

文章编号: 1000-8055(2006)06-0972-06

离心力场下多孔介质的不同孔隙率对热驱动换热影响的研究

夏 婕, 常海萍

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 以涡轮叶片新型超级冷却技术的研究为背景, 在具有冷却通道的新型冷却结构中加入多孔介质, 采用实验与数值模拟相结合的方法研究了不同孔隙率条件下, 新型冷却结构的热驱动换热规律, 实验和计算结果基本一致。研究表明不同孔隙率条件下, 该新型冷却结构具有相同的换热规律: 随着旋转速度、热流密度和冷气进口速度的增大, 该结构的热驱动换热能力逐渐增强。同时实验研究发现, 随着孔隙率的增大, 热驱动换热效果降低。

关 键 词: 航空、航天推进系统; 多孔介质; 孔隙率; 热驱动

中图分类号: V 231.1

文献标识码: A

Effect of different porosity on thermally driven heat transfer in a centrifugal force field

XIA Jie, CHANG Haiping

(College of Energy & Power Engineering,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Based on the background of the turbine blade super-cooling technology, porous medium was installed in a new kind of cooling configuration with cooling tunnels. Experiments and numerical simulations were carried out to investigate the thermally driven heat transfer rules in the new kind of cooling configuration with different porosity in a centrifugal force field. The results of experiments are basically consistent with that of the numerical simulations. Study shows that the heat transfer processes of the new cooling configuration are identical under different porosity. The thermally driven heat transfer of the cooling configuration filled with porous medium can be enhanced by increasing rotating speed, heat flux and cooling air speed. At the same time, the heat transfer effect is weakened with the increase of the porosity.

Key words: aerospace propulsion system; porous medium; porosity; thermally driven

从燃气轮机的热力循环来看, 能否有效可靠地提高燃气的进口温度, 是提高热效率和推重比

的根本所在。显然为了达到未来高性能发动机提出的技术指标, 涡轮叶片的冷却设计将是解决问

收稿日期: 2005-10-08; 修订日期: 2006-02-28

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50276027); 国防基础科研资助项目(J1400D001)

作者简介: 夏婕(1975-), 女, 浙江上虞人, 南京航空航天大学能源与动力学院博士研究生, 主要从事传热与传质、涡轮叶片冷却的研究。

题的关键。针对这种情况,常海萍教授和过增元院士提出了一种基于热驱动(温度变化所引起的自然对流)理论的新型冷却技术^[1]。该技术的核心是细微冷却通道,在细微冷却通道中存在着冷却介质,从增强细微通道结构强度的角度考虑,可以在通道中加入多孔介质。同时多孔介质内流体的流动存在着弥散效应,能使流体分子团产生径向混掺,使径向温度分布均匀平坦化,从而使换热得到显著地增强^[2-4]。虽然换热增强的同时,流动阻力增加的也很多,但增大的流动阻力可以通过很大的浮升力来克服。本文在机理研究^[5-7]的基础上,采用实验与数值模拟相结合的方法研究了不同孔隙率条件下,新型冷却结构的热驱动换热规律,并对其换热效果进行比较。

1 实验研究

1.1 实验装置

图1为实验研究所用的旋转台和试验件安装示意图。主要包括动力系统、加热系统、冷却系统、测量系统等,具体如图所示。冷却空气从空心轴进入,通过集气箱进入试验件然后由盘腔上方流出,其中集气箱内有两层孔板是使空气均匀进入试验件,以此来模拟涡轮叶片的工作状态。

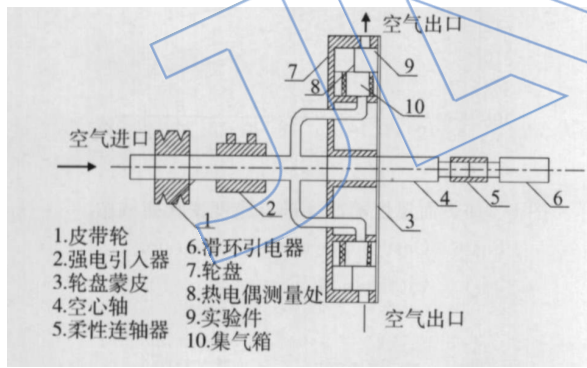


图1 旋转台和试验件安装示意图

Fig.1 Schematic of experimental apparatus

图2和图3为本次实验所采用的试验件的照片和示意图。为了获得示意图中所示的封闭循环通道,实验中加工了一个外壳体,5个内壳体,两块端板。其中封闭通道中的多孔介质区域(本次实验研究了98%和93%两种孔隙率)采用了材料为铜镍合金的泡沫金属作为固体介质。具体见图2。整个试验件的外形尺寸为50 mm×36 mm×38 mm。除了多孔介质区域通道的宽度为3 mm,其余通道宽度均为1 mm。

