

文章编号: 0253-4339(2010)05-0005-06

DOI编码: 10.3969/j.issn.0253-4339.2010.05.005

脉冲管制冷机的整机二维数值模拟

陈灵 张宇 魏小林 余立新

(中国科学院力学研究所 北京 100190)

摘要 利用FLUENT软件对脉冲管制冷机进行了二维轴对称数值模拟。和文献中实验的对比结果表明,模拟计算使用的数理模型是合理的,能够准确预报脉冲管制冷机的最低制冷温度。进而,对中科院自主开发的脉冲管制冷系统进行了数值研究,探讨了频率、充气压力以及振幅对脉冲管制冷机性能的影响。结果显示,对于一定尺寸的脉冲管制冷机有一个最佳运行频率,大振幅和相对较小的充气压力可以取得较好的制冷效果。

关键词 热工学; 脉冲管制冷机; 数值模拟; 频率; 充气压力; 振幅

中图分类号: TB61⁺7; TK122

文献标识码: A

Two-dimensional Numerical Simulation of Entire Pulse Tube Refrigerator

Chen Ling Zhang Yu Wei Xiaolin Yu Lixin

(Institute of Mechanism, Chinese Academy of Science, Beijing, 100190, China)

Abstract The simulation of two pulse tube refrigerators was performed using a two-dimensional axisymmetric CFD included in FLUENT. The predictions of the final temperature of a pulse tube refrigerator are in reasonable agreement with the experimental data in literature. Then the other pulse tube refrigerator developed by the Chinese Academy of Sciences (CAS) was numerically investigated. The influences of frequency, charge pressure and pressure amplitude on the performance of the pulse tube refrigerator were discussed. The simulation results show that for a certain pulse tube refrigerator, there is an optimum frequency with which the temperature drop rate is highest. In addition, large pressure amplitude and lower charge pressure can also enhance the refrigerating effect of the pulse tube refrigerator.

Keywords Pyrology; Pulse tube refrigerator; Numerical Simulation; Frequency; Charge pressure; Pressure amplitude

脉冲管制冷机由于冷端没有运动部件而具有振动较小、可靠性更高等优点,从而获得广泛研究和应用。自60年代美国的Gifford和Longworth^[1]发明基本型脉冲管制冷机以来,许多学者进行了多项改进,如文献[2~5]所述。然而,尽管在实验研究和数值计算方面已有不少研究工作,但制冷机内部的机理仍然不是很清楚^[6,7],其中一个重要困难是对脉冲管制冷机工质气体压缩和膨胀过程以及传热和相移认识还不是很清楚^[8]。

近年来,随着商用软件FLUENT引入到计算中来,脉冲管制冷机数值模拟取得了不少进展。文献[8~12]列举了近年来发表的关于脉冲管制冷机数值模拟的研究。

但是以往的研究多集中在低频工况,对于高频、大振幅脉冲管制冷机的研究相对较少,而对于

高频、大冷量脉冲管制冷机的需求在不断增加,因此有必要加大对高频、大振幅脉冲管制冷机的研究力度。这里通过开展惯性管型脉冲管制冷机的二维轴对称数值模拟,分析了频率、充气压力以及振幅对脉冲管制冷机制冷性能的影响。结果显示,对于一定尺寸的脉冲管制冷机有一个最佳运行频率;在这里涉及的研究范围内,大振幅和相对较小的充气压力可以加快脉冲管制冷机的降温速率。

1 计算模型

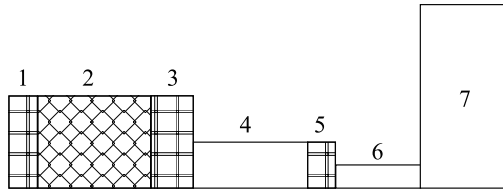
研究对象是一套中科院理化所自主开发的脉冲管制冷系统。基本结构如图1所示,各部件尺寸如表1所示。计算采用的是二维轴对称模型。

图1中冷却器左端面为整个系统的压力输入边界: $P(t) = p_0 + p_A \sin(\omega \cdot t)$, P_0 为系统的平均压力

基金项目: 国家自然科学基金重大项目子题(50890182)资助项目。(The project is supported by the National Natural Science Foundation of China(No.50890182).)

