cooling capacity is unable to meet the growing demand for low-temperature environments. Therefore, the key factors affecting the performance of the cryocoolers were systematically studied using a combination of numerical simulation and experiments. The numerical simulation results show that when the mass flow rate at the cold-head increases from 22 g/s to 40 g/s, the cooling capacity increases from 4 W to 7.3 W, exhibiting an approximately linear increase. In contrast, when the pressure increases from 1.35 MPa to 1.75 MPa (a 29.7% increase), the cooling capacity only increases by 7%, indicating a weak dependence. The experimental results indicate that the higher the charging pressure, the faster the system's cooling rate. When the charging pressure increases from 1.45 MPa to 1.65 MPa, the cooling rate increases from 5.38 K/min to 6.58 K/min. At 4.2K,

收稿日期: 2026-02-23 修回日期: 2026-05-27

通信作者: 李奥(1981—), 男, 博士, 研究员, liao@724pride.com

第一作者: 周志坡(1991—), 男, 硕士研究生, 高级工程师, zhouzhipozu@163.com

基金项目: 国家重点研发计划项目(2023YFF0721300, 2023YFF0713502)

引用本文: 周志坡, 木松松, 李奥, 屈方杰, 何韩军, 陶杰, 董文庆. 高效大冷量液氦温区 GM 制冷机研究[J]. 化工学报, DOI: 10.11949/0438-1157.20260239

Citation: ZHOU Zhipo, MU Songsong, LI Ao, QU Fangjie, HE Hanjun, TAO Jie, DONG Wenqing. Research on high-efficiency and large-capacity liquid helium temperature range GM cryocooler[J]. CIESC Journal, DOI: 10.11949/0438-1157.20260239

this cryocooler provides 3.1 W and 5.4 W of cooling capacity at flow rates of 69 Nm³/h and 130 Nm³/h respectively, with corresponding power consumption is 5.5 kW and 9.9 kW. Finally, the performance of the cryocoolers under the condition of one compressor driving two cold heads with different charging pressures was studied. The results show that when the power consumption is 8 kW, the cooling capacity at 4.2 K is 6.1 W; when the power consumption is 9.5 kW, the cooling capacity at 4.2 K is 6.5 W.

Keywords: liquid helium temperature region; large cooling capacity; high efficiency; numerical simulation; experimental validation; optimal design

引 言

液氦温区的稳定、高效、大冷量低温制冷技术,是推动超导磁体、量子计算、高能物理等前沿科技领域发展的核心基础。随着低温超导体、医疗器械(MRI、NMR、MEG)、氦气液化、ADR、4K干式低温器、超导磁悬浮、科学仪器和物理研究的不断发展,以及全球氦资源供应趋紧,对可在液氦温区直接提供冷量的机械式制冷机的需求变得空前迫切^[1-4]。在这一背景下,GM循环制冷技术被Gifford和McMahon发明以来^[5-6],凭借运行稳定、可靠型高、工作寿命长等优点,成为了提供液氦温区大冷量制冷技术的主要路径。为突破液氦温区制冷量的瓶颈,学术界与工业界持续开展研究,并主要沿三条技术路线发展:GM制冷机、GM脉管制冷机以及GM-JT制冷机。

GM制冷机凭借成本低、结构简单和工作寿命长等优点成为了地面商业应用最早的低温制冷机,也是最广泛应用的制冷机。1992年,日本东芝研究发展中心的Kuriyama Toru等在两级GM制冷机的第二级回热器中采用Er₃Ni填料,在4.2K获得了0.28 W的冷量,并首次采用两级GM制冷机液化了氦气^[7]。随着应用需求的不断攀升,超导磁体等设备对液氦温区制冷量需求逐渐增大^[8],因此众多学者开始不断地提升GM制冷机的性能。国外研究显示,通过对GM制冷机开展机理分析与结构优化而提升性能的相关成果多集中在2 W@4.2K以下范围^[9-12];而制冷量达到2~4 W@4.2K的机型,相关文献则多以整机性能报道为主,对其内在机理与专项优化的深入分析的报道相对较少^[13-17]。国内的相关研究则以制冷机内部损失机理剖析、关键结构(如回热器)的针对性优化为主要路径,旨在通过降低各类不可逆损失来提升整机在液氦温区的制冷性能与效率^[18-21]。例如浙江大学和鹏力超低温联合利用模拟软件分析制冷机内的损失情况从而对二级回

热器进行优化,最终利用两台KDC6000V压缩机并联驱动,在13kW功耗下可获得一级65W@50K,二级2.5W@4.2K的冷量^[22]。次年为保证制冷机水平运行下的性能,在二级活塞处增加弹簧支撑结构并优化回热器结构,使得制冷机水平运行性能下降幅度降低,该制冷机竖直和水平运行性能分别为2.6W@4.2K和2.3W@4.2K^[23]。

GM脉管制冷机因在低温下无运动部件而发展^[24],国内外研究表明,该技术在液氦温区的制冷效率相对较低,尽管其在液氦温区提供了较好的低振动特性,但制冷效率仍是广泛应用的主要瓶颈,例如在10~25kW的高输入功耗下,液氦温区制冷量约为2~5W,目前在液氦温区获取最大冷量的GM脉管制冷机为美国Cryomech公司研制的PT450,在输入功耗25kW时,其制冷量为5W@4.2K^[25-28]。当液氦温区冷量需求超过5W时,通常采用GM-JT的技术路线,该系统利用GM循环预冷结合J-T节流,可以实现更高的制冷效率和更大的冷量输出,但系统复杂、对工质纯度较为敏感,微小杂质可能导致系统堵塞,启动时间较慢^[29-31]。

