

等温热源微通道单相液体层流换热特性

苗 辉, 黄 勇, 王 方

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院 航空发动机气动热力重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 对 $D_h=0.82\text{ mm}$ 的矩形微通道阵列内等温热源作用下层流传热特性进行了实验和数值模拟。实验中使用常温自来水提供等温热源。微通道流体流动雷诺数 $Re=100\sim 900$ 传热温差 50 K 将所得数据与常规尺度均匀壁温加热下 $N-S$ 方程的数值解法结果进行对比。结果表明, 在 $Re<300$ 时, Nu 数随着 Re 数的增加而增加; 而在 $Re>350$ 时, 实验所得 Nu 数近似为常数。将发展入口条件的数值模拟结果与实验结果比较, 前者比后者高 7.2% 。

关 键 词: 微通道热沉; 液体冷却; 强化换热; 单相流动; 层流流动

中图分类号: TK124

文献标识码: A

符号说明

G —微通道液体流量;	T_{in} —入口联箱内流体温度;
ρ_f —液体比热;	T_{out} —出口联箱内流体温度;
λ —液体导热系数;	T_w —固体壁面温度;
A_w —每个微通道换热面积;	ΔT_m —平均换热温差;
N —并联微通道数目;	Re —通道雷诺数;
L —微通道长度;	h —对流换热系数;
D_h —微通道当量直径	Nu —努塞尔数

引 言

微通道热沉 (MCHS) 具有极强的换热能力、较小的结构尺寸和较大的表面积体积比, 有望解决工程中的各种高热流密度的传热难题, 在世界范围内引起了广泛的关注和研究。随着通道截面尺寸的缩小, 会产生各种微尺度效应, 如流体变物性、入口段效应、粗糙度效应、壁面轴向导热、速度滑移和温度跃迁等等^[1], 目前的研究结果之间尚存在诸多的问题和矛盾。

MCHS 是 20 世纪 80 年代 Tuckeman 等人针对微电子技术 (MEMS) 日益增大的冷却功率需求提出来的^[2], 已经在大规模集成电路和超导电机的冷却等方面得到应用。

学者们对 MCHS 单相对流流动与换热特性进行了大量研究。早期的实验结果之间大相径庭, 且

和常规尺度理论的预测值有较大的背离。实验所得的 Nusselt 数 (以下简称 Nu) 有的较高^[3-5], 有的较低^[6-7]。而随着研究的深入, 近期的实验结果表明, 在层流阶段, 微通道内液体单相流动的压降与换热性能与常规理论相比并没有明显的偏离^[8-10]。

然而, 由于前人对 MCHS 的研究主要是为了降低电子芯片等器件的温度, 绝大多数是考查等热流密度加热条件下的换热特性, 但对等壁温作用下微通道热沉的传热性能的研究结果很少。而在工程应用中有许多换热问题, 如文献 [11] 提到使用微尺度热沉强化微型热管冷凝段的散热, 属于典型的等温热源传热结构。Deni 等人对一根外壁为等温壁的无厚圆管进行了传热模拟^[12], 其层流区的几个计算点的结果与常规充分发展管流平均 Nu 数接近。杨迎春等人对恒壁温下梯形硅基 MCHS 流动换热特性进行了数值模拟^[11], 发现层流充分发展段 Nu 数随着 Re 数的增加而增加。在实验方面, 仅有 Hsieh 等人做了相应研究^[13], 结果表明, 层流区平均 Nu 并不随 Re 数变化, 但并没有与理论分析或数值模拟结果对比, 其实验条件与常规不同, 微通道底面是等温壁, 顶面则是透热的, 未做绝热处理。

为了深化相关研究, 有必要对该热边界条件下传热特性进行实验和数值研究。本研究以去离子水为工质, 对微通道层流的换热性能进行了分析。实验中对基板底面施加了等温热源, 顶面采用绝热处理, 并把所得结果和常规 $N-S$ 方程数值模拟结果进行了对比。

1 实验系统与实验装置

1.1 实验系统回路

图 1 为实验的整体系统, 包括实验回路和辅助等温热源回路。实验回路由高压气源、储液罐、过滤器、流量传感器、恒温水浴、实验段、阀门和测量仪器

收稿日期: 2009-04-14 修订日期: 2009-07-24

作者简介: 苗 辉 (1984-) 男, 河南滑县人, 北京航空航天大学博士研究生。

组成。常温的去离子水经过气瓶加压后从储液罐流出, 流经球阀和针形阀, 其中针形阀用来调节流量, 然后依次经过 $30\ \mu\text{m}$ 过滤器和流量传感器后进入恒温水浴加热, 之后在实验段与常温等温热源进行换热, 最后流入收集容器。液体收集容器置于电子天平上, 测得的流量和流量传感器相互验证。

