

文章编号:1000-8055(2011)11-2522-06

侧载和管径对管内沸腾两相流性能影响实验

单绍荣, 宋保银, 马启成

(南京航空航天大学 航空宇航学院, 南京 210016)

摘 要: 为研究飞行过程中侧向载荷对不同管径内沸腾两相流流动和传热的影响,在自行搭建的实验平台上做了多次实验.通过对实验段内流体的压差、雷诺数、孔隙率、热流密度及传热系数等参数数据的处理分析,研究了侧载和管径对管内沸腾两相流性能的影响.结果表明,动载越大,管内压差越大,管外散热越强,流体流量越小,空隙率越低,流体得热的热流密度越低.动载荷加强了单相流的表面传热系数;但对于沸腾两相流有一个先抑制再增强最后削弱的过程.管径对雷诺数、压差、孔隙率、散热能力等也有显著的影响,较小的管径流动阻力较大,而换热能力则有所提升.

关 键 词: 流道通经; 流道直径; 沸腾两相流; 传热系数; 流阻

中图分类号: V211.1

文献标志码: A

Experiment on the effects of side load and pipe diameter on the characteristics of boiling two-phase pipe flow

SHAN Shao-rong, SONG Bao-yin, MA Qi-cheng

(College of Aerospace Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Serial experiments were conducted to obtain the flow and heat transfer characteristics of boiling two-phase pipe flow under different diameters and side load. By analyzing the measured parameters such as pressure drop, Reynolds number, void fraction, heat flux and heat transfer coefficient in the test pipe, the effects of side load and pipe diameter on the characteristics of boiling two-phase flow were studied. The results show that the greater the side load, the higher the pressure drop, the heat dissipation, and the lower the flow rate, the void fraction and the heat flux. Dynamic load increases the heat transfer coefficient for single-phase water flow. However for boiling two-phase flow, with the increase in side load, the heat transfer coefficient decreases somewhat first, then increases and finally decreases again. Pipe diameter also has great influence on Reynolds number, pressure drop, void fraction and heat dissipation. The pipe with smaller diameter has a larger flow resistance, and good heat exchange ability.

Key words: side load; flow path diameter; boiling two-phase flow;
coefficient of heat transfer; flow resistivity

两相流在自然界和工程生产中广泛显现和应用.尽管在两相流领域已经展开了大量的研究并取得许多有意义的成果,但迄今为止还没有从根

本上揭示两相流及其传递过程的基本规律及数理描述方法^[1].两相流在航空航天领域的应用主要集中在航天器热控制、飞行器环境控制、电子设备

收稿日期:2010-09-21; 修订日期:2011-03-14

基金项目:国家自然科学基金项目(50576035); 高等学校博士学科点专项科研基金项目(20040287017)

作者简介:单绍荣(1983—),男,江苏盐城人,硕士生,主要从事两相流和传热研究.

冷却等方面,运用于航空航天领域的这类两相流系统与地面上两相流系统的重要区别在于有无动载荷的作用.随着我国航空航天技术的飞速发展、应用深入和技术进步,对这种特殊状态下的两相流研究提出了更高的要求.对动载荷作用下的两相流流动和传热特性的深入研究,将为我国高性能战机、太空站、空天飞机、宇宙飞船、登月舱、深空探测设备等装备的研制与开发,提供必要的技术储备.

关于变载荷下的两相流研究,国际上最近几年研究方向主要倾向于微小通道内^[2-5]、微重力^[6-8]和旋转状态^[9-13]的两相流研究,并取得了一批重要成果.值得一提的是 Silk 等^[14]对微重力下喷溅冷却技术在未来应用方面的挑战进行了评述,文章指出传统的空间飞行多相流热控制技术(约 100 W/cm^2)不能够达到未来高热流冷却的要求,而新型的喷溅冷却技术(约 1000 W/cm^2)可以出色地完成任务. Kim^[15]对上述喷溅冷却技术发展水平作了归纳,指出喷溅冷却是非常复杂的现象,能够用于高热流密度的冷却.但是,深入研究喷溅冷却还需更先进实验技术,用来测量热流、薄膜厚度、剪应力、压力和喷溅参数等,同时还需要高速相机来捕捉由时间因素主导的现象. Hurlbert 等^[16]用美国国家航空航天局(NASA)的 KC-135 飞机作弧线飞行时模拟出的月球和火星地表的重力加速度(分别为 $0.17g$, $0.38g$),分别进行了在地球、月球、火星环境下的两相流的实验,并得到了相关数据,同时提出了通过地球环境下的两相流实验预测月球和火星环境下两相流的应用.

