

混合调相对两级脉管制冷机级间冷量调控研究*

尹益民¹⁾ 庞晓敏^{1)2)†} 王晓涛³⁾ 张嘉杰^{1)2)‡} 戴巍³⁾ 马素霞¹⁾²⁾

1) (太原理工大学, 电气与动力工程学院, 太原 030024)

2) (煤电清洁控制教育部重点实验室, 山西, 030024)

3) (中国科学院理化技术研究所, 北京, 100190)

摘要

两级脉管制冷机能够同时在两个温区提供冷量, 在空间探测、超导磁体、量子计算等前沿领域具有重要应用价值。针对双温区非线性变负荷制冷需求, 本文提出了气动排出器与主动排出器相结合的混合型调相方式, 研究了排出器运动特性及结构参数对系统热力学特性的影响。首先对排出器进行了气动力学分析, 随后建立数值模型, 考察相位分布、部件焓损失和双温区级间冷量调控范围。采用一级气动-二级主动混合调相时, 77K 温区可以实现 0W-17.5W 内主动调控, 20K 温区可以实现 0W-0.95W 内主动调控; 采用一级主动-二级气动混合调相时, 77K 温区可以实现 0W-13.82W 内主动调控, 20K 温区可以实现 0W-1.26W 内主动调控。

关键词: 脉管制冷机; 混合调相; 双温区; 冷量调节

PACS: 07.20.Mc

***基金:** 国家自然科学基金 (批准号: 52506026) 资助; “煤电清洁智能控制教育部重点实验室开放基金 (批准号: CICCE202521) 资助。

† 通信作者. E-mail: pangxiaomin@tyut.edu.cn

‡ 通信作者. E-mail: zhangjiajie@tyut.edu.cn

第一作者. E-mail: 19050651884@163.com

1. 引言

随着凝聚态物理实验、量子材料表征、空间探测技术等领域的快速发展^[1-3], 对双温区制冷技术需求愈发迫切。例如, 在空间探测中探测器红外载荷需在 10K 以下温区运行, 同时其辅助设备 (光学元件) 需在 80K 温区工作, 且不同温区的负载变化并不同步。

两级脉管制冷机能够同时在两个温区提供冷量, 布置于脉管热端的调相机构能够改善系统内相位分布, 实现高效制冷^[4-7]。目前国内外多家机构已经开展了相关研究。2004 年, 美国 Sierra Lobo^[8]报道了一台气耦合两级脉管制冷机, 采用

双向进气+惯性管-气库调相，可提供 $1.4\text{W}@18.3\text{K}$ & $6\text{W}@67\text{K}$ 的冷量。2008 年 NGAS^[9]研制了一台热耦合两级脉管制冷机，采用小孔+惯性管-气库气动调相，获得了 $14\text{W}@85\text{K}$ & $2\text{W}@35\text{K}$ 的制冷性能。2012 年，浙江大学^[10]提出自预冷脉管方法，实现了 $7.5\text{W}@75.5\text{K}$ & $1.1\text{W}@30\text{K}$ 的制冷量以及 15.87K 的最低无负载温度，为当时仅采用惯性管调相的两级脉管制冷机中最低温度记录。2019 年，中科院理化所^[11]公开了一台采用惯性管-气库气动调相的两级脉管制冷机，可提供 $100\text{mW}@9.3\text{K}$ & $1\text{W}@40\text{K}$ 的冷量。

尽管惯性管-气库、双向进气等传统调相机构结构简单，但调相能力不足，且脉管热端的膨胀声功无法回收。近年来，活塞型调相器作为一种新型调相机构逐渐得到了关注。同济大学朱绍伟团队^[12-15]提出阶梯推移活塞调相方案，其调相能力优于传统惯性管结构，可实现 $2\text{W}@26.7\text{K}$ & $10\text{W}@77.6\text{K}$ 的冷量。本课题组联合中科院理化所针对两级阶梯排出器调相^[16,17]和两级独立排出器调相^[18,19]展开研究，实现了 $8.3\text{W}@20\text{K}$ & $10.3\text{W}@68\text{K}$ 的双温区制冷性能。相比于气动型排出器，主动调相方式可以实现调相器的主动控制，提升整机制冷性能。Air Liquid 公司等^[20-22]采用惯性管与辅助压缩机实现主动调相，可将最低无负载温度降至 10.1K ，并获得了 $0.4\text{W}@15\text{K}$ 的制冷量。但并未对冷量分配进行研究。中科院技物所^[23-25]报道了一款采用气动与主动混合调相的两级制冷机，其制冷量可达 $0.44\text{W}@20\text{K}$ & $3.53\text{W}@30\text{K}$ 。

上述研究的重点聚焦于低温级冷量提升，双温区冷量调节能力不足，难以满足两个温区负载非线性变化的需求。针对这些问题，本文提出了气动排出器与主动排出器相结合的混合调相方式，降低级间干扰、增加级间冷量调节能力，同时保持系统结构简单的优势。

2. 混合调相机理分析

排出器根据是否受电机驱动可以分为气动排出器和主动排出器，在前期研究中，我们已系统考察了气动阶梯排出器、两级气动独立排出器的制冷特性^{[16][18]}，在此基础上，进一步考察采用混合调相方式的两级脉管制冷机双温区冷量调节范围。

