

脉冲管制冷机蓄冷器的热力学循环数值分析

陈 灵¹ 张 宇¹ 罗二仓² 李 腾¹ 魏小林¹

(1. 中国科学院力学研究所, 北京 100190; 2. 中国科学院低温工程学重点实验室(理化技术研究所), 北京 100190)

摘 要 脉冲管制冷机内部工质气体热力学循环是理解脉冲管制冷机制冷机理的一个重要方面。本文采用拉格朗日方法对制冷机蓄冷器内部气体微团热力学循环进行了数值统计分析, 结果表明, 对于变频率和充气压力工况, 蓄冷器内单位质量气体单位时间内循环换热量和制冷机能达到的最低制冷温度紧密相关。

关键词 脉冲管制冷机; 蓄冷器; 数值计算; 热力学循环

中图分类号: TK123 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-231X(2011)11 1816-03

CFD Analysis of Thermodynamic Cycles in Regenerator of a Pulse Tube Refrigerator

CHEN Ling¹ ZHANG Yu¹ LUO Er-Cang² LI Teng¹ WEI Xiao-Lin¹

(1. Institute of Mechanics, Beijing 100190, China;

2. Key Laboratory of Cryogenics, TIPC, CAS, Beijing 100190, China)

Abstract Thermodynamic cycles are very important and useful for understanding the mechanism of the pulse tube refrigerator. In this paper, two-dimensional axi-symmetric simulations of an inertance tube pulse tube refrigerator are conducted, and thermodynamic cycles of the gas parcels oscillating in regenerator are studied and analyzed in the Lagrangian's regime. The results show that the lowest temperature of the system is possibly decided by the amount of heat pumping by thermal cycles under different frequencies and charge pressure cases.

Key words pulse tube refrigerator; regenerator; CFD; thermodynamic cycles

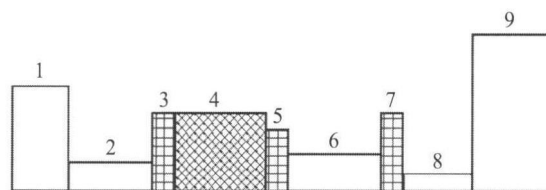
0 引 言

随着脉冲管制冷技术的发展, 利用脉冲管制冷机已获得了 1.3 K 的最低温度^[1], 然而迄今为止, 对脉冲管制冷机的制冷机理仍然不是很清楚, 相关的机理解释理论^[2-4] 都还不够完善, 与实际情况差别较大, 而且这些理论基本都是对脉冲管制冷机进行整体性能分析, 缺乏对脉冲管制冷机内部工质气体微团具体热力过程的描述。由于流动工质在脉冲管制冷机内部处于交变流动状态, 其热力过程与稳态流动相当不同, 因此深入分析脉冲管制冷机内部气体微团的热力学过程是理解脉冲管制冷机制冷机理的一个重要方面。梁惊涛^[5], 罗二仓^[6] 等研究者先后对脉冲管制冷机关键部件之一蓄冷器内气体微团所经历的热力过程进行了理论分析, 文献 [7] 对某一具体实际制冷机系统相关部件内气体微团热力学循环做了数值分析, 并得到了与文献 [6] 定性上相一致的结果。本文基于文献 [7] 所述方法, 对脉冲管制冷机在不同运行频率和充气压力工况下蓄冷器内轴线

上气体微团以及蓄冷器部件靠近壁面气体微团的热力学循环进行数值统计计算分析。

1 计算模型

研究对象为一惯性管型脉冲管制冷机系统, 其二维轴对称结构如图 1 所示, 该系统结构与尺寸与文献 [8] 所述脉冲管制冷机系统一致。



1. 压缩机 2. 连接管 3. 冷却器 4. 蓄冷器 5. 冷端换热器
6. 脉冲管 7. 热端换热器 8. 惯性管 9. 气库

图 1 计算模型示意图

Fig. 1 Schematic of the physical model of the PTR

收稿日期: 2011-01-26; 修订日期: 2011-10-19

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (No.50890182); 中国科学院低温工程学重点实验室开放课题资助项目

作者简介: 陈 灵 (1986-), 男, 广东韶关人, 硕士研究生, 主要从事脉冲管制冷机数值模拟研究。

计算采用层流模型, 工质为氦气, 采用理想气体模型, 其黏性设为温度的函数。图 1 中冷却器、冷端换热器、热端换热器和蓄冷器采用多孔介质模型计算, 其中冷却器、冷端换热器和热端换热器填充了铜丝网, 蓄冷器则填充了不锈钢丝网。多孔介质模型中, 孔隙率设定为 0.69, 黏性阻力系数设定为 $9.434 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$, 惯性阻力系数设定为 $7.609 \times 10^4 \text{ m}^{-1}$, 这些参数也是基于 Harvey^[9] 的实验结果。

