

文章编号: 1000-8055(2003) 02-0239-05

# 重力场下细微循环通道内流体热驱动现象研究

毛军逵, 常海萍

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016)

**摘要:** 本文以试验结合数值模拟的方法, 研究了一种利用彻体力场下封闭通道内流体的热驱动循环流动来强化换热的新型冷却方式。由显示实验清楚地拍摄到封闭通道内水的热驱动循环流动, 同时通过实验和数值分析研究了水的运动和换热特性, 实验和计算结果基本一致。研究表明在本文研究的参数范围内, 只有当加热量超过  $30000 \text{ W/m}^2$  时, 流体的热驱动力才能克服阻力影响来驱使流体运动, 同时加热端的平均换热系数达到了  $2500 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ 。此换热结构在高密度封装电子器件的冷却设计中将会有良好的运用前景。

**关键词:** 航空、航天推进系统; 传热; 数值模拟; 热驱动; 微小通道

中图分类号: TK124

文献标识码: A

## Investigation of Liquid Thermal Driving in Small-Size Circular Enclosures

MAO Jun-kui, CHANG Hai-ping

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

**Abstract:** With the development of technology, the integration of electric equipment is increasing greatly, and the new and high effective cooling methods are paid more and more attention. Experiments and 3D numerical simulations have been performed to investigate a new cooling method, which employs the thermal driving of fluid in small-size circular enclosures to enhance heat transfer rate. A clear view of the fluid flow was kinescoped in the experiments and numerical simulations were applied to investigating the details of flow and heat transfer in the enclosure. The simulation result agrees well with that of the experiment. All results show that this new cooling scheme will have a good future if applied to the high efficient electronic cooling equipment.

**Key words:** aerospace propulsion; heat transfer; numerical simulation; thermal driving; small-size circular enclosure

## 1 引言

随着现代工业技术的飞速发展, 各种装置尤

其是电子设备的集成度不断提高, 目前大规模的集成器件的平均发热功率一般处于  $10 \text{ W/cm}^2$  到  $25 \text{ W/cm}^2$  之间。同时为了保证电子器件能稳

收稿日期: 2002- 03- 30; 修订日期: 2002- 08- 15

基金项目: 国防基础科研计划资助项目(J1400D001)

作者简介: 毛军逵(1976- ), 男, 浙江杭州人, 南京航空航天大学能源与动力学院博士生, 主要从事发动机高温部件冷却设计、传热与传质研究。

定地长时间工作,通常限制最高温度不能超过 $130^{\circ}\text{C}$ 。由于液体冷却所固有的换热强度大、单位热容量高等特点,在高密度封装电子器件冷却装置中采用液体作为冷却工质成为新的发展和重点<sup>[1,2]</sup>。

近期,常海萍教授和过增元院士提出了利用微体力场下封闭通道内流体的热驱动循环流动<sup>[3]</sup>达到高效换热的新型冷却技术(专利号:ZL 01 2 17525. 0)。本文以试验结合数值模拟的方法分析和研究了重力场下水作为工质的这一新型冷却技术。

## 2 重力场下水的热驱动试验研究和流动显示

试验设备如图 1 所示。为了获得封闭的循环微小通道,试验中加工了内外两个壳体,将内外壳体插入端板中,通过端板上加工的槽来固定壳体。同时由槽之间肋的厚度(2 mm)保证所需的通道宽度(2 mm),这样便由内、外壳体和端板形成了宽度一定的矩形封闭循环通道。为了确保循环通道的密闭性,在试验件各部分的接合部都装有厚度为 1 mm 的橡胶垫,同时用 4 根  $\Phi 6$  的螺杆将端板和内、外壳体之间固定紧。在实验开始前,通过注水口(上下各有一个)向封闭通道内灌水,当灌满后,将注水口封死。放置在试验台上 48 小时,通过监控观察窗口中是否有气泡出现,来判断封闭通道的密闭性。