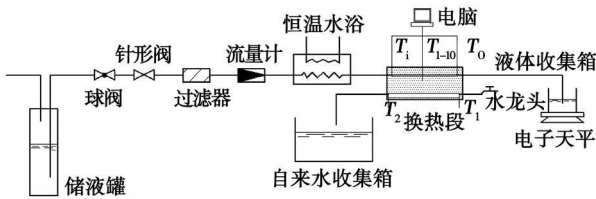


图 1 实验系统示意图

在实验中用常温自来水提供等温热源。该回路仅需将自来水水管和实验段相应进出口连接即可, 且在进出口有温度监测装置。不同于 Hsieh 用冰块构成等温壁^[13], 本系统的热源增加换热设备, 可以根据实验需要改变等温壁的温度。

1.2 实验段模型

微通道实验段如图 2 所示, 由盖板、换热块和两对连接法兰盖组成。换热块如图 3 所示, 由 $100\ \text{mm} \times 100\ \text{mm} \times 100\ \text{mm}$ 的 H62 黄铜块制成, 上下表面都刻有矩形槽道。在上表面中心区域用线切割技术加工出 88 条长度 $100\ \text{mm}$ 的矩形微通槽, 横截面尺寸为宽 $0.7\ \text{mm}$ 高 $1\ \text{mm}$, 肋厚 $0.2\ \text{mm}$, 表面粗糙度 $8\ \mu\text{m}$, 尺寸精度 $\pm 0.005\ \text{mm}$ 。此微通道截面当量直径为 $0.82\ \text{mm}$ 。按照 Adams 的结论^[14], 产生微尺度效应的临界当量直径约为 $1.2\ \text{mm}$, 属于微尺度范畴。

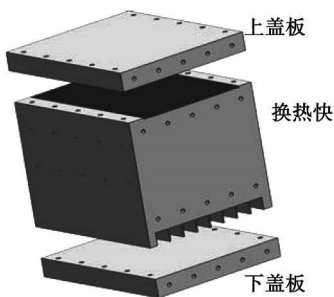


图 2 实验段示意图

下表面沿与微通道平行的方向切割出 8 条常规尺度槽道, 横截面尺寸为宽 $10\ \text{mm}$ 高 $10\ \text{mm}$, 间隔 $1\ \text{mm}$ 。上下表面边缘都有两排螺纹孔, 以分别和各自盖板密封连接。换热块侧面微通道槽底以下 20 和

$50\ \text{mm}$ 处沿流动方向各有一排 5 个热电偶埋入孔, 孔径 $1\ \text{mm}$, 深 $50\ \text{mm}$ 。

两个盖板为 $15\ \text{mm}$ 厚的有机玻璃板。除与槽道平面对应有通孔外, 在微通道垂直面上相应地方有螺纹孔, 和法兰盖相连。密封安装时, 上盖板与换热块之间加一层厚度 $0.1\ \text{mm}$ 的聚四氟乙烯薄膜。

两对法兰盖分别用于两个回路, 材料均为保温性能好的聚四氟乙烯。实验回路的法兰盖连接微通道和管路, 两个法兰盖本身各包含一个小型联箱结构, 并在其中放置高精度铂电阻监测进出口温度; 法兰盖内含有台阶形结构的流道, 以保证流体可以较为均匀的进入各个微通道。等温壁回路法兰与前者相同, 只是尺寸较大。“管路—联箱—微通道—联箱—管路”流道结构使用商业软件 Fluent 进行流场模拟, 结果显示该流道可以很好的将管路中的流体均匀分配到各个微通道。

换热块周围包括和换热块相连接的螺栓的头部均包敷绝热材料以减少热损失。

实验中, 经过水浴加热的去离子水 ($60\ ^\circ\text{C}$) 从上表面微尺度通道流过, 常温自来水 ($11\ ^\circ\text{C}$) 测流过下表面常规尺度通道, 两者通过换热块进行换热。通过增大自来水的流量充分带走微通道传过来的热量, 在自来水进出口法兰内铂电阻监测温度相等时认为形成等温热源。根据铂电阻精度, 相差在 $\pm 0.1\ ^\circ\text{C}$ 范围内。调节水浴温度, 记录不同流量下的各点温度值。

