

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2019.02.009

# 液氦温区 JT 制冷机套管换热器性能研究

汤逸豪<sup>1,2</sup>, 李 瑛<sup>1</sup>, 刘少帅<sup>2</sup>, 蒋珍华<sup>2</sup>, 向振之<sup>1,2</sup>, 董彩倩<sup>1,2</sup>, 刘 莉<sup>1,2</sup>

(1. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093; 2. 中国科学院 上海技术物理研究所, 上海 200083)

**摘 要:** 为了提高液氦温区 JT 制冷机的工作效率, 对液氦温区 JT 制冷机用套管换热器开展研究。基于理论计算研究了结构尺寸和螺旋半径对液氦温区套管换热器效率及对液氦温区制冷量的影响。采用标准  $k-\varepsilon$  湍流模型, 压力速度耦合使用 SIMPLE 算法构建套管换热器数值计算模型, 分析内外管内氦气工质温度分布情况。结果表明: 在换热器压降较小时, 减小管径和螺旋半径可以增大液氦温区套管换热器总换热系数, 增大换热效率, 提高 JT 制冷机整机性能。该研究可为液氦温区 JT 制冷机套管换热器的设计提供参考依据。

**关 键 词:** 套管换热器; 液氦温区; 标准  $k-\varepsilon$  湍流模型; SIMPLE 算法

中图分类号: TB651 文献标志码: A 文章编号: 1005-2895(2019)02-0045-07

## Performance of Tube-in-Tube Heat Exchanger in JT Cryocooler at Liquid Helium Temperature Zone

TANG Yihao<sup>1,2</sup>, LI Ying<sup>1</sup>, LIU Shaoshuai<sup>2</sup>, JIANG Zhenhua<sup>2</sup>,  
XIANG Zhenzhi<sup>1,2</sup>, DONG Caiqian<sup>1,2</sup>, LIU Li<sup>1,2</sup>

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China;

2. Shanghai Institute of Technical Physics, Chinese Academy of Sciences, Shanghai 200083, China)

**Abstract:** Studies on the tube-in-tube heat exchangers (THXs) in JT cryocooler at liquid helium temperature zone were carried out to improve working efficiency of the cryocooler. Based on the theoretical calculations, the effects of structural size and spiral radius on the efficiency of the THXs and the cooling capacity in the liquid helium temperature zone were analyzed. The numerical calculation model of the THXs was established by using the standard  $k-\varepsilon$  turbulence model and SIMPLE algorithm with pressure velocity coupling. The temperature distribution of the inner and outer tubes of the THXs was analyzed. The results show that while the pressure drop of the THXs is small, the overall heat transfer coefficient of the THXs can be increased by reducing the pipe diameter and the spiral radius. Furthermore, the study can provide reference for the design of JT cryocooler THXs in liquid helium temperature zone.

**Keywords:** tube-in-tube heat exchanger; liquid helium temperature; standard  $k-\varepsilon$  turbulence model; SIMPLE algorithm

航天科技的发展为人类探索宇宙提供了极大的帮助。为了降低探测仪器背景噪音, 提高信噪比、灵敏度和分辨率, 探测器及其附属的光学设备和电子设备往往需要工作在低温的环境中<sup>[1]</sup>。对于诸如超导量子干涉仪、超导辐射热计等是采用超导材料的高灵敏度探测装置, 合适的深低温环境是保证其超导装置正常工作的必要条件。因此, 空间用低温系统至关重要。

常见的硅基和锗基红外探测器需要工作在液氦温区, 而用于 X 射线观测的半导体辐射热计所属温区的计量单位为  $10^{-3}$  K。空间液氦温区制冷机可以作为冷源直接提供液氦区冷量, 同时也可作为预冷部件温度为 mK 级温区提供预冷量以及所需热沉<sup>[2-4]</sup>。采用回热式制冷机预冷的 JT 制冷机是目前国际空间探测任务中满足液氦温区应用的主要途径, 其冷头无运动部件