综上所述,传统GM制冷机在维护便捷和综合性成本上占优,但现有技术框架下,单机制冷机的制冷量已接近瓶颈,目前的GM制冷机制冷性能已经难以满足超导磁体等设备对液氦温区制冷量的要求,例如2023年美国G. Ciovati研制的射频超导加速器需要3台住友RDE-418D4型GM制冷机^[32],杰弗逊实验室(Jefferson Lab)设计了一款热传导型915MHz五超导腔驱动的10MeV紧凑型SRF加速器,共需要9台住友RDE-418D4型GM制冷机^[33],Wang Y在10MeV紧凑型SRF加速器的基础上设计了一款更紧凑的射频超导加速器,采用两台GM-JT制冷机和2台GM制冷机进行冷却,降低了1/3的功耗^[34]。当采用多台制冷机进行预冷时会造成整个系统体积及重量较大,且需要支付昂贵的低温设备费用,因此开发大冷量、高效率、高可靠性的液氦温区

GM制冷机具有重要研究意义。

为了满足超导设备对4K大冷量需求,本文基于中船鹏力超低温已有的KDE440SA型制冷机,利用理论分析、数值模拟与实验研究相结合的方式对其进行优化升级。原型机在输入功耗为9.9 kW时,二级冷量为4.8 W@4.2K。通过参数优化后,该GM制冷机性能得到显著提升,在相同输入功耗下,二级冷量为5.4W@4.2K,较原型机提升了12.5%。

1 理论分析

在REGEN软件中,压力与质量流均被设定为随时间呈正弦变化的波形。需要输入的参数包括回热器冷端与热端的温度、冷热端的质量流量、平均压力、冷端压比、以及冷端质量流相对于热端质量流的相位差。此外,还需提供回热器的几何尺寸、工作频率、填料类型及循环次数等信息。经计算,可获得回热器冷热端的工作状态及其内部各点在一个周期内的热力学参数变化。该模型的性能通过以下输出参数进行评估:冷端PV功、热端PV功、回热器损失、毛制冷量、净制冷量及制冷系数,具体计算公式如下^[35-36]。

$$Q_{net} = Q_{gross} - Q_{l,1} - Q_{l,2} - Q_{l,3} \quad (1)$$

$$COP = Q_{net}/PV_h \quad (2)$$

$$Q_{gross} = C_0(PV_c - Q_{l,4}) \quad (3)$$

$$\dot{m}(L,t) = Av(L,t)\rho(L,t) \quad (4)$$

$$\dot{m}(0,t) = Av(0,t)\rho(0,t) \quad (5)$$

$$Q_{l,1} = \int_{t-\tau}^t \frac{\phi \dot{m}(L,t)h(p(t),T(L,t))}{\tau} dt - Q_{l,4} \quad (6)$$

$$Q_{l,3} = -\frac{\sqrt{4\pi A}\sigma}{L} \int_{T_0}^{T_1} \lambda(T)dT \quad (7)$$

$$Q_{l,4} =$$

$$\max \left[\int_{t-\tau}^t \frac{\phi \dot{m}(0,t)h(p(t),T_0)}{\tau} dt, \int_{t-\tau}^t \frac{\phi \dot{m}(L,t)h(p(t),T_1)}{\tau} dt \right] \quad (8)$$

$$PV_h = \int_{t-\tau}^t \frac{\phi \dot{m}(0,t)p(t)}{\rho(T_0,p(t))\tau} dt \quad (9)$$

$$PV_c = \int_{t-\tau}^t \frac{\phi \dot{m}(L,t)p(t)}{\rho(T_1,p(t))\tau} dt \quad (10)$$

式中, Q_{net} 为净制冷量; Q_{gross} 为毛制冷量; $Q_{l,1}$ 为回热器损失; $Q_{l,2}$ 为蓄冷材料中的导热损失; $Q_{l,3}$ 为回热器管壁的导热损失; C_0 为修正非理想膨胀造成的制冷量减少(理想条件下取1); $Q_{l,4}$ 为压力升高带来的焓流损失; $\dot{m}$ 为质量流,kg/s; PV_c 和 PV_h 分别为回热器冷热端的PV功; t 表示时间; τ 为一个制冷循环

的周期,s; ϕ 为回热器的孔隙率; A 为回热器的横截面积, m^2 ; ρ 为气体密度,kg/ m^3 ; v 为气体速度,m/s; h 为气体焓值,J/kg; $p(t)$ 为压力,Pa; T 为温度,K;下标0和L分别表示回热器热端和冷端。

理想状态下,净制冷量和制冷系数的计算公式如下

$$Q_{net} = PV_c - Q_{l,1} - Q_{l,2} - Q_{l,3} - Q_{l,4} \quad (11)$$

式中, $Q_{l,2}$ 基本可以忽略不计, $Q_{l,3}$ 主要由回热器几何尺寸和冷热端温度决定,几乎为定值,在这里不做讨论。回热器换热损失和焓流损失是回热器的主要损失。由公式(7)-(10)可知,质量流及压力影响了冷热端PV功、换热损失、焓流损失的大小,下文将围绕这两个参数展开优化分析。

