

# 空间液氦温区 J-T 节流制冷机套管换热器优化

马跃学<sup>1,2</sup>, 王娟<sup>1\*</sup>, 刘彦杰<sup>1</sup>, 梁惊涛<sup>1</sup>

1. 中国科学院理化技术研究所, 空间功热转换技术重点实验室, 北京 100190;

2. 中国科学院大学, 北京 100049

\* 联系人, E-mail: wangjuan@mail.ipc.ac.cn

2016-07-16 收稿, 2016-09-08 修回, 2016-09-09 接受, 2016-12-12 网络版发表

航空科学基金(20132446001)和国家重点基础研究发展计划(613322)资助

**摘要** 空间液氦温区J-T节流制冷机技术是目前深空探测任务的主要制冷技术, 而逆流换热器是液氦温区J-T节流制冷机的关键部件之一. 螺旋套管换热器结构简单, 体积重量较小, 在空间液氦温区J-T节流制冷机中被普遍采用. 本文分析了螺旋套管换热器效率对节流循环的影响, 并对换热器进行了理论分析和优化设计. 分析表明减小螺旋套管换热器的管径和螺旋直径可以提高换热器的换热系数, 进而提升换热器的效率. 开展了相关的实验研究, 实验结果验证了理论分析的正确性, 证明提升套管换热器效率, 可以降低节流循环对预冷量的需求, 同时降低节流前温度, 最终提高预冷型J-T节流制冷机的整机效率和制冷量.

**关键词** 液氦温区, J-T 节流, 制冷量, 套管换热器, 优化

近些年, 空间探测技术发展迅速, 为提高空间遥感探测仪器的精确度和灵敏度, 空间低温制冷系统必不可少. 而应用于宇宙背景探测、空间红外观测、毫米波亚毫米波探测、相对量测量以及空间磁场测量等深空探测和天文观测的探测器, 需要制冷系统提供液氦温度甚至mK级的极低温度. 空间液氦温区低温制冷机既可以作为冷源直接对目标进行冷却, 还可以为获得更低的温度提供预冷. 因此, 空间液氦温区低温制冷技术的研究势在必行.

由于传统的存储式液氦恒温器技术具有体积重量大和寿命短等缺点, 逐渐被机械式小型低温制冷机取代. 空间液氦温区机械式制冷机主要包括多级脉冲管制冷机和预冷型J-T节流制冷机. 多级脉冲管制冷机在温度低于10 K时会产生回热器失效的问题, 导致其效率低下. 由于氦气的转化温度较低(约40 K), 利用氦气进行节流制冷必须通过预冷制冷机先将氦气预冷至转化温度以下, 采用斯特林制冷机或脉冲

管制冷机预冷J-T节流循环的复合式制冷机可以避免脉冲管制冷机进入低于10 K的温区. 此外, 节流循环采用间壁式换热器, 不依赖蓄冷材料进行换热, 效率相对较高; 预冷型J-T节流制冷机还具有运行稳定、冷头无运动部件、振动和电磁干扰小、可实现远距离传输冷量等优势. 因此, 预冷型J-T节流制冷机的研制业已成为空间液氦温区低温制冷技术研究的热点. 事实上, 在国外所有采用空间液氦温区制冷机的探测任务中, 均选择了预冷型J-T节流制冷机. 例如, 在已发射升空的PLANCK探测任务中, 采用了串联式 $H_2/{}^4He$ 节流制冷机<sup>[1,2]</sup>; 日本宇宙航空研究开发机构(JAXA)主导的SMILES空间探测任务采用了两级斯特林制冷机预冷J-T节流循环的技术<sup>[3,4]</sup>. 在研的空间探测任务中, 美国宇航局(NASA)先进制冷机技术研究计划(ACTDP)中的三级高频脉冲管制冷机预冷J-T节流制冷机的技术最终被詹姆斯·韦伯望远镜(JWST)采用<sup>[5-7]</sup>; 在另一个JAXA, NASA以及欧洲宇

