

# J-T 节流制冷器非稳态模拟与热力性能研究

刘春娇<sup>1</sup>, 刘洁雨<sup>1</sup>, 亓新<sup>2</sup>, 刘迎文<sup>1</sup>

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 西安, 710049)

(2. 中国家用电器研究院, 北京, 100037)

(Tel: 029-82668727, Email: [ywliu@xjtu.edu.cn](mailto:ywliu@xjtu.edu.cn))

**摘要:** J-T 节流制冷器因具有结构简单、无运动部件、冷却时间短、可靠性高等优点, 广泛应用于集成电子设备、红外制导、冷冻手术等领域。与国外先进技术相比, 目前我国微型 J-T 节流制冷器的研究尚处于起步阶段, 基础研究匮乏, 严重制约着我国微型节流制冷器的发展。本文针对 Hampson 型 J-T 节流制冷器, 建立了一维非稳态数值模型, 利用 Fortran 自编程计算, 分析了 J-T 节流制冷器的启动特性以及启动过程中温度、压力及流量的变化情况, 为 J-T 节流制冷器的非稳态模型建立及预测提供了方法。

**关键词:** J-T 节流制冷器; 非稳态; 数值模拟

## Unsteady state simulation and thermal performance study of the miniature J-T cryocooler

Liu Chunjiao<sup>1</sup>, Liu Jieyu<sup>1</sup>, Qi Xin<sup>2</sup>, Liu yinwen<sup>1</sup>

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, 710049)

(2. China Household Electrical Appliance Research Institute, Beijing, 100037)

**Abstract** The miniature J-T cryocooler has many advantages such as simple structure, no moving parts, short cooling time and high reliability. It is widely used in integrated electronic equipment, infrared guidance, cryosurgery and other fields. Compared with foreign advanced technologies, the current research on China's miniature J-T cryocooler is still in its infancy. The lack of basic research has severely restricted the development of the miniature J-T cryocooler in China. In this paper, a one-dimensional unsteady numerical model for a Hampson-type J-T cryocooler is established. Using Fortran self-programming calculations, the start-up characteristics of the the miniature J-T cryocooler and the changes in temperature, pressure, and flow during startup are analyzed. The establishment of the non-steady-state model of the miniature J-T cryocooler a method for its prediction.

**Keywords** J-T cryocooler transient model numerical simulation

## 0 前言

J-T 节流制冷器因其具有体积小、结构简单、无运动部件、冷却时间短、可靠性高等优, 目前广泛应用于集成电子设备、红外制导、热成像摄像机、导弹制导系统等领域<sup>[1]</sup>。J-T 节流制冷器不仅可以满足低温的需求, 而且可以实现较长距离的点对点冷却。为了满足这一要求, 开式 J-T 节流制冷器通常采取超高压的气源供应方式, 高压侧入口压力在 14 MPa 以上, 压降大于 7 MPa。流体在回热器中经历高压常温-低压低温-低压常温的转换, 使得流体和固壁的物性参数在时间和空间上都不断变化。另外, 节流时流体进入两相区, 其流动与换热更加复杂<sup>[2]</sup>。因此在研究非稳态流动换热问题时需要同时考虑热容的影响、质量的富集、相态的变化等问题, 大大增加了非稳态流动传热机理的认识难度。在几何结构方面, J-T 节流制冷器采用螺旋缠绕方式, 换热部分高度紧凑, 导热、对流、辐射三种换热方式相互耦合, 使模型建立、优化设计的研究工作更加困难。

由于节流制冷器在军事领域的特殊应用需求, 关于 J-T 节流制冷器的数据资料不足, 基础研究匮乏。尤其是毛细管末端的节流环节, 流体由气态进入两相区, 冲击热负荷, 在微小空间内流体蒸发吸热并获得一定的过热度。在这个过程中, 通过节流阀流体的流量计算, 流体单相和两相状态冲击换热, 以及实际热负荷的热流密度变化等问题, 在理论和实验上都没有深入和系统的研究。