实验中通过贴在外壳体表面的加热膜对循环

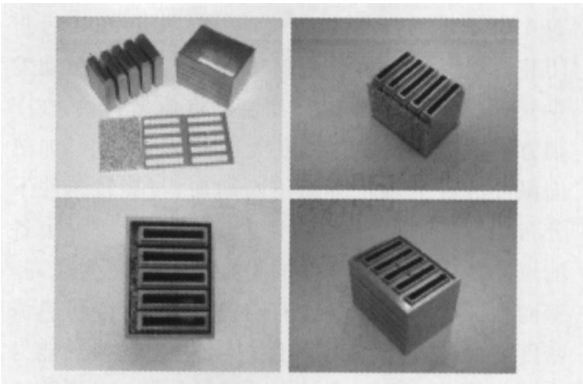


图2 试验件照片

Fig.2 Photos of experimental model

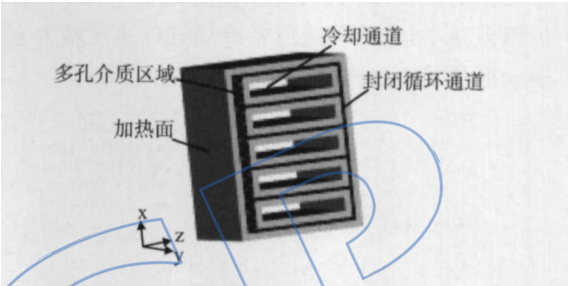


图3 试验件示意图

Fig.3 Schematic of experimental model

通道进行加热,调节电流可以获得不同的加热量。同时冷却空气穿过内壳体形成冷却通道,将循环工质释放的热量带走。调节空气流量可以获得不同的冷却空气的进口速度。整个实验的工作范围为:加热量从5 390 W/m²到48 500 W/m²;冷却空气进口速度从32.1 m/s到96.2 m/s;转速从300 r/min到1 380 r/min。

为了研究装有多孔介质的封闭通道内流体热驱动换热效果,这里定义了一个热驱动换热能力参数——KH,它表征了封闭通道内的流体通过热驱动循环流动,将热量携带至冷端的能力。其具体定义如下:

$$KH = \frac{q}{T_{\max} - T_{\min}}$$

其中:q为加热面的热流密度,T_{max}与T_{min}分别是沿着流体热驱动循环方向,封闭通道壁面上测得的最高和最低温度。

1.2 实验结果和分析

图4、图5和图6分别为多孔介质区域孔隙率为93%时,加热面的温度随着热流密度、转速和冷气进口速度的变化曲线图。从图4可以看出,在相同热流密度下,沿着Y轴正方向热端壁面温度不断降低,这是因为流体在加热面处吸收热量,温度增加,密度减少,在离心力的作用下沿

着 Y 轴负方向运动。这说明加入多孔介质后封闭腔体中仍然发生了热驱动流动(若无热驱动发生只有热传导的话, 加热面温度将均匀一致, 在 Y 轴方向不会发生变化。在无旋转的条件下, 加热面温度沿着 Y 轴正方向不断增加, 与旋转条件下分布相反)。而且随着热流密度的提高, 壁面上各测点温度均有不同程度的增加。热流密度越高, 壁面上最高和最低测点的温差越大, 这说明热流密度增大, 热驱动能力增强, 从而热驱动换热能力也不断提高。从图 5 和图 6 可以看出随着转速(离心加速度)或者冷气进口速度的增加, 壁面上各测点的温度降低, 同时壁面上最高和最低测点的温差减小, 说明转速或者冷气进口速度增大, 热驱动换热能力也得到增强。

