

## 仪器与测量

## 亚开温区 He II 超流涡旋制冷机的实验研究\*

廖奕<sup>1)2)</sup> 王琨<sup>1)2)</sup> 肖田田<sup>1)2)</sup> 查奎帆<sup>2)</sup> GÉRARD ROUILLE<sup>3)</sup>王慧志<sup>4)</sup> 刘思学<sup>4)</sup> 潘长钊<sup>2)†</sup>

1) (南方科技大学, 深圳 518055)

2) (深圳国际量子研究院, 深圳 518048)

3) (Institut d'Astrophysique Spatiale-Université Paris-Sud, 91405 Orsay CEDEX, France)

4) (北京空间飞行器总体设计部, 航天器热控全国重点实验室, 北京 100094)

(2025 年 12 月 25 日收到; 2026 年 2 月 5 日收到修改稿)

极低温制冷机是支撑当代物理发展的重要科研仪器. 超流涡旋制冷机是以  $^4\text{He}$  的超流态 (He II) 为工质的极低温制冷机, 具有成本低、振动低、结构紧凑、可连续制冷的优点. 本文围绕超流涡旋制冷机, 介绍了其制冷原理以及驱动原理——喷泉效应, 构建了热驱动的制冷循环. 进一步进行实验系统的设计与搭建, 超流涡旋制冷单元需要工作在  $^4\text{He}$  超流温度以下, 本实验采用“G-M”制冷机加上  $^4\text{He}$  减压蒸发制冷的方法提供超流温度以下的预冷, 在此基础上启动超流涡旋制冷机实现了亚开尔文制冷, 最低温度为 0.936 K, 典型制冷量为  $50 \mu\text{W}@1 \text{ K}$ . 分析表明, 漏热对超流涡旋制冷机有显著影响, 其中包括冷盘漏热以及非理想超漏的漏热. 本文是喷泉泵的一项成功应用, 这项技术也是连续型空间稀释制冷的关键技术之一. 超流涡旋制冷为极低温制冷提供了新的思路, 可以降低亚开尔文极低温环境的获取成本.

**关键词:** 超流氦, 极低温制冷, 超流涡旋制冷, 喷泉效应**DOI:** 10.7498/aps.75.20251760**CSTR:** 32037.14.aps.75.20251760

## 1 引言

极低温通常指低于 1 K 的温区, 也称亚开尔文温区, 常见的极低温制冷手段为  $^3\text{He}$ - $^4\text{He}$  稀释制冷、 $^3\text{He}$  减压蒸发制冷以及绝热去磁制冷. 这 3 种制冷方式都相对昂贵, 比如, 绝热去磁需要的超导磁体和稀释制冷机需要的  $^3\text{He}$ . 其中, 每升  $^3\text{He}$  气体的价格为 20000—25000 元, 而主流型号的商业化稀释制冷机所需要的  $^3\text{He}$  气体约为 20 升/台, 且  $^3\text{He}$  通常来自核聚变副产物, 存量较少, 是不可再生资源, 不利于未来大规模极低温制冷机的发展.

$^4\text{He}$  是比较容易获得的制冷工质, 某些天然气田的  $^4\text{He}$  资源富集, 因此其获取成本低于  $^3\text{He}$ .  $^4\text{He}$  减压蒸发制冷的典型工作温度为 1.5 K<sup>[1,2]</sup>, 并未进入亚开尔文温区, 采用低温吸附的方法可以将  $^4\text{He}$  减压蒸发的温度进一步拓展至 1 K 以下, 比如, 2022 年, Xi 等<sup>[3]</sup> 研究了基于  $^4\text{He}$  的吸附制冷, 达到最低温度为 843 mK. 2025 年, Liu 等<sup>[4]</sup> 研究了维持低温 16 h 的  $^4\text{He}$  吸附制冷机, 其最低温度为 836 mK. 然而, 基于吸附的制冷方法需要周期性升温来使吸附剂活化, 因此不能连续制冷, 这使其应用范围受限.

超流涡旋制冷机 (superfluid vortex cooler,

\* 航天器热控全国重点实验室开放基金 (批准号: NKLST-JJ-202501013) 和广东省珠江人才支持计划 (批准号: 2023QN10X795) 资助的课题.

† 通信作者. E-mail: pancz@iqasz.cn

SVC) 是以超流  $^4\text{He}$  (也称 He II) 作为循环工质, 通过喷泉效应驱动循环并以量子涡旋产生化学势差而制冷的亚开尔文制冷机. SVC 具有重量轻、结构紧凑、操作简单、成本较低、无运动部件的优点, 并且制冷时不发生气液相变, 适合在空间微重力环境下使用. 利用超流涡旋进行制冷最早由卡皮查于 1941 年提出<sup>[5]</sup>, 理论预测了该制冷效应可以接近 0 K. 之后 Stass 和 Severijns<sup>[6]</sup> 第 1 次实验上验证了该制冷方式, 在实验中发现其最低制冷温度在 0.6—0.7 K. 1989 年, NASA 为了预冷空间稀释制冷机而研究了 SVC, 使用液氮浴作为预冷方式, 预冷温度低于 1.05 K, 最低温为 0.8 K, 1 K 的制冷量为  $700 \mu\text{W}$ <sup>[7]</sup>. 2005 年, Tanaeva 等<sup>[8]</sup> 使用湿式液氮浴预冷的情况下, SVC 最低温达到了 0.88 K, 并在 1 K 下获得  $360 \mu\text{W}$  制冷量; 使用干式的  $^3\text{He}$  脉管制冷机预冷时, 预冷温度为 1.4 K, SVC 最低温度达到 1.19 K. 表 1 展示了 SVC 与其他极低温制冷方式的对比. 与其他  $^4\text{He}$  系统相比, SVC 集合了连续制冷、能达到亚开尔文温度的优点; 与  $^3\text{He}$  系统相比, SVC 的工质获取成本更低.

本文阐述了超流涡旋制冷的原理, 在课题组原有的  $^4\text{He}$  减压蒸发系统的基础上, 搭建了 SVC 样机, 验证其可行性, 实现了采用全  $^4\text{He}$  的干式亚开尔文制冷. 本研究同步开发了热驱动的超流氦喷泉泵, 可以降低机械振动, 实现 SVC 的稳定连续制冷.