两级调相机构可实现主动与气动混合调相。图 1(a)和图 1(b)分别为其一级气

动-二级主动和一级主动-二级气动混合调相机构示意图。

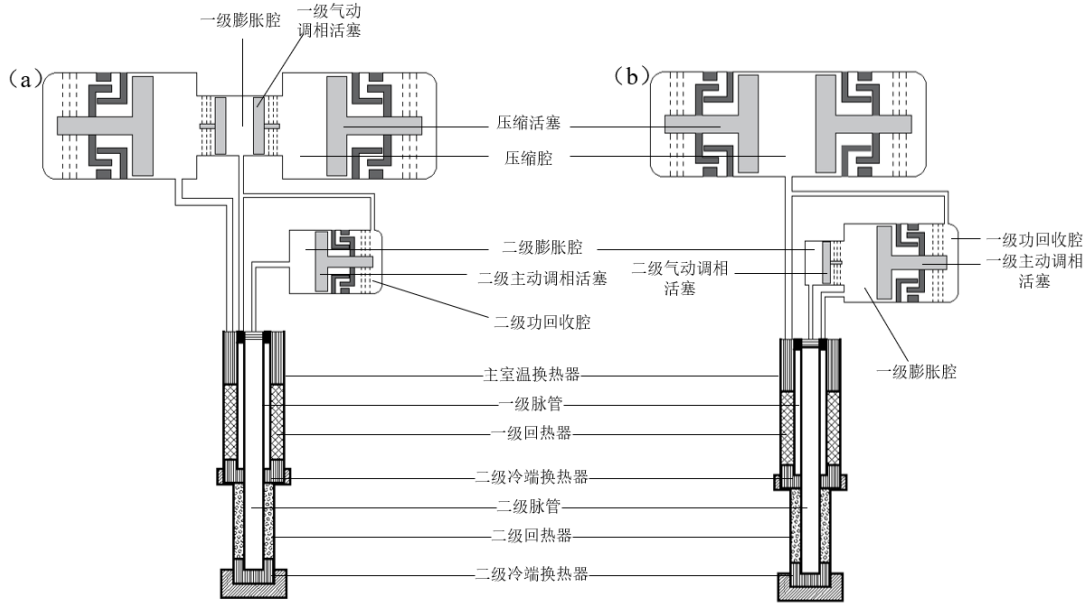


图 1 采用混合调相的两级脉管制冷机结构示意图 (a) 一级气动-二级主动调相; (b) 一级主动-二级气动调相

Figure 1 Schematic diagram of the two stage pulse tube cooler with hybrid phase shifter: (a) First stage passive-second stage active phase shifter;(b) First stage active-second stage passive phase shifter.

首先，对一级气动-二级主动调相方式（如图 1(a)所示）进行力学分析，一级气动调相活塞受到活塞惯性力、阻尼力、弹性力、压缩腔侧压力，一级膨胀腔侧压力，此时一级气动活塞阻抗方程如下：

$$Z_{12}A_1^2 - Z_{11}A_1^2 = i(\omega m_1 - k_1 / \omega) + R_{m_1} \quad (1)$$

式中 m_1 表示一级活塞动质量； A_1 为一级活塞内侧端面面积； $\tilde{x}_1$ 表示一级活塞振幅； k_1 为一级弹簧刚度； R_{m_1} 表示一级活塞机械阻尼； Z_{11} 、 Z_{12} 分别表示一级活塞外侧端面、一级活塞内侧端面处阻抗。气动活塞仅依靠自身动质量、弹簧刚度、阻尼以及回热器两侧压差进行往复运动，结构简单。

同理，二级主动调相活塞受到电机驱动力、活塞惯性力、阻尼力、弹性力、二级功回收腔压力、二级膨胀腔侧压力，此时二级主动活塞阻抗方程如下：

$$\tilde{F}_{e_2} / \tilde{u}_2 + Z_{22}A_2^2 - Z_{21}A_2^2 = i(\omega m_2 - k_2 / \omega) + R_{m_2} \quad (2)$$

式中 $\tilde{F}_{e_2}$ 表示二级主动活塞所受驱动力； m_2 表示二级活塞动质量； A_2 为二级活塞内侧端面面积； $\tilde{x}_2$ 表示二级活塞振幅； k_2 为二级弹簧刚度； R_{m_2} 表示二级活

塞机械阻尼； $\tilde{u}_2$ 为二级活塞运动速度； Z_{21} 、 Z_{22} 分别表示二级活塞外侧端面以及二级活塞内侧端面处阻抗。主动活塞可通过电机力调节排出器行程与相位，首先影响本级阻抗，进而影响整机的阻抗分布和冷量分配。

类似的，当使用一级主动-二级气动调相方式（图 1(b)所示）时，一级活塞与二级活塞阻抗关系方程分别为：

$$\tilde{F}_{e_1} / \tilde{u}_1 + Z_{12}A_1^2 - Z_{11}A_1^2 = i(\omega m_1 - k_1 / \omega) + R_{m_1} \quad (3)$$

$$Z_{22}A_2^2 - Z_{12}A_1^2 = i(\omega m_2 - k_2 / \omega) + R_{m_2} \quad (4)$$

式中 $\tilde{F}_{e_1}$ 表示一级活塞所受驱动力； $\tilde{u}_1$ 代表一级活塞运动速度。混合调相既能够保留气动排出器结构简单，可靠性高的优势，同时引入的主动调相机构可通过电机力调节活塞运动状态，从而改变整机阻抗，在不显著增加系统复杂度的前提下，增强级间冷量动态分配能力。