因航空航天系统中的两相流系统时常处于侧向载荷作用下,且其中的流体管路管径也各不相同.为了研究侧载和管径对管内两相流性能的影响,本文利用旋转的实验平台,搭建了沿平台周向布置的不同管径的两相流实验系统,对侧载范围为 $0 \sim 6g$ 的不同管径内的单相流和沸腾两相流进行了实验研究,获得了侧载和管径对沸腾两相

流性能的部分影响数据.

1 实验概况

本实验设计和布置了如下的平台,该平台包括四部分,分别为:基础平台、两相流闭合回路系统、数据测试和信号采集系统以及供电系统.具体布置如图 1 所示.

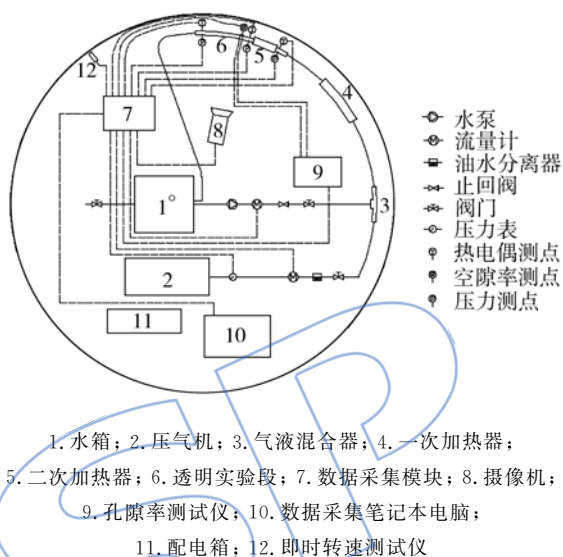


图 1 实验系统简图

Fig. 1 Schematic for experimental apparatus

实验时,水箱中的水由水泵抽出,依次经过流量计、止回阀、流量调节阀进入一次加热器.在一次加热器中加热到接近沸腾后进入实验段,实验过后的水由回水管路进入水箱,这样整个实验管路在平台上形成一个回路.其中实验段由加热器和透明管段组成,加热器进出口处布置有温度、压力测点,透明管段布置有温度、压力、空隙率测点.摄像机用于拍摄实验过程中的流型,即时转速测试仪用于测试平台转速.

2 实验数据及其分析

2.1 实验数据概况

为使实验研究具有针对性,选取特定的范围进行实验.参数范围如表 1 所示.

表 1 实验数据范围

Table 1 Varying ranges of experimental parameters

实验管径/ mm	实验管长/ mm	动载/ g	液体流量/ (m^3/h)	压力/ Pa	空隙 率	单相流 温度/ $^{\circ}\text{C}$	沸腾两相流 温度/ $^{\circ}\text{C}$	环境 温度/ $^{\circ}\text{C}$
10	500	0~6	0.19~0.31	101325~192517	0~1	38~90	100~103	28~32
20	500	0~6	0.19~0.30	101325~192517	0~1	38~90	100~103	28~32
30	500	0~6	0.19~0.295	101325~192517	0~1	38~90	100~103	28~32

为了方便研究侧向载荷作用下不同管径内的沸腾两相流流动和传热特性,本文对该条件和不同管径下的单相流和沸腾两相流进行了一系列实验,以方便对比研究.实验工况限定在表1所示的范围内.实验管径分别为10,20 mm和30 mm.分别沿平台周向布置以获得侧向作用的载荷,载荷加速度的变化为 $0\sim 59\text{ m/s}^2$ 的增大再减小的过程.本文所有数据分析计算与绘图都用MATLAB 7.6^[17]编制完成.