## 2 制冷原理与样机设计

He II 是饱和状态下处于 2.17 K 以下的超流态  $^4\text{He}$ . He II 的输运性质可以用二流体模型来解释: He II 内部存在两种相互渗透但行为独立的液体组分, 分别为超流组分和正常组分. 其中, 超流组分的特点是黏度为零、不携带熵、可以无摩擦地流动; 正常组分的特点与常规流体相同, 携带熵且黏度不为零. 两种组分的比例关系与温度呈正比, 即:

$$\frac{\rho_n}{\rho_n + \rho_s} = (T/T_\lambda)^{5.6}, \quad (1)$$

其中,  $\rho_n$  为正常组分的密度,  $\rho_s$  为超流组分密度,  $T_\lambda$  为  $^4\text{He}$  的超流转变温度,  $T$  为超流氦的温度.

本实验搭建的无运动部件的 SVC 是基于 He II 的两个效应: 喷泉效应和超流涡旋制冷效应, 下文将分别阐述.

### 2.1 超流涡旋制冷效应

图 1 展示了超流涡旋制冷的原理, 其中, 超漏是具有微纳孔隙的多孔介质, 是体现超流氦二流体性质的重要器件, 因为其只允许黏度为零、熵为零的超流组分通过, 因此也称为“熵过滤器”<sup>[9]</sup>. 初始时, 系统内的 He II 状态一致. 超漏左边的活塞作为使能元件, 产生压差  $\Delta P$  和化学势差  $\Delta\mu$ , 推动 He II 流动. 红色箭头表示正常组分的流动, 蓝色为

表 1 不同低温制冷方式的对比

Table 1. Comparison of different low temperature refrigeration methods.

制冷方式	典型制冷温度	特点	前级预冷要求
稀释制冷	10 mK	需要 $^3\text{He}$ ; 连续制冷	液氮温区 (~4 K)
$^3\text{He}$ 减压蒸发	250 mK	需要 $^3\text{He}$ ; 连续制冷	$^3\text{He}$ 液化温度 (<3 K)
绝热去磁制冷	几十毫开至几十开	固态制冷; 不连续	视最终制冷温度而定
$^4\text{He}$ 减压蒸发	1.2—1.5 K	机械泵驱动; 温度高于 1 K	液氮温区 (~4 K)
吸附式 $^4\text{He}$ 减压蒸发	约 0.8 K	无机运动部件; 不连续	液氮温区 (~4 K)
超流涡旋制冷	最低约 0.7 K	无机运动部件; 连续制冷	超流温区 (<2 K)

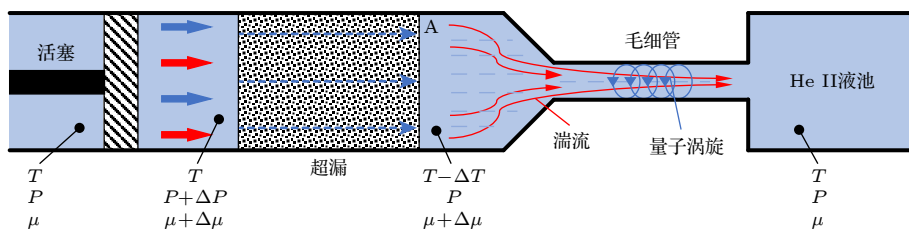


图 1 超流涡旋制冷效应原理图

Fig. 1. Schematic of the superfluid vortex cooling effect.

超流组分. He II 流的化学势可由下式计算<sup>[10]</sup>:

$$d\mu = -s dT + \frac{1}{\rho} dP - \frac{\rho_n}{\rho} (v_n - v_s) d(v_n - v_s), \quad (2)$$

式中  $s$  是 He II 的熵,  $P$  是压力,  $v_n$  和  $v_s$  分别代表正常组分和超流组分的流速. 流动到达稳态后, 右边第 3 项为零. 超漏内部的流动状态为层流, 不影响 He II 的化学势, 满足伦敦公式:

$$\nabla p = \rho s \nabla T. \quad (3)$$

因此由活塞产生的压差全部转化为温差. 在毛细管处, He II 流速超过临界流速, 正常组分以湍流的形式流动, 超流组分以量子涡旋的形式流动, 此时两种组分有较强的相互作用, 量子涡旋“拖拽”正常组分流过毛细管. 在稳态下, 毛细管两端的压差极小, 可以忽略<sup>[6]</sup>, 因此化学势差主要由温度差来维持. 根据 (2) 式可知, 温度梯度的方向与化学势梯度方向相反, 因此在腔体 A 产生低温.

## 2.2 喷泉效应

喷泉效应也叫热-机械效应, 是超流氦量子特性的宏观体现, 如图 2 所示, 加热器使超漏上下游形成温差, 为维持热力学势平衡, 超流组分会通过超漏往高温侧移动而形成聚集, 产生压差, 根据 (3) 式可知压差与温差成正比. 压差使得 He II 产生定向流动. 在文献 [11,12] 的实验中用细颈瓶浸入 He II 液池中进行加热实验, 观测到 He II 会从瓶口喷出, 形成喷泉的效果, 因此命名为“喷泉效应”.

喷泉泵利用该效应驱动 He II 定向流动, 目前成功应用于为空间探测器补充超流氦冷却液<sup>[13]</sup>, 其显著优势是无机械运动部件. 此外, 喷泉泵还应用于 <sup>3</sup>He 和 <sup>4</sup>He 分离的稀释制冷机<sup>[14]</sup> 以及空间连续型稀释制冷机<sup>[15]</sup> 中. 喷泉泵的压差与温差相关, 理想喷泉泵在接近  $T_\lambda$  时, 形成压差最大, 约为 70 kPa. 通过串联运行多个喷泉泵可以实现更高的

压差, 但也会导致流量减小<sup>[16]</sup>. 喷泉泵产生的流量  $\dot{m}$  由 (4) 式计算<sup>[17]</sup>:

$$q_{fp} = \dot{m} T_{fp} s. \quad (4)$$

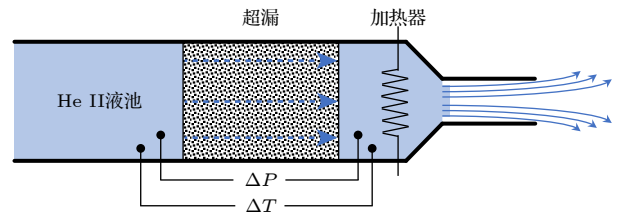


图 2 喷泉效应示意图

Fig. 2. Schematic of the fountain effect.

## 2.3 制冷循环与设计

表 2 总结了喷泉效应和超流涡旋制冷效应的异同. 实验中将两种效应串联, 喷泉泵作为驱动源 (代替了图 1 中的机械活塞), 产生 He II 流, 流过下游的超漏和毛细管, 发生超流涡旋制冷效应, 形成局部的低温. 图 3 展示了将两种效应结合的超流涡旋制冷循环原理图, 其中红色虚线框为喷泉泵部分, 蓝色虚线框内为超流涡旋制冷部分.

