歧管式微通道热沉中过冷流动沸腾的数值模拟

李蔚^{1*}, 骆洋¹, 张井志²

1. 浙江大学能源工程学院, 杭州 310027;

2. 山东大学能源与动力工程学院, 济南 250061

* 联系人, E-mail: weili96@zju.edu.cn

2019-06-30 收稿, 2019-08-09 修回, 2019-08-09 接受, 2019-10-23 网络版发表

浙江省自然科学基金(LY19E060004)资助

摘要 歧管式微通道(manifold microchannel, MMC)热沉散热技术是新兴的微尺度电子冷却技术, 具有较高的散热潜力和应用前景. 本文使用基于开源软件OpenFOAM编写的自编程求解器, 对MMC热沉内过冷流动沸腾的过程进行数值模拟研究. 与实验数据进行比对验证之后, 对微通道热沉的通道宽度和翅片宽度变化带来的影响进行了初步探讨. 结果表明, 当通道和翅片的宽度相同时, 尺寸越小, 热沉加热面的平均温度越低, 换热性能越好; 但是当宽度过小时(小于15 μm), 热沉进出口总压降将随着宽度变小而大幅增加. 当MMC热沉的通道总数保持不变时, 增大微通道宽度, 翅片宽度减小, 加热面平均温度逐渐上升, 进出口压降减小. 与经过实验测试的热沉样品A相比, 热沉C在牺牲少量换热性能的前提下, 可以大幅度降低热沉进出口的压力损失.

关键词 歧管式微通道热沉, 过冷流动沸腾, 数值模拟, OpenFOAM, 强化换热

微加工技术的持续发展使微电子机械系统、大规模集成电路和大功率发光二极管等电子器件面临着更高的散热要求. 高性能计算、大功率雷达等技术已经达到100 W/cm²数量级的热流密度, 超过1000 W/cm²的高功率集成设备也已经进入人们的视野^[1].

伴随着各式新型高热流密度电子器件散热技术的发展^[2,3], 微通道热沉散热技术运用于电子冷却早在二十世纪八九十年代就引起了研究人员的关注. 该技术具有体积小、重量轻、换热高等特点, 已经成为国内外学者关注的热点. 与常规尺度的通道热沉相比, 微通道热沉可以直接集成于芯片设备上, 这一重要特性可以大大提升电路安装的紧凑型. 1981年Tuckerman和Pease^[4]首次对50 μm 宽、302 μm 深的传统平行微通道(traditional microchannel, TMC)热沉进行实验测试, 利用水作为冷却介质使产生790 W/cm²热流的区域温升

低于71°C, 最高压降不超过214 kPa. 之后许多学者对TMC热沉进行了单相流散热的实验和数值研究^[5~7], 使该散热技术蓬勃发展.

通常, 增加微通道的深度、减小微通道的宽度和增加通道内的流速, 可以使热沉获得更好的换热性能. 然而受限于实际生产与泵功率, 这些改进方式对TMC热沉单相流动散热的提升有限. 因此, 模仿动物体内血液循环系统的歧管式微通道热沉应运而生. 自Harpole和Eninger^[8]提出对二维MMC热沉的数值模拟研究, 许多研究人员对该结构的单相流动散热进行了仿真设计. Copeland等人^[9]提出简化MMC热沉模块, 使用单元模型结合对称边界条件分析几何尺寸对微通道热阻及压降的影响. 他们使用壁面恒温的处理方式, 单独对流体区域进行了仿真模拟. 结果表明, 缩短流程虽然对热阻的影响微乎其微, 但是可以大大降低通道出入口压降.