**引用格式:** 马跃学, 王娟, 刘彦杰, 等. 空间液氦温区 J-T 节流制冷机套管换热器优化. 科学通报, 2017, 62: 1896-1902

Ma Y X, Wang J, Liu Y J, et al. Optimization of the tube in tube counter-flow heat exchanger in a 4.5 K hybrid J-T cryocooler to be used in space (in Chinese). Chin Sci Bull, 2017, 62: 1896-1902, doi: 10.1360/N972016-00794

航局(ESA)合作的SPICA空间探测任务中,采用两级斯特林制冷机对J-T节流制冷机进行预冷的方案<sup>[8~12]</sup>;此外,日本宇宙航空研究开发机构(JAXA)正在研发的Astro-H空间探测任务中,为获得50 mK的极低温,同样采用两级斯特林预冷J-T节流循环的复合式制冷机为绝热去磁制冷机提供预冷<sup>[13~15]</sup>.

逆流换热器是预冷型节流制冷机的重要组成部分,而螺旋套管换热器结构简单,易于加工;此外,其具有占用空间小、方便布置、重量轻等优点,使其在空间制冷机中获得广泛应用.针对螺旋套管换热器内流体的流动和换热问题,国内外已有大量的研究工作,包括流场和温度场的数值模拟分析、换热器的优化计算以及实验研究等<sup>[16~19]</sup>.但针对氦气工质及换热器在低温下换热特性的研究很少.

国内对空间液氦温区J-T节流制冷机的研究起步较晚,中国科学院理化技术研究所空间功热转换技术重点实验室首次成功研制了三级脉冲管制冷机预冷J-T节流循环的复合式制冷机,并在4.5 K获得了约12 mW的冷量.本文基于此研究成果,对节流制冷机中的套管换热器进行了优化;分析以氦气为工质时,螺旋套管换热器在低温下的流动和换热特性以及对液氦温区节流制冷机的影响,并开展了相关的实验研究工作.

### 1 预冷型J-T节流制冷机实验系统

三级脉冲管预冷节流循环系统如图1所示,系统主要由三级脉冲管制冷机和J-T节流制冷机组成,脉冲管制冷机通过两级预冷换热器对节流制冷机进行预冷.节流制冷机主要由线性压缩机、逆流换热器和节流元件等组成.

由循环的*T-s*图知:1~3为两级等温压缩过程,常

温常压下( $P_l$ )的氦气等温压缩至高压( $P_h$ );3~8为等压降温过程,其中3~4,5~6,7~8是高压气体经过三级逆流换热器被回流低压冷气冷却的过程,4~5,6~7是预冷制冷机对高压氦气的预冷过程;8~9为高压氦气流经节流阀的等焓膨胀降温过程;9~10为液化的氦气在蒸发器中蒸发吸热提供制冷量 $Q_0$ ;10~11为等压升温过程,蒸发的氦气与未液化的氦气一同回流通过三级套管换热器预冷来流的高压氦气,并最终回到节流压缩机,完成制冷循环.

由于制冷机在低温下工作,需将制冷机置于真空环境中以减小对流漏热.实验中,保持真空罩中的真空度为 $10^{-4}$  Pa.此外,在脉冲管制冷机的冷头上布置了两级冷屏以减小辐射漏热.在三级套管换热器的进出口和蒸发器上均布置了温度计,分别监测换热器的进出口和节流后的温度,并利用Keithley2700数据采集表进行温度采集.节流循环的流量利用ALICAT低压降体积流量计进行测量.此外,为测试节流制冷机的制冷量,在蒸发器上缠绕加热丝模拟负载,通过控制加热量的大小测量制冷量.