收稿日期: 2018-10-24; 修回日期: 2019-01-08

基金项目: 国家自然科学基金项目(51806231); 上海市自然科学基金(18ZR1445600); 中国博士后科学基金资助项目(2018M630476)。

第一作者简介: 汤逸豪(1994), 男, 江苏南通人, 硕士研究生, 主要研究方向为低温换热器。E-mail: 15121114676@163.com

和振动,具有电磁干扰小、运行稳定的特点,可实现远距离冷量传输。

美国、欧盟和日本等国家相继开展的一批空间探测项目中均采用回热式制冷机预冷的 JT 制冷机。1987 年, RAL (Rutherford Appleton Laboratory) 与 ESA (European Space Agency) 签订合约,开展采用两级斯特林制冷机预冷 JT 节流制冷机到达液氦温区的工作<sup>[5]</sup>。该 JT 节流制冷机被用于运行在 L2 轨道的 Planck 卫星中,为冷却高频器件(辐射热测定器<sup>[6]</sup>)的 He-3/He-4 稀释制冷机提供预冷。受到美国 NASA 的 ACTDP (Advanced Cryocooler Technology Development Program) 项目牵引,NGAS 公司开展的三级脉管制冷机预冷 JT 节流制冷机被 JWST (James Webb Space Telescope) 选用,用于冷却中红外仪器 (mid-infrared instrument, MIRI)<sup>[7]</sup>。日本住友重工公司从 1993 年开始在 JAXA (Japan Aerospace Exploration Agency) 的支持下研制两级斯特林制冷机预冷 JT 节流制冷机<sup>[8]</sup>,被用于国际空间站的 SMILES (superconducting Submillimeter-wave limb-emission sounder) 中,冷却探测亚毫米波的 SIS (superconductor-insulator-superconductor) 混合器。同时,该制冷机计划用在 SPICA (Space Infra-Red Telescope for Cosmology and Astrophysics) 项目中,冷却其红外探测器<sup>[9]</sup>。预冷型 JT 制冷机在国内相关研究较少,中科院理化所 (IPC/CAS) 开展了液氦温区 JT 制冷机研究,采用多级斯特林型脉管制冷机预冷以实现液氦温区节流制冷<sup>[10-11]</sup>。

间壁式换热器作为液氦温区 JT 制冷机的重要换热部件,对整机性能起到关键作用,套管式换热器作为间壁式换热器的一种,具有结构简单、体积小、质量轻和布置方便等优点,广泛应用于液氦温区 JT 制冷机中。工作在液氦温区的套管换热器,其效率直接决定节流前温度,影响节流性能及液氦温区制冷量,在设计过程中应综合考虑液氦温区氦气工质物性及材料特性。课题组基于套管换热器在液氦温区 JT 制冷机中的重要性,研究了不同套管结构尺寸对换热器效率及制冷性能的影响,构建了液氦温区套管换热器数值计算模型,分析液氦温区套管内的流动和换热特性,并与理论计算进行对比,为液氦温区高效套管换热器的研制提供理论技术支持。

### 1 液氦温区 JT 制冷机系统

图 1 为回热式制冷机预冷 JT 循环系统原理图,整个系统主要由回热式制冷机部分和节流循环制冷机部分组成。回热式制冷机通过两级预冷器为节流循环制

冷机在两个温区点提供预冷量;节流循环制冷机主要包括线性压缩机、间壁式换热器、节流元件以及蒸发器。线性压缩机排出的高压氦气,经过多级间壁式换热器以及两级预冷换热器,其温度达到氦气转化温度以下后,通过节流元件节流制冷,在蒸发器中吸热获取制冷量。低压回流氦气通过多级间壁式换热器预冷来流的高压氦气,并最终回到线性压缩机,完成整个制冷循环。

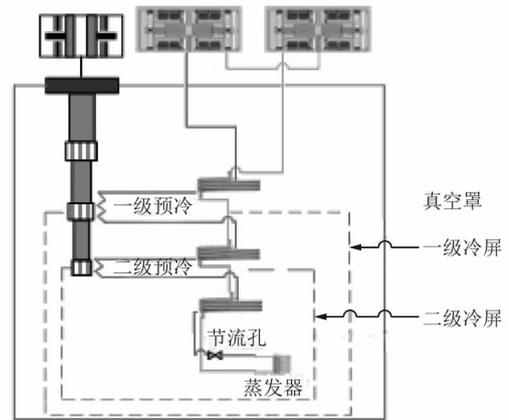


图 1 液氦温区 JT 系统原理图  
Figure 1 Schematic diagram of JT system at liquid helium temperature zone

### 2 套管换热器对液氦温区 JT 制冷机的影响

套管换热器作为液氦温区 JT 制冷机系统中重要组成部件,其作用主要是利用回流低压冷氦气预冷高压来流氦气,减少冷量损耗,提高整体效率。其中,高压氦气在内管流动,回流氦气在内管与外管之间的环形管道内流动。

从图 1 中可以看出,一、二级预冷器位于一、二级套管换热器高压氦气管路后,套管换热器效率越高,低压回流氦气冷量回收率则越高,高压侧来流氦气温度越低,所需预冷器提供的预冷量降低,因此,所需预冷制冷系统功耗也相应减少<sup>[12]</sup>。