目前我国开式节流制冷器的研发和优化<sup>[3]</sup>, 主要依靠样品仿制和“试错”方法, 导致成品率低和性能不稳定。因此本文将重点研究 J-T 节流制冷器的换热和流动特性, 建立瞬态数值模型, 考虑热负荷与节流阀

\*基金项目: 国家自然科学基金项目 (No.51576150)

作者简介: 刘春娇, (1993- ), 女。

的影响，通过自编 Fortran 程序计算了 J-T 节流制冷器在启动过程中各参数随时间的变化规律。

## 1 模型建立

### 1.1 简化模型

Hampson 型 J-T 节流制冷器结构示意图如图 1 所示，其主要由毛细管（外面螺旋缠绕翅片）、芯轴、真空杜瓦瓶、节流短管组成。高压高温流体进入毛细管，由于自身节流效应和冷却降温，沿管程其温度和压力不断降低，流出毛细管后经节流短管等焓节流，温度和压力因节流效应快速下降，进入两相区。然后两相流体与热负荷（如探测器组件、硅片）进行换热，自身蒸发吸热，然后从杜瓦瓶和芯轴形成的截面通道流出，同时对毛细管内高压流体进行冷却降温。

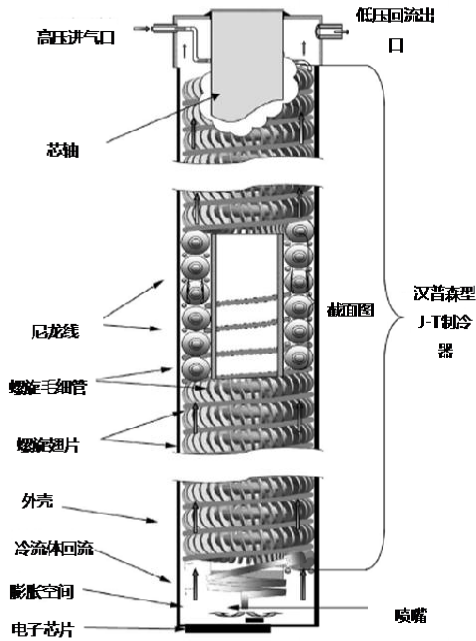


图 1 J-T 节流制冷器结构示意图

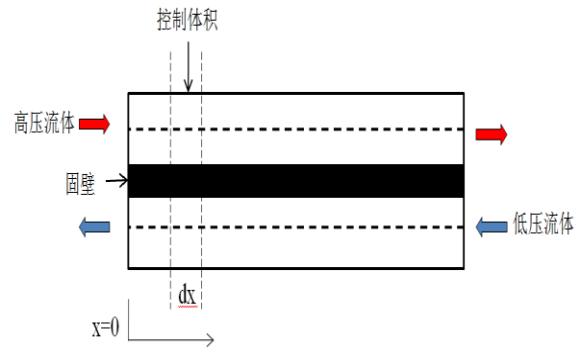


图 2 节流制冷器简化模型示意图

与以往的数值模拟不同，本文在考虑节流阀和热负载的基础上进行一维瞬态模拟，采用控制体积及有限差分法对整个节流制冷器进行等间距划分，简化后的模型示意图如图 2 所示，J-T 节流制冷器的整体长度为 50mm 左右，毛细管总长为 0.5m，具体结构尺寸如表 1 所示。

表 1 结构尺寸

结构	尺寸	
	内径/mm	外径/mm
毛细管	0.3	0.5
芯轴	2.3	2.5
外壳	4.5	4.8
毛细管螺距		1.0
肋高		0.25
肋厚		0.1
肋片螺距		0.3
换热器长度		50
芯片面积		19.36