2.2 不同管径内流量随动载的变化

实验过程中流量会随着动载变化.为考察该变化,实验初始时每只实验管统一设定液体流量为相同的值.分别设定为 $0.2, 0.25\text{ m}^3/\text{h}$ 和 $0.3\text{ m}^3/\text{h}$ 的三个流量级别.实验过程中,随着动载的增大,每只实验管内流量发生了如图2所示的变化.

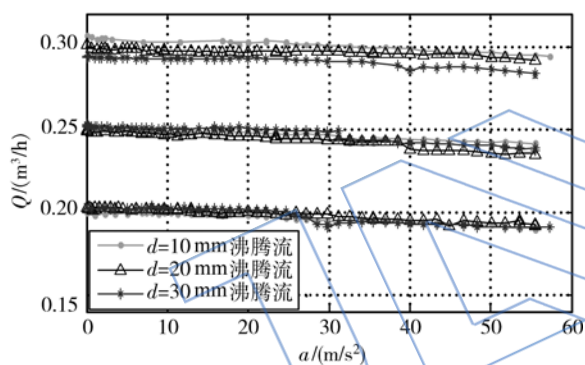


图2 不同管径内流量随动载变化

Fig. 2 Effects of side load and pipe diameters on flow rate

由图2看出,各管径内流量随动载的变化趋势相对较小,变化范围基本在 $0.01\text{ m}^3/\text{h}$ 内,且曲线走向很相似.随着动载的增大管内流量有缓慢下降的趋势,分析其原因有两点:首先,动载增大导致实验段内绝对压力增大,流体摩阻增大,导致流体流量下降;其次,动载实验系统流体回路在平台上形成了一个较大的连通器.平台旋转产生动载的同时,衍生了以平台中心为圆心的环形等压面,而连通器的进出口没有严格在同一等压面上,且进口离圆心稍微远一点.因此动载形成的同时阻碍流动的压差也产生了,且动载越大,这种压差的作用越明显.但是每条曲线的变化范围不大,基本在 $0.01\text{ m}^3/\text{h}$ 内,且趋势相同,为后续的计算与对比提供了可行性的空间.

2.3 不同管径内压差随动载的变化

为考察压差随侧向载荷的变化关系,选取一组相同流量不同管径的数据进行分析.各管径实验条件相同,通过测得绝对压力计算出实验段压差.单相流、沸腾两相流时,随着动载增大各管径内流体压差变化如图3所示.

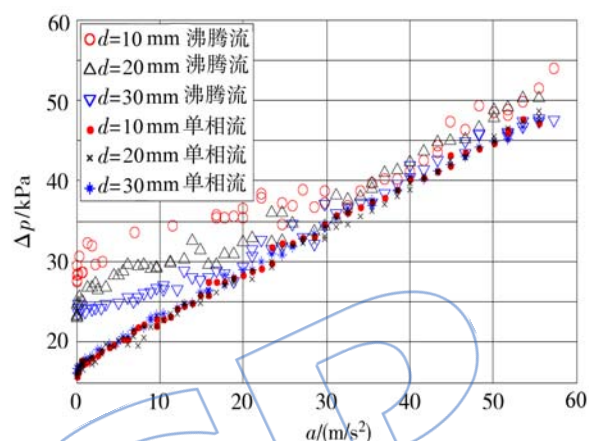


图3 不同管径内单相流、沸腾两相流压差随动载变化

Fig. 3 Comparison of the effects of side load and pipe diameters on pressure drop in single-phase flow and in boiling two-phase flow

由图3可以看出,单相流时压差与侧向载荷基本成线性变化,而沸腾两相流的压差数据与单相流相比震荡较大.这是因为单相流时流道内流动较为平稳连续,压差与动载成线性关系未受其他因素影响.而沸腾两相流时,流道内会有蒸汽的产生和凝结,直接造成了压差震荡.单相流和沸腾两相流的压差都随动载的增长而增长,且单相流压差与动载呈线性关系.小动载时沸腾两相流压差比单相流压差大,随着动载的增大沸腾流压差总体上与动载近于呈线性关系增长,但数据点有上下震荡.这是因为小动载时沸腾流两相实验管内加热器段产生大量蒸汽,流体体积增大压力升高,在流动过程中激烈冲击搅混,使得压力损失保持较高值.而动载较大时,管外强烈散热使得沸腾汽水两相流转变为单相流,压差与动载的关系也趋于线性化.单相流时压差受管径的影响不明显,而沸腾两相流时,小管径压差值大,大管径压差值小.这是因为流量相同时,较小的管径的流道内流体流速较快,摩擦损失大,因此压差值稍大.压差随动载的增大而增大可解释为:当动载较小时,管