收稿日期: 2010年1月5日

(充气压力)，在Fluent中将其设为操作压力， P_A 为压力幅值， $\omega = 2\pi \cdot f$ 为压力波的角速度， f 为系统运行频率。蓄冷器、冷端换热器和脉冲管壁面为绝热壁面，其余固壁面保持定温293K，计算初始温度设为293K。



1 冷却器 2 蓄冷器 3 冷端换热器 4 脉冲管
5 热端换热器 6 惯性管 7 气库

图1 脉冲管制冷机计算模型示意图

Fig.1 Scheme of the pulse tube refrigerator

表1 模型中各部分尺寸

Tab.1 Dimensions of the pulse tube refrigerator

序号	1	2	3	4	5	6	7
直径/mm	25	25	25	12	12	2	200
长度/mm	11	70	20	60	10	2000	90

计算采用层流模型，工质为氦气，氦气采用理想气体模型，其粘性、比热容以及热导率均设置为温度的函数。蓄冷器和冷却器、冷端换热器以及热端换热器采用多孔介质模型，其中蓄冷器多孔介质为不锈钢丝网填料，冷却器、冷端换热器和热端换热器为铜丝网填料，多孔介质具体参数如表2所示。

表2 多孔介质丝网参数值

Tab.2 Operational parameters of the porous media

部件序号	介质	丝网目数	孔隙率	惯性阻力系数	粘性阻力系数
2	不锈钢	247	0.694	5.95×10^9	1.299×10^4
1、3、5	铜	98	0.697	1.94×10^9	1.15×10^4

整个模型共划分为大约11000个网格，计算时间步长为 2×10^{-4} s。

2 计算验证

为了验证上述计算模型的准确性，首先对文献[13]中的一个实验工况进行了模拟。其中所述实验装置与上述模型基本相同，但是尺寸比上述模型小。在对文献工况的模拟中，多孔介质丝网导热系数考虑了各向同性和各向异性设置。由于多孔介质丝网间存在接触热阻，因此在各向异性设置中

将丝网轴向导热系数设置为丝网材料导热系数的10%^[14]。计算模拟得到冷端壁面周期平均温度变化如图2所示。由于文献[13]中实验结果没有给出降温过程，只给出了最终制冷温度，因此对于降温过程无法进行比较，但是就最终制冷温度而言，模拟结果与实验值87K吻合的比较，而且多孔介质丝网导热系数各项异性和各向同性设置对计算影响不大。在实际情况中，每次实验丝网填料间接触热阻很难保证相同，因此在后续的计算中仍然将多孔介质物性做各向同性处理。

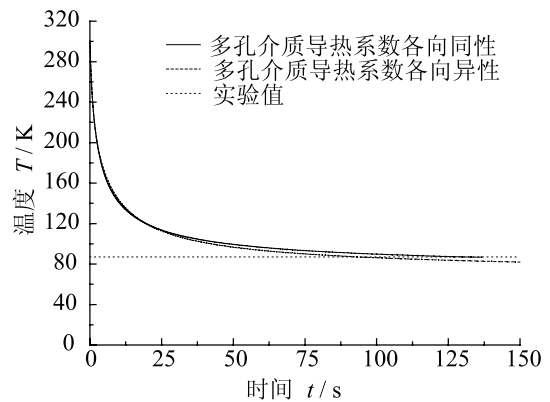


图2 模拟结果与实验值对比图

Fig.2 Comparison of predicted final temperature with that of experiment by Harvey

3 计算结果及分析

根据所建模型，分别在不同频率、充气压力和振幅条件下对脉冲管制冷机进行了数值模拟，具体参数见表3。

表3 计算工况表

Tab.3 Simulation cases

Case	1	2	3	4	5	6	7
频率 f (Hz)	10	30	50	50	50	50	50
充气压力 p_0 (1×10^5 Pa)	25	25	25	20	30	25	25
振幅 p_A (1×10^5 Pa)	2	2	2	2	2	5	7.5

不同工况下冷端换热器壁面周期平均温度变化如图3所示。计算结果显示，系统运行频率为30Hz时其制冷温度和速率要优于10Hz和50Hz，这表明一定尺寸下的脉冲管存在最佳运行频率，中科院理化所实验也证实了最佳频率的存在^[15]；随着充气压力增加其制冷温度和速率反而有所下降；振幅对系统制冷温度和速率的影响远大于频率和充气压力的影响，而且振幅越大，制冷速率越快。