### 2 螺旋套管换热器及其对制冷机的影响

螺旋套管换热器是预冷型J-T节流制冷机的重要组成部分.其主要作用是利用回流冷氦气预冷高压来流气体,如图2所示,高压气体在内管流动,回流气体通过内管和外管之间的环状管道预冷高压来流氦气.为了能够充分地利用回流冷氦气对高压来流气体进行冷却,高效的套管换热器是制冷机不可或缺的.而换热器的效率越高,对回流低温氦气的冷量利用越充分,节流循环对预冷量的需求就越低.其中,第三级套管换热器还能够直接影响制冷机的制冷量.第三级套管换热器内管出口的高压氦气直接

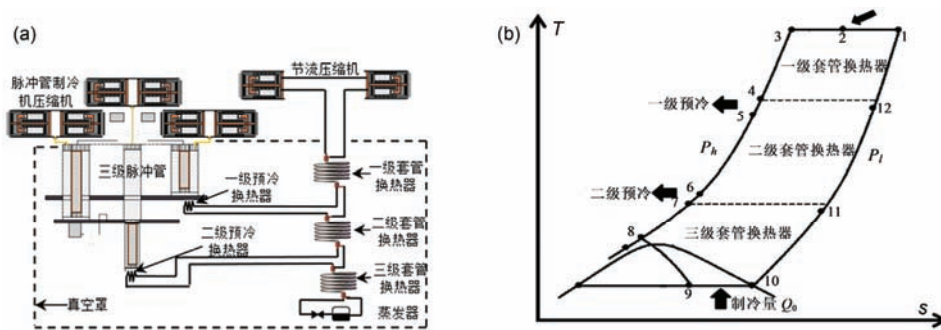


图1 (网络版彩色)三级脉冲管预冷J-T节流循环系统原理图和循环*T-s*图  
Figure 1 (Color online) Schematic of J-T loop pre-cooled by three-stage pulse tube cryocooler and its *T-s* graph

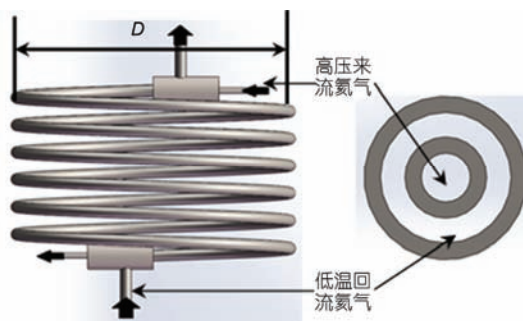


图2 (网络版彩色)螺旋套管换热器  
Figure 2 (Color online) Spiral tube-in-tube counter-flow heat exchanger

进入节流孔进行节流, 此时的氦气温度定义为节流前温度, 其他条件不变时, 节流前温度越低, 节流循环的制冷量越大. 如图3中虚线所示, 氦气在越低的温度下进入节流孔中进行节流降温, 节流后液氦所占的比重就越大, 制冷量就越大.

由上述分析可见, 螺旋套管换热器的效率对节流循环所需的预冷量和本身的制冷量有着重要影响. 因此, 对不同换热器效率下两级预冷量和节流制冷机的制冷量进行了分析计算. 理论分析过程中选取的参数为: 节流前高压1.6 MPa, 节流后压力0.12 MPa, 两级预冷温度分别为90和15 K.

通过对套管换热器的换热计算, 获得两级预冷换热器的进出口温度, 进而确定两级节流循环所需的预冷量, 节流循环的制冷量则由节流后氦的液化率和液氦的汽化潜热确定. 节流循环流量和所需的预冷量分别用式(1)和(2)计算<sup>[20]</sup>, 节流循环理论制冷量用式(3)计算.

$$q_m = \frac{\pi d^2}{4} \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{1/\kappa - 1} \sqrt{\frac{2\kappa P_1 \rho_1}{\kappa + 1}}, \quad (1)$$