末级套管换热器工作在液氦温区,图 2 为液氦温区换热器的节流元件及蒸发器单元热力循环压焓图及流程示意图。其中, a 为液氦温区套管换热器高压侧入口,高压侧氦气出口直接连接节流元件,换热器高压侧出口温度即为节流前温度, a-b 段即为液氦温区套管换热器高压侧氦气降温过程, b-c 段为氦气节流过程, c-e 段为处于两相区的液氦在蒸发器中蒸发吸热至饱和蒸气过程, e-f 段为饱和氦气过热过程, f-d 段为液氦温区套管换热器低压侧氦气冷量回收过程, d 为液氦温区套管换热器低压侧出口。从图 2 中可以看出,

随着液氦温区套管换热器换热效率的提高,高压侧氦气出口温度降低(图中从  $b''$  降低至  $b'$  再降低至  $b$ ),对应的节流后氦气干度也降低,液氦体积分数增加(图中从  $c''$  降低至  $c'$  再降低至  $c$ ),有利于制冷量的增大(图中  $c''-e$  段增加至  $c'-e$  段再增加至  $c-e$  段)。文中理论分析采用的参数:高压侧氦气压力为 1.7 MPa,低压侧氦气压力为 0.11 MPa,二级预冷温度为 18 K,制冷温度为 4.5 K,蒸发器出口过热余量为 0.5 K,管路壁厚 0.5 mm。

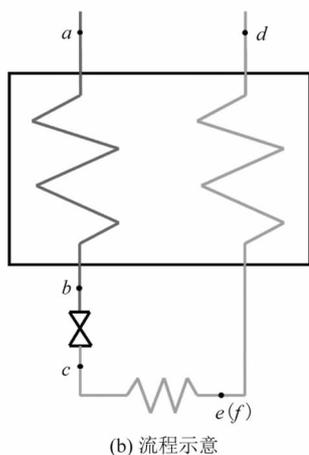
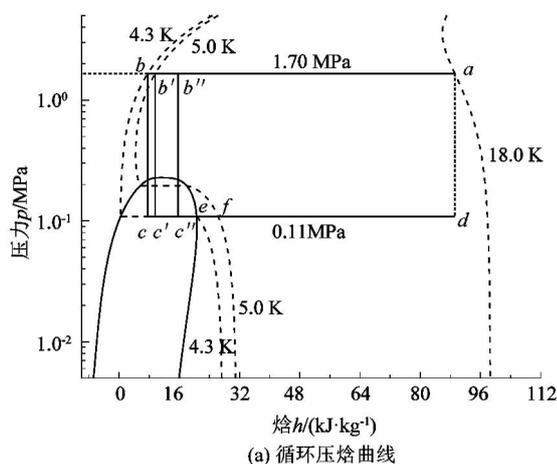


图2 液氦温区换热器的节流元件及蒸发器单元热力循环压焓曲线及流程示意图

Figure 2 Pressure-enthalpy diagram of throttling element and evaporator unit on heat exchanger at liquid helium temperature zone and flow diagram

图3给出了末级换热器效率对节流前温度以及液氦温区制冷量的影响,蒸发器出口留有 overheating margin,增加了对末级套管换热器效率的需求,从图中可以看出,当末级套管换热器效率小于 90% 时, JT 制冷机很难在液氦温区获得较大制冷量。

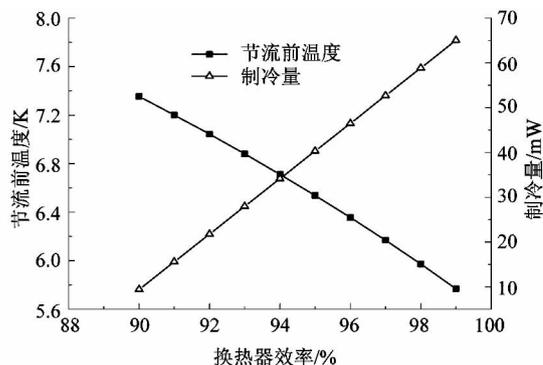


图3 换热器效率对节流前温度以及制冷量大小的影响

Figure 3 Effect of heat exchanger efficiency on temperature before throttling and cooling capacity

综上所述,套管换热器效率对液氦温区 JT 制冷机系统性能影响至关重要,换热器效率越高,低压回流氦气冷量利用越充分,直接减少预冷制冷机的预冷量,降低预冷系统功耗,同时可以提升 JT 系统液氦温区制冷量,提升整机制冷效率。

### 3 结构尺寸对液氦温区套管换热器性能影响

图4为氦气黏性随温度变化情况。从图中可以看出,当氦气处于 5 ~ 18 K 温区时,氦气黏性较低,管内压降较小,在结构设计中管内径大于 1 mm 时可以忽略压降对换热器带来的影响(当换热器高压侧入口 18 K,低压侧入口 5 K,管长 3 m,内径 1 mm,螺旋半径 35 mm 时,经过计算得出粗糙度 0.005 mm,沿程压降仅 180 Pa,在 MPa 级占比非常小)。

