

第1章 绪论

1.1 研究背景

作为最广泛的能量形式，热几乎存在于所有的能量转换过程，在热传递过程中，为了维持材料或设备的性能，需要进行温度控制^[1]。因此，伴随着能量转换过程，热管理是广泛存在于生产生活领域。特别是近年来，随着人类对舒适性、便捷性和快速化的追求，催生了众多高精尖技术，如电动汽车、高超声速飞行器、超级高铁、高能激光器、核聚变等，如图 1.1 所示。这些极端条件下工作的设备具有很高的功率和热流密度，对散热技术提出了前所未有的需求和挑战，热障问题甚至已成为制约技术发展的关键瓶颈。

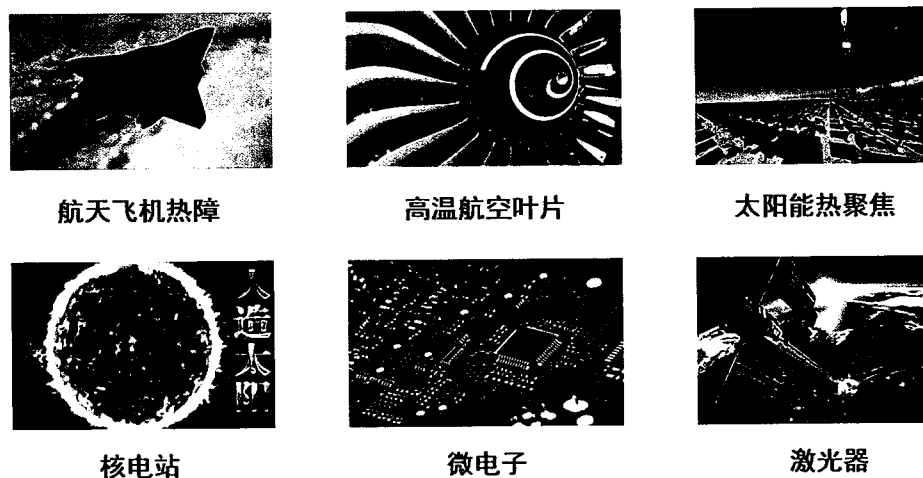


图 1.1 几种极端散热前沿领域

Figure1.1 Several typical field of extreme heat dissipation

一般来说，材料性能与温度之间存在依赖性，温度会影响材料的热物理性质、力学性质和电学性质。图 1.2 (a) 为不同温度下镍基高温合金的强度随温度的变化^[2]。随着温度升高，材料的屈服强度、弹性模量和正切模量逐渐降低，影响结构材料的寿命和安全性。图 1.2 (b) 为石墨/十六烷悬浮液的电导率随着温度变化^[3]。在十六烷相变点附近，会出现电导率突变，约有 100 倍的变化。图 1.2 (c) 为四种陶瓷材料的密度随温度的变化^[4]。随着温度升高，密度逐渐增加。图 1.2 (d) 为水的热导率随温度的变化^[5]。在 0 °C 点处，水从液态凝固为固态热导率增加了 3.7 倍。因此，维持合适的温度范围对于发挥材料性能至关重要。

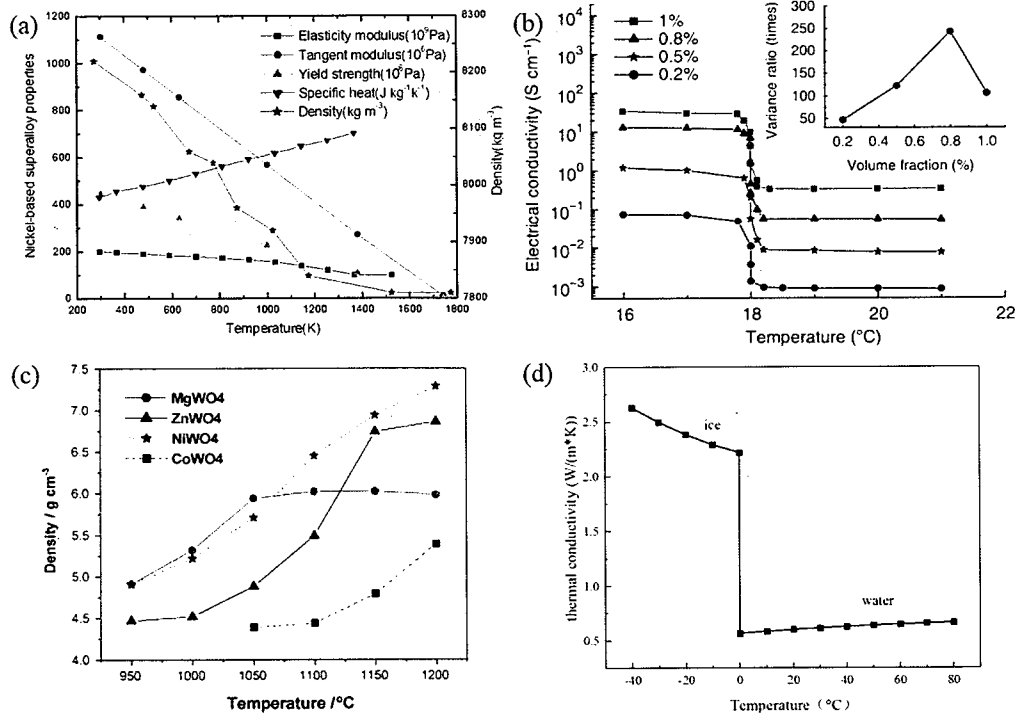


图 1.2 材料性能与温度之间的关系

(a) 镍基高温合金强度随温度的变化^[2]; (b) 石墨/十六烷悬浮液的电导率随着温度变化^[3]; (c) 四种陶瓷材料的密度随温度变化^[4]; (d) 水的热导率随温度的变化^[5]

Figure 1.2 Relationship between material properties and temperature

(a) The strength variation of Ni based superalloy at different temperatures; (b) The conductivity variation of graphite / hexadecane suspensions with temperature; (c) The density variation of four ceramic materials varies with temperature; (d) The thermal conductivity variation of water with temperature

1.1.1 高端芯片

半导体微纳加工技术的突破推动着电子芯片向集成化和轻量化方向发展, 一个指甲盖大小的 5 nm 芯片具有高达 300 亿个晶体管, 芯片的高度集成化导致其面临严峻的热障挑战。过高的温度将导致芯片性能衰退、寿命衰减、失效、甚至引发安全事故。对于常规纳米微电子芯片, 表面温度必须低于 373.15 K^[6]。2012 年, 国际半导体技术路线图 (ITRS) 指出, 到 2020 年, 集成电路的功率密度将增加到 $1 MW/m^2$ ^[7, 8], 下一代高端芯片会产生约 $5 MW/m^2$ 的热量, 并且在热点处会有超过 $10 MW/m^2$ 的热通量^[9, 10]。2016 年和 2020 年《自然》杂志两篇专题报道相继指出, “热障”问题已经成为阻碍高性能芯片发展的重要挑战之一, 若要充分发挥先进制程芯片的运算能力, 亟需高效散热技术以降低芯片温度^[11, 12]。

在一般情况下, 微处理器, 如互补金属氧化物半导体 CMOS, 其功耗正比于逻辑元件的电容、工作电压摆幅的平方和工作频率:

$$P \approx NCV^2f \quad (1.1)$$

式中：\$P\$ 为 CMOS 功耗；\$N\$ 为每个芯片的器件数量；\$C\$ 为逻辑器件的电容；\$V\$ 为工作电压，\$f\$ 为工作频率^[13]。虽然逻辑元件的电容随着特征尺寸下降而下降，工作电压也显著降低，但是，每块芯片上元件数量的增加以及工作频率的上升使得下一代微处理器功耗非常高。从结构和工艺改进获得的功率降低，与芯片尺寸、电压和频率缩放比例并不对称，并不足以负担功率消耗的上升。

电路的可靠性与结温呈系数关系，热失效包括热失控、结失效、金属化层失效、腐蚀、电阻漂移、电迁移扩散等。电子元件的故障率可由 Arrhenius 方程估计：

$$f = Ae^{-e/kT} \quad (1.2)$$

式中：\$f\$ 为失效率；\$A\$ 为 Arrhenius 常数；\$e\$ 为活化能 (eV)；\$k\$ 为玻尔兹曼常数 (\$8.63 \times 10^{-5}\$ eV/K)；\$T\$ 为界面温度 (K)。活化能因失效机理不同而不同，0.65 eV 的活化能通常用来作为一个经验法则，即温度每增加 10 °C，故障率增加 1 倍。如果温升足够大，受热的有源和无源器件甚至可能完全失效。因此，尽量减少温度的升高对于电子封装来说至关重要。

1.1.2 功率半导体

功率半导体是电力设备的交直流转换和电路控制的核心电子器件，在交通电气化和可再生能源利用等领域发挥着重要的作用。就电动汽车而言，功率半导体器件是仅次于电池的第二大核心部件。当前，碳化硅和氮化镓是第三代功率器件制备的主流材料，与传统硅基材料相比，这些材料能够制造出更小的芯片，从而支持将大尺寸功率转换器集成化到单个芯片上。而功率半导体的体积不断减小，功率不断增加，直接导致单位面积上的产热量急剧变大^[14]。

IGBT 等功率半导体的一个工作周期包括开启、导通与关闭三个过程，其产热主要来自于两个方面：导通损耗与开关损耗。导通损耗主要与饱和压降、电流和导通占空比有关，如公式 (1.3) 所示。其中饱和压降不仅与电流 \$I_c\$ 有关，还与结温 \$T_j\$ 有关。开关损耗主要与母线电压、电流、开关频率、结温、门级电流和回路电感有关^[15]。

$$P_{\text{cond}} = V_{\text{cc}}(I_c, T_j) * I_c(t) * D(t) \quad (1.3)$$

导通损耗和开关损耗会引起器件温度升高，进而降低 PN 结的性能。对于商用设备，一般取许可结温为 130 °C-150 °C，军用设备为 120 °C-135 °C^[16]。若不能有效的将热量散失，功率半导体将面临由于结温过高从而失效的风险。因此，要充分发挥第三代功率的潜力，就需要对高热流密度应用进行可持续冷却。

1.1.3 光电器件

半导体光电器件是指把光和电这两种物理量联系起来,使光和电互相转化的半导体器件。光电器件的种类很多,但其工作原理都是建立在光电效应这一物理基础上的,光电器件的种类主要有:激光器、LED 灯、太阳能电池、光敏二极管等。

以 1962 年美国首先研制成 GaAs 同质结半导体激光器为开端,半导体激光器阈值电流不断降低,直接促进了其在军事,医疗,通讯,航空航天等领域的应用。激光通过光束聚焦,可以实现极高功率密度,用于激光点火、激光焊接、激光烧蚀等高热流场景^[17]。但是,半导体激光器正常工作时,其发光效率一般低于 50%,其余能量转换为废热。这些废热会导致激光器输出波长发生变化,同时由温度诱发的应力分布会改变晶体的折射率和膨胀率,从而降低光束输出质量。2018 年,美国阿贡实验室指出半导体激光器的热流密度已达到 1 kW/cm^2 。因此,如何高效地将废热从激光器内部导出成为激光器稳定运行的重要因素^[18]。

LED 以高发光效率成为主流照明产品,但是其发光效率仅仅约为 25%,其余能量转化为热能。当电流流过 PN 结时,电子和空穴复合过程中无法全部产生光子,一部分只产生了热量,导致 PN 结温度升高。LED 结温升高会使波长发生漂移,发光效率降低^[19]。LED 的光强输出功率与温度成反比,当温度为 135°C 时的相对光功率仅为温度为 -15°C 时的相对光功率的 70%。LED 的寿命也与温度呈反比,结温为 125°C 的寿命仅为结温为 25°C 时寿命的 4.3%^[20]。

1.1.4 其他发热器件

在加速器装置中,靶的几何尺寸很小,粒子束与靶相互作用会产生非常高的热流密度,平均热通量约为 1 kW/cm^2 ,在热点处可能达到更高的数量级。这些靶材的设计需要高效散热技术,以保持靶材的完整性^[21,22]。此外,随着高超声速飞行器速度增加,马赫数增大,飞行器表面会遭遇严重的气动加热,出现热障问题^[23]。对于航空叶片,在提高涡轮进口温度和减少冷气流量的条件下,涡轮叶片将承受更高的温度和更大的应力^[24]。太阳能聚焦光伏技术是通过太阳光聚焦技术,提高光伏板上的光照强度,但是只有约 20%的太阳光转化为电能,大部分热量以显热方式使光伏板温度升高^[25]。

1.2 高热流密度散热技术发展现状

热量从发热部件散失到空气中需要经过取热段、传热段和散热段三部分。取热段通常包括固体材料和热界面材料,热量通过热传导方式进行传递;传热段是通过较低温度的流体或固体将热量带走;散热段是通过空气对流将热量散热到环境中。一般来说,传热段热阻在总热阻中占有较大部分,为了降低传热段的热阻,

需要采用强化传热手段。总体来说，传热手段包括单相冷却、两相冷却和固态冷却。单相冷却是传热过程中不发生相变，包括微通道冷却、单相射流冷却等；两相冷却是通过物态变化吸收大量的热量，如热管冷却、喷雾冷却、微槽群冷却等；固体冷却是利用热电效应产生低温表面，产生导热的驱动温差，如半导体制冷、半导体热离子制冷等。表 1 展示了各种传热方式的散热能力。两相冷却与单相微通道冷却均能够应对 1 kW/cm^2 热流密度，散热能力相当；但是单相微通道冷却不会发生液体干涸造成器件损坏的风险，并且控温精度更高，工作更加稳定，方便调节。目前，单相微通道冷却已应用在电动汽车、激光器、LED 灯等产品。

表 1.1 常见冷却方式的散热能力

Table 1.1 Heat dissipation capacity of common cooling methods

类型	散热能力 (W/cm^2)
单相冷却	50-100
微通道液冷	1000
浸润式池沸腾	20
过冷流动沸腾	500
压力喷雾冷却	1000
射流冲击	500
半导体制冷	1
热管	25-100

微通道热沉具有比表面积大、水力尺寸小的特点，可以获得较大的对流换热系数，是应对高热流密度散热的有效方式。在 Tuckerman 和 Pease 的开创性工作中^[26]，首次提出了微通道冷却，并实现了 790 W/cm^2 的散热，最高温升高于进水温度 $71 \text{ }^\circ\text{C}$ 。Koo 等人^[27]从理论上研究了通过集成微通道网络实现的 3D 电路冷却，模拟结果表明，在电路最高温度为 $85 \text{ }^\circ\text{C}$ 的条件下，冷却性能可达到 135 W/cm^2 。Missaggia 等人^[28]设计了硅基微通道散热器，用于移去高功率密度二维 GaInAsP/InP 二极管激光阵列的热量，激光阵列尺寸为 $1 \times 4 \text{ mm}^2$ ，热流密度达到 500 W/cm^2 。激光器阵列导热热阻为 $0.040 \text{ }^\circ\text{C}\cdot\text{cm}^2/\text{W}$ ，热沉热阻介于 0.0355 和 $0.0430 \text{ }^\circ\text{C}\cdot\text{cm}^2/\text{W}$ 之间。

在单相对流传热，不仅有离壁面较远处流体的对流作用，同时还有紧贴壁面边界层内流体的导热作用，因此，热对流实际上是一种由对流和导热共同作用的复合换热形式。在热边界层内部，热量传递基本依靠流体的导热作用，低热导率流体具有更厚的热边界层。目前，微通道冷却技术研究大都采用水或有机工质为

冷却介质，此类冷却介质性能稳定，廉价易得，具有较好的热物理性质，表 2 为水和有机工质的热物性。但是，水或有机工质等冷却剂的热导率较低，导致较厚的温度边界层，不利于传热。为了强化传热，主要从两个角度考虑，第一，优化流道结构，打破温度边界层和流动边界层；第二，提高流体的热导率。

表 1.2 几种冷却介质热物性^[29, 30, 31]

Table 1.2 Thermophysical properties of several cooling media

种类	沸点 (°C)	熔点 (°C)	热导率 (W/(m·K))	比热 (kJ/(kg·K))	粘度 (mPa·s)	密度 (kg/m ³)
水	100	0	0.613	4.2	0.89	1000
乙二醇	198	-11	0.26	2.8	19.8	1109
水 ₅₀ /乙二醇 ₅₀	107	-38	0.37	3.3	3.8	1087
芳香烃 DEB	78	<-80	0.14	1.7	1.0	860
脂肪烃 PAO	346	<-50	0.14	2.2	9.0	770
FC-72	56	-90	0.054	1.1	0.6	1680

1.2.1 打破边界层

一方面，研究人员从优化热沉结构出发，以强化对流传热效果。影响微通道冷却的因素包括流道形状(直通微通道、波纹翅片微通道、针翅片微通道、斜翅片微通道、双层微通道等)、表面粗糙度、形状因子、结构材料种类等^[32]。Evan G 等人^[33]使用单相硅微通道来冷却高功率微处理器，通过使用多个换热区域和交错肋，将总热阻降低为 10.5 °C/(mm²·W)，流体压降为 35 kPa，还演示了在 300 W/cm² 芯片模块中封装微通道热沉。Chai 等人^[34]通过在微通道中引入交错矩形几何结构来改善流体混合，设计了矩形、等腰三角形、后三角形、前三角形和半圆五种不同形状的偏置肋，以阻断微通道内边界层的发展。仿真结果表明，在雷诺数小于 350 的情况下，安装前三角肋的微通道热沉具有最高的热性能，在雷诺数大于 400 时，半圆形偏置肋的热沉热性能最高。Li 等人^[35]引入垂直 Y 形分叉板来改善直微通道热沉的性能。Y 形分叉板有四种不同的结构，具有不同的 Y 角。研究发现，当流速为 1.4 m/s 时，该种结构约为直微通道结构热阻的 3/5，最优 Y 角度为 90°。Xia 等人^[36]对锯齿形微通道内流动传热进行数值模拟分析，发现这种微通道内流体流动与传热的机理主要归因于边界层的重新发展、射流与节流效应、凹腔的滑移以及扇形凹腔所提供的较大传热表面积。

2020 年，瑞士研究团队^[11]提出了微流控冷却与电子芯片的协同设计，通过在同一个半导体衬底上设计微流体和电子器件，制造出一个整体集成的歧管微通

道冷却结构, 针对 1.7 kW/cm^2 芯片热通量, 仅消耗 0.57 W/cm^2 泵功, 平均努塞尔数达到 16。除了热沉结构强化传热, 研究者还利用机械振动^[37], 脉动流动^[38]、施加电磁场^[39]等手段打破温度边界层和流动边界层。

表 1.3 部分微通道热沉优化研究工作

Table 1.3 Part of microchannel heat sink optimization research work

文献	研究方法	微通道形状	热流密度($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$)	冷却剂
[33]	实验	交错肋	275	水
[35]	模拟	锯齿形通道	200	水
[40]	实验	直通道	770	水
[41]	实验	歧管微通道	300	水
[42]	模拟	直通道	2150	水
[43]	模拟	微针翅	170	水
[44]	模拟	波浪形通道	100	水
[45]	模拟	Y 形分叉通道	300	水
[46]	模拟	圆肋三角形通道	100	水

但是, 为了获得良好的传热性能, 微通道设计需要复杂的光刻和深硅反应离子刻蚀技术, 这就要求高的制造技术来匹配这一目标。此外, 复杂的设计也会增加成本。在微通道内流动传热时, 由于直径小、截面形状小、表面粗糙度高, 高压降是一个迫切需要解决的问题。Xia 等人^[47]设计了一种散热能力为 48 W 的微通道热沉, 散热面积为 0.81 cm^2 , 通道宽度约为 $150 \mu\text{m}$, 通道高度为 $300 \mu\text{m}$, 结果表明, 要使热沉的温度保持在 45°C 需要 60 kPa 的压力损失。因此, 高压损失、复杂制造工艺和可靠性问题是目前微通道传热的所面临的主要问题。

1.2.2 纳米流体

另一方面, 研究人员从改良流体热物性的角度出发提高对流传热效果。对流传热系数与流体热导率成正比, 提高冷却液的热导率可增强换热能力。1995 年, Choi 等人^[48]首次提出了纳米流体的概念。纳米流体是把高热导率的金属或非金属纳米粉体分散到水、醇、油等传统换热介质中, 制备出均匀、稳定、高导热的新型换热介质。近十年来, 科研人员对纳米流体进行了大量的理论和实验研究, 主要集中在新型纳米流体的制备、导热、对流、相变换热等性能测试^[49], 不断探索纳米流体强化传热机理, 推动纳米流体强化传热技术在工业中的应用。表 4 列出了纳米流体散热的典型研究工作。Wan 等人^[50]对铜-水纳米流体进行了测试,

发现纳米铜粉的质量分数为 1% 时, 壁面过热度降低了 12.8%, 传热系数增加了 19.5%。Prajapati 等人^[51]研究了质量分数在 0.0001% 到 0.1% 之间的 ZnO 纳米流体的传热性能, 结果表明, 纳米流体的平均沸腾传热系数可达 $4.25 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 是纯水的近两倍。但是, 纳米流体的热导率相对于基液热导率仅有 30% 左右的提升, 换热能力提升有限, 同时带来了流动阻力急剧增加、颗粒团聚沉降、污垢堆积、堵塞通道、电化学腐蚀等问题。

表 1.4 纳米流体散热的工作

Table 1.4 Research on nanofluids heat dissipation

文献	研究方法	微通道形状	冷却剂	传热增强
[50]	模拟	扁管	1%-7%mass-CuO-水	38%
[51]	实验	环形管	0.5%-2%mass-ZnO-水	33%
[52]	实验	多孔直通道	2%mass- $\gamma\text{Al}_2\text{O}_3$ -水	18%
[53]	实验	圆管	3%mass-SiC-水	100%
[54]	实验	直通道	0.25%vol Al_2O_3 -水	17.8%

从以上分析可以看出, 由于水的导热系数太小, 需要使用微尺度流道才能实现较大的对流换热能力; 通过在水中添加纳米流体也能提高对流换热能力, 但是提高幅度较小。换句话说, 若冷却介质本身具有很高的热导率, 在宏观尺度下就有可能实现较强的对流换热能力, 不需要使用微通道, 也不需要添加高导热颗粒。因此, 寻找高效传热介质是提高对流换热能力的重要手段。

1.3 室温液态金属散热技术发展现状

不同于传统流体介质水, 室温液态金属具有很高的热导率。以液态金属钠钾合金为例, 其热导率为 $26 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})@25^\circ\text{C}$, 约为水的 43 倍, 有助于极大提高对流换热系数。二十世纪五十年代起, 钠钾合金作为载热介质在核反应堆中被使用, 但是, 由于钠钾的化学性质非常活泼, 与空气中的水、二氧化碳、氧气容易发生反应, 目前在核电站中已经停止使用。钠钾活泼的化学性质严重限制了其应用领域, 目前暂未有民用领域的应用报道。除了钠钾合金, 室温液态金属还包括汞, 铯, 镓及其合金等, 这些金属或合金的熔点都在室温附近, 如表 1.5 所示。

汞曾在温度计中被广泛使用, 但是由于水银严重的生物毒性以及高挥发性, 2026 年, 水银温度计将在中国完全停止生产^[55]。铯的熔点是 28.6°C , 由于其稀有性和放射性, 在传热应用中没有用到。金属镓具有良好的生物相容性, 在空气中能够稳定存在, 是一种良好的传热介质。除了高热导率, 镓基液态金属还具有较高的沸点, 能够在较大的温度范围内保持液态, 不会发生相变, 确保冷却系统

的安全稳定运行。同时，良好的导电能力使其可以通过电磁泵驱动，避免了机械泵运行的不稳定性和系统的噪音。

表 1.5 液态金属与水的热物理性质^[56]

Table1.5 Thermophysical properties of liquid metal and water

种类	Hg	NaK _{77.8}	Ga	GaIn _{24.5}	GaIn _{20.5} Sn _{12.5}	水
熔点 T_m (°C)	-38.8	-12	29.8	15.5	10.7	0
沸点 T_b (°C)	356.6	785	2204.8	2000	>1300	100
热导率 k (W/(m·K))	8.34	26.2	29.4	27.5	25	0.60
比热 c_p (kJ/(kg·K))	139	870	370	402	364.5	4182
表面张力 σ (N/m)	0.455	0.11	0.707	0.624	0.535	0.072
粘度(10^{-7} m ² /s)	13.5	2.4	2.7	2.7	2.98	10.0
密度 ρ (Kg·m ³)	1353	750	6080	6280	6360	998.2

液态金属最为人们熟知的用途是作为核反应堆载热介质，而进入二十一世纪，中国科学家刘静提出了将室温液态金属用于高性能芯片冷却的构想，重新揭开了液态金属研究的新一轮高潮^[57]。与传统水冷相比，液态金属冷却的独特性和先进性在于液态金属具有较高的导热系数，这种良好的特性赋予其更强的对流换热能力。基于这一早期的先进芯片冷却技术，液态金属冷却技术逐渐复兴并被重新发明，成为解决高功率激光器、X 射线管和绝缘栅双极晶体管等极端热流电子器件热障挑战的崭新技术方案。

1.3.1 室温液态金属冷却与水冷的异同点

液态金属散热技术与水冷散热技术具有相同的散热原理和相似的散热系统，都是依靠冷却介质循环流动，持续不断地从热源吸热。如图 1.3 所示，热源产生热量传导到紧密贴附的吸热结构，液态金属流经吸热结构，通过导热和对流吸收热量，然后通过远端散热器将热量最终散失到环境中，液态金属在循环系统中由电磁泵加压驱动。但水散热系统与液态金属散热系统二者不同之处在于：

(1) 冷却介质。一种物质能够作为冷却介质的首要条件是其在工作温度区间内能够呈现液态，以金属镓和镓基合金为代表的液态金属能够从室温到 2000 °C 的温度区间内保持液态，而水仅仅具有 100 °C 的工作温度区间。其次，热物性会影响严重散热系统的性能，液态金属具有远高于水的热导率，运动粘度约为水的三分之一，有利于液态金属流动和传热；但体积热容约为水的一半，温升较快。

(2) 吸热原理。对流换热的温度边界层内，热传导占主导地位，在温度边

界层外，热对流占主导地位。由于水的热导率很小，边界层内热传导占有重要比重；但对于液态金属，较大的热导率强化了边界层内的热传导。

(3) 泵送方式。在水散热系统中，通常采用机械泵输送水，成本较低，但是噪音较大，且一旦发生故障，将对热源产生严重损坏；由于液态金属良好的导电性，可以使用电磁泵驱动技术，电磁泵依靠电场和磁场耦合作用产生安培力，驱动液态金属流动。电磁驱动方式无运动部件，无噪音，不会发生机械故障，不受重力限制，可以随意角度放置。

(4) 相容材料。水能够与大部分常见金属不发生物理化学反应，即使发生轻微反应，可以通过对金属表面进行处理避免腐蚀；但是液态金属与部分金属发生腐蚀，如金属镓与铝，黄铜等不能共存，与紫铜可以长时间共存，与陶瓷和塑料也可以共存。因此，液态金属散热系统一般使用紫铜、陶瓷、耐高温塑料等。

(5) 测量技术。散热系统中通常需要进行流量和压力的测量，而液态金属的腐蚀性和不透明性会使传统的接触性测量仪器失效，对于液态金属流量测量，通常使用电磁流量计。

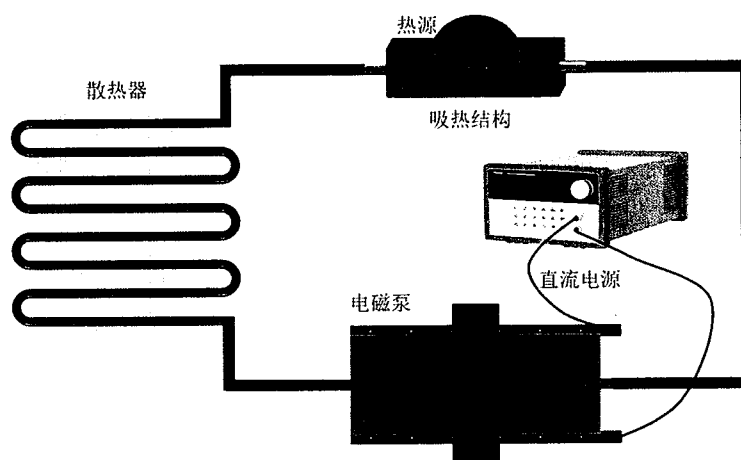


图 1.3 液态金属散热系统示意图

Figure1.3 Schematic diagram of liquid metal cooling system

1.3.2 室温液态金属散热应用

进入 21 世纪之前，人们广泛研究了镓在动力反应堆中作为热传导剂的可能性。除了核电站冷却，在 20 世纪末，科学家们开始探索将镓基液态金属冷却用于光学部件、X 射线单色仪、粒子收集器散热。1988 年，美国阿贡实验室的 Smither 团队^[58,59]开发了一种液态镓冷却系统，以取代针对先进光子源装置中的光学元件散热的传统水冷系统，其热流密度最高为 1400 W/cm^2 ，结果表明，与水冷相比，该方法具有显著的传热强化作用。Wahl 等人^[60]的工作中也进行了类似的研究，报告了在两种不同流动结构中，使用水冷和镓冷却的 X 射线单色仪中衍射晶体的热性能和热变形结果。Muraviev 等人^[61]对面向 ITER 粒子收集器的镓冷却系统

进行了分析，以处理高达 2000 W/cm^2 的间歇热负荷。

进入二十一世纪，随着电子工业的蓬勃发展，刘静教授于 2002 年首次提出将液态金属用于电子芯片冷却的构想，并将液态金属散热用于高功率 LED 系统和台式机 CPU 散热。2013 年，John Vetrovec 等人^[62]将液态金属冷却引入到小型半导体激光器散热。2020 年，刘静研究团队^[63]对液态金属芯片散热技术进行归纳整理，应邀发表了长篇评述性文章《Liquid Metal Advanced Heat Transfer》。总之，室温液态金属散热技术在民用和军用领域应用得到了快速发展，研究者从流体介质对比、强化传热手段、驱动方式、腐蚀防护等方面开展了广泛的研究。

1.3.3 室温液态金属流动传热性能研究

Minera 和 Ghoshal^[64]理论比较了镓基液态金属与水在圆管内流动的对流换热系数。发现在层流下，液态金属对流换热系数约是水的 60 倍；在湍流下，随着雷诺数 2300 到 100000，液态金属对流换热系数与水对流换热系数比值从 20 减小至 2。实验测试表明，液态金属系统在 $6^\circ\text{C} - 9^\circ\text{C}$ 的进出口温差下实现了 100 W/cm^2 冷却，相当于传热系数大于 $10 \text{ W}/(\text{cm}^2 \cdot \text{K})$ 。

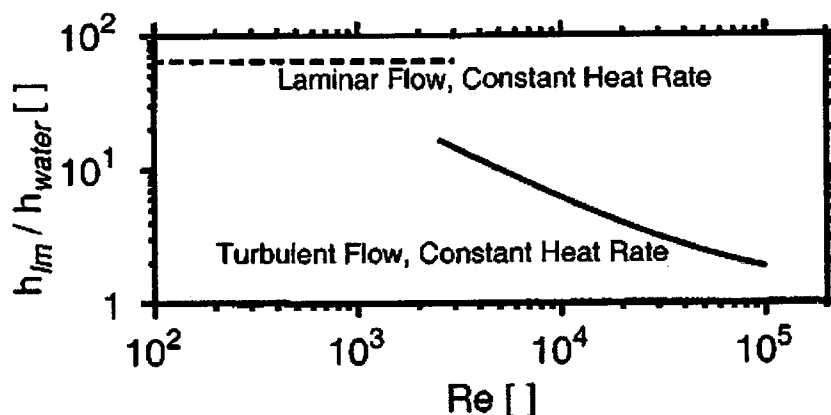


图 1.4 恒热流条件下，圆管内 EGaInSn 与水的对流换热系数比较^[64]

Figure1.4 Comparison of the convective heat transfer coefficients between EGaInSn and water in a circular tube under constant heat flux

Silverman^[65]采用液态金属 EGaIn 射流冲击技术对高热流密度加速器靶进行冷却，靶材面积为 10 cm^2 。初步实验表明，该冷却系统可以处理约 2 kW/cm^2 热流密度，靶材最高温度 260°C ，液态金属射流速度小于 4 m/s ，所需的泵压差小于 1 bar 。而采用水射流冲击系统，冷却能力为 5 kW ，平均热流密度为 0.5 kW/cm^2 ，最大约为 1 kW/cm^2 。

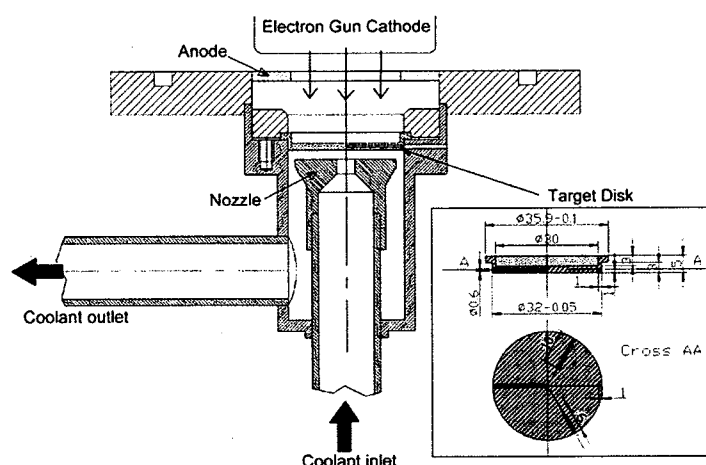
图 1.5 室温液态金属射流冷却装置^[65]