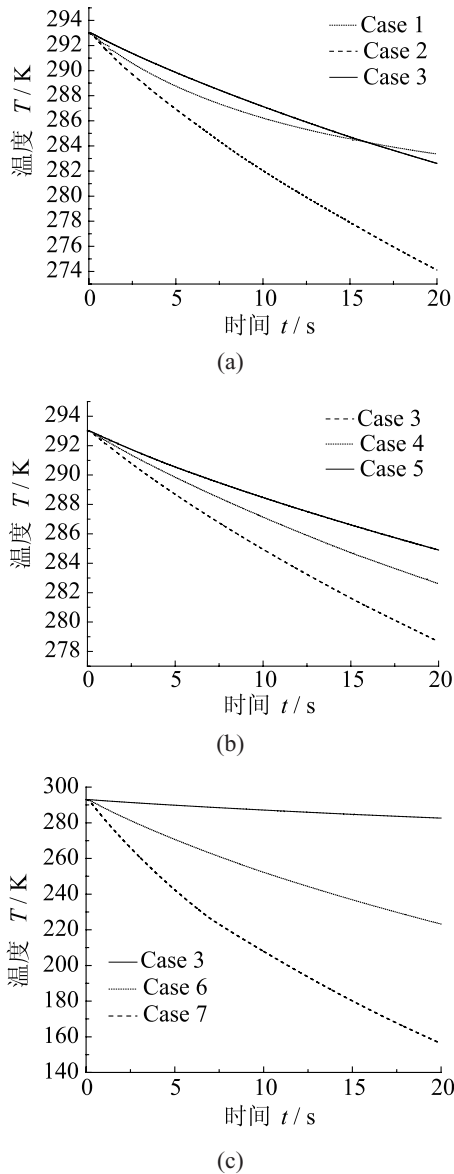


图3 不同工况冷端壁面周期平均温度变化图

Fig.3 Histories of the temperature at the cold end surface

目前，对于脉冲管制冷机的制冷机理认识还不是很清楚，比较广泛用于理论分析的一个理论是Radebaugh等^[16]提出的焓流调相理论。基于热力学第一定律，脉冲管制冷机冷端部分能量方程式可表示为：

$$\dot{E} + \langle H \rangle - \langle H_r \rangle = 0 \quad (1)$$

其中 \dot{E} 是单位时间内冷端工质储能的变化， $\langle H \rangle$ 是冷端出口处的时均焓流， $\langle H_r \rangle$ 是冷端入口的时均焓流。当蓄冷器为理想蓄冷器时， $\langle H_r \rangle$ 为0，蓄冷器为非理想蓄冷器时，把 $\langle H_r \rangle$ 看作是来自蓄冷器的一种损失；忽略蓄冷器的损失，则冷端单位时间内储能变化可用 $\langle H \rangle$ 的大小来表征，也称 $\langle H \rangle$ 为脉冲管制冷机的理论制冷量。

通过理想气体工质假设，并忽略脉冲管内的流动阻力，Radebaugh推导 $\langle H \rangle$ 表达式如下：

$$\langle H \rangle = \frac{C_p A}{R \tau} \int_t^{t+\tau} p v dt \quad (2)$$

其中 C_p 为气体定压比热， A 为横截面积， R 为气体常数， τ 为周期。通过正弦波假设，并忽略压力和速度脉动二阶以上高阶量，Radebaugh简化(2)式为：

$$\langle H \rangle = C_p A p_A v_A \cos \phi / R \quad (3)$$

其中 p_A 为压力脉动幅值， v_A 为速度幅值， ϕ 为压力与速度相位差。

基于焓流理论分析，脉冲管制冷机的理论制冷量可用冷端出口处的时均焓流来表征，因此从该处时均焓流大致可定性判断制冷机性能的优劣。图4为各工况冷端换热器出口时均焓流变化，其中“□”所示结果为采用公式(3)计算所得冷端出口时均焓流，“△”所示结果为在fluent里直接监视获取冷端出口截面焓流并做时均所得。

