

# 发动机冷却系统内纳米流体强化换热模拟

彭稳根, 刘元春, 胡彦伟, 何玉荣

(哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 150001 哈尔滨, Pengwengen1986@163.com)

**摘要:** 为了提高发动机的经济性、可靠性,研究了以纳米流体作为冷却系统内的新型高效换热工质时的传热效果.分别对水、 $\text{TiO}_2$  纳米流体、 $\text{Al}_2\text{O}_3$  纳米流体和  $\text{CuO}$  纳米流体的冷却效果进行了模拟研究,得到了冷却系统的换热系数及压力分布图.研究表明: $\text{TiO}_2$ 、 $\text{Al}_2\text{O}_3$  和  $\text{CuO}$  这3种纳米流体能显著提高发动机的散热性能,与水相比,三者的平均表面换热系数分别提升了 10.82%、8.43% 和 11.24%,而泵功则分别只增加了 1.06%、1.30% 和 1.98%.以纳米流体作为冷却介质时,能以很小的泵功损失增加量带来换热系数的大幅度提高,有利于增强冷却系统的换热.

**关键词:** 纳米流体;发动机冷却系统;强化传热;数值模拟

中图分类号: TP242

文献标志码: A

文章编号: 0367-6234(2011)01-0109-05

## Simulation of heat exchange enhancement using nanofluids in engine cooling system

PENG Wen-gen, LIU Yuan-chun, HU Yan-wei, HE Yu-rong

(School of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, 150001 Harbin, China, Pengwengen1986@163.com)

**Abstract:** To improve the economical efficiency, reliability and miniaturization of engine, the cooling effects of water,  $\text{TiO}_2$  nanofluid,  $\text{Al}_2\text{O}_3$  nanofluid and  $\text{CuO}$  nanofluid are investigated by simulation, and the distributions of heat transfer coefficient and pressure of the cooling system are obtained. The results show that, compared to water, by using  $\text{TiO}_2$ ,  $\text{Al}_2\text{O}_3$  and  $\text{CuO}$  nanofluid, the average surface heat transfer coefficient is increased by 10.82%, 8.43% and 11.24%, and correspondingly the pump power is increased only by 1.06%, 1.30% and 1.98%, respectively. It is clear that the heat transfer coefficient increases significantly at a tiny loss of pump power with nanofluid as coolant, which is beneficial to the heat exchange of cooling system.

**Key words:** nanofluids; engine cooling system; heat transfer enhancement; numerical simulation

随着科学技术的发展,发动机的传热负荷和传热强度日益增大,其使用环境也日益苛刻.传统的关于强化换热的研究集中在对发动机冷却系统结构的改进上,但对于大功率输出发动机,其冷却效果仍不尽如人意;因此,应用传热效果更好的纳米流体作为发动机的冷却介质以提高其冷却散热性能成为一种可替代的选择<sup>[1-4]</sup>.

1995年,美国 Argonne 国家实验室的 Choi 等<sup>[5]</sup>提出了纳米流体(nanofluids)这个概念,即在

液体中添加固体纳米颗粒以提高流体的导热系数.而纳米流体的强化传热机理主要包括2方面原因:

1) 固体颗粒本身的导热系数要比液体的大很多,并且将纳米颗粒加入液体中后,在固液界面上会形成一层厚度为几个原子距离的液膜,而液膜层内的液体分子受纳米颗粒表面原子排列的影响,趋向固相,其热导系数也远大于液体的,从而大大增强了流体导热系数.

2) 纳米颗粒的微尺度效应.由于纳米颗粒尺度极小,作用在颗粒上的微作用力如范德瓦耳斯力、静电力和布朗力等都不可忽略.由于布朗运动十分强烈,从而引起布朗扩散、热扩散等现象,使

收稿日期: 2009-12-07.

基金项目: 教育部新世纪优秀人才支持计划(NCET-08-0159).

作者简介: 彭稳根(1986—),男,硕士研究生;

何玉荣(1976—),男,副教授,博士生导师.

得颗粒与液体间有微对流现象存在,这种微对流促进了能量的传递.同时,纳米颗粒的团聚现象的形成及作用都会增大纳米流体的导热系数,从而增强了纳米流体的对流换热过程.