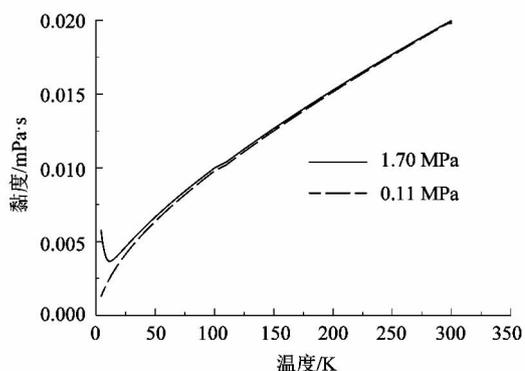


图4 温度对氦气黏性的影响

Figure 4 Effect of temperature on helium viscosity

套管换热器内管为高压侧流体,外管为低压侧流体。低压回流氦气换热量用于冷却高压来流气体,实际换热量由换热器总换热系数、内外侧氦气温差以及换热面积确定<sup>[13]</sup>。内外侧温差和总换热系数分别由式(2)和(3)确定,外管低压侧氦气与内管高压侧氦气

换热量由式(1)确定。

$$Q = k \cdot A \cdot \Delta t_m; \tag{1}$$

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln(\Delta t_{\max}/\Delta t_{\min})}; \tag{2}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h' d'} + \frac{d''}{2\lambda \ln \frac{d''}{d'}} + \frac{1}{h''}} \tag{3}$$

式中： $Q$  为外管低压侧氦气与内管高压侧氦气换热量， $k$  为换热器总换热系数， $A$  为换热面积， $\Delta t_m$  为内外侧氦气对数平均温差， $\Delta t_{\max}$  为内外侧氦气进出口最大温差， $\Delta t_{\min}$  为内外侧氦气进出口最小温差， $h'$  为内管氦气与内管内壁面间对流换热系数， $h''$  为内外管之间环形流道内氦气与内管外壁面间对流换热系数， $d'$  为内管内径， $d''$  为内管外径， $\lambda$  为内管导热系数。

可以看出，提升末级套管换热器效率最直接的方式是增加换热面积以及提高总换热系数。当管截面积一定时，增加管长可以增加换热面积。图 5 为不同换热器效率时所需换热器长度的变化关系。从图中可以看出，末级套管换热器所需管长随着效率的提高而增长，效率达到 99% 时，末级管长已接近 5 m，不利于制冷系统的紧凑性。因此，不宜单纯通过增加管长的方式提高套管换热器效率，应结合提高总换热系数对末级套管换热器的影响综合考虑。

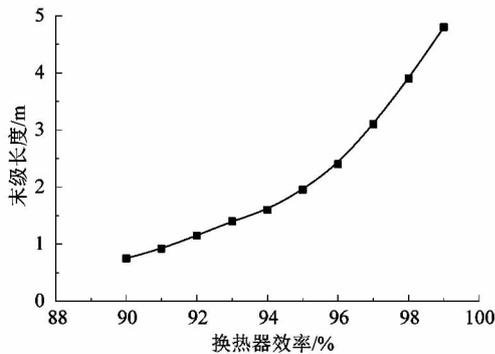


图 5 末级换热器效率对所需长度的影响  
Figure 5 Effect of final heat exchanger efficiency on required length

总换热系数取决于换热器热阻的大小，套管换热器热阻包括内管内壁面气体对流热阻、内管导热热阻以及内管外壁面气体对流热阻，其中，气体侧热阻为传热主要热阻。图 6 显示换热效率为 99%，固定内管内径 1 mm 时，外管内径的变化对总换热系数以及管长的影响。从图中可以看出，随着外管内径从 3 mm 增大到 6 mm，总换热系数从 72.5 W/(m<sup>2</sup> · K) 降到 33.7 W/(m<sup>2</sup> · K)，所需套管换热器管长则从 2.1 m 增加到

4.6 m。其原因是随着外管内径的增大，内外管间环形通道截面积不断增大，氦气流速相应降低，减弱了换热效果。因此，在不考虑压降损失时，可以适当减小外管内径以提高总换热系数，缩短所需管长，在维持换热器效率为 99% 时，使换热器更加紧凑。