2 数值模拟

为探究液氦温区GM冷头的制冷特性,本研究基于REGEN 3.3模拟软件,重点分析了冷端质量流及充气压力两个关键参数对制冷机性能的影响规律。需要指出的是,本研究聚焦于特定商用GM制冷机原型的冷头性能优化。在该原型机中,运行频率由压缩机与驱动电机的频率及旋转阀结构锁定,为固定值;压比则由压缩机高低压设定与系统泄露特性决定,在实际运行中仅在小范围内波动,不具备独立调节的灵活性;回热器内工质与填料的相位分布主要取决于冷头内部流道与填料孔隙结构,在保持冷头本体不变的前提下无法改变。相比之下,冷端质量流与充气压力是实际操作中最直接、最易于调节的外部参数,对制冷性能影响显著且相互耦合,故本研究重点分析这两个参数的影响。具体计算参数如表1所示。

表1 模拟计算参数

Table 1 Simulation calculation parameters

参数类别	参数名称	数值/规格
几何参数	回热器尺寸	D60×200(mm)
	材料(5:2:3)	Pb/HoCu2/GOS
填料参数	直径	0.4 (Pb) / 0.3 (HoCu2) / 0.3 (GOS)
	孔隙率	0.38
运行参数	频率(Hz)	1
	充气压力(MPa)	1.6
边界条件	热端温度(K)	50
	冷端温度(K)	4.2
	冷端相位角(°)	0
	冷端压比	3.5

2.1 冷端质量流影响

净制冷量和COP可以直观地表示冷端质量流对液氮温区GM冷头制冷性能影响,如图1所示,冷端质量流的增大可以提高净制冷量,但是对于COP,存在最佳的冷端质量流(28g/s)使其达到最大,随着质量流增加,净制冷量增加,但过大的质量流导致压降损失增大,回热器热端PV功增大,因此存在最佳的冷端质量流使得COP最大。图2显示了不同冷端质量流下冷端膨胀功、焓流损失和回热器换热损失的变化情况。冷端质量流由22g/s变化到40g/s,冷端膨胀功随质量流增加呈线性增长,从53W增加到96.4W,增长幅度约为81.9%。焓流损失是液氮温区制冷机最主要的热损失项,增长幅度与冷端膨胀功增长幅度接近,从42.6W增加到77.4W,增长幅度约为81.7%。相对于焓流损失,回热器换热损失绝对值较小,由3.6W增加到6.9W,但增长幅度超过焓流损失,为91.7%,单位质量流的不完善换热损失增大了,表明在大流量运行工况下,回热器填料蓄冷能力已难以满足换热需求,需增强回热器填料蓄冷能力。

以上结果表明,在液氮温区制冷机运行中,增加冷端质量流是提升制冷性能的重要手段。适当增加流量虽有利于增大制冷量,但由于各项损失随流量变化的特性不同,需综合考虑COP最优工况,才能实现制冷机的整体优化。

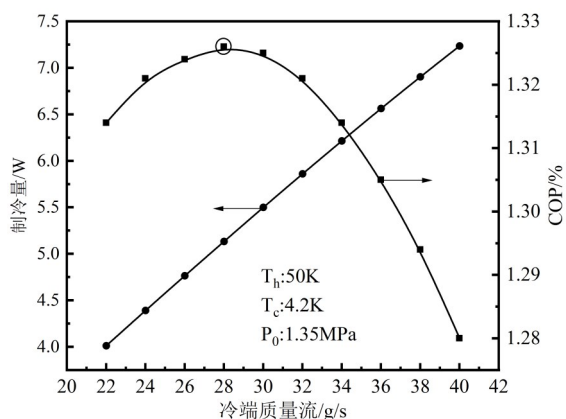


图1 质量流对制冷量的影响

Fig.1 The influence of mass flow on

2.2 充气压力影响

充气压力作为制冷机关键的运行参数,直接影响功率密度和回热器损失。压力的增加有助于提高功率密度,但同时也会改变制冷工质的物性性质,如体积膨胀系数、体积比热容和热渗透率等关

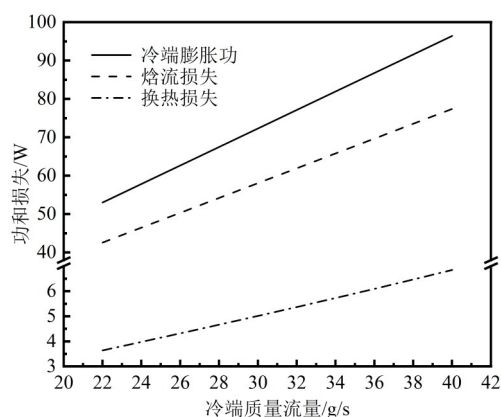


图2 膨胀功与回热器损失随质量流变化

Fig.2 The expansion work and regenerator loss vary with

键参数,与回热器真实气体效应引起的焓流损失等有强相关性,进而对回热器损失产生影响。模拟结果表明,制冷量随着充气压力增大而增大,但增速速率较为缓慢,当压力从1.35MPa增大至1.75MPa(增大29.7%)时,制冷量仅增大了7%,成弱相关性,如图3所示。主要原因在于随着压力的增大,冷端膨胀功增大了25.6%,而压力增加导致氦气的物性发生变化,体积膨胀系数减小,压缩因子增大,氦气的非理想效应愈加显著,所造成的焓流损失增大,焓流损失增大了30.7%,增长速率超过冷端膨胀功,这是造成COP下降的主要因素;氦气的体积比热容随着压力的增大而增大,导致回热器不完善换热损失增大,但换热损失变化较小,只增大了0.14W,幅值仅变化了2.8%,如图4所示。因此在制冷机实际工作过程中,在满足冷端质量流需求的工况下,仅靠增大充气压力,很难提升液氮温区制冷性能。