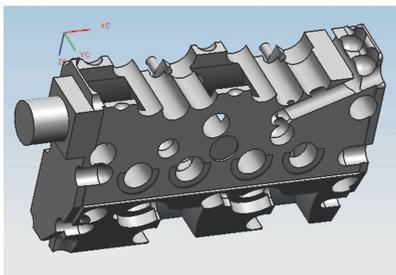
因此,纳米流体作为一种新型高效传热工质,若应用于发动机冷却系统之中,可以大大提升系统的换热性能,使发动机在更优化的温度下工作,同时,能使冷却系统做得更小、更轻,节约冷却系统制造耗材和成本,从而节约能源,降低成本.

本文分析并对比了以水和3种典型的纳米流体作为冷却介质对发动机的冷却换热特性的影响.由于传统上发动机通常都以水作为冷却介质,故本文应用的3种纳米流体—— $\text{TiO}_2$  纳米流体、 $\text{Al}_2\text{O}_3$  纳米流体和  $\text{CuO}$  纳米流体均采用水作为基液,其中纳米颗粒的体积分数皆为4%.

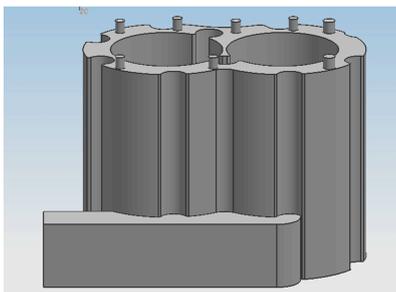
## 1 计算方法

### 1.1 冷却系统的物理及计算模型

本文应用 UG (Unigraphics NX) 平台首先建立包含气缸体和气缸盖的三维机体模型,在抽取其内表面后进行曲面缝合,从而得到了与机体完全耦合的冷却系统内腔的三维模型,如图1所示.冷却系统气缸体内腔是由2个内外径分别为94 mm和140 mm的主缸体组成,其高为180 mm;而上部的气缸盖内腔的尺寸为250 mm × 169 mm × 61 mm,中间连接上下腔体的是8个高为21 mm、直径为8~10 mm的柱形通道.整个冷却系统的入口截面是36 mm × 55 mm的矩形截面,出口处的柱形通道直径为35 mm,长为30 mm.



(a)冷却系统气缸盖内腔



(b)冷却系统气缸体内腔

图1 冷却系统内腔的三维模型

通过对模型的考察,考虑到气缸体内的冷却腔具有一定的规则性,而气缸盖内的冷却腔则十分复杂,因此本文以 Gambit  $\text{\textcircled{R}}$  2.3 为基础,对气缸体内的冷却腔应用六面体结构化网格技术划分网格,这种网格划分方案不但可以尽量减少网格数量,而且具有计算精度高、适应算法多等优点;而对气缸盖内的冷却腔,由于其几何曲面多且形态结构十分复杂,故只能应用四面体非结构化网格技术划分网格.最终,整个发动机机冷却腔的总网格数量为  $1.22 \times 10^6$ ,网格结构如图2所示.

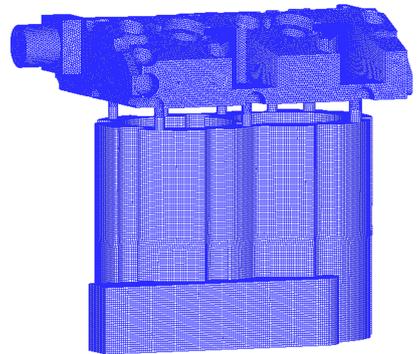


图2 发动机冷却系统网格划分

### 1.2 控制方程

由于纳米流体与单相流体十分相似,并具有特殊的物理性质,故将其作为单相流体来考查纳米流体的流动及传热特性是可以接受的.本文认为冷却系统内的流体为均匀、不可压缩的黏性流体,其黏度及导热系数随温度而变化.控制方程包括连续性方程(质量守恒)、动量方程(动量守恒)和能量方程(能量守恒).

连续性方程为

$$\nabla \cdot (\rho_1 v_1) = 0, \quad (1)$$

动量方程为

$$\nabla \cdot (\rho_1 v_1 v_1) = -\nabla p + \nabla \cdot (\mu \nabla v_1) + \rho_1 g, \quad (2)$$

能量方程为

$$\rho_1 c v_1 \cdot \nabla T = \nabla \cdot [k \nabla T]. \quad (3)$$

在方程(1)~(3)中, $\rho_1$ 为纳米流体密度, $v_1$ 为速度, $p$ 为压力, $\mu$ 为黏度, $g$ 为重力加速度, $c$ 为比热容, $k$ 为导热系数, $T$ 为流体的温度.