内流体所受的体积力较小,流体“较轻”,与管壁的摩擦损耗以及局部损失较小;而大动载时流体所受体积力增大,流体“较重”,摩擦损失及局部损失变大。

2.4 不同管径内 Re 随动载的变化

不同管径内同流量的流体的流速必然不同,这就导致管内流体流动的 Re 会不相同. 相同流量下不同管径内 Re 随动载的变化绘制在图 4 中。

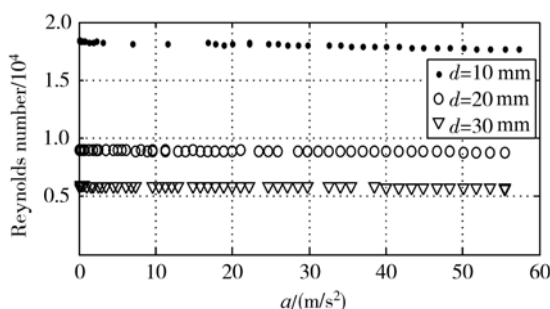


图 4 同流量不同管径内 Re 随动载的变化

Fig. 4 Effect of pipe diameters on Reynolds number

由图 4 可以看出,同流量($Q=0.3 \text{ m}^3/\text{h}$)下,流过不同管径的流体 Re 是很不相同的. 具体来说就是,较小的管径具有较大的 Re , 而大管径则 Re 较小,即较小的管径更容易形成充分发展的湍流. Re 的计算通常采用以下公式:

$$Re = \frac{\rho u d}{\mu} = \frac{u d}{\nu} = \frac{4Q}{\pi \nu d} \quad (1)$$

其中流速

$$u = \frac{4Q}{\pi d^2} \quad (2)$$

其中

ρ ——流体密度(kg/m^3);

u ——流动速度(m/s);

μ ——动力黏度($\text{Pa} \cdot \text{s}$);

ν ——运动黏度(m^2/s).

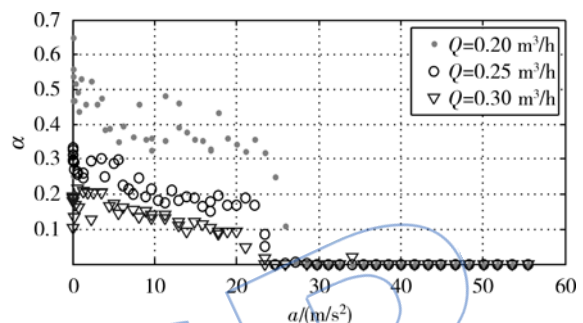
这里因体积流量 Q 和运动黏度 ν 随动载的变化甚小,所以不予考虑. 由公式可以看出 Re 与直径 d 基本成反比。

2.5 不同管径内空隙率随动载的变化

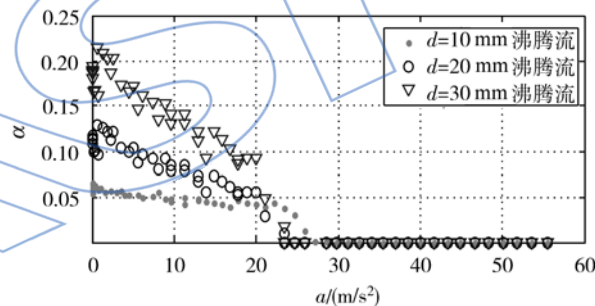
空隙率测量位置位于加热段出口,所以空隙率代表水加热汽化程度. 为考察空隙率变化与流量、流速、管径之间的联系,现将实验数据绘制于图 5 中。