3. 数值模拟分析

3.1 不同调相方式制冷性能对比

3.1.1 模型介绍

Sage 软件以质量、动量及能量守恒方程为核心，耦合经验关联式进行数值求解^[27]，是国际上广泛应用于小型低温制冷机的仿真工具。中科院理化技术研究所^[19]、中科院上海技术物理研究所^[24]、牛津大学^[26]等国内外多家机构均采用该软件开展制冷机数值模拟，其计算结果可为实验优化提供可靠依据。本文基于 Sage 软件建立了斯特林型两级脉管制冷机数值模型，如图 2 所示。包括驱动模块、调相模块和冷指模块。驱动模块主要包括驱动活塞和压缩腔，冷指模块包括一、二级冷指，混合调相模块包括一级主动-二级气动调相和一级气动-二级主动混合调相两种，主动调相采用主动活塞，通过 Constrained Piston 模块实现，可直接控制活塞位移幅值和相位；气动调相采用 Reciprocator 模块结合刚度和阻尼模块实现。

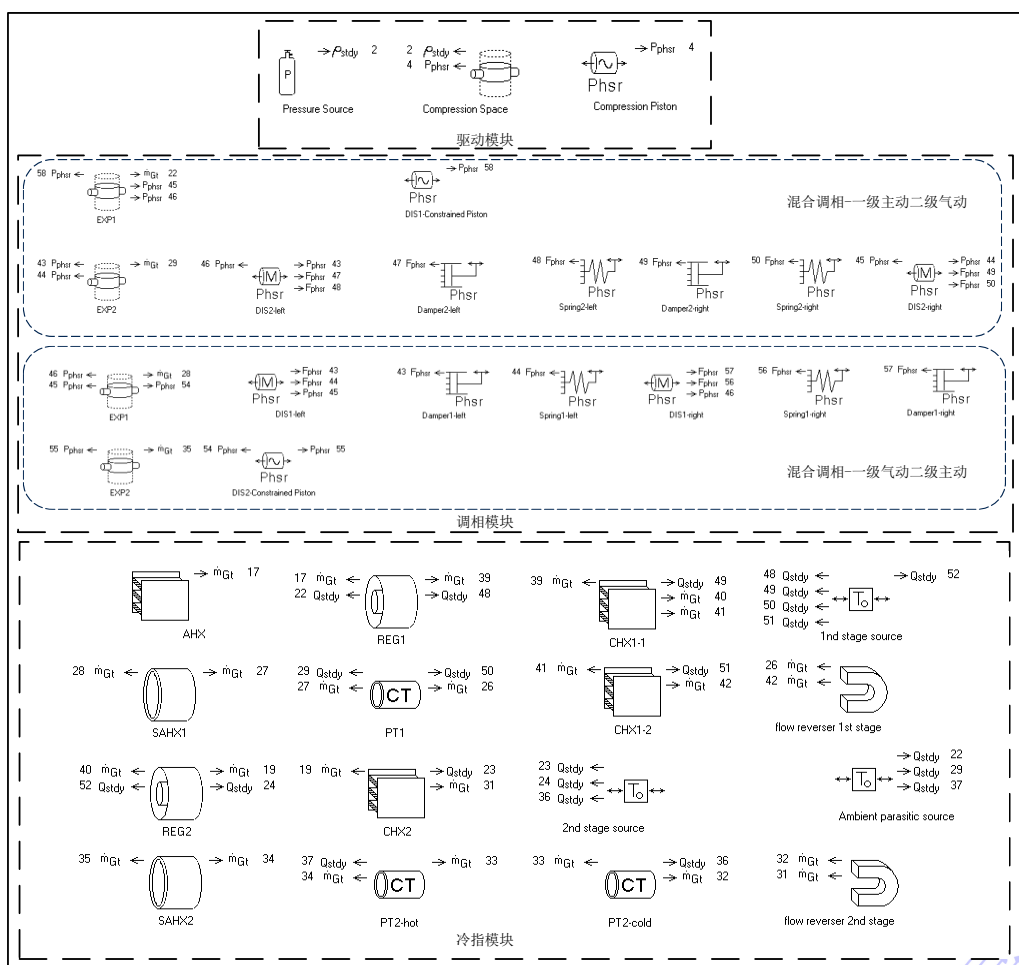


图 2 采用混合调相机构的斯特林型两级脉管制冷机 Sage 模型

Figure 2. Sage model of the two-stage pulse tube cooler with hybrid phase shifter

系统部分结构参数如表 1 所示，后续模拟中，制冷机运行频率为 30Hz，运行压力为 3.0MPa，驱动活塞输入声功固定为 220W。

表 1 制冷机结构参数

Table 1. Structural parameters of the cooler.

部件名称	结构参数	
	内径/mm	长度/mm
一级回热器	16.4	60.5
二级回热器	7.3	50
一级脉管	7.3	74
二级脉管	7.0	148

3.1.2 混合调相-一级气动二级主动

图 3 (a)显示了采用一级气动-二级主动混合调相时系统最大冷量调节范围。图中空心点即为在之前研究中采用阶梯气动排出器和独立气动排出器在该温区获得的冷量^{[16][18]}。采用一级气动-二级主动混合调相时，所获一级最大冷量为 17.5W，随着一级冷量的降低，二级冷量表现出先增加后减少的趋势，最大二级冷量为 0.95W，此时一级冷量为 7.1W。相比于其他两种气动调相形式级间冷量强相关的局限，增加主动调相机构后，系统可实现较为广阔的两级冷量调控范围。图 3(b)进一步展示了部分冷量时（图 3 (a)中红色实心点）系统各部件焓损情况。随着一级冷量的下降，一级回热器焓损缓慢降低，二级回热器焓损急剧增加，从 20.84W 提升至 79.24W。为进一步分析系统内相位分布情况，图 3 (c) 给出了两级回热器冷热端以及两级脉管热端压力波与体积流相位差的变化情况。随着一级冷量的减少，一级回热器冷热端相位差随冷量变化较为平缓，二级回热器热端相位差逐渐升高，而其冷端相位差逐渐降低，二级回热器跨越的相位差在逐渐减小。同时，一级脉管热端的相位逐渐增大，二级脉管热端的相位在逐渐减小。