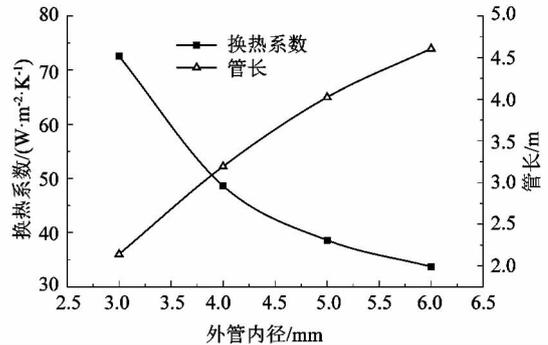


图 6 外管内径对换热系数以及管长的影响  
Figure 6 Effect of inner diameter of outer tube on heat transfer coefficient and tube length

图 7 为换热效率 99%，固定外管内径 6 mm 时，内管外径变化对总换热系数以及管长的影响。当内管外径 2 mm 时，换热系数为 33.7 W/(m<sup>2</sup> · K)，当内管外径增大至 3 mm 时，换热系数减小至 22.8 W/(m<sup>2</sup> · K)，继续增大内管外径，换热系数变化不大。所需套管换热器管长随着换热系数的变化而变化，当内管外径 3 mm 时，所需管长为 4.5 m，当内管外径增大至 5 mm 时，所需管长减少至 2.6 m。原因在于当内管外径 2 mm 时，内管氦气流动处于过渡区，换热系数较高，内管外径增大后，流动转为层流，此时管径对换热系数影响不大，而内管外径增大，使得换热面积相应增大，所需管长相应减小。可见，当内外管氦气都处于层流区时，管径的变化对总换热系数影响较小，此时，换热器换热效率的大小主要取决于换热面积。

套管换热器螺旋盘绕后，氦气流动时由于离心力的作用，产生二次流，可增强换热器换热能力。计算时以螺旋修正系数  $C_l$  来显示螺旋强化换热程度。

$$C_l = 1 + 1.77(d_c/R) \tag{4}$$

式中： $C_l$  为螺旋修正系数， $d_c$  为管路直径， $R$  为螺旋半径。

图 8 为换热效率 99% 时，螺旋半径对换热系数以及管长的影响。从图中看出，随着螺旋半径的增大，换热系数相应减少，所需管长相应增加。因此，在不考虑压降损失时，可以适当减小螺旋盘绕半径提高套管换热器总换热系数，缩短所需管长。

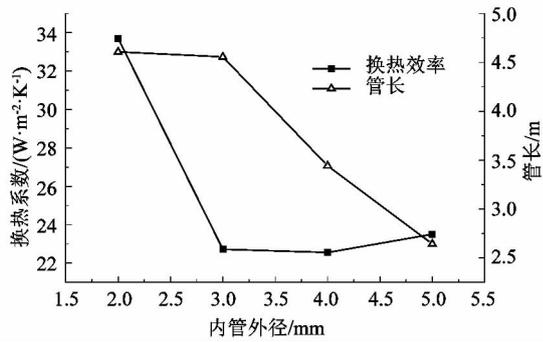


图7 内管外径对换热系数以及管长的影响

Figure 7 Effect of outer diameter of inner tube on heat transfer coefficient and tube length

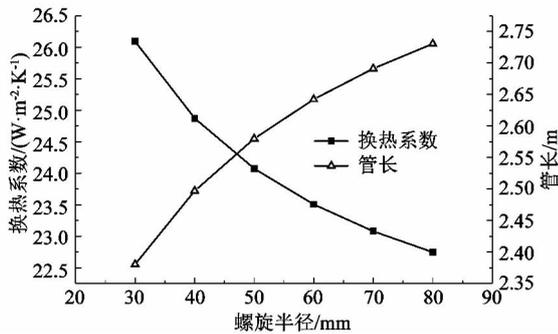


图8 螺旋半径对换热系数以及管长的影响

Figure 8 Effect of spiral radius on heat transfer coefficient and tube length

#### 4 数值模拟验证

为了验证理论分析的准确性,笔者构建套管换热器数值模型,由于篇幅的限制,仅以外管内径对总换热系数的影响为例进行阐述。

##### 4.1 物理模型及边界条件

模型假设为:①流体为不可压缩流体,稳态流动;②换热器四周与环境无热量交换;③流体为连续性介质,在通道壁面处无温度跳跃和速度滑移。

模型采用三维套管换热器,换热器内外管为紫铜管,外管与外界无换热,换热器内管工质为高压来流氦气,入口温度 18 K,内外管间环形通道工质为低压回流氦气,入口温度 5 K,进出口条件为速度入口和压力出口,高压 1.70 MPa,低压 0.11 MPa。由于处于液氦温区时,氦气实际物性随温度变化较大,因此物性参数值采用可变物性,拟合公式参考实际物性值。湍流模型采用标准  $k-\varepsilon$  湍流模型,压力速度耦合使用 SIMPLE 算法<sup>[14-19]</sup>。换热器结构如图 9 所示,表 1 为模型不同规格尺寸。