由图 5(a) 看出,同管径不同流量时,空隙率随动载增大呈下降趋势,且大致在 $a=25 \text{ m}/\text{s}^2$ 处

趋近于零,此处之后流动变为单相流. 变化过程中流量越大空隙率越小. 随着动载的增大,管外强制对流散热增强,系统降温快,流体得热量下降,管内产生的蒸汽量减少,所以空隙率必然随动载的增加而下降,直至为零;小流量时单位质量流体吸收较多热量,会有更多的蒸汽产生,所以空隙率较高. 而较大流量单位质量流体得热量相对较少,产生的蒸汽量相对少些,空隙率相对较低。



(a) 不同流量的空隙率



(b) 不同管径空隙率

图 5 空隙率随动载的变化

Fig. 5 Effects of flow rate and pipe diameters on void fraction under side load

图 5(b) 是不同管径沸腾两相流空隙率随动载的变化. 可以看出空隙率同样随动载增加而下降,且管径越大空隙率越大,管径越小空隙率越小. 空隙率呈下降趋势与之前的分析类似,这里不再赘述. 至于管径影响空隙率的原因,与管外散热有很大关系. 前面对 Re 的分析知较小的管径压差大、流速高、有利于换热,且单位体积的流体换热面积大. 对于体积流量为 Q , 实验管径为 d 的流体,对外换热量 q 计算公式为

$$q = A \cdot k \cdot \Delta t \quad (3)$$

其中换热面积

$$A = \pi d \cdot \frac{Q}{\pi \left(\frac{d}{2}\right)^2} = \pi d \cdot \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4Q}{d} \quad (4)$$

则

$$q = \frac{4Q}{d} \cdot k \cdot \Delta t = \frac{4Qk\Delta t}{d} \quad (5)$$

由公式看出,在同样的体积流量 Q 、同样的对外传热系数 k 和对外温差 Δt 下,对外换热量 q 与管径 d 成反比,管径越大,单位时间内单位体积流体散热能力越弱;即此时大管径得热能力相对强,管内汽化的水相对较多;小管径得热能力相对弱,管内有相对较少的水汽化,因此小管径空隙率更小。

2.6 加热段(实验段)传热系数随动载的变化

图6为单相流加热段热流密度和表面传热系数随动载增大的变化关系。从图中可以看出单相流的热流密度随着动载增大而减小,且随着动载的增大曲线的斜率减小,变化趋势放缓。这主要是与实验段的散热有关,动载荷的增加使得管外散热增强,散热量增大,传递给管内流体的热量自然就减少了,这就导致了热流密度随动载下降。表面传热系数随着动载的增大而增大,且曲线逐渐趋于平缓。这可以认为动载强化了系统向外界散热,即增大了表面传热系数。随着流体得热量或热流密度的减少间接地减小了管内流体与壁面的温差,从而抑制了传热系数的进一步增加。另外可见

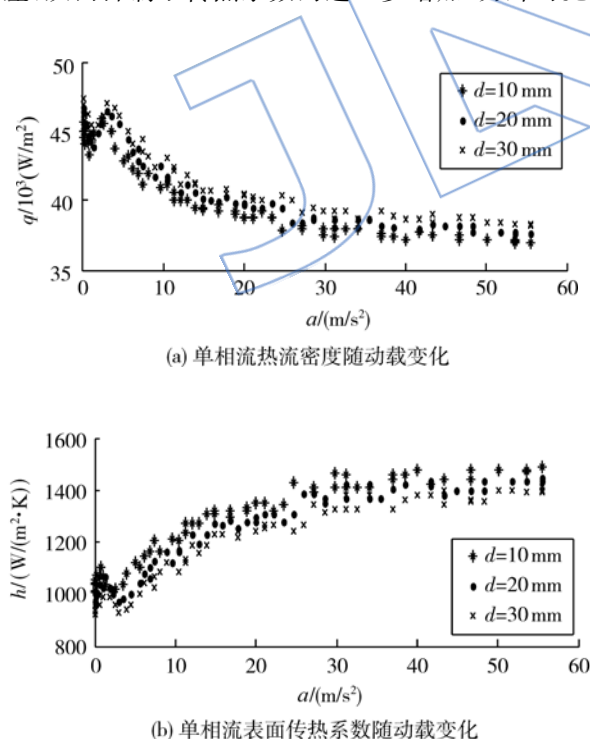


图6 单相流热流密度、表面传热系数随动载变化

Fig. 6 Effects of side load and pipe diameter on heat flux and heat transfer coefficients for single-phase flow