Figure1.5 Room temperature liquid metal jet cooling device

Mansour 等人^[66]使用 EGaSn 合金对 300 W 热源进行冷却, 如图 1.6 所示。并模拟比较了采用不同热沉材料时水和液体金属的冷却性能, 分别为水-铜热沉, GaIn-钨热沉, GaIn-铜热沉。结果表明, 在相同流量下, GaIn-铜热沉、GaIn-钨热沉的总热阻分别比水-铜热沉的热阻减小 51%、39%; 在冷却功率为 1 kW/cm^2 时, 水-铜热沉需要消耗泵功率 30 W, GaIn-铜热沉和 GaIn-钨热沉分别消耗泵功率 0.5 W 和 0.075 W, 远小于水-铜热沉的泵功率消耗。

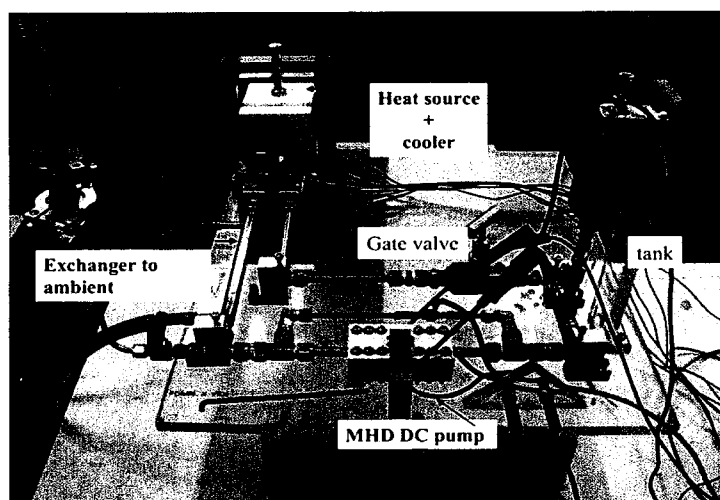


图 1.6 室温液态金属单相对流换热系统

Figure1.6 Single phase convective heat transfer system of room temperature liquid metal

为了进一步提高传热效果, 研究人员对液态金属微通道冷却进行研究。2013 年, 针对 $1 \text{ cm} \times 1 \text{ cm}$ 的热源, Zhang Rui 和 Hodes Marc^[67]设计了一个液态金属百微米通道热沉, 通道尺寸 $339 \mu\text{m} \times 38.4 \mu\text{m} \times 10 \text{ mm}$, 液态金属在层流流动 (326 ml/min) 下, 获得了 $0.14 \text{ } ^\circ\text{C/W}$ 的低热阻, 实现热流密度 108 W/cm^2 。

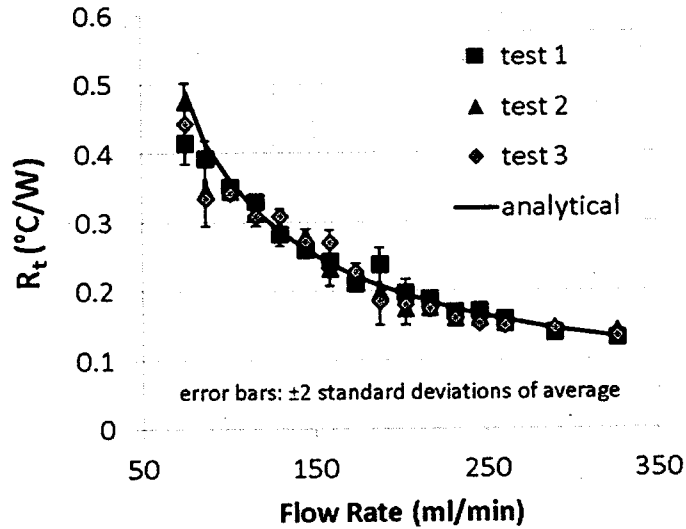
图 1.7 室温液态金属微通道热沉总热阻随流量变化^[67]

Figure1.7 Variation of total thermal resistance of room temperature liquid metal microchannel heat sink with flow rate

相比于微通道热沉制造方法复杂,藕形多孔热沉制造方法简单,可以方便控制孔隙率和孔隙直径。2015 年, Liu Y 等人^[68]实验研究了 EGaInSn 在藕形多孔铜热沉内的流动换热,实验结果表明,这种热沉具有很大的传热系数,约为 $9.6 \text{ W}/(\text{cm}^2 \cdot \text{K})$ 。模拟结果表明, GaInSn 冷却剂对应的最佳孔隙率和孔径分别为 45-55% 和 0.7 mm-0.9 mm。但在相同压降条件下,水冷却液的最佳孔径较小 (0.1 - 0.2 mm),最佳孔隙率与 GaInSn 冷却液相同。

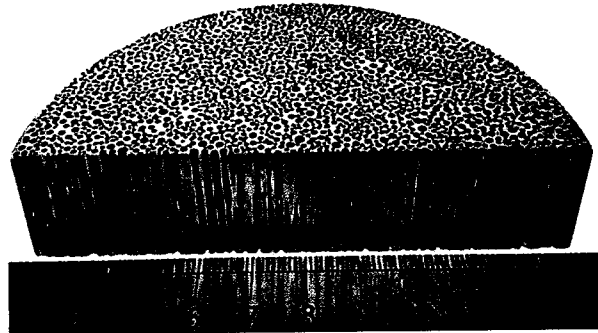
图 1.8 藕形多孔介质热沉^[68]

Figure1.8 Porous medium heat sink

1.3.4 室温液态金属的驱动方式

除了传热性能好,液态金属还能通过无运动部件的电磁方式驱动。电磁驱动是液态金属驱动方式中最安全可靠的技术,许多研究都是基于电磁泵送技术开展。2020 年, Yerasimou 等人^[69]提出了一种新的 IGBT 封装方式,研究人员使用液态金属作为 IGBT 模块之间的电连接介质,流过液态金属的电流用于 IGBT 模块之

间的串联；同时液态金属也是冷却介质，将热量从 IGBT 内部带出，流过液态金属的电流可以驱动液态金属流动。这种封装方式将 IGBT 工作与液态金属流动相互耦合，可以将热量高效地从模块内部带出。

除了电磁泵送外，近年来也发展出了一些其他驱动方式。马坤全和刘静^[70]利用半导体温差发电技术，将芯片热量转化为电能，进而驱动电磁泵，实现了自供电液态金属冷却系统。半导体温差发电驱动技术本质上也是基于电磁驱动原理，只是电能来源于半导体温差发电。李培培等人^[71]利用液态金属良好的导热性和较大的密度，通过热虹吸效应自驱动液态金属，在环境温度 20 °C 下，可以将 120 W 芯片温度保持在 85 °C。热虹吸驱动方法受到重力效应影响，应用场合受限。王磊^[72]发现，在磁场中，当施加一对同心环形电极，浸没于 NaOH 溶液的液态金属能够围绕中心电极旋转，基于此提出了一种将电磁力和电解质溶液结合起来控制液态金属离心旋转运动的方法。但是，NaOH 溶液会发生电解，因此只能用于开放空间。2016 年，汤剑波^[73]将液态金属与低沸点工质异戊烷组成互不相容的混合流体，利用低沸点工质吸热沸腾产生驱动力，从而推动液态金属流动，该方法可以用于芯片散热和低品位能量回收，如图 1.9 所示。低沸点工质驱动液态金属容易发生断流，流形不稳定，需要进一步深入研究。谭思聪等人^[74]提出了一种利用液态金属 Marangoni 流动来驱动传统流体流动，进而冷却芯片热点的方法。这种方法也引入了 NaOH 溶液，会发生电解反应。Tang 等人^[75]提出了通过电毛细现象驱动金属流动，该方法仅适用于微量流体递送。总体来说，这些驱动方法都存在自身的不足，还不能安全可靠地驱动液态金属，需要进一步深入研究。目前为止，电磁驱动是最为合适的驱动方法。

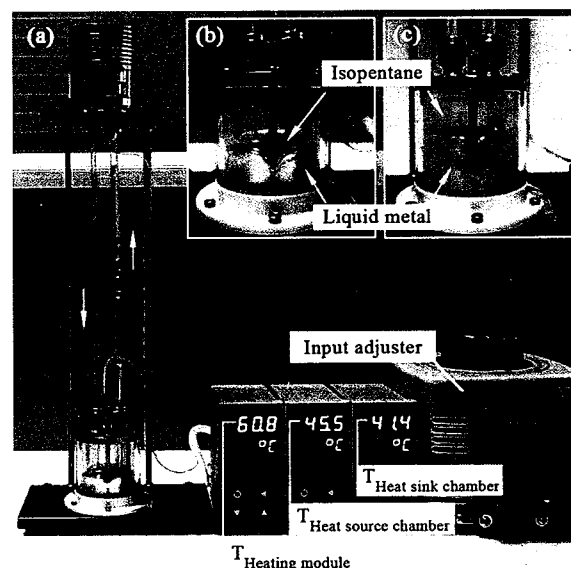


图 1.9 低沸点工质驱动液态金属流动^[73]

Figure 1.9 Liquid metal flow driven by low boiling point working fluids

从上文分析看到,高热流密度散热挑战已经普遍存在于各个前沿领域,甚至已经成为阻碍技术发展的重要障碍,而液态金属良好的热物性使其拥有高于水的极限散热能力,可以应对极端热流密度散热。然而,虽然室温液态金属散热技术发展了将近二十年,但相关研究主要集中在低热流密度、小功率器件热管理,一般在 200 W/cm^2 以下,功率多为几十瓦至百瓦,如芯片、LED、电池等;而热流密度大于 200 W/cm^2 的研究均是使用机械泵,不能长时间工作,并未体现出液态金属在高热流密度散热方面的优势。目前为止,多数研究处于原理性,先验性探索阶段,大多是进行工质替换和对比性研究,有关电磁驱动液态金属在高热流密度大功率器件散热应用研究很少,这主要由于高性能电磁驱动技术的缺失。因此,开展电磁驱动液态金属散热共性技术研究对于应对高热流密度挑战具有重要的科学和工程意义。

1.4 本文主要研究内容

该论文研究工作围绕电磁驱动室温液态金属的流动传热规律及应用开展,在流动传热规律(电磁场与流场之间的多场协同规律揭示、液态金属流动传热规律探究、不同熔化复温方式的比较性研究)、关键技术(层状堆叠电磁泵研制、超薄电磁泵研制)和系统应用(毫米通道热沉实验研究、kW 高能激光器散热系统开发)三个层面开展了一系列研究工作。研究框架如图 1.10 所示。以具有良好稳定性和生物相容性的液态金属 GaInSn 为研究对象,具体研究内容包括以下几个方面:

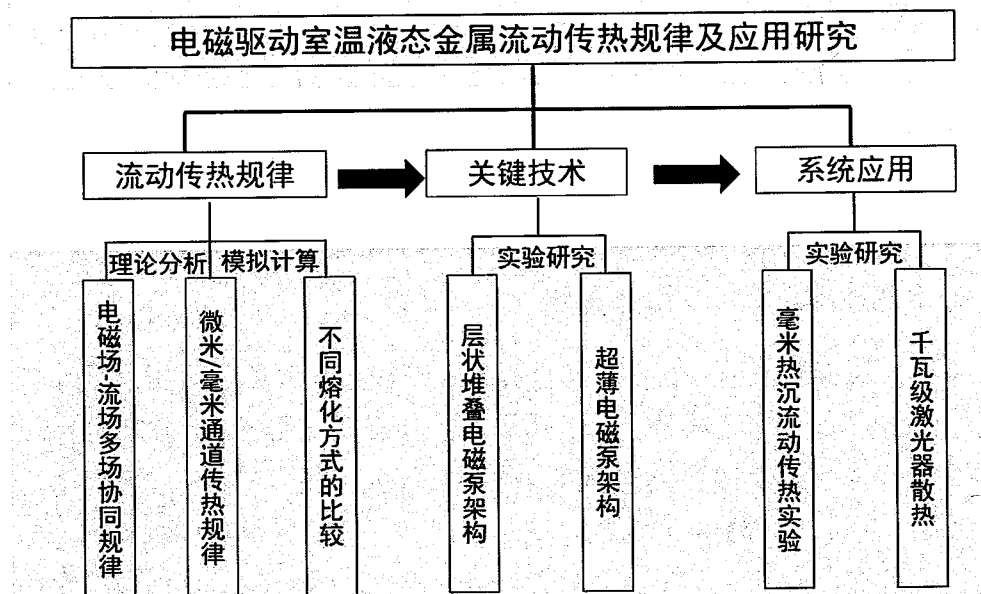


图 1.10 本论文研究框架

Figure 1.10 The research framework of this thesis

(1) 面向室温液态金属的电场、磁场和流场之间的多场协同规律研究。本章节建立了电磁场和流场耦合数值模型,对电场、磁场和流场进行了理论分析和模拟优化,针对电磁场下液态金属二维平板流动和三维矩形通道内流动,揭示液态金属电磁驱动规律。并对不同架构的电磁泵进行优化分析。

(2) 液态金属层流流动传热规律研究。比较了水和液态金属 GaInSn 的流动传热性能,推导出了层流圆管下水和液态金属传热优劣的判别关系式。开展边界层对液态金属微米/毫米层流流动的传热特性研究。

(3) 不同熔化方法研究。液态金属在空间环境及地面寒冷环境下使用时,存在冻结的危险,因此,迫切需要对金属熔化复温技术进行研究。本章通过理论分析和数值模拟手段,研究了不同加热方式对液态金属低温启动时固液非稳态转变的影响。

(4) 高性能紧凑型直流电磁泵的设计、制造与测试。目前高性能直流电磁泵的缺失,限制了液态金属散热技术向高热流密度,大功率方向发展。本章节提出了层状堆叠电磁泵和超薄电磁泵架构,搭建了静态和动态实验测试系统,对电磁泵性能进行评估。

(5) 液态金属毫米流道高热流密度散热实验研究。若采用液态金属作为流动工质,有望在毫米流道尺寸下实现高热流密度散热,显著降低流动阻力。我们对特征尺寸为 1.67 mm 的矩形通道热沉进行了实验测试,搭建了 kW 级液态金属流动传热实验装置,研究了流量、泵功、散热功率与小通道热沉的传热性能和流动性能之间的关系。

(6) kW 级高能激光器散热应用研究。本研究瞄准当前国际上尚未实现的基于液态金属的大功率激光器热管理系统,将液态金属热管理与高能固体激光技术相结合,突破高热流密度散热瓶颈。设计了血管化液态金属散热系统,研制成大功率激光器叠阵用的千瓦级液态金属散热装置,开展了液态金属散热与高能激光器的光、机、电、热联合实验。

本文的研究结果对于深刻认识室温液态金属的基本对流传热特性和发展大功率液态金属冷却系统具有指导意义。

第2章 室温液态金属的电磁场与流场之间的多场协同规律研究

2.1 引言

液态金属作为一种流体,从广义上来说,能够驱动普通流体的泵,应该都可以用于驱动液态金属。蠕动泵是一种普遍适用的流体驱动装置,蠕动泵的工作原理简单,通过旋转的滚柱使软管蠕动进而输送液体。但是由于管道挤压,磨损较大,需要频繁更换管道;而且泵体体积较大,微型化比较困难。因此,不适用于在紧凑化设备中使用。机械泵也是常用的流体驱动方式,其利用容积变化而引起的压力差驱动流体流动。由于液态金属对常用金属铜、铝具有腐蚀性,以金属齿轮作为主动轮的机械泵与液态金属不能兼容;并且,液态金属氧化后粘度增加,会造成齿轮磨损甚至阻塞泵体。因此,一般不使用机械泵输送液态金属^[76]。

电磁泵是一种依据电磁感应定律而驱动液态金属循环流动的装置,与蠕动泵和机械泵相比,电磁泵无运动部件,无噪音,功耗小。电磁泵是液态金属散热系统的核心,其工作性能直接影响液态金属散热系统的散热能力。目前,主流电磁泵技术包括传导式电磁泵和感应式电磁泵^[77]。传导式电磁泵是根据导体在直流电场和恒定磁场的共同作用下受到安培力的原理工作的,如图 2.1 (a);感应式电磁泵是导体在交变电场或交变磁场中受到驱动力的原理工作的,如图 2.1(b)。两种电磁泵各自存在优缺点,见表 2.1。

表 2.1 两种类型电磁泵的优缺点

Table 2.1 Advantages and disadvantages of two types of electromagnetic pump

类别	传导式电磁泵	感应式电磁泵
优点	结构简单紧凑,制造方便	大流量,高扬程,避免与金属液接触
缺点	流量小,扬程低	体积较大

感应式电磁泵的电流为电磁感应原理得来,不会出现电流的乱流,可以通过加长流道获得较大驱动力,进而提高扬程。但是,由于感应式电磁泵的电流是感应电流,远小于传导电磁泵的电流^[80,81],其单位长度的驱动力是小于传导式电磁泵的,因此感应泵体积很大。对于传导式电磁泵来说,可根据需要施加大小合适的电流,泵体体积紧凑^[82]。总体来说,传导式电磁泵的单位长度驱动力大,驱动作用长度短,适宜做小体积泵;感应式电磁泵的单位长度驱动力小,驱动作用长度需要长,适宜做大体积泵。对于电子器件散热,一般选用体积紧凑的直流电磁泵来驱动室温液态金属。

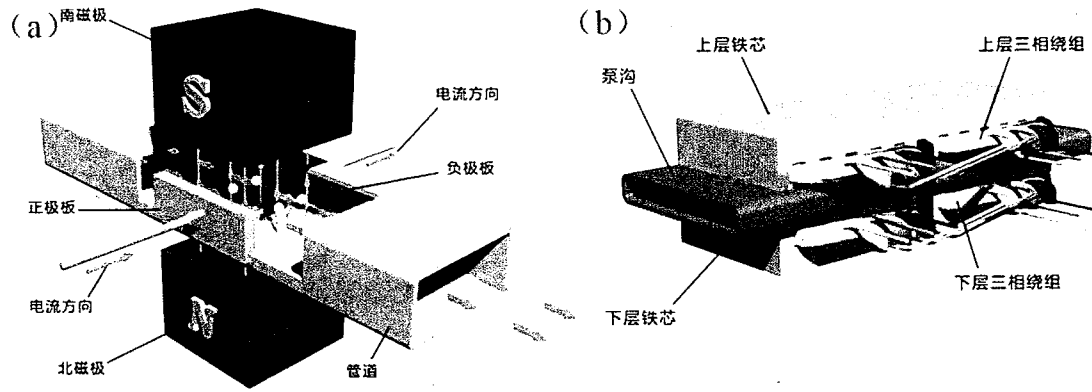


图 2.1 两种电磁泵的原理

(a) 传导式电磁泵^[78]; (b) 感应式电磁泵^[79]**Figure 2.1 Schematic diagram of two kinds of electromagnetic pump**

(a) Conduction electromagnetic pump; (b) Induction electromagnetic pump

直流电磁泵的基础是电磁流体力学。电磁流体力学是流体力学与电磁学组成的交叉学科，关注的是导电流体在电磁场作用下的自然科学和工程技术问题。该学科可以追溯到 1937 年 Hartmann^[83]研究液态金属在强磁场作用下的流动问题以及 1950 年 Alfven^[84]关于宇宙磁动力学的研究。目前，电磁流体力学效应已经在许多领域有工程实践，例如电磁流量计^[85]、电磁泵、热离子发电^[86]、电磁搅拌^[87]、电磁铸造^[88]、波峰焊机^[89]等。

图 2.1(a)是直流电磁泵的简单工作原理，而在实际工作中会产生很多损耗，主要包括以下几种损耗机制。1) 电枢效应。液态金属流经磁场时会产生感生电流，感生电流的作用是阻碍液态金属流动，我们把这种效应成为电枢效应。2) 漫流损耗。流道内的液态金属是一个导电整体，当通过电流时，电流会弥漫到整个液态金属区域，磁场区域之外的电流只会产生焦耳热，并不能产生安培力，我们把这种损耗成为漫流损耗。3) 壁面损耗。如果电磁泵的壁面是导体，则部分电流会从壁面导走，不经过液态金属，我们把这种损耗成为壁面损耗。4) 摩擦损失。由于液态金属有粘性，当它在电磁泵流道内流动时还受到摩擦力，并且流道高度越小，摩擦损失越大。为了对直流电磁泵进行优化，需要深入探究室温液态金属的电磁流体力学。

本章节旨在深入探究电磁场与流场的耦合机制；从磁场、电场和流道结构三个角度对电磁泵进行模拟优化；针对高性能电磁泵和超薄电磁泵的需求，提出层状堆叠电磁泵架构、超薄电磁泵架构和串联电磁泵架构。

2.2 电磁场与流场耦合作用的液态金属二维流动模拟研究

2.2.1 多物理场耦合理论介绍

不考虑温度对物性参数的影响, 从 Maxwell 方程组和 Navier-Stokes 方程组出发, 导出了描述电磁场下牛顿不可压缩导电流体模型的公式, 控制方程如下:

$$\nabla \cdot \mathbf{B} = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial \mathbf{B}}{\partial t} = \nabla \times (\mathbf{v} \times \mathbf{B}) + \frac{1}{\sigma \mu} \nabla^2 \mathbf{B} \quad (2.2)$$

$$\mathbf{j} = \sigma(-\nabla \psi + \mathbf{v} \times \mathbf{B}) + \mathbf{j}_e \quad (2.3)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{v} = 0$$

$$\rho \frac{d\mathbf{v}}{dt} = -\nabla P + \mu \nabla^2 \mathbf{v} + \mathbf{F} \quad (2.4)$$

$$\mathbf{F} = \mathbf{j} \times \mathbf{B} \quad (2.5)$$

式中, B 为磁场密度, σ 为流体导电率, μ 为磁导率, E 为电场强度, j 为总电流密度, j_e 为外部施加电流密度, ψ 为电势, v 为流体速度, P 为压力, μ 为流体粘度。同时求解 Navier-Stokes 方程和 Maxwell 方程, 并通过在运动方程中引入安培力 F 来耦合, 如方程 (2.5) 所示。

从控制方程出发, 可以推导出描述电磁流体力学的一些重要无量纲参数, 如下所示:

哈特曼数 :

$$Ha = \sqrt{Re * N} = BL \sqrt{\frac{\sigma}{\mu}} \quad (2.6)$$

相互作用参数 :

$$N = \frac{\sigma LB^2}{\rho v} \quad (2.7)$$

雷诺数 :

$$Re = \frac{\rho v_0 L}{\mu} \quad (2.8)$$

磁雷诺数:

$$Re_m = \mu \sigma L v \quad (2.9)$$

式中 L 为水力特征长度, ρ 为流体密度。如果磁雷诺数远远小于 1, 则磁流体力学中的磁感应方程 (2.2), 退化为扩散方程(2.10)。如果磁雷诺数远远大于 1, 则磁流体力学中的磁感应方程退化为冻结方程(2.11)。

$$\frac{\partial \mathbf{B}}{\partial t} = \frac{1}{\sigma \mu} \nabla^2 \mathbf{B} \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial \mathbf{B}}{\partial t} = \nabla \times (\mathbf{v} \times \mathbf{B}) \quad (2.11)$$

图 2.2 (a) 是一个典型的电磁流体力学问题。导电流体在外部压差下流过一个矩形截面的管道, 在垂直磁场的作用下, 会在两侧流道壁面上产生电势差。垂直于磁场的壁面称为哈特曼壁, 平行于磁场的壁面称为侧壁。对于入口为充分发展的导电流体, 入口速度切面呈现抛物线分布, 但是由于洛伦兹力的作用, 在靠近中心区域, 洛伦兹力与流动方向相反, 在靠近哈特曼壁区域, 洛伦兹力与流动方向相同, 考虑到壁面无滑移效应, 最终速度分布呈现扁平化, 如图 2.2 (b) 所示。

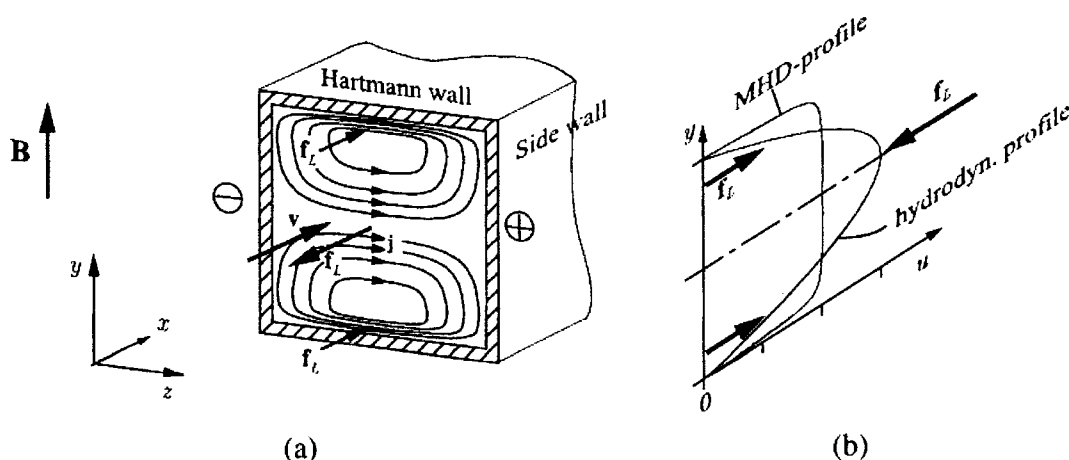


图 2.2 流过矩形通道时, 导电流体的电流与速度分布

(a) 电磁模型示意图; (b) $Z=0$ 切面的速度分布, 洛伦兹力对速度分布的影响^[90]

Figure2.2 Schematic diagram of electromagnetic model and velocity distribution of conducting fluid flowing through rectangular channel

(a) Schematic diagram of electromagnetic model of conducting fluid flowing through rectangular channel; (b) Lorentz's influence on velocity distribution at $Z=0$ slide

首先, 考虑哈特曼壁和侧壁都是绝缘的情况, 谢克利夫 1953 年首先考虑了这种情况, 电流分布如图 2.3 所示。由于壁面绝缘, 电流在流体内部形成两个闭环, 在靠近哈特曼壁面处电流方向与中心区域的电流方向相反, 导致在哈特曼区域的流体加速, 在中心区域内流体减速, 使流形更加扁平化。从图 2.3 可以看出, Ha 数越大, 该效应越明显。

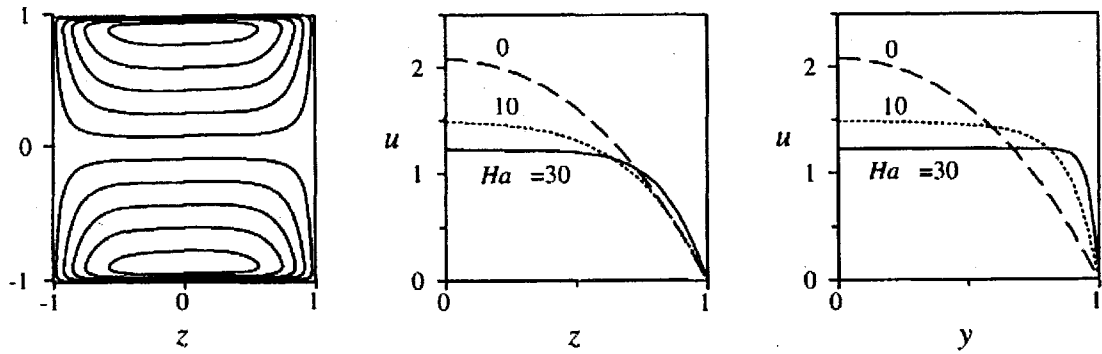


图 2.3 $Ha=30$ 具有电绝缘壁的方形通道中磁流体的电流与速度分布

(a) 电流路径; (b-c) 不同哈特曼数下沿对称轴 z 和 y 的速度分布^[90]

Figure 2.3 Current path and velocity distribution of MHD flow in a square channel with electrically insulated walls

(a) Current path; (b-c) Velocity distributions along the axis of symmetry z and y

第二种情况, 考虑哈特曼壁和侧壁都是导电, 1961 年 Chang and Lundgren, 1965 年 Hunt 等人考虑了这种情况, 电流分布如图 2.4 所示。由于壁面完全导电, 感应电流穿过边界层, 流过侧壁和哈特曼壁, 形成闭合回路。由于壁面是导电的, 相比于第一种情况, 中心区域的电流更大, 对流体的阻碍作用更加明显。一个新的现象是, 在靠近侧壁处的局部区域, 流体速度大于中心区域的速度。

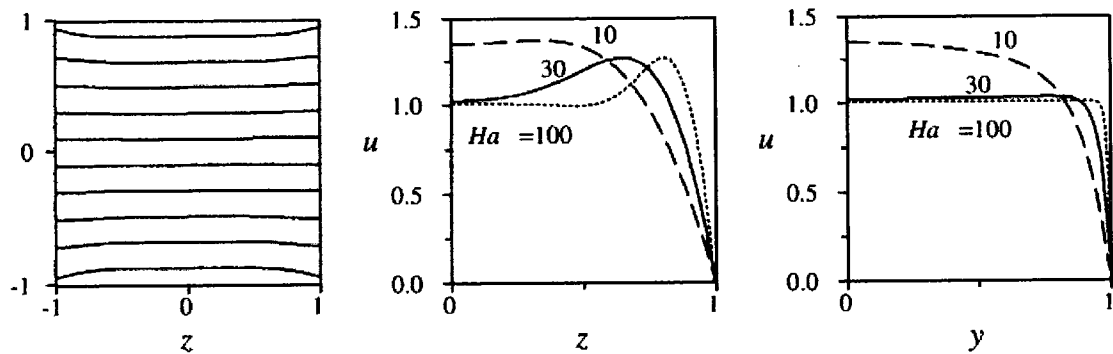


图 2.4 $Ha=30$ 具有导电壁的方形通道中电流路径与速度分布

(a) 电流路径; (b-c) 不同哈特曼数下沿对称轴 z 和 y 的速度分布^[90]

Figure 2.4 Current path and velocity distribution of MHD flow in square channel with conductive wall with $Ha=30$

(a) Current path; (b-c) Velocity distributions along the axis of symmetry z and y under different Hartmann numbers

第三种情况, 哈特曼壁导电, 侧壁绝缘, 1965 年 Hunt 等人考虑了这种情况, 电流分布如图 2.5 所示。电流通过导电流体和哈特曼壁形成闭合回路, 在靠近哈

特曼壁面处电流较大。在中心区域，压力梯度被洛伦兹力平衡，在侧壁附近，洛伦兹力大大减小。靠近侧面的洛伦兹力越小，速度就越高，速度分布呈现 M 形。因此，大部分的体积通量在侧壁附近的射流中传输。当磁场强度足够大时，甚至会出现局部回流现象。

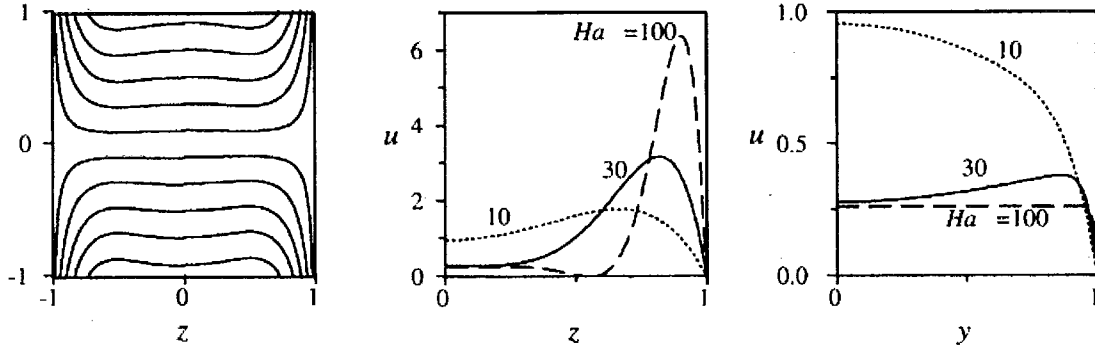


图 2.5 $Ha=30$ 具有导电哈特曼壁和绝缘侧壁通道中的电流路径和速度分布

(a) 电流路径; (b-c) 不同哈特曼数下沿对称轴 z 和 y 的速度分布^[90]

Figure2.5 Current path and velocity distribution of MHD flow in square channel with conducting Hartmann wall and insulating side wall

(a) Current path; (b-c) Velocity distributions along the axis of symmetry z and y under different Hartmann numbers

2.2.2 数值模型

从前人研究可以看出，电磁场对于导电流体流动有重要的影响。但是前人研究是基于无外部电场的情况，而由于直流电磁泵的有效电流是外部电流与感应电流耦合加和产生，与前文提到的仅有感应电流不同。并且，对于前文研究，洛伦兹力是阻碍力，而对于直流电磁泵，洛伦兹力是驱动力。为了对该模型进行深入研究，我们在前人模型的基础上施加了外部电场，研究导电流体的流动规律。通过使用商用软件 Comsol 进行研究。

图 2.6 为液态金属在均匀恒定磁场和外部电场作用下的二维流动模型。壁面采用无滑移边界条件，进口为抛物线速度分布，出口为恒定压力分布。计算区域的尺寸为 $100\text{ mm} \times 10\text{ mm}$ ，导电流体为液态金属 GaInSn。均匀恒定磁场垂直向里，下壁面为电流边界条件，上壁面为电势边界条件，进口为充分发展速度边界条件，出口为压力边界条件。网格划分如图所示，总网格数为 1800 个，边界层个数为 8 层，满足最小边界层尺寸要求。