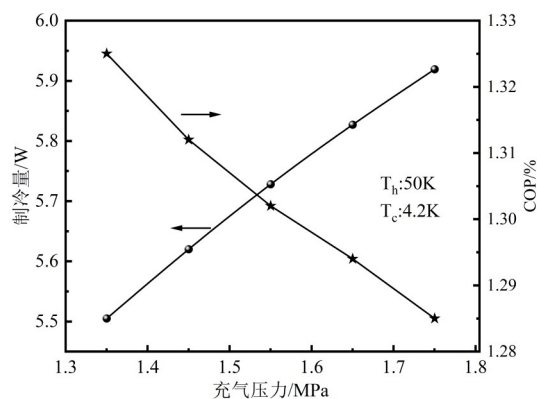


图3 充气压力对制冷量的影响

Fig.3 The influence of inflation pressure on

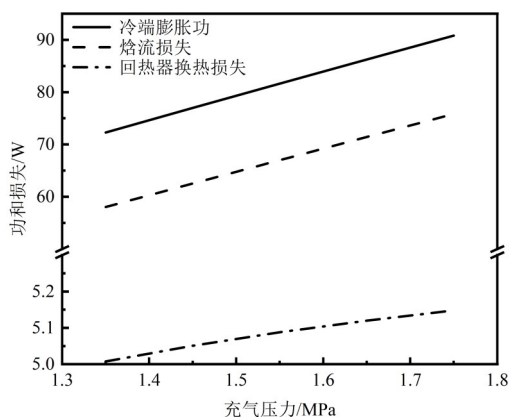


图4 膨胀功与回热器损失随压力变化

Fig.4 The expansion work and regenerator loss

3 实验测试

制冷机低温部分安装在测试杜瓦内,通过分子泵对杜瓦抽真空,一级冷端换热器安装冷屏,降低二级辐射漏热。为准确监控制冷性能,一、二级冷端换热器表面安装经过标定的二极管温度传感器,测量温度范围为1.4K~500K,其中1.4K~77K范围内测量精度为 $\pm 12\text{mK}$;同时在一、二级冷端换热器上分别安装电阻型加热器,基于热平衡法测试一、二级在不同温度下的制冷量。压缩机采用鹏力超低温研制的水冷式压缩机KDC100V,压缩机的作用是吸入冷头膨胀产生的低压气体,提供稳定的高压直流气源,实验装置如图5所示。在室温条件下,将压缩机的吸气压力固定为0.5MPa,排气压力固定为2MPa,采用体积流量传感器测量压缩机的体积流量,该传感器可将测量值自动转换为标准状况(约273.15K,0.1MPa)下的流量。压缩机功耗则通过变频电源测量,可直接读取实时电功率。

3.2 不同流量液氮温区制冷性能

由于液氮温区环境下传感器难以布置且测量精度受限,存在较大的技术困难,难以直接测量制冷机冷端质量流量,本研究未对冷端质量流进行直接测试。为间接考察冷端质量流对制冷性能的影响,实验采用了两台室温下体积流量不同的压缩机——KDC6000V(体积流量 $69\text{ Nm}^3/\text{h}$)与KDC100V(体积流量 $130\text{ Nm}^3/\text{h}$)。质量流量(单位为 g/s)由体积流量与该工况下氦气密度的乘积计算得出,据此KDC6000V与KDC100V在室温下质量流量分别为 3.41 g/s 和 6.42 g/s 。在相同充气压力(1.65 MPa)条件下,压缩机的体积流量决定了系统循环工质的总质量流量;由于质量守恒及系统工作参数的关联性,