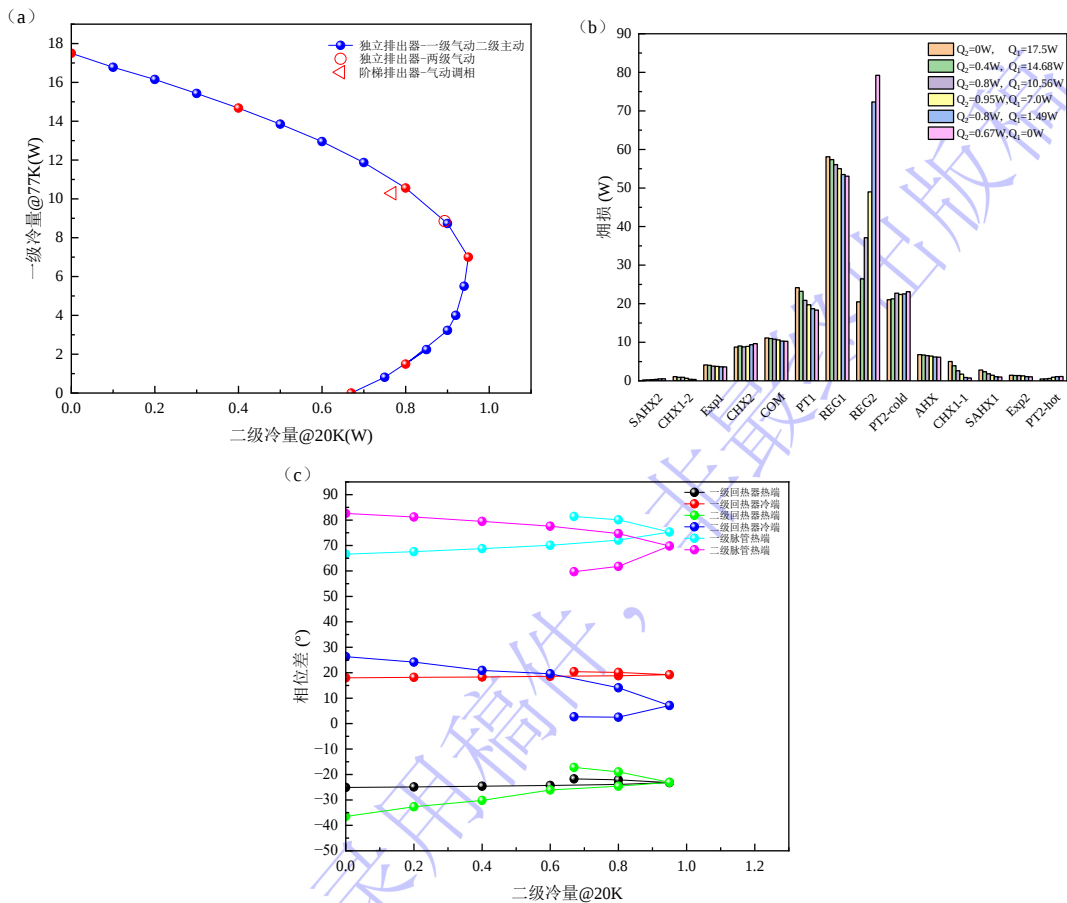


图 3 一级气动-二级主动混合调相模拟结果 (a) 最大冷量调节范围；(b) 各部件焓损；

(c) 压力波与体积流相位差

Figure 3 Simulation results of first stage passive-second stage active hybrid phase shifter: (a) maximum cooling capacity adjustment range; (b) exergy losses of each component;(c) phase difference between pressure wave and volume flow

对于一级气动排出器而言，其动质量、弹簧刚度以及机械阻尼会影响系统阻抗特性，进而影响整机性能。由公式（1）可知，动质量与弹簧刚度共同影响阻抗虚部（ $\omega m_1 - k_1 / \omega$ ），增加活塞动质量或减小弹簧刚度均可使阻抗虚部增大，机械阻尼则对应于阻抗实部的变化。图 4 (a)和图 4 (b)给出了一级气动排出器各参数对冷量调节范围的影响。随着动质量的增加，可实现的二级最大冷量有所提升，但是一级冷量逐渐减小，当阻抗虚部由-58.95 Pa·s·m 增加至-36.33 Pa·s·m，最大一级冷量由 17.5W 下降至 11.4W，二级最大冷量由 0.95W 上升至 1.28W。从图 4(b)可以看出，随着一级排出器机械阻尼（阻抗虚部）的增加，系统最大一级冷量下降，最大一级冷量则从 17.5W 下降至 11W，最大二级冷量由 0.95W 上升至 1.06W。