### 1.3 纳米流体物性

纳米流体的密度和比热容可按式(4)和(5)进行计算:

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_f + \phi\rho_p, \quad (4)$$

$$(\rho c_p)_{nf} = (1 - \phi)(\rho c_p)_f + \phi(\rho c_p)_p^{[6-7]}. \quad (5)$$

其中, $\rho$ 为密度, $c_p$ 为比热容, $\phi$ 为纳米颗粒的体积

份额, 下标 nf、f 和 p 分别表示纳米流体、基液及纳米颗粒。

在本文中, 黏度随温度变化的计算公式采用如下指数形式:

$$\mu_r = a \cdot e^{(-T/b)} + c. \quad (6)$$

式中  $\mu_r$  为纳米流体的相对粘度,  $T$  为温度. 在实际应用中, 纳米颗粒的体积份额不能太大, 比如达到 9% 时, 就会出现温度达到一定值时纳米流体黏度过大的现象<sup>[8]</sup>.

根据式 (6), 4 种冷却介质的粘度随温度的变化曲线如图 3 所示, 对于颗粒粒径  $\geq 10$  nm 的纳米流体, 颗粒粒径对黏度值的影响很小, 可以忽略<sup>[9]</sup>.

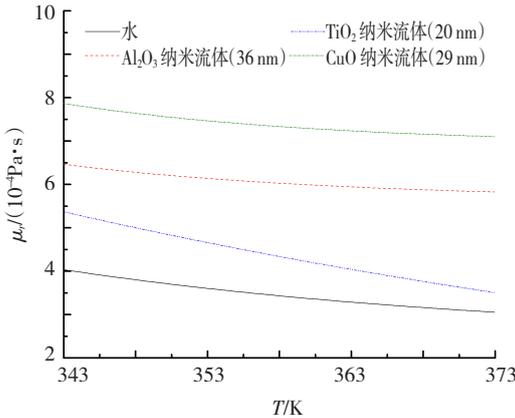


图 3 黏度随温度的变化曲线

公式 (7) 可计算纳米流体的导热系数<sup>[10]</sup>:

$$k_{nf} = \{k_f[\phi_p \omega(k_p - \omega k_f)[2\gamma_1^3 - \gamma^3 + 1] + (k_p + 2\omega k_f)\gamma_1^3[\phi_p \gamma^3(\omega - 1) + 1]]/[\gamma_1^3(k_p + 2\omega k_f) - (k_p - \omega k_f)\phi_p[\gamma_1^3 + \gamma^3 + 1]]\} + \{\phi_p^2 \gamma^6 k_f(3\Lambda + 3\Lambda^2/4 + 9\Lambda^3/16(k_{cp} + 2k_f)/(2k_{cp} + 3k_f) + 3\Lambda^4/2^6 + \dots)\} + \{0.5\rho_{cp}c_{p-cp}d_s[(3K_B T(1 - 1.5\gamma^3\phi_p)/(2\pi\rho_{cp}\gamma^3 r_p^3))^{1/2} + G_T/(6\pi\eta r_p d_s)]\}. \quad (7)$$

式中:  $k_{nf}$  为纳米流体的有效导热系数;  $k_f$  为基液导热系数;  $k_p$  为纳米颗粒导热系数;  $\omega$  为经验数据, 表示吸附层导热系数与基液导热系数的比值;  $\phi_p$  为纳米颗粒的体积份额;  $\Lambda$ 、 $\gamma$ 、 $k_{cp}$  为复合值, 可由其他参数算出;  $G_T$  为纳米颗粒的总势能;  $d_s$  为颗粒间平均间距;  $\rho_{cp}$  为复合纳米颗粒的质量密度;  $c_{p-cp}$  为复合纳米颗粒的比热容;  $K_B$  为波尔兹曼常数;  $T$  为纳米流体温度;  $r_p$  为复合纳米颗粒半径;  $\eta$  为基液的黏度。