$$Q_{pr} = q_m \cdot \Delta T, \quad (2)$$

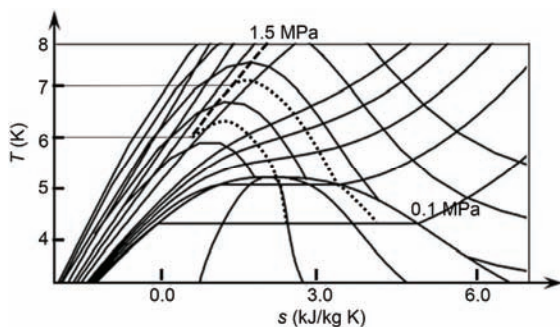


图3 氦气节流T-s图  
Figure 3 T-s graph of helium JT cycle

$$Q_0 = q_m \cdot \gamma \cdot y, \quad (3)$$

式中,  $q_m$ 为质量流量,  $d$ 为节流孔径,  $\kappa$ 为氦气的绝热指数,  $P_1$ 和 $\rho_1$ 分别为节流前氦气的压力和密度;  $Q_{pr}$ 为节流循环所需预冷量,  $\Delta T$ 为预冷换热器的进出口温差;  $Q_0$ 为制冷量,  $\gamma$ 为液氦的汽化潜热,  $y$ 为液化率.

通过分析计算, 获得节流循环的预冷量和制冷量随换热器效率的变化关系如图4所示. 高效的套管换热器可以充分利用回流的冷氦气的显热, 减少节流循环对预冷制冷机的冷量需求. 由图4可知, 提升换热器效率时, 节流循环所需两级预冷量均降低, 而节流循环制冷量却逐渐增大. 节流循环所需预冷量降低, 预冷制冷机的功耗降低, 整机效率提高. 在第二级预冷温度固定不变时, 节流前气体的温度由第三级套管换热器的效率决定, 而随着第三级套管换热器效率的增大, 节流前气体的温度降低, 节流后氦气的液化率 $y$ 增大, 节流制冷机的制冷量随之上升.

### 3 套管换热器的优化

由上节分析知, 提升换热器效率可以提高节流制冷机的制冷量, 降低节流循环所需预冷量. 套管换热器的效率越高对整个制冷机性能的提升越有利, 但提高换热器的效率将使换热器的长度增加, 流动阻力会相应增大.

换热器效率变化时, 套管换热器长度的变化如图5所示, 随着换热器效率的提升, 三级套管换热器的长度均增大. 其中, 第三级换热器处在20 K以下的低温区, 由于氦气的非理想性, 第三级套管换热器受到的影响最明显, 换热系数也比较低. 在换热器效率

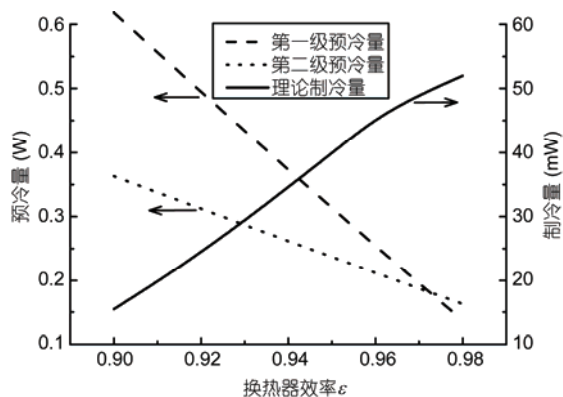


图4 套管换热器效率对预冷量和制冷量的影响  
Figure 4 Influence of efficiency of the tube-in-tube heat exchanger on precooling power and cooling capacity of JT cooler

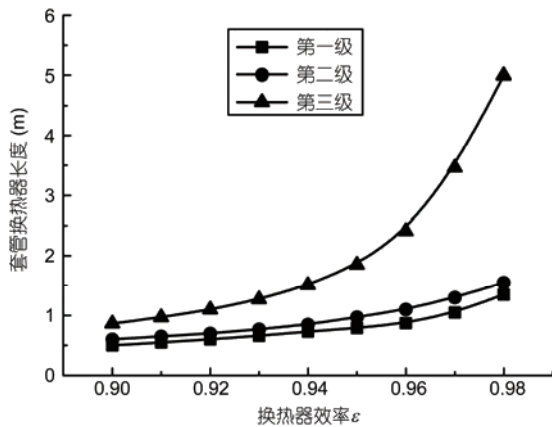


图5 套管换热器效率对换热器长度的影响

Figure 5 Influence of efficiency of the tube-in-tube heater exchanger on its length

提高至0.97时, 第一级和第二级套管换热器的长度只有小幅上升, 而第三级换热器的长度已经增至原来的2倍以上, 对制冷机的小型化和紧凑性十分不利. 因此, 对前两级套管换热器的优化只需通过小幅增加管长即可; 而对于第三级套管换热器, 提高换热系数成为关键.