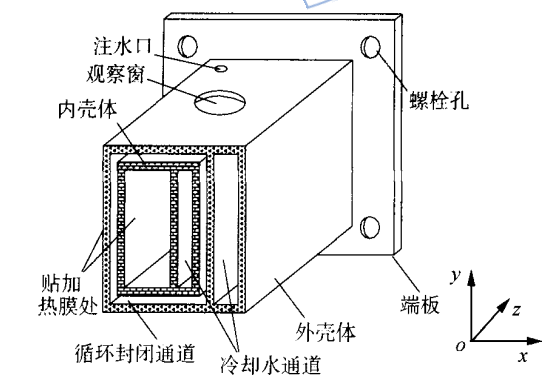


图 1 试验件示意图(省略一个端板)  
Fig. 1 Scheme of test rig(ignoring one end board)

为了实现循环通道的加热端,试验中采用电加热系统。在内外两面贴有加热膜,通过调节通过加热膜的电流,获得不同的加热量。加热膜为康铜膜,厚度 0. 01 mm。利用可控硅提供加热所需的电流,其可提供的电流、电压范围分别为:0~100

A, 0~15 V。为了减小热损失,在试验件的外表面包有 25 mm 厚的保温层(石棉绳和石棉板)。

试验中用于构造冷端的冷却系统同样以水为工质。冷却水直接采用生活用水,从进水口进入冷却水通道后,直接由出水口流走。同时在出口处放置温度计,监控冷却水的温度变化。试验中冷却水的进口温度保持在 $20^{\circ}\text{C}$ 不变。

在实验件的腔中放置小灯泡,灯光从观察孔的底部进入;在观察孔的上部,通过放大镜来观察流体流动。

从前期的数值模拟结果分析,在封闭循环通道内流体的运动速度较低,为了便于观察流体的流动,实验中在向封闭通道内注水的同时,向水中添加了一些细小的羽绒。这样当流体在通道内流动时,羽绒将会跟随着流体一起运动。通过观察窗口,就可以用放大镜看到羽绒的跟随运动。

表 1 实验参数  
Table 1 Parameters in Experiments  
(Voltage, current and heat flux)

| 次数 | 电压/V   | 电流/A  | 热流密度/(W/m <sup>2</sup> ) |
|----|--------|-------|--------------------------|
| 1  | 0. 624 | 20. 0 | 4867. 2                  |
| 2  | 0. 893 | 28. 6 | 9968. 11                 |
| 3  | 1. 218 | 39. 0 | 18544. 0                 |
| 4  | 1. 556 | 49. 8 | 30264. 2                 |
| 5  | 1. 849 | 59. 6 | 42735                    |
| 6  | 2. 12  | 68. 2 | 56180                    |
| 7  | 2. 43  | 78. 2 | 73811. 2                 |

实验中,通过调节加热膜的电流,得到不同的加热量,从而分析微小循环通道内流体在不同加热强度下的热驱动现象以及流动和换热特性。实验参数如表 1 所示。

## 3 重力场下热驱动现象数值研究

为了更进一步了解封闭通道内流体的流动和换热特点、热驱动的流场和温度场分布,研究中对实验件进行了数值模拟。在数值模拟中,按照实验件的原始几何尺寸来建立模型。由于试验中通道宽度 $d=2\text{ mm}$ ,相应的水的努森数 $Kn=\mu/L$ ( $\mu$ 为分子平均自由行程, $L$ 为定性尺寸,计算中取为 $d$ ),远远小于 0. 001。可以认为通道内水的流动仍处于连续流动介质范围内。N-S 方程仍然可以用来求解流场,所以基本控制方程仍采用 N-S 方程。边界条件参考实验中的各种参数。

计算中边界条件具体设定如下: 加热面设定为定热流条件, 具体加热量参考试验中的值; 冷却端设定为定温条件, 温度即是冷却水的温度; 其余各面设为绝热条件。计算中流体的各种物性参数