1.3 参数测量

在微通道出入口法兰盖的联箱中各有一个高精度铂电阻温度传感器, 用来测量微通道进出口流体的平均温度, 精度 $\pm 0.1\ \text{K}$ (约 0.2%)。换热块侧面两排各 5 个 T 型热电偶, 精度 $0.2\ \text{K}$ (约 0.4%); 用外推法计算微通道底面的平均温度。采用涡轮流量传感器测量, 精度 0.2% , 并用电子天平校验。以上流量和热电偶信号接入采集卡, 铂电阻传感器接入专用采集模块, 用软件同时驱动并在屏幕上同步显示。检测自来水进出口温度的铂电阻只需接高精度显示仪表。

在实验中, 改变入口流量, 得到实验状态下不同 R 对应的换热系数和 Nu 数。

2 数据处理和误差分析

2.1 数据处理

根据热平衡关系式:

$$h\Delta T_m N A_w = G\phi (T_{out} - T_{in}) \quad (1)$$

式中: N —并联通道数; A_w —每个微通道换热面积, 包括底面和两个侧面; G —微通道的总质量流量; T_{in} , T_{out} —微通道流体进出口处的平均温度。

以 $T_m = (T_{in} + T_{out}) / 2$ 作为参考温度。

如图 3 所示, 以外推法求得平均壁温:

$$T_w = \frac{1}{5} \left[\left(\sum_{i=1}^5 T_i + \left(\sum_{i=1}^5 T_i - \sum_{i=6}^{10} T_i \right) / 2 \right) \right] \quad (2)$$

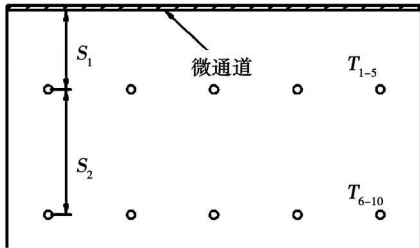


图 3 换热块测温点分布

等壁温条件采用平均换热温差:

$$\Delta T_m = \frac{T_i - T_o}{\ln(T_i - T_w) - \ln(T_o - T_w)} \quad (3)$$

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda} \quad (4)$$

则有:

$$Nu = \frac{G\phi D_h (T_{in} - T_{out})}{N\lambda A_w \Delta T_m} \quad (5)$$

2.2 误差分析

由误差传递得出 Re 数和 Nu 数等参数的最大误差, 如表 1 所示, Nu 数的误差不超过 4%。

表 1 由误差传递得出的参数最大误差

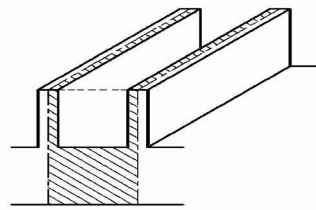
	误差 / %
G	0.2
D_h	0.87
c_p	0.02
$T_{in} - T_{out}$	0.71
ΔT_m	3.14
A_w	0.93
λ	0.39
ρ	0.01
μ	1.75
Re	1.97
Nu	3.52

3 数值模拟

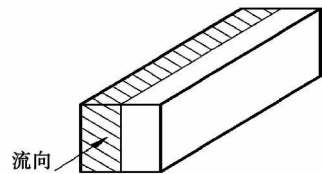
由于铜材料具有极高的导热系数, 本实验中的换热模型可以近似认为底面和两个侧面都是等温壁面, 但顶面绝热。这种传热模型没有解析解, 故使用商业 CFD 软件对实验条件进行模拟, 将结果和实验值进行对比。

3.1 模型和计算域

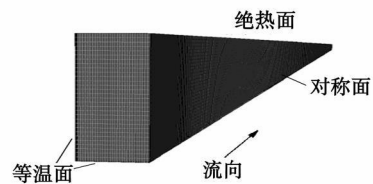
在计算中考虑一个微通道, 单个微通道尺寸为 $0.7 \text{ mm} \times 1 \text{ mm} \times 100 \text{ mm}$, 实际中从微通道基板到流体的传热是一个流固热耦合的模型, 由于基板导热系数极高, 根据 Lee 的建议^[10], 可以简化为薄壁模型 (Thin Wall), 即把壁面考虑成高导热系数的无厚度薄壁, 使用第三类边界条件。Lee 的结果显示 Thin Wall 模型与流固热耦合的值完全一致, 而直接使用等温壁约束会造成 7% 的误差。Denj 的等温壁热源也是类似方式^[12], 其圆管外部假设是一个沸腾池, 具有极高的换热系数, 但并非等温壁。



(a) 单个通道模型



(b) 计算域



(c) 计算网格

图 4 计算模型和网格

因为是对称结构, 只选取流体区域的一半作为计算域, 即 $0.35 \text{ mm} \times 1 \text{ mm} \times 100 \text{ mm}$, 如图 4 所示。图 4 (b) 中阴影部分为计算域。由于结构简单, 完全使用六面体结构化网格, 网格为 $30 \times 40 \times 400$ 。横