图4结果表明，采用公式(3)计算所得的冷端出口时均焓流要远大于从fluent里直接获取冷端出口截面焓流并做时均所得结果，这与Peter^[17]基于焓流理论所做向量分析和罗二仓^[18]引入二阶速度热力时均效应所得结论一致，原因可能在于理想工质气体假设以及正弦波假设并进而忽略压力和速度二阶以上时均热力效应所带来的误差，因此公式(3)在定量计算上是不准确的。并且，当充气压力和压力振幅变化时，两种冷端时均焓流计算方法所得结果趋势是一致的，即随着充气压力增加，冷端出口时均焓流反而减小，理论制冷量减小，制冷效果变差；随着压力振幅增加，冷端出口焓流相应增加，理论制冷量增加，制冷效果变优，上述结果表明对于该系统采用相对较小的充气压力和大振幅将有利于制冷，这与图3中充气压力和压力振幅变化时冷端壁面温度变化趋势吻合；然而，当频率变化时，采用公式(3)的计算结果为随着频率增加，冷端出口时均焓流反而减小，即系统运行在10Hz下拥有较优制冷效果，这与图3中频率变化时冷端壁面温度变化趋势不符合，图3显示频率在30Hz下有较优制冷性能而10Hz与50Hz工况冷端壁面温度变化基本一致，而采用第二种方法计算的冷端出口时均焓流为30Hz下较大，10Hz和50Hz下基本相等，这与频率变化时冷端壁面温度变化趋势完全吻合。以上结果表明，焓流理论在进行制冷机性能分析和制冷

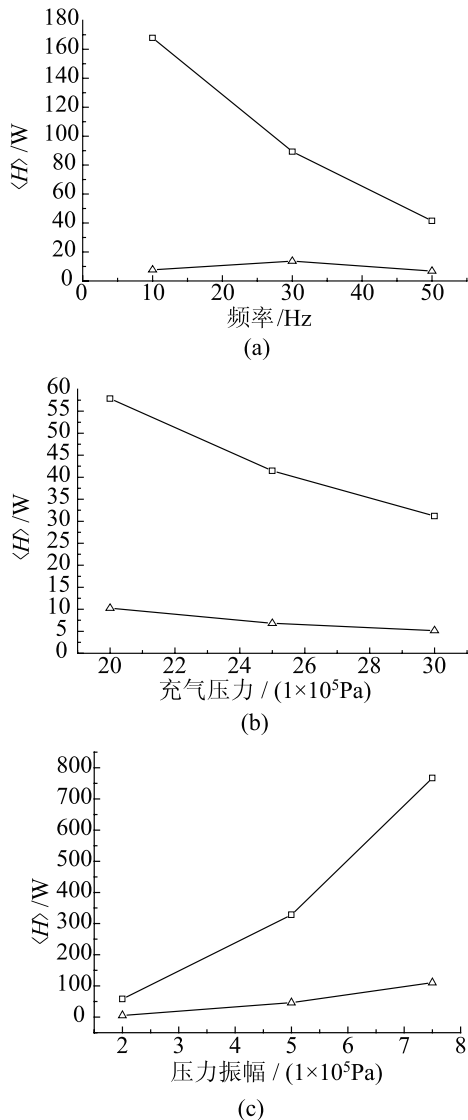


图4 不同工况下冷端出口时均焓流变化图
Fig.4 Enthalpies for simulation cases at cold end

机理探索方面是有益的，但是简化的焓流公式(3)不完善，充气压力和压力振幅变化时可用其做定性分析参考，通过数值模拟直接获得的冷端出口时均焓流更准确些。

计算同时监视获取了脉冲管制冷机冷端入口处的时均焓流，如表4所示。表4结果显示，各工况下冷端入口处的时均焓流均比较小，因此在进行焓流分析时认为其为来自蓄冷器的一种损失，忽略其影响是可行的。