表 2 喷泉效应和超流涡旋制冷效应的对比

Table 2. Comparison of fountain effect and superfluid vortex cooling effect.

	喷泉效应	超流涡旋制冷效应
管道		超漏+毛细管
工质		He II
产生条件	温度差	He II 流动
现象	压差、He II 流动	局部低温

上文提到, 实现超流涡旋制冷效应需要满足的条件是: He II 在超漏内处于层流, 在毛细管内产生湍流和量子涡旋. 只有当正常组分完全湍流时, 才能形成两种组分的共同流动. 根据经典雷诺数计算:

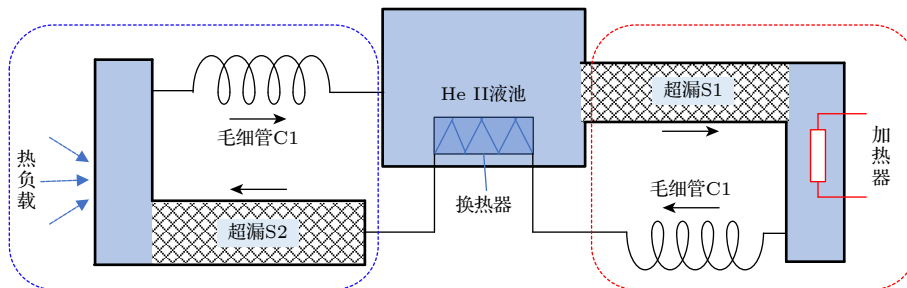


图 3 喷泉泵驱动的超流涡旋制冷循环

Fig. 3. Superfluid vortex cooling cycle driven by fountain pump.

$$Re = \rho v_n d / \eta_n, \quad (5)$$

式中,  $v_n$  和  $\eta_n$  分别是正常组分的流速和黏度,  $d$  是管道直径. 当  $Re > 1200$  时, 认为正常组分已经完全湍流<sup>[16]</sup>, 此时对应的临界流速为

$$v_{nc} \approx \eta_n Re_c / (\rho d). \quad (6)$$

应用(6)式可计算正常组分在直径 0.2 mm 的毛细管的临界流速约为 5.5 cm/s (假设工作温度为 1.8 K).

对于超流组分, 我们要求其在超漏内不能产生湍流, 保证超漏两端的化学势不变. 超流组分临界流速可以通过经验公式计算<sup>[17]</sup>:

$$v_{sc} \approx d^{-1/4}. \quad (7)$$

实验中超漏采用 100 nm 氧化铝粉末压制, 其特征孔隙设为 0.1  $\mu\text{m}$ , 计算出临界流速约 18 cm/s, 而对于 0.2 mm 毛细管,  $v_{sc}$  为 2.65 cm/s. 超漏内的临界速度明显高于毛细管内的临界速度, 因此主要考虑毛细管一侧的流速设计. 结合(3)式、(5)式可算出在毛细管产生湍流的加热条件:

$$q > \frac{4sT\eta_n Re_c}{\pi d^3 \dot{m}}. \quad (8)$$

### 3 超流涡旋制冷机的实验设计

图 4 是 SVC 实验装置的示意图, 包括 G-M 制冷机、<sup>4</sup>He 减压制冷系统气路、冷凝气路、喷泉泵和 SVC. G-M 制冷机用于室温到 4 K 的预冷, <sup>4</sup>He 减压制冷系统进一步冷却至  $\sim 1.3$  K, 关于预冷制冷机的介绍可参考本课题组的相关研究<sup>[2]</sup>. 冷凝器主要用于液化氦气, 冷凝器通过导热杆与 1 K 盘相连, 从而抬高液位, 因此液化后的 <sup>4</sup>He 由于重力而流入喷泉泵和 SVC 中.  $S_1$  和  $C_1$  分别为喷泉泵超漏和喷泉泵毛细管;  $S_2$  和  $C_2$  分别为 SVC 的超漏和毛细管.  $C_1$  和主换热器起到维持温差的作用, 防止从喷泉泵流出的温度较高的 He II 对 SVC 的制冷效果产生负面影响. 图中  $T_{fp}$ ,  $T_{svc}$  和  $T_b$  分别代表喷泉泵工作温度、SVC 制冷温度、起始温度 (<sup>4</sup>He 减压制冷系统的工作温度).

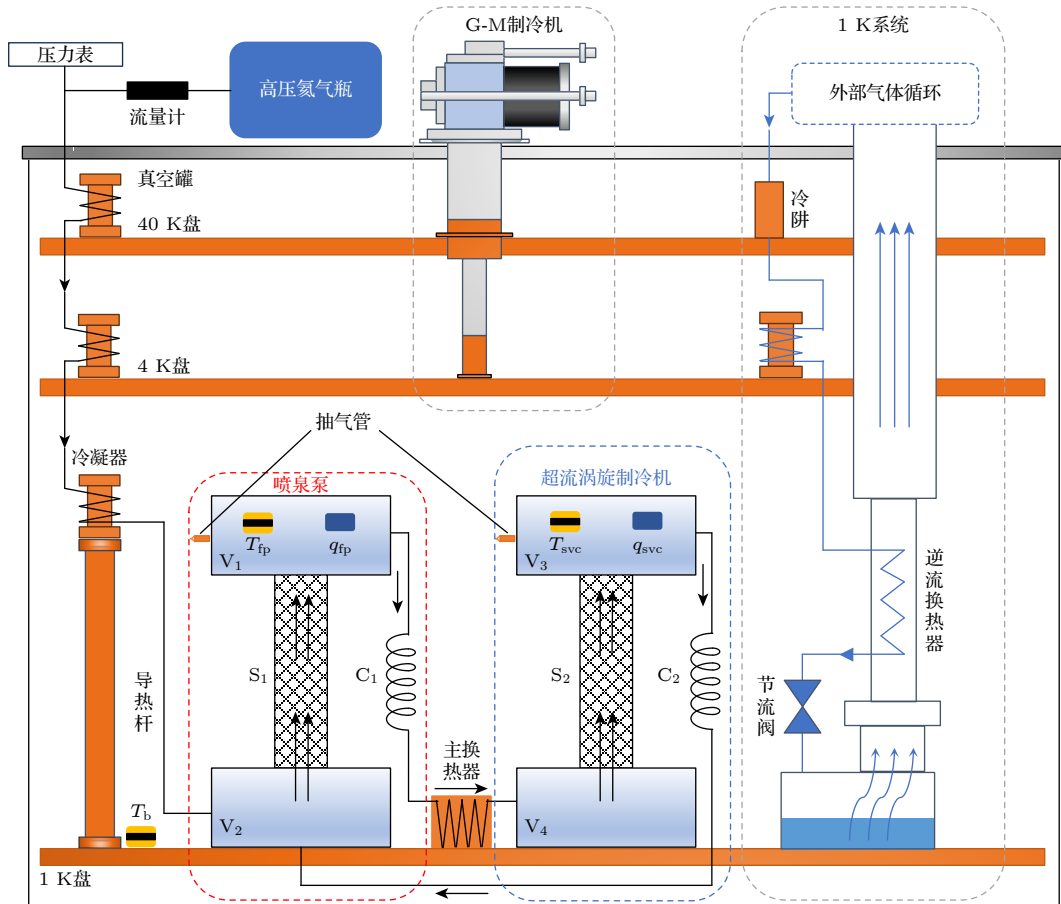


图 4 SVC 实验系统设计

Fig. 4. Design of SVC experiment system.