截面两个边为均布网格。为了避免热入口段效应造成的误差, 沿流向方向的网格密度有 1.02 的比例。

图 4 的网格在计算中意味着流动边界层和热边界层同时发展 (SD), 而入口段效应对层流换热影响很大, 必须加以考虑^[15]。流体从连接段到微通道的入口, 流道突然收缩, 在突缩口处存在尾流影响, Roshenow 建议此时采用流动充分发展、热发展中边界条件 (TD)^[16]。而又有文献 [17] 称, 通道长度和当量直径的比值 $l/d_h > 70$ 时, 便可以认为水力和热边界层都是充分发展 (FD)。故前面附加长度 250 mm 的等截面尺寸的槽道。截面网格与实验段相同, 在流向上为均布 1 000 个网格。改变附加槽道的边界条件可以得到 TD 和 FD 两种计算条件。

3.2 控制方程和算法

假设液体为不可压层流流动, 忽略浮升力影响。速度入口温度 60 °C, 等温壁 11 °C, 取水的物性在 10 ~ 60 °C 内等物性, 参考温度 35 °C, 计算域内相应的控制方程组为:

$$\begin{cases} \nabla \cdot \vec{u} = 0 \\ \rho_f \left(\vec{u} \cdot \nabla \right) \vec{u} = -\nabla P + \mu_f \nabla^2 \vec{u} \\ \rho_f \left(\vec{u} \cdot \nabla \right) T = k_f \nabla^2 T \end{cases} \quad (6)$$

数值模拟使用商业 CFD 软件 Fluent 6.3.26 基于有限体积法离散方程。压力-速度耦合采用 Simplec 算法, 二阶迎风差分格式。入口采用速度入口条件, 调节流速使得流动雷诺数符合实验范围。出口采用 Outflow 条件。等温壁的条件为第三类边界条件, 换热系数取 20 000 W/(m²·K), 外部自由流 11 °C。改变入口速度, 可以得到不同 Re 下的换热系数和 Nu 数。对每种计算工况分别使用 SD、TD 和 FD 3 种入口段条件。

3.3 网格无关性

分别使用 3 套网格, 25×30×350、30×40×400 和 40×50×500 以流速 $u=0.5 \text{ m/s}$ 为基准, 计算所得微通道平均 Nu 前两者相差 1.2%, 后两者相差 0.6%, 故选用中间网格。

4 结果与分析

4.1 实验结果

图 5 是层流阶段 R 对换热系数和 Nu 的影响。从图 5(a) 中可以看出, 换热系数随着 R 数的增加近似成先增加后不变的趋势。当 Re > 350 时, 平均换热系数为 2 129 W/(m²·K), 可见相比较常规尺度流动, 微通道热沉具有极高的换热效率。从图 5

(b) 中可以看出, 由于在数据处理中选用了恒定的参考温度, 故 Nu 和换热系数相对于 R 数有相同的趋势, 即先增加后趋于定值。在 Re < 300 时, Nu 变化比较剧烈, 随着 R 数近似呈线性增加; 当 Re > 350 时, Nu 数趋于基本不随 R 数变化, 实验点平均 Nu = 2.91。

Hsieh 是唯一做过等温壁微通道热沉的换热实验^[13], 其在实验贝克来数 20 < Pe < 3 300 范围内, Nu 保持常数, 且分离度仅有 2.64%。本研究中的实验结果在 Re > 350 时也基本保持常数, 最大偏差 3.4%。从趋势上看, 类似于层流充分发展段的换热特性。文献 [13] 研究的通道长径比 $l/d=155$ 与本研究的 $l/d=122$ 相近; 文献 [17] 称, 约 $l/d > 70$ 时整体换热特性便不受入口段影响 (对于入口段长度将在后面进行讨论)。按照常规结构尺度层流充分发展段的结论, 实验微通道四周均匀壁温加热的理论值 $Nu=3.05$ ^[18], 文献 [19] 对“顶端绝热”的换热模型提出了一个的简单的处理方法:

$$Nu_c = Nu(2\alpha + 1) / (2\alpha + 2) \quad (7)$$

式中: α —通道截面高宽比。

从图 5(b) 中可以看出, 此简化公式和实验结果存在误差。同时, 因为微通道底板和盖板具有不同的导热系数, 从而引起换热条件明显改变, 此时套用文献 [18] 的解析解不是很恰当。