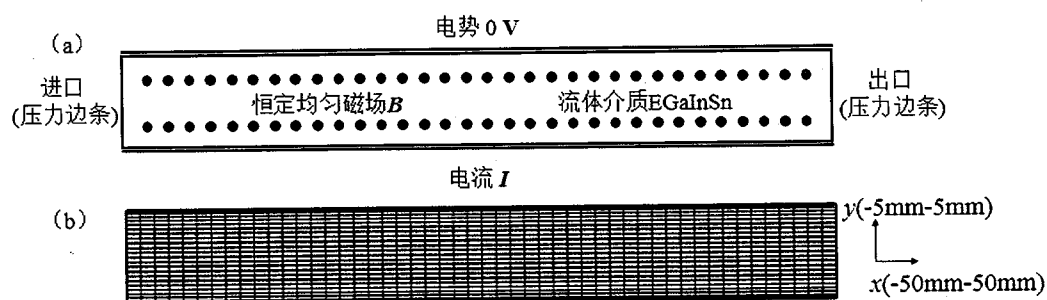


图 2.6 电磁场下导电液体二维流动

(a) 物理模型 (b) 网格划分

Figure 2.6 Two dimensional flow of conductive fluid in electromagnetic field

(a) Physical model; (b) Mesh generation

2.2.3 模拟结果及分析

图 2.7 展示了各个物理场的矢量方向。从图 2.7 (a) 可以看出，磁场均匀分布在整个流体流动区域，磁场方向垂直向外。图 2.7 (b) 为感应电流和总电流的矢量方向，其中蓝色箭头代表感应电流，红色箭头代表总电流，感应电流与总电流的方向相反。图 2.7 (c) 为洛伦兹力的方向，洛伦兹力起到驱动流体流动的作用，磁场方向、总电流方向、洛伦兹力方向三者满足左手定则。图 2.7 (d) 为速度矢量方向，从图中可以看出，速度方向和洛伦兹力方向相同。

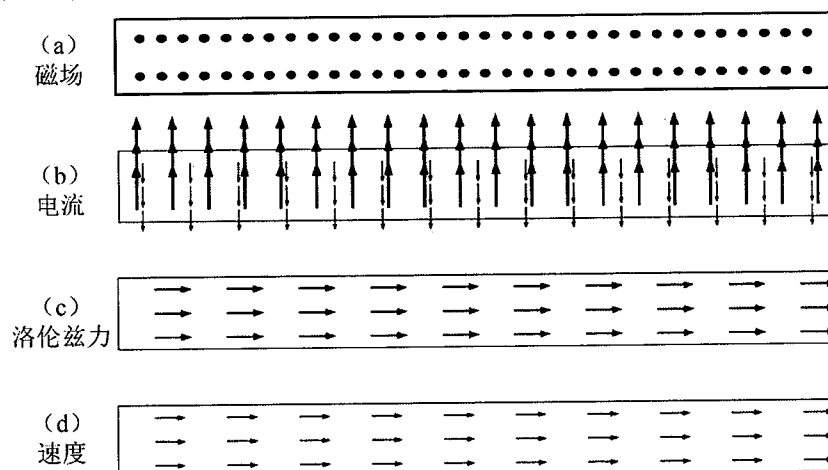


图 2.7 多物理场分布

(a) 磁场分布; (b) 电流分布; (c) 洛伦兹力分布; (d) 速度场分布

Figure 2.7 Multi physical field distribution

(a) Magnetic field distribution; (b) Current distribution; (c) Lorentz force distribution; (d) Velocity distribution

图 2.8 展示了液态金属的速度分布。从图 2.8 (a) 速度云图可以看出，施加电磁场之前，由于边界层的粘滞作用，截面速度呈现严重的不均匀性；施加电磁

场后，显著降低了速度分布不均匀，边界层厚度减薄。我们获得了不同截面处的速度分布数据，如图 2.8 (b) 所示。进口 $x = -50 \text{ mm}$ 处的速度呈抛物线分布，而距离进口 2 mm 处的截面，速度不均匀性急剧降低，在中心绝大部分区域，速度等于平均速度 u_0 ；而在边界处速度急剧变化，从 0 迅速增加至某一局部速度 u ，该局部速度稍大于平均速度，然后又减小至平均速度 u_0 。随着沿程增加到 $x = 0 \text{ mm}$ ，边界处局部最大速度 u 逐渐减小。

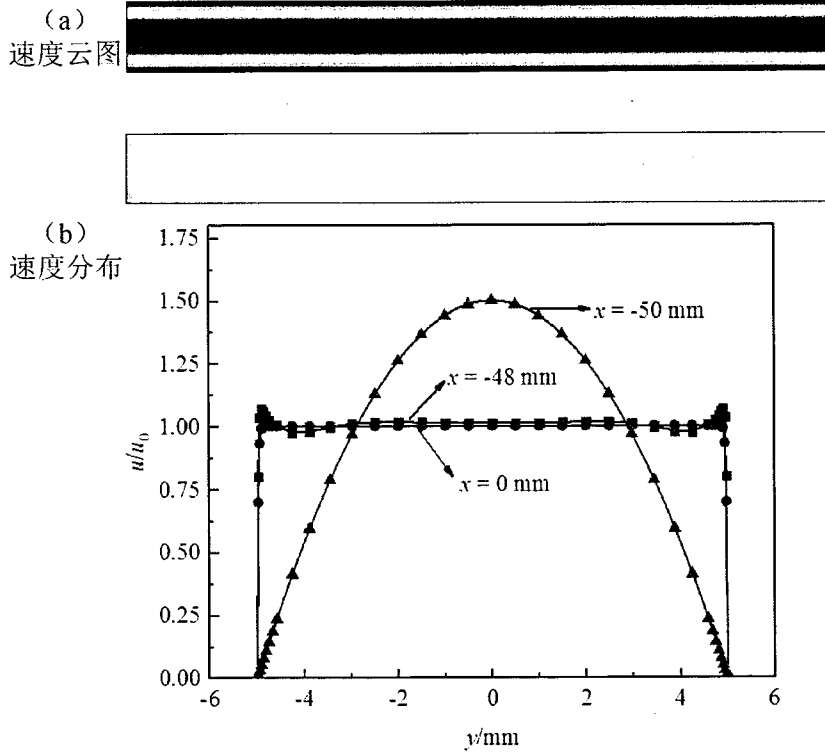


图 2.8 液态金属速度分布

(a) 施加电磁场前后，液态金属速度分布；(b) 沿程不同位置的速度分布

Figure 2.8 Velocity distribution of liquid metal

(a) Velocity distribution of liquid metal before and after applying electromagnetic field; (b)

Velocity distribution at different positions along the flow direction

根据安培力公式，当磁场恒定时，安培力与电场大小及分布密切相关。图 2.9 (a) 为总电流分布图，从图中可以看出，入口边缘处总电流密度较大，其他区域总电流密度基本相同。为了清楚知道二维平面的电流分布情况，我们绘制了施加电流密度、总电流密度和感应电流密度的分布图，如图 2.9 (b)，施加电流密度等于总电流密度与感应电流密度之和。在入口边缘处，速度分布呈抛物线，越靠近边界速度越小，根据感应电流计算公式，越靠近边界感应电流也越小，导致总电流越大。随着液态金属流动，速度不均匀性逐渐减小，从而感应电流的不均匀性也逐渐减小。

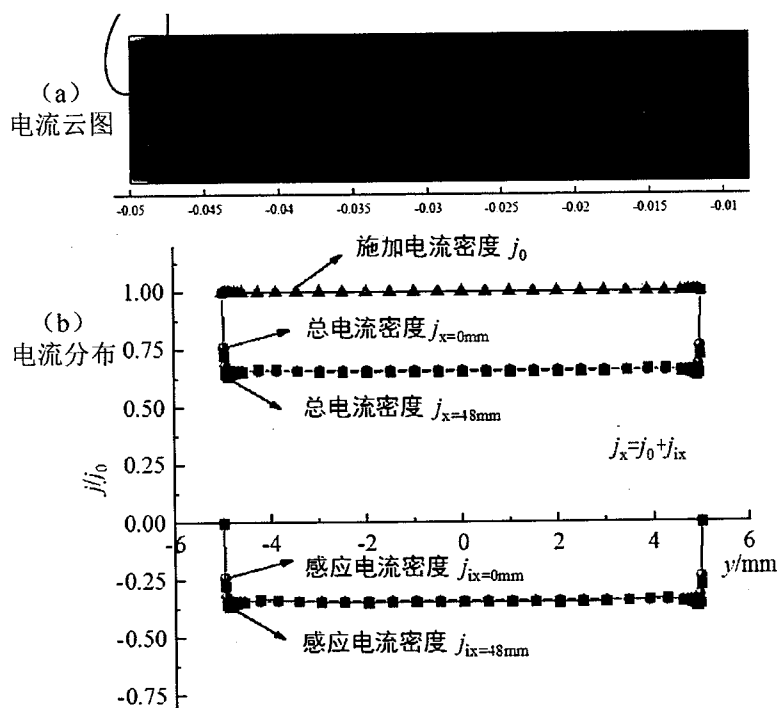


图 2.9 电流分布

 (a) 感应电流云图; (b) $x = -48$ mm 处的感应电流分布

Figure2.9 Current distribution

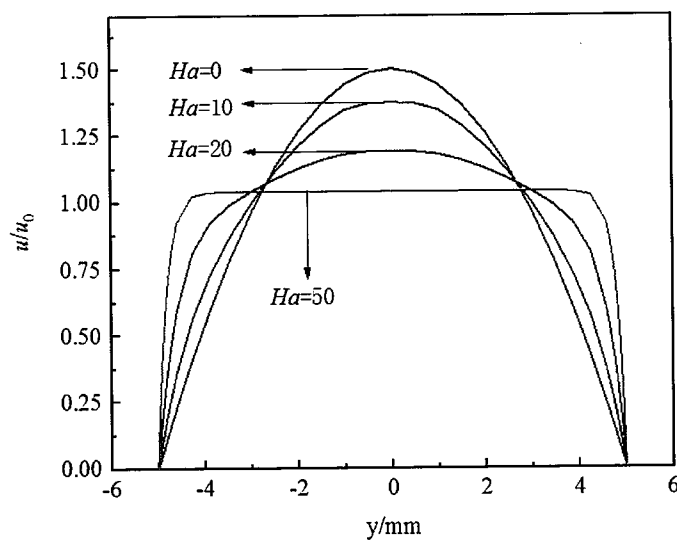
 (a) Induced current cloud picture; (b) Induced current distribution at $x = -48$ mm

 图 2.10 出口速度分布与 Ha 数之间的关系

 Figure2.10 Relationship between exit velocity distribution and Ha number

此外, 我们研究了液态金属的速度分布与 Ha 数之间的关系, 如图 2.10 所示。在 Ha 数在 10、20、50 的情况下, 出口速度均已达到充分发展, 故选取出口

速度作为 y 轴。从图中可以看出, Ha 数越大, 速度分布越扁平。这是由于当流体物性确定后, Ha 数越大, 即磁场强度越大, 导致靠近边界区域与中心区域之间的感应电流差距越大, 即靠近边界区域与中心区域之间的总电流差距逐渐减小, 洛伦兹力差距逐渐较小, 导致速度分布越扁平。

2.3 电磁泵三维流动模拟

图 2.11 是传导式电磁泵的原理示意图, 电流、磁场和液态金属流动方向两两相互垂直。上下两块磁铁的中间间隙处形成平行磁场; 在电场和磁场耦合作用下产生电磁力驱动液态金属流动。

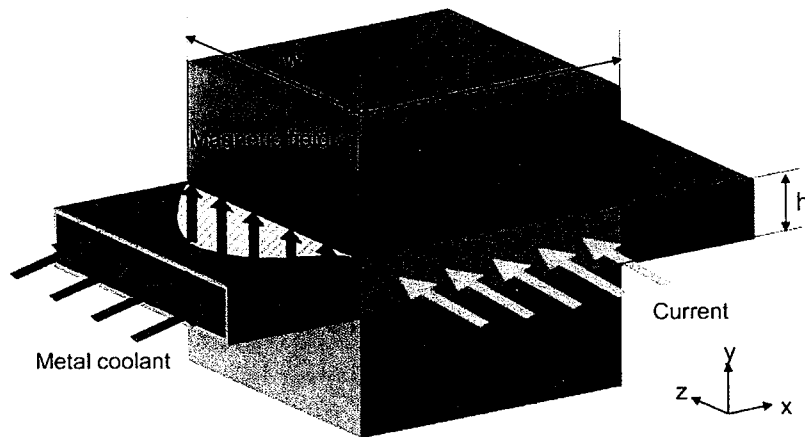


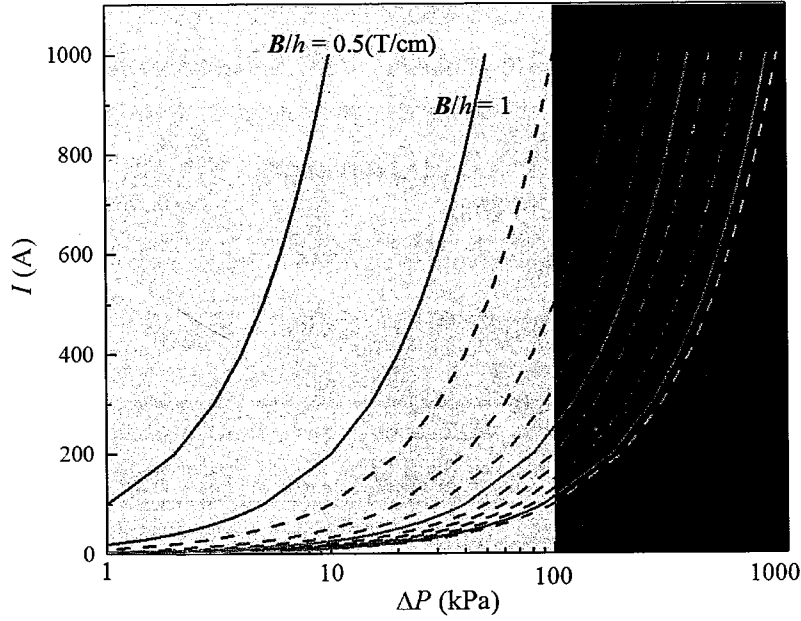
图 2.11 直流电磁泵的工作原理

Figure 2.11 Schematic diagram of DC electromagnetic pump

Hunt^[91]从理论上分析了均匀横向磁场作用下导电液体在矩形管道中的层流运动, 并研究了具有导电壁的管道对层流运动的影响。Hughes 等人^[92]详细描述了直流电磁泵的电场和速度场, 并研究了磁场分布对各种参数的影响。Hababbeh 等人^[93]系统地总结了电磁泵的应用, 包括海水泵送、熔融金属泵送、熔盐泵送和纳米流体泵送。

虽然人们对电磁泵进行了大量的理论和原理性实验研究, 但目前在我们了解的知识范围内, 还未有三维电磁泵的模拟优化研究。因此, 我们开展了三维电磁泵的数值模拟研究, 对电磁泵的结构优化指明方向。首先, 建立了电磁泵的数值模型, 在此基础上, 对磁场、电场和流场分别进行了参数化分析研究。

根据法拉第定律, 作用在液态金属上的总安培力用式 (2.12) 表示^[94,95]。假设电流沿 y 轴均匀分布, 则平均静压头可简化为方程 (2.13), 该关系如图 2.12 所示。通常, B/h 小于 10 [T/cm] , 电流设置为低于 1000 A 。显然, 为了获得大的压头 ($>100 \text{ kPa}$), 电流应大于 100 A 。电流和 B/h 越大, 静压头越大。

图 2.12 不同 B/h , 泵头与电流之间的关系Figure 2.12 The relationship between pressure head and current with different B/h

通常 B 约为 1[T], 假设 B/h 等于 10 [T/cm], 则 h 为 1[mm]。然而, 小 h 会显著增加水动力损失。此外, 如式 (2.14) 所示, 当 h 较小时, 流量将降低。式 (2.15) 为有效泵功表达式; 式 (2.16) 为泵效率表达式, 等于有效功率与总功率之比, 其中 P 为总输入功率。

$$F = \int_0^w B I dy \quad (2.12)$$

$$\Delta P = \frac{F}{wh} = \frac{\int_0^w B I dy}{wh} = \frac{BI}{h} \quad (2.13)$$

$$q_v = Uwh \quad (2.14)$$

$$P_o = q_v \Delta P \quad (2.15)$$

$$\eta = \frac{P_o}{P} \quad (2.16)$$

图 2.13 为电磁泵的物理模型。在下列模拟的所有情况下, Re 均小于 4000, 因此考虑层流。流动被认为是稳定的, 不可压缩的, 并且所有元素的物理性质都假定是常数。壁面采用无滑移速度边界条件。利用商用软件 Comsol 中的有限元方法, 结合层流模型和电磁场模型求解了共轭方程组。磁体的剩磁密度和电流均为常数。压力条件适用于入口和出口, 在流道顶部和底部施加电绝缘条件, 电流施加在铜电极 (xz 表面)。表 2.2 列出了直流电磁泵各元件的物理特性。

表 2.2 直流电磁泵各元件的物理参数

Table2.2 Physical parameters of DC electromagnetic pump

元件	相对磁导率	电导率 (10^7S/m)	相对介电常数	密度 (kg/m^3)	动力粘度 ($10^{-3}\text{Pa}\cdot\text{s}$)
导磁环	4000	0	1	/	/
液态金属	1	0.34	1	6280	1.7
铜电极	1	6.0	1	/	/
磁铁	1	0	1	/	/

采用非结构网格对电磁泵进行网格划分。测试了超细化、较细化、细化、普通四种网格类型，网格数分别为 4357390、6095130、6930919 和 9859231。在流动高度为 4 mm、电流为 100 A、磁密度为 1 T、压头为 1000 Pa 的条件下，进行了网格独立性研究。表 2.3 列出了流量随单元数的变化。结果表明，较细的网格对于计算当前的问题是足够精确的。

表 2.3 网格独立性检验

Table2.3 Grid independence test

网格数	普通	细化	较细化	极细化
(最大网格尺寸)	4357390 (5.0)	6095130 (2.0)	6930919 (0.9)	9859231 (0.7)
流量 (L/min)	4.2	5.4	5.6	5.6

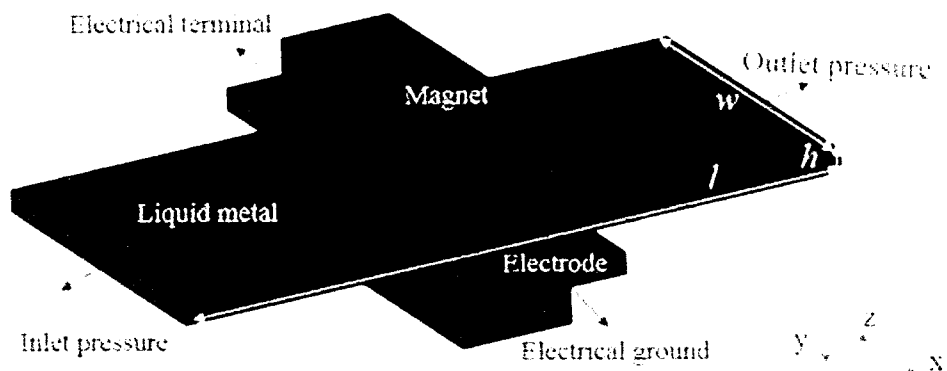


图 2.13 直流电磁泵的物理模型

Figure2.13 Physical model of DC electromagnetic pump

图 2.14 (a) 显示了直流电磁泵的多场耦合云图。有效安培力区域位于通道

中部，此区域内电流和磁场同时存在。结果表明，这三个物理场的矢量方向相互垂直。磁场是由一对永磁体产生的，有效区域是磁体之间的空隙。此外，由于流体的连续性，电流通过整个流体区域，电流密度从通道中部到两侧逐渐减小。在速度场方面，流道内的速度分布存在显著的非均匀性，靠近通道侧的液态金属加速，而通道中间的液态金属则减速。

图 2.14 (b) 显示了沿流动方向的速度不均匀性，并用最大速度与入口速度的比来评价速度的不均匀性。将液态金属的高度设为 4 mm，压头为 1000 Pa，电流为 100 A，磁场强度为 1 T。结果表明，在流动方向上存在较强的速度波动。最小 u/u_0 约在 1/3 流道长度处，最大 u/u_0 约在 2/3 流道长度处。在磁场有效区，液态金属最大速度先增大后减小。在磁场有效区前后 (105-125 mm 和 175-195 mm)，最大速度逐渐增大。在入口和出口区域，最大流速逐渐减小 (0-105 mm 和 195-300 mm)。

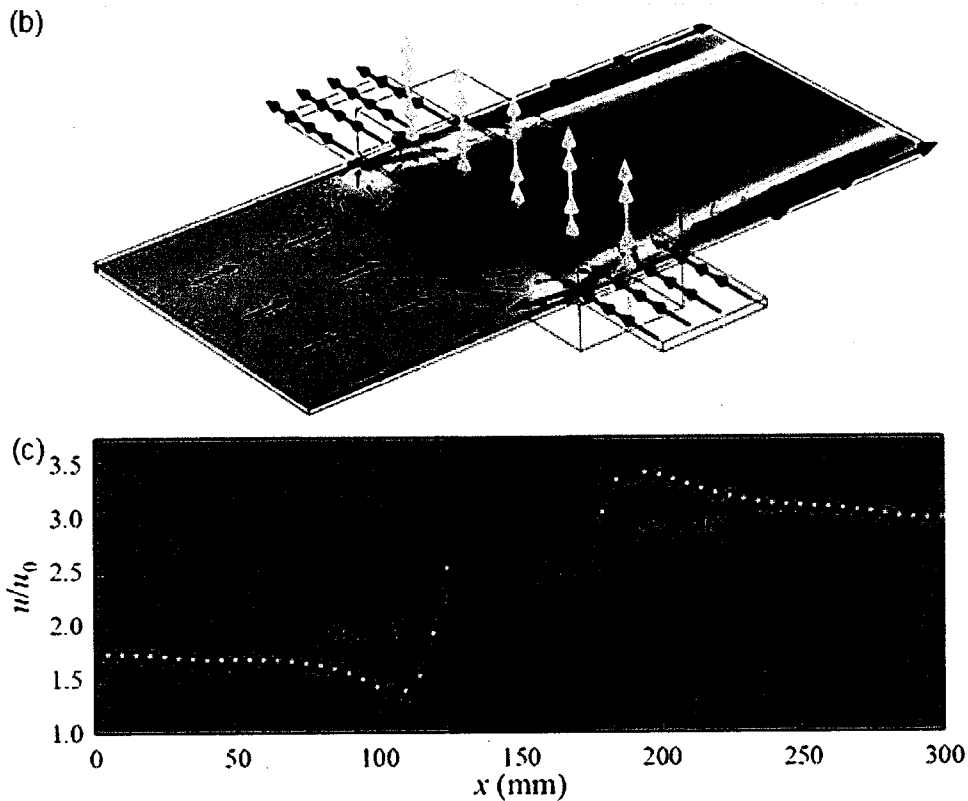


图 2.14 电磁泵内部速度不均匀性

(a) 直流电磁泵的多场耦合作用，黑线、红线和灰线分别代表速度场、电场和磁场的矢量方向；(b) 通道中部 (xy 面)，沿流动方向的速度分布

Figure 2.14 Velocity inhomogeneity in electromagnetic pump

(a) Multi field coupling of DC electromagnetic pump, the black line, red line and gray line represent the vector direction of velocity field, electric field and magnetic field, respectively; (b) The velocity distribution along the flow direction in the middle of the channel (XY plane)

图 2.15 显示了直流电磁泵在不同流道高度下的流量-压头曲线。可以看出，流道高度越小，越有利于获得高扬程。但是，流道高度越小所对应的最大流量也越小。

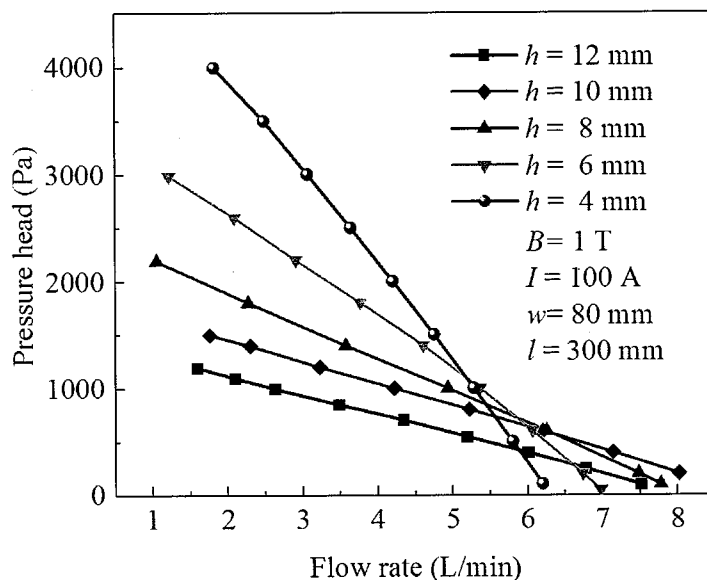


图 2.15 不同流道高度下的流量-压力曲线

Figure 2.15 The flow rate-pressure head curve of DC-EMP under different flow duct heights

2.4 不同架构电磁泵的模拟优化

2.4.1 层状堆叠电磁泵优化设计

2.4.1.1 磁场优化

由于磁场密度与压头成正比，因此需要一个强而均匀的磁场来产生较大的洛伦兹力。图 2.16(a)为常见的永磁体布置方式，单块磁铁尺寸为 $150\text{ mm} \times 50\text{ mm} \times 20\text{ mm}$ 。由于未覆盖的磁体磁场会严重穿透周围空气，该布置方式会造成较大的磁通量密度损失，只适用于小磁体。为了减少磁通损失，通常会在开口铁轭中嵌入两块永磁体，以约束磁通路。但这种排列方式会造成磁场分布不均匀，只适用于小尺寸的磁铁。第三种排列方式为采用闭式铁轭，可以减小磁通损失，同时削弱磁场的均匀性。

图 2.16 (b) 为三种磁体布置的磁场强度、磁场均匀性和体积的比较。图中可见，开口铁轭和闭合铁轭的磁体能产生强磁场，远大于无铁轭布置。然而，开口铁轭产生的磁场沿 y 轴逐渐减小，这种不均匀性会产生类似的洛伦兹力分布，不利于流动的稳定性。第三种排列方式只需增加少量的体积，就可以产生均匀的磁场。

两个磁铁之间的空隙称为磁隙，为磁场有效区域。图 2.16 (c) 显示了不同磁隙下的磁场分布。结果表明，磁隙 d 越小， B 越大，且几乎线性增加。磁边界存在较大的跳跃，这种严重的不均匀性最终会产生相同的洛伦兹力分布，为了获得相对均匀的力分布，流道可以比磁体长度 l_{my} 略窄。

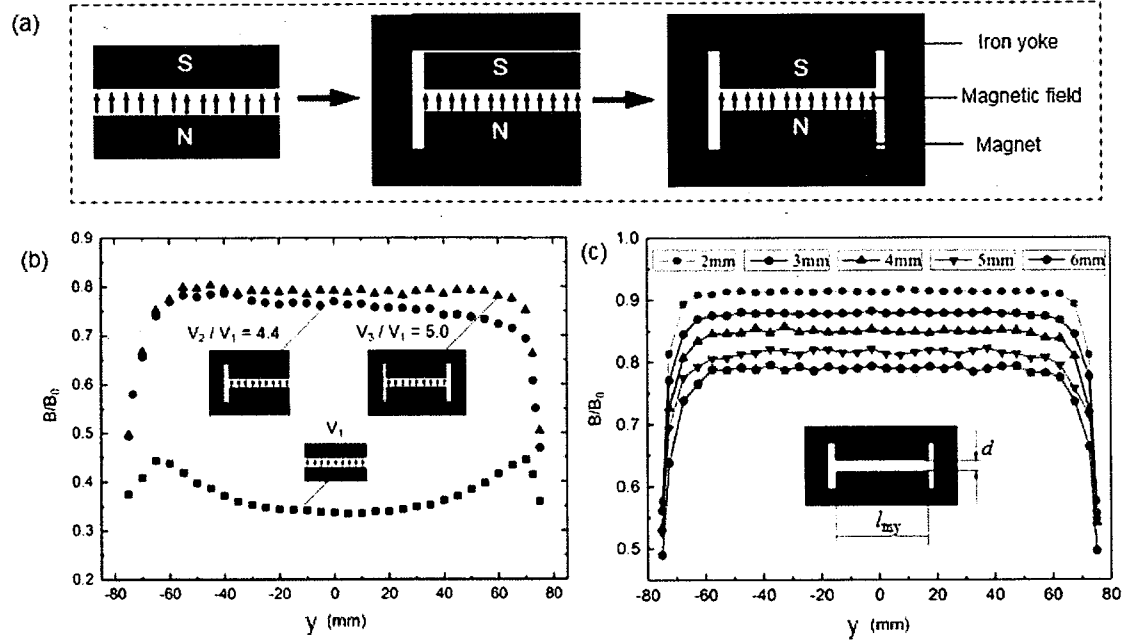


图 2.16 三种类型的磁铁排列

(a) 无铁轭的磁体布置、带开口铁轭的磁体布置和闭合铁轭的磁体布置；(b) 三种类型磁体布置的磁场和体积，其中 B 是沿 y 轴的磁隙中的磁密度， V_1 是未覆盖的磁体布置的体积， V_2 是磁体布置的体积开铁轭时， V_3 为闭式铁轭布置的磁体体积；(c) 不同磁隙下，两磁体间的磁密度分布

Figure 2.16 Three types of magnet arrangement

(a) The magnets without iron yoke, the magnets with opening iron yoke and the magnets with closed iron yoke; (b) The magnetic field and volume of three types of magnet arrangements where B is the magnetic density in the magnet gap along the y axis, V_1 is the volume of the magnets without iron yoke, V_2 is the volume of the magnet arrangement with opening iron yoke and V_3 is the volume of the magnet arrangement with closed iron yoke; (c) Magnetic density distribution between the two magnets with different magnet gaps d

2.4.1.2 电场优化

图 2.17 (a) 为液态金属在流道中的电阻分布示意图。采用等效电路进行分析，如图 2.17 (b) 所示。总电流不仅流经有效磁场区的液态金属 I_e ，而且会扩散到磁场区以外的液态金属中 I_f ，并流过流道壁面 I_w 。 R_e 表示液态金属在磁场区域内的电阻， R_w 是流道壁引起的电阻，如式 (2.17-2.18) 所示； R_f 为电流超出有效磁场区域，产生的漫流电阻。 R_e 和 R_w 由欧姆定律确定，如式 (2.19) 所示。

$$R_e = \rho_e \frac{w}{hl_{my}} \quad (2.17)$$

$$R_w = \rho_w \frac{w}{2tl_{wx}} \quad (2.18)$$

$$R_f = \frac{\rho_e}{Kh} \quad (2.19)$$

式中, ρ_e 为液态金属的电阻率, ρ_w 为壁的电率, w 为液态金属的宽度, h 为液态金属的高度 (流道), l_{wx} 为壁长, t 为流道的厚度, l_{my} 为磁铁的长度, 边缘因子 K 等于 0.4, R_0 为外电阻, I 为总电流。

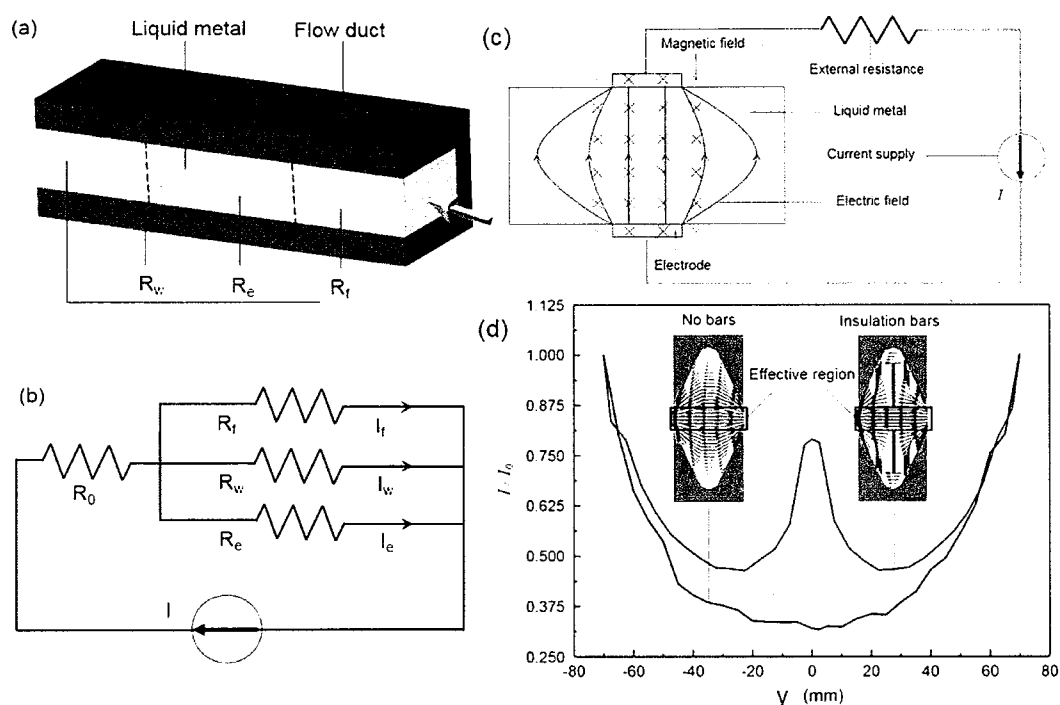


图 2.17 直流电磁泵的电场分析

(a) 直流电磁泵的电阻分布; (b) 直流电磁泵的等效电路; (c) 电流分布示意图; (d) 直流电磁泵中的电流密度分布

Figure 2.17 The electrical analysis of DC electromagnetic pump

(a) The electric resistance distribution of DC-EMP; (b) Electrical equivalent circuits of DC-EMP; (c) The schematic view of the current distribution; (d) The current density distribution in DC-EMP