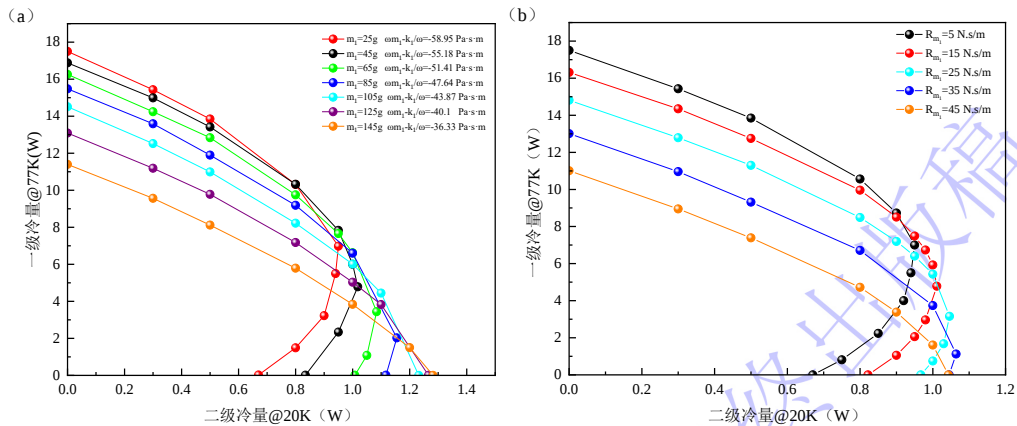


图 4 一级气动排出器参数对系统制冷性能的影响 (a) 动质量；(b) 机械阻尼
Figure 4 Effect of parameters of first stage passive displacer on interstage cooling capacity:(a) moving mass;(b) mechanical damper

3.1.3 混合调相-一级主动二级气动

采用一级主动-二级气动混合调相的系统最大冷量调控范围如图 5(a)所示。系统可实现最大二级冷量为 1.26W，随着二级冷量的上升，系统所获最大一级冷量先上升后下降。当二级冷量为 0.2W 时，系统可获最大一级冷量为 13.82W。图 5(b)示出(a)中部分冷量（红色实心圆球）时各部件焓损变化。随着二级冷量的提升，一级回热器焓损出现明显下降，二级回热器焓损缓慢上升。从回热器两端相位差与脉管热端相位角度来看。如图 5 (c) 所示，随着二级冷量的提升，二级

回热器冷端相位差缓慢增加，一级回热器冷端相位差逐步增加，二级回热器热端相位差逐步减少。二级回热器冷热端相位差跨度逐渐增大，故回热器内部声功传递效率始终保持较优水平，同时一级脉管热端相位差逐步提升，二级脉管热端相位差基本不变。

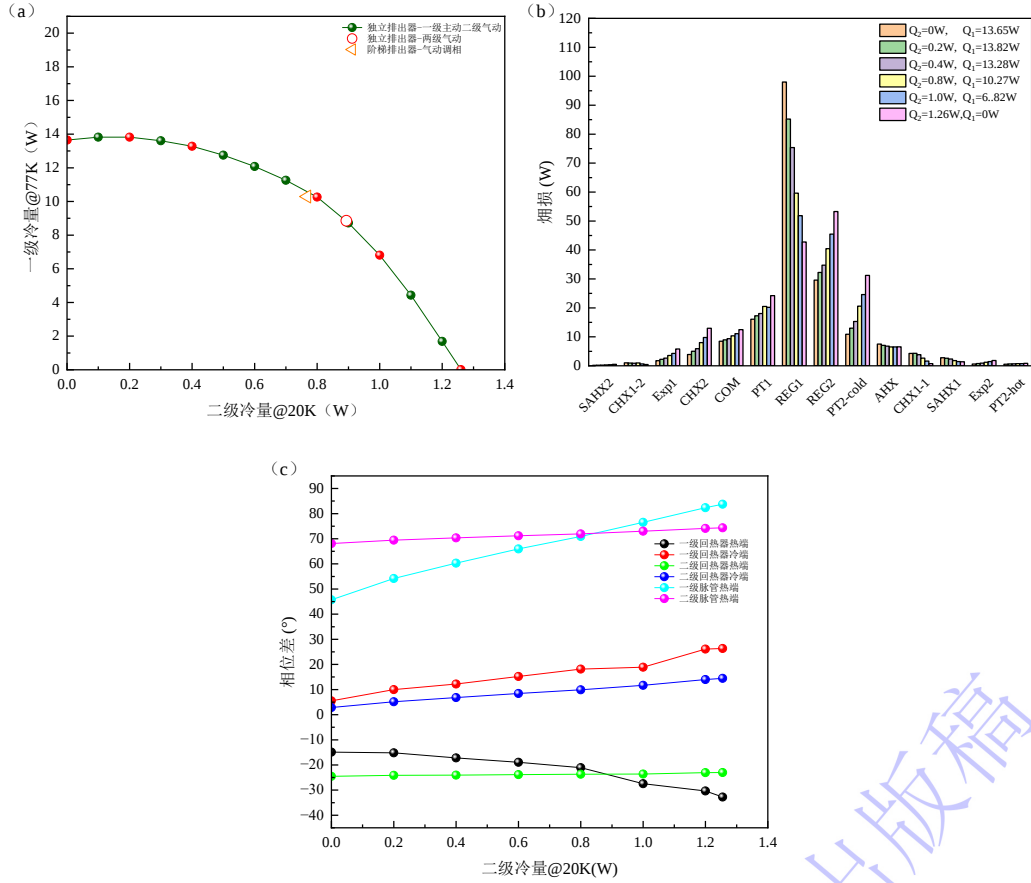


图 5 一级主动-二级气动混合调相模拟结果 (a) 最大冷量调节范围；(b) 各部件焓损；(c) 压力波与体积流相位差

Figure 5 Simulation results of first stage active-second stage passive hybrid phase shifter: (a) maximum cooling capacity adjustment range; (b) exergy losses; (c) phase difference between pressure wave and volume flow