Fluent 采用动网格方法模拟系统压缩机活塞的运动, 其运动方式如下:

$$X = X_a \sin(2\pi ft) \quad (1)$$

其中, X 为活塞位移, 活塞位移幅值 $X_a = 4.511 \text{ mm}$, f 为活塞运动频率。冷却器和热端换热器保持定壁温条件 293 K, 其余固壁面为绝热边界, 计算初始温度设定为 300 K。

2 计算结果及分析

本文分别进行了 34 Hz、40 Hz、50 Hz、70 Hz 以及 90 Hz 变频率工况模拟计算并对蓄冷器内轴线上相同位置点气体微团进行了热力学统计分析, 其 $T-s$ 循环结果如图 2 所示, 各循环换热量 q 如表 1 所示。从图 2 和表 1 可看出, 不同频率下蓄冷器内气体微团都进行着相类似的热力学循环, 随着频率的增加, 气体换热时间减少, 单位质量气体周期换热量逐渐减少, 表现为图 2 中循环整体面积减少, 但是单位质量气体单位时间内换热量却在 70 Hz 下达到最大, 同时在该频率下制冷机获得最低制冷温度, 70 Hz 为该制冷机的最优运行频率, 如图 3 所示。图 3 表明, 不同频率工况下制冷机制冷温度和蓄冷器内相同位置点单位质量气体单位时间内换热量有

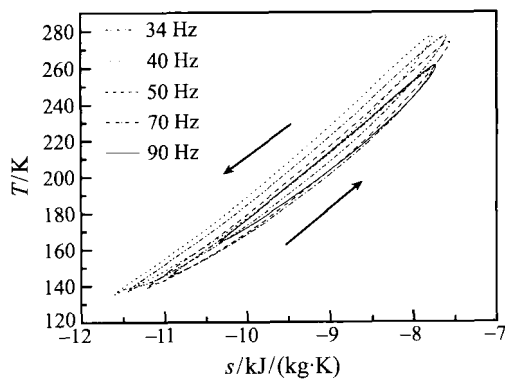


图 2 不同频率下蓄冷器内轴线上相同位置气体微团 $T-s$ 图
Fig. 2 $T-s$ Diagram of gas parcels for different frequency cases

表 1 不同频率工况蓄冷器轴线上气体微团周期循环换热量

Table 1 Heat transfer of the gas parcels for different frequency cases

f/Hz	34	40	50	70	90
$q/\text{J/kg}$	-39623	-38571	-35776	-27187	-20834

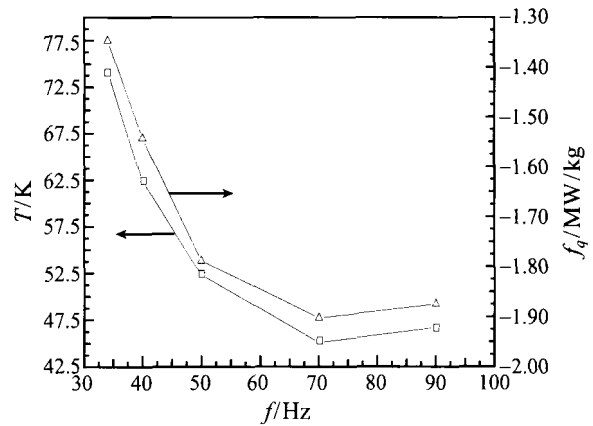


图 3 制冷机制冷温度和蓄冷器内单位质量工质单位时间内放热量随频率变化图

Fig. 3 Variations of cycle-averaged temperature of coldend wall surface and heat transfer of gas parcels in regenerator per kilogram per second for different frequency cases

着一致的变化趋势, 制冷机能达到的制冷温度越低, 相应蓄冷器内单位质量气体单位时间内传递的热量就越大。对于一制冷机, 随着运行频率的增加, 单位质量气体周期换热量减少, 但是单位时间内换热次数增加, 频率与周期循环换热量乘积将出现一最大值, 出现最大值时的频率即为该制冷机获得低温最优运行频率, 最优运行频率的存在是由频率和气体周期循环换热量共同作用的结果。

此外, 本文还进行了 34 Hz 运行频率, 不同充气压力 p_0 工况模拟计算并对蓄冷器内轴线上相同位置点气体微团进行了热力学统计分析, 各工况下微团热力学循环换热量和制冷温度如图 4 所示。从图 4 可以看出, 对于一制冷机充气压力对制冷性能的影响存在阈值, 低于该值时, 单位质量气体单位时间内换热量量减少, 表现为制冷恶化, 制冷温度提高; 高于该值时, 忽略统计带来的误差, 单位质量气体单位时间内换热量基本维持不变, 表现为制冷机制冷温度基本相同, 此时提高充气压力对制冷机制冷温度已无太大影响。