引用格式: 李蔚, 骆洋, 张井志. 歧管式微通道热沉中过冷流动沸腾的数值模拟. 科学通报, 2020, 65: 1752–1759

Li W, Luo Y, Zhang J Z. Numerical simulation of subcooled flow boiling in a manifold microchannel heat sink (in Chinese). Chin Sci Bull, 2020, 65: 1752–1759, doi: 10.1360/TB-2019-0249

Everhart等人^[10]则直接对整块碳化硅材质的MMC热沉进行单相流数值模拟,结果也证实该结构具有优秀的换热性能。Ryu等人^[11]指出,在维持压降不变的条件下,MMC热沉相比TMC热沉散热能力可以提升约50%。

在MMC热沉中使用水作为冷却工质,循环冷却可以达到非常好的效果,而HFE-7100这类低沸点的制冷剂也引起了研究人员的兴趣。主要原因在于,与水相比,该类制冷剂具备优秀的电绝缘特性,因此在应用于芯片冷却时更具安全性。由于使用该类制冷剂容易在微通道中出现沸腾现象,因此该方面的实验研究和数值模拟研究都较为少见。2008年Baummer等人^[12]研究实现了将 300 W/cm^2 热源表面温升控制在 50°C 以下。近年,Drummond等人^[13,14]对多组不同尺寸结构的硅质MMC热沉进行实验测试后,实现了 1020 W/cm^2 热源温升低于 69°C 且压降不超过 120 kPa 的优秀散热效果。

基于文献调研,目前该类复杂结构的微通道内流动沸腾散热的研究尚处于起始阶段,且针对性的数值

模拟研究也基本处于空白阶段。本文针对该结构的微通道热沉进行热流固耦合计算,提出了一种可行的数值模拟方法,并探索微通道尺寸对MMC热沉流动沸腾散热效果的作用,为该类新型电子散热技术提供理论基础。

1 物理模型

本文选取Drummond等人^[14]的MMC热沉阵列流动沸腾实验进行数值模拟分析,具体结构尺寸如图1所示。图1(a)为芯片表面散热结构布置的俯视图。该测试芯片的尺寸为 $5\text{ mm}\times 5\text{ mm}$,芯片被等分成9个正方形区域,每个区域装配一个MMC热沉($1.5\text{ mm}\times 1.5\text{ mm}$)。MMC热沉的微通道结构直接刻蚀于测试芯片表面,随后与硅材料制作的分流器黏合,形成完整的流道结构。图1(b)为图1(a)中的一部分MMC热沉,表示MMC热沉有一个矩形的入口区,且该区域对应刻蚀有50条平行微通道的芯片表面。过冷液从入口区域进入MMC热沉,随后进

图1 (网络版彩色)MMC热沉示意图。(a) 芯片表面布置9个热沉;(b) 热沉制冷剂出入口(俯视图);(c) MMC热沉部分结构;(d) 单元模型($x:y:z=1:10:1$)

Figure 1 (Color online) Schematic drawing of the MMC heat sink. (a) The whole chip surface with 9 heat sinks; (b) inlets and outlets in the MMC heat sinks (top view); (c) part of the MMC heat sinks; (d) the unit cell model ($x:y:z=1:10:1$)

入50条微通道中,冲击芯片并向两侧分流,最后汇流于出口区域排出MMC热沉,如图1(c)所示.对MMC热沉进行整体的数值模拟将十分耗费计算资源,因此本文利用该结构的对称性,采用提取单元模型的方法对计算域进行有效简化.如图1(d)所示,单元模型主要由半块翅片和半个微通道组合而成.该长方体区域的4个侧面均为镜像对称面,其体积只占MMC热沉的1/200,将显著降低计算资源消耗.入流的过冷液到达翅片顶端时经过突缩后进入微通道内,随后冲击在通道底部并分为两路,沿着基底流动一段距离后与对向来流汇合,并向上经过突扩结构流出微通道.在液体经过微通道时,流动沸腾同时发生,因此出口处的流体应为气液混合物.更为详细的实物结构示意图可见于文献[14].

MMC热沉中过冷流动沸腾冷却的制冷剂为HFE-7100,主要原因在于该工质具有电绝缘性和低沸点(66°C)特性,而且该工质与固体材料接触时基本表现为亲水特性,有利于提升流动沸腾的换热性能.本研究假设工质的物性为常量,详细数据见表1^[15,16].为简化模拟过程,做出如下假设:(1)流体与固体均表现为常物性;(2)测试芯片底面加热为均匀热流;(3)装配引起的误差可忽略不计;(4)忽略重力;(5)不考虑接触热阻.