进一步考察二级气动排出器参数对系统性能的影响。如图 6(a)所示，相同动质量（阻抗虚部）时，随着二级冷量的上升，所获一级冷量均出现先上升后下降的趋势，级间冷量变化基本一致。随着二级活塞动质量的增加，可获一级冷量增加，二级冷量逐渐降低，系统冷量调控范围向提升一级冷量方向发展。图 6(b)给出了机械阻尼（阻抗实部）对系统冷量调控范围的影响。随着机械阻尼的增大，级间冷量调控范围逐步降低，可获得的最大二级冷量随之降低，而最大一级冷量

仅小幅提升。

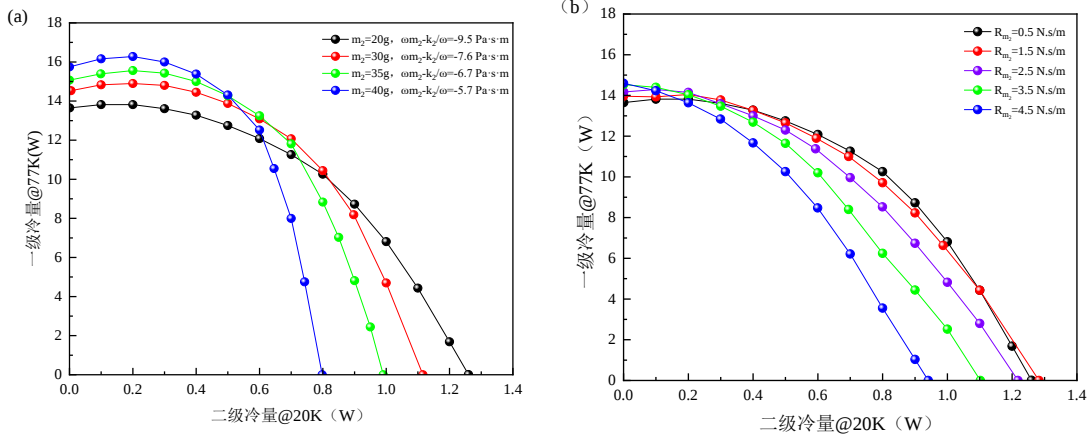


图 6 二级气动排出器参数对系统制冷性能的影响 (a) 动质量; (b) 机械阻尼

Figure 6 Effect of parameters of second stage passive displacer on system cooling

performance:(a) moving mass;(b) mechanical damper

3.2 不同温区的制冷性能对比

不同调相方式在不同温区（60K,70K,77K）-（20K,30K）的最大冷量调控范围。如图 7 所示。为了方便清楚的对比分析，图 7 中黑色曲线给出了两级均采用主动调相时的系统制冷性能。可以看出，两级主动调相在双温区均获得了较优的两级制冷量，当一级温度较低时（60K），采用一级气动-二级主动混合调相方式可以达到与两级主动调相类似的冷量调控范围。但当一级温度提高时，随着一级冷量的降低，系统所获得最大二级制冷量出现了先上升后下降的趋势，该现象当二级温区在 20K 时更为明显。对于一级主动-二级气动混合调相机构来说，在不同制冷温区，系统最大一级冷量均随着二级冷量的提升出现先上升后下降的趋势，随着一级温区的提高，系统级间冷量调控范围有所提升，所获二级最大冷量在各温区均与两级主动调相基本相似。

两级主动调相需要两个独立的驱动机构，系统结构复杂，后期维修较为困难。气动排出器结构简单，但是级间冷量不能调节。合适的混合型调相可实现与两级主动调相类似的级间冷量调控范围。若一级冷量需求较小，二级冷量需求较大时可选用一级主动二级气动混合调相；若一级冷量需求较大，二级冷量需求较小时则可以选择一级气动二级主动混合调相机构；若要求级间冷量适中且调控范围较广时，可选取一级气动二级主动混合调相机构。