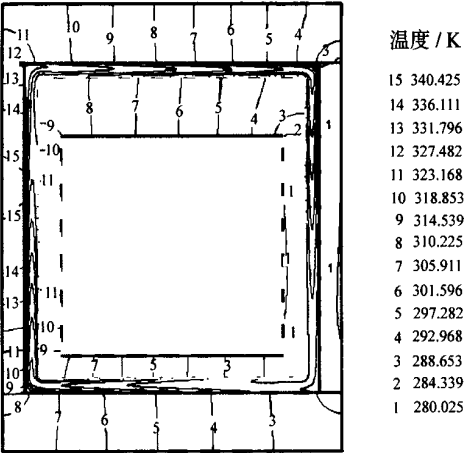


图 2 中截面( $Z=30\text{ mm}$ )温度分布图  
Fig. 2 Static temperature contour

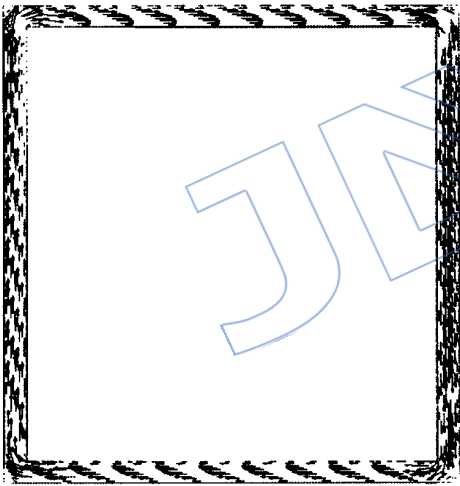


图 3 中截面( $Z=30\text{ mm}$ )速度矢量图  
Fig. 3 Velocity vectors

均逐点拟和成仅同温度有关的公式。考虑到本实验参数范围,  $Ra < 10^8$ , 整个流场的流动处于层流状态。利用商业 CFD 软件 FLUENT 5. 5, 计算中采用层流模型, 流固耦合求解<sup>[4~7]</sup>。为了便于分析, 截取了  $Z=30\text{ mm}$  的中截面来分析流动特性和温度分布。图 2 为中截面上流体和固壁的温度分布图。图 3 为中截面上封闭通道内流体流动的速度矢量图。

4 结果分析

在显示试验中, 我们首次清晰地拍摄到封闭

循环通道内流体的热驱动运动。当逐渐增加加热量时, 各测点的温度值不断升高。初始从观察窗口中观察不到流体的任何流动迹象, 没有羽绒的跟随流动。加热电流达到  $49.8\text{ A}$ , 加热量为  $30264.2\text{ W/m}^2$  时, 可以观察到有少量较小的羽绒片在非常缓慢的跟随流体运动。当加热电流达到  $59.6\text{ A}$ , 加热量为  $42735\text{ W/m}^2$  之后, 随着加热量的增加, 羽绒跟随流体运动速度明显地变大。

流体在封闭循环通道内的运动主要影响因素是热驱动力和通道内的流动阻力。在冷却端由于冷却水不断流动, 壁面温度基本不变, 加热量便影响着冷热两端的温差, 其直接影响着流体热驱动的强度。只有当流体热驱动力足以克服壁面阻力的影响, 流体才会开始运动, 故而在实验中可以发现加热量对流体的运动有很大的影响。当加热量低于  $30264.2\text{ W/m}^2$ , 由于冷热两端的温差很小, 流体热驱动力小, 不足以克服通道中的壁面阻力影响, 流体基本不运动, 当加热量为  $42735\text{ W/m}^2$  时, 流体热驱动力变大, 流体可以克服壁面的阻力影响来循环运动, 运动速度大约为  $5\text{ mm/s}$ ; 当加热量继续增加, 达到  $73811.2\text{ W/m}^2$ , 流体运动速度明显增加, 大约是  $10\text{ mm/s}$ 。