本文中采用的 4 种冷却介质的导热系数随温度的变化曲线如图 4 所示。

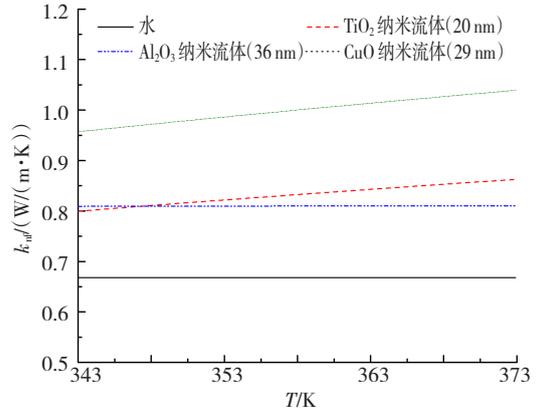


图 4 导热系数随温度的变化曲线

### 1.4 初始及边界条件

本文应用 Fluent ® 6.3 作为计算软件, 并选用三维黏性标准  $k - \epsilon$  湍流模型进行稳态计算. 考虑到计算几何结构复杂性以及网格数量问题, 为了节省计算机内存和计算时间, 在近壁面处采用壁面函数法处理. 为了获得更好的收敛性, 本文应用 SIMPLE 算法处理速度和压力耦合关系, 并采用一阶迎风格式对方程进行离散化. 模拟计算中所需的参数如表 1 所示.

表 1 模拟计算所需参数

参数	入口流速/ ( $m \cdot s^{-1}$ )	流量/ ( $L \cdot min^{-1}$ )	流体入口 温度/K	出口压力 (表压) p/Pa	恒定壁面 温度/K
参数值	0.6	71.28	343	0	363

## 2 结果分析与讨论

为了验证数值模型的可靠性, 本文首先给出了基液的传热性能的模拟结果, 如图 5<sup>[11]</sup> 所示. 图中分别比较了  $Re$  数为 1 050 和 1 600 的 2 种工况下流体传热  $Nu$  数沿轴向分布的模拟、试验和经验公式计算结果. 其中,  $Nu$  数定义为  $Nu = hD/k_f$ ,  $D$  为传热管内径,  $h$  为对流换热系数,  $h = |k_f(\partial T/\partial r)_w|/(T_w - T_{ave})$ .  $T_w$ 、 $T_{ave}$  分别为传热管壁温和纳米流体横截面平均温度 ( $T_w$  由壁面处温度可得,  $T_{ave}$  由面积加权积分得到). 由图 5 可知, 基液传热性能的模拟结果和试验结果、经验公式在定性上都是相互吻合的, 在定量上模拟结果和试验数据误差也比较小 ( $< 10\%$ ). 因此, 采用本文数值模型的模拟结果是可靠的。

图 6 为 4 种冷却介质的换热系数的比较. 模拟结果显示, 在热边界条件设为恒定壁面温度的情况下, 冷却介质为水时的冷却效果最差, 平均表面换热系数为  $624.43 W/(m^2 \cdot K)$ , 而冷却介质为  $TiO_2$  纳米流体、 $Al_2O_3$  纳米流体和  $CuO$  纳米流

体时的平均表面换热系数分别达到 692.0、677.05 和 694.64 W/(m<sup>2</sup>·K)。可以看出, TiO<sub>2</sub> 纳米流体和 CuO 纳米流体的冷却效果相差不大, 稍高于 Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> 纳米流体, 但相对于水则有显著的提高, TiO<sub>2</sub> 纳米流体、CuO 纳米流体和 Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> 纳米流体的平均表面换热系数分别增加了 10.82%、11.24% 和 8.43%。

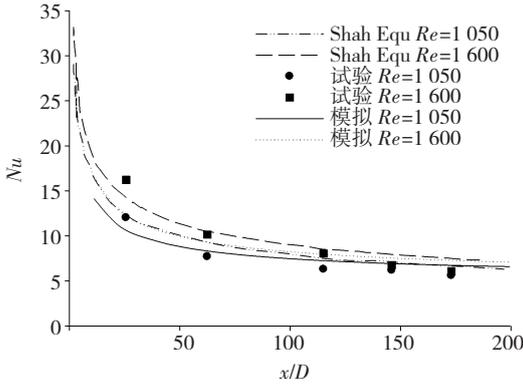


图 5 基底的传热 Nu 数

另一方面, 水、TiO<sub>2</sub> 纳米流体、Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> 纳米流体和 CuO 纳米流体的体积流量都为 0.001 188 m<sup>3</sup>/s, 因此, 单位平均表面换热系数所需的流体流量分别为 1.903E-06、1.717E-06、1.755E-06 和 1.710E-06 m<sup>3</sup>/s。这就意味着, 在对流换热量相同的情况下, 以纳米流体作为冷却介质能有效减少所需冷却介质的流量, 从而降低泵功率。从图 3、4 可以看出, 虽然 CuO 纳米流体的导热系数与 TiO<sub>2</sub> 纳米流体相比高得多, 但由于其黏度相对后者也大大增加, 所以最终 CuO 纳米流体的平均表面传