为了获得大的有效电流, 壁面电阻 R_w 和漫流电阻 R_f 应该尽可能大。传统的流道材料是铜和不锈钢, 它们的壁面电阻很小。因此, 建议采用绝缘陶瓷和聚合物。另外, 由于漫流区位于流道的内部, 使得漫流电阻很难增加, 可通过在流道中插入绝缘条来限制电流扩散效应, 减少流入流道上下游的电流。

图 2.17 (d) 显示了有效磁场区域, 电流密度沿 y 方向的变化。可以看出, 通过插入两个绝缘条, 有效电流密度显著增加。中心线电流耗散可显著降低, 电

流密度在最大值和最小值之间的跃变也将减小 20%。因此,采用绝缘材料作为流道,并在流道内插入绝缘条,可以大大提高有效电流密度。

为了便于在流道内部安装绝缘条,我们提出了将单流道拆分为三明治结构,即层状堆叠电磁泵架构。该种电磁泵架构还会带来以下便利:1) 在靠近进出口的流道内设置导流结构,减小边界射流现象;2) 便于对电极侵入流道的接口进行封装,减小泄漏风险。关于层状堆叠结构电磁泵的详细分析可见第三章。

2.4.2 超薄电磁泵架构

直流电磁泵的磁铁一般安装在流道上下面,并且在磁铁周向安装导磁环,那么整个电磁泵的厚度包括流道、磁铁和导磁环,如图 2.11 所示。磁铁越厚,磁感应强度越强,故高性能电磁泵一般都有较厚的磁铁。因此,传统结构的直流电磁泵厚度均为厘米量级,限制了其在狭小空间内的使用。从理论上将,若将电磁泵厚度降低至 5 mm 以下,磁铁的厚度需要小于 1.5 mm,这会导致电磁泵的性能急剧下降。

为了降低电磁泵的厚度,需要对电磁泵结构进行重新设计,本文提出了一种新的电磁泵架构,如图 2.18 所示。将电极布置在流道的上下表面,磁铁和导磁环布置在流道侧面,在间隙处形成有效磁场区域,则整个电磁泵的厚度包括流道高度 h 和电极厚度 d 。由于磁铁布置在侧面,磁铁厚度在 y 轴方向,可以通过使用厚磁体提高磁场强度;考虑到机械加工可行性,铜电极的厚度约为 1 mm,因此,电磁泵厚度约等于 $2\text{ mm}+h$ 。

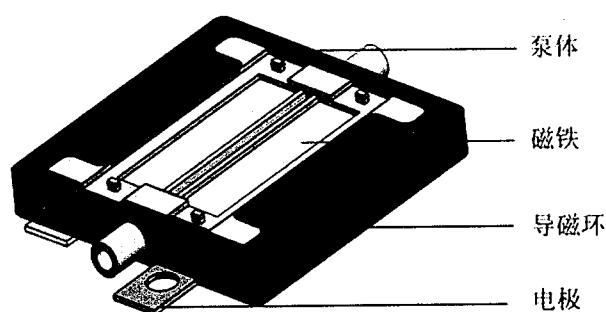


图 2.18 超薄电磁泵结构

Figure 2.18 Schematic diagram of ultra thin electromagnetic pump

图 2.19 为泵体示意图。电磁场有效区域的流道尺寸为 $20\text{ mm} \times 0.8\text{ mm} \times 2\text{ mm}$, 进出口内径 1.6 mm, 外径 2 mm, 二者采用光滑变径连接。

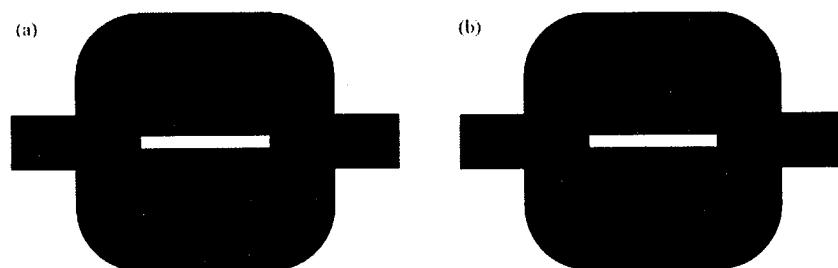


图 2.19 超薄电磁泵的泵体

Figure2.19 Schematic diagram of ultra thin electromagnetic pump body

为了对图 2.18 所示超薄电磁泵进行优化分析, 我们进行了模拟计算。电磁泵压头大小与磁场强度成正比, 因此, 液态金属区域内的磁场强度越大越好。本设计中, 一对磁铁平行放置, 在间隙处形成有效磁场区域。图 2.20 展示了磁隙中心的磁场强度随着磁场间隙大小的变化。其中单块磁铁的剩余磁通密度为 1.4 T, 导磁环的厚度为 1 mm。从图中可以看出, 随着磁场间隙增大, 中心磁场强度逐渐降低。磁场间隙为 1 mm 时, 磁场强度为 0.83 T, 磁场强度为 10 mm 时, 磁场强度仅为 0.07 T。

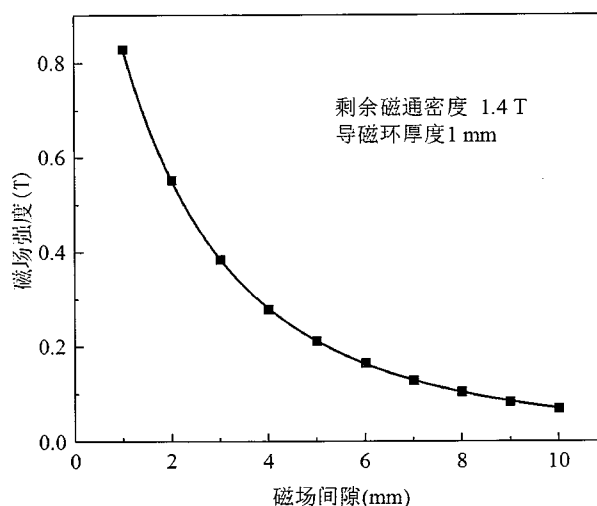


图 2.20 磁隙中心的磁场强度随着磁场间隙大小的变化

Figure2.20 The magnetic field intensity at the center of magnetic gap changes with the magnetic gap

图 2.21 展示了电磁泵静压头与电流之间的关系。从图中可以看出, 静压头与电流成正比, 驱动电流为 30 A 时, 静压头为 17 kPa, 驱动电流为 25 A 时, 静压头为 13 kPa。

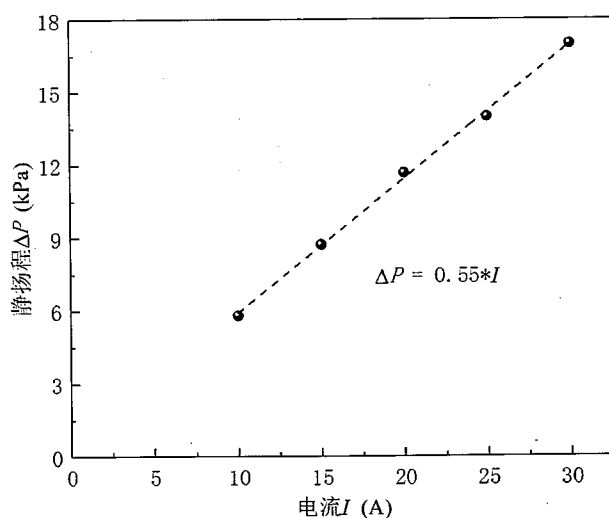


图 2.21 电磁泵静压头与电流之间的关系

Figure 2.21 Relationship between static pressure head and current

图 2.22 展示了不同流道宽度时，电磁泵流量-压力性能曲线。从图中可以看出，随着流道宽度降低，电磁泵静压头逐渐增加，但是最大流量逐渐降低。当工作流量为 35 ml/min 时，三个流道宽度对应的压头分别为 11.6 kPa@1.0 mm, 16 kPa@0.8 mm, 20.6 kPa@0.6 mm。因此，0.8 mm 和 0.6 mm 流道宽度可以满足压头大于 12 kPa。由于液态金属的表面张力很大，在微小通道内容易形成球形，流道宽度不易过小，因此，选择流道宽度 0.8 mm。

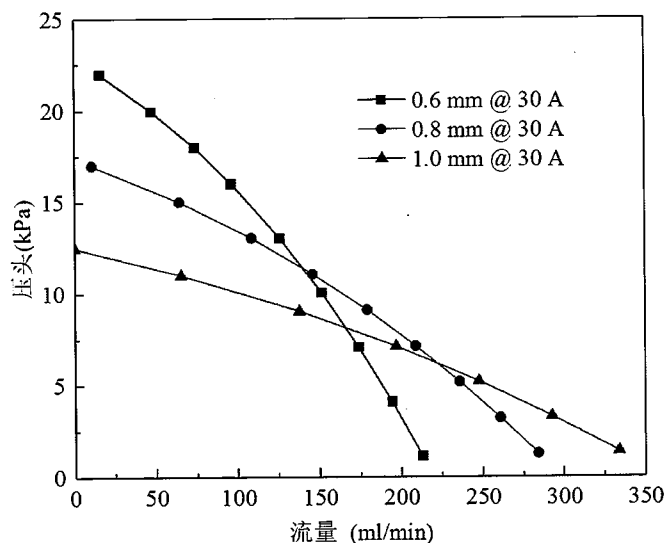


图 2.22 不同流道宽度下，电磁泵流量-压力性能曲线

Figure 2.22 Flow rate-pressure head curve under different channel widths

图 2.23 为电磁泵的流量-压力，流道高度为 0.8 mm。从图中可以看出，当电流为 30 A 时，该电磁泵的理论静压头为 17 kPa，最大流量约为 300 mL/min。

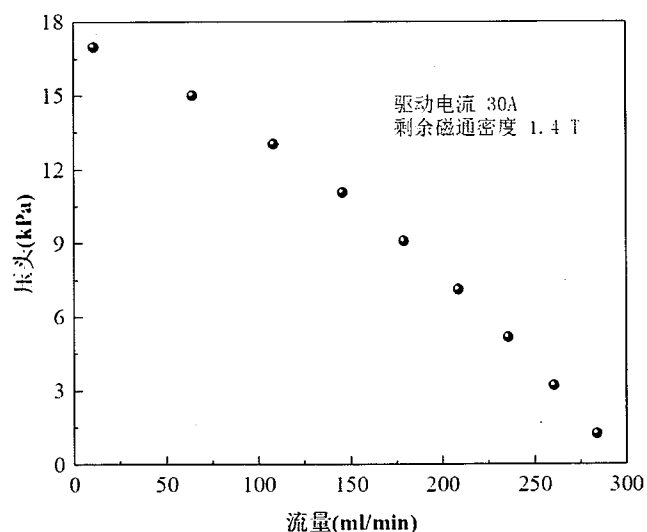


图 2.23 30 A 时, 电磁泵流量-压力性能曲线

Figure 2.23 Flow rate-pressure head curve with current 30 A

2.4.3 串联电磁泵架构

从 2.3.1 小节可以看到, 为了实现高压头, 需要使用上百安培的电流, 这对电源设备的要求很高。为了提高泵送压头, 可以采用多泵串联的方法。对于传统机械泵送方法, 流体内部没有电路连通, 泵与泵之间没有相互干扰。然而, 对于电磁泵来说, 电流是存在于整个液态金属流体中的, 电流之间会发生串扰, 洛伦兹力的分布也会发生改变。因此, 本小结主要研究电磁泵串联对于泵送性能的影响, 以及内部电流和速度分布情况。

图 2.24 为串联电磁泵架构图。三个永久磁铁相对布置, 磁铁中间形成两个均匀磁场, 磁场大小与 2.4.2 小节一致; 导磁环布置在平面内; 串联流道位于磁场间隙; 上表面有正负电极, 下表面有导电铜板连接两个流道。

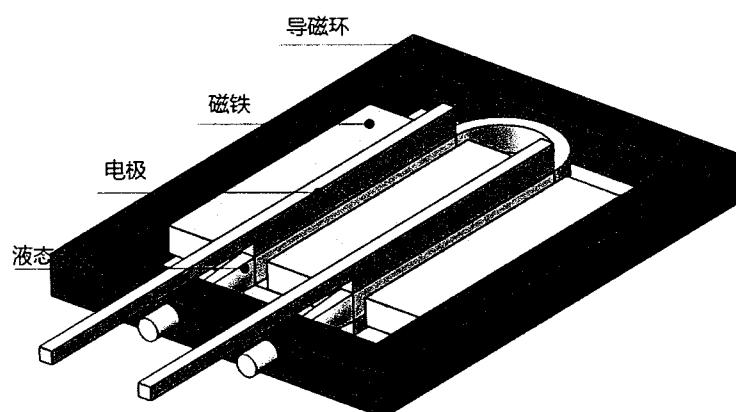


图 2.24 串联电磁泵结构

Figure 2.24 Schematic diagram of series electromagnetic pump

图 2.25 (a) - (d) 为串联电磁泵的磁场、电场、速度和压力分布。其中，磁场呈现两个“O”形，在磁铁中间形成有效磁场，平均磁场强度为 0.8 T；电流主要通路为正电极、液态金属、导电连接板、液态金属、负电极。此外，部分电流经过弯管处，造成电流损耗，辅助通路为正电极、液态金属、负电极。对于速度分布，我们选取了流道中心截面处速度云图。从图中可以看出，速度在磁场间隙处呈现分布不均匀，靠近边界速度较大，这与我们在第 2.2 章的分析结果一致。对于压力分布，沿着流动方向，液态金属的压力逐渐增大。

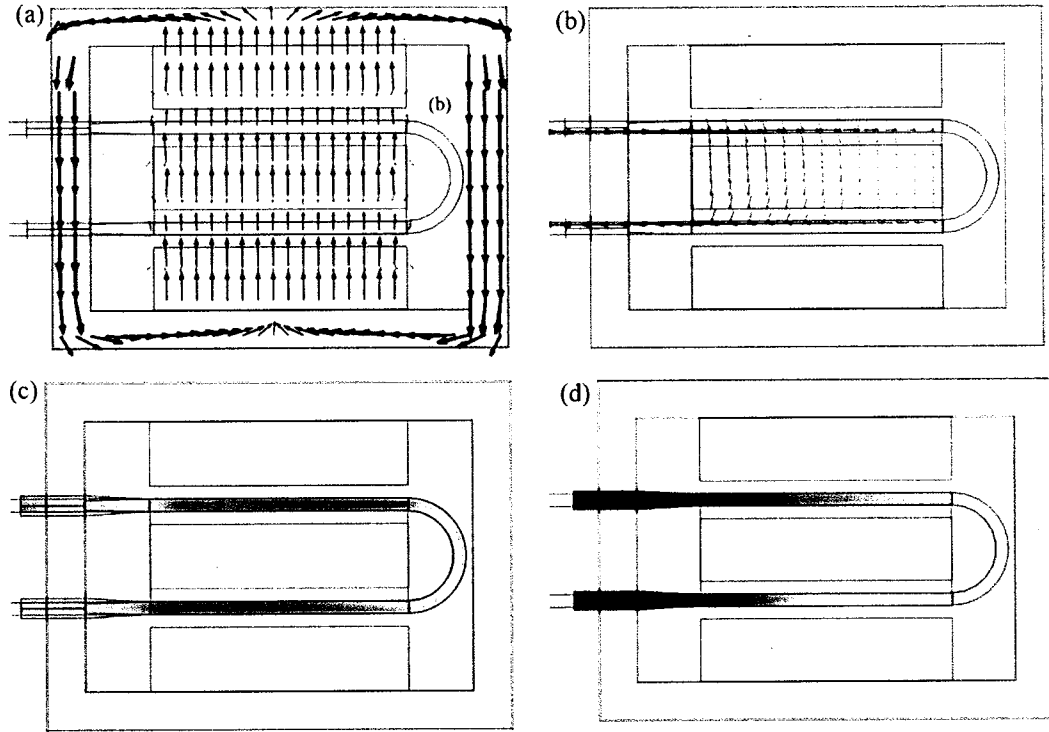


图 2.25 串联电磁泵的多物理场分布

(a) - (d) 串联电磁泵的磁场、电场和速度、压力分布

Figure 2.25 Physical fields distribution

(a) Magnetic field; (b) Electric field; (c) Velocity field; (d) Pressure field

图 2.26 为串联电磁泵的静压头与电流之间的关系图。从图中可以看出，在相同电流下，串联电磁泵的压头大于单体电磁泵，串联电磁泵静压头比单体泵大约提高了 40%，表明电磁泵串联增加压头的可行性。这是由于液态金属经过第一个流道加压后，进入第二个流道继续加速。当电流为 10 A，串联电磁泵的静压头可以达到 8.1 kPa，而对于单体电磁泵，当电流为 15 A 时，才能达到该静压头。

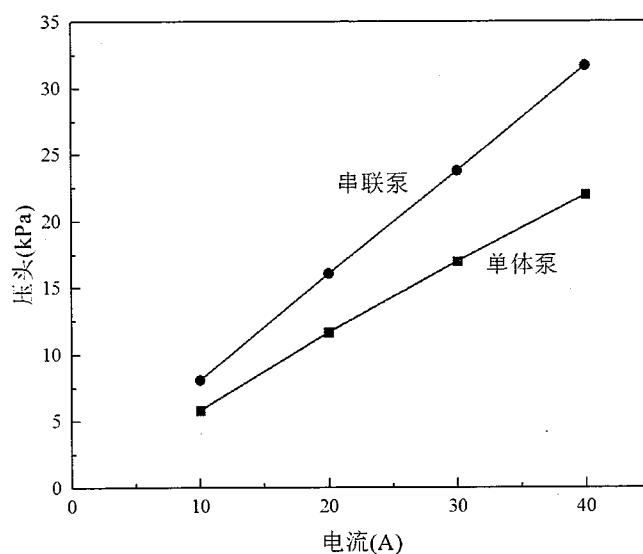


图 2.26 串联泵与单体泵的静压头随电流变化

Figure 2.26 The static pressure head with currents for series pump and unit pump

图 2.27 为串联泵的流量-压力曲线。该泵的性能曲线与单体电磁泵性能曲线趋势一致，二者相比，在相同电流下，串联泵的压头有所增加，但流量有所降低。电流为 30 A 时，压头为 10 kPa 时，串联泵的流量约为 120 ml/min，单体泵的流量为 160 ml/min。

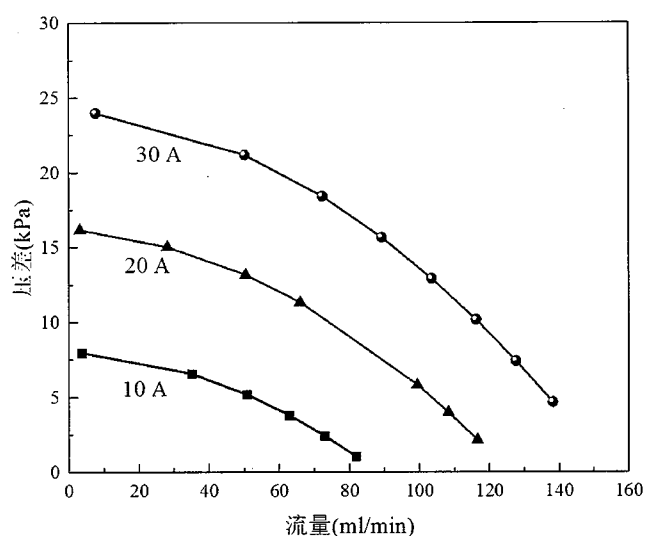


图 2.27 不同电流下，串联泵的流量-压力性能曲线

Figure 2.27 Flow rate-pressure head curve of series pump with different currents

2.5 本章小结

本章目的是为了揭示室温液态金属的电磁场与流场之间的多场协同规律，解决液态金属对流散热技术向高热流密度散热和紧凑空间散热方向发展的驱动问

题。

首先,建立了电磁场与流场的耦合模型,通过对液态金属二维流动的仿真分析发现,当在壁面施加均匀电流时,沿着流动方向,入口速度由抛物线形转变为扁平形, Ha 数越大,速度转变越快;由于感应电流的作用,在靠近边界处很窄的区域内,存在速度大于平均速度的现象。

其次,通过对液态金属三维流动的仿真发现,电磁泵流道内部存在严重的速度分布不均匀,在出口处存在边界射流现象;电流越大,磁场越强,电磁驱动所能提供的流量和压头越大。

然后,在优化分析的基础上,针对大流量高压头的泵送需求,提出了层状堆叠电磁泵架构,将传统的单流道结构拆成了三明治结构,便于在流道内部设置绝缘条,减小漫流损失;并对进出口的流体进行分配,避免内部流速不均匀现象。针对超薄液冷的泵送需求,提出了超薄电磁泵架构,通过将磁铁和电极调换方向,设计了4 mm厚的微型电磁泵。最后,对串联电磁泵架构进行模拟研究,发现串联电磁泵静压头比单体泵大约提高了40%。

第3章 液态金属层流流动传热规律研究

3.1 引言

得益于核反应堆高温传热的需求,从上世纪40年代起,研究人员就对液态金属流动传热进行了大量研究,包括钠钾合金、铅铋合金、锂金属、镓基合金等。由于核电站设备庞大,并且考虑到安全性和耐久性,流道尺寸较大,液态金属通常处于湍流状态,故湍流液态金属流动传热的研究比较充分。

在湍流入口区域,实验数据或预测的 Nusselt 数是相当有限的。Awad^[96]测量了沿圆管轴向位置的 NaK 传热系数。后来, Sleicher、Awad 和 Natter^[97]提出了热发展段的近似经验公式 ($x/D > 4$, $0.004 < Pr < 0.1$)

$$Nu_x = Nu_\infty \left(1 + \frac{2}{x/D}\right) \quad (3.1)$$

对于恒壁温边界条件:

$$Nu_\infty = 4.8 + 0.0156 Pe^{0.88} Pr^{0.08} \quad (3.2)$$

对于恒热流边界条件:

$$Nu_\infty = 6.3 + 0.0167 Pe^{0.85} Pr^{0.08} \quad (3.3)$$

对于充分发展段, Martinelli^[98]和 Lyon^[99]分析了恒定热流条件下圆管内湍流换热。Lyon 给出了半经验表达式:

$$Nu = 7 + 0.025 (Pr^{-1} Pe)^{0.08} \quad (3.4)$$

这就是著名的液态金属流动传热的 Martinelli-Lyon 方程。Lubarsky 和 Kaufman^[100]重新评估了大量的充分发展段实验数据,建议 Nusselt 数应为:

$$Nu = 0.625 Pe^{0.4} \quad (3.5)$$

这个公式计算出来的 Nusselt 数比公式 (3.4) 计算结果大约低 30%。许多后来的建议,如 Dwyer^[101]和 Sleicher, Awad 和 Natter^[97],提出了一个 Nusselt 数公式,其值位于方程 (3.4) 和 (3.5) 之间的区域。根据 Subbotin 等人^[102]、Baker 和 Sesonske^[103]、Borishanskii 和 Kutateladze^[104]的实验,圆管充分发展区液态金属湍流的 Nusselt 数应介于式 (3.4) 和式 (3.5) 之间。

考虑到实际工程应用,人们针对各种形状的管道拟合了经验公式。恒热流,液态金属在圆管内湍流流动时^[105,106] ($0 < Pr < 0.1$; $10^4 < Re < 5 \cdot 10^5$; $58 < Pr \cdot Re < 1.3 \times 10^4$):

$$Nu = 4.82 + 0.0185 \cdot (Re \cdot Pr)^{0.827} \quad (3.6)$$

恒热流，液态金属在矩形管内湍流流动时（高宽比 <10 ， $Pr \cdot Re < 3000$ ）^[107]：

$$Nu = 7.833 + 0.0138 \cdot (Re \cdot Pr)^{0.8} \quad (3.7)$$

恒热流，液态金属在平行板间湍流流动时（高宽比 >10 ； $Pr \cdot Re < 3000$ ）^[107]：

$$Nu = 5.269 + 0.00104 \cdot (Re \cdot Pr)^{1.171} \quad (3.8)$$

恒热流，液态金属在环形管内湍流流动时（直径比 <7 ； $Pr \cdot Re < 10000$ ）^[108]：

$$Nu = \left(\frac{D}{d}\right)^{0.3} \cdot [4.75 + 0.0175 \cdot (Re \cdot Pr)^{0.8}] \quad (3.9)$$

恒热流，圆管内，液态金属从湍流区（ $Pe > 100$ ）到层流的区域内，Shi 等人^[109]给出了关系式：

$$Nu = 4.36 + 0.013 \cdot Pe \quad (3.10)$$

液态金属要达到层流状态，特征尺寸需要在几毫米甚至百微米以下，这对于实际的核电站传热应用比较少见，但是该尺寸正是微电子器件冷却关注的尺度。公认的是液态金属层流传热，恒热流条件下，圆管内充分发展段 Nusselt 数恒为 4.36。但是，液态金属入口段层流传热的研究较少。

Ching-Jen Chen 和 Jenq Shing Chiou^[110]理论分析了层流热发展段，流动与热同时发展段的传热情况。热发展段的 Nusselt 数仅是 Graetz 数的函数，而流动与热同时发展段的局部 Nusselt 数不仅依赖于逆 Graetz 数，而且依赖于 Prandtl 数。

图 3.1 为恒壁温时，层流热发展段局部 Nusselt 数与 Graetz 数之间的关系，Nusselt 数仅仅是 Graetz 数的函数，这与 Kays 的结果相符合，进一步，随着 Graetz 数增加，达到充分发展段时的 Nusselt 数与 Kays 的理论分析解 $Nu_{T, \infty} = 3.66$ 一致。

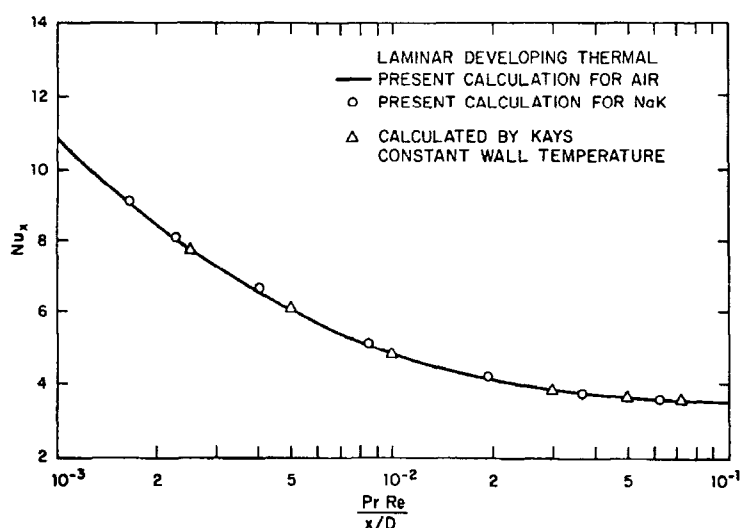


图 3.1 温度发展段的层流换热^[111]

Figure 3.1 Laminar heat transfer in temperature developing region

图 3.2 显示了在恒热流，温度与速度同时发展段中，空气和 NaK 的局部努塞尔数 Nu_x 与 Gr 数的关系。该研究结果以及 Bankston 和 McEligot^[111]、McMordie 和 Emery^[112]、Nusselt 和 Kays^[113] 的预测，都接近 Nu 的理论值 4.36，当 $Pr \cdot Re / (x/D) < 5$ 时，该研究与 McMordie 和 Emery^[112] 关于 NaK ($Pr=0.02$) 的结果一致，然而，Kays 对空气的计算^[113] 高于目前的结果以及 Bankston 和 McEligot 的结果^[111]。

总体来说，液态金属湍流传热经验关系式很成熟；液态金属层流充分发展段传热与水一致，而入口段传热关系式研究较少，相关经验关系式没有定论。

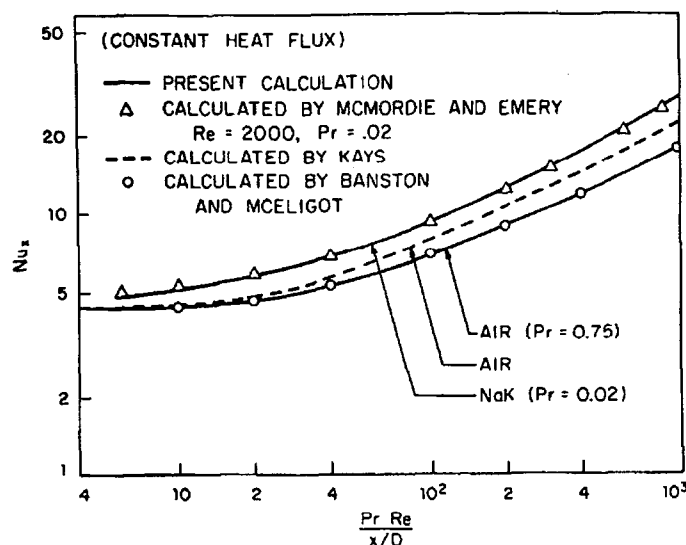


图 3.2 温度与速度同时发展段的层流换热^[111]

Figure 3.2 Laminar heat transfer in the region of simultaneous development of temperature and velocity

在传热方面，液态金属热导率大，轴向导热不能忽略，具有与水不同的传热规律。此外，对于液态金属流动传热，在实际数值计算过程中，我们发现了一个奇特的现象。当流道尺度为几毫米或者百微米时，是否划分边界层对于传热的影响不大。为了深刻揭示这种新型流体的流动传热规律，本章节拟采用理论与数值的方法，将液态金属与水进行对比，进而认识其流动传热特性。因此，本章拟开展两方面的研究：(1) 比较液态金属 $Ga_{68}In_{20}Sn_{12}$ 与水作为冷却介质的层流传热性能，其中充分发展段采用理论分析方法，发展段采用数值模拟方法；(2) 分析边界层对于液态金属层流传热的影响。

3.2 液态金属与水层流传热的比较

3.2.1 镓基液态金属热物性

$Ga_{68}In_{20}Sn_{12}$ 的制备如下：将镓、铟、锡分别称取质量分数为 68%、20% 和 12%

的混合料，用感应炉加热，以保证金属充分熔化。然后将熔炉冷却至 80 °C，搅拌液态金属使其均匀混合。最后，将加热炉冷却至室温，得到 Ga₆₈In₂₀Sn₁₂。

我们测量了 Ga₆₈In₂₀Sn₁₂ 在 20 °C~80 °C 温度范围内的热导率和热容，间隔 10 °C，如图 3.3 所示。结果表明，Ga₆₈In₂₀Sn₁₂ 的导热系数随温度的升高而增大，拟合关系式为 $k=23.67+0.061 \cdot T$ ，而 Ga₆₈In₂₀Sn₁₂ 的热容随温度的升高而减小，拟合关系为 $c_p=366.13-0.70 \cdot T$ 。

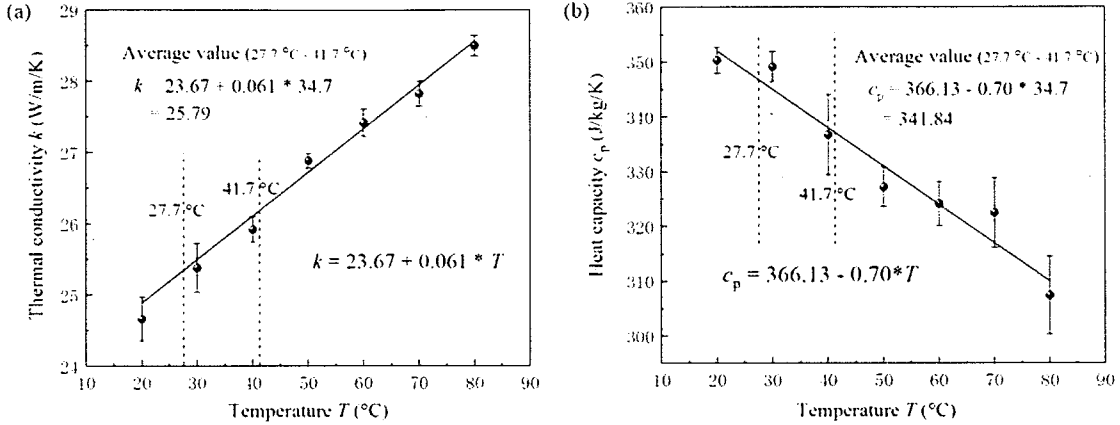


图 3.3 Ga₆₈In₂₀Sn₁₂ 的热导率和热容随温度的变化

Figure 3.3 Variation of thermal conductivity and heat capacity of Ga₆₈In₂₀Sn₁₂ with temperature

热阻是衡量传热能力的指标，它的值越小，表示对流传热效果越好。总热阻包括导热热阻，对流热阻和热容热阻。导热热阻在总热阻中占有很小的比例，并且导热热阻只与热沉材料的厚度和热导率有关，与冷却介质无关。因此，在本章中，我们忽略了导热热阻，以对流热阻和热容热阻之和代表总热阻，如下所示：

$$R_{\text{total}} = R_{\text{cap}} + R_{\text{con}} \quad (3.11)$$

热容热阻是由比热容和液体流量决定：

$$R_{\text{cap}} = \frac{1}{m c_p} \quad (3.12)$$

对流热阻是由对流换热系数和传热面积所决定，如下所示：

$$R_{\text{conv}} = \frac{1}{hA} \quad (3.13)$$

对流换热系数如下所示：

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D} \quad (3.14)$$

由公式可以看出，对流热阻由对流换热系数决定，对流换热系数与冷却介质的热导率直接相关；而热容热阻由冷却介质的比热容和体积流量决定。因此，从

传热的角度来看,热导率和比热容影响对流散热效果的关键物性参数。热导率越高,对流换热系数越大;比热容越大,冷却介质的温升越小。因此,高热导率和大比热容有利于强化对流换热效果。