2 分析方法

2.1 控制方程

采用基于有限容积法的非稳态不可压缩流体流动沸腾OpenFOAM自定义求解器,对MMC热沉单元进行数值模拟.该求解器由作者自行编程,结合了Nabil和Rattner^[17]的流动沸腾算法与OpenFOAM的传热耦合标准求解器chtMultiRegionFoam.具体采用的控制方程组如下所述.

对于流体区域,VOF(volume of fluid)方程为

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha \mathbf{u}) + \nabla \cdot [(1-\alpha)\alpha \mathbf{u}_r] = \dot{\alpha}_{lv}, \quad (1)$$

其中 α 代表体积分数函数,在VOF方程中表示液相的体积分数.当 $\alpha=0$ 时,该网格节点为纯气相;当 $\alpha=1$ 时,为纯液相;而当 $0<\alpha<1$ 时,该网格节点为气液混合,为气液相界面.值得一提的是,通常认为实际物理现象中气液相界面不存在厚度,而按照VOF方程则会得到具有厚度的相界面区域.本文指定 $\alpha=0.5$ 为相界面的具体位置. $\mathbf{u}_r$ 为当地液相速度与气相速度之差,该附加压缩项可保证体积分数的守恒与有界,控制相界面的厚度. $\dot{\alpha}_{lv}$ 代表

表1 HFE-7100^[15]与硅的物性参数

Table 1 Thermophysical properties of HFE-7100^[15] and Silicon

	HFE-7100(@ 0.1 MPa, 339 K)		硅
	液体	气体	
$\rho(\text{kg/m}^3)$	1402	11.5	2300
$\mu(\text{kg/(m s)})$	0.0004	0.0000132	-
$c_p(\text{J/kg})$	1263	870 ^{a)}	700
$k(\text{W/(m K)})$	0.058	0.01 ^{a)}	150
$T_{\text{ref}}=T_{\text{sat}}(\text{K})$		339	-
$i_{lv}(\text{kJ/kg})$		111.6	-
$\sigma(\text{N/m})$	0.00943		-

a) HFE-7100气体的定压比热容和导热系数取自Kunkelmann^[16]的研究

相变引起的体积分源项.

连续性方程为

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = \dot{v}_{lv}. \quad (2)$$

由于假设流体为不可压缩的牛顿流体,其中 $\dot{v}_{lv}$ 代表相变引起的体积源项.

动量方程为

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \cdot \mathbf{u}) \\ = \mathbf{f}_\sigma - \nabla p + \nabla \cdot \{\mu[\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T]\}. \end{aligned} \quad (3)$$

与表面张力相比,重力较小,因此计算微通道流动时可以忽略重力加速度的影响^[18].动量方程中的表面张力采用Brackbill等人^[19]的连续表面力(continuum surface force, CSF)模型:

$$\mathbf{f}_\sigma = -\sigma \left(\nabla \cdot \frac{\nabla \alpha}{|\nabla \alpha|} \right) \nabla \alpha. \quad (4)$$

能量方程为

$$\frac{\partial(\rho i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} i) = \nabla \cdot (k \nabla T) - \dot{q}_{lv}. \quad (5)$$

通过能量方程计算温度场分布时,中间状态焓值采用质量平均计算:

$$i = \frac{(1-\alpha)\rho_v c_{p,v} + \alpha\rho_l c_{p,l}}{\rho} (T - T_{\text{ref}}). \quad (6)$$

上述方程组的密度、黏度和导热系数一般直接采用体积分数加权平均计算得到:

$$\rho = (1-\alpha)\rho_v + \alpha\rho_l, \quad (7)$$

$$\mu = (1-\mu)\mu_v + \alpha\mu_l, \quad (8)$$

$$k = (1 - \alpha)k_v + \alpha k_l, \quad (9)$$

为了解释MMC热沉中的流动沸腾现象,需要在上述流动传热方程组中加入恰当的相变模型. 基于VOF方程的常用相变模型有界面热阻模型(interfacial resistance model)^[20]、锐利界面模型(sharp interface phase change model)^[21]、相界面温度恢复模型(interfacial temperature recovery model)^[22]等. 但是上述相变模型应用于流动沸腾计算传质源项时,需要提前指定相界面的位置,即当对纯液体流域使用时,将不会产生气体. 因此,本研究采用的相变模型是Yang等人^[23]提出的经验速率模型(empirical rate parameter model). 该模型由Lee^[24]提出的模型演变而来,可以在温度高于饱和温度的纯液体中产生气体,产生沸腾现象. 能量方程中的源项可以表达为