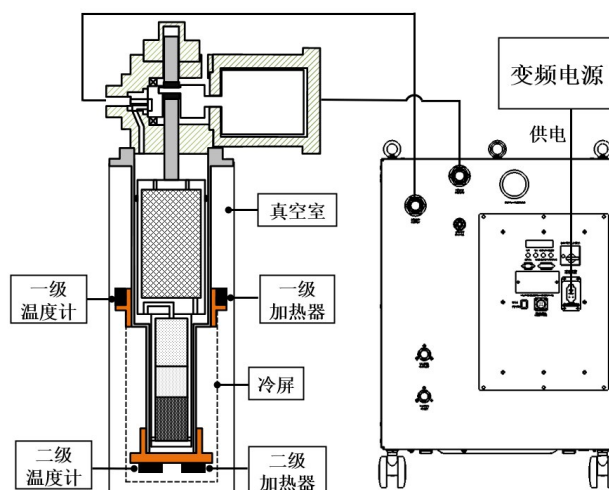


图5 制冷机结构和实验装置简图

Fig.5 Schematic diagram of the cryocooler structure and experimental setup

3.1 不同充气压力下的降温特性

在不同充气压力条件下,对制冷机二级由室温冷却至最低温度所需时间进行了实验测试,降温曲线如图6所示。当充气压力为1.65 MPa时,降温时间最短,冷端温度在45 min内由室温降至4.2 K,并最终稳定在2.2 K的无负荷制冷温度。随着充气压力从1.45 MPa提升至1.65 MPa,制冷机由室温降至4.2K的降温速率由 5.38 K/min 增至 6.58 K/min ,平均每提高0.1 MPa,降温速率提升约 0.6 K/min 。实验结果表明,充气压力越高,降温速率越快,达到最低温度所需时间越短。这主要归因于充气压力增加时,制冷机循环过程中的气体工质密度增大,单位体积质量流随之增大,使得参与膨胀制冷效应的气体质量增多,从而产生更高的制冷量。

室温下的体积流量差异可直接推知冷端质量流量的差异。因此,通过选用不同排量的压缩机,即可实现不同冷端质量流量工况的等效模拟,从而研究其对液氮温区制冷量的影响。图7给出了不同体积流量下制冷机液氮温区制冷量随温度变化趋势。

相同充气压力条件下,排气量越大的压缩机所需要的输入功耗越大,冷端质量流越大,冷端膨胀功越大,制冷量增大,最低温度降低。最低温度受到蓄冷材料和制冷工质的影响,存在一定的极限,因此不同输入功下最低温度很接近(2.17K与2.22K)。实验结果表明,在4.5K以下,两种流量下的制冷量均随制冷温度的增加呈线性增加。当温度升至4.5K~5.0K区间时, $130\text{ Nm}^3/\text{h}$ 流量下

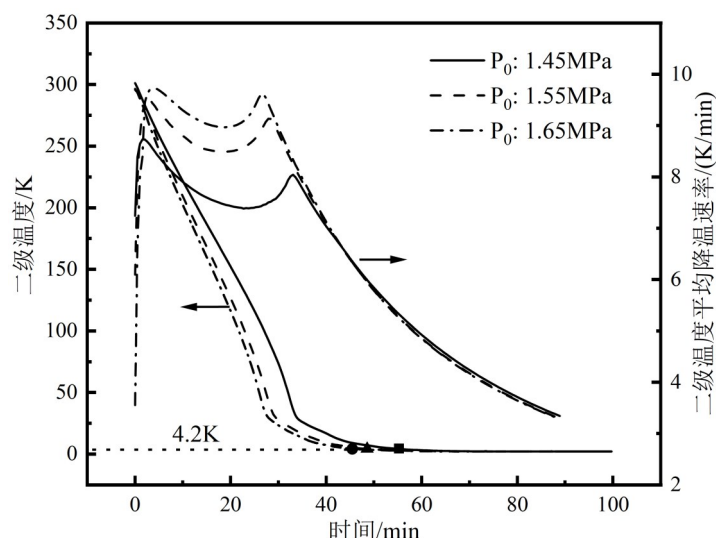


图6 不同充气压力下的降温时间

Fig.6 Cooling time under different inflation pressures

(KDC100V 驱动)的制冷量增长率明显放缓,而 $69\text{Nm}^3/\text{h}$ 流量下(KDC6000V 驱动)的制冷量则在 $4.8\text{K}\sim 5.5\text{K}$ 区间出现放缓现象,主要原因在于输入功增大到一定程度,冷端质量流带来的损失增长显著,效率下降。在 $69\text{Nm}^3/\text{h}$ 流量下该制冷机在 4.2K 时可以提供 3.1W 的制冷量,对应输入功耗为 5.5kW ,COP 为 0.0564% ;而在 $130\text{Nm}^3/\text{h}$ 流量下,相同温度下的制冷量提升至 5.4W ,输入功耗为 9.9kW ,COP 为 0.0545% 。

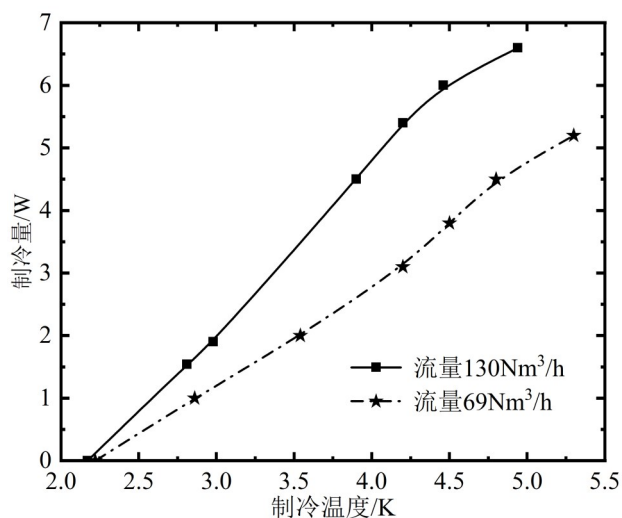


图7 二级不同温区下的制冷量

Fig.7 The cooling capacity at different temperature zones of the second stage

3.3 性能曲线图

超导设备的冷却由制冷机冷量提供,为了准确计算超导设备的降温时间及目标温度,测试制冷机

的性能曲线图是十分必要的。图8展示了研制的制冷机在电源频率为 50Hz 时的典型性能曲线。实验采用 KDC100V 压缩机为驱动源,充气压力 1.65MPa ,为全面评估该制冷机在不同热负载条件下的性能,在一、二级冷端分别施加 $0\sim 80\text{W}$ 和 $0\sim 20\text{W}$ 的可调负载进行测试。在稳定运行状态下,当一级热负载为 60W 、二级热负载为 5W 时,实测一、二级冷端温度分别为 42K 和 4.05K ,该曲线反映了制冷机在不同热负载条件下的温度-热负载特性。实验数据表明,该制冷机在维持二级低温性能的同时,仍具备承载较高一级热负载的能力,显示出在多层次低温系统(例如超导磁体冷却等)中良好的热匹配特性,为其在液氦温区的应用中提供了重要的实验依据。