实验前要对冷凝气路进行抽真空和吹扫操作,先使用真空泵将冷凝气路抽真空至  $10^{-3}$  Pa, 然后充入少量氦气, 再抽真空, 如此往复至少 3 次可保证管路内的杂质气体不会对实验造成影响. 喷泉泵和 SVC 通过主换热器相连. 由于  $V_1$  和  $V_3$  只能通过超漏和毛细管与外部气路相连, 难以将其完全抽真空, 因此这两个腔体上设计了抽气管, 用于实验前抽真空. 在降温前, 需要使用封口器将抽气管剪断. 图 5 所示为实际样机图. 温度计和加热丝分别由真空馈通分别密封在  $V_1$  和  $V_3$  内.

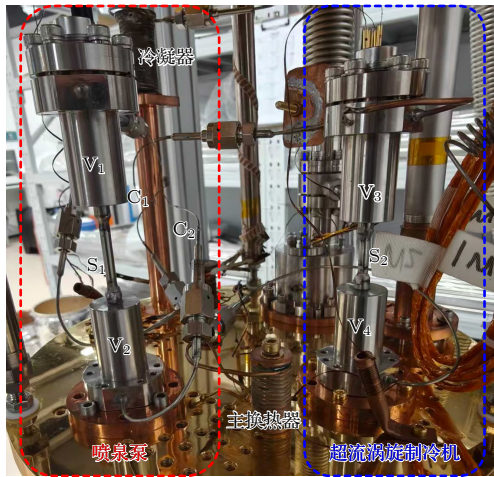


图 5 SVC 实物图  
Fig. 5. Photo of the SVC.

$S_1$  和  $S_2$  采用 100 nm 的氧化铝粉末压制而成,  $C_1$  和  $C_2$  是管径为 0.2 mm 的镍铜毛细管.  $T_{fp}$ ,  $T_{svc}$  和  $T_b$  都使用 Lakeshore 公司的 Cernox 温度传感器测得, 其中  $T_{fp}$  和  $T_b$  的温度计型号为 CX-1030-CU-HT-1.4L;  $T_{svc}$  的型号为 CX-1010-CU-HT-0.1L. 温度数据读取采用多场科技的 Kelvinion Monitor 温度监视器, 激励电流为  $10 \mu\text{A}$ .  $q_{fp}$  和  $q_{load}$  代表实验中的镍铬加热丝的加热量, 电流源分别采用 NGI 的 N2600 数字源表和 Keithley 2450 源表.

$T_b$  降至 2 K 以下后, 打开室温氦气瓶手阀, 通过减压阀维持一定压力进行加注. 此时压力表和流量计示数迅速升高然后缓慢回落, 当压力表示数高于  $T_b$  对应的饱和蒸气压且流量计示数为 0 时, 说明液面已经高于冷凝器, 加注已经完成, 可以关闭氦气瓶手阀, 开始 SVC 实验.

实验开始时, 启动  $q_{fp}$ ,  $T_{fp}$  升高, 喷泉泵开始工作, 产生的压差推动 He II 从  $C_1$  流出, 通过主换热器冷却至  $T_b$ , 然后进入  $V_4$  并流过  $S_2$  和  $C_2$ , 最后

回到  $V_2$ . SVC 最冷的点位于  $V_3$ .

图 6 所示为 SVC 的降温曲线图. 施加热量  $q_{fp}$  以后,  $T_{fp}$  首先升高, 随着温差增大,  $T_{svc}$  开始缓慢降低, 在几十秒内开始出现明显的降温趋势. 图 6 中不同的台阶对应不同的  $q_{fp}$ ,  $T_{svc}$  先随  $q_{fp}$  增大而降低, 当  $T_{fp}$  接近 2 K 时,  $T_{svc}$  温度趋于稳定, 大约为 0.93 K. 图 7 展示了 SVC 连续制冷的温度波动, 在 48 h 内, SVC 可连续稳定工作,  $T_{svc}$  波动幅值为 1 mK.

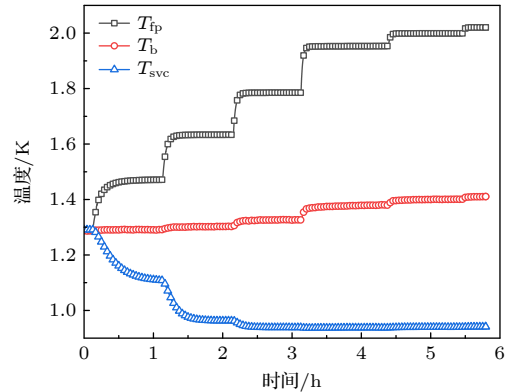


图 6 SVC 降温的曲线  
Fig. 6. Cooling curve of the SVC.

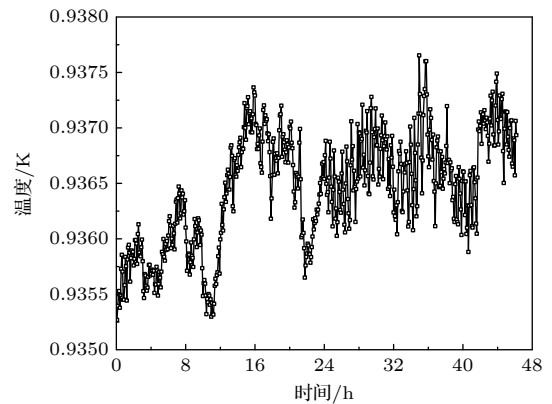


图 7 SVC 的温度波动  
Fig. 7. Temperature oscillation of the SVC.