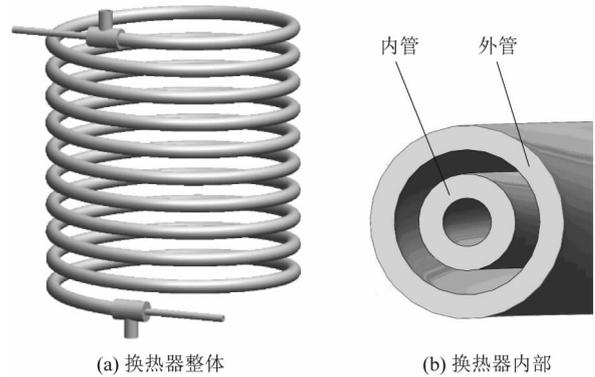


图9 换热器物理模型

Figure 9 Heat exchanger physical model

表1 模型不同规格尺寸

Table 1 Various sizes of model mm

序号	内径		外径	
	内管	外管	内管	外管
1	1.0	3.0	2	4
2	1.0	3.5	2	4
3	1.0	4.0	2	5
4	1.0	5.0	2	6
5	1.0	6.0	2	7
6	2.0	6.0	3	7
7	3.0	6.0	4	7
8	4.0	6.0	5	7

表 1 中的尺寸是根据氦气实际物性参数得到的,物性参数计算如下:

$$1) \text{ 压力和温度分别为 } 1.70 \text{ MPa}, 4.3 \sim 20.0 \text{ K 时}$$

$$\rho = -9 \times 10^{-6} T^6 + 0.001 1 T^5 - 0.053 1 T^4 + 1.277 8 T^3 - 15.464 T^2 + 76.988 T + 27.917;$$

$$C_p = -0.124 3 T^6 + 7.048 9 T^5 - 158.69 T^4 + 1 797.8 T^3 - 10 770 T^2 + 33 172 T - 39 149;$$

$$\lambda = -7 \times 10^{-9} T^6 + 7 \times 10^{-7} T^5 - 3 \times 10^{-5} T^4 + 0.000 6 T^3 - 0.006 4 T^2 + 0.034 6 T - 0.042 8;$$

$$\mu = -5 \times 10^{-13} T^6 + 4 \times 10^{-11} T^5 - 1 \times 10^{-9} T^4 + 2 \times 10^{-8} T^3 - 1 \times 10^{-7} T^2 - 5 \times 10^{-7} T + 9 \times 10^{-6}.$$

$$2) \text{ 压力和温度分别为 } 0.11 \text{ MPa}, 4.3 \sim 20.0 \text{ K 时}$$

$$\rho = 3 \times 10^{-5} T^6 - 0.002 3 T^5 + 0.075 T^4 - 1.269 1 T^3 + 11.872 T^2 - 59.13 T + 130.93;$$

$$C_p = 72.22 T^6 - 2 783.3 T^5 + 44 453 T^4 - 376 645 T^3 + 2 \times 10^6 T^2 - 4 \times 10^6 T + 5 \times 10^6;$$

$$\lambda = 1 \times 10^{-6} T^3 - 6 \times 10^{-5} T^2 + 0.002 1 T + 0.001 4;$$

$$\mu = 7 \times 10^{-11} T^3 - 5 \times 10^{-9} T^2 + 2 \times 10^{-7} T + 3 \times 10^{-7}.$$

式中: $\rho$  为氦气密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $C_p$  为氦气等压比热容,  $\text{kJ}/$

(kg · K); λ 为氦气导热系数, W/(m · k); μ 为氦气动力黏度, Pa · s; T 为氦气温度, K。

### 4.2 结果分析

图 10 分别为液氦温区套管换热器内外管氦气温度分布云图, 内管内径为 1 mm, 外管内径为 3 mm, 壁厚均为 0.5 mm。从图中可以看出, 内管高压氦气温度由入口的 18.0 K 降至出口的 5.7 K, 换热器效率可达 99%, 换热效果略优于理论计算结果。分析模拟结果, 发现相同换热效率下换热器所需管长模拟值均短于理论计算值, 主要原因在于处于液氦温区时, 氦气实际物性随温度变化较大, 而理论分析采用平均物性计算, 与实际情况存在一定差异。