$$\dot{q}_{lv} = \begin{cases} r_l \alpha \rho_l i_{lv} \frac{T - T_{sat}}{T_{sat}}, & \text{if } T \geq T_{sat}, \\ r_v (1 - \alpha) \rho_v i_{lv} \frac{T - T_{sat}}{T_{sat}}, & \text{if } T < T_{sat}, \end{cases} \quad (10)$$

其中,经验系数 r_l 和 r_v 的取值取决于具体算例的条件设置和网格精度. Da Riva等人^[25]曾指出,降低 r 的值将会增加界面温度与饱和温度的偏差,增大 r 则会导致模拟计算过程中的收敛性变差. 本文中模拟现象为过冷流动沸腾,因此在入口区域过冷段存在发生少量冷凝现象的可能性,设定 $r_l = r_v = 100/s$. 对比验证后发现计算结果与实验数据较为吻合.

在确定能量方程源项之后,VOF方程与连续性方程的源项都得以确定:

$$\dot{\alpha}_{lv} = \frac{\dot{q}_{lv}}{\rho_l i_{lv}}, \quad (11)$$

$$\dot{v}_{lv} = \frac{\dot{q}_{lv}}{i_{lv}} \left(\frac{1}{\rho_v} - \frac{1}{\rho_l} \right). \quad (12)$$

对于固体区域,

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (\alpha_s \nabla T). \quad (13)$$

由于MMC热沉的发热面集中在底面上,因此需要对硅质芯片的固体部分进行传热耦合计算以得到准确的计算结果. 如方程(12)所示,采用固体导热方程即可对固体区域的温度场进行求解.

2.2 方法验证与分析

为了验证作者自编程OpenFOAM求解器计算该类复杂结构内过冷流动沸腾的正确性,根据实验模型建

立了单元计算域,并将结果进行对比. 图2所示为MMC热沉单元模型的各尺寸参数标注. 该MMC热沉尺寸与文献[14]中一致,详细尺寸数据见表2.

如图2所示,59°C的制冷剂液体以垂直于入口截面的均匀分布流速流入:

$$u_z = \frac{G_{in}}{\rho_1}. \quad (14)$$

对于单元模型计算域的4个侧面($x=0$; $x=0.5l_{in}+l_{div}+0.5l_{out}+0.5l_{plate}$; $y=0$; $y=0.5w_c+0.5w_f$),使用对称边界条件. 而流体与固体的交界面,需要满足以下限制条件,使流体与固体的能量方程可以联合求解.

$$T_s = T_f, \quad (15)$$

$$k_f \frac{\partial T_f}{\partial n} = k_s \frac{\partial T_s}{\partial n}. \quad (16)$$

图2 (网络版彩色)MMC单元模型示意图(y方向放大至10倍)
Figure 2 (Color online) Schematic drawing of the MMC unit cell model (with 10 times magnification in the y direction)

表2 MMC热沉单元模型尺寸汇总

Table 2 Summary of MMC unit cell dimensions

参数	符号	数值(μm)
基底厚度	l_{sub}	150
微通道/翅片高度	l_c	150
微通道宽度	w_c	15
翅片宽度	w_f	15
分流器长度	l_{div}	350
入口宽度	l_{in}	400
出口宽度	l_{out}	400

图3所示为MMC热沉单元模型的网格无关性检验。由于单元模型为长方体结构,因此简单地使用结构网格划分,既能提升计算稳定性,又能节约计算资源。当微通道质量流率为 $1300 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$,底面热流密度为 $400 \text{ W}/\text{cm}^2$ 时,对4种不同精度的网格进行底面平均温度与进出口总压降的结果对比。结果显示,第三套网格划分方案与第四套相比,平均温度的相对误差与进出口总压降的相对误差均低于1%。因此,为了在计算精度与计算速度之间取得平衡,后续模拟计算均参照第三套网格的网格体积进行网格划分。