## 4 结果与讨论

### 4.1 SVC 的制冷温度与制冷量

SVC 的最低温度与喷泉泵输入功率的变化关系如图 8 所示. 明显看出: 当  $q_{fp}$  比较小时,  $T_{svc}$  随着  $q_{fp}$  增大而减小; 当  $T_{fp}$  接近 1.8 K,  $T_{svc}$  的变化不明显. 根据图 8 放大图,  $T_{svc}$  最低温出现在 0.936 K, 随后  $T_{svc}$  随着  $q_{fp}$  的增大而增大.

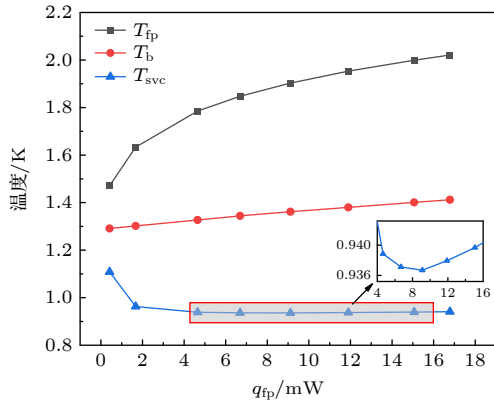


图 8 SVC 最低温度的变化

Fig. 8. Variation of minimum temperature of the SVC.

该现象与实验中超漏的性能以及漏热相关. 实验中的超漏不能完美地过滤正常组分, 而由于 SVC 的温度与正常组分和超流组分的密度比相关, 少部分的从超漏流出的正常组分会影响 SVC 的制冷温度.  $q_{fp}$  较小时,  $S_2$  进出口的压差小, 从  $V_4$  流入  $V_3$  的正常组分较少, 因此  $T_{svc}$  温度下降明显. 随着  $q_{fp}$  增大, 流入  $V_3$  的正常组分增多, 根据 (1) 式, 0.936 K 时正常组分仅占 0.9%, 此时增大 0.01% 的正常组分即可将 SVC 温度提高到 0.938 K. 同时, 湍流 He II 的传热系数在 1.9 K 时达到最大 [18,19], 导致喷泉泵的输入功率  $q_{fp}$  通过毛细管内的液体传导到 1 K 盘, 导致  $T_b$  温度升高, 进而使  $T_{svc}$  轻微升高. 该变化趋势说明限制温度进一步下降的原因不是喷泉泵的驱动性能, 而是制冷机的设计参数或者制冷原理本身.

实验中采用热平衡法测量制冷机的制冷量, 加热器采用四线法连接以精确表征加热功率. 在施加恒定加热功率时, 温度越低意味着制冷能力越强. 本实验固定  $q_{fp}$ , 逐渐增大  $q_{load}$  直到  $T_{svc}$  高于 1 K. 图 9 所示为测试 SVC 制冷量的结果.

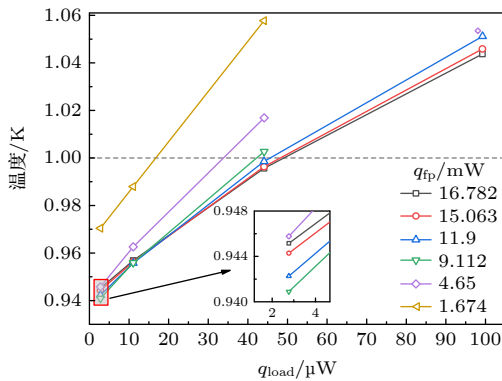


图 9 测试 SVC 的制冷量

Fig. 9. Measurement of the SVC cooling power.

可以看到,  $q_{fp}$  的大小对 SVC 制冷能力有显著影响.  $q_{fp} = 1.67$  mW 对应的 SVC 制冷能力最差, 在相同  $q_{load}$  下的制冷温度明显高于其他情况. 图 9 放大图展现了  $q_{load}$  较小时,  $T_{svc}$  随  $q_{fp}$  增大呈现先降后升的趋势, 这与图 8 中最低温度的变化趋势类似. 在  $T_{svc} > 1$  K 时 ( $q_{load}$  较高),  $q_{fp}$  越大,  $T_{svc}$  越低, 意味着制冷能力越强. 在 1 K 附近, SVC 的制冷量约为 50  $\mu$ W.

## 4.2 喷泉泵流量和漏热分析

SVC 的总热负载等于加热器的热量与漏热的和:

$$q_{svc} = q_{loss} + q_{load}. \quad (9)$$

在稳态下, SVC 总热负载等于工质的吸热:

$$q_{svc} = \dot{m}_{svc} T_{svc} s. \quad (10)$$

联立 (9) 式和 (10) 式可得

$$q_{load} = \dot{m}_{svc} (T s)_{svc} - q_{loss}. \quad (11)$$

使用 (11) 式对实验数据进行拟合, 得到结果如图 10 所示. 拟合参数如表 3 所列, 决定系数  $R^2$  接近 1, 说明数据线性度高. 其中  $m_{fp}$  是根据 (3) 式计算得出.  $m_{svc}$  比  $m_{fp}$  稍大, 说明通过 SVC 的 He II 流并不完全来自喷泉泵的驱动, 温度计的自热效应以及  $q_{load}$  也会产生少许 He II 流, 从而对  $m_{svc}$  比  $m_{fp}$  的相对误差产生影响, 在  $q_{fp}$  较低时, 该影响更加明显.  $q_{loss}$  值为几十微瓦, 与  $q_{load}$  的量级相当, 说明漏热是限制 SVC 制冷性能的重要因素. 然而, 在亚开尔文温度下, He II 本身的性质也会影响  $T_{svc}$  的性能, 如 He II 焦汤效应、旋子密度、卡皮查热阻等.

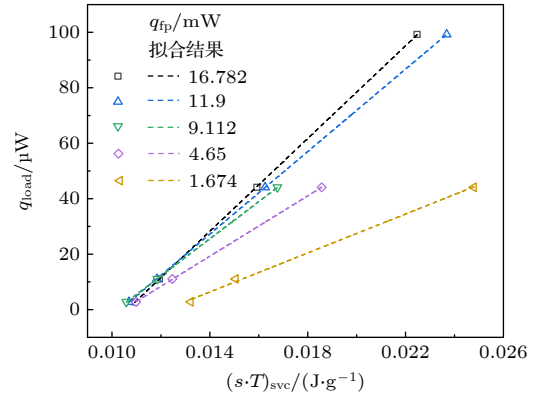


图 10 实验数据拟合结果

Fig. 10. Experimental data fitting results.

表 3 线性拟合的结果以及不同方法计算的流量比较  
 Table 3. Results of linear fitting and the comparison of the flow calculated in different ways.