3.4 一拖二系统测试

G-M 制冷机通常采用工业涡旋压缩包作为动力源,虽可降低系统成本,但存在能耗高、整机尺寸及重量较大的不足。为提升液氦温区的制冷效率并实现系统轻量化,本研究采用单台大流量压缩机驱动两台冷头并联运行(一拖二,图9)。压缩机通过规格为 $25\text{A}\times 20\text{m}$ 的连接软管与两台冷头(GMC1、GMC2)相连。

实验在两种充气压力条件下进行。当充气压力为 1.65MPa 、输入电功耗为 8kW 时,两台冷头在 4.2K 温区的制冷量分别为 3.0W 和 3.1W ,COP 为 0.0763% ,与“3.2”小节中单压缩机驱动但冷头相比,COP 有明显提升;在 4.5K 温区制冷量分别为 3.5W 和 3.6W 。当充气压力提升至 1.75MPa 、输入电功耗

KDE440SA Typical Load Map /50Hz (for reference)
With KDC100V Compressor

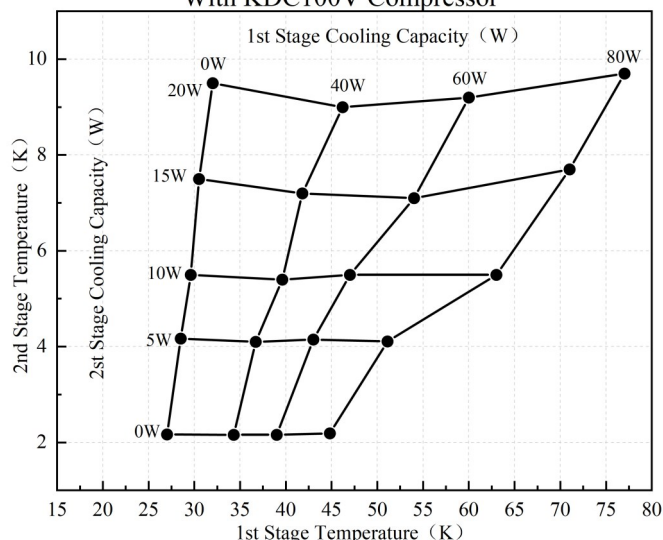


图8 性能曲线

Fig.8 Performance curve

增至 9.5 kW 时, 4.2 K 温区的制冷量分别提升至 3.2 W 和 3.3 W, COP 为 0.0684%, 4.5 K 温区分别达到 3.8 W 和 3.9 W (图 10)。图中数据表明, 两台冷头性能一致, 且制冷量随温度升高单调增长。

上述性能优势的内在机理可通过图 1 的数值模拟结果解释。一方面, 在给定系统配置下, 冷端质量流存在一个使 COP 最优的特定值。相较于传统“一对一”模式(小流量压缩机驱动单台冷头), 本方案中大流量压缩机驱动两台冷头并联运行, 使进入每台冷头的质量流量降低, 从而更接近 COP 最佳对应的质量流量区间。另一方面, 大流量压缩机本身具有更高的压缩效率。即使调节至每台冷头的质量流量与“小流量压缩机+单冷头”工况相同, 一拖二并联结构的整机制冷效率仍然更高, 原因在于压缩机效率随排量增大而提升, 相同压比下单位质量流量的轴功率更低。

值得指出的是, 以往的 G-M 制冷机设计往往将重心集中于冷头本身的优化, 较少系统考虑压缩机与冷头之间的匹配特性。本研究通过对比实验与数值模拟, 明确揭示了合理匹配压缩机排量与冷头数量及流量分配对整机制冷效率的关键作用。希望借此工作, 引起相关从业者对压缩机-冷头匹配问题的重视, 推动 G-M 制冷机从“冷头中心”向“系统匹配”设计理念的转变。



图9 实验装置图

Fig.9 Diagram of the experimental setup

4 结论

本文基于中船鹏力超低温研制的 GM 制冷机, 采用数值模拟与实验测试相结合的研究方法, 系统探究了冷端质量流与充气压力对其制冷性能的影响机制, 并提出了相应的性能优化方向, 主要结论如下:

(1) 通过理论分析与数值模拟, 明确了冷端质量流与充气压力对制冷机性能的影响规律。研究表明, 当冷端质量流由 22g/s 增加至 40g/s 时, 冷端膨胀功和焓流损失的增长幅度分别为 81.9% 和 81.7%, 非常接近, 因此制冷量随冷端质量流增加近