图4显示了当底面热流密度从 $50 \text{ W}/\text{cm}^2$ 增加到 $400 \text{ W}/\text{cm}^2$ 时,芯片加热面平均温度与实验结果的对比。可以观察到,在热流低于约 $100 \text{ W}/\text{cm}^2$ 时,几乎没有沸腾发生,因此曲线的斜率几乎保持不变,且模拟结果与实验数据吻合度较好。当热流在 $150 \sim 350 \text{ W}/\text{cm}^2$ 时,模拟数据与实验数据相比偏高。这是因为使用经验速率模型作为相变模型时,相界面温度无法维持在饱和温度^[26]。由于模拟得到的相界面温度始终略高于饱和温度,因此导致模拟计算时的传质始终较真实值偏低。当测试芯片底面热流在 $400 \text{ W}/\text{cm}^2$ 左右时,MMC热沉内部已经有大量区域出现烧干状态,因此模拟值与实验值接近。

对比实验数据可以发现,模拟计算得到的测试芯片加热面平均温度与实验值的最大相对误差不超过10%。对于进行了大幅度结构简化的非稳态两相流模拟,本文的模拟方法具备一定的研究与应用价值。

图5(a)所示为0.2 s时部分MMC热沉的温度分布。为了便于观察,该示意图为多个单元模型对称处理后

得到。与实验设置相同,过冷度为 7°C 的制冷剂HFE-7100从入口进入热沉,使入口附近的温度降低。热沉的高温区域出现在出口下方的基底上^[27],硅质基底的最高温度比入口温度高 45°C 左右。此外,固体区域的最大

图4 (网络版彩色)测试芯片底面平均温度与热流密度的关系
Figure 4 (Color online) Average base wall temperature of the test chip versus wall heat flux

图5 (网络版彩色)0.2 s时热沉温度分布与相分布. (a) MMC固体区域的温度分布; (b) 中心平面 $y=0$ 处的液体相分布及固体区域温度分布
Figure 5 (Color online) Temperature and phase fraction distributions of the heat sink at 0.2 s. (a) Temperature distribution across the solid region of MMC; (b) liquid volume fraction profile and solid temperature distribution at the centerplane ($y=0$)

图3 (网络版彩色)网格无关性检验
Figure 3 (Color online) Mesh independence test

温差约为18℃,这也说明了使用流固热耦合进行模拟的必要性。图5(b)显示了流体区域的相界面分布情况。此时剧烈的沸腾现象发生在热沉微通道内部,这是因为高热流使硅质微通道的温度远高于制冷剂的饱和温度。由于经验速率模型作为相变模型可以在流场温度高于饱和温度的任意位置发生传质现象,因此图中显示通道内的过热区域容易产生气体。事实上,实际流动沸腾的过程中气泡生成条件十分复杂,与流速、通道结构尺寸、热流、过冷度、溶解气体、接触角等因素有关。采用该相变模型可以基本预测气泡产生的位置,维持质量守恒和能量守恒。

2.3 微通道和翅片宽度变化对换热与压降的影响

由于实际应用中整体芯片的大小确定,因此微通道和翅片的宽度决定该芯片上可以刻蚀的微通道总数量。又因实际芯片的厚度一定,因此假设微通道的高度不变。微通道和翅片的宽度越小,微通道总数量越多,热沉的换热表面积越大。研究微通道和翅片的宽度变化对换热与压降的影响具有一定意义,但是在芯片上加工不同尺寸的微通道并装配实验测试模块需要花费大量时间。因此本节使用数值模拟的方法,对微通道和翅片宽度变化带来的影响进行初步分析与讨论。

设置6组不同宽度组合的MMC单元模型,并保持入口流速、底面热流、入口过冷度等工况与上节的验证算例相同,以初步探索MMC热沉在过冷流动沸腾时的换热性能和压降变化。具体算例设置如表3所示,其中 N_c 表示每块MMC热沉(芯片上一共有9块)上的微通道数量。