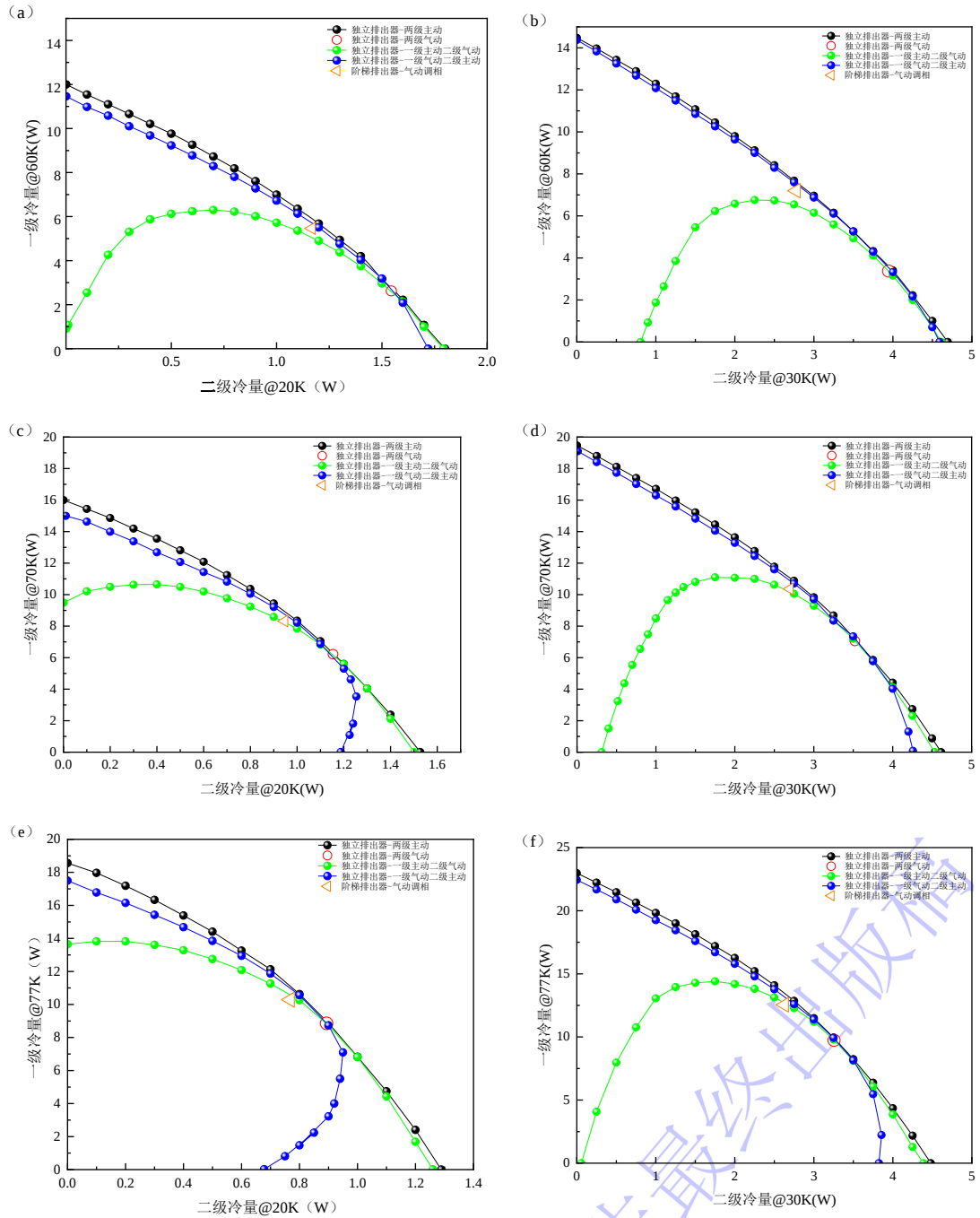


图 7 不同调相方式的级间冷量调控范围 (a) 60K-20K; (b) 60K-30K; (c) 70K-20K; (d) 70K-30K; (e) 77K-20K; (f) 77K-30K

Figure 7 Interstage cooling capacity adjustment ranges with different hybrid phase shifters:(a) 60 K–20 K; (b) 60 K–30 K;(c) 70 K–20 K;(d) 70 K–30 K;(e) 77 K–20 K;(f) 77 K–30 K

3. 总结

本文考察了混合型调相方式（一级气动-二级主动，一级主动-二级气动）对

系统性能的影响。通过改变主动排出器幅值和相位,可以实现双温区级间冷量的调控,气动排出器参数同样会影响冷量调控范围。研究表明,合适的混合调相方式既能够降低系统复杂程度,也可以实现与两级主动调相类似的冷量调控范围。采用一级气动-二级主动混合调相时,在 77K-20K 温区可获最大一级冷量和最大二级冷量分别为 17.5W 和 0.95W;采用一级主动-二级气动混合调相时,在 77K-20K 温区可获最大一级冷量和最大二级冷量分别为 13.82W 和 1.26W。根据制冷温区与冷量需求可选择合适的混合调相机构以满足制冷条件同时简化系统结构,相应的实验测试将在后续工作中开展。

参考文献

- [1] Radebaugh R 2009 *Journal of Physics: Condensed Matter* **21** 164219
- [2] Duval J-M, Charles I *AIP Conference Proceedings* p1040-1047
- [3] Charrier A, Charles I, Rousset B, Duval J-M, Daniel C *AIP Conference Proceedings* p1010-1017
- [4] Li K, Wang Y N, Liu P, Yu F Q, Dai W, Shen J 2023 *Acta Phys. Sin.* **72** 190702 (in Chinese) [李珂, 王亚男, 刘萍, 禹芳秋, 戴巍, 沈俊 2023 *物理学报* **72** 190702]
- [5] Zu H Y, Cheng W J, Wang Y N, Wang X T, Li Ke, Dai Wei. 2023 *Acta Phys. Sin.* **72** 54 (in Chinese) [俎红叶, 程维军, 王亚男, 王晓涛, 李珂, 戴巍 2023 *物理学报* **72** 54]
- [6] Liu X M, Zha K F, Ma S, Han L M, Xie X L, Guo W J, Pan C Z. 2025 *Acta Phys. Sin.* **74** 38 (in Chinese) [刘旭明, 查奎帆, 马帅, 韩丽明, 谢晓霖, 郭伟杰, 潘长钊 2025 *物理学报* **74** 38]
- [7] CHEN G, TANG K 2010 *Principles of Small Low-temperature Refrigerator* (Beijing: Science Press)
- [8] Nguyen C, Yeckley A, Culler A, Habermusch M, Radebaugh R *AIP Conference Proceedings* p1703-1712
- [9] Jaco C, Nguyen T, Tward E *AIP Conference Proceedings* p530-537
- [10] Qiu L, Zhi X, Han L, Cao Q, Gan Z 2012 *Cryogenics* **52** 575
- [11] Wu X, Chen L, Liu X, Wang J, Zhou Y, Wang J 2019 *Cryogenics* **101** 7
- [12] Zhu S 2015 *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 101
- [13] Li Y Z, Guo Z R, Gao Z M, Yang L W, Chen S Y, Chen L, Liu S Q 2020 *Appl. Therm. Eng.* **173** 115229
- [14] Xu S, Zhu S 2024 *Int. J. Refrig.* **164** 49