表 3.1 为六种冷却介质的热物性,分别是空气、乙二醇 EG、50%EG/Water、水、NaK 和 $\text{Ga}_{68}\text{In}_{20}\text{Sn}_{12}$ 。从表中可以看出,液态金属具有最高的热导率,因此,液态金属有较高的对流换热系数,对流热阻最小;但是,液态金属的比热容较低,在传热过程中温升较快,热容热阻较大。在所有的流体中,水的比热容最大,热容热阻最小,然而,水的传热能力受到其热导率的限制,与液态金属相比,对流热阻较大。与水相比,EG 和 50%EG/Water 的热导率和比热容都较小,其对流传热效果比水差;但是其热容热阻小于液态金属。空气是热导率和体积热容最小的冷却介质,故其对流传热能力最差,但是考虑到液体冷却介质存在沸腾、挥发问题,空气散热在一些特殊场合被使用。由于对流换热效果受到热导率和比热容两个因素的影响,因此,只有热导率高或者只有比热容大,不能说明传热效果好。

表 3.1 六种典型冷却介质的热物性

Table 3.1 Thermophysical properties of six typical cooling media

冷却剂	空气	EG	50%EG/Water	Water	NaK	GaInSn
熔点 (°C)	-	-11	-37.8	0	-12.6	10.7
沸点 (°C)	-	198	107	100	785	-
热导率(W(m·K))	0.026	0.26	0.37	0.606	21.8	22.45
比热容(kJ(kg·K))	1.005	2.84	3.29	4.18	0.97	0.352
粘度(mPa·S)	0.018	19.83	3.8	1.003	0.94	2.22
密度(kg/m ³)	1.205	1109	1087	1000	867	6363
普朗特数	0.7	216.6	33.7	5.83	0.02	0.03

图 3.4 展示了六种典型冷却介质的普朗特数范围。不同冷却介质之间普朗特数存在巨大差异,从最小 0.02,到最大 216.6。20 °C 时,水的普朗特数为 5.8,纳米流体的普朗特数与水接近;空气为 0.7;而液态金属具有很高的热导率,导致其普朗特数很低,钠钾合金为 0.02,镓铟锡合金为 0.03;乙二醇的粘度很大,其普朗特数约 216.6,50%乙二醇/水的普朗特数约为 33.7。

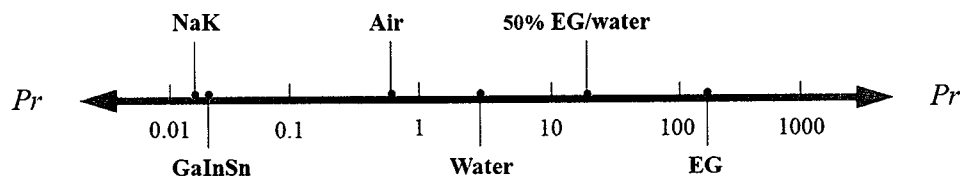


图 3.4 不同冷却剂的普朗特数

Figure3.4 Prandtl number of different coolants

Pr 数会显著影响入口段的速度和热边界层发展。 Pr 数越小, 温度边界层发展越快, Pr 数越大, 速度边界层发展越快。对于层流换热, 在充分发展段, Nu 数不随 Pr 数发生变化, 恒等于 4.36。但是对于入口段, 不同 Pr 数导致入口段长度和 Nu 数不同。一般来说, Pr 数越大, 入口段长度越长, 液态金属入口段只有 3-5 D , 空气的入口段约为 10 D , 水的入口段约为 20 D , 纳米流体的入口段与水基本相同, 而乙二醇的入口段长达 2000 D 。

3.2.2 圆管层流传热比较分析

3.2.2.1 充分发展段

本节比较研究了恒热流下, 圆管层流充分发展段和发展段, 不同冷却介质的对流传热性能。本文考虑了微米/毫米管道中的传热问题, 如图 3.5 (a) 所示。在壁面上施加恒定的均匀热流。虽然壁厚可以产生导热热阻, 但是导热热阻只与管道的材料有关, 与流体热物性无关。本研究聚焦于不同流体的传热比较, 故将管道壁厚设为零。

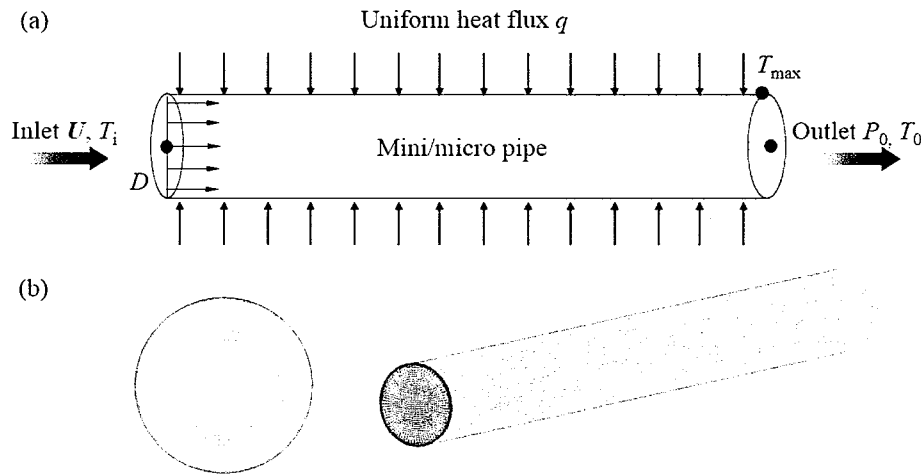


图 3.5 毫米/微米流道的物理模型及网格划分

Figure3.5 The physical model and mesh of a mini/micro pipe

连续性、动量和能量的控制方程如下:

$$\text{div}(\rho V) = 0 \quad (3.15)$$

$$\frac{\partial(\rho V)}{\partial t} + \text{div}(\rho V V) = \text{div}(\mu \text{grad} V) - \text{grad} P \quad (3.16)$$

$$\text{div}(\rho V T) = \text{div}(k \cdot \text{grad} T) \quad (3.17)$$

采用“O”型结构网格, 细化边界层, 如图 3.5 (b) 所示。为了验证网格的精度, 进行了网格独立性检验。在下面的大多数模拟中, Re 小于 2300, 少数情

况下 Re 大于 2300 但小于 10000, 因此所有情况下都考虑层流。为了验证数值模型的正确性, 对层流换热进行了数值模拟。水冷的数值结果与 Shah 方程^[114]进行了比较, 液态金属冷却的数值结果与 McMordie 和 Emery 的数值结果进行了比较^[112]。模拟计算结果与经验公式吻合较好, 如图 3.6 所示。因此, 数值模型被认为是可靠的。

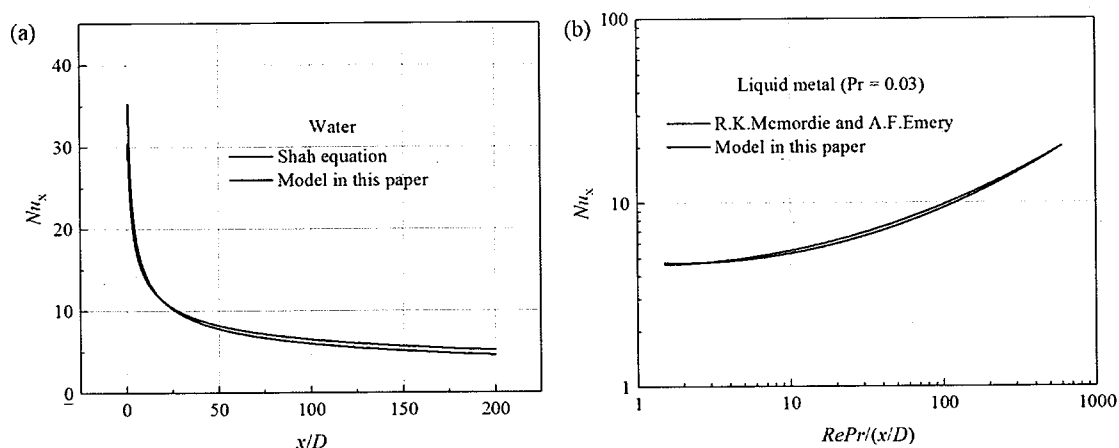


图 3.6 液态金属和水层流传热的模型验证

Figure 3.6 The model validation for liquid metal and water laminar heat transfer

用最大壁温和热阻作为判断传热性能的标准。总热阻由对流热阻 R_{conv} 和热容热阻 R_{cap} 组成。对流热阻 R_{conv} 是衡量流体对流换热能力的参数, 定义为式 (3.18)。热容电阻 R_{cap} 是衡量流体的吸热能力, 定义为式 (3.19)。总热阻如式 (3.20) 所示。

$$R_{\text{conv}} = \frac{T_w - T_o}{Q} = \frac{1}{hA} \quad (3.18)$$

$$R_{\text{cap}} = \frac{T_o - T_i}{Q} = \frac{1}{mc_p} \quad (3.19)$$

$$R_{\text{tot}} = R_{\text{conv}} + R_{\text{cap}} \quad (3.20)$$

式中, T_i 是流体入口温度, T_o 是流体出口温度, T_w 是壁温, Q 是热功率, A 是传热面, 等于 πDL , h 是对流传热系数, m 是质量流量。

对于层流充分发展段, Nu 数保持在 4.36。因此 R_{conv} 表示为方程 (3.21), 从公式看出, R_{conv} 与导热系数成反比, 与热容无关。液态金属与水的对流热阻之比为 $0.606/24.89=0.024$, 液态金属的 R_{conv} 远小于水。对于 R_{cap} , 如式 (3.22) 所示, R_{cap} 与体积热容成反比, 与导热系数无关。液态金属与水的热容热阻之比为 $=1.87$, 液态金属的 R_{cap} 大于水。

$$R_{\text{con}} = \frac{1}{4.36\pi L k} \quad (3.21)$$

$$R_{\text{cap}} = \frac{4}{U\pi D^2} \cdot \frac{1}{\rho c_p} \quad (3.22)$$

公式 (3.23) 是总热阻表达式。结果表明，总热阻与管道长度、管径、流体速度和热物性有关。实际应用中我们更关心壁面最高温度，如公式 (3.24) 所示。

$$R_{\text{tot}} = \frac{1}{4.36\pi L} \cdot \frac{1}{k} + \frac{4}{U\pi D^2} \cdot \frac{1}{\rho c_p} \quad (3.23)$$

$$T_m = T_i + q \cdot (\pi DL) \cdot R_{\text{tot}} = T_i + q \cdot \left(\frac{D}{4.36} \cdot \frac{1}{k} + \frac{4L}{UD} \cdot \frac{1}{\rho c_p} \right) \quad (3.24)$$

为了比较总热阻，导出了热阻差值，如公式 (3.25) 所示。可以看出，当确定管道尺寸和流速时，可以得到 ΔR ，并判断二者传热性能优劣。

$$\begin{aligned} \Delta R &= \frac{1}{4.36\pi L} \cdot \left(\frac{1}{k_w} - \frac{1}{k_{lm}} \right) + \frac{4}{U\pi D^2} \cdot \left(\frac{1}{(\rho c_p)_w} - \frac{1}{(\rho c_p)_{lm}} \right) \\ &= \frac{1.60}{4.36\pi L} - \frac{0.83}{U\pi D^2} \cdot 10^{-6} \end{aligned} \quad (3.25)$$

图 3.7 显示了管径分别为 1.0 mm 和 0.25 mm 时的热阻分布，管长为 100 mm，流速为 1.0 m/s。可以看出，对于水冷，管径从 1.0 mm 到 0.25 mm，总热阻减小；而对于液态金属冷却，总热阻随着管径从 1.0 mm 到 0.25 mm 而增大。对于水， R_{conv} 是主要的热阻，它随特征尺寸的减小而减小；对于液态金属， R_{cap} 是主要的热阻，并且随着流量的减小而增大。因此，液态金属与水的传热存在着明显的差异。因此，对于水冷，微米管道有利于降低热阻；对于液态金属，毫米管道有利于降低热阻。

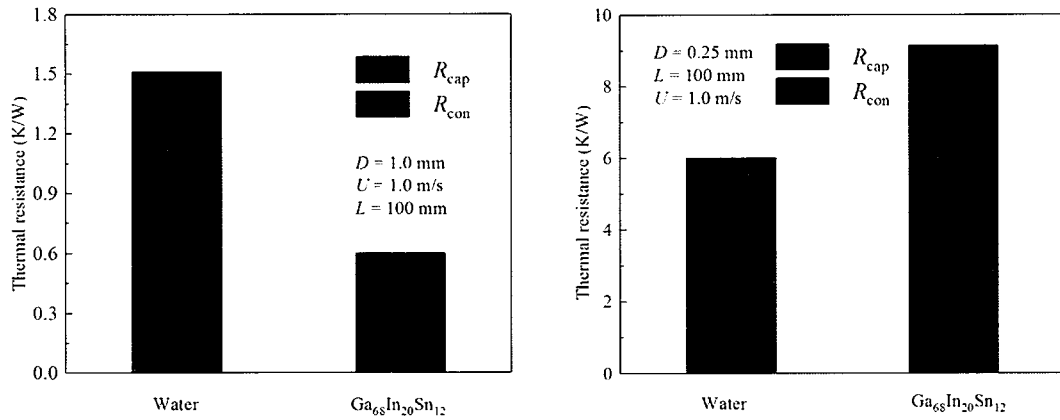


图 3.7 1 mm 和 0.25 mm 管径，水和液态金属冷却的总热阻比较

Figure 3.7 The total thermal resistance comparison of water and galinstan cooling with 1 mm and 0.25 mm pipe diameter

图 3.8 显示了总热阻和最高温度随管径的变化，热流密度 10 W/cm^2 ，流速 1.0 m/s，管长 100 mm，入口温度 20°C 。可以看出，液态金属和水的总热阻随管径的增大而减小，两个总热阻之间存在一个交点。管径小于 0.49 mm 时，液态

金属的总热阻大于水的总热阻；管径大于 0.49 mm 时，液态金属的总热阻小于水的总热阻。从图 3.8 可以看出，液态金属的最高温度随着管径的增大而降低；而对于水，当管径小于 0.49 mm 时，最高温度降低，当管径大于 0.49 mm 时，最高温度升高。二者存在一个最高温度的交点。从总热阻和最高温度分析可知，采用大口径管时，液态金属冷却具有优势。

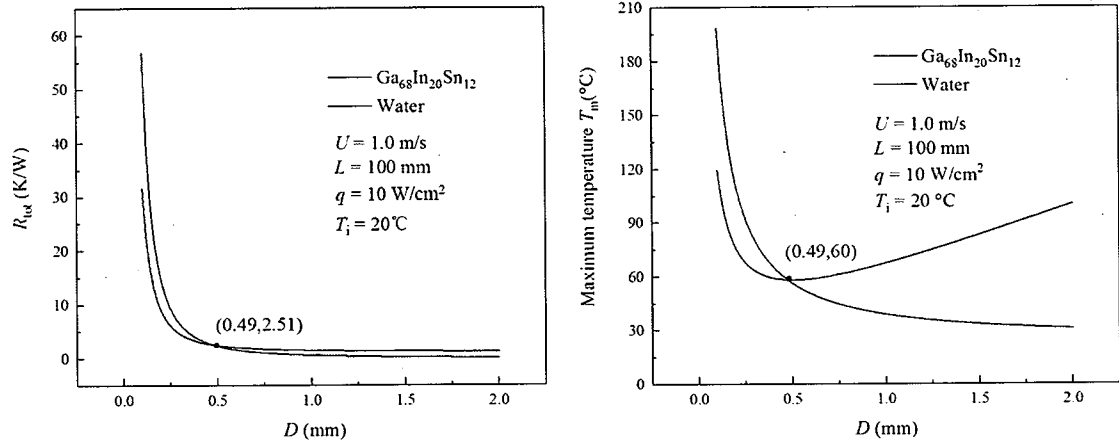


图 3.8 总热阻和最高温度随管径的变化

Figure3.8 The variation of total thermal resistance and maximum temperature with pipe diameter

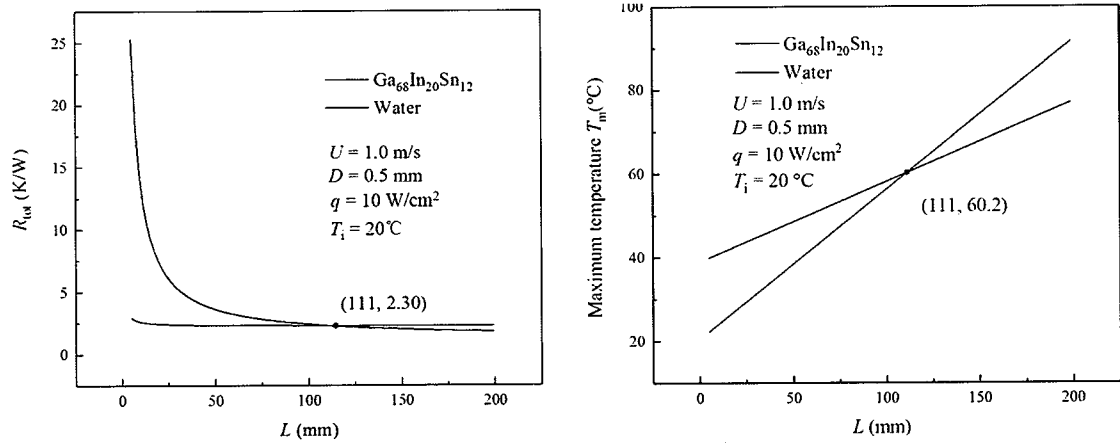


图 3.9 总热阻和最高温度随管道长度的变化

Figure3.9 The variation of total thermal resistance and maximum temperature with pipe length

图 3.9 显示了总热阻和最高温度随管道长度的变化，热流密度 10 W/cm²，流速 1.0 m/s，管径 0.5 mm，入口温度 20 °C。可以看出，水的总热阻随管道长度的增加而减小，而液态金属的总热阻几乎保持不变。当管道长度小于 111 mm 时，液态金属的总热阻小于水的总热阻。从右图可以看出，液态金属的最高温度随着管

道长度的增加而增加。当管道长度小于 111 mm 时, 液态金属冷却的最高温度较低。从总热阻和最高温度分析可以看出, 采用短管时液态金属冷却具有优势。

3.2.2.2 发展段

对于电子器件散热的热沉, 其通道长度一般小于 $50 D$, 其入口段效应不可忽略, 因此有必要对入口段的传热性能进行比较。由于缺乏层流发展段液态金属的经验关联式, 故采用数值模拟的方法进行比较研究。

图 3.10 (a) 是两种流体对应的温度云图。对于水, 靠近壁面的温度变化剧烈, 而液态金属靠近壁面的温度变化相对平缓。这种边界温差是由于液态金属的导热系数比水大引起的。

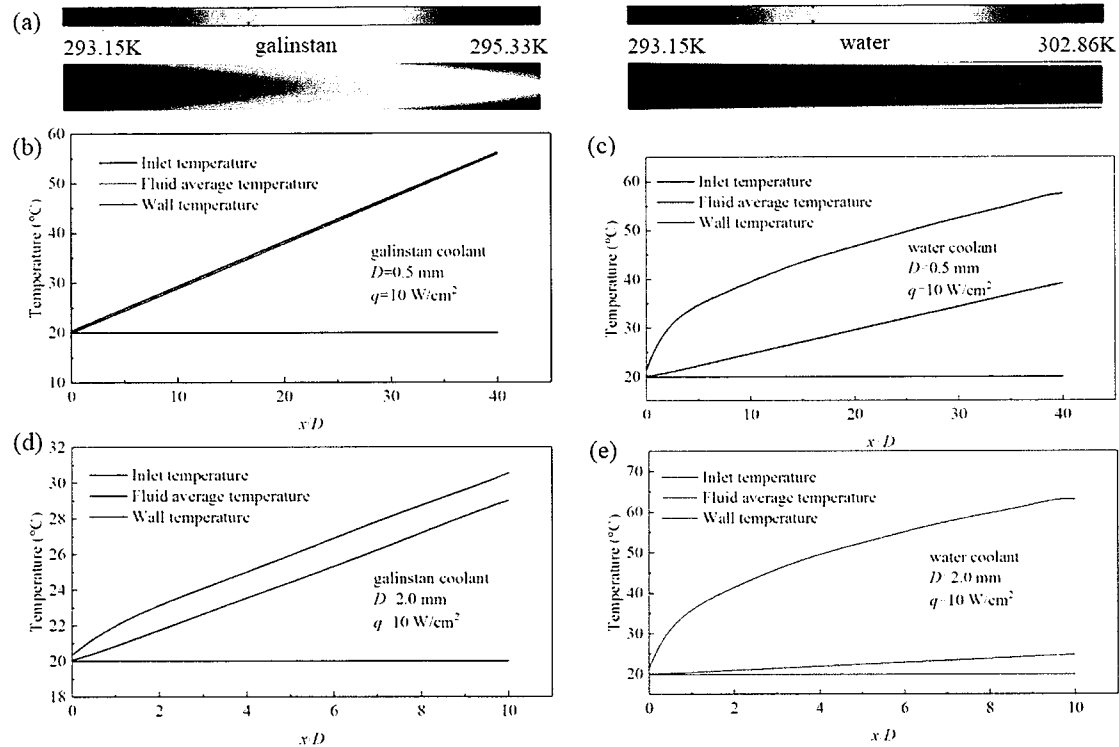


图 3.10 温度沿流动方向的变化

(a) 温度云图; (b) 管径 0.5 mm, 流体为液态金属; (c) 管径 2.0 mm, 流体为水; (d) 管径 0.5 mm, 流体为液态金属; (e) 管径 2.0 mm, 流体为水

Figure 3.10 The temperature variation along flow direction

(a) Temperature distribution; (b) Pipe diameter of 0.5 mm and fluid of galinstan; (c) Pipe diameter of 2.0 mm and fluid of galinstan; (d) Pipe diameter of 0.5 mm and fluid of water; (e) Pipe diameter of 2.0 mm and fluid of galinstan

图 3.10 (b-e) 显示了沿着管道的液态金属和水的温度变化。可以看出液态金属和水之间存在着明显的差别。结果表明, 液态金属进口段长度比水短。特别是对于直径 0.5 mm 的液态金属, 进口段可以忽略不计。此外, 液态金属的平均温

度与流体外表面温度之间的差值远低于水的二者差值,这是由于液态金属较大的对流换热系数导致的;液态金属的平均温度与入口温度的差值大于水的二者差值,这是由于液态金属较小的热容导致的。

图 3.11 是不同管径和管长下最高温度的三维示意图。对于大多数管径和长度,液态金属的换热效果优于水。当速度为 0.1 m/s 和 0.2 m/s 时,存在相交线。结果表明,直径小于 0.1 mm 时,液态金属冷却比水冷效果差。而随着管道长度的增加,液态金属冷却的缺点更加明显。

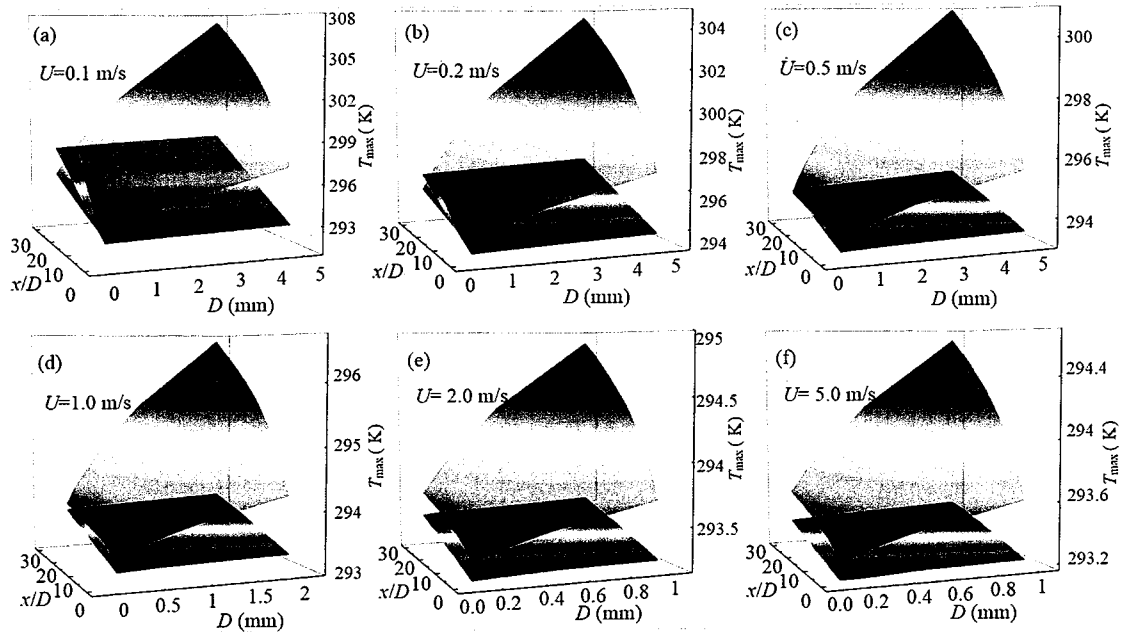


图 3.11 不同管径和管长下的最高温度三维图

Figure 3.11 The three-dimensional diagram of the maximum temperature with different pipe diameters and pipe lengths

3.3 边界层对镓基液态金属传热的影响

在液态金属固液相变的模拟计算中,由于液态金属很高的热导率,自然对流传热在传热过程中占有很小的比重,一般只考虑热传导的影响。由此,我们联想到,对于液态金属流动传热研究,是否可以忽略边界层的影响,在模拟研究中不划分边界层。在偶然的毫米流道模拟案例中($D = 1 \text{ mm}$),我们发现边界层对于液态金属传热的影响基本可以忽略不计。因此,为了进一步揭示边界层对液态金属流动传热的影响,我们开展了数值模拟研究。

本节针对液态金属二维平面流动,如图 3.12 (a) 所示,研究范围为层流流动。流速分别为 0.05 m/s, 0.1 m/s, 0.2 m/s, 0.5 m/s, 1 m/s; 特征直径为 0.1 mm, 0.2 mm, 0.5 mm, 1 mm, 2 mm, 5 mm; 流道长宽比为 2, 5, 10, 20, 30, 50。进口温度为 20°C , 热流密度恒为 10 W/cm^2 。图 3.12 (b) 为网格划分, 均匀网格

尺寸高度为 $D/10$ ，长度为 $L/100$ ；第一层边界高度为 $0.005 D$ ；边界层网格数分别为 2, 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16，边界层拉伸因子为 1.2。由于边界层在入口段与充分发展段不同，因此分别研究边界层划分对充分发展段与发展段的影响。

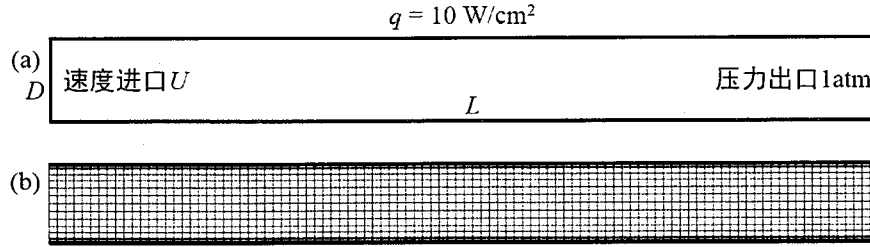


图 3.12 物理模型与边界层划分

Figure3.12 Physical model and mesh generation

3.3.1 充分发展段

图 3.13 为最高温度随特征尺寸的变化，其中长宽比为 20，入口平均速度 0.1 m/s ，呈抛物线分布。图中左侧为水，右侧为 EGaInSn 。从图中可以看出，水作为冷却剂时，随着边界层数量的增加，最高温度逐渐增加，并趋于稳定。流道特征尺寸越小，最高温度波动幅度越小。边界层对于水流动传热会产生显著影响。而液态金属作为冷却剂时，最高温度基本不随边界层数量发生变化，最高温度波动幅度小于 0.02°C 。因此，不同特征尺寸下， EGaInSn 最高温度基本不随边界层数量发生变化。

图 3.14 为最高温度随长宽比的变化，其中特征尺寸为 1 mm ，入口平均速度 0.1 m/s ，呈抛物线分布。从图中看出，对于水冷却介质，最高温度波动幅度随着长宽比增大而增大，波动幅度大于 0.5°C ；对于液态金属冷却介质，长宽比从 2 到 20，最高温度波动幅度总是小于 0.02°C 。因此，不同长宽比下， EGaInSn 最高温度基本不随边界层数量发生变化。

图 3.15 为最高温度随平均流速的变化，其中特征尺寸为 1 mm ，长宽比为 20，速度呈抛物线分布。从图中看出，不同流速下， EGaInSn 最高温度基本不随边界层数量发生变化。从图中可以看出，对于水冷却介质，最高温度波动幅度随着平均流速增大而增大；对于液态金属冷却介质，长宽比从 2 mm 到 20 mm ，速度从 0.05 m/s 到 1 m/s 的范围内，最高温度波动幅度总是小于 0.02°C 。因此，不同流速下， EGaInSn 最高温度基本不随边界层数量发生变化。

总体来说，在层流充分发展段， EGaInSn 传热模拟结果与边界层无关。

3.3.2 发展段流动

图 3.16 为最高温度随特征尺寸的变化，其中长宽比为 10，入口速度均匀分布，为 0.1 m/s 。从图中可以看出，水作为冷却剂时，当特征尺寸为 0.2 mm ，最

高温度的变化幅度小于 $0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ；随着特征尺寸增加，最高温度随着边界层数量的波动幅度逐渐增大。但是，对于液态金属 EGaInSn，特征尺寸从 0.2 mm 到 2 mm ，最高温度波动幅度总是小于 $0.02\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。这表明，在特征尺寸为 0.2 mm - 2 mm 时，EGaInSn 发展段流动传热模拟结果与边界层无关。

图 3.17 为最高温度随长宽比的变化，其中特征尺寸为 1 mm ，入口速度均匀分布，为 0.1 m/s ，长宽比分别为 2、5、10、20。从图中看出，对于水冷却介质，最高温度波动幅度随着长宽比增大而增大，波动幅度大于 $0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ；对于液态金属冷却介质，长宽比从 2 到 20，最高温度波动幅度总是小于 $0.02\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。因此，不同长宽比下，EGaInSn 最高温度基本不随边界层数量发生变化。

图 3.18 为最高温度随平均流速的变化，其中特征尺寸为 1 mm ，长宽比为 20，入口速度均匀分布。从图中可以看出，对于水冷却介质，最高温度波动幅度随着平均流速增大而增大；对于液态金属冷却介质，长宽比从 2 mm 到 20 mm ，速度从 0.05 m/s 到 1 m/s 的范围内，最高温度波动幅度总是小于 $0.02\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。因此，不同流速下，EGaInSn 最高温度基本不随边界层数量发生变化。

因此，在层流发展段，EGaInSn 传热模拟结果也与边界层无关。

3.4 本章小结

本章节测试了液态金属两个重要热物性参数，热导率和比热容，获得了热导率和比热容随温度变化的拟合公式。

理论推导出了圆管内，恒热流层流充分发展段，水和液态金属传热优劣的判别关系式；模拟比较了圆管内，恒热流层流发展段，水和液态金属 EGaInSn 的传热性能，发现管道长径比越小对液态金属传热越有利。

模拟分析了边界层对于液态金属流动传热的影响。发现当特征尺寸小于 5 mm 时，层流范围内，是否划分边界层对于液态金属传热模拟计算的结果影响不大。

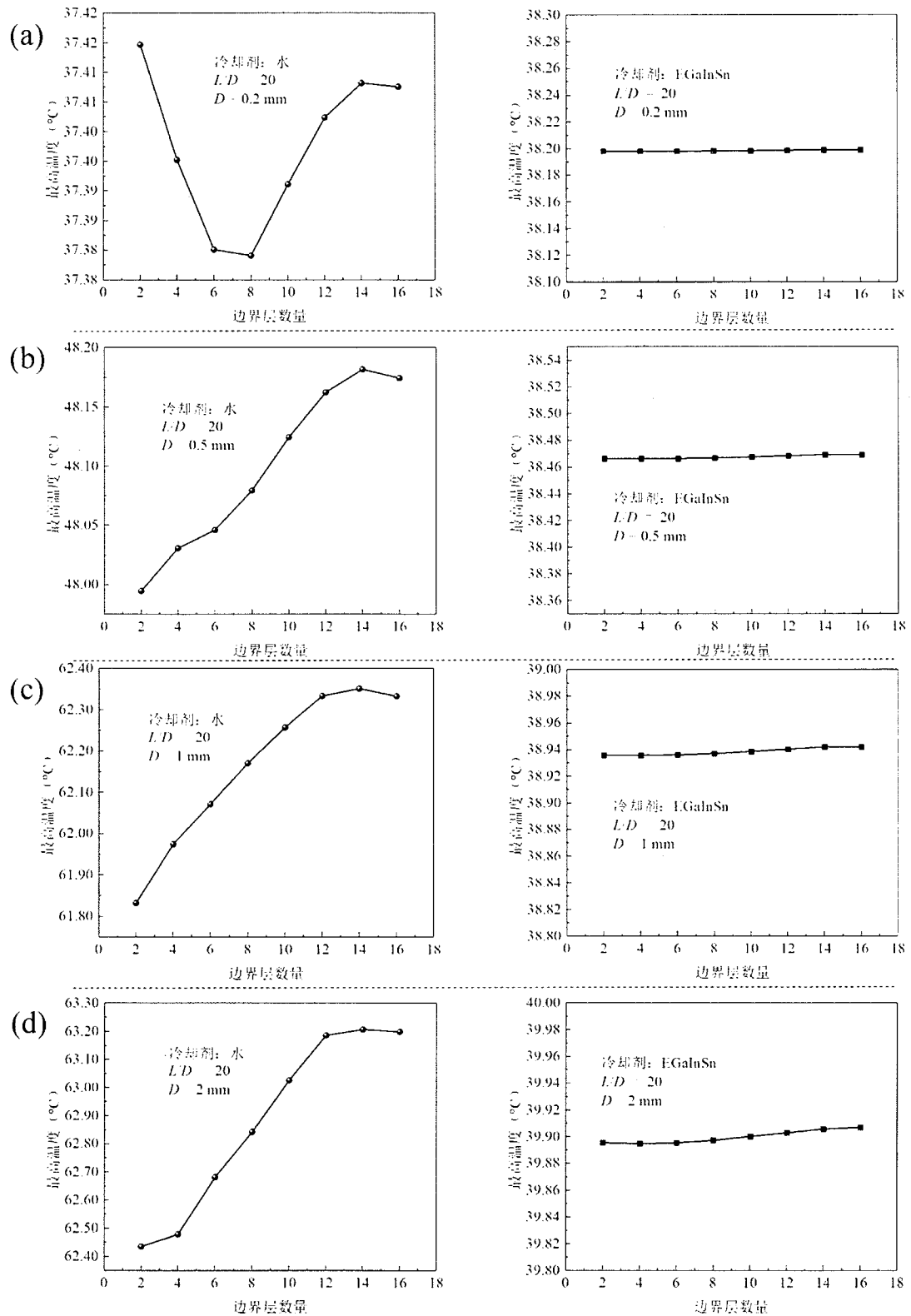


图 3.13 充分发展段，最高温度随特征尺寸变化，长宽比 20，流速 0.1 m/s

Figure 3.13 In the fully developed region, the maximum temperature variation with the characteristic size, in which the aspect ratio is 20 and the velocity is 0.1 m / s