图6所示为不同微通道宽度和翅片宽度组合下加热面平均温度的对比。对比热沉A、D、E、F和G可以发现,当 $w_f/w_c=1$ 时,微通道的尺寸越小,芯片上刻蚀的微通道总数越多,加热面平均温度越低,换热效果越好。然而从压降曲线可以看出,微通道的制造尺寸越小,其压力损失越大。当微通道尺寸小于15 μm时,压降变化的幅度较大,这与单相流动的规律基本相符。热沉D的通道宽度与翅片宽度均为5 μm,尽管小尺寸带来了优秀的换热性能,但是其进出口压力损失却大幅增加。热沉G的压力损失是最小的,但是加热面平均温度已经超过了芯片实际测试的极限温度(120℃),说明该尺寸的微通道热沉在该运行工况下不满足实际散热要求,有毁灭散热芯片的风险。

对比热沉A、B和C可以观察到,当热沉上的微通道

表3 MMC热沉样品汇总

Table 3 Summary of MMC heat sink samples

编号	$w_c(\mu\text{m})$	$w_f(\mu\text{m})$	$l_c(\mu\text{m})$	N_c	$G_{ch}(\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}))$	Re_{in}
A	15	15	150	50	1300	64
B	5	25	150	50	3900	64
C	25	5	150	50	780	64
D	5	5	150	150	1300	23
E	7.5	7.5	150	100	1300	34
F	25	25	150	30	1300	98
G	50	50	150	15	1300	163

图6 (网络版彩色)MMC热沉宽度对芯片平均温度与总压降的影响
Figure 6 (Color online) Effect of MMC heat sink width on average chip temperature and total pressure drop

总数保持不变时($w_f+w_c=\text{常数}$),增大微通道的宽度,同时减小翅片的宽度能够减小压降损失,但也会使换热性能下降。对比热沉B和E可以发现,它们的加热面平均温度非常接近,但是热沉E的总压降却为热沉B的1.5倍以上。热沉C与F的微通道宽度相等,加热面平均温度相近,但是热沉C的压降(5.76 kPa)大约是F的一半(10.78 kPa)。

3 结论

本文基于歧管式微通道热沉,结合过冷流动沸腾的冷却方式,对小尺寸的电子芯片散热过程进行模拟仿真。在验证自编求解器可行性的前提下,对微通道宽度和翅片宽度变化带来的影响进行讨论和分析。主要结论如下所述:

(1) 当微通道高度不变,翅片宽度与通道宽度相同时($w_f/w_c=1$),减小微通道尺寸可以提升热沉的散热性能,但是也会导致压力损失增大。

(2) 在额定的运行工况下, 保持微通道的高度和微通道总数不变(即 $w_c + w_f = \text{常数}$), 此时 w_f/w_c 减小, 热沉的换热性能略微变差, 压力损失大大降低。因此将MMC热沉微通道加宽可以在维持换热性能的前提下, 显著