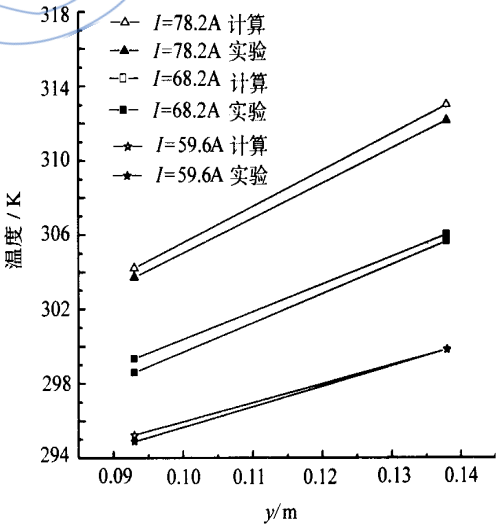


图 4 上下壁面测点温度实验测量和计算值比较  
Fig. 4 Temperature in top and bottom wall  
(calculation result compared with experiments result)

为了验证计算模型和计算结果, 本文比较了与试验相同情况下, 上、下端两测点温度的计算值和试验值, 该两点温度差直接反映了热驱动的强度, 从图 4 可以看到, 计算结果和实验测量值基本一致。由于实验中保温材料不可能做到完全绝热, 所以实验测量值要略低于计算结果。同样比较

外加加热面的温度分布计算和试验曲线,如图 5 所示。可以看到计算结果和测量结果的趋势也是一致的,即沿流程方向上,壁面温度先增加,达到最大值后,温度又有一定的降低;并且最高温度出现

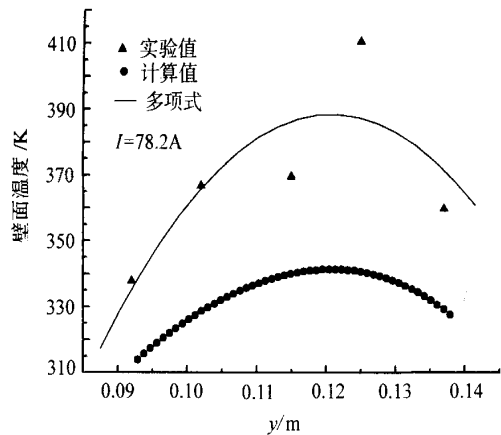


图 5 加热电流  $I = 78.2\text{ A}$  实验和计算结果比较

Fig. 5 Temperature in heated wall

(calculation result compared with experiments result)

位置基本相同。同时从图中可见,实验测量值要高于计算结果,分析原因是在外加加热面上,用热电偶测量壁面温度受到了加热膜的影响,造成测点温度值高于计算值。通过比较,可以认为计算和试验结果基本一致,计算中采用的模型和各种参数是合适的。图 6 为实验中加热面沿流向的温度分布图。从图中可以明显的看到,随着加热电流的不断提高,壁面的温度也随之增加;而当加热量一定(等热流加热)时,壁面温度沿流程方向并非单调变化。在靠近顶部附近,由于存在边界效应,端壁固体间的散热增加,壁面温度有一定的下降。

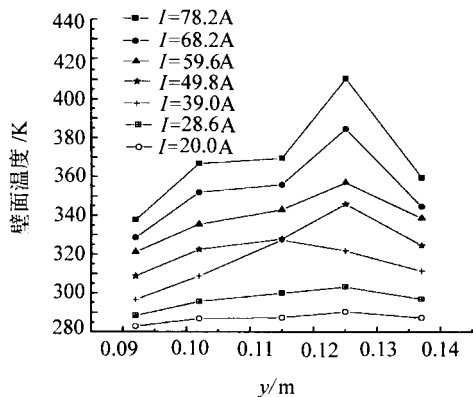


图 6 沿流程方向加热面温度实验测量值

Fig. 6 Temperature in heated wall of experimnets

由于试验中难以测得封闭通道内水的温度,同时通过试验和计算所得壁面温度的比较结果验

证了计算模型的可信度,所以本文以数值模拟的局部换热系数来代替试验值。图 7 是以加热电流  $I = 78.2\text{ A}$  为例,靠近加热面的流体侧,流体局部换热系数沿流程的分布曲线。局部换热系数定义为:  $h = q / (T_w - T_l)$ 。  $q$  为热端的加热量,  $T_w$  为加