分析发现, 套管换热器的主要热阻为回流冷氦气与内管外壁之间的对流换热. 减小换热器的管径, 特别是降低环管的流通截面积, 增大管道中气体的流速, 使换热器的总换热系数增大, 换热器的长度减小. 图6给出了固定内管外径, 改变外管内径时, 总换热系数和换热器长度的变化. 可见, 随着环管截面积的减小, 换热系数大幅提升, 换热器长度降低. 此外, 氦气在螺旋套管换热器中流动时将受到离心力的作用, 导致流动过程中产生二次流, 增强换热效果. 螺

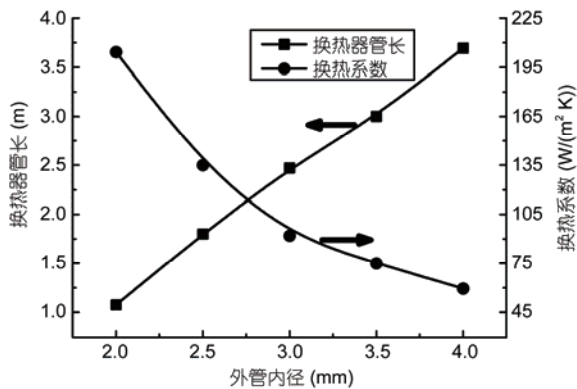


图6 管径对第三级套管换热器长度和换热系数的影响

Figure 6 Influence of diameter of the tube on the length of the third stage of heater exchanger and its heater transfer coefficient

旋直径 $D$ 将对换热系数产生影响. 螺旋直径 $D$ 减小时, 离心力增大, 产生的扰动更剧烈, 换热器的总换热系数增大. 将螺旋直径 $D$ 由70 mm减小至40 mm时, 换热系数由 $200 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ 增大至 $225 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ .

但是, 减小套管换热器管径和螺旋直径, 将使得管道内气体的流动阻力增大. 流动压降用下式进行计算:

$$\Delta p = f \frac{\rho u^2 l}{2d_e} \quad (4)$$

螺旋管中的阻力比直管要大, 需要对(4)式进行修正, 修正系数如式(5)和(6)

$$\xi = \left\{ 1 - \left[ 1 - \left( \frac{11.6}{K} \right)^{0.45} \right]^{2.22} \right\}^{-1} \quad (5)$$

$$K = Re(d_e/D)^{0.5} \quad (6)$$

式中 $f$ 为阻力系数,  $\rho$ 为氦气密度,  $l$ 为管长,  $d_e$ 为环管的水力直径<sup>[21]</sup>.

第一级和第二级换热器只需通过小幅增加管长来提升效率, 换热器的流动阻力变化很小. 第三级套管换热器环管流动压降随换热器外管内径的增大而增大. 当外管内径由4 mm减小至2 mm时, 流动压降由80 Pa增大至约1200 Pa. 虽然流动压降增大较多, 但仍在可接受范围之内(<3 kPa). 可见, 虽然换热器的管径远缩小至原来的一半, 但由于第三级套管换热器处于20 K以下的低温区, 氦气的黏度较低, 压降仍未超出可接受的范围.

综上所述, 通过对套管换热器的优化, 可以提高换热器的效率, 提升节流制冷机的性能, 同时换热器的体积重量减小, 更加满足空间应用需求.

## 4 实验研究

通过对套管换热器的优化, 提升了换热器的效率. 针对套管换热器对节流制冷机的影响进行了实验研究, 并对优化前后的实验结果进行了对比.

首先对不同换热器效率下节流前温度理论值与实验值进行对比, 如图7所示. 可见, 实验测量值比理论计算值偏低, 但二者相差非常小, 实验结果与理论分析结果能够良好吻合.