热系数只比 TiO<sub>2</sub> 纳米流体略有提高。因此, 在选择冷却介质时, 不仅要考虑导热系数对传热的影响, 同时, 黏度的影响也是不可忽略的。

同时, 在冷却系统中存在 3 个局部区域: 入口段、连接上下缸体的 8 个圆柱体通道段和出口段。由于流体流动速度很快, 热量交换十分强烈, 因此传热效果明显优于其他区域。以 TiO<sub>2</sub> 纳米流体为例, 圆柱体通道处的表面换热系数最大, 最高可达到 3 618.2 W/(m<sup>2</sup>·K)。而通过对气缸体内腔的内、外表面和气缸盖内腔的外表面的换热系数分布特性的研究表明, 这些局部区域处的换热系数数值较低, 传热效果很差, 说明在这些狭长、尖锐的流动死角等流体无法有效掠过的区域, 由于无法及时带走热量, 往往散热不足, 在实际中容易产生局部高温。

在 4 种冷却介质的冷却下, 冷却系统内的压力分布如图 7 中所示。经计算后得到, 水、TiO<sub>2</sub> 纳米流体、Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> 纳米流体和 CuO 纳米流体在入口截面上的绝对压力分别为 111 183.8、112 367.3、112 629.9 和 113 385.2 Pa, 即 3 种纳米流体的泵功相对水分别增大了 1.06%、1.30% 和 1.98%, 可见泵功增加很少。

表 2 中列出了纳米流体相对水的换热系数及泵功增加量, 从表中可以看出, 在相同的体积份额 (4%) 下, TiO<sub>2</sub> 纳米流体、Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> 纳米流体和 CuO 纳米流体都以很小的泵功损失增加量带来换热系数的大幅度提高, 这对增强冷却系统的换热是十分有利的。

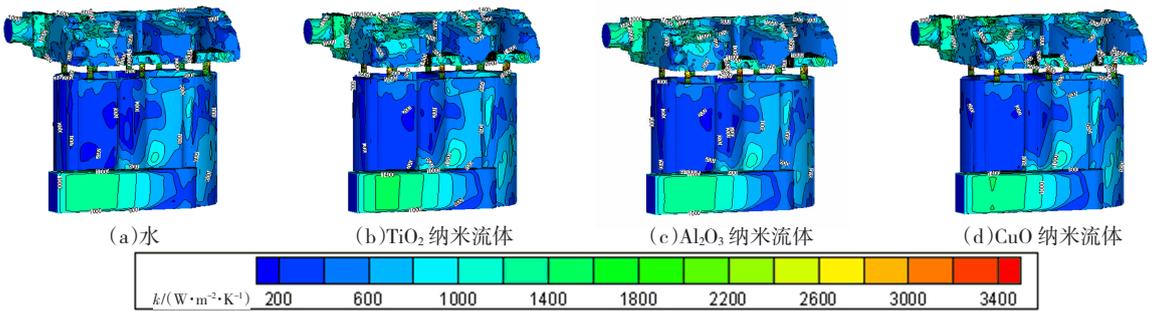


图 6 换热系数分布

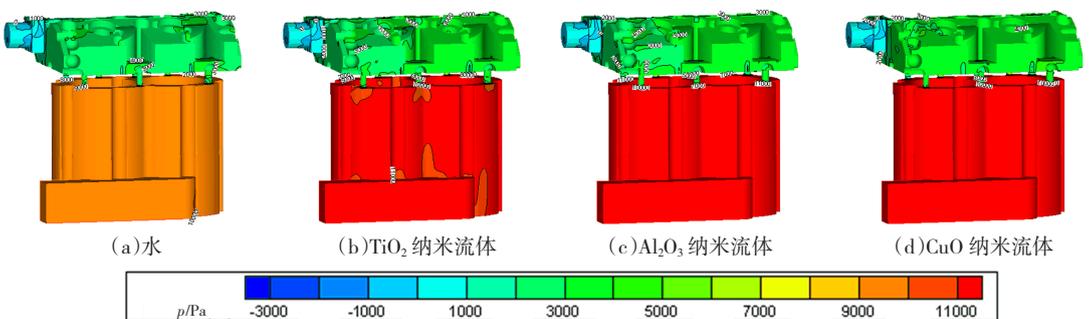


图 7 压力分布

表 2 纳米流体相对水的换热系数及泵功增加量

流体	换热系数 $k/k_{H_2O}$	泵功 $p/p_{H_2O}$
TiO <sub>2</sub> 纳米流体(4%)	10.82	1.06
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> 纳米流体(4%)	8.43	1.30
CuO 纳米流体(4%)	11.24	1.98