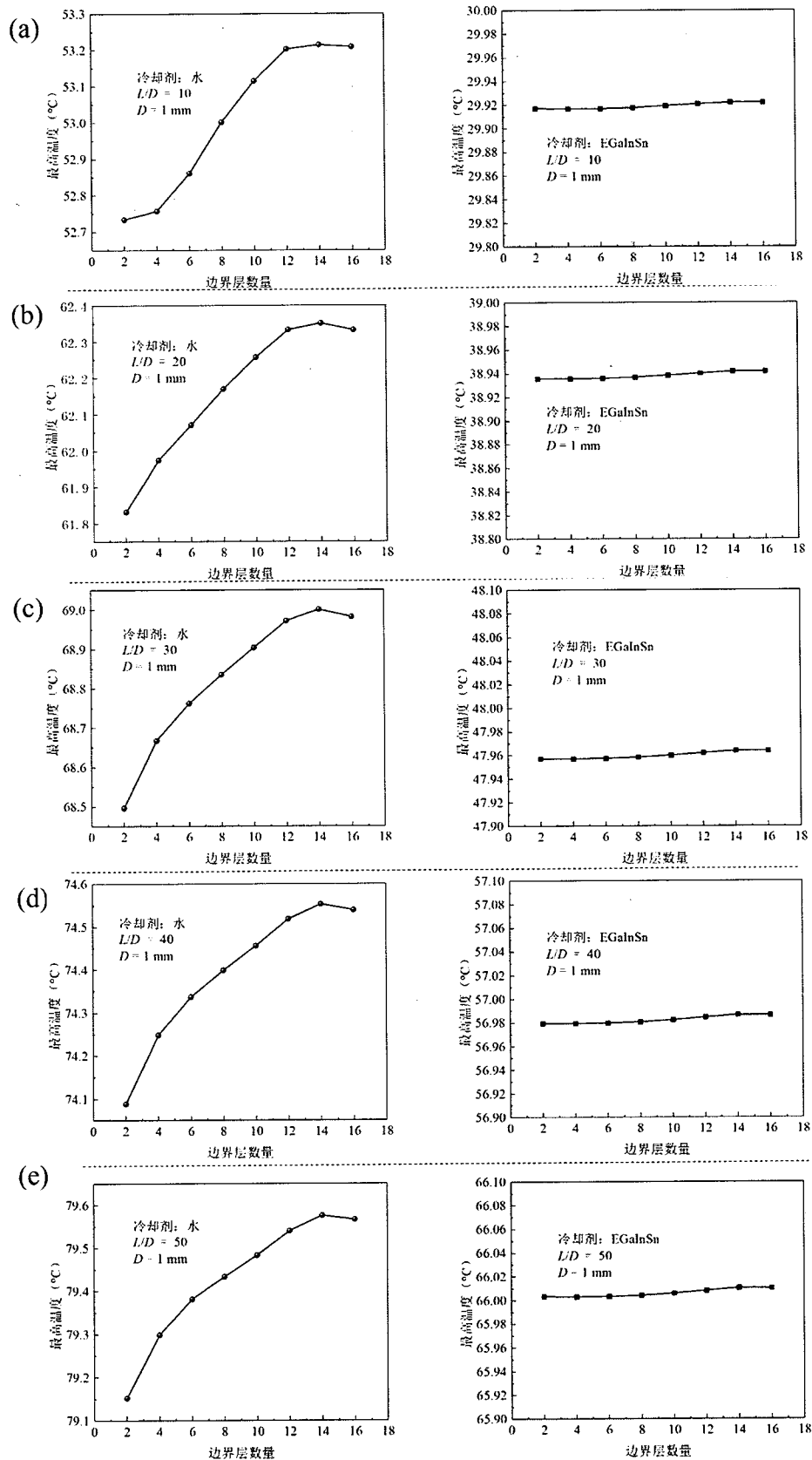


图 3.14 充分发展段, 最高温度随长宽比变化, 特征尺寸 1 mm, 流速 0.1 m/s

Figure 3.14 In the fully developed region, the maximum temperature variation with the

aspect ratio, in which the characteristic size is 1 mm and the velocity is 0.1 m/s

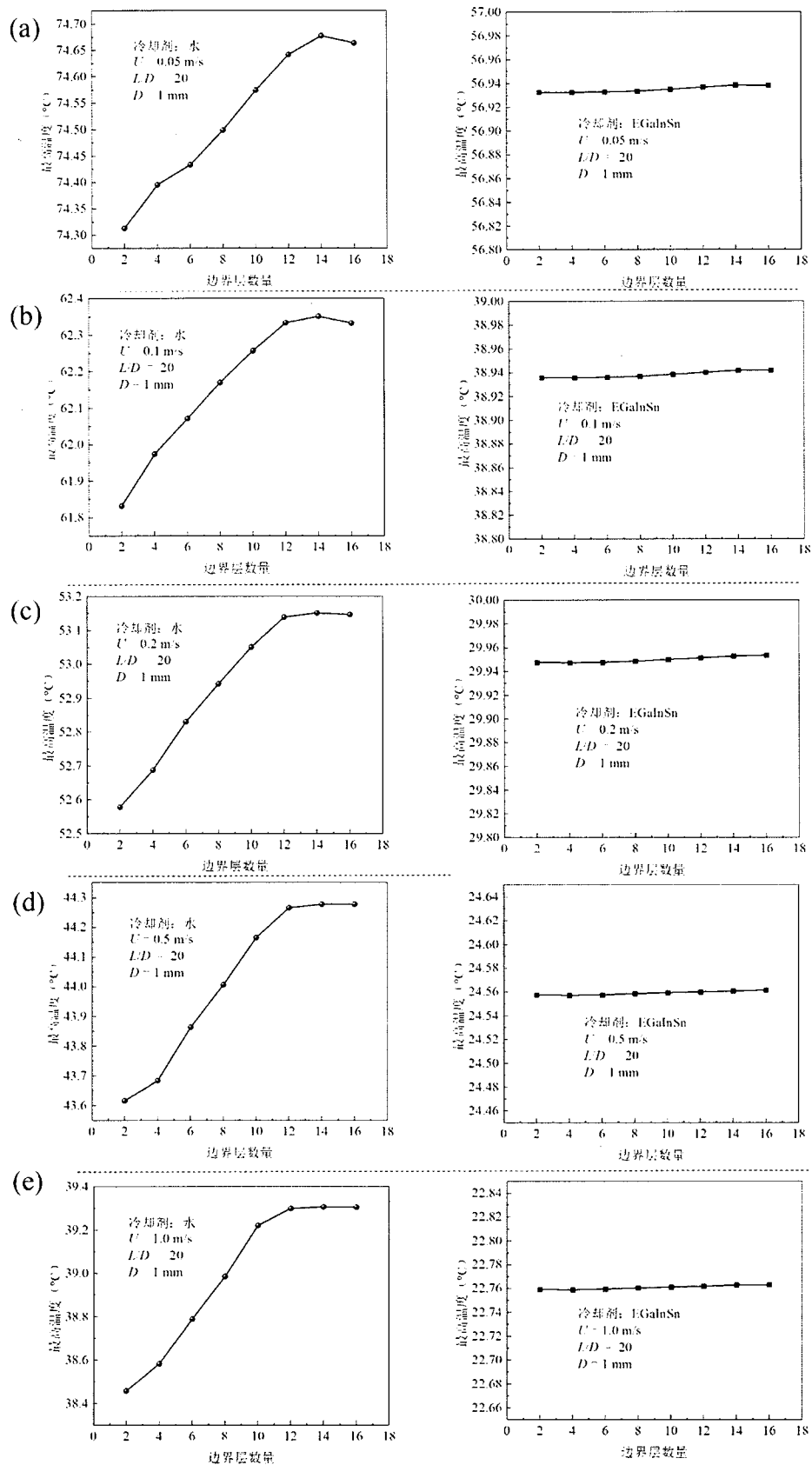


图 3.15 充分发展段, 最高温度随流速变化, 特征尺寸 1 mm, 长宽比 20

Figure3.15 In the fully developed region, the maximum temperature variation with the flow velocity, in which the characteristic size is 1 mm and the aspect ratio is 20

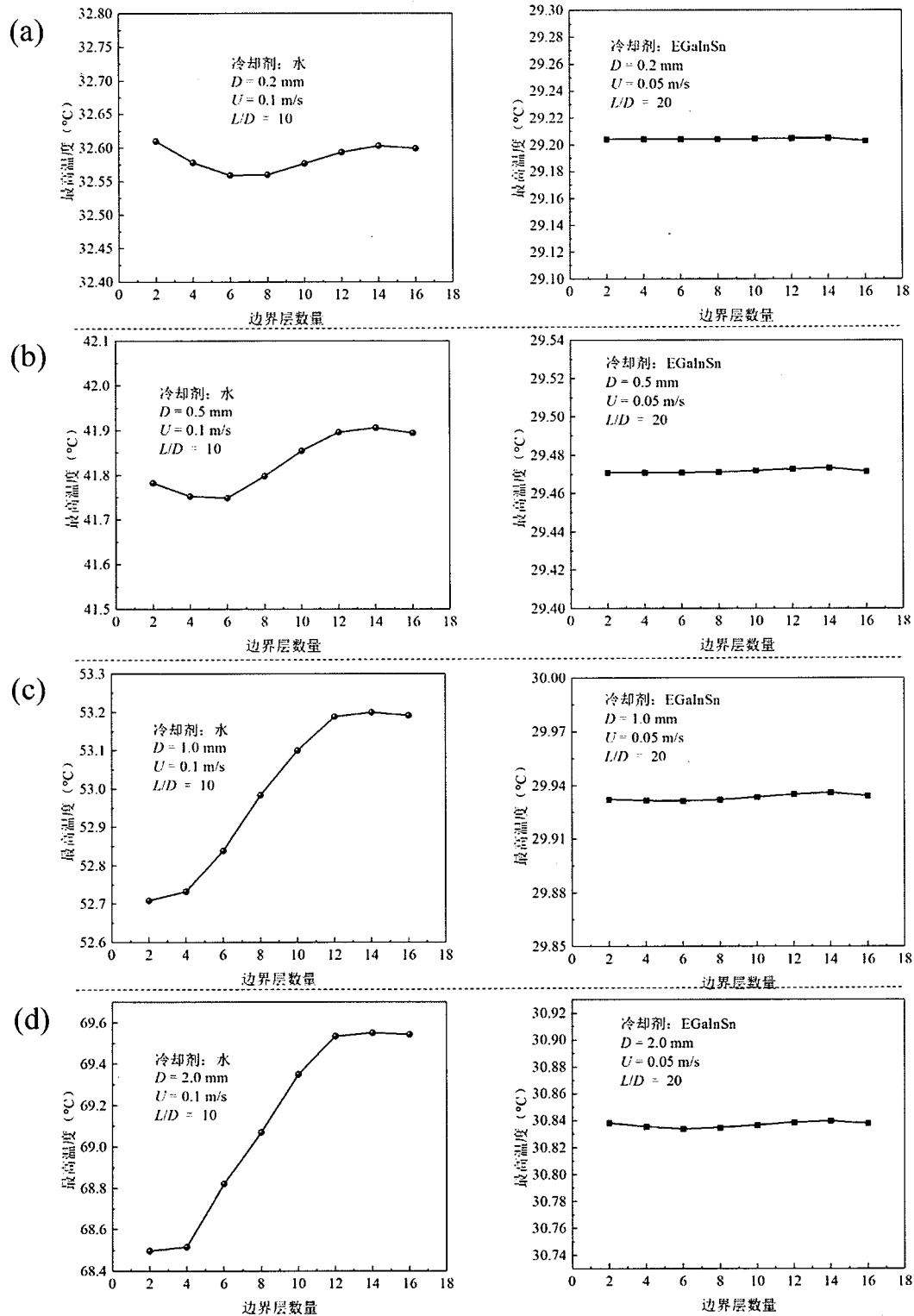


图 3.16 发展段, 最高温度随特征尺寸变化, 长宽比 10, 流速 0.1 m/s

Figure3.16 In the developing region, the maximum temperature variation with the

characteristic size, in which the aspect ratio is 10 and the velocity is 0.1 m/s

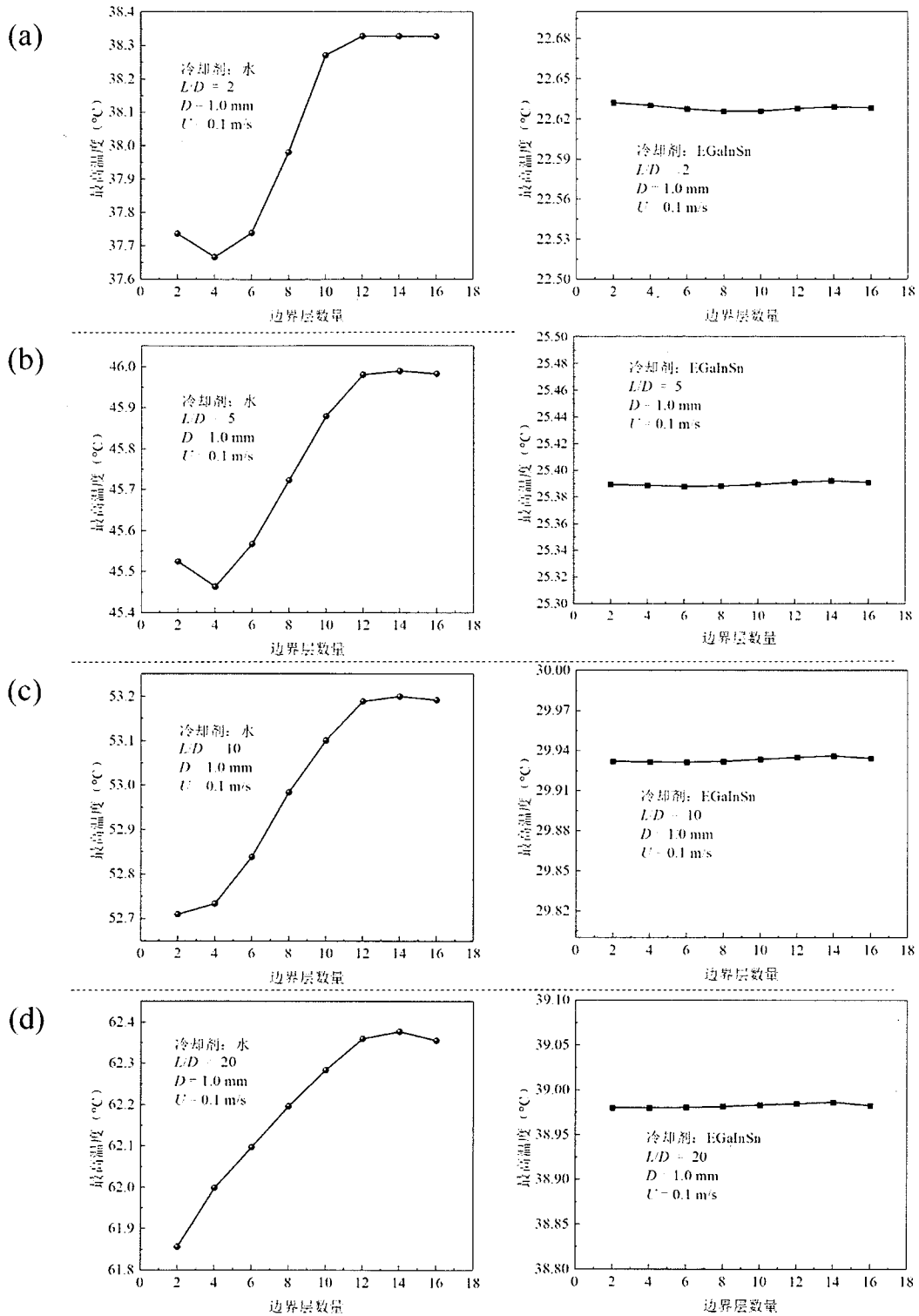


图 3.17 发展段，最高温度随长宽比变化，特征尺寸 1 mm，流速 0.1 m/s

Figure 3.17 In the developing section, the maximum temperature variation with the aspect ratio, in which the characteristic size is 1 mm and the velocity is 0.1 m/s

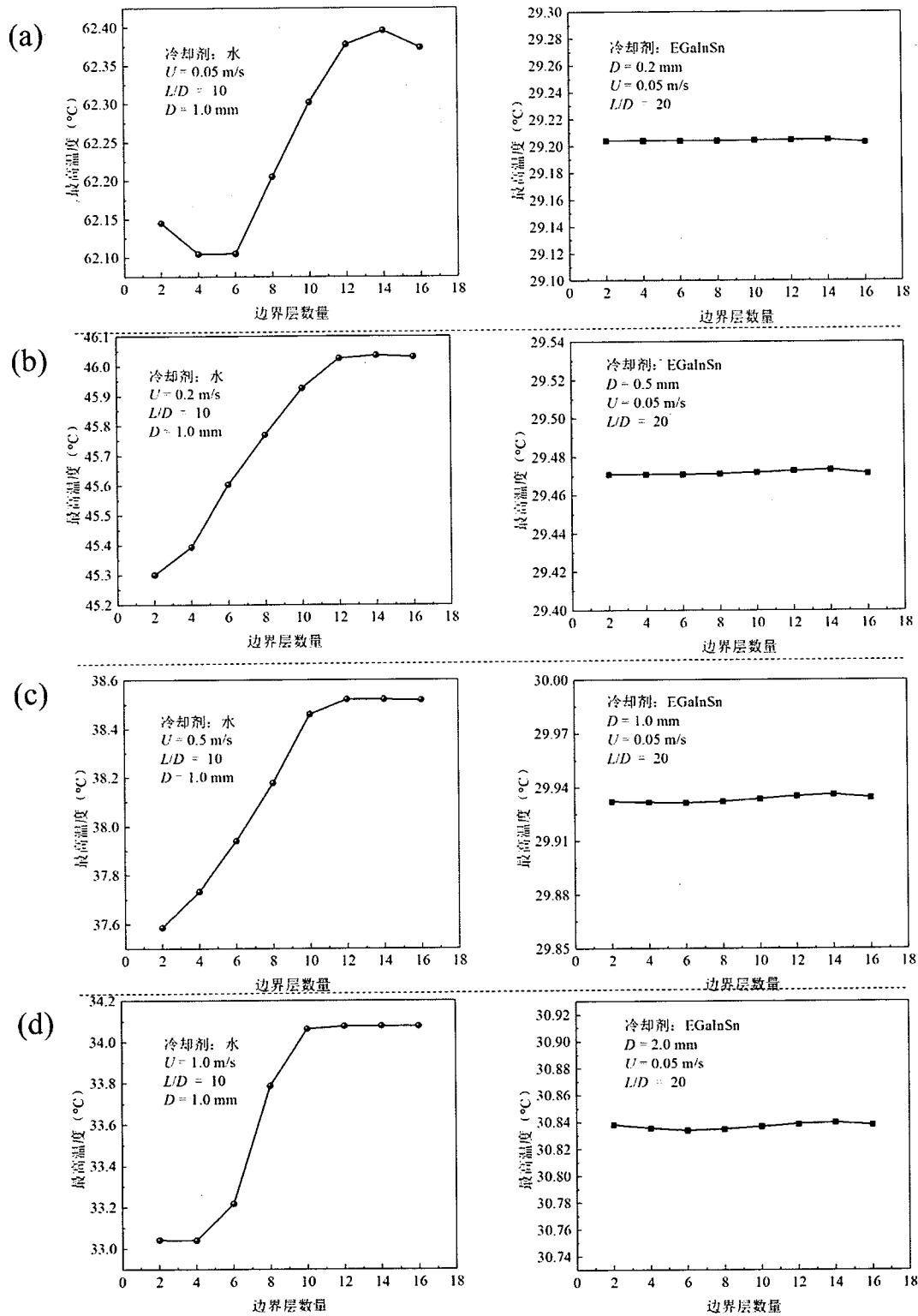


图 3.18 发展段, 最高温度随流速变化, 特征尺寸 1 mm, 长宽比 10

Figure 3.18 In the developing region, the maximum temperature variation with the flow velocity, in which the characteristic size is 1 mm and the aspect ratio is 10

第4章 液态金属不同熔化方式的比较性研究

4.1 引言

液态金属在热量的传输、储存和转化中广泛应用^[116, 117, 118]。在高温范围内, NaK 合金^[119, 120]用于核电站传热;在中温范围内, AlSi 合金^[121]和铜合金^[122]用于太阳能电站传热和储热;在室温范围内, 镓合金^[64, 120]、铋合金^[123]被广泛用作电子设备散热的冷却剂。然而, 保持液态是液态金属广泛应用于各个领域的首要条件。

当系统的热功率和温度显著下降时, 液态金属容易发生从液态到固态的相变, 这对使用液态金属的设备和系统来说是一场灾难。此外, 液态金属热管理系统的启动过程也首先需要熔化金属。因此, 迫切需要对金属熔化技术进行研究。众所周知, 过冷现象^[124, 125, 126]在金属熔化过程中是普遍存在的, 它会阻碍金属凝固。然而, 过冷是一种亚稳状态, 金属在遇到小扰动时容易冻结。为了获得更低熔点的金属, 人们广泛采用调整合金成分和尺寸的方法^[127, 128], 但要找到一种熔点较低的新型合金却相当困难和复杂。在这种情况下, 利用外部加热熔化金属在工程实践中是一种可行的方法。

外表面加热 (ESH) 是一种典型的加热方法, 它是在金属外表面施加热量, 使金属的边界温度大于熔点。Gau 和 Viskanta^[129, 130]通过实验测量了通过外表面加热镓使其熔化的过程, 并显示了自然对流对固液界面运动的作用。Yang 等人^[131]数值比较了石蜡二十烷和镓在外表面相同温度和热流下的传热性能, 发现金属熔化主要是由于热传导, 自然对流较弱, 这与正二十烷的熔化相反。此外, 另一种加热方法是在金属内表面施加热量, 称为内表面加热 (ISH)。Tabassum 等人^[132]开发了一个瞬态二维数值模型, 以研究嵌入两个同心水平圆柱体之间的相变材料的熔化特性。Kotze 等人^[133]提出了以共晶铝硅合金 AlSi₁₂ 为相变材料的蓄热概念, 高温液体流过动力系统控制模块内部, 然后动力系统控制模块从内向外开始熔化, 他建立了一个数学模型来预测这种蓄热单元的内部熔化行为。此外, 第三种加热方法是均匀加热 (UHG), 它可以通过在整个金属体上施加电流来实现。Mccord 等人^[134]解析了一阶常微分方程模型的 Stefan 问题, 该问题在平面壁中具有均匀发热, 结果与计算流体力学分析非常一致。然而, 关于 ESH、ISH 和 UHG 三种金属熔化性能比较的文献却相当有限。

本章通过理论分析和数值研究, 比较了 ESH、ISH 和 UHG 三种加热方式对金属熔化性能的影响。本章节 4.2 部分详细介绍了三种金属加热熔化方式, 对三种金属熔化方法的温度分布进行了理论分析。4.3 部分以镓为相变材料, 进行了一系列的数值研究, 比较了不同加热方式对温度分布、速度分布、熔化时间和相

前沿演化的影响。此外，还得到了相应的无量纲关联式。最后，对三种熔化方法进行了综合分析，并针对不同的工程应用提出了建议。

4.2 三种熔化方式及理论分析

为实现 ESH、ISH 和 UHG，可采用电加热方式，操作和控制方便。图 4.1 (a) 为电阻丝均匀地缠绕在金属表面以加热外表面，图 4.1 (b) 为电阻丝插入金属中心加热内表面。值得注意的是，在上述情况下，电阻丝应与金属绝缘。考虑到通过在金属内部施加电流可以产生热量，在金属的两端布置两个端电极以实现 UHG，如图 4.1 (c)。金属材料选用镓，其热物性如表 4.1 所示。管道的长宽比 α ，由式 (4.1) 定义，等于 3。

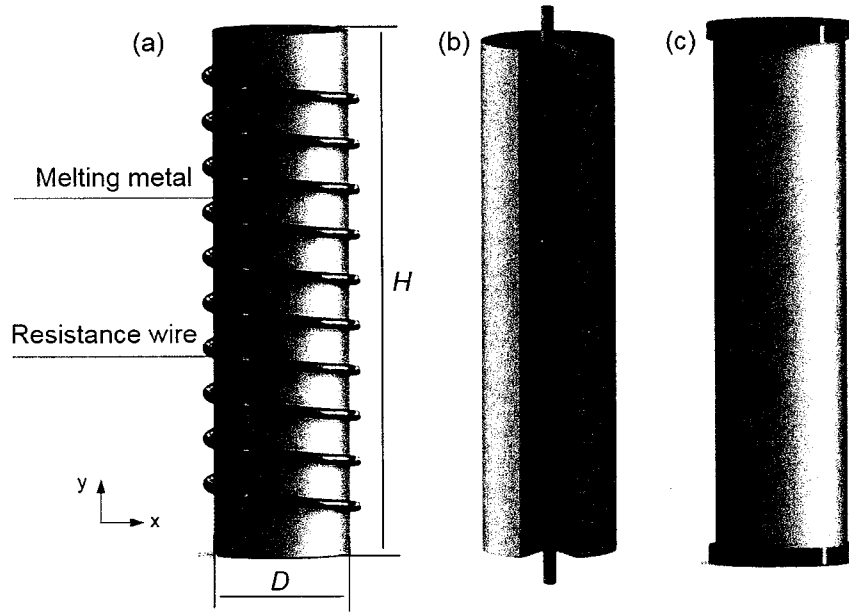


图 4.1 金属熔化的三种方式

(a) 外表面加热; (b) 内表面加热; (c) 均匀加热

Figure 4.1 Three metal melting ways

(a) External surface heating; (b) Internal surface heating; (c) Uniform heat generation

$$\alpha = \frac{H}{D} \quad (4.1)$$

$$\frac{\pi}{4} D_1^2 H_1 = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - d^2) H_2 = \frac{\pi}{4} D_3^2 H_3 \quad (4.2)$$

$$\alpha = \frac{H_1}{D_1} = \frac{H_2}{D_2} = \frac{H_3}{D_3} \quad (4.3)$$

$$q_1 \pi D_1 H_1 = q_2 \pi d H_2 = Q_3 \frac{\pi}{4} D_3^2 H_3 \quad (4.4)$$

表 4.1 镓的热物性^[129]

Table 4.1 The thermophysical parameters of gallium

参数	数值	Parameter	数值
熔点 T_m (K)	302.93	液态比热容 c_{pl} (J/kg/K)	397.6
潜热 ΔH (J/kg)	80160	固态热导率 k_s (W/m/K)	33.49
固态密度 ρ_s (kg/m ³)	5903.7	液态热导率 k_l (W/m/K)	33.6767
液态密度 ρ_l (kg/m ³)	6094.7	体积膨胀率 β (1/K)	1.2×10^{-4}
固态比热容 c_{ps} (J/kg/K)	372.3	粘度 μ (kg/m/s)	1.75×10^{-3}

对于 ESH, 首先确定金属镓的直径 D_1 和高度 H_1 分别为 10 mm 和 30 mm。对于 ISH, 电阻丝直径 d 确定为 1 mm。为了确保所有配置具有相同的金属体积和相同的长宽比, 采用了式 (4.2) 和式 (4.3)。因此, 对于 ISH, 金属直径 D_2 和高度 H_2 计算为 10.036 mm $\times$ 30.108 mm; 对于 UHG, 金属直径 D_3 和高度 H_3 计算为 10 mm $\times$ 30 mm。施加在不同模型上的热量是相同的, 如式 (4.4) 所示。ESH 的热流 q_1 确定为 10 W/cm², ISH 的热流 q_2 计算为 99.64 W/cm², 均匀发热量 Q_3 的体积发热量为 40 W/cm³。

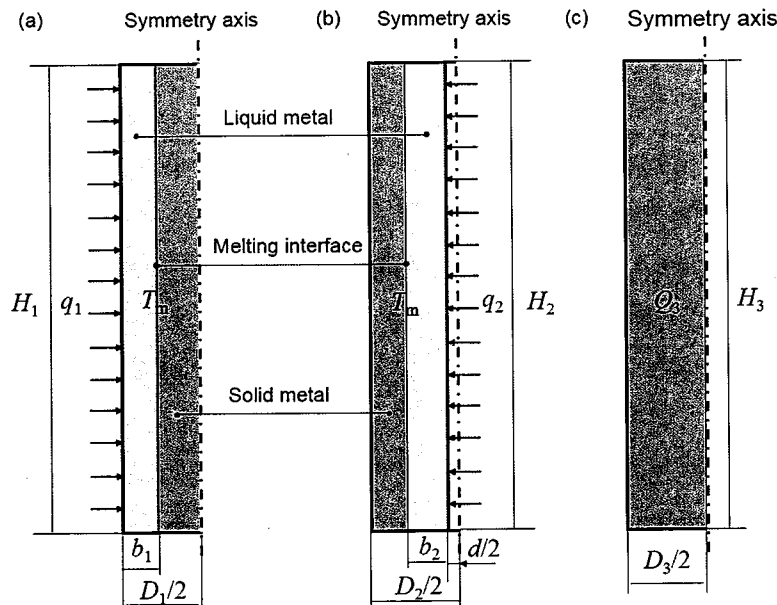


图 4.2 三种熔化方法的物理模型

(a) ESH; (b) ISH; (c) UHG。其中 H_1 、 H_2 和 H_3 分别为 ESH、ISH 和 UHG 的高度, D_1 、 D_2 和 D_3 分别为 ESH、ISH 和 UHG 的直径, b_1 为 ESH 中液态金属的宽度, b_2 为 ISH 中液态金属的宽度, d 为电阻丝的直径, q_1 为 ESH 的热流, q_2 是 ISH 的热流, Q_3 是 UHG 的体积产热

Figure 4.2 The physical models of three melting methods

(a) ESH; (b) ISH; (c) UHG. Where H_1 , H_2 and H_3 are the height of the ESH, ISH and UHG,

respectively, D_1 , D_2 and D_3 are the diameter of the ESH, ISH and UHG, respectively, b_1 is the width of liquid metal in ESH, b_2 is the width of liquid metal in ISH, d is the diameter of the resistance wire, q_1 is the heat flux of ESH, q_2 is the heat flux of ISH and Q_3 is the volume heat generation of UHG

Yang 等人^[131]对典型金属相变材料镓的传热性能进行了数值分析。结果表明, 金属熔化主要是由于热传导, 自然对流较弱。因此, 在理论分析中仅考虑热传导。重力作用下的对流换热是可以忽略的。在金属熔化过程中, 金属的周向温度相等。因此, 可以忽略周向的传热。此外, 当自然对流可以忽略不计时, 轴向的传热的影响很小。根据上述分析, 建立了只考虑半径方向导热的二维对称模型。

图 4.2 示出了三种熔化方式的物理模型。对于 ESH, 固体金属通过吸收表面热量从表面熔化到内部, 如图 4.2 (a) 所示, 右侧为对称轴, 左侧设置恒定热流 q_1 , 顶面和底面为隔热层。对于 ISH, 固体金属通过吸收内表面的热量从内部熔化到表面, 如图 4.2 (b) 所示, 右侧为对称轴, 中间设置恒定热流 q_2 , 左侧、顶面和底面设置为隔热。对于 UHG, 如图 4.2 (c) 所示, 右侧为对称轴, 左侧、顶部和底部为隔热层, 热量 Q_3 均匀地施加在整个金属上。

在熔化过程中, 金属可分为固态区和液态区。在固态区域, 温度正好等于金属的熔点。因此, 对液相区进行了理论分析。在液体区域, 能量方程描述如下:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} (kr^2 \frac{\partial T}{\partial r}) \quad (4.5)$$

其中 r 是液态金属区域的半径。实际上, 金属熔化是一个非稳态过程, 随着时间的推移, 液态金属的厚度逐渐增大。但为了简化, 在理论分析中将金属熔化过程看作是一系列稳态热传导过程。因此, 在理论分析中将相变过程称为准稳态。当相变过程被视为准稳态时, 能量方程可表示为:

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} (kr^2 \frac{\partial T}{\partial r}) = 0 \quad (4.6)$$

固液界面是液态金属区域的边界, 液-固界面的温度始终保持在金属熔点 T_m 。给出了求解能量方程的边界条件。(a) 对于 ESH, 左侧施加恒定热流 q_1 , 界面施加恒定温度 T_m ; (b) 对于 ISH, 中部施加恒定热流 q_2 , 界面施加恒定温度 T_m ; (c) 对于 UHG, 整个区域在熔化过程中的温度始终等于熔点。

随着金属熔化, 液态金属区 b_1 和 b_2 的厚度将随着时间 t 逐渐增加。通过求解与边界条件耦合的能量方程, 可以得出 $t=t_1$ 时液态金属区的温度分布。

$$T(r) = \begin{cases} T_m + \frac{q_1 D_1}{2k} \ln \frac{2r}{D_1 - 2b_1} & b_1 < r < D_1/2 \Rightarrow \text{ESH} \\ T_m - \frac{q_2 d}{2k} \ln \frac{2r}{2b_2 + d} & d/2 < r < b_2 + d/2 \Rightarrow \text{ISH} \\ T_m & 0 < r < D_3/2 \Rightarrow \text{UHG} \end{cases} \quad (4.7)$$

4.3 数值模拟

4.3.1 数值模拟方法介绍

本节采用 Voller 等人^[135]提出的焓孔隙度法模拟固液相变问题。该方法的主要优点是：(1) 能量方程是基于变焓而非温度的，可以方便地考虑相变过程；(2) 相变区域被视为多孔区域，相变材料的局部液体分数与孔隙率相等。控制方程如下：

连续性方程：

$$\text{div}(\mathbf{v}) = 0 \quad (4.8)$$

布辛涅斯克近似的动量方程：

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{v})}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{v} \mathbf{v}) = \text{div}(\mu \cdot \text{grad} \mathbf{v}) - \text{grad} p + \mathbf{S}_m + \mathbf{S}_b \quad (4.9)$$

$$\mathbf{S}_m = -C \frac{(1-\gamma)^2}{\gamma^3 + b_0} \mathbf{v} \quad (4.10)$$

$$\mathbf{S}_b = -\rho \mathbf{g} \beta (T - T_m) \quad (4.11)$$

式中， $\mathbf{v}$ 为速度， p 为压力， T 为温度， $\mathbf{S}_m$ 为动量耗散源项，用于抑制糊状和固体区域的速度， $\mathbf{S}_b$ 为浮力源项， ρ 、 μ 、 β 和 T_m 为 PCM 的密度、动态粘度、体积热膨胀率和熔点， $\mathbf{g}$ 是重力加速度， C 是增强抑制效果的常数， b_0 是避免零分母的小常数集^[216]。在当前模拟中， $C=105$ ， $b_0=0.001$ 。

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{v} h) = \text{div}(k \cdot \text{grad} T) \quad (4.12)$$

$$h = \begin{cases} \int_{T_{ref}}^T c_p dT & T < T_m \\ \int_{T_{ref}}^{T_m} c_p dT + \gamma \Delta H & T = T_m \\ \int_{T_{ref}}^{T_m} c_p dT + \Delta H + \int_{T_m}^T c_p dT & T > T_m \end{cases} \quad (4.13)$$

式中， k 和 c_p 分别为相变材料的导热系数和比热容， Q 为热源； h 为相变材料的焓，由式 (4.13) 确定，式中， T_m 为金属熔点，该温度下的焓为零， Δh 为熔化潜热， T_m 为金属熔点。在糊状区域， γ 可通过以下定义计算：

$$\gamma = \frac{h - \int_{T_{ref}}^{T_m} c_p dT}{\Delta H} \quad (4.14)$$

值得注意的是，局部液体分数 γ 应与熔化分数 ϕ 区分开来，这意味着熔融相变材料体积与初始固体相变材料体积的比值，该定义将广泛应用于以下内容。从数学上讲，熔化分数 ϕ 是 γ 在整个腔中的体积加权平均值，定义为公式 (4.15)。

$$\phi = \int_V \gamma dV / V \quad (4.15)$$

考虑到在圆周方向没有传热，进行了二维对称模拟。通过模拟纯镓在矩形腔中的熔化过程，验证了数值方法的有效性，并与 Beckermann 和 Viskanta^[137] 的实验结果进行了比较。腔体在左壁加热，右壁冷却，其温度见表 4.2。在这里，过热和过冷是相对于镓的熔点 302.93 K。顶部和底部的墙壁被设置为绝热。

表 4.2 左右两侧壁面的边界条件

Table 4.2 The boundary condition of left wall and right wall

案例	ΔT_l	ΔT_r	Ra
案例 1	10.2	4.8	3.275×10^5
案例 2	10.2	9.8	3.275×10^5
案例 3	10.2	19.8	3.275×10^5
案例 4	5.2	14.8	1.673×10^5
案例 5	15.2	14.8	4.877×10^5

所有模拟工况的 Ra 数均小于 3.24×10^5 ，远小于临界值 10^9 ，自然对流为层流^[138]。因此，数值方法采用了层流粘性流动模式。采用 FLUENT 中的凝固和熔化选项，采用基于压力的耦合算法求解动量方程和连续方程。其它格式有：对流项采用二阶迎风格式，扩散项采用中心差分格式，瞬变项采用有界二阶隐式格式。选择的压力插值方案是 PRESTO。所有计算的收敛值对于连续性方程和动量方程至少为 10^{-4} ，对于能量方程至少为 10^{-7} 。动量方程的收敛准则为 10^{-4} ，能量方程的收敛准则为 10^{-7} 。在保证计算精度和时间消耗的前提下，选择了 0.01 s 的时间步长进行瞬态计算。

典型的计算结果如图 4.3 所示，与文献^[130]中以无量纲参数形式给出的实验数据进行了比较。图 4.3 (a) 显示了空腔中三条特定水平线上的温度分布，图 4.3 (b) 显示了 5 种不同边界条件下的固液界面。这里， θ_l 和 θ_s 是 PCM 的液体和固体区域的无量纲温度，定义为 $\theta_l = (T - T_m) / (T_h - T_m)$ 和 $\theta_s = (T - T_m) / (T_m - T_c)$ ，其中 T_h 和 T_c 分别是空腔的左侧热壁和右侧冷壁的温度。 ξ 和 η 是水平和垂直方向上的无量纲长度，定义为 $\xi = x/W_c$ 和 $\eta = y/H_c$ ，其中 W_c 和 H_c 是空腔的宽度和高

度。从图 4.3 可以看出,目前的计算结果与实验数据吻合良好,证明了目前数值方法的可靠性。

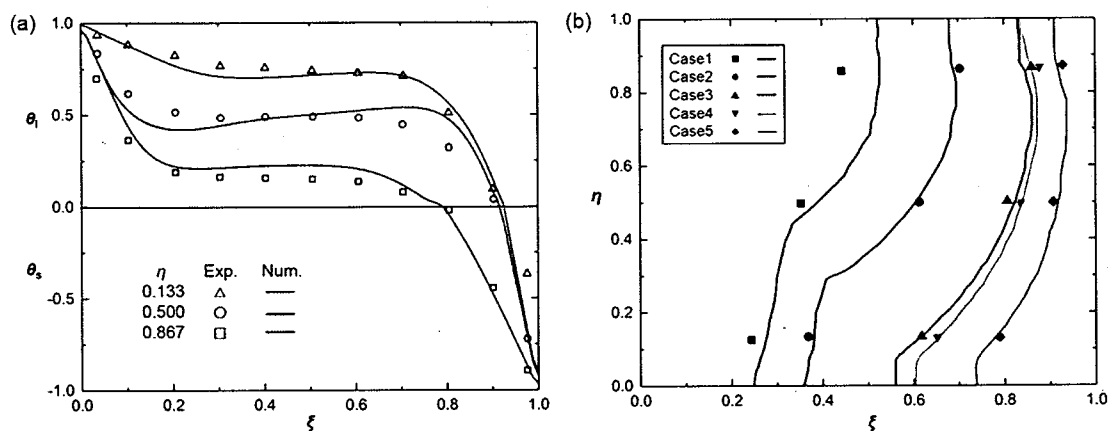


图 4.3 当前计算结果与文献中实验结果的比较

(a) 三条特定线上的温度分布; (b) 五种不同边界条件下的液-固界面

Figure 4.3 Comparison of the current computational results and the experimental results in literature

(a) Temperature profiles on 3 specified lines; (b) Liquid-solid interface under 5 different boundary conditions

对于 ESH 和 ISH, 空腔的顶壁和底壁分别设置为绝热, 左右壁分别设置为恒定热流条件。对于 UHG, 腔的顶部、底部、左侧和右侧壁被设置为绝热, 而金属内部被设置为恒定体热源。进行了瞬态模拟, 将整个相变材料的初始温度设定为金属熔点。

为了确定最佳的网格数目和时间步长, 进行了网格和时间步长独立性研究。采用 6 组网格尺寸 (40×120 、 60×180 、 80×240 、 100×300 、 120×360 、 140×420) 进行网格独立性研究, 计算结果表明, 100×300 网格与 120×360 网格计算的熔化率和热流密度相差小于 0.5%, 因此 100×300 网格的计算精度可以满足本次模拟的要求。在仿真中, 一方面需要较小的时间步长来保持 Courant 数的要求, 另一方面需要较大的时间步长来减少计算时间。因此, 通过多次试验确定了 0.01 s 的适宜值。

4.3.2 模拟结果及分析

本小节讨论并比较了 ESH、ISH 和 UHG 的熔化性能。在相同金属量和相同热功率的基础上, 确定了二维对称情形下的熔化特性。

图 4.4 显示了 ESH、ISH 和 UHG 在三种液体百分比时 (即 0.3、0.6 和 0.9) 相变前沿的演变。结果表明, 金属镓的液-固界面几乎一直是垂直的, 这是典型的热传导特征。这一现象定性地表明, 热传导对镓起主导作用。对于 ESH, 金属从

表面熔化到内部，而对于 ISH，金属从内部熔化到表面。ESH 和 ISH 最重要的区别在于，ISH 的液态金属半径总是大于 ESH。另外，对于 ESH 而言，熔融过程结束时，液固界面会发生倾斜，这是由于自然对流变强所致。而对于 UHG，整个金属区发生相变并保持糊状状态。

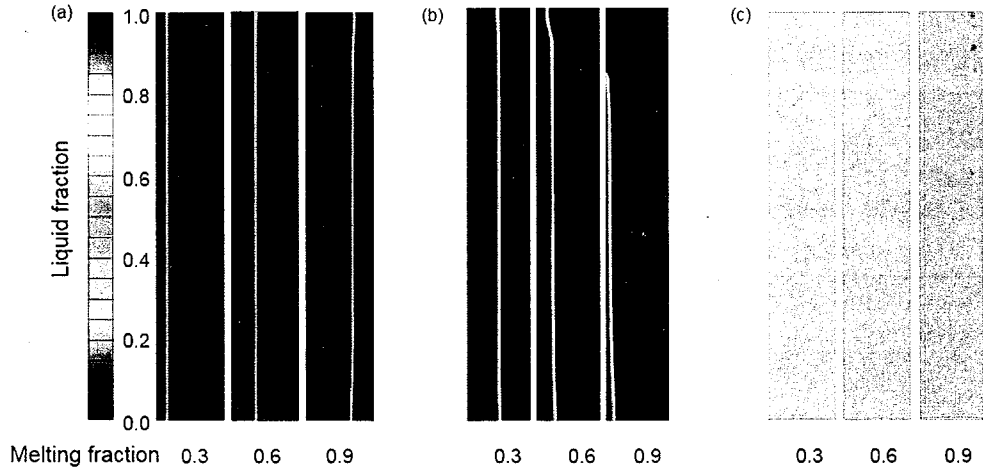


图 4.4 熔化百分比为 0.3、0.6 和 0.9 时的固液界面分布

(a) 外表面加热；(b) 内表面加热；(c) 均匀发热

Figure 4.4 The liquid fraction distribution at melting fraction 0.3, 0.6 and 0.9

(a) The external surface heating; (b) The internal surface heating; (c) The uniform heat generation

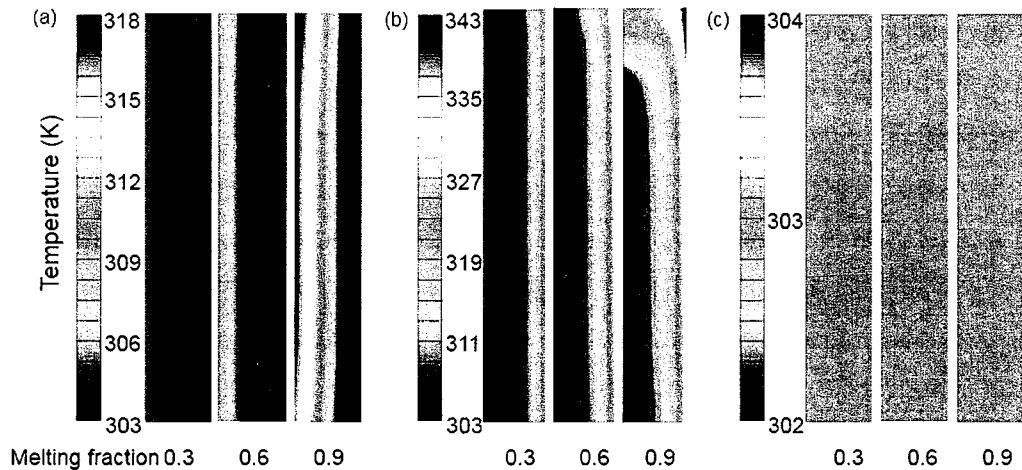


图 4.5 熔化百分比为 0.3、0.6 和 0.9 时的温度分布

(a) ESH; (b) ISH; (c) UHG

Figure 4.5 The temperature distribution at melting fraction 0.3, 0.6 and 0.9

(a) ESH; (b) ISH; (c) UHG

为了直观地说明三种熔化方法的金属熔化性能，三种熔化模式的温度云图如图 4.5 所示。在加热表面和固体 PCM 之间形成一层液膜，这样的液体区域增加了从壁到固体相变材料传热的热阻。随着时间的推移，液相区越厚，对应的热阻

越大, 温度随之升高, 熔化组分的增长速度也随之加快。结果表明, 对于 ESH 和 ISH, 随着熔化分数的增加, 液态金属区的温度始终升高, 而 UHG 的温度始终保持不变。此外, 与 ESH 和 UHG 相比, ISH 的温度分布更加不均匀。可以看出, ESH 和 ISH 的最高温度位于加热侧。但 UHG 的熔点始终保持在 302.93 K。值得一提的是, ISH 的最高温度总是高于 ESH 和 UHG。

图 4.6 为最高温度随熔化百分比的变化。通过数值方法计算的最高温度和理论分析进行了比较。对于 ESH, 最高温度的斜率随熔化分数的增加而逐渐增大; 对于 ISH, 最高温度的斜率随熔化分数的增加而逐渐减小。对于 ESH, 模拟结果与推导的理论方程吻合良好。对于 ISH, 当熔化分数小于 0.8 时, 模拟结果与理论结果吻合较好。在这个范围内, 液固界面几乎垂直, 自然对流很弱。因此, 传热主要遵循热传导方程。但在熔化过程结束时, 模拟结果与理论结果存在偏差。这是由于在空腔的左下角只存在少量的固态相变材料, 而液体在空腔的底部顺时针流动, 与热流方向相反, 从而阻碍了该点的传热。因此, 熔化组分的增长减缓, 热量主要以显热的形式储存在液态相变材料中, 导致温度升高。

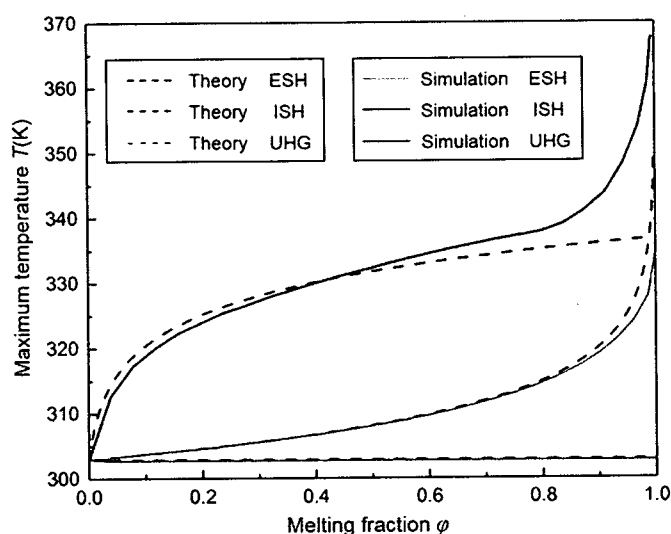


图 4.6 不同熔化方式下, 最高温度的比较

Figure 4.6 The maximum temperature comparison of different melting configurations

图 4.7 显示了 ESH、ISH 和 UHG 在熔化百分比为 0.6 和 0.9 时的速度场。可以看出, 与 ESH 和 UHG 相比, ISH 具有更大的速度。定义无量纲数 Ra 表示自然对流, 如式 (4.16) 所示。从图 4.8 可以看出, ISH 的 Ra 大于 ESH。这表明自然对流在 ISH 中更强。而且, 随着熔化分数的增加, 自然对流变得更加强烈。因此, ISH 的自然对流导致理论结果与模拟结果之间的温度偏差, 如图 4.6 所示。

$$Ra = \frac{g \beta c_p \rho^2 R^3}{\mu k} \times (T_{\max} - T_m) \quad (4.16)$$

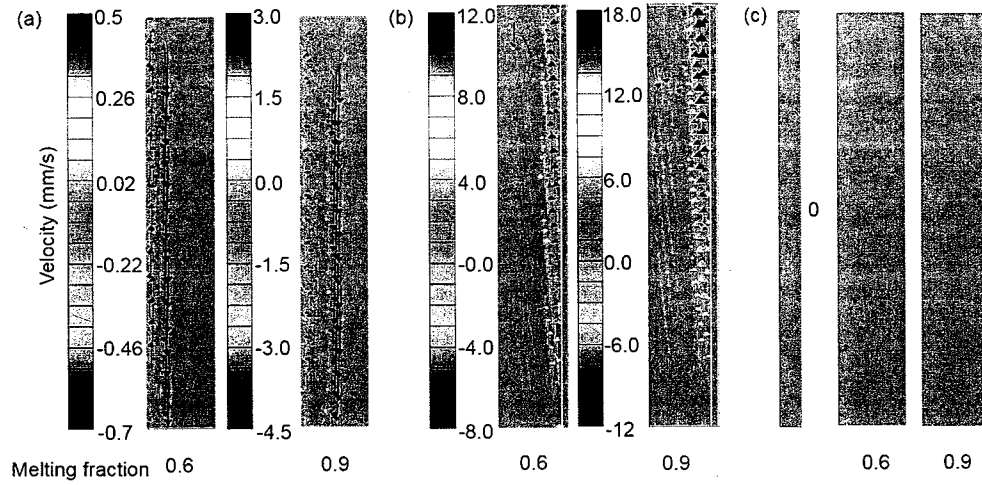


图 4.7 熔化分数为 0.6 和 0.9 时的速度场

(a) ESH; (b) ISH; (c) UHG

Figure4.7 The velocity field at melting fraction 0.6 and 0.9

(a) ESH; (b) ISH; (c) UHG

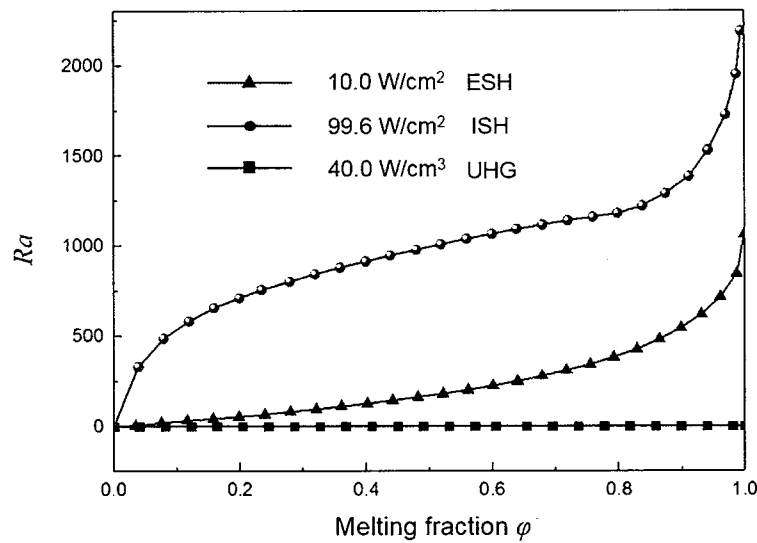
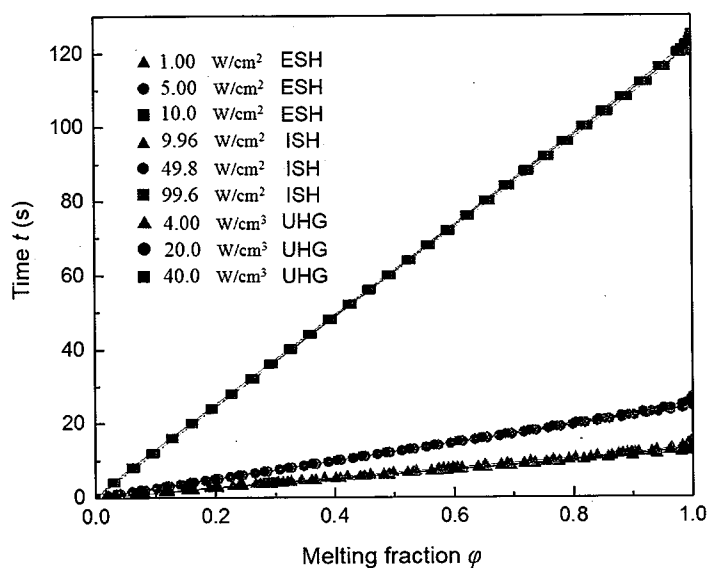

 图 4.8 瑞利数 Ra 与熔化分数 φ 的关系

 Figure4.8 The Rayleigh number Ra with the melting fraction φ

不同热功率下金属熔化的持续时间比较如图 4.9 所示。可以看出，在相同的热功率下，ESH、ISH 和 UHG 的熔化时间是相等的，并且随着熔化分数的增加而线性变化。这是由于镓的潜热远大于显热，如表 4.1 所示。因此，热能几乎完全转化为金属的潜热。另外，三种熔化模型的金属量和热功率相同，熔化时间也相同。随着热功率的增加，熔化时间明显缩短。

图 4.9 不同热功率下, 熔化百分比 ϕ 对应的熔化时间Figure 4.9 The melting time with the melting fraction ϕ under the different heat power

对熔化过程进行了无量纲分析。这里, 无量纲时间 τ 定义为:

$$\tau = \begin{cases} \frac{4qt}{\rho D \Delta H} & \Rightarrow \text{ESH} \\ \frac{4qtd}{\rho \Delta H (D^2 - d^2)} & \Rightarrow \text{ISH} \\ \frac{Qt}{\rho \Delta H} & \Rightarrow \text{UHG} \end{cases} \quad (4.17)$$

图 4.10 显示了无量纲时间随熔化分数的变化。它给出了恒定热流条件下的相应关联式, 如下所示:

$$\phi = 0.992 \tau \quad (4.18)$$

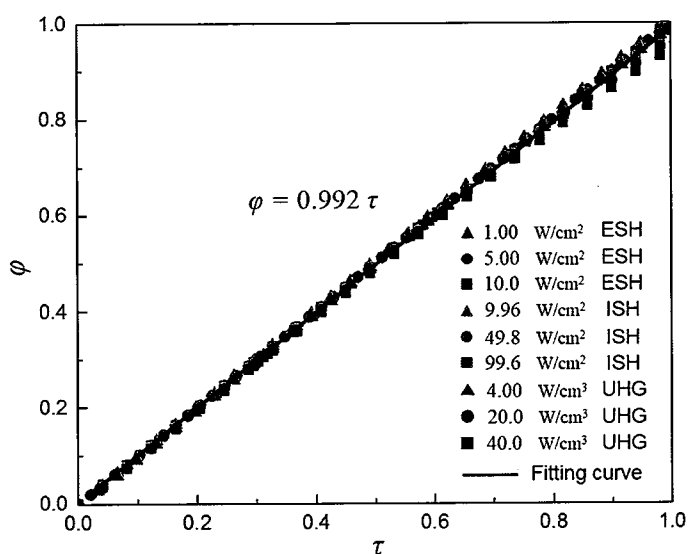
图 4.10 熔化分数 ϕ 与无量纲时间 τ 的关系

Figure4.10 The melting fraction ϕ versus dimensionless time τ

值得注意的是，式（4.19）可由能量方程近似得出。将金属作为一个整体，忽略温升带来的液态金属显热的能量，能量守恒定律为：

$$\begin{aligned}\phi\rho\frac{\pi}{4}D^2H\Delta H &= q\pi DHt \Rightarrow ESH \\ \phi\rho\frac{\pi}{4}(D^2-d^2)H\Delta H &= q\pi dHt \Rightarrow ISH \\ \phi\rho\frac{\pi}{4}D^2H\Delta H &= Q\frac{\pi}{4}D^2Ht \Rightarrow UHG\end{aligned}\quad (4.19)$$

重新排列公式（4.17）和公式（4.19），可以得到：

$$\phi = \tau \quad (4.20)$$

事实上，式（4.18）中的系数 0.992 是对式（4.20）的修正，其中考虑了液体吸收的显热。

对于电子器件的冷却，应注意避免器件过热，因为三种熔化方法产生的热量也会自然地传递到电子器件中。在工程应用中，金属熔化过程中的最高温度应尽可能小，与 ESH 和 ISH 相比，UHG 的工作温度最低，保持在金属熔点。因此，如果系统需要较低的工作温度，建议使用 UHG。然而，当系统需要电气绝缘时，UHG 不是首选。此外，由于电极需要放置在金属的两端，UHG 仅适用于在容器中熔化金属。ESH 和 ISH 适用于管道和容器。考虑到较高的温升，ISH 适用于体积小的器件。然而，由于电阻丝需要准确插入金属中心，因此很难操作。同时，管道中的电阻丝也会阻碍液态金属的流动。对于 ESH，其操作难度最小，可以通过在管道表面或容器表面缠绕电阻丝来实现。因此，强烈建议管道加热采用 ESH。

4.4 本章小结

本章介绍并比较了三种金属熔化方法：外表面加热法 ESH、内表面加热法 ISH 和均匀发热法 UHG。发现在有电绝缘要求的条件下，外表面加热方式的传热性能最优；无电绝缘要求条件下，均匀加热方式的传热性能最优。对金属熔化过程进行了理论分析，导出了温度分布关系式，与模拟结果吻合较好。发现在整个熔化过程中，ESH 和 UHG 的自然对流可以忽略不计，然而自然对流会影响金属熔化结束时的温度分布。此外，对于三种熔化方法，相应的无量纲时间关联式为 $\phi = 0.992 \cdot \tau$ 。本文的研究结论为 ESH、ISH 和 UHG 熔化性能的比较提供了有价值的启示，对实际液态金属热管理系统中实现快速固液转变具有重要的指导意义。

第5章 先进电磁驱动技术研究

5.1 引言

5.1.1 高性能电磁泵技术

液态金属因其沸点高、导热系数大而被认为是一种有效的热能输送介质^[139,140],如核能发电^[141]、太阳能集中热发电^[142]、磁流体发电^[143]和液态金属电池^[144,145]。此外,近年来,室温液态金属冷却在高功率密度电子器件散热领域也引起了人们的关注,如高性能芯片、X射线管^[146]、高功率激光二极管^[147]。对于这些液态金属传热利用技术来说,尤为重要是液态金属泵送技术^[148]。通常来说,流速增大和流道尺寸减小会使液态金属对流冷却系统的冷却能力得到增强,但是,这两种措施会随之带来流量增加和压力损失增大,因此,设计具有大流量,高扬程的紧凑型电磁泵是发展大功率高热流密度液态金属冷却技术的重要保障。

研究人员曾经尝试过机械泵,但液态金属对铝金属装置具有显著的腐蚀性。Amy等人^[149]设计了一种陶瓷机械泵,该泵通过在机械和密封部件中使用陶瓷材料,解决腐蚀和密封问题。然而,这种原型泵易碎,使用寿命短。因此,通过剪切力输送流体的机械泵,本质上不是理想的驱动方法。除了机械泵外,高导电性赋予液态金属电磁力驱动方法^[150],交流电磁泵具有强大的泵送能力,已应用于核电装置^[151]和金属冶炼^[152]。而复杂的结构和制造工艺使得它只适用于大功率的应用,通常大于100 kW。对于小功率液态金属的传热,特别是在电子器件的散热领域,直流电磁泵具有结构简单、体积小等优点,是输送冷却剂的理想选择。

为了满足电子器件的散热要求,Mansour等人^[153]开发了1.3 L/min和10 kPa的直流电磁泵。Lee和Kim^[154]设计了直流电磁泵,通过施加200 A的电流可以提供3 L/min的流量。为了减少电流损耗,Deng等人理论分析了电磁泵的电流分布^[155]。在Miner和Ghoshal的研究^[156]中,直流电磁泵的最大压头为8 kPa,最大效率为1.3%。Polzin^[148]从理论上分析了直流电磁泵的结构和效率损失。然而,目前直流电磁泵的静扬程一般小于10 kPa,流量小于3 L/min,已经无法满足大功率液态金属冷却技术的要求,这限制了液态金属散热技术向高热流密度,大功率方向发展。

直流电磁泵的传统结构是永磁体位于流道的上下表面,电极位于流道的两侧^[157]。虽然其工作原理简单,但直流电磁泵存在多种损耗机制,会严重降低性能。首先,由于电流可以通过整个液态金属区域,导致磁场区域的有效电流减小,因此,这种不可避免的漫流效应导致泵的效率低下,产生的流体驱动力低于预期。潜在的解决方案是在通道内部安装绝缘条来限制漫流效应。然而,在狭窄封闭的

通道内准确安装绝缘条是一个挑战。此外,电极通常焊接在通道表面,因此整个金属流道都是导电的,流道壁电阻与液态金属电阻串联,消耗部分电流。通过用高电阻材料制造泵,并将电极插入流道,可以限制这种壁面损失,但这种解决方案存在密封难题。传统的电磁泵流道是矩形结构,这种简单的结构很难抑制电流损耗,不能使电磁泵具有较大的压头、流量和效率。

总之,研究者在电学^[158]、磁学^[159,160]和流体力学^[161,162]等方面进行了大量的研究。然而,但是这些研究往往只是从一个因素出发。实际上,这三个因素相互作用,一方面,低流道会增加磁场强度和电流密度,从而增加静压头。另一方面,低流道也会降低流量,增加流动阻力和加工难度。因此,电磁泵的电场、磁场和通道结构是相互关联的,需要综合考虑。此外,理论分析只是提供了一种设计趋势,但在实际设计中,必须考虑许多限制因素。虽然人们在理论和实验上已经进行了大量的研究,但迄今为止,能够提供高达 100 kPa 压头的电磁泵仍有待开发。因此,需要对电磁泵进行优化设计,提高电磁泵的泵送性能,以期获得高扬程大流量高效率的紧凑型电磁泵。

5.1.2 超薄电磁泵技术

对于大部分功能性器件来说,散热系统是其附属系统,因此尽量减小散热系统占用的空间十分必要。虽然电子器件的体积很小,但是附属的散热系统很大,导致整个设备的体积较大,散热系统的体积甚至超过了功能性器件,限制了其应用领域。例如,X 射线球管很小,但是散热部件很大;笔记本电脑逐渐向轻薄化方向发展;汽车大灯等要求越小越好。随着电子设备向紧凑和轻巧化方向发展,紧凑空间散热已经成为电子热设计不可避免的技术难题。

应对超薄空间散热的有效方法是通过使用热扩展技术,将热量有一个点扩展到一个面,降低热流密度,再通过自然对流或热辐射的方法散失到空气中,如蒸汽腔散热^[163]、石墨片散热^[164]、石墨烯散热^[165]等技术,应用的商业对象有手机、平板等。扁热管也是应对紧凑空间传热的有效技术手段,通过将圆热管拍扁以降低热管的高度。相比于 VC 等热扩展技术,热管能够进行较远距离热量传输,例如笔记本电脑等,但是热管的传输距离还是比较有限,目前商用扁热管一般小于 20 cm,若距离太长,传热能力下降。以笔记本传热为例,若想把热量从 CPU 搬运至显示器背板,传热原件需要跨过转轴,传统的热管、VC 等散热技术既不能承受上万次的弯折,又不能够远距离传热。

对于超薄远距离传热,液体传热是最有效的方式,其传热性能基本不受管道长度的影响,甚至还可以借助柔性管道用于可弯折部件散热^[166]。此外,液体主动散热技术能够应对高功耗电子器件散热,提高电子器件的寿命和可靠性。但是,目前由于泵送装置的体积过大,尤其是厚度方向通常为厘米量级,无法在紧凑空间内使用^[167];而且传统机械泵存在运动部件,容易发生机械故障,对于电子设

备来说,其设计寿命通常大于3年,在长时间内机械泵能否稳定工作是一个大问题;并且,当电子设备存在碰撞、跌落等意外情况时,对于微型机械泵的密封性和可靠性也提出了挑战。也正是由于泵送装置存在的诸多问题,超薄液冷散热一直未能在商用产品中得到应用。