而实验中 Re < 300 时 Nu 小于理论预测值, 并随 Re 近似成线性增加的趋势。L 和 Wu 等人的实验都显示了相同的现象^[20-21]。L 对相对粗糙度分别为 0.95%、1.4% 和 2.4%, 直径 1 mm 左右的圆管进行实验^[20], 发现随着相对粗糙度的增加, 在 R 较小时当地 Nusselt 数 Nu_x 小于预测值, 且相对粗糙度越大, 偏离越明显; 而随着 R 的增加, 逐渐符合理论预测值。Wu 对相对粗糙度 0.58% ~ 1.09%、其它参数完全相同的 4 个梯形微通道进行实验^[21], 发现较高的相对粗糙度在小 R 时的 Nu 较小, 并且随 R 的增大急剧增大。以至于 Wu 在拟合实验公式时对 R 进行了分段处理。本实验相对粗糙度 1%, 接近于 L 和 Wu 的实验条件, 故可以认为是表面粗糙度的影响使低 Re 时近壁面流动受阻, 边界层底层流动减缓从而导致传热弱化。随着 R 的增大, 流动加强, 粗糙度反而引起的边界层底层的扰动, 尤其是在粗糙元的根部, 有数值模拟结果显示会产生强化扰动的涡^[22]。故当 Re 大到一定程度, 粗糙度对底层的凝滞作用消失, 表现在 Nu 数不随 R 变化。

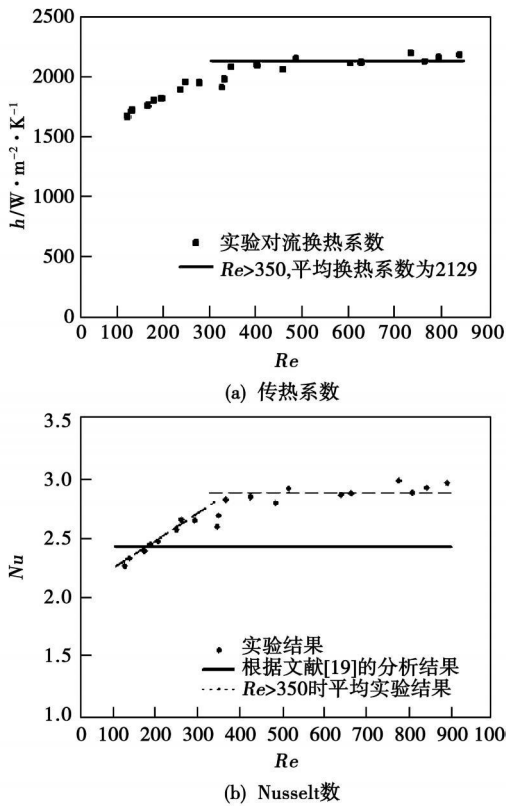


图 5 实验结果与常规尺度结论的对比

4.2 数值模拟及与实验结果的对比

图 6是分别用 3种入口段条件对实验条件进行的数值模拟,并和实验结果进行了对比。从图中可以看出,在 SD和 TD条件下,平均 Nu数随着 Re数的增大而增大,而 FD条件 Nu为常数。这是因为随着 Re数的增大,SD和 TD的入口段长度变长,而具有强化换热作用的入口段使得整体的换热效果增强。FD条件则不受影响。同时,SD条件的计算结果总大于 TD条件,Le_{eff}的对等热流密度加热的微通道进行数值模拟^[10],具有同样的现象。这是因为SD条件下流动边界层的厚度比TD的薄,而较薄的速度边界层在相同的热边界条件下同样会引起传热的强化。

充分发展条件 FD的计算结果和实验结果吻合良好。尤其是在 Re> 350时,实验结果的平均值低于模拟结果 7.2%。导致这一误差的原因可能是粗糙度效应。根据 Mal^q的 RVM模型^[23],微通道中粗糙度的作用相当于引起近壁面流体的粘度增加,附加粘度会在一定程度上引起传热的弱化。Qu根据此模型修正了数值模拟结果^[24],和其实验结果吻合较好。但由于 RVM模型只引入相对粗糙度这一个参数,而粗糙度的影响因素很多,RVM模型显得不