表4 不同工况下冷端入口处的时均焓流
Tab.4 $\langle H_i \rangle$ for simulation cases

Case	1	2	3	4	5	6	7
$\langle H_i \rangle / W$	0.52	0.28	0.06	0.3	-0.13	0.29	0.43

脉冲管制冷机为了获得制冷所需要的输入功如表5所示。输入功的计算如下式：

$$W_{in} = \frac{A}{\tau} \int_t^{t+\tau} p_{in} v_{in} dt \quad (4)$$

其中 W_{in} 表示输入功， p_{in} 为入口处脉动压力， v_{in} 为入口处脉动速度。

表5结果显示，随着频率增加，系统所需输入功反而降低，综合考虑制冷性能，系统运行在30Hz左右是比较合理的；随着充气压力增加，系统所需输入功降低，但如前所述此时系统制冷性能也变差，因此综合考虑选择一个适中的充气压力比较合理；随着压力脉动振幅的增加，系统所需要的输入功则明显增加，因此为了获得更快的制冷速率和更低的温度而增大压力脉动振幅势必大大增加耗功，实际中应权衡考虑。

表5 不同工况下的输入功
Tab.5 Input power for simulation cases

Case	1	2	3	4	5	6	7
W_{in} / W	51.0	30.2	19.8	28.6	15.7	222.5	770.9

气体工质在脉冲管制冷机内流动时其压力波和速度波(或质量流量)并不是同相的，而是存在着一定的相位差，不同工况下脉冲管制冷机内部沿程压力波和质量流量相位差变化如图5所示。图中负相位代表压力波滞后于质量流量。图中三幅图均显示工质在系统内流动时在开始阶段压力波超前于质量流量，在冷端处逐渐发生转变，之后压力波滞后于质量流量。系统内部压力波和质量流量相位差受频率和压力振幅影响较大，而充气压力的变化对该相位差几乎没有影响。

计算还得到了制冷机内温度和速度分布图。图6显示为 t 为20s时工况7系统壁面温度分布图。从图6中可以看出，蓄冷器前半部分温度几乎没什么变化，在靠近冷端处温度开始剧烈下降；脉冲管壁面温度变化剧烈，有很大的轴向温度梯度。图7为对应时刻系统内部温度分布云图。

图8~9为 t 为20s时工况7系统内部速度流场图。从图中可以看出蓄冷器内流动非常均匀，在脉冲管内流动则比较紊乱，出现旋流，这对于脉冲管制冷机制冷是不利的因素，因此需要采取一些措施减小脉冲管内的紊流现象，这有待后续研究。

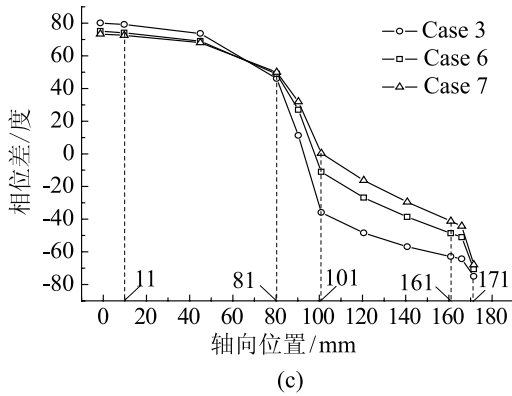
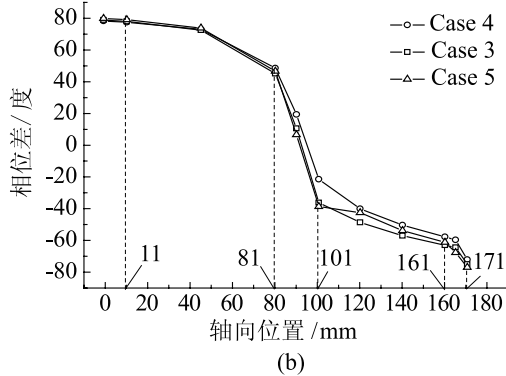
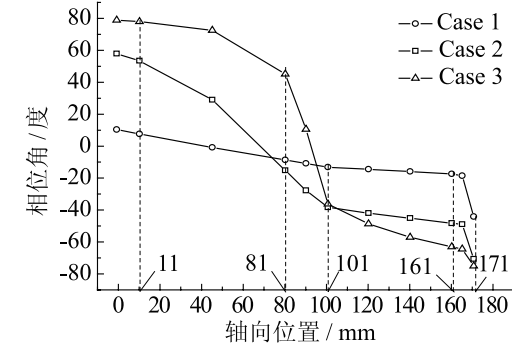


图5 不同工况系统内部压力波和质量流量相位差图
Fig.5 Phase relations between pressure and mass flow rate for simulation cases along the system