$q_{fp}/\text{mW}$	$m_{\text{svc}}/(\mu\text{g}\cdot\text{s}^{-1})$	$q_{\text{loss}}/\mu\text{W}$	$R^2$	$m_{fp}/(\mu\text{g}\cdot\text{s}^{-1})$	$\frac{m_{\text{svc}} - m_{fp}}{m_{\text{svc}}}/\%$
16.782	8360.3	88.77	0.99999	8145.02	2.58
11.9	7437.18	76.87	0.99999	7264.96	2.32
9.112	6702.59	68.27	0.99997	6569.57	1.98
4.65	5437.25	56.84	0.99995	4995.70	8.12
1.674	3513.75	42.82	0.99643	3209.36	8.66

### 4.3 讨论

SVC 是通过量子涡旋将 He II 中携带熵的正常组分“抽离”来达到极低温制冷. Olijhoek 等<sup>[20]</sup>认为 SVC 的极限温度与旋子密度有关. 在 0.6—1.2 K, He II 的比热主要由旋子激发贡献, 而在低于 0.6 K 时主要由声子激发贡献. 低温下声子的能量相对较低, 正常组分的流动所能带走的能量较少, 而且声子与量子涡旋的相互作用更低, 不能形成有效的熵传输, 因此没有明显的制冷效应. He II 中的旋子密度由 (12) 式决定<sup>[11]</sup>:

$$n_r = \frac{2p_0^2}{3\pi\hbar^3} \sqrt{\frac{m^*k_B T}{(2\pi)^3}} \exp\left(-\frac{\Delta_r}{k_B T}\right), \quad (12)$$

其中  $p_0$  为旋子最低能态下的动量,  $m^*$  为  $^4\text{He}$  原子的有效质量,  $\Delta_r$  为旋子的最低激发能量. 图 11 展示了旋子相对密度的变化. 旋子密度在 1.2 K 下约为  $2.394 \times 10^{19} \text{ cm}^{-3}$ . 相对密度随温度下降而快速下降, 在 0.6 K 几乎为零, 因此 SVC 相关研究的最低温度集中在 0.6—0.75 K<sup>[6,21,22]</sup>. 而在预冷温度低于 0.6 K 时激发 He II 的湍流, 正常组分和超流组分的耦合作用激发旋子, 因此温度会上升, Olijhoek 等<sup>[20]</sup>在实验中观察到了这一现象, 是 SVC 制冷温度受旋子密度限制的直接证明.

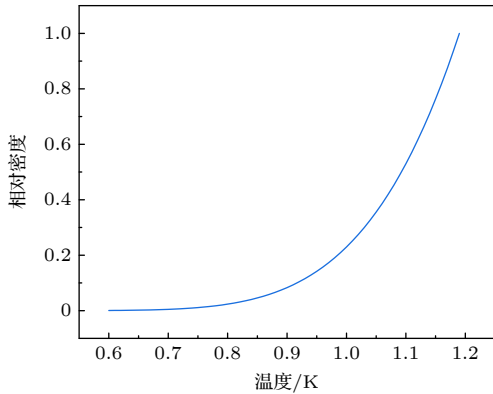


图 11 旋子的相对密度随温度的变化

Fig. 11. Relative roton density as a function of temperature.

图 12 展示了本文的制冷温度数据与文献中的对比, 其中空心点为 Tanaeva 等<sup>[8]</sup>的实验结果, 实心点为本实验的结果. 在  $\text{C}_2$  内径为 0.2 mm 时, 实验结果与文献结果相近, 最低温都是 0.936 K 左右. 其中本研究的 SVC 达到稳态所对应的  $q_{fp}$  比参考文献<sup>[8]</sup>数据更小, 说明本研究搭建的 SVC 具有更高的效率. 图中也展示了文献中使用 0.7 mm 直径的毛细管的实验结果, SVC 的最低温度下降至 0.88 K, 且  $T_{fp}$  随  $q_{fp}$  的变化趋势变平缓, 达到最低温度需要的  $q_{fp}$  明显升高. Tanaeva 等<sup>[8]</sup>将这个差异归咎为内径越小导致循环流量越小, 根据 (10) 式, SVC 的制冷量与流量正相关, 而制冷量通常与制冷温度是负相关的, 因此较细的毛细管会导致制冷温度升高. 但是, 毛细管内径增大意味着 He II 的热传导面积更大, 使得由热传导导致的漏热也增大. 因此需要平衡两者的影响, 寻找最优的毛细管几何参数. Staas 和 Severijns<sup>[6]</sup>的研究展示了采用 0.5 mm 毛细管的结果, 显示其最低制冷温度为 0.7 K, 优于毛细管内径为 0.2 mm, 0.7 mm 的实验结果. 表 4 罗列了以上所讨论的实验结果, 虽然不同实验中选取的毛细管长度、材质以及其他设计

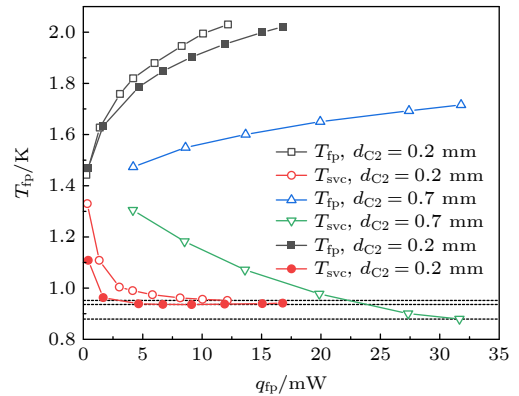

 图 12 SVC 制冷温度与参考文献<sup>[8]</sup>的对比

Fig. 12. Cooling temperature of the SVC compared with the Ref. [8].

参数均有差异, 但针对毛细管内径的选择仍有参考价值. 本研究作为 SVC 的验证性实验, 尚未对毛细管做深入研究, 实验效果与其他工作相比有明显差距, 比如需要在  $T_{fp}$  较高的情况下才能达到最低温度, 意味着 SVC 消耗的能量更高, 效率更低. 未来将尝试不同的毛细管内径组合来优化 SVC 的性能.

表 4 制冷温度比较

Table 4. Comparison of cooling temperature.