减小压力损失。

(3) 与经实验测试的热沉A相比, 热沉C在保证平均温度上升不大, 且满足实际应用的前提下(温度低于120°C), 大幅降低了总压降。

参考文献

- Bar-Cohen A, Maurer J J, Felbinger J G. Darpas' intra/interchip enhanced cooling (ICECool) program. In: CS MANTECH Conference. New Orleans: CS MANTECH, 2013. 171–174
- Chu W X, Li X H, Ma T, et al. Heat transfer and pressure drop performance of printed circuit heat exchanger with different fin structures (in Chinese). *Chin Sci Bull*, 2017, 62: 1778–1794 [褚雯霄, 李雄辉, 马挺, 等. 不同肋片结构的印刷电路板换热器传热与阻力特性. 科学通报, 2017, 62, 1778–1794]
- Wang B, Xuan Y M, Li Q. Heat generation and transfer mechanism in micro/nano-scale high-power electronic devices (in Chinese). *Chin Sci Bull (Chin Ver)*, 2012, 57: 3195–3204 [王博, 宣益民, 李强. 微/纳尺度高功率电子器件产热与传热特性. 科学通报, 2012, 57: 3195–3204]
- Tuckerman D B, Pease R F W. High-performance heat sinking for VLSI. *IEEE Electron Device Lett*, 1981, 2: 126–129
- Mohammed Adham A, Mohd-Ghazali N, Ahmad R. Thermal and hydrodynamic analysis of microchannel heat sinks: A review. *Renew Sustain Energy Rev*, 2013, 21: 614–622
- Bahaidarah H M S, Baloch A A B, Gandhidasan P. Uniform cooling of photovoltaic panels: A review. *Renew Sustain Energy Rev*, 2016, 57: 1520–1544
- Guo Z, Fletcher D F, Haynes B S. A review of computational modelling of flow boiling in microchannels. *J Comput Multiphase Flows*, 2014, 6: 79–110
- Harpole G M, Eninger J E. Micro-channel heat exchanger optimization. In: 1991 Proceedings, Seventh IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium. Phoenix: IEEE, 1991. 12–14
- Copeland D, Behnia M, Nakayama W. Manifold microchannel heat sinks: Isothermal analysis. *IEEE T Compon Pack A*, 1997, 20: 96–102
- Everhart L, Jankowski N, Geil B, et al. Manifold microchannel cooler for direct backside liquid cooling of sic power devices. In: Proceedings of 5th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels. Arlington: American Society of Mechanical Engineers, 2007. 285–292
- Ryu J H, Choi D H, Kim S J. Three-dimensional numerical optimization of a manifold microchannel heat sink. *Int J Heat Mass Transfer*, 2003, 46: 1553–1562
- Baummer T, Cetegen E, Ohadi M, et al. Force-fed evaporation and condensation utilizing advanced micro-structured surfaces and micro-channels. *Micro Electron J*, 2008, 39: 975–980
- Back D, Drummond K P, Sinanis M D, et al. Design, fabrication, and characterization of a compact hierarchical manifold microchannel heat sink array for two-phase cooling. *IEEE T Compon Pack*, 2019, 9: 1291–1300
- Drummond K P, Back D, Sinanis M D, et al. A hierarchical manifold microchannel heat sink array for high-heat-flux two-phase cooling of electronics. *Int J Heat Mass Transfer*, 2018, 117: 319–330
- Rausch M H, Kretschmer L, Will S, et al. Density, surface tension, and kinematic viscosity of hydrofluoroethers HFE-7000, HFE-7100, HFE-7200, HFE-7300, and HFE-7500. *J Chem & Eng Data*, 2015, 60: 3759–3765
- Kunkelmann C. Numerical modeling and investigation of boiling phenomena. Doctor Dissertation. Darmstadt: Technische Universität, 2011
- Nabil M, Rattner A S. InterThermalPhaseChangeFoam—a framework for two-phase flow simulations with thermally driven phase change. *SoftwareX*, 2016, 5: 216–226
- Kandlikar S, Garimella S, Li D Q, et al. Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels. 2nd ed. Elsevier, 2006
- Brackbill J U, Kothe D B, Zemach C. A continuum method for modeling surface tension. *J Comput Phys*, 1992, 100: 335–354
- Hardt S, Wondra F. Evaporation model for interfacial flows based on a continuum-field representation of the source terms. *J Comput Phys*, 2008, 227: 5871–5895
- Sato Y, Ničeno B. A sharp-interface phase change model for a mass-conservative interface tracking method. *J Comput Phys*, 2013, 249: 127–161
- Rattner A S, Garimella S. Simple mechanistically consistent formulation for volume-of-fluid based computations of condensing flows. *J Heat Transf*, 2014, 136: V08AT09A033
- Yang Z, Peng X F, Ye P. Numerical and experimental investigation of two phase flow during boiling in a coiled tube. *Int J Heat Mass Transfer*, 2008, 51: 1003–1016
- Lee W H. A pressure iteration scheme for two-phase flow modelling. In: Veziroglu T N, ed. Multiphase Transport Fundamentals, Reactor Safety, Applications. Hemisphere, Washington, DC, 1980. 407–431
- Da Riva E, Del Col D, Garimella S V, et al. The importance of turbulence during condensation in a horizontal circular minichannel. *Int J Heat Mass Transfer*, 2012, 55: 3470–3481
- Lee H, Agonafer D D, Won Y, et al. Thermal modeling of extreme heat flux microchannel coolers for GaN-on-SiC semiconductor devices. *J Electron Packag*, 2016, 138: 010907
- Xia G D, Liu Q, Wang M, et al. Three-dimensional numerical optimization of the manifold microchannel heat sink (in Chinese). *J Eng Thermo*, 2014, 27: 145–147 [夏国栋, 刘青, 王敏, 等. 歧管式微通道冷却热沉的三维数值优化. 工程热物理学报, 2006, 27: 145–147]