- [15] Yang B, Liu Z F, Zhu S W 2024 *Cryogenics* 87(in Chinese)[杨斌, 刘知非, 朱绍伟 2024 *低温工程* 87]
- [16] Pang X M, Wang X T, Dai W, Luo E C 2018 *Cryogenics* **92** 36
- [17] Ding X P, Li Z K, Wang X T, Zhang Y B, Dai W, Li H B 2024 IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 1301
- [18] Pang X, Wang H, Wang X, Dai W, Ma S 2025 *Cryogenics* **150** 104149
- [19] Pang X, Wang H, Wang H, Wu W, Liu S, Wu Y, Ma S 2026 *International Journal of Refrigeration* **186** 106906
- [20] Charles I, Golanski L, Gauthier A, Coynel A, Duval J-M 2008 *AIP Conference Proceedings* p887-894
- [21] Duval J, Charles I, Chassaing C, Butterworth J, Aigouy G, Mullié J 2014 *AIP Conference Proceedings* p533-539
- [22] Charles I, Prouvé T, Ercolani E, Daniel C 2014 *at ICC18*
- [23] Wenting W, Xiaoyu C, Shaoshuai L, Zhenhua J, Jiantang S, Yinong W 2021 *International Journal of Refrigeration* **131** 615
- [24] Wen F S, Liu S S, Wu W T, Song J T, Zhu H F, Jiang Z H, Wu Y N 2021 *J. Cent. South Univ. Technol.* **52** 1757(in Chinese) [温丰硕, 刘少帅, 伍文婷, 宋键镠, 朱海峰, 蒋珍华, 吴亦农 2021 *中南大学学报(自然科学版)* **52** 1757]
- [25] Wang Y, Shaoshuai L, Jiantang S, Wenting W, Hejun H, Zhenhua J, Nanxi L, Haifeng Z, Yinong W 2023 *Journal of Thermal Science* **32** 2155
- [26] Abolghasemi M A, Liang K, Stone R, Dadd M, Bailey P 2018 *Cryogenics* **96** 53
- [27] Gedeon D 1995 *Cryocoolers* 8 (Springer) pp281-292

Study on the interstage cooling capacity* regulation of two stage pulse tube cooler with hybrid phase shifter

YIN Yimin¹⁾ PANG Xiaomin^{1)†} WANG Xiaotao³⁾ ZHANG Jiajie^{1)‡} DAI Wei³⁾
MA Suxia¹⁾²⁾

1) (College of Electrical and Power Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China)

2) (Key Laboratory of Clean Coal-Fired Power Generation, Ministry of Education, Shanxi, 030024, China)

3) (Technical Institute of Physics and Chemistry, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

Abstract

Two stage pulse tube coolers, could provide cooling capacity at dual temperature zones, exhibiting significant application value in fields such as space exploration, superconducting magnets, and quantum computing. To meet the requirements of nonlinear variable-load requirements in dual-temperature-zone, this paper proposes hybrid phase shifters: the first stage passive-second stage active hybrid phase shifter and the first stage active-second stage passive hybrid phase shifter.

Phase shifting mechanism analyses are firstly carried out. The motion state of active displacer piston could be actively controlled by the driving force, and the phase difference between the pressure wave and volume flow at the hot end of the pulse tube is adjusted accordingly, thereby changing the impedance of this stage and consequently affecting the interstage cooling capacity.

Numerical models are then constructed based on Sage software. For the first stage passive-second stage active hybrid phase shifter, the cooling capacity can be adjusted from 0 to 17.5 W at 77 K and from 0 to 0.95 W at 20 K. With the decrease of the first stage cooling capacity, the maximum second stage cooling capacity is first increased and then decreased. The maximum first stage cooling capacity is reduced and the maximum second stage cooling capacity is increased by increasing the moving mass and mechanical damping. For the first stage active-second stage passive hybrid phase shifter, as the second stage cooling capacity increases, the maximum first stage cooling capacity first rises and then falls. A maximum value of 1.26 W at 20 K is obtained. Increasing the moving mass or mechanical damping of the second stage displacer would improve the maximum first stage cooling capacity while reduce the maximum second stage cooling capacity.

Finally, the maximum cooling capacity regulation ranges with hybrid phase shifters in various temperature zones are compared. For the first stage active-second stage passive hybrid phase shifter, the maximum first stage cooling capacity first increases and then decreases with the rise of the maximum second stage cooling capacity. For the first stage passive-second stage active hybrid phase shifter, as the first stage working temperature increases, the maximum achievable second stage cooling capacity first increases and then decreases with the reduction of the first stage cooling capacity.

Hybrid phase shifter could simplify the system structure and regular interstage cooling performance, providing a feasible technical solution for high-efficiency variable-load two stage pulse tube cooler.

Keywords: pulse tube cooler; hybrid phase shifter; dual-temperature zone; interstage cooling capacity

* Project supported by National Natural Science Foundation of China (No. 52506026) and the foundation of Key Laboratory of Cleaner Intelligent Control on Coal & Electricity, Ministry of Education, P.R. China (CICCE202521).

† Corresponding author.E-mail: pangxiaomin@tyut.edu.cn

‡ Corresponding author.E-mail: zhangjiajie@tyut.edu.cn

The first author.E-mail: 19050651884@163.com

录用稿件，非最终出版稿