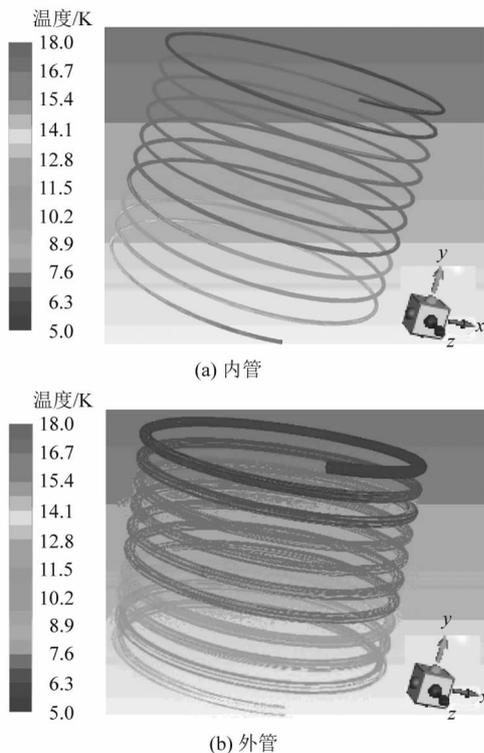


图 10 内外管氦气温度分布云图  
Figure 10 Helium temperature distribution cloud map of inner and outer tube

根据换热器不同规格尺寸的模拟结果, 将换热器总换热系数的理论计算值与模拟结果进行对比, 如图 11 所示。可以看出, 总换热系数模拟结果的变化趋势和理论分析结果相吻合。由于氦气实际物性的原因, 使得总换热系数理论分析值略低于模拟值, 但二者相差较小, 模拟结果与理论分析结果能够较好的吻合。

### 5 结语

课题组针对回热式制冷机预冷的 JT 循环系统, 对在液氦温区的套管换热器进行了理论研究和模拟

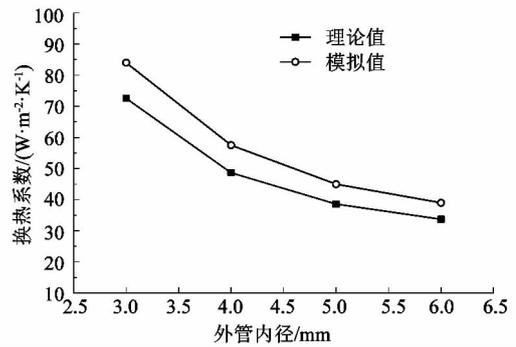


图 11 换热系数模拟值理论值对比  
Figure 11 Comparison of simulation and theoretical value of heat transfer coefficient

验证, 结论如下:

- 1) 液氦温区套管换热器效率对 JT 制冷机系统整机性能至关重要, 直接决定进入节流前的氦气状态, 影响到制冷量大小。
- 2) 通过减小内管内径和螺旋盘绕半径可以增加总换热系数, 提高套管换热器效率。
- 3) 基于氦气实际物性的流体数值模拟计算, 可以更加精确地计算液氦温区套管换热器温度分布及换热效率。

理论计算和模拟分析结果可以用于面向空间应用的液氦温区 JT 制冷机套管换热器的设计。

### 参考文献:

- [1] HOLMES W, CHUI T, JOHNSON D, et al. Cooling systems for far-Infrared telescopes and instruments [EB/OL]. (2015-04-28) [2018-10-10]. <http://www.researchgate.net/publication/242544373>.
- [2] 甘智华, 王博, 刘东立, 等. 空间液氦温区机械式制冷技术发展现状及趋势 [J]. 2012, 浙江大学学报(工学版), 2012, 46(12): 2160-2177.
- [3] DIPIRRO M, CLEVELAND P, DURAND D, et al. Cooling technology for large space telescopes [C]//NSTC 2007/NASA-HQ Science Mission Directorate. College Park, MD, United States: NTRS, 2007.
- [4] DUBAND L. Space cryocooler developments [J]. Physics Procedia, 2015, 67: 1-10.
- [5] BRADSHAW T W, ORLOWSKA A H. A 4-K mechanical refrigerator for space applications [C]// Third European Symposium on Space Thermal Control and Life Support Systems. Noordwijk, Netherlands: ESA, 1988: 401-408.
- [6] COLLAUDIN B, PASSVOGEL T. The first and planck `carrier` missions: description of the cryogenic systems [J]. Cryogenics, 1999, 39(2): 157-165.
- [7] 刘东立, 吴镁, 汪伟伟, 等. 詹姆斯·韦伯太空望远镜低温制冷系统的发展历程 [J]. 低温工程, 2013(6): 56-62.
- [8] NARASAKI K, TSUNEMATSU S, YAJIMA S, et al. Development of cryogenic system for smiles [J]. Advances in Cryogenic Engineering,