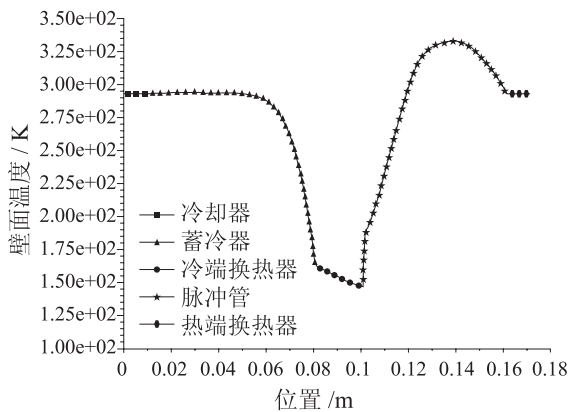


图6 $t=20s$ 时系统在工况7下壁面温度分布图
Fig.6 Axial surface temperature for Case 7 after 20s

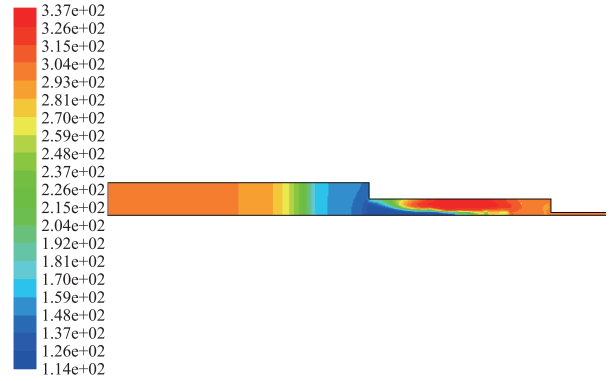


图7 $t=20s$ 时工况7系统内部瞬时温度分布图
Fig.7 Temperature contours for Case 7 after 20s

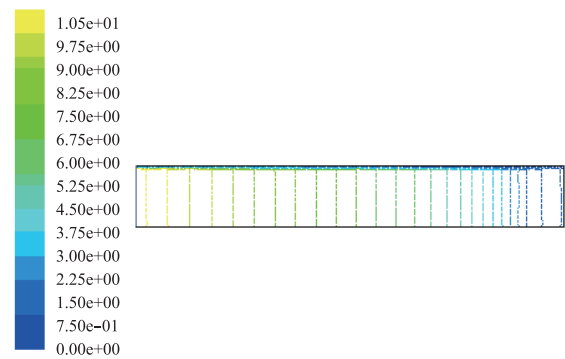


图8 $t=20s$ 时工况7蓄冷器内速度分布图
Fig.8 Velocity contour in regenerator of Case 7 after 20s

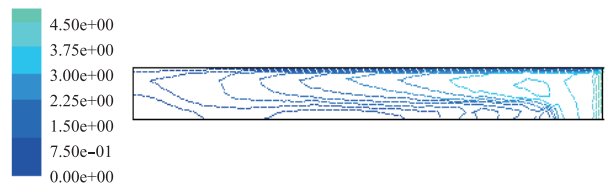


图9 $t=20s$ 时工况7脉冲管内速度分布图
Fig.9 Velocity contour in pulse tube of Case 7 after 20s

4 结论

利用FLUENT软件开展了惯性管型脉冲管制冷机二维轴对称数值模拟。首先与文献中实验工况的对比模拟结果表明,模拟计算能够很好预报制冷机最低制冷温度,验证了计算模型的可靠性。之后对中科院理化所自主研发的实验台进行了不同频率、充气压力和振幅工况下数值模拟。模拟结果显示,一定尺寸的脉冲管制冷机存在最佳运行频率,相对较低的充气压力和大振幅有利于提高脉冲管制冷机制冷效果,但耗功也相应增加。模拟结果还显示,频率和振幅变化对系统内部压力波和质量流量相位差影响较大,而充气压力变化对其几乎没有影响。脉冲管制冷机内部存在多维流动效应。