来源	$d_{c2}/\text{mm}$	$T_{\text{min}}/\text{K}$	$T_{fp}/\text{K}$	$q_{fp}/\text{mW}$
Tanaeva等 <sup>[8]</sup>	0.2	0.952	2.03	12.18
Tanaeva等 <sup>[8]</sup>	0.7	0.88	1.72	31.79
Staas等 <sup>[6]</sup>	0.5	0.7	1.57	18.04
本文	0.2	0.936	1.90	9.11

根据 (4) 式, 喷泉泵驱动的流量主要受运行温度和加热量的影响. 理论上,  $T_{fp}$  越低, 加热量越高, 喷泉泵产生的流量越大. 假设加热量不变, 通过降低  $T_{fp}$  来提高循环流量就必须使用制冷能力更强的预冷制冷机, 而且加热量是存在上限的, 必须维持  $T_{fp}$  不超过  $\lambda$  温度, 因此预冷级制冷机通过  $T_b$  来影响喷泉泵的性能. 同时, 根据 (3) 式, 喷泉泵的输出压力主要由温差决定, 并且存在理论的上限值, 约为 70 kPa, 对应工作温度接近  $\lambda$  温度, 且  $T_b$  低于 1 K. 根本上, 喷泉泵的性能是高度依赖于温度的. 此外, 在 SVC 的循环中, He II 在毛细管的流动是完全湍流的, 流动产生的热耗散最终需要预冷制冷机将热量带走. 因此, 提高预冷制冷机的性能从而降低  $T_b$ , 可以增大喷泉泵驱动的流量, 使得 SVC 的制冷温度进一步下降<sup>[8]</sup>, 同时减小热耗散带来的影响. 当然, 对于本研究预冷所用的 <sup>4</sup>He 减压蒸发系统, 其制冷温度和制冷量是需要权衡的, 通常降低制冷温度伴随着制冷量的减小, 因此需要在喷泉泵的工作温区内进行适当调整, 保证制冷温度降低的同时, 制冷量的减小量不会对 SVC 产生显著影响.

超漏中的传输损耗在高度湍流的工况下应该被考虑. 随着喷泉压的增加, 一方面超漏本身对 He II 正常组分的限制作用减弱, 正常组分流经超漏会传导热量从而减小喷泉泵的温差; 另一方面, 超流组分可能会因为较高流速下的耗散过程而转化成正常组分<sup>[6]</sup>, 对 SVC 的制冷产生负面影响. 超漏作为多孔介质, 其渗透率、孔隙率、截面积等参数都会

对其实际性能产生影响. 在未来的研究中还需要针对超漏进行优化设计, 从而提高喷泉泵以及 SVC 的性能.

总而言之, SVC 的极限制冷温度受旋子密度的制约, 只能达到 0.7 K 左右. 本文搭建的 SVC 距离该极限制冷温度仍有差距, 后续的优化需要考虑更改尺寸参数以及减小漏热. 此外, SVC 的制冷性能受到喷泉泵驱动流量的影响, 对喷泉泵的优化需要提高预冷制冷机的性能, 使得预冷温度进一步降低从而增大循环流量. 超漏也是影响喷泉泵和 SVC 的重要部件, 后续实验需要对其进行更细致的表征, 从超漏本身多孔介质的性质出发, 研究 He II 在不同超漏中的流动特性, 总结出不同参数的最优组合.

## 5 总结与展望

本文介绍了基于 He II 的超流涡旋制冷机, 在实验上证明了 SVC 进行极低温制冷的可行性, 并从物理机制上分析, 说明其制冷极限是由旋子密度降低导致的. 在 <sup>4</sup>He 减压制冷作为预冷手段、预冷温度为 1.28 K 的条件下, 本文搭建了超流涡旋制冷机, 获得了最低 0.936 K 的稳定制冷温度, 典型制冷量为 50  $\mu\text{W}@1$  K. 通过与前人的实验结果对比表明, 目前实验所达到的 0.936 K 并非受到制冷原理的限制, 而是当前的结构参数. 其中, 毛细管的几何尺寸是需要优先考虑的, 后续实验将改变毛细管的直径和长度, 寻找最佳的几何参数.

同时, 喷泉泵在 SVC 上的成功应用, 证明了该泵作为低温循环驱动源的可行性. 实验结果表明该喷泉泵在 2 K 下可实现最高 2 mmol/s 的超流氦流量驱动, 满足了空间连续型稀释制冷机中 <sup>4</sup>He 循环泵的需求. 理论分析显示了喷泉泵的性能对预冷温度有依赖性. 相同工作温度下, 预冷温度降低可有效提升驱动流量, 从而增强 SVC 的制冷能力. 然而, 随着驱动能力的增强, 喷泉泵自身产生的漏热也随之增加, 对 SVC 性能产生不利影响, 因此喷泉泵的综合效应需要在设计中加以权衡.

基于上述认识, 未来工作可从以下几个方面进一步推进: 其一, 优化毛细结构参数 (直径、长度); 其二, 降低预冷温度, 同时需要保证在喷泉泵工作温区内的制冷量不受显著影响, 这需要对 <sup>4</sup>He 减压蒸发系统进行优化调整; 其三, 在工程设计上, 优

化漏热问题, 考虑增大 SVC 的辐射屏来隔绝更高温度冷盘的辐射漏热, 同时, 通过更换热阻更高的材料来优化制冷机本身的结构漏热; 其四, 在拓展应用、提高易用性的角度, 探索紧凑化与模块化设计方案, 可以在室温下在 SVC 中注入足量的氦气然后密封, 使氦气液化后足以充满整个 SVC, 从而无需室温注气的气路, 形成模块化的 SVC; 最后, 通过结构参数优化及并联多个超流涡旋制冷单元的方式, 实现 1 K 下具有大冷量的 SVC.

综上所述, 本文从原理解析和实验的角度验证了超流涡旋制冷的可行性, 明确了限制其极限制冷温度的物理因素. 同时, 超流涡旋制冷机的成功运行说明了喷泉泵的有效性, 为其在空间连续型稀释制冷系统中的应用提供了重要参考. 喷泉泵驱动的超流涡旋制冷机的优势是: 无运动部件、不受重力影响、无气液相变、可连续制冷, 未来有望应用于空间极低温制冷或大冷量极低温制冷机中.