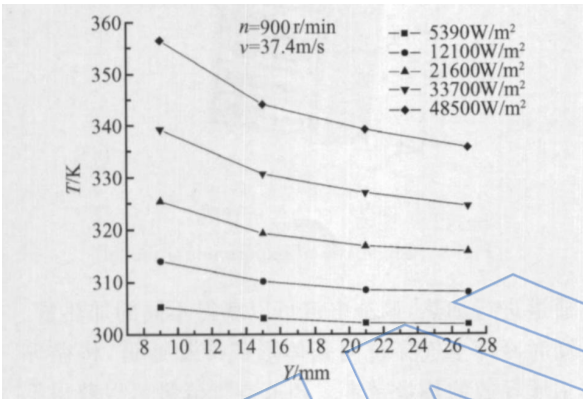


图 4 加热面温度随热流密度变化曲线图
Fig. 4 Curves of temperature varying with heat fluxes

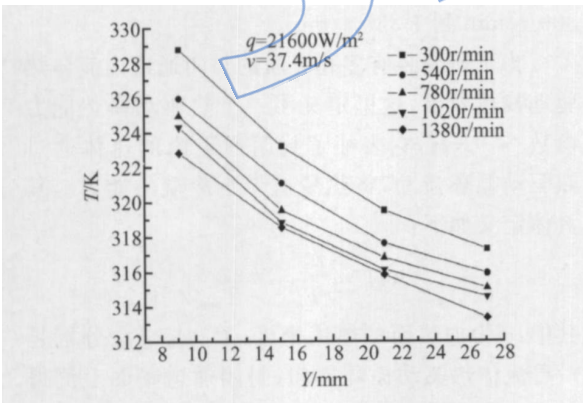


图 5 加热面温度随转速变化曲线图
Fig5 Curves of temperature varying with rotating speeds

本文研究了多孔介质区域孔隙率为 93% 时封闭腔体中的热驱动换热, 同时还与孔隙率为 98% 时的情况进行了比较。研究发现, 两种孔隙率条件下腔体具有相同的温度分布规律, 所以这

里未给出孔隙率为 98% 时的温度分布图。图 7、图 8 和图 9 分别为热流密度、转速和冷气进口速度变化时, 两种孔隙率情况下腔体热驱动换热能力参数的比较。从图中可以看出, 随着热流密度、旋转速度和冷气进口速度的增大, 两种情况下封闭腔体的热驱动换热能力参数均不断增加, 热驱动换热能力提高。虽然换热规律相同, 但是孔隙率为 93% 时腔体的热驱动换热能力明显高于孔隙率为 98% 的情况。分析原因如下: 对于腔体中充满有多孔介质的部分, 当采用导热性较好(明显好于流体)的固体介质时, 固体介质的导热系数比流体大得多, 这样一来, 固体介质内部的导热和固体介质与流体之间的对流换热(“肋化效应”)在多孔介质部分的对流换热中起着非常重要的作用, 随着孔隙率的减少, 固体介质与流体之间的接触面积增大, 从而强化了这部分的对流换热, 也就最终导致了整个封闭腔体中流体的热驱动能力和换热效果的增强。

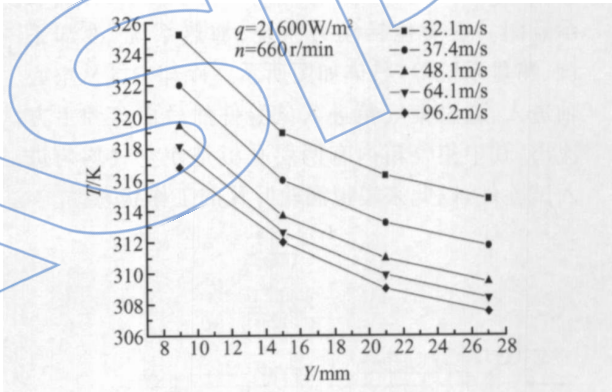


图 6 加热面温度随冷气进口速度变化曲线图
Fig. 6 Curves of temperature varying with cooling air speeds