另外,从图 7 中可以看出,气缸体内腔区域内的压力值很高,但各处差别不大,分布较为均匀。而在连接上下缸体的 8 个圆柱形通道处,压力剧降,3 种纳米流体工况下的压降都超过 6 kPa。同时,出口区域也是压力集中下降区,压降达到 2 ~ 3 kPa。这表明,在实际发动机中,连接上下缸体的圆柱形通道和出口区域是阻力的主要来源,对流体的流动产生重大影响。

### 3 结 论

1) 以 TiO<sub>2</sub> 纳米流体、Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> 纳米流体和 CuO 纳米流体作为冷却介质可以显著提高发动机的散热性能,其平均表面换热系数较水分别有 10.82%、8.43% 和 11.24% 的提升。

2) 以 TiO<sub>2</sub> 纳米流体、Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> 纳米流体和 CuO 纳米流体作为冷却介质虽然会引起发动机冷却系统入口和出口间总压降的增大,从而引起冷却系统泵功的增加,但由于增加不多(分别只增加 1.06%、1.30% 和 1.98%),所以以增加较小的泵功为代价带来散热性能的大幅提高是可以接受的。

3) 发动机冷却系统内的换热分布并不均匀,最强区和最弱区相差较大。而换热较弱的往往是那些结构狭长、尖锐的区域,这是由于流体无法有效掠过这些表面,从而造成局部换热系数很低;因此,在实际的发动机设计中,应合理布置冷却系统的结构,避免这些死角区域的出现,从而提高换热均匀性,避免局部高温区域的出现。

4) 本文模拟的是在常壁面温度条件下,应用纳米流体作为冷却工质时的发动机冷却系统的换热的效果,与实际工作中的发动机工况有一定的出入,所得结果有待今后进一步由实验验证。

### 参考文献:

- [1] NGUYEN C T, ROY G, GAUTHIER C, *et al.* Heat transfer enhancement using Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-water nanofluid for an electronic liquid cooling system [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2007, 27(8/9): 1501 - 1506.
- [2] KULKARNI D P, VAJJHA R S, DAS D K, *et al.* Application of aluminum oxide nanofluids in diesel electric generator as jacket water coolant [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2008, 28(14/15): 1774 - 1781.
- [3] PALM S J, ROY G, NGUYEN C T. Heat transfer enhancement with the use of nanofluids in radial flow cooling systems considering temperature-dependent properties [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2006, 26(17/18): 2209 - 2218.
- [4] 李强,宣益民. 航天用纳米流体流动与传热特性的实验研究[J]. *宇航学报*, 2005, 26(4): 391 - 394.
- [5] CHOI U S. Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles [J]. *ASME, FED*, 1995, 231/MD - 66: 99 - 105.
- [6] KIM J, KANG Y T, CHOI C K. Analysis of convective instability and heat transfer characteristics of nanofluids [J]. *Physics of Fluids*, 2004, 16(7): 2395 - 2401.
- [7] XUAN Yimin, ROETZEL W. Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2000, 43(19): 3701 - 3707.
- [8] NGUYEN C T, DESGRANGES F, GALANIS N, *et al.* Viscosity data for Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-water nanofluid-hysteresis: is heat transfer enhancement using nanofluids reliable? [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2008, 47(2): 103 - 111.
- [9] 王春永. 基于微混合对流热传导效应的纳米流体有效热导率分析[D]. 武汉:华中科技大学, 2007.
- [10] MURSHED S M S, LEONG K C, YANG C. A combined model for the effective thermal conductivity of nanofluids [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29(11/12): 2477 - 2483.
- [11] 何玉荣,韩杰才. Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O 纳米流体内流动和对流换热行为的数值模拟研究[C]//第十五届全国复合材料学术会议论文集. 哈尔滨:中国力学学会, 2008: 1049 - 1052.

(编辑 杨 波)