不同效率的换热器进行实验时两级预冷量和实验所得在4.7 K的制冷量的变化如图8所示. 其中预冷量是利用实验测得的预冷换热器进出口气体温度和

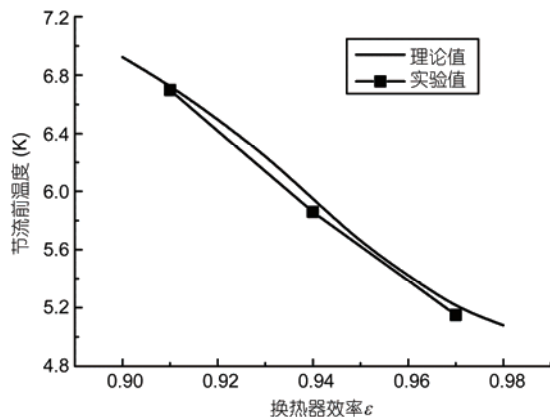


图7 套管换热器效率对节流前温度的影响  
Figure 7 Influence of efficiency of the tube-in-tube heat exchanger on temperature before throttling

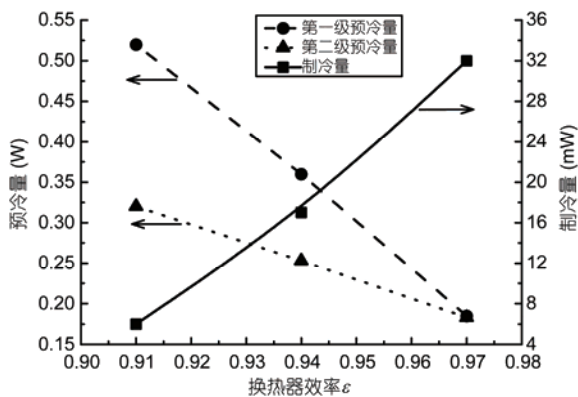


图8 套管换热器效率对制冷量的影响  
Figure 8 Influence of efficiency of the tube-in-tube heat exchanger on cooling capacity of J-T cooler

节流循环流量计算所得，而制冷量直接利用电加热模拟负载测得。将实验结果与图4的分析计算结果对比可知，预冷量和制冷量的变化趋势与理论分析的

结果吻合。但由于理论分析时的流量采用喷嘴的流量计算公式(1)，理论计算流量为7.8 mg/s，而实测流量只有6.0 mg/s，理论流量比实测流量大，因此，预冷量和制冷量的实验值均比理论值偏低。

表1为换热器优化前后的实验结果对比。在与理论分析相同的实验条件下，优化后套管换热器的效率获得提升，节流前温度由7.2 K降至5.2 K，节流制冷机的制冷性能由15 mW@4.7 K提升至32 mW@4.7K。此外，节流循环所需的两级预冷量也减小，其中第一级预冷量降低的幅度较大。而节流制冷机所需预冷量的降低将使得预冷制冷机的功耗下降，能够提升整个预冷型J-T节流制冷机的效率。

通过实验研究发现，实验结果与分析计算的结果能够良好地吻合。通过对套管换热器的优化，预冷型J-T节流制冷机的制冷性能获得了提升。

## 5 结论

本文基于本实验室研制的三级脉冲管预冷J-T节流循环的复合式制冷机，对节流循环的套管换热器进行了优化设计和实验研究，实验结果与理论分析结果获得了很好的吻合，并获得下述结论：

对套管换热器进行了优化，减小第三级换热器管径和螺旋直径，换热器效率由0.94提升至0.97，第三级换热器更加紧凑，体积重量更小，为进一步实现空间应用奠定了基础。通过对套管换热器的优化，节流前温度降低，预冷型J-T节流制冷机在液氦温区的制冷量获得了大幅提升，在4.7 K的制冷量由15 mW提升至32 mW。提高三级换热器的效率时，节流循环所需的第一级和第二级预冷量均降低，对降低整个复合式J-T节流制冷机的功耗是有利的。

表1 套管换热器优化前后制冷机性能对比

Table 1 Comparison of performance of the J-T cooler before and after optimization of the tube-in-tube heater exchanger