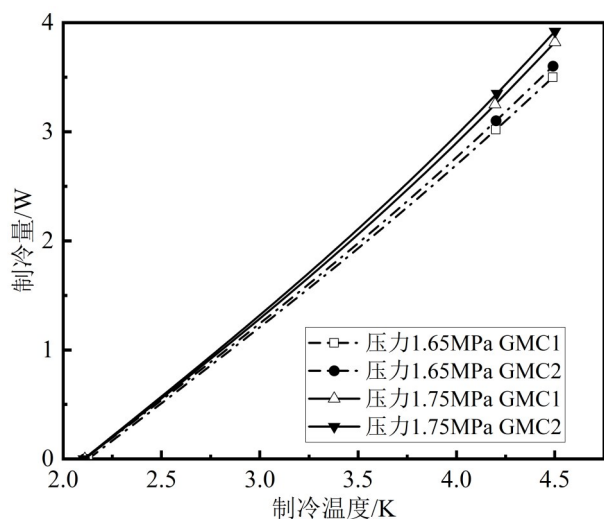


图10 实验结果

Fig.10 Experimental results

似线性增长,由4W增加至7.3W,但存在最佳冷端质量流使系统COP达到最大值。当压力从1.35MPa增大至1.75MPa时冷端膨胀功增大了25.6%,而焓流损失增大了30.7%,因此制冷量随压力的增加(29.7%)仅增大7%,成弱相关性。

(2)基于搭建的实验测试平台,对制冷机在液氮温区的实际性能进行了实验验证。研究表明,充气压力越高,系统降温速率越快,达到稳态所需时间越短,随着充气压力从1.45MPa提升至1.65MPa,降温速率由5.38K/min增至6.58K/min。该制冷机在流量分别为69Nm³/h和130Nm³/h下,在4.2K分别可以获得3.1W和5.4W制冷量,对应功耗分别为5.5kW和9.9 kW。

(3)为进一步提高液氮温区的制冷效率,本文进一步对“一拖二”结构(单台压缩机驱动两台并联冷头)进行了实验研究,结果表明,在充气压力为1.65 MPa、输入功耗为8 kW时,两台冷头在4.2 K下的制冷量分别为3.0 W与3.1 W;当输入功率提升至9.5 kW时,制冷量分别提高至3.2 W和3.3 W。

参考文献

- [1] Radenbaugh R. Refrigeration for superconductors[J]. Proceedings of the IEEE, 2004, **92**(10): 1719–1734.
- [2] Ackermann R A, Herd K G, Chen W E. Advanced cryocooler cooling for MRI systems[M]//Cryocoolers 10. Boston, MA: Springer US, 2002: 857–867.
- [3] Gandla S K, Dunn S, Longworth R C, et al. Development of high-capacity GM cryocoolers and circulating cooling systems for HTS applications[J]. Cryogenics, 2025, **147**: 104046.
- [4] 刘士菟,王磊,王路忠,等. 电动悬浮列车及车载超导磁体研究综述[J]. 西南交通大学学报, 2023, **58**(4): 734–753.
Liu S X, Wang L, Wang L Z, et al. Review on electrodynamic suspension trains and on-board superconducting magnets[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2023, **58**(4): 734–753.
- [5] McMahon H O, Gifford W E. A new low-temperature gas expansion cycle, Part 1[M]//Advances in Cryogenic Engineering. Boston, MA: Springer US, 1960: 354–367.
- [6] Gifford W E, McMahon H O. A new low-temperature gas expansion cycle, Part 2[M]//Advances in Cryogenic Engineering. Boston, MA: Springer US, 1960: 368–372.
- [7] Kuriyama T, Takahashi M, Nakagome H, et al. Helium liquefaction by a two-stage Gifford-McMahon-cycle refrigerator using new regenerator material of Er₃Ni[J]. Japanese Journal of Applied Physics, 1992, **31**(8B): L1206.
- [8] Wu A B, Ricci J, Conte G, et al. Design and construction of a low-cryogen, lightweight, head-only 7T MRI magnet[J]. IEEE Transactions on Applied Superconductivity, 2024, **34**(5): 4402205.
- [9] Masuyama S, Fukuda Y, Imazu T, et al. Characteristics of a 4K Gifford - McMahon cryocooler using the Gd2O₂S regenerator material[J]. Cryogenics, 2011, **51**(6): 337–340.
- [10] Hao X H, Yao S H, Schilling T. Design and experimental investigation of the high efficiency 1.5W/4.2K pneumatic-drive G-M cryocooler[J]. Cryogenics, 2015, **70**: 28–33.
- [11] Xu M Y, Morie T. Numerical simulation and experimental investigation of a novel Scotch yoke for a Gifford-McMahon cryocooler[J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2015, **101**(1): 012134.
- [12] Masuyama S, Numazawa T. Characteristics of a 1.6 W Gifford-McMahon cryocooler with a double pipe regenerator[J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2017, **278** (1): 012041.
- [13] Takashi I, Masashi N, Kouki N, et al. Development of 2W class 4K Gifford-McMahon cycle cryocooler[M]//Proceedings of the Sixteenth International Cryogenic Engineering Conference/International Cryogenic Materials Conference. Amsterdam: Elsevier, 1997: 335–338.
- [14] Inaguchi T, Nagao M, Naka K, et al. Effects of thermal conductance in the cooling stage of a 4K-GM refrigerator on refrigeration capacity[M]//Advances in Cryogenic Engineering. Boston, MA: Springer US, 1998: 1807–1814.
- [15] Ohtani Y, Hatakeyama H, Nakagome H, et al. Development of a high efficiency 4K GM refrigerator[M]//Cryocoolers 10. Boston, MA: Springer US, 2002: 581–586.
- [16] Usami T, Okamura T, Kabashima S, et al. Analysis of a high efficiency 4K GM refrigerator operating at a lower pressure ratio [M]//Cryocoolers 10. Boston, MA: Springer US, 2002: 587–592.
- [17] Lei T, Dunn S, Gronemeyer B, et al. SHI's two-stage 4K GM cryocoolers: enriching emerging technologies through leading-edge advancements[C]//International Cryocooler Conference. 2022: 219–226.
- [18] Wu P Y, Huang W, Hu S L, et al. Dynamic simulation of magnetic material regenerator and comparison with experiment[J]. Cryogenics, 1996, **36**(4): 259–261.
- [19] Shen L, Kozomora N, Moran P, et al. 3D-CFD Simulations of a Two-Stage GM Cryocooler[C]//International Cryocooler Conference. 2023:197–205.