### 1.2 数学描述

在建立一维模型的基础上，针对每一个控制单元建立连续性方程、动量和能量守恒方程。其中  $D$ 、

OD、ID、G、P、A 分别表示直径、外径、内径、质量流速、传热面周长、接触面积，下标 m、w、s、i、Hx、h、c 分别表示芯轴、外壳、壁面、第 i 个节点、螺旋半径、热流体、冷流体。

连续性方程：

$$\frac{\partial m}{\partial x} + \frac{\partial(\rho A)}{\partial t} = 0 \quad (1)$$

动量守恒方程：

$$A \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} = -\frac{\partial P}{\partial x} - \frac{2fu^2}{D_{m,i}} \quad (2)$$

$$\text{热流体范宁摩擦系数}^{[4]}: f_h = 0.184 \text{Re}^{-0.2} (0.1 + 3.5 \frac{OD_m}{D_{Hx}}) \quad (3)$$

$$\text{冷流体范宁摩擦系数}^{[5]}: f_c = 0.184 \text{Re}^{-0.2} \quad (4)$$

能量守恒方程：

热流体

$$\rho A_h \left[ \frac{\partial C_p T_h}{\partial t} + u \frac{\partial T_h}{\partial x} + \frac{\partial(u^2/2)}{\partial x} \right] = -htc_h P_w (T_h - T_w) \quad (5)$$

$$\text{热流体对流换热系数: } htc_h = 0.023 C_p G_h \text{Re}^{-0.2} \text{Pr}^{-2/3} (1.0 + 3.5 \frac{ID_{ft}}{D_{Hx}}) \quad (6)$$

冷流体

$$\rho A_c \left[ \frac{\partial C_p T_c}{\partial t} + u \frac{\partial C_p T_c}{\partial x} + \frac{\partial(u_c^2/2)}{\partial x} \right] = -htc_c A_{wo} (T_c - T_w) - htc_c A_{mo} (T_c - T_m) - htc_c A_{si} (T_c - T_s) \quad (7)$$

$$\text{冷流体对流换热系数: } htc_c = 0.23 C_p G_c \text{Re}^{-0.2} \text{Pr}^{-2/3} \quad (8)$$

芯轴

$$\rho_m A_m \frac{\partial C_{pm} T_m}{\partial t} + A_m k_m \frac{\partial^2 T_m}{\partial x^2} = -h_c (T_m - T_c) p_m \quad (9)$$

外壳

$$\rho_s A_s C_{ps} \frac{\partial T_s}{\partial t} + A_s k_s \frac{d^2 T_s}{dx^2} = -h_c (T_s - T_c) - h_r P_s (T_s^4 - T_r^4) \quad (10)$$

流体流经节流阀前后，流速大时间短，来不及与外界进行热交换工程上将此过程近似绝热过程处理，

$$h_1 = h_2 \quad (11)$$

$$m\dot{c} = C_d \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \sqrt{k \rho_0 P_0 A_{nz}} \quad (12)$$

流体通过节流阀后进入两相区，冲击到热负载和制冷器的换热面上带走冷量，主要考虑核态沸腾，Brian<sup>[6]</sup>用核态沸腾关联是来估计负载表面的换热量。

$$\frac{Q}{A} = 181.1463(\Delta T)^{1.218} \quad (13)$$

边界条件及初始条件

$$x=0 \& t > 0: T = T_{h,in}, P = P_{h,in}, \frac{dT_w}{dx} = 0, \frac{dT_m}{dx} = 0, \frac{dT_s}{dx} = 0 \quad (14)$$

$$x=l \& t > 0: T = T_r, P = P_{c,in}, \frac{dT_w}{dx} = 0, \frac{dT_m}{dx} = 0, \frac{dT_s}{dx} = 0 \quad (15)$$