换热器优化	套管换热器		节流制冷机	
	效率	节流前温度(K)	两级预冷量(mW)	制冷性能
套管换热器优化前	0.94	7.2	295/237	15 mW@4.7 K
套管换热器优化后	0.97	5.2	193/187	32 mW@4.7 K

## 参考文献

1 Ross J, Boyle R, Kittel P. NASA space cryocooler programs—A 2003 overview. Adv Cryog Eng, 2003, 710: 1197–1204

- 2 Scull S, Jones B, Bradshaw T, et al. Design and development of a 4 K mechanical cooler. In: *Cryocoolers 10*. Berlin: Springer, 2002, 513–519
- 3 Otsuka K, Tsunematsu S, Okabayashi A, et al. Test results after refurbish of cryogenic system for smiles. *Cryogenics*, 2010, 50: 512–515
- 4 Shimozak K, Sugita H, Sato Y, et al. Developments of 1–4 K class space mechanical coolers for new generation satellite missions in JAXA. In: *Proceedings of International Cryocooler Conference*. Atlanta: Georgia Tech Library, 2011. 1–8
- 5 Ross J. A Study of the Use of 6 K ACTDP Cryocoolers for the MIRI Instrument on JWST. Berlin: Springer, 2005
- 6 Ross J, Boyle R. *NASA Space Cryocooler Programs—An Overview*. Berlin: Springer, 2003
- 7 Ross J, Boyle R, Key R, et al. NASA advanced cryocooler technology development program. In: *Proceedings of IR Space Telescopes and Instruments*. Hawai'i: SPIE, 2003
- 8 Narasaki K, Tsunematsu S, Otsuka K, et al. Development of 1 K-class mechanical cooler for SPICA. *Cryogenics*, 2004, 44: 375–381
- 9 Sugita H, Sato Y, Nakagawa T, et al. Development of mechanical cryocoolers for the Japanese IR space telescope SPICA. *Cryogenics*, 2008, 48: 258–266
- 10 Nakagawa T, SPICA Working Group. SPICA: Space infrared telescope for cosmology and astrophysics. *Adv Space Res*, 2004, 34: 645–650
- 11 Sugita H, Sato Y, Nakagawa T, et al. Cryogenic system design of the next generation infrared space telescope SPICA. *Cryogenics*, 2010, 50: 566–571
- 12 Sugita H, Nakagawa T, Murakami H, et al. Cryogenic infrared mission “JAXA/SPICA” with advanced cryocoolers. *Cryogenics*, 2006, 46: 149–157
- 13 Sato Y, Sugita H, Mitsuda K, et al. Development of mechanical cryocoolers for Astro-H/SXS. *Cryogenics*, 2010, 50: 500–506
- 14 Sato Y, Shinozahi K, Sugita H, et al. Development of mechanical cryocoolers for the cooling system of the soft X-ray spectrometer onboard Astro-H. *Cryogenics*, 2012, 52: 158–164
- 15 Fujimoto R, Mitsuda K, Yamasaki N, et al. Cooling system for the soft X-ray spectrometer onboard Astro-H. *Cryogenics*, 2010, 50: 488–493
- 16 Jayakumar J S, Mahajani S M, Mandal J C, et al. Experimental and CFD estimation of heat transfer in helically coiled heat exchangers. *Chem Eng Res Design*, 2008, 86: 221–232
- 17 Zhou Y, Yu J, Chen X. Thermodynamic optimization analysis of a tube-in-tube helically coiled heat exchanger for Joule—Thomson refrigerators. *Int J Thermal Sci*, 2012, 58: 151–156
- 18 Kumar V, Saini S, Sharma M, et al. Pressure drop and heat transfer study in tube-in-tube helical heat exchanger. *Chem Eng Sci*, 2006, 61: 4403–4416
- 19 Jayakumar J S, Mahajani S M, Mandal J C, et al. CFD analysis of single-phase flows inside helically coiled tubes. *Comput Chem Eng*, 2010, 34: 430–446
- 20 Yang S M, Tao W Q. *Heat Transfer* (in Chinese). 4th ed. Beijing: Higher Education Press, 2006 [杨世铭, 陶文铨. 传热学. 第四版. 北京: 高等教育出版社, 2006]
- 21 Lin Z H, Wang S Z, Wang D. *Gas-liquid Two-phase Flow and Boiling Heat Transfer* (in Chinese). Xi'an: Xi'an Jiao Tong University Press, 2003 [林宗虎, 王树众, 王栋. 气液两相流和沸腾传热. 西安: 西安交通大学出版社, 2003]