在进行蓄冷器内气体微团热力学统计分析时, 还分别选择了对称轴线上以及靠近蓄冷器壁面、轴向位置和轴线上气体微团相同的气体微团进行了统

计分析,其结果如图5所示。从图中可以看出,两个气体微团 $T-s$ 循环图几乎完全重合,说明在蓄冷器内气体工质物理量参数沿径向可视作相同,流动可近似为一维流动。不过,本文中计算尚未考虑真实制冷机蓄冷器壁面的影响,对于真实制冷机靠近壁面处气体微团热力学循环仍需进一步考虑蓄冷器壁面厚度研究分析。

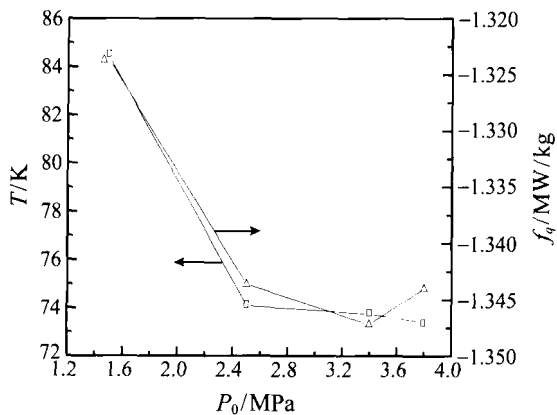


图4 制冷机制冷温度和蓄冷器内单位质量工质单位时间内换热量随充气压力变化图

Fig. 4 Variations of cycle-averaged temperature of coldend wall surface and heat transfer of gas parcels in regenerator per kilogram per second for different charge pressure cases

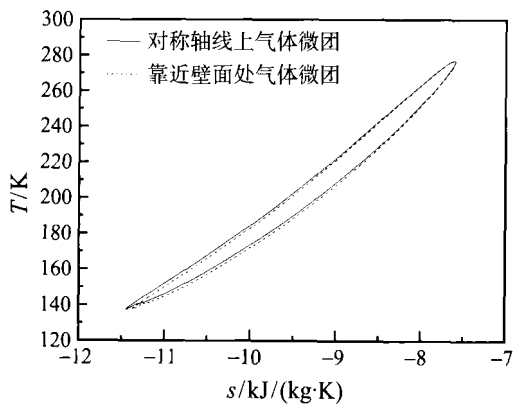


图5 蓄冷器轴线上和靠近壁面处气体微团 $T-s$ 图
Fig. 5 $T-s$ diagram of gas parcels oscillating along axis and near the wall surface

3 结论

利用 Fluent 进行了一惯性管型脉冲管制冷机变频率,变充气压力工况二维轴对称数值模拟,并对各工况下蓄冷器内气体微团热力学循环进行了统计分析。结果表明,随着频率的增加,单位质量气体周期循环换热量减少,但是单位时间内换热量却在某一频率下达到最大值,相应制冷机也将获得最低制冷温度,此频率即为制冷机获取低温最优运行频率;充气压力对制冷机影响存在阈值,高于该值时,制冷机蓄冷器内气体循环换热量基本不变,相应制冷温度也基本相同,此时提高充气压力对制冷没有什么影响。热力学循环分析还表明蓄冷器内沿径向气体物理量参数可视作相同,蓄冷器内流动可近似为一维流动。

参考文献

- [1] Jiang Ning. A 3He Pulse Tube Cooler Operating Down to 1.3 K [J]. *Cryogenics*, 2004, 44(11): 809-816
- [2] Gifford W, Longworth R. Surface Heat Pumping [J]. *Adv Cryog Eng*, 1966, 11: 171-181
- [3] Peter S, Radebaugh R. Development and Experimental Test of an Analysis Model of the Orifice Pulse Tube Refrigerator [J]. *Adv Cryog Eng*, 1987, 33: 851-859
- [4] Liang Jingtao, Ravex A, Rolland P. Study on Pulse Tube Refrigeration Part 1: Thermodynamic Non-Symmetry Effect [J]. *Cryogenics*, 1996, 36(2): 87-93
- [5] Liang Jingtao. Thermodynamic Cycles in Oscillating Flow Regenerators [J]. *J Appl Phys*, 1997, 82(9): 4159-63
- [6] 罗二仓,戴巍,吴张华,等. 交变流动热机的介观热力学循环理论第一部分: 制冷机回热器的介观热力学循环模型及分析 [J]. *低温工程*, 2004, 1: 1-11
Luo Ercang, Dai Wei, Wu Zhanghua, et al. MesoScope Thermodynamic Theory for Cyclic Flow Engines [J]. *Cryogenics*, 2004, 1: 1-11
- [7] Chen Ling, Zhang Yu, Luo Ercang, et al. CFD Analysis of Thermodynamic Cycles in a Pulse Tube Refrigerator [J]. *Cryogenics*, 2010, 50: 743-749
- [8] Cha J, Ghiaasiaan S, Desai P, et al. Multi-Dimensional Flow Effect in Pulse Tube Refrigerators [J]. *Cryogenics*, 2006, 46: 658-65
- [9] Harvey J. *Oscillatory Compressible Flow and Heat Transfer in Porous Media Application to Cryocooler* [D]. Atlanta: Georgia Institute of Technology, 2003