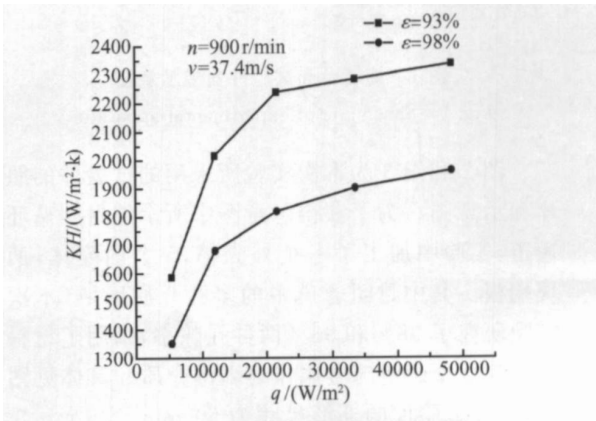


图 7 KH 随热流密度变化曲线图
Fig. 7 Curves of KH varying with heat fluxes

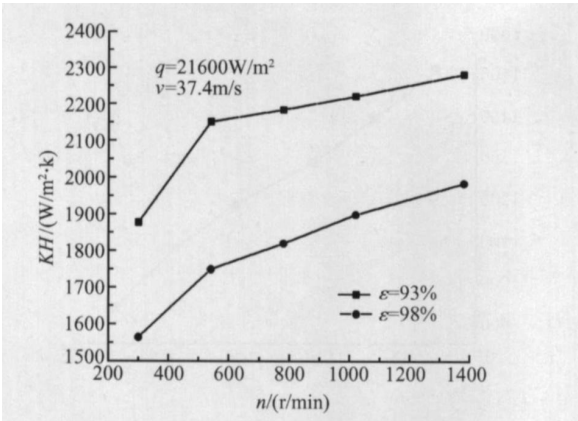


图 8 KH 随转速变化曲线图

Fig. 8 Curves of KH varying with rotating speeds

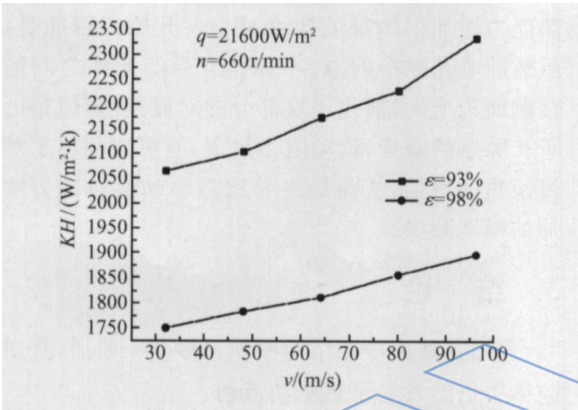


图 9 KH 随冷气进口速度变化曲线图

Fig. 9 Curves of KH varying with cooling air speeds

2 数值研究

2.1 数学模型

为了更进一步了解装有多孔介质的封闭腔体中的流体流动和换热特点、热驱动流场和温度场分布,以及多种孔隙率条件下流体的热驱动换热能力的变化,本文对试验件进行了数值模拟。在数值模拟中,按照试验件的原始几何尺寸来建立模型。计算时所采用的基本控制方程为:^[8]

未加多孔介质部分

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0$$
$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i - 2\rho e_{ijk}\omega_{ej}u_k + \rho \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{1}{2} \omega^2 R^2 \right]$$
$$\frac{\partial [u_i(\rho E + P)]}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[k \frac{\partial T}{\partial x_i} + u_j(\tau_{ij})_{eff} \right]$$

加入多孔介质部分

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0$$

$$\frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\mu}{\alpha} u_i + \rho g_i - 2 \frac{\rho}{\varepsilon} e_{ijk} \omega_{ej} u_k + \rho \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{1}{2} \omega^2 R^2 \right]$$
$$\frac{\partial [u_i(\rho E + P)]}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} + u_j(\tau_{ij})_{eff} \right]$$

其中 ω 为旋转角速度; ε 为多孔介质孔隙率; k_{eff} 为有效热传导系数 ($k_{eff} = \alpha k_f + (1 - \varepsilon) k_s$, k_f 为流体热传导系数, k_s 为固体热传导系数); E 为流体内能; α 为多孔介质渗透率。

边界条件参考实验中的各种参数,具体设定如下:加热面设定为等热流密度;冷却面同时与封闭腔体内液体和冷却空气进行换热,均设为耦合面;每个冷却空气通道的进、出口面分别设为速度进口和压力出口;其余各面均设为绝热壁面。

本文数值模拟中采用商业软件 GAMBIT 生成网格,计算中采用了 Fluent 的耦合稳态隐式求解器 (Coupled Implicit Steady Solver),同时考虑到在旋转条件下,流场中有可能存在着较强的剪切作用,故采用了 RNG $k-\varepsilon$ 紊流模型,并在近壁区采用双层模型 (Two Layer Model)。