够精确,故在本实验中不做粗糙度修正。学者们对粗糙度效应的研究仍然在进行中。

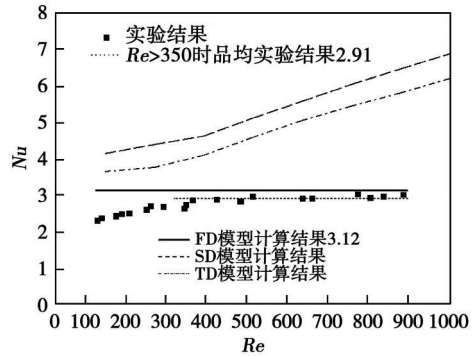


图 6 实验结果和数值模拟结果的对比

从图 6也可以看出,不同的入口段条件对整体换热性能影响很大,对入口段的处理是一个重要问题。前文提到,对于流体从连接段到微通道的入口突然收缩的流道, Rohsenow建议采用流动充分发展、热发展中边界条件(TD)^[16]。Le_{eff}的实验结果和TD条件的数值模拟吻合^[10],而和SD、FD条件有较大的误差。Mishan使用红外测温技术进行了实验研究^[15],也发现和常规TD结果吻合。云和明称微通道长径比大约 $\sqrt{D_h} > 70$ 时就可以不考虑入口段效应^[17]。Qu对 $\sqrt{D_h} = 180$ 的微通道热沉进行实验^[24],直接和FD条件的数值模拟进行对比,经过粗糙度修正后结果吻合。Hsieh的等壁温微通道实验结果 Nu与 Re无关^[13],显示出充分发展段的特征(FD)。

表 2 入口段条件

实验	$\sqrt{D_h}$	符合条件
Lee ^[10]	28 ~ 79	TD
Mishan ^[15]	22	TD
Qu ^[24]	180	FD
Hsieh ^[13]	156	FD
Present study	122	FD

从表 2中可以看出,长径比较小的微通道热沉符合TD条件,入口段效应明显。对于长径比较大的微通道,更符合FD条件,显示出整体 Nu数对 Re数的独立性。说明 \sqrt{d} 达到一定程度,入口段效应消失。同时可以看出,文献[17]中给出的临界点 $(\sqrt{D_h})_c = 70$ 不够精确,仍需要进一步的研究。

5 结 论

通过对等温热源作用下的微通道流动换热性能的实验和数值模拟, 得到如下结论:

(1) 在实验中, $Re < 300$ 时 Nu 随着 R 的增加而增加, 近似成线性趋势, 这是相对粗糙度引起的; $Re > 350$ 时 Nu 不随 R 数变化。

(2) 对于实验条件, 采用层流充分发展模型 FD 的 $N-S$ 方程数值模拟结果较好的符合实验数据, 而 SD 和 TD 条件和实验结果有较大偏离。

(3) 采用 FD 条件的数值模拟结果高于实验结果 7.2%, 因为粗糙度的作用使得实验中传热弱化。

(4) 不同入口段条件的数值模拟结果差异较大, 采用何种条件仍需要进一步研究。

参考文献:

- [1] HETSRONIG MOSYAK A ROGREBNYAK E et al Heat transfer in micro channels comparison of experiments with theory and numerical results J. International Journal of Heat and Mass Transfer 2005 48 (25-26): 5580-5601
- [2] TUCKERMAN D B PEASE R F W High-Performance heat sinking for VLSI J. IEEE Electron Dev Lett 1981, ELD-2 (5): 126-129
- [3] HARMS T M KAZMERZAK M J GERNER F M Developing convective heat transfer in deep rectangular micro channels J. Int J Heat Fluid Flow 1999 20: 149-157
- [4] CHOI S B BARRON R F WARRINGTON R Q Fluid flow and heat transfer in microtubes J. Microech Sensors Actuat Syst ASME DSC 1991 32: 123-134
- [5] RAVIGURURAJAN T S CUTA J MCDONALD C E et al Single-phase flow thermal performance characteristics of a parallel micro-channel heat exchanger // Proc of the ASME National Heat Transfer Division [C]. New York: ASME 1996 157-166
- [6] PENG X F PETERSON G P WANG B X Heat transfer characteristics of water flowing through microchannels J. Exp Heat Transfer 1994 7: 265-283
- [7] HETSRONIG GUREVICH M MOSYAK A et al Drag reduction and heat transfer of surfactants flowing in a capillary tube J. Int J Heat Mass Transfer 2004 47: 3797-3809
- [8] JUDY J MAYNES D WEBB B W Characterization of frictional pressure drop for fluid flows through microchannels J. Int J Heat Mass Transfer 2002 45: 3477-3489
- [9] QU W MUDAWAR J Experimental and numerical study of pressure drop and heat transfer in a single phase micro channel heat sink J. Int J Heat Mass Transfer 2002 45: 2549-2565
- [10] LEE P S GARMELLA S V LUD Investigation of heat transfer in rectangular microchannels J. Int J Heat Mass Transfer 2005 48: 1688-1704
- [11] 杨迎春, 陈永平, 施明恒, 等. 恒温温下梯形硅微通道热沉流动换热特性 [J]. 东南大学学报, 2008 38 (4): 647-650
- [12] DENIZ E URALCAN I Y Numerical investigation of flow and heat transfer in microchannels [R]. Proc of MNHT 2008-52222 2008
- [13] HSEH S S L N C Y Convective heat transfer in fluid microchannels with hydrophobic and hydrophilic surfaces J. International Journal of Heat and Mass Transfer 2009 52 (1-2): 260-270
- [14] ADAMS T M DOWLING M F ABDEL KHALIK S L et al Applicability of traditional turbulent single phase forced convection correlations to non-circular microchannels [J]. Int J Heat Mass Transfer 1999 42: 4411-4415
- [15] MISHAN Y MOSYAK A ROGREBNYAK E et al Effect of developing flow and thermal regime on momentum and heat transfer in micro-scale heat sink J. International Journal of Heat and Mass Transfer 2007 50 (15-16): 3100-3114
- [16] ROHSENOW W M HARTNETT J P GANGL EN Handbook of heat transfer applications [M]. New York: McGraw-Hill 1985
- [17] 云和明. 细通道单相流动和传热特性的研究 [D]. 济南: 山东大学, 2007.
- [18] SHAH R K LONDON A L Laminar flow forced convection in ducts J. Journal of Fluids Engineering 1980 102 (2): 256-257
- [19] 张春平. 粗糙度对微细通道内流动与换热特性影响的实验研究与理论分析 [D]. 北京: 中科院工程热物理研究所, 2007.
- [20] LI Z HE Y L TANG G H et al Experimental and numerical studies of liquid flow and heat transfer in microtubes J. International Journal of Heat and Mass Transfer 2007 50 (17-18): 3447-3460
- [21] WU H Y CHENG P An experimental study of convective heat transfer in silicon microchannels with different surface conditions [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer 2003 46 (14): 2547-2556
- [22] CROCE G AGARO P D NONNO C Three dimensional roughness effect on microchannel heat transfer and pressure drop J. Int J Heat Mass Transfer 2007 50: 5249-5259
- [23] MALA G H LI D Flow characteristics of water in microtubes [J]. Int J Heat Fluid Flow 1999 20: 142-148
- [24] QU W MALA G M LI D Heat transfer for water flow in tapered silicon microchannels J. International Journal of Heat and Mass Transfer 2000 43 (21): 3925-3936