- [20] 周志坡, 李奥, 何韩军, 等. 4 K 高效大冷量 G-M 制冷机二级回热器性能研究[J]. 低温工程, 2025(2): 18–25.
Zhou Z P, Li A, He H J, et al. Performance analysis of second regenerator for a high efficiency and large cooling power 4K G-M cryocooler[J]. Cryogenics, 2025(2): 18–25.
- [21] Gao T, Wu C T, Chen X, et al. Numerical simulation and loss analysis on a two-stage GM cryocooler working at liquid helium temperatures[J]. Cryogenics, 2025, **150**: 104145.
- [22] 巢伟, 赵钦宇, 李睿泽, 等. 液氮温区大冷量 GM 制冷机仿真及参数分布研究[J]. 低温工程, 2024(4): 57–63.
Chao W, Zhao Q Y, Li R Z, et al. Simulation and parameter distribution study of high-capacity GM cryocoolers working in liquid helium temperature[J]. Cryogenics, 2024(4): 57–63.
- [23] Chao W, Li R Z, Zhao Q Y, et al. A high capacity GM cryocooler working at liquid helium temperatures for horizontal operation[J]. Applied Thermal Engineering, 2024, **244**: 122765.
- [24] Gifford W E, Longworth R C. Pulse-tube refrigeration[J]. Journal of Engineering for Industry, 1964, **86**(3): 264–268.
- [25] Hao X H, Cosco J, Zerkle B, et al. Development of high cooling capacity and high efficiency 4.2 K pulse tube cryocoolers[C]// International Cryocooler Conference. 2022: 235–240.
- [26] Lei T, Xu M Y. Development of a 2 W 4K pulse tube refrigerator with remote valve[C]// International Cryocooler Conference. 2022: 241–247.
- [27] Li R Z, Wang B, Zhao Q Y, et al. A high-capacity separated pulse tube cryocooler working at liquid helium temperatures[J]. Science Bulletin, 2025, **70**(13): 2028–2030.
- [28] Hao X, Zerkle B, Cosco J, et al. Development of a 5 W/4.2 K two-stage pulse tube cryocooler[J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2024, **1301**(1): 012140.
- [29] 崔运浩, 周伟, 梁思源, 等. 液氮温区大冷量 GM-JT 制冷系统实验研究[J]. 真空与低温, 2025, **31**(6): 726–731.
Cui Y H, Zhou W, Liang S Y, et al. Experimental study on GM-JT cryocooler system with large cooling capacity in liquid helium temperature range[J]. Vacuum and Cryogenics, 2025, **31**(6): 726–731.
- [30] Fujimoto S, Taneya S, Kurihara T, et al. Development of a 4K GM/JT refrigerator for maglev vehicle[M]//Proceedings of the Sixteenth International Cryogenic Engineering Conference/International Cryogenic Materials Conference. Amsterdam: Elsevier, 1997: 331–334.
- [31] 島田卓弥, 笹崎修司. 4K GM-JT 冷凍システムの開発[J]. 低温工学, 2023, **58**(5): 235–239
Takuya SHIMADA, Syuji SASAZAKI. Development of 4K GM-JT Cryocooler Systems[J]. Cryogenics, 2023, **58**(5): 235–239.
- [32] Ciovati G, Anderson J, Balachandran S, et al. Development of a prototype superconducting radio-frequency cavity for conduction-cooled accelerators[J]. Physical Review Accelerators and Beams, 2023, **26**(4): 044701.
- [33] Vennekate J, Castilla A, Cheng G, et al. On the way to a 10 mev, conduction-cooled, compactsrif accelerator[C]//21th International Conference on RF Superconductivity (SRF'23), Grand Rapids, MI, USA: JACOW Publishing, 2023: 471–476.
- [34] Wang Y H, Wu P F, Wang W C, et al. Cryogen-free superconducting magnetic resonance imaging system: a review[J]. Fundamental Research, <https://doi.org/10.1016/j.fmre.2025.05.006>
- [35] J Gary, A O Gallagher, R Radebaugh, et al. REGEN3.3: USER MANUAL[M]. no. April, 2008.
- [36] 胡进勤. 斯特林型脉管制冷机的理论和实验研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2007.
Hu J Q. Theoretical and experimental study of stirling type pulse tube cooler[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2007.