2.2 计算结果和分析

图 10 为整个试验件的温度分布,从加热面 (平行于 XY 平面) 来看,沿着 Y 轴的正方向,温度逐渐降低,这与实验的结果一致。为了验证计算模型和计算结果,本文将计算得到的加热面温度值和实验测量值进行了比较。图 11 为相同条件下 ($q = 5\,390\text{ W/m}^2$, $n = 900\text{ r/min}$, $v = 37.4\text{ m/s}$),计算得到的加热面温度分布曲线和实验中所测量得到的结果之比。从图中可以看出,计算结果和实验结果变化趋势一致,温度值接近,两者之间相差 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右,计算值偏高,这主要是由于实验时不可能做到完全绝热造成的。

有研究^[9]表明,在孔隙率小于 0.8 时,多孔体固然能明显的强化换热,但流阻却增加得更快更多。针对这种情况,新型冷却换热结构的设计中应考虑采用大孔隙率的多孔介质,在增强换热的同时阻力增加的也不是很多。因此,本文数值模拟部分均采用了大孔隙率的多孔介质 ($\varepsilon \geq 80\%$)。图 12 和图 13 分别为一定条件下 ($q = 5\,390\text{ W/m}^2$, $n = 900\text{ r/min}$, $v = 37.4\text{ m/s}$),加热面温度和热驱动换热能力参数随着孔隙率的变化曲线图。从图 12 可以看出,随着孔隙率的减少,加热面温度下降,同时加热面上的最高和最低温度之间的温差也不断降低,这说明孔隙率减少,热驱动换热

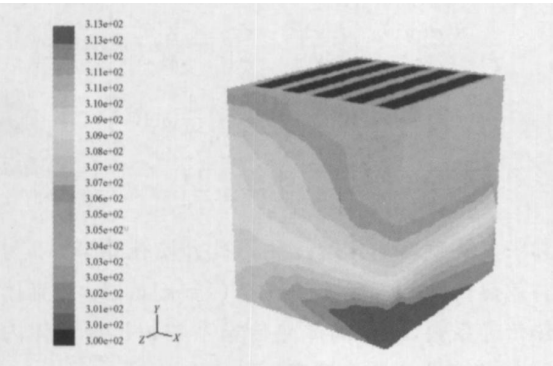


图 10 数值模拟得到的试验件温度分布

Fig. 10 Temperature distribution
by computation

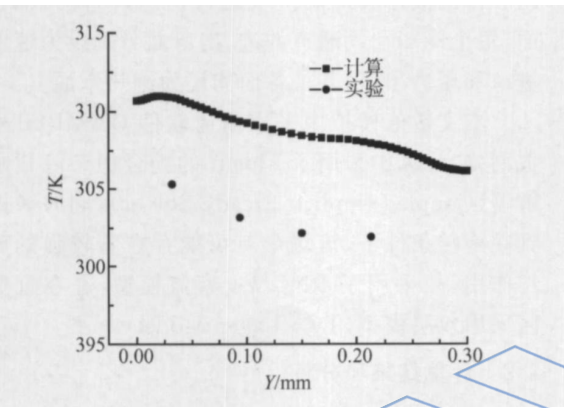


图 11 计算和实验结果比较图

Fig. 11 Comparison between computation
and experimental results

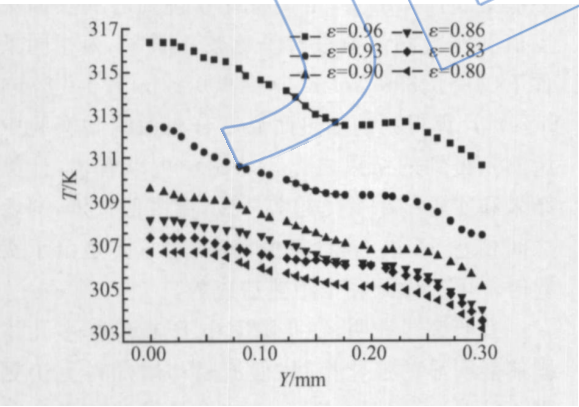


图 12 不同 ϵ 下加热面的温度分布

Fig. 12 Temperature distribution varying with ϵ

能力增强。图 13 的热驱动换热能力参数变化曲线图也进一步证明了这一点。从图 12 还可以看出,随着孔隙率的减少,加热面温度下降的幅度减小,加热面上的最高和最低温度之间的温差降低的幅度减小。反映在图 13 上的结果就是随着孔隙率的减少,热驱动换热能力参数增加的幅度减小。以上分析说明,随着孔隙率的减少,热驱动换