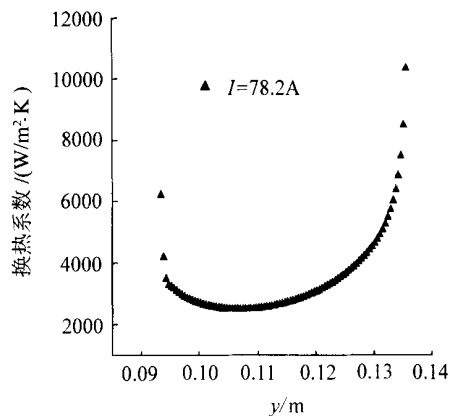


图 7 加热电流  $I = 78.2\text{ A}$  沿流程方向局部换热系数

Fig. 7 Local heat transfer rate in flow direction

热面的壁面温度,  $T_l$  为热端通道内中心线上流体温度。从图中可以发现,在加热端壁面温差约为  $80\text{ K}$  时,换热系数大约平均为  $2500\text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ 。一般情况下,水在自然对流条件下换热系数大约为  $200 \sim 1000\text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ ,显然换热得到了明显的强化和提高。同时还可看到,换热系数并非线形变化,而是沿流程方向先下降后上升。其主要原因是:当流体刚进入加热端时,流体运动方向发生改变,在局部形成涡卷,扰动增加,同时流体相对于壁面还存在着一定的冲击作用,所以此时局部换热系数还是相对较高的;随着流体逐渐在加热端中运动,流体运动方向不再发生改变,扰动减小,局部换热系数有所降低;但随着流体在加热端内不断被加热,流体运动速度也逐渐升高,和固壁之间的换热增强,所以局部换热系数也随着流程在逐渐增加,同时当这部分被加热的流体在离开加热端时,运动方向又要发生改变,扰动再次变大,所以在加热端的顶端,流体的局部换热系数达到最大。

## 5 初步结论

通过本文中的实验和数值模拟研究,可以得到以下结论:

(1) 通过本文中的显现实验,以及拍摄到的流场运动录像,首次在重力场下验证了参考文献 [3] 所提出的彻体力场下细微循环通道内流体的

热驱动现象。

(2) 在本实验中, 封闭循环通道内流体运动受加热量和通道内阻力的综合影响。只有当加热量超过  $30264.2\text{ W/m}^2$  时, 流体的热驱动力才足以克服通道内阻力来驱使流体运动。

(3) 在实验中, 随着加热量的增加(如从  $42735\text{ W/m}^2$  增加到  $73811.2\text{ W/m}^2$ ), 上下端面外表面温差逐渐增加, 流体运动速度也明显加大(从  $5\text{ mm/s}$  增加到  $10\text{ mm/s}$ ), 从侧面反映了热驱动强度在逐步加强。

(4) 通过实验和计算的比较, 二者结果基本一致, 证明计算所选用的模型和各种参数是合适的。

(5) 在没有任何辅助动力, 完全依靠流体自身的热驱动循环流动, 流体沿流程方向的平均换热系数达到了  $2500\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ , 换热得到了明显的强化。

(6) 从本文研究结果来看, 该新型冷却技术在高密度封装电子器件的冷却设计中将会有良好的运用前景。

参考文献:

[1] 姜培学, 王补宣, 任泽. 微尺度换热器的研究和相关问题的探讨[J]. 工程热物理学报, 1996, 17: 328- 332.

[2] 姜明键, 孙晗. 制冷剂在微尺度微槽内的流动和传热研究[J]. 北京工业大学学报, 1998, 24: 55- 59.

[3] 过增元. 热流体力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1992.

[4] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1988.

[5] Ostrach S. Nature Convection in Enclosures[J]. ASME J. Heat Transfer 1988, 110: 1175- 1190.

[6] Hieber C A, Gebhart B. Stability of Vertical Nature convection Boundary Layer Some Numerical solutions[J]. J-Fluid Mechanics, 1971, 48: 62

[7] 朱自强. 应用计算流体力学[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1998.