$$t=0, x \in (0, L): T = T_{h,in}, P = P_{c,in} \quad (16)$$

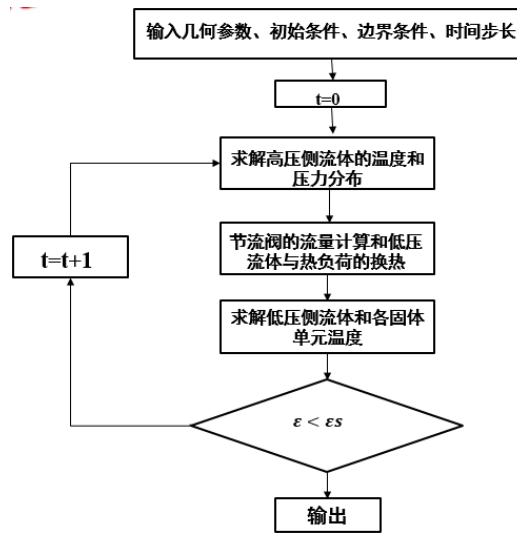


图 3 计算流程示意图

## 2 模拟结果与分析

在针对每一个控制单元体建立方程的基础上，通过平衡方程迭代求解每一个节点热流体和冷流体的温度及压力值，时间步长设置为 0.01s，设置全局变量来监控系统是否达到稳定状态。计算流程示意图如图 3 所示。

通过迭代计算 J-T 节流制冷器达到稳定状态之后，分析热负载的动态降温曲线，如图 3 所示，随着节流制冷器的启动，热负载的温度呈逐渐下降趋势，5s 后降温趋势变缓，在第 8s 左右温度趋近稳定，此时热负载产生的热量与冷流体喷射带走的热量相等，热负载稳定后温度降低至 100K 左右。

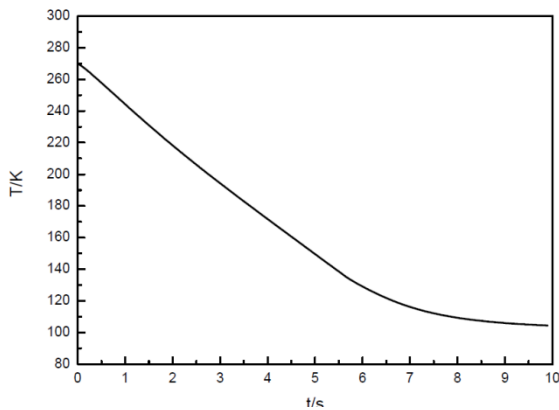


图 4 热负载的动态降温曲线

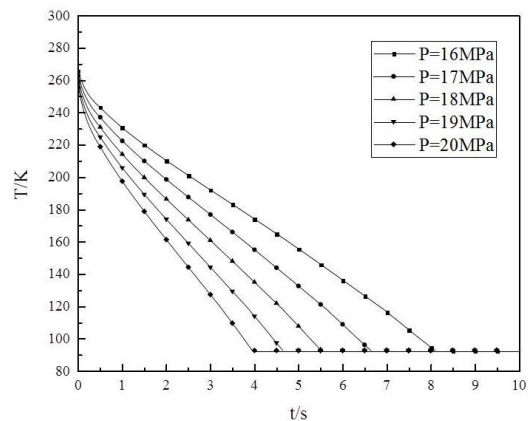


图 5 不同压力下冷流体温度动态变化曲线

不同进口压力下,冷流体温度动态变化曲线如图 4 所示,当制冷器进入稳定工作状态后,流体流经节流阀,进入两相区,冷流体压力和温度变化不大。当压力为 20MPa 时,低压侧进口温度在 4 s 左右达到稳定状态,而当压力降低到 16 MPa 时,低压侧进口温度达到稳定状态所需的时间增加到 8 s。所以,进口压力越大,制冷器越快达到稳定工作。