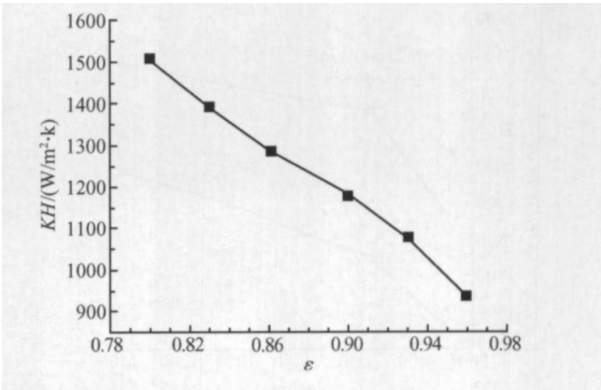


图 13 KH 随 ϵ 的变化

Fig. 13 KH varying with ϵ

热能力增加但增加的幅度减小。其原因可能是,虽然随着孔隙率的减少,固体介质与流体之间的接触面积增大,强化了这部分的对流换热,但是由于孔隙率的减少,流动阻力增大,有可能削弱了对流换热的增强,从而最终导致热驱动换热能力增加的幅度减少。

3 结 论

(1) 在新型冷却结构中加入多孔介质后,封闭腔体中仍然发生了热驱动流动。

(2) 不同孔隙率条件下,该新型冷却结构具有相同的换热规律:随着旋转速度、热流密度和冷气进口速度的增大,该结构的热驱动换热能力逐渐增强。

(3) 随着多孔介质区域孔隙率的减少,新型冷却结构的热驱动换热能力增加但增加的幅度逐渐减小。

参考文献:

[1] 常海萍,过增元. 一种燃气涡轮冷却技术[P]. 中国专利: ZL 01108222, 2001- 04.
Chang Hai ping, Guo Zeng yuan. A new technique used in turbine blade cooling [P]. Invention Patent, No: ZL 01108222, 2001- 04.

[2] Varahasamy M, Fand R M. Heat transfer by forced convection in pipes packed with media whose matrices are composed of spheres[J]. Int Heat Mass Transfer, 1996, 39 (18): 3931-3947.

[3] Hsu C T, Cheng P. Closure scheme of the macroscopic energy equation for convection heat transfer in porous media [J]. Int Commu. Heat Transfer, 1988, 15: 689-703.

[4] Angirasa D. Experimental investigation of forced convection heat transfer augmentation with metallic fibrous materials[J]. Int. Heat Mass Transfer, 2002, 45: 919- 922.

[5] 毛军逵,常海萍,方立. 离心力场下细微封闭通道内 R12 的

热驱动换热研究[J]. 航空动力学报, 2003, 18(4): 498-501.

Mao Jurkui, Chang Hai ping, Fang Li. Experimental investigation of flow and heat transfer about the thermal driving of R12 in rotating small-size circular enclosures [J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(4): 498-501.

[6] 毛军逵, 常海萍, 方立. 离心力场流体热驱动液晶显现实验研究[J]. 工程热物理学报, 2004, 25(2): 229-231.

Mao Jurkui, Chang Hai ping, Fang Li. Investigation of thermally driven in centrifugal field with liquid crystal[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2004, 25(2): 229-231.

[7] 杨敏, 常海萍, 毛军逵. 离心力场下 H₂O 和 R12 热驱动换热特性实验研究[J]. 工程热物理学报, 2004, 25(2): 302-304.

Yang Min, Chang Hai ping, Mao Jurkui. Experimental investigation of thermally driving heat transfer characteristics of H₂O and R12 in a centrifugal force field[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2004, 25(2): 302-304.

[8] Fluent user's guide[M]. Fluent Inc, 1998.

[9] Renken K J, Poulikakous D. Experiment and analysis of forced convection heat transport in a packed bed of sphere [J]. Int. Heat Mass Transfer 1998, 31: 1399-1408.