参考文献

- [1] Gifford W E, Longsworth R C. Pulse tube refrigeration [J]. *Trans. ASME, J. Eng. Ind. (series B)*, 1964, 86:264-268.
- [2] Mikulin E A, Tarasov A A, Shkrebyonock M P. Low-temperature expansion pulse tubes [J]. *Advances in Cryogenics Engineering*, 1984, 29:629-37.
- [3] Zhu S, Wu P, Chen Z. A single stage double inlet pulse tube refrigerator capable of reaching 42K [C]// ICEC 13 Proc Cryogenics, Beijing, 1990, 30:256-261.
- [4] Cai J, Wang J, Zhou Y. Experimental analysis of double-inlet principle in pulse tube refrigerator [J]. *Cryogenics*, 1993, 33:522-525.
- [5] Kanao K, Watanabe N, Kanazawa Y. A miniature pulse tube refrigerator for temperature below 100K [J]. *Cryogenics*, 1994, 34 (supplement 1):167-170.
- [6] Richardson R, Evasns B. A review of pulse tube refrigerator [J]. *International Journal of Refrigeration*, 1997, 20:367-373.
- [7] Popescu G, Radcenco V, Gargalian E, et al. A critical review of pulse tube cryogenerator research [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2001, 24:230-237.
- [8] Cha J, Ghiaasiaan S, Desai P, et al. Multi-dimensional flow effect in pulse tube refrigerators [J]. *Cryogenics*, 2006, 46:658-665.
- [9] Gustafson S, Flake B, Razani A. CFD simulation of oscillating flow in an inertance tube and its comparison to other models [J]. *Advances in Cryogenic Engineering*, 2006:1497-1504.
- [10] 赵密广, 梁惊涛, 杨鲁伟, 等. 脉冲管制冷机中惯性管的数值模拟研究 [J]. *工程热物理学报*, 2006, 27(增刊1):29-32. (Zhao M G, Liang J T, Yang L W, et al. Numerical simulation study of inertance tube in the pulse tube cryocooler [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2006, 27 (suppl.1): 29-32.)
- [11] Banjare Y, Sahoo R, Sarangi S. CFD simulation of a Gifford-McMahon type pulse tube refrigerator [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2009, (4): 13.
- [12] Zhang X B, Qiu L M, Gan Z H, et al. CFD study of a simple orifice pulse tube cooler [J]. *Cryogenics*, 2007, 47:315-321.
- [13] Harvey J P. Parametric study of cryocooler regenerator performance [D]. Atlanta: Georgia Institute of Technology, 1999.
- [14] Barrett F, Arsalan R. Modeling pulse tube cryocooler with CFD [J]. *Advances in Cryogenics Engineering*, 2004, 49:1493-1499.
- [15] Radebaugh R, Zimmerman J, Smith D R, et al. A comparison of three types pulse tube refrigerators: new methods of reaching 60K [J]. *Advances in Cryogenics engineering*, 1986, 31:779-789.
- [16] 王希龙. 蓄冷器交变流动阻力特性及脉冲管制冷机内部交变流动实验研究 [D]. 北京: 中国科学院研究生院, 2005. (Wang Xilong. Experimental study of oscillating flow characteristic in regenerators and pulse tube cryocoolers [D]. Beijing: Graduate University of Chinese Academy of Sciences, 2005.)
- [17] Peter J, Radebaugh R, Zimmerman J. Analytical model for the refrigeration power of orifice pulse tube refrigerator [R]. NIST technical note, 1990, 1343.
- [18] 罗二仓, 刘浩, 吴剑锋. 回热式热机中计算时均焓流的新公式 [J]. *低温与超导*, 2001, 29(3):8-11. (Luo Ercang, Liu Hao, Wu Jianfeng. New calculation expression for time-average enthalpy flow in regenerative machines [J]. *Cryogenics and Superconductivity*, 2001, 29(3):8-11.)

作者简介:

陈灵, 男(1986-), 在读硕士研究生, 中国科学院力学研究所, 北京市北四环西路15号, 100190, 联系电话(010) 82544231, E-mail: chenling@imech.ac.cn. 主要研究方向: 高频、大振幅脉冲管制冷机数值模拟。

About the author:

Chen Ling (1986-), male, postgraduate student, Institute of mechanics, Chinese academy of sciences, No.15 Beisihuanxi Load, Beijing, China(100190), Tel: (010) 82544231, E-mail: Chenling@imech.ac.cn. Research field: high-frequency and large amplitude pulse tube refrigerators numerical simulation.