Summary for “歧管式微通道热沉中过冷流动沸腾的数值模拟”

Numerical simulation of subcooled flow boiling in a manifold microchannel heat sink

Wei Li^{1*}, Yang Luo¹ & Jingzhi Zhang²

¹ Department of Energy Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China;

² School of Energy and Power Engineering, Shandong University, Ji'nan 250061, China

* Corresponding author, E-mail: weili96@zju.edu.cn

Recently, various miniaturized electronic systems and the rapid increase in power density of microelectronic devices have created additional requirements for micro-scale heat dissipation technology. To dissipate heat in a micro-scale region efficiently, several creative cooling methods for high heat flux dissipation have been designed on the order of 1000 W/cm^2 . Due to its high surface-to-volume ratio, the microchannel heat sink has become the most popular one among emerging technologies and an effective tool for high heat flux thermal management. Nevertheless, in common electronic microchannel cooling systems, the traditional parallel microchannel causes a dramatic pressure loss along channel length. In this regard, the manifold microchannel heat sink cooling technology becomes promising with its high heat dissipation potential and moderate pressure drop penalty. The shortened effective flow length compared with the traditional microchannel provides a smaller pressure drop and delays the onset of the critical-heat-flux point. However, while a number of numerical and experimental studies have been conducted for the single-phase flow in the manifold microchannel, two-phase flow boiling in this kind of channel is not widely employed because of its issues with flow pattern prediction.

This work develops a new solver based on open source software OpenFOAM to perform the transient process of subcooled flow boiling in the manifold microchannel heat sink. Additionally, heat transfer in the silicon substrate is considered to improve the accuracy of simulation. Similar to single-phase flow simulation for the manifold microchannel, a unit cell model extracted from the whole cooling plate is employed for the two-phase boiling flow to avoid huge computational costs. Through several reasonable assumptions, the symmetry boundary condition is applied on four lateral surfaces in the unit cell, while uniform heat flux is adopted on the bottom wall. A uniform inlet velocity boundary estimated from the total volume flow rate condition is coupled with a fixed temperature value of 7°C lower than saturation temperature. After the mesh independence test, the self-programming solver and numerical methods are validated by comparing numerical results with experimental data. It is determined that the boiling curve obtained by the empirical rate phase-change model with parameters $r_l=r_v=100$ agrees well with experimental results.

Furthermore, heat transfer and pressure drop performance differences are caused by microchannel width w_c and fin width w_f . In comparison to sample A ($w_c=w_f=15 \mu\text{m}$), decreasing w_c and w_f simultaneously leads to lower average wall temperature of the heated surface; the channel pressure drop between inlet and outlet surfaces rises dramatically when the widths decrease. When the total number of microchannels in the manifold microchannel cooling plate remains unchanged, increasing w_c results in a decreased w_f . Based on experimental results, heat sink sample C shows that the pressure loss can be considerably reduced under the premise of sacrificing a small degree of heat transfer performance, which can be attributed to the increased microchannel hydraulic diameter. The manifold microchannel heat sink with $w_c>w_f$ is recommended for practical application due to lower pressure loss and average temperature variation.

manifold microchannel heat sink, subcooled flow boiling, numerical simulation, OpenFOAM, heat transfer enhancement

doi: [10.1360/TB-2019-0249](https://doi.org/10.1360/TB-2019-0249)