Summary for “空间液氦温区 J-T 节流制冷机套管换热器优化”

## Optimization of the tube in tube counter-flow heat exchanger in a 4.5 K hybrid J-T cryocooler to be used in space

MA YueXue<sup>1,2</sup>, WANG Juan<sup>1\*</sup>, LIU YanJie<sup>1</sup> & LIANG JingTao<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Key Laboratory of Space Energy Conversion Technologies, Technical Institute of Physics and Chemistry, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

<sup>2</sup>University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China

\* Corresponding author, E-mail: wangjuan@mail.ipc.ac.cn

Hybrid J-T cryocooler is commonly employed in space detective missions requiring liquid helium temperature. In fact, nearly all the space applications of mechanical cryocoolers working at 4.5 K, having been launched or under development are hybrid J-T cryocoolers. For instance, mechanical cryocoolers used in Planck, JWST, SMILES, SPICA and so on, are all J-T cryocoolers precooled by adsorption cryocooler, Stirling cooler or pulse tube cooler. But there is hard any research on space hybrid 4.5 K J-T cryocooler in China. Key Laboratory of Space Energy Conversion Technologies in Technical Institute of Physics and Chemistry has developed a 4.5 K J-T cooler precooled by three stages of pulse tube cryocooler. Base on this cryocooler, design optimization is carried out on the tube-in-tube counter flow heat exchanger to improve its performance. Counter flow heat exchanger is one of the key components of the 4.5 K hybrid J-T cryocooler. Spiral tube-in-tube heat exchanger is widely used in 4 K class hybrid J-T cryocooler because of its advantages of light weight and small size. The impact of tube-in-tube heat exchanger on J-T cycle is analyzed. And J-T cycle is able to provide more cooling capacity and needs less precooling power as the efficiency of the counter flow heat exchanger increases. Then, for the purpose of improving heat transfer efficiency of the counter flow heat exchanger, design optimization is carried out on the basis of theoretical analysis. The main heat transfer resistance of the counter flow heat exchanger is the convection heat transfer between return gas and the outer wall of inner tube. Thus, smaller tube is used to decrease the main heat transfer resistance. Besides, the centrifugal force of the moving helium flow in the spiral pipe brings about secondary flow. The development of secondary flow results in enhancement of heat transfer of the counter-flow heat exchanger. So heat transfer coefficient of the heat exchanger increases with decreasing diameters of the tubes and the spiral diameter. On the other hand, when the efficiency of the counter flow heat exchanger rises, the high pressure flow will be precooled much more fully, which means less precooling power from the precooling cooler will be consumed. As a result, the power consumption of the whole hybrid J-T cooler will decrease and its efficiency will be improved. Then, experimental research is conducted and the experimental results agree well with theoretical analysis. The temperature before throttling decreases as the efficiency of the counter flow heat exchanger increases. At the same time, the cooling capacity increases while the precooling power decreases. However, the cooling capacity and precooling power are smaller than theoretical analysis which attributes to the mass flow rate of calculation is much larger than measured one. Consequently, the benefit of improving heat transfer efficiency is verified. As the efficiency of the counter-flow heat exchanger increases, the cooling capacity of the J-T cooler is improved while the precooling power is cut down. Eventually, the cooling capacity of the hybrid J-T refrigerator at 4.7 K is improved from 15 to 32 mW.

**liquid-helium temperature, J-T throttling, cooling capacity, tube-in-tube heat exchanger, optimization**

doi: 10.1360/N972016-00794