(编辑 何静芳)

静态油气分离器数值模拟及试验研究 = Numerical Simulation and Experimental Study of a Static Oil-gas Separator [刊, 汉] / DONG Bin, LU Wenwen, YANG Zhengwei (CSIC No. 703 Research Institute Harbin, China, Post Code 150036), ZANG Jun (Wuxi Subsidiary CSIC No. 703 Research Institute Wuxi, China, Post Code 214151) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(3). — 297~300

Studied was a static oil-gas separator for use in a gas turbine lubrication system, which needs no outside driving power and features a compact structure as well as a high separation efficiency. Through a numerical simulation of the gas phase flow field inside the separator, the inner velocity field distribution at various inlet air speeds and passage numbers between the air inlet chamber and the separator body was obtained, specifying that the oil jet speed outgoing from the distributor should be controlled at below 40 m/s. Through the test, the number of the strainer layers and the speed at the strainer in the separator body were adjusted and their influence on the separation efficiency and drag force loss obtained. The flow velocity at the strainer should preferably range from 5 to 6 m/s. In the engineering design, both inertia separation and filtration capturing methods should be used jointly. The use of a multiple row filter consisting of strainers of several kinds can enhance the oil particle collection capacity and foster the design of a product with excellent overall performance. Key words: static oil and gas separator; velocity field; filter strainer; separation efficiency

煤热解动力学的单一反应模型和分布活化能模型比较 = A Comparison of a Single Reaction Model with a Distributed Activation Energy One Based on Coal Pyrolysis Kinetics [刊, 汉] / YANG Jingbiao (Guangdong Provincial Special Equipment Inspection and Testing Institute Guangzhou, China, Post Code 510655), ZHANG Yanwen (Beijing Shenhua Zhongji Energy Source and Environment Protection Technology Co. Ltd., Beijing, China, Post Code 100011), CAI Ningsheng (Education Ministry Key Laboratory on Thermal Science and Power Engineering, Department of Thermal Energy Engineering, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code 100084) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(3). — 301~305