较小的管径流体得热热流密度稍小,表面传热系数却稍大。这主要如上分析的流体在较小管径内流速较高、流动 Re 较大,对外传热系数自然稍高,而得热热流密度也就稍低了。

图7显示了沸腾两相流加热段热流密度及表面传热系数随动载的变化趋势。从图中可以看出,与单相流类似热流密度随动载荷的增加而减小,且曲线斜率逐渐减小,变化趋势放缓。其原因与单相流时相似,这里不再赘述。此时的热流密度比单相流时稍小,原因是沸腾两相流时,管壁温度较高,散热比单相流时强,而加热器的功率未变,则沸腾流时流体的得热相对减少。从加热段传热系数随动载增加的变化图中可以看出,传热系数经历了起初被动载抑制,而后随着动载增大又被加强,最终又回落的过程。当动载较小时,较小的动载使得流动趋于稳定,不利于汽化核心的脱落,降低了传热系数。随着动载荷增加,管内汽化核心受重力载荷和侧向载荷的合力作用,浮力增加,使得气泡脱离壁面。这样动载荷破坏了沸腾气泡,使得气泡更容易脱离,进而传热系数增加。当动载相对较大时,动载荷的增大使得系统散热量急剧增加,管内流体温度下降。同时流体得热量也相对减少,流体沸腾剧烈程度下降。流动由沸腾两相流过渡至单相流。与此同时换热系数由沸腾传热系数转变至强制表面传热系数。因此传热系数在高载荷

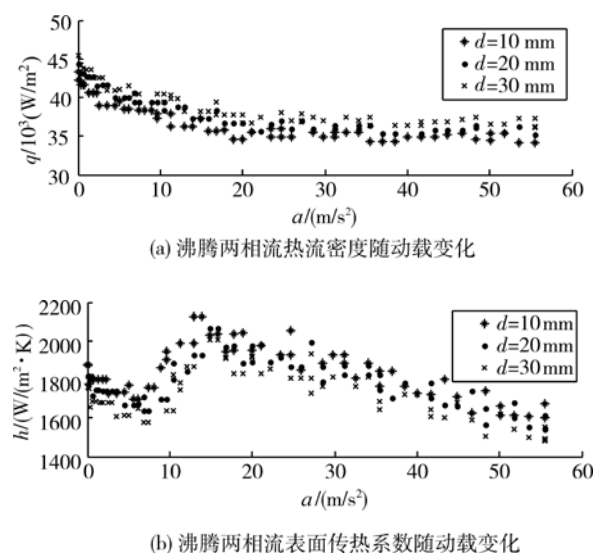


图7 沸腾两相流热流密度、表面传热系数随动载变化

Fig. 7 Effects of side load and pipe diameter on heat flux and heat transfer coefficients for boiling two-phase flow

下会呈下降趋势. 管径对热流密度和传热系数的影响与单相流类似.

3 结 论

本文考察了管径和侧向动载对管内沸腾两相流流动和传热影响. 通过分析流量、压差、空隙率、 Re 、热流密度、表面传热系数等随动载以及管径的变化关系, 得出如下结论:

1) 侧向载荷作用下, 管内流体的体积流量都有少许的变化, 一般在 $0.01 \text{ m}^3/\text{h}$ 内, 且基本与侧向载荷大小成正比.

2) 侧向载荷作用下, 压差随动载的增大而增大. 且管径越小压差值越大. 单相流的压差随动载增加线性增长, 曲线较光滑, 管径影响并不显著. 沸腾两相流小动载时压差比单相流压差大, 随着动载的增大压差也基本与动载呈线性关系增长, 但压差曲线波动较大.