如图 5 所示为热流体在不同时刻沿管长方向的温度分布图,从图中可以看出,随着 J-T 节流制冷器的启动,毛细管热流体最初由于实际气体节流效应,温度沿着流动方向略微降低,随着热流体流经节流阀,温度骤降,与热负载换热后回流,回流气体对毛细管螺旋管内热流体有预冷作用,回流气体的冷量不断释放,回热器的固体温度得到进一步降低,此时,热流体和回热器固体壁的传热导致其温度快速降低。热流体沿管长方向的温度分布也逐渐呈现线性分布。

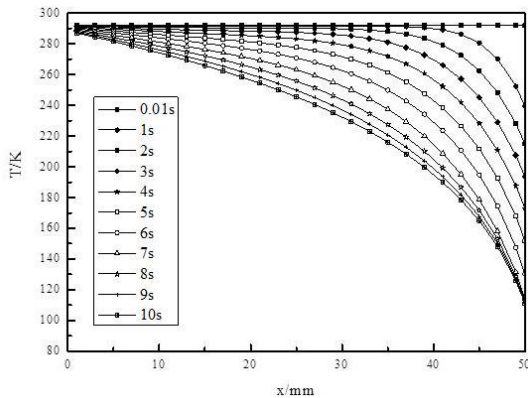


图 6 热流体温度沿轴向分布图

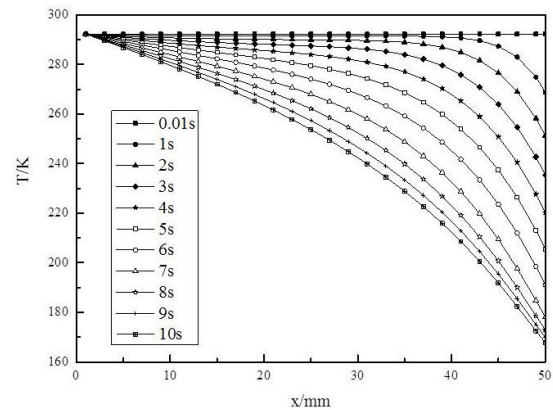


图 7 冷流体温度沿轴向分布图

冷流体在不同时刻沿管长方向的温度分布图如图 5 所示,从图中可以看出,回流流体通过节流阀后,温度骤降,产生大量冷量。初始时,由于回流气体和固体单元的温差大,靠近节流阀端的固体温度迅速降低,然后温差缩小。随着时间推移,冷量扩散至全场,系统中的温度分布达到平衡状态。

### 3 结论

文章基于控制体积的有限差分方法,考虑了节流阀和热负载及物性随温度压力的变化,利用 Fortran 编程实现了 J-T 节流制冷器的一维瞬态模拟,为 J-T 节流制冷器的瞬态模拟提供了新的思路。分析了制冷器在启动过程中温度、压力的变化。研究发现进口压力越高, J-T 节流制冷器达到稳定状态的速度越快,因此为了缩短制冷器的启动时间,可以提高热流体进口压力。同时通过瞬态模拟,分析了冷热流体温度沿轴向的变化情况,热流体在制冷器启动后,由于回流冷流体的预冷作用,温度下降快,经过节流阀后达到更低的温度,冷流体的温度变化趋势较热流体较缓。

### 参考文献

[1]吴业正.制冷与低温技术原理[M]. 高等教育出版社, 2004.  
 [2]张绍志,王宏宇,陈光明.氦氮刀冷冻过程数值模拟[J].浙江大学学报(工学版), 2013, 47(12):2253-2259.  
 [3]唐小伟.开式节流制冷技术在局部环境温度控制中的应用研究[J].真空与低温, 2010, (4): 223-226.  
 [4]Timmerhaus K D, Flynn T M.Cryogenic Process Engineering[J]. Encyclopedia of Physical Science & Technology, 2003, 183(1):13-36.  
 [5] Flynn T M. Cryogenic engineering[J]. Physics Today, 1959, 12(6):70-70.  
 [6]Sherman BA. Jet impingement boiling using a JT cryostat[J]. ASME, Cryogenic Heat Transfer,1991, 167: 11-17.