By utilizing a program controlled temperature rise thermogravimetry technology, studied was the pyrolysis related weight loss process of Baorixile originated lignite and Baotou originated bituminous coal with the adaptability of a single reaction model and DAEM (distributed activation energy model) to their kinetic analysis being compared and analyzed. The single reaction model needs only a single weight loss curve to obtain the kinetic parameters. However, generally, the curve needs to be processed section by section and only the average value of the activation energy within a temperature range can be obtained. The Miura integration method can be used for the DAEM to directly obtain the activation energy distribution and the values of the frequency factor from at least three weight loss curves at different rates of temperature rise, requiring no prior assumption of the activation energy distribution of coal pyrolysis and the frequency factor assuming a fixed value. The results obtained by using the Miura method show that the activation energy produced from the pyrolysis of Baorixile originated lignite and Baotou originated bituminous coal will increase with an increase of the weight loss rate and will be distributed within a range from 250 to 400 kJ/mol. The frequency factor will first increase with a growth of the activation energy. When the activation energy is above 300 kJ/mol, the frequency factor will tend to level off. The DAEM model can be used to describe a whole process of a non-isothermal pyrolysis from a low temperature to a high one and enjoys a broad adaptability to the change of coal ranks and temperature growth rates. Key words: coal pyrolysis; kinetics; distributed activation energy model (DAEM)

等温热源微通道单相液体层流换热特性 = Heat Exchange Characteristics of the Single Phase Laminar Flow in Micro passages of an Isothermal Heat Source [刊, 汉] / MIAO Hui, HUANG Yong, WANG Fang (Key Laboratory on Aeroengine Aerodynamics and Thermodynamics, College of Energy Source and Power Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing, China, Post Code 100191) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(3). — 306~311

An experimental and numerical simulation were performed of the heat exchange characteristics of the laminar flow in an array of rectangular micro passages with a diameter of $D_h = 0.82$ mm under the action of an isothermal heat source. During the test running water at a normal temperature served as an isothermal heat source. The Reynolds number of fluid flow in the micro passages ranged from 100 to 900 and the temperature difference for the heat transfer was 50 K. A comparison of the data thus obtained with the results of the numerical solutions to the N-S equation of normal sizes heated by a uniform wall temperature shows that when Re number is less than 300 the Nu number will increase with an increase of the Re number. When the Re number is greater than 350 however, the Nu number obtained from the experiment will be approximately a constant. A comparison of the numerical simulation results at the inlet condition being fully developed with the test ones shows that the former is 7.2% higher than the latter. Key words: micro passage heat sink, liquid cooling, intensified heat exchange, single phase flow, laminar flow

质量不平衡对齿轮传动系统振动影响的数值分析 = Numerical Analysis of the Influence of Mass Non-equilibrium on Vibrations in a Gear Transmission System [刊, 汉] / ZHANG Kun, LI Ying-sheng (CSIC No. 703 Research Institute Harbin, China, Post Code 150036), ZHENG Bai-lin (College of Aeronautics, Astronautics and Mechanics, Tongji University, Shanghai, China, Post Code 200092) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(3). — 312 ~ 316

For a large sized high-speed gear rotor system, mass non-equilibrium may produce a periodic centrifugal inertia force and cause vibrations to the system, affecting its strength and service life. Based on MSC ADAMS, a bowed and twisted coupled vibration model for a gear system was established with two circumstances being taken into account, namely engagement type coupling and rotor dynamic type one. The gears were processed as a rigid body while the shaft was treated as a flexible one. By adopting a multiple flexible body kinetics analytic method, a numerical simulation was performed and the dynamic excitation forces of the gears and the whirling trajectory of the gear centers under the condition of rotor whirling caused by the normal engagement and mass non-equilibrium of the gears were obtained. On this basis, an analysis and comparison was made to provide an underlying basis for the kinetic analysis of the gear box. A finite element model for such a purpose was established in MSC Patran. By utilizing MSC Nastran, a transient kinetic analysis was performed of the gear box and the vibration characteristics of the box body under two eddy whirling operating conditions caused by the normal engagement and mass non-equilibrium of the gears were obtained respectively. Key words: bowed and twisted coupled vibration, gear shaft system, swirl, mass non-equilibrium, vibration

一种热气机用盘式旋流气体燃烧器的试验研究 = Experimental Study of the Disk Type Eddy Flow Gas Burner for a Hot Air Engine [刊, 汉] / SUN Hai-ying, LIU Zhi-hui, LIU Jing-biao (CSIC No. 711 Research Institute, Shanghai, China, Post Code 201203) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(3). — 317 ~ 320

To meet the requirement of a small sized hot air engine for combustion under a normal temperature and pressure condition, designed was a disk type eddy flow gas burner on the basis of a numerical simulation. Experimentally studied were the temperature distribution and flame morphology in the combustor under the following conditions: various hole opening modes, loads and excess air factors. The research results show that the gas holes are inner ones and the air assumes a rotation flow. Under the condition that the outer diameter of the burner is reduced to around 2/5 of its original, the gas and air will be mixed uniformly with the combustion being stable and flame transparent, away from the walls and not directly heating the head of the heater. The high temperature zones are distributed properly and meet the requirements of the hot air engine for combustion. Key words: gas burner, eddy flow, hot air engine, numerical simulation