3) 侧向载荷作用下, Re 随载荷的增大稍有减小; 较小的管径具有较大的 Re , 容易发展成湍流.

4) 侧向载荷作用下, 沸腾两相流空隙率呈下降趋势, 当动载达到某一特定值时空隙率为零, 且流量越大空隙率越小, 而同一流量时管径越大空隙率越大.

5) 侧向载荷作用下, 热流密度随着动载增大而减小, 但到后来其变化趋势放缓. 动载荷加强了单相流的表面传热系数, 但对于沸腾两相流有一个先抑制再增强最后减小的过程. 较小的管径有较小的热流密度和较大的表面传热系数.

参考文献:

- [1] 中国工程热物理学会, 中国科学技术协会. 工程热物理学科发展报告[M]. 北京: 中国科学技术出版社, 2007-2008.
- [2] Pettersen J. Flow vaporization of CO_2 in microchannel tubes[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2004, 28(2-3): 111-121.
- [3] Yu W, France D M, Wambsganss M W, et al. Two-phase pressure drop, boiling heat transfer, and critical heat flux to water in a small-diameter horizontal tube[J]. *Int. J. Multiphase Flow*, 2002, 28(6): 927-941.
- [4] 甘云华, 徐进良, 周继军, 等. 微尺度相变传热的关键问题[J]. 力学进展, 2004, 34(3): 399-407.
- GAN Yunhua, XU Jinliang, ZHOU Jijun, et al. Key issues related to microscale phase change heat transfer[J]. *Advances in Mechanics*, 2004, 34(3): 399-407. (in Chinese)
- [5] 赵鹏飞, 毕勤成, 杨朝初, 等. 微小圆通道内流动沸腾换热特性的研究[J]. *工程热物理学报*, 2005, 26(5): 802-804.
- ZHAO Pengfei, BI Qincheng, YANG Zhaochu, et al. Flow boiling heat transfer inside miniature channels[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2005, 26(5): 802-804. (in Chinese)
- [6] Ohta H, Kawasaki K, Okada S, et al. On the heat transfer mechanisms in microgravity nucleate boiling[J]. *Advances in Space Research*, 1999, 24(10): 1325-1330.
- [7] Straub J. Microscale boiling heat transfer under 0g and 1g condition[J]. *Int. J. Thermal Sciences*, 2000, 39(4): 490-497.
- [8] Ma Y, Chung J N. An experimental study of critical heat flux (CHF) in microgravity forced-convection boiling[J]. *Int. J. Multiphase Flow*, 2001, 27(10): 1753-1767.
- [9] Seghir-Ouali S, Saury D, Harmand S, et al. Convective heat transfer inside a rotating cylinder with an axial air flow[J]. *Int. J. Thermal Sciences*, 2006, 45(12): 1166-1178.
- [10] Chiu H C, Jang J H, Yan W M. Combined mixed convection and radiation heat transfer in rectangular ducts rotating about a parallel axis[J]. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 2007, 50(21-22): 4229-4242.
- [11] Song F, Ewing D, Ching C Y. Experimental investigation on the heat transfer characteristics of axial rotating heat pipes[J]. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 2004, 47(22): 4721-4731.
- [12] Khan W I. Heat transfer and flow instability in a superconducting machine rotating at 3 000 rpm[J]. *Cryogenics*, 1984, 24(1): 11-14.
- [13] Wiesche S. Heat transfer from a rotating disk in a parallel air crossflow[J]. *Int. J. Thermal Sciences*, 2007, 46(8): 745-754.
- [14] Silk E A, Golliher E L, Selvam R P. Spray cooling heat transfer: technology overview and assessment of future challenges for micro-gravity application[J]. *Energy Conversion and Management*, 2008, 49(3): 453-468.
- [15] Kim J. Spray cooling heat transfer: the state of the art[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2007, 28(4): 753-767.
- [16] Hurlbert K M, Witte L C, Best F R, et al. Scaling two-phase flows to Mars and Moon gravity conditions[J]. *Int. J. Multiphase Flow*, 2004, 30(4): 351-368.
- [17] 张志涌, 杨祖樱. MATLAB 教程[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2006.