## 参考文献

- [1] Wang C, Hanrahan T, Johnson M 2018 *Cryogenics* **95** 64
- [2] 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** 110701 (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** 110701]
- [3] Xi X T, Yang B, Gao Z Z, Chen L B, Zhou Y, Wang J J 2022 *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.* **1240** 012022
- [4] Liu T S, Cui X Y, Lu L H, Ying K K, Wang Y, Liu K J, Wang Z L, Jiang Z H, Liu S S 2025 *Front. Heat Mass Tran.* **23** 739
- [5] Kapitza P L 1941 *Phys. Rev.* **60** 354
- [6] Staas F A, Severijns A P 1969 *Cryogenics* **9** 422
- [7] Hendricks D J B, Michael D, Dingus L 1991 *Helium 3/Helium 4 Dilution Cryocooler for Space* Report Number: NASA-CR-184140
- [8] Tanaeva I A, De Waele A T A M, Lindemann U, Jiang N, Thummes G 2005 *J. Appl. Phys.* **98** 034911
- [9] Wang L G, Qu Q X, Zhao W Y, Chen H, Dai N N, Jia P, Xu D, Li L F 2024 *Cryogenics* **143** 103952
- [10] Khalatnikov I M 2018 *An Introduction to the Theory of Superfluidity* (Boulder: CRC Press)
- [11] Enss C, Hunklinger S 2005 *Low-Temperature Physics* (Springer Science & Business Media)
- [12] Allen J F, Jones H 1938 *Nature* **141** 243
- [13] Kogut A, Essinger-Hileman T, Switzer E, Wollack E, Fixsen D, Lowe L, Mirel P 2021 *Rev. Sci. Instrum.* **92** 064501
- [14] Frossati G 1978 *J. Phys. Colloques* **39** C6
- [15] Volpe A 2014 *Ph. D. Dissertation* (Grenoble: Université Joseph-Fourier)
- [16] Van Sciver S W 2012 *Helium Cryogenics* (New York: Springer)
- [17] Weisend J G 1998 *Handbook of Cryogenic Engineering* (Philadelphia, PA.: Taylor & Francis)
- [18] Sato A, Maeda M, Kamioka Y 2005 *Proceedings of the Twentieth International Cryogenic Engineering Conference (ICEC20)* p849
- [19] Satoh T, Shinada H, Satoh T 1982 *Physica B+C* **114** 167
- [20] Olijhoek J F, Hoffer J K, Van Beelen H, De Bruyn Ouboter R, Taconis K W 1973 *Physica* **64** 289
- [21] Shinada H, Satoh T, Satoh T 1981 *Physica B+C* **108** 1109
- [22] Hendricks J B 1990 *Advances in Cryogenic Engineering: Part A & B* (Boston: Springer) p134

## INSTRUMENTATION AND MEASUREMENT

**Experimental study on sub-kelvin He II  
superfluid vortex cooler\***LIAO Yi<sup>1)2)</sup> WANG Kun<sup>1)2)</sup> XIAO Tiantian<sup>1)2)</sup> ZHA Kuifan<sup>2)</sup>  
GÉRARD ROUILLE<sup>3)</sup> WANG Huizhi<sup>4)</sup> LIU Sixue<sup>4)</sup> PAN Changzhao<sup>2)†</sup>1) (*Southern University of Science and Technology, Shenzhen 518055, China*)2) (*Shenzhen International Quantum Academy, Shenzhen 518048, China*)3) (*Institut d'Astrophysique Spatiale-Université Paris-Sud, 91405 Orsay CEDEX, France*)4) (*National Key Laboratory of Spacecraft Thermal Control, Beijing Institute of Spacecraft System Engineering, Beijing 100094, China*)

( Received 25 December 2025; revised manuscript received 5 February 2026 )

**Abstract**

Ultra-low-temperature refrigeration is a key enabling technology for advanced physics experiments and space science missions. The superfluid vortex cooler (SVC) employs superfluid helium-4 (He II) as the working medium and offers several advantages, including low mechanical vibration, compact structure, gravity-insensitive operation, and continuous cooling capability.

In this work, the cooling principle of the SVC is investigated, and an experimental SVC system is designed and constructed. The driving mechanism based on the fountain effect is analyzed, and a thermal-driven refrigeration cycle is established using a superfluid fountain pump.

To ensure the experimental environment temperature is below the superfluid transition temperature, a <sup>4</sup>He evaporation refrigerator precooled by a Gifford-McMahon cryocooler is implemented. Based on this cooling system, sub-kelvin refrigeration is successfully achieved with the SVC. The minimum temperature reaches 0.936 K, and the specific cooling power is 50  $\mu\text{W}@1$  K.

Experimental results show that the cooling performance of the SVC is affected by parasitic heat loads. These include heat leakage due to thermal conduction within the system and thermal effects caused by non-ideal superleaks that fail to fully block the normal component of He II. In particular, the competition between the enhanced superfluid mass flow driven by the fountain effect and the associated increase in heat leakage plays a critical role in determining both the achievable cooling power and the minimum temperature.

The successful integration and operation of the fountain pump demonstrate its potential as a low-temperature circulation driver for closed-cycle dilution refrigerators operating in space. This work provides experimental validation of superfluid vortex cooling in the sub-kelvin regime, clarifies the key physical factors limiting its performance, and highlights its potential as a cost-effective alternative for future ultra-low-temperature applications.

**Keywords:** superfluid helium, ultra-low temperature refrigeration, superfluid vortex cooling, fountain effect

DOI: [10.7498/aps.75.20251760](https://doi.org/10.7498/aps.75.20251760)CSTR: [32037.14.aps.75.20251760](https://cstr.cn/32037.14.aps.75.20251760)

\* Project supported by the National Key Laboratory of Spacecraft Thermal Control, China (Grant No. NKLST-JJ-202501013) and the Pearl River Talent Plan of Guangdong Province, China (Grant No. 2023QN10X795).

† Corresponding author. E-mail: [pancz@iqasz.cn](mailto:pancz@iqasz.cn)



## 亚开温区He II 超流涡旋制冷机的实验研究

廖奕 王琨 肖田田 查奎帆 GÉRARD ROUILLE 王慧志 刘思学 潘长钊

### Experimental study on sub-kelvin He II superfluid vortex cooler

LIAO Yi WANG Kun XIAO Tiantian ZHA Kuifan GÉRARD ROUILLE WANG Huizhi LIU Sixue  
PAN Changzhao

引用信息 Citation: *Acta Physica Sinica*, 75, 090806 (2026) DOI: 10.7498/aps.75.20251760

CSTR: 32037.14.aps.75.20251760

在线阅读 View online: <https://doi.org/10.7498/aps.75.20251760>

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

---

## 您可能感兴趣的其他文章

### Articles you may be interested in

#### 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>

#### 基于脉管制冷机预冷的1 K大冷量低温系统

A high-capacity 1-K cryogenic system pre-cooled by pulse tube cryocooler

物理学报. 2025, 74(11): 110701 <https://doi.org/10.7498/aps.74.20250181>

#### 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>

#### 4 K大冷量GM型脉冲管制冷机

4 K GM-type pulse tube cryocooler with large cooling capacity

物理学报. 2023, 72(19): 190701 <https://doi.org/10.7498/aps.72.20230910>

#### 稀释制冷技术

Dilution refrigeration technology

物理学报. 2024, 73(23): 230701 <https://doi.org/10.7498/aps.73.20241211>

#### 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>