- 2004, 710:1785 - 1796.
- [9] SHINOZAKI K, SUGITA H, SATO Y, et al. Developments of 1-4 K class space mechanical coolers for new generation satellite missions in JAXA [J]. Journal of Physical Chemistry B, 2008, 112(15):4561.
- [10] QUAN J, ZHOU Z, LIU Y J, et al. A miniature liquid helium temperature JT cryocooler for space application [J]. 2014, Science China Technological Science, 57(11):2236 - 2240.
- [11] MA Y, ZHOU Z, WANG J, et al. Design optimization of tube-in-tube helical heat exchanger used in JT refrigerator [EB/OL]. [2018-10-9]. <http://cryocooler.org/proceedings/paper-flies/C18papers/053.pdf>
- [12] 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[J].科学通报,2017(17):1896 - 1902.
- [13] 杨世铭,陶文铨.传热学[M].北京:高等教育出版社,2006:243 - 253.
- [14] 张维蔚,魏瑾瑜,张伟杰,等.套管换热器对流换热的数值模拟研究[J].节能技术,2014,32(1):18 - 21.
- [15] 张俊霞,王立,冯俊小.套管换热器换热特性的数值分析[J].北京工业大学学报,2012,38(2):288 - 293.
- [16] 俞接成,吴小华,刘全.套管换热器湍流对流换热的数值模拟[J].北京石油化工学院学报,2007,15(3):35 - 38.
- [17] FARZANEH-GORD M, AMERI H, ARBKOOSAR A. Tube-in-tube helical heat exchangers performance optimization by entropy generation minimization approach [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 108:1279 - 1287.
- [18] MASHOOFI N, PESTEEI S M, MOOSAVI A, et al. Fabrication method and thermal-frictional behavior of a tube-in-tube helically coiled heat exchanger which contains turbulator [J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 111:1008 - 1015.
- [19] DIZAJI H S, KHALILARYA S, JAFARMADAR S, et al. A comprehensive second law analysis for tube-in-tube helically coiled heat exchangers [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2016, 76:118 - 125.

[信息·资讯]

· 行业简讯 ·

## 西门子与广州明珞公司达成全球战略合作

西门子公司与广州明珞汽车装备有限公司(明珞)于2018年底签署了全球战略合作协议,将针对全球数字化业务开展战略合作。双方将结合各自在不同领域的优势,继续在共建创新中心、数字化业务发展和国际业务协同发展等方面进行多层次合作,为中国智能装备行业发展赋能。西门子(中国)有限公司执行副总裁兼数字化工厂集团总经理王海滨和广州明珞汽车装备有限公司董事长兼总裁姚维兵分别代表双方签字。

“数字化是驱动中国工业高质量发展的核心,以明珞为代表的中国企业正在积极乘势而上。”王海滨表示,“凭借对中国工业发展的深刻理解和洞察,以及为工业数字化转型创造的技术先决条件,西门子将携手中国企业切实收获数字化带来的价值,实现更高的灵活性、更高的生产效率、更短的产品上市时间以及更好的产品质量。”“为满足消费者个性化需求,明珞正积极探索面向未来的智能制造新模式。”姚维兵表示,“西门子以数字化双胞胎为核心、软硬件一体的数字化企业解决方案,将为我们打造数字化、智能化的装备制造提供强有力的支持。”

广州明珞汽车装备有限公司成立于2008年,专注为汽车行业及一般工业提供智能化生产解决方案、标准智能设备、工业物联网大数据等业务。明珞成立十年来与本土高端汽车智能装备行业共同成长,实现多项行业内高新技术的落地实施,成为汽车行业自动化制造装备领域的佼佼者。

(朱建芸)

[信息·资讯]

· 产品介绍 ·

### ● 专注于基础设施的西门子全新系列变频器

2019年初,西门子在中国发布全新的 Sinamics G120X 和 G120XA 变频器,专为风机和泵的应用而设计,除了适用于供水和污水处理、楼宇建筑以及地铁隧道通风等基础设施领域,也适用于例如水泥、化工及食品饮料等工业环境。

Sinamics G120XA 标准型风机泵专用变频器的功率范围为 0.75 ~ 560.00 kW,运行电压范围为 -20% 到 +10%,运行温度范围 -20 ~ 60 °C,内置双直流电抗器和主动保护功能,软硬件

结合降低故障停机时间。Sinamics G120XA 变频器可支持同步电机及磁阻电机等高效电机。

Sinamics G120X 系列变频器的功率范围为 0.75 ~ 630.00 kW,适用于全部电机类型。除了支持 380 V 电压,还适用于 690 V 和 220 V 两种电压输入类型。变频器支持高防护标准的 3C3 涂层,在 IP20 防护等级之外,未来还将推出 IP21/IP55 两种防护等级,满足更多应用场合。

(朱建芸)