相比于剪切力驱动的机械泵,电磁泵是依靠电磁力驱动的,电磁力是体积力,不需要摩擦传递力,因此,电磁泵完全没有运动部件,可以说是一个被动部件,具有很高的可靠性。电磁泵要求冷却介质具有很高的导电性,一般用于驱动高导电流体液态金属,传统冷却介质水、氟化液、乙二醇等无法使用电磁泵驱动。电磁驱动液态金属冷却技术用于超薄空间冷却具有如下优势:

- (1) 电磁泵可以做到5 mm以下,适配紧凑化设计;
- (2) 液态金属具有很高的热导率,极大降低对流热阻;
- (3) 若散热器为自然对流,整个散热模块可以完全无运动部件,具有极高的可靠性;
- (4) 电磁泵完全静音,可靠性高;
- (5) 液冷模块可以用于跨轴传热和柔性传热;

本章节5.2和5.3部分分别设计并测试了层状堆叠电磁泵和超薄电磁泵,从泵送性能、工作效率、可靠性等方面进行评价。

5.2 层状堆叠电磁泵

5.2.1 结构设计

我们提出了一种层状堆叠流道结构,将传统的一整条流道拆成三明治结构,如图5.1所示。第一层为进出口盖板,液态金属在第一层由水平流动变为垂直流动,再变为水平流动。第五层是固定板,将其他层固定在一起。第二层、第三层和第四层是流道的主体。第三层是液态金属流动区,由绝缘条、铜电极和隔板组成。“V”型隔板放置在壁面中间,形成流动区域。液态金属沿“V”型形隔板逐渐扩张和收缩,减少了局部水力损失。通过改变隔板的厚度,可以很容易地调整流道的高度。但是,由于液态金属表面张力大,如果流道高度足够低,液态金属会被挤压,而且流道高度越低,内部流动区域的水力损失越大。所以流道的高度不能无限小。

该泵由流道、电极、磁体和导磁环组成,如图5.2(a)所示。流道位于两块磁铁的中间,两块磁铁被紧紧吸引在铁轭的内侧,两个电极安装在流道两侧,5.2(b)显示了电磁泵的截面结构。在磁场和电场相互作用产生的洛伦兹力作用下,液态金属获得动能和压头。

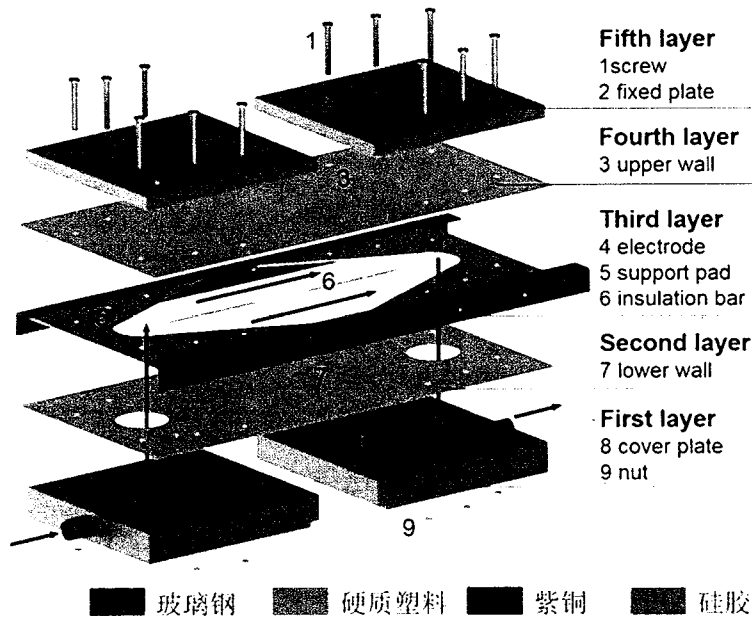


图 5.1 层状堆叠流道结构

Figure 5.1 The structure of layered stacked channel

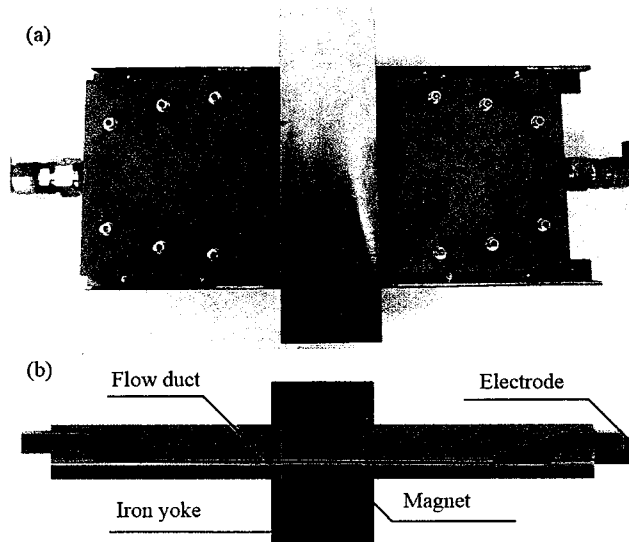


图 5.2 层状堆叠电磁泵结构

Figure 5.2 Layered stacked electromagnetic pump

采用 $\text{Nd}_2\text{Fe}_{14}\text{B}$ 稀土永磁体产生磁场，钕铁硼是磁铁中性能最强的永磁铁。该类磁铁的机械性能较好，易于切割和钻孔及复杂形状加工。其不足之处是温度性能不佳，在高温下使用磁损失较大，最高工作温度为 80°C 左右。由于材料中含有大量的钕和铁，故容易锈蚀，可通过表面镀层防止腐蚀，如镀镍、锌、金、环氧树脂等^[168]。使用纯铁作为导磁环，选择紫铜作为电极材料，流道壁由玻璃钢制成，隔板和绝缘条均为软硅胶材料。表 5.1 中列出了磁场、电场和几何参数。

表 5.1 直流电磁泵的结构参数

Table5.1 Structure parameters of electromagnetic pump

	设计参数	数值
磁场	磁密度 B (T)	0.95
	磁间隙 d (mm)	4.0
	磁体宽度 w_m (mm)	150
	磁体长度 l_m (mm)	50
电场	电流 I (A)	0-300
	电极面积 A (mm ²)	35
几何	流道高度 b (mm)	1.4
	管道高度 h (mm)	3.0
	管道宽度 w (mm)	140
	管道长度 l (mm)	370

5.2.2 实验系统

图 5.3 (a) 所示为直流电磁泵静压头的实验测量平台。通过施加电流, 改变电磁泵进出口两端的液态金属高度差, 高度差代表电磁泵的静压头。由于液态金属表面易发生氧化, 氧化层会粘附在管壁上, 影响读取液面高度。为了去除氧化层, 我们在两侧管道内各注射了 1 ml 的氢氧化钠溶液。直流电源自行定制, 供电电流为 0-500 A, 最大输出功率为 2 kW。

图 5.3 (b) 为电磁泵环路测试系统, 评估直流电磁泵的泵送性能。采用压力传感器和电磁流量计测量压力和流量, 电压由万用表获得, 电流信号通过测量标准电阻两端的电压间接得到。通过球阀调节液态金属流量, 获得不同的工作点。

表 5.2 主要设备和参数的不确定度

Table5.2 Uncertainty of main equipment and physical parameters

参数	最大不确定度	参数	最大不确定度
P	$\pm 0.25\%$	I	$\pm 2.00\%$
q_v	$\pm 0.25\%$	η	$\pm 2.85\%$
U	$\pm 2.00\%$	R_t	$\pm 2.86\%$

参数不确定度分析见表 5.2, 泵送效率和总电阻的不确定度分析为式 (5.1-5.2):

$$\frac{\delta\eta}{\eta} = \frac{1}{\eta} \sqrt{\left(\frac{\partial\eta}{\partial U} \delta U\right)^2 + \left(\frac{\partial\eta}{\partial I} \delta I\right)^2 + \left(\frac{\partial\eta}{\partial q_v} \delta q_v\right)^2 + \left(\frac{\partial\eta}{\partial \Delta P} \delta \Delta P\right)^2} \quad (5.1)$$

$$\frac{\delta R_t}{R_t} = \frac{1}{R_t} \sqrt{\left(\frac{\partial R_t}{\partial U} \delta U\right)^2 + \left(\frac{\partial R_t}{\partial I} \delta I\right)^2 + \left(\frac{\partial R_t}{\partial q_v} \delta q_v\right)^2 + \left(\frac{\partial R_t}{\partial \Delta P} \delta \Delta P\right)^2} \quad (5.2)$$

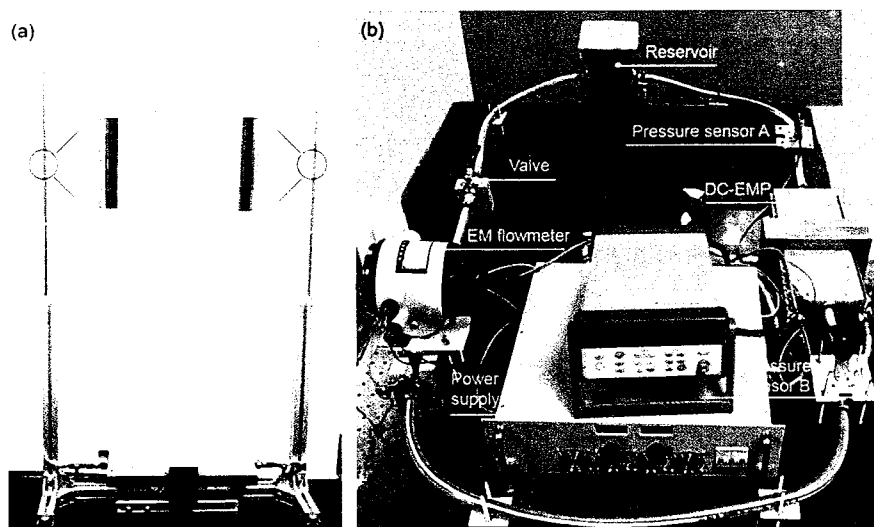


图 5.3 电磁泵测试平台

(a) 静压力测试平台；(b) 动态实验回路

Figure 5.3 Test platform of electromagnetic pump

(a) Static pressure test platform; (b) Dynamic experimental circuit

5.2.3 测试结果与分析

图 5.4 (a) 显示了静压头随电流的变化。从图中可以看出，静压头随电流呈现良好的线性关系，与理论预测趋势一致。该电磁泵的流道高度为 1.4 mm，磁场强度为 0.95 T，根据公式 (2.14)，可以推导出静压头与电流之间的关系，即 $\Delta P = 0.679 \cdot I$ 。实验静压头为 $\Delta P = 0.391 \cdot I + 4.135$ ，低于理论压头。这是因为即使插入绝缘条也不能完全避免漫流效应，部分电流流经磁场有效区域之外，造成电流损耗。当电流为 300 A 时，该泵的最大压头为 120 kPa。在我们的了解范围内，该静压头相比于传统结构的电磁泵提高了一个数量级。

图 5.4 (b) 显示了不同电流下，电磁泵的流量-压差之间的关系。随着流量增加，电磁泵两端的压差逐渐降低。与机械泵相比，电磁泵的压差-流量曲线变化更加平稳，证明电磁泵运行更稳定。此外，电流越大，压差-流量曲线越高，因此可以通过调节电流大小来控制电磁泵的性能。当电流为 300 A 时，该电磁泵可以提供的最大流量为 6.9 L/min。

图 5.4 (c) 显示了不同电流下，电磁泵的效率-流量关系。电磁泵的总功耗包括两部分，一部分是有效功率用于驱动液态金属，另一部分是功率损失，主要由焦耳热引起。从图中可以看出，与传统的机械泵一致，电磁泵效率随着流量的增大，先增加后减小，存在一个最佳泵送效率。并且，最佳效率随电流的增大而下降，这是由于焦耳热与电流呈平方关系，随着电流增加，焦耳热占总功耗的比重

逐渐增大。在大多数流量范围内，泵的效率都大于 6%，而传统电磁泵效率一般低于 3%^[153,157]。在实际的工程应用中，电磁泵的工作点应该尽量靠近最佳效率所对应的电流和压力。

$$R_t = \frac{P - q_v \Delta P}{I^2} \quad (5.3)$$

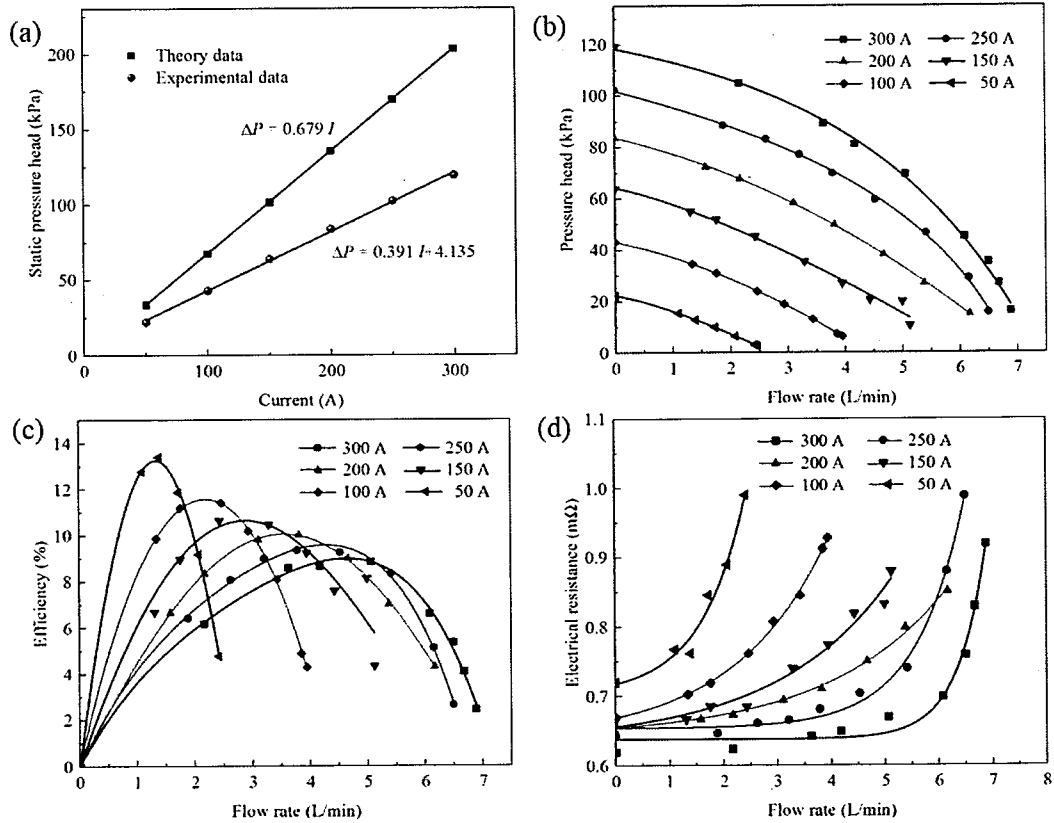


图 5.4 直流电磁泵的性能测试

(a) 静压头随电流变化；(b) 不同电流下的流量-压力曲线；(c) 不同电流下效率随流速的变化；(d) 总电阻随流速的变化

Figure 5.4 Performance test of DC electromagnetic pump

(a) The static pressure varies with the current; (b) Pressure head-flow rate curves under different currents; (c) Efficiency-flow rate curves under different currents; (d) Total electrical resistance-flow rate curves under different currents

获得电磁泵内阻变化趋势对于掌握总功耗变化至关重要，内阻由式 (5.3) 计算，即焦耳热除以电流的平方。电磁泵内阻包括液态金属与电极之间的接触电阻以及液态金属本身的电阻。图 5.4 (d) 显示了在不同电流下，直流电磁泵内阻随流量的变化，电阻变化范围介于 0.62 mΩ 和 1.0 mΩ 之间。结果表明，总电阻随流量的增加而增大，在相同流量下，电流越小，总电阻越大。这是由于液态金属与电极之间存在接触电阻。当液态金属静止时，其电阻几乎等于理论电阻，当液态金属流速增加时，液态金属与电极之间的接触变差，接触电阻增大。虽然液态

金属与电极之间存在接触电阻,但是该接触电阻的变化范围较小,没有产生明显的不良接触,表明电磁泵的物理和化学性质稳定。

表 5.3 显示了这种直流电磁泵在四个时间点的静压头。四个静压头接近初始静压头参考值,说明这种新型直流电磁泵具有稳定的泵送性能。

表 5.3 直流电磁泵在不同时间点的静压头

Table 5.3 Static head of electromagnetic pump at different time points

年/月	静压头
2017/05	82.75 kPa@200 A
2017/08	79.87 kPa@200 A
2018/10	83.36 kPa@200 A
2019/12	81.91 kPa@200 A

该层状堆叠直流电磁泵扩展了液态金属散热的实际应用领域,在极端热流密度散热和热能输送领域有着广阔的应用前景。但是,这种电磁泵也面临着巨大的挑战。首先,考虑到永磁体只能在 200 °C 以下工作,而 FRB 材料只能在 120 °C 以下工作,这种泵可以用来循环液态金属冷却电子器件,但不能用于高温下液态金属的输送。为了进一步提高工作温度,可以采用陶瓷作为流道材料,并对磁体采取热防护措施。其次,直流电磁泵通常在小电压和大电流下工作,在商业应用中需要非传统的直流电源。最后,由于强大的吸引力,在铁磁性的闭合导磁环中安装永磁体是很危险的。所有这些实际问题都需要在今后的时间里得到解决。

5.3 超薄电磁泵设计

5.3.1 结构设计

图 5.5 为超薄电磁泵架构示意图。该电磁泵由永久磁铁、电极、泵体、导磁环组成。电极为紫铜材质,镶嵌在泵体的上下表面,对于电极,除了与液态金属直接接触的表面,其他表面做绝缘处理;一对永久磁铁分别镶嵌在泵体的侧面,形成磁隙;导磁环包裹在泵体的外表面,减小漏磁,其材质为纯铁,表面做防腐处理。永久磁铁为 N52 钕铁硼磁铁,尺寸为 20 mm·2 mm·5 mm,其中 5 mm 方向为充磁方向。电极为紫铜材质,厚度为 1 mm。泵体 3D 打印,材料为树脂。导磁环为导磁性能良好的纯铁制造。电磁泵整体厚度为 4.08 mm,长度和宽度为 30.19 mm,进出口直径为 3.2 mm。

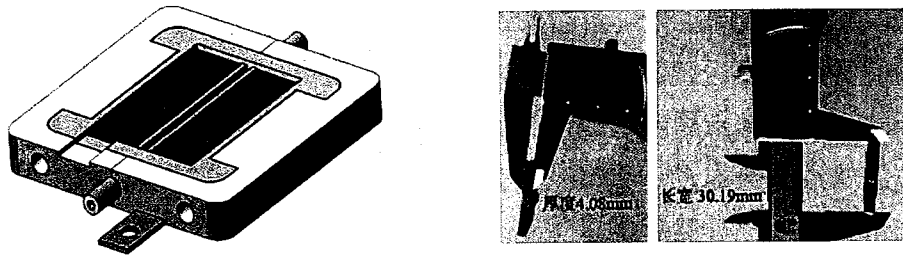


图 5.5 超薄电磁泵尺寸

Figure 5.5 Dimension of ultrathin electromagnetic pump

5.3.2 实验系统

电磁泵性能测试需要获得的参数包括压力、流量、电压、电流等，我们搭建了如图 5.6 所示的系统。电磁泵两端压力通过压差传感器测量，工作量为 0-40 kPa，流量通过涡轮流量计测量，工作量为 0-100 mL/min，使用球阀调节系统阻力，进而获得不同的压力-流量工作点。由于直流电直接加载在液态金属上，只有当电磁泵流道内充满液态金属时才能导电工作，所以系统需要事先充满液体才能运转。并且，若管道内有空气，液态金属会发生氧化，粘附在管道壁面上，增加流动阻力，所以传统的泵体浸没灌注法不适用液态金属灌注。本研究拟采用真空灌注法，首先对整个装置抽真空，然后转动三通阀，接通储液箱，在压差作用下，液态金属会自动填充管路及各个部件。

在实际测试中，我们发现，由于系统过于复杂，环路阻力较大，只有当电磁泵电流超过 30 A 时，涡轮流量计才会有微小的数据波动。而该涡轮流量计是我们已知的最小量程的流量计。电磁流量计和齿轮流量计的量程更大，不能满足实际测量需求。基于商用流量计量程的限制，我们重新设计了实验系统，采用称重法测量液态金属流量。

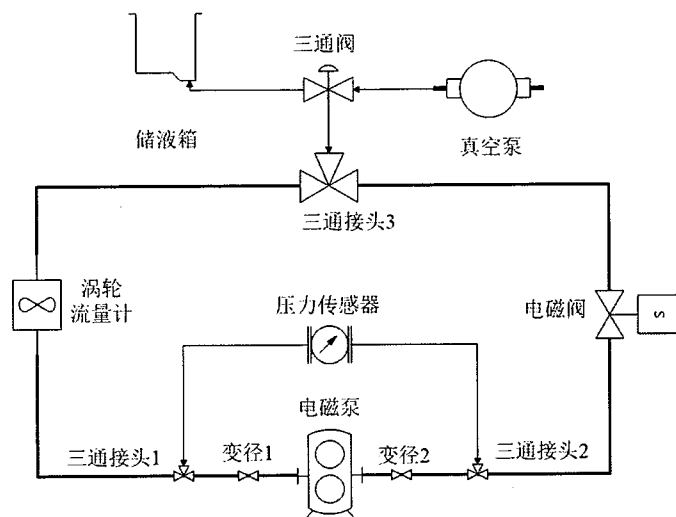


图 5.6 循环测试系统

Figure 5.6 Schematic diagram of cycle test loop

图 5.7 为采用称重法测量电磁泵性能的系统图。电磁泵正常工作时，将液态金属从左侧储液罐泵送至右侧储液罐，通过控制阀门开度来调节管道阻力，进而获得不同的实验数据点。当完成一个数据点测量后，关闭电源，在高度差的作用下，两边的储液罐会自动达到同一高度，然后开始下一个数据点测量。测量 40 秒内天平示数的变化，然后乘以 1.5 除以液态金属密度得到液态金属流量；电磁泵两端的压力通过压差传感器直接读出示数；电磁泵电流通过直流电源读数得到，电磁泵两端电压使用电压表测量。

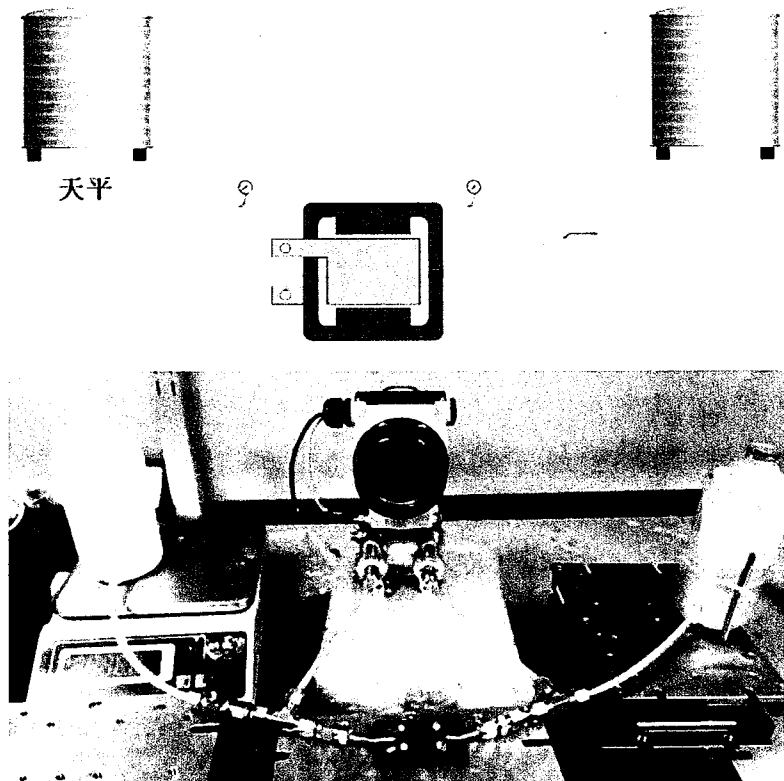


图 5.7 称重法测试电磁泵性能

Figure 5.7 Performance test of electromagnetic pump by weighing method

在灌注液态金属之前，需要对测试系统进行检漏。使用 99% 酒精作为检漏液体，这是因为酒精具有很强的挥发性，后期比较容易清理干净，另一方面酒精作为有机溶剂，能够对设备及管道内壁进行清洗。酒精检漏流程如下：

- (1) 接通压差传感器，使其正常工作；
- (2) 打开球阀；
- (3) 向储液箱中灌注酒精，当液面达到储液罐 1/2 高度时停止灌注；
- (4) 观察系统是否漏液；一小时后，若未发现漏液，则系统密闭性良好；
- (5) 使用注射器将储液罐中的酒精排除；然后使用吹风机吹扫系统，加速剩余酒精挥发。

检漏之后，灌注液态金属；液态金属灌注完成后，检查是否有泄露发生；如

无泄露，接通电磁泵，驱动液态金属，观察压力传感器是否有读数。该测试系统目的是获得电磁泵在不同电流下的流量-压力曲线，通过控制球阀开度来调节系统压力，进而引发液态金属流量改变。具体测试流程如下：

- (1) 接通压力传感器；
- (2) 接通电磁泵电源，调节电流至 10 A；
- (3) 分别调节球阀开度至 0° 、 30° 、 45° 、 60° 、 90° ；
- (4) 记录不同球阀开度下的重量和压差数据；
- (5) 调节电流至 20 A、30 A、40 A；
- (6) 重复步骤 (3) - (4)；
- (7) 关闭电源。

5.3.3 实验结果及分析

关闭回路阀门，当无液态金属流动时，即可得到电磁泵的静扬程，即最大扬程。图 5.8 为静扬程与驱动电流之间的关系。从图中可以看出，静扬程随电流成正比例变化， $\Delta P = 0.365 + 0.45 \cdot I$ ，符合理论静扬程变化趋势。当电流为 40 A 时，电磁泵静扬程为 18.5 kPa。从理论上讲，静压头-电流关系是过原点的一条直线，而实验测量拟合关系存在截距 0.365 kPa，这是由于压力传感器自身的误差造成的。虽然存在截距，但是该数值很小，可以忽略不计。

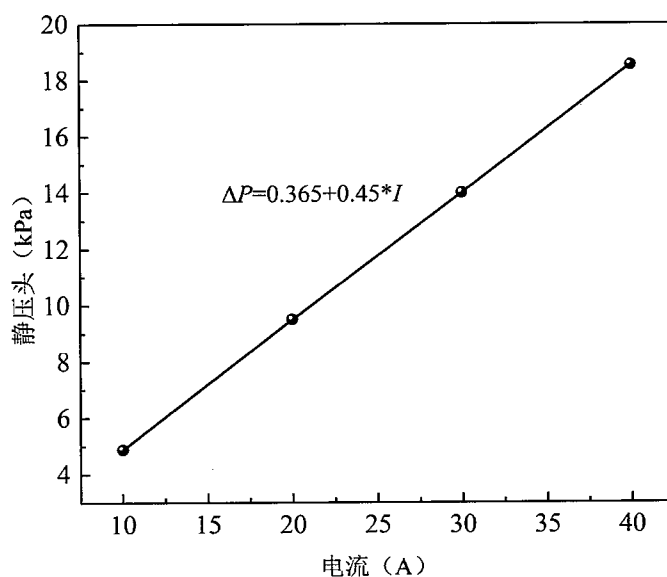


图 5.8 电磁泵静扬程与电流之间的关系

Figure 5.8 Static pressure head-current relationship

图 5.9 表示驱动电流分别为 10 A、20 A、30 A、40 A 时，电磁泵的压头-流量曲线。从图中可以看出，随着流量增加，压头逐渐减小，变化曲线呈现半凸曲线；随着驱动电流增加，性能曲线向上方移动，即流量和压头都增加。此外，从

图 5.9 中可以看出,随着驱动电流增加,最大流量逐渐增加,但增加的趋势逐渐减小。电流为 30 A 时,最大流量为 75 mL/min。

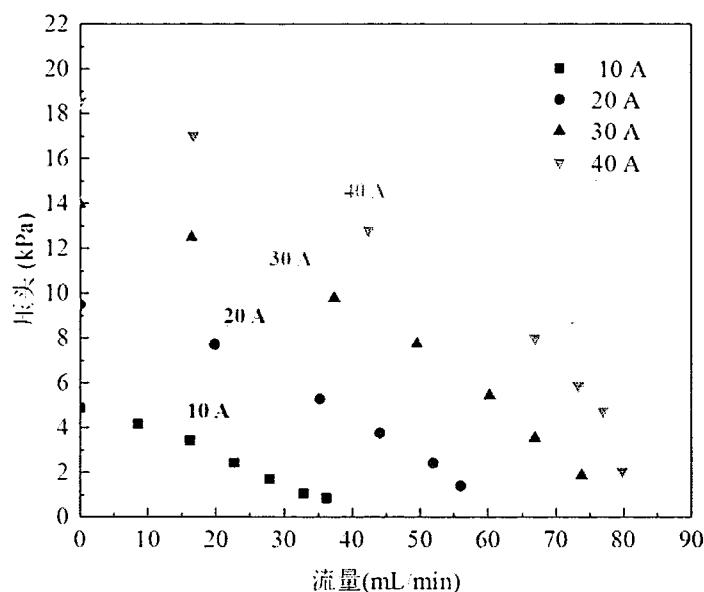


图 5.9 电磁泵压力-流量性能曲线

Figure5.9 Pressure-flow rate curves of electromagnetic pump

图 5.10 为电磁泵效率随流量变化曲线。从图中可以看到,该电磁泵的效率小于层状堆叠电磁泵,这是由于该架构的电磁泵无法在内部安装绝缘条,电流耗散较为严重。随着流量增加,电磁泵效率呈现先增加后降低的趋势,拐点大约对应 1/2 最大流量处。此外,随着电流增大,电磁泵的最大效率逐渐降低,从 3.3% @ 10 A 降低至 1.7% @ 40 A,且最大效率所对应的流量逐渐增大。

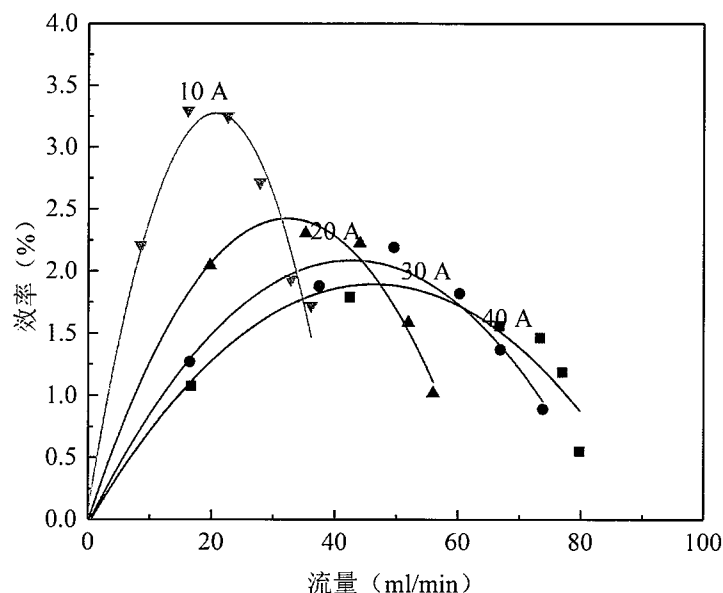


图 5.10 电磁泵效率-流量关系

Figure5.10 Efficiency-flow rate relationship

图 5.11 为电磁泵本体的功耗图。随着驱动电流增加，电磁泵功耗与电流呈指数关系。从能量转换角度老看，输入电能转化为焦耳热和液态金属动能，而焦耳热占绝大份额。而当电阻一定时，焦耳热与电流呈二次方的关系，与图中趋势基本一致。在实际应用中，我们希望电磁泵的电流越小越好，这样可以减少供电模块的复杂性，指数关系使降低电流能取得较大的收益。

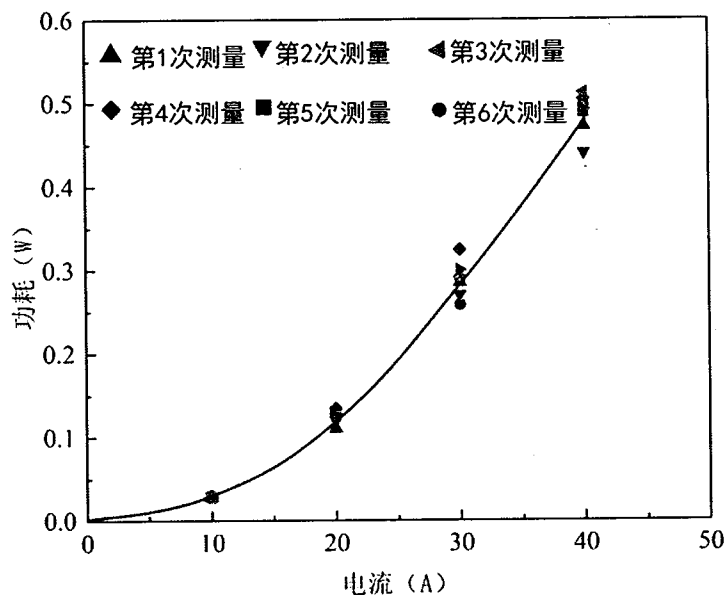


图 5.11 电磁泵功耗图

Figure5.11 Power consumption of electromagnetic pump

在电磁泵流道内，液态金属是在流动过程中与电极进行接触的，属于冲刷接触，二者界面处存在接触电阻。因此，电磁泵的电阻由 3 部分组成，包括电极电阻，液态金属电阻，液态金属与电极之间的接触电阻。我们通过测量电磁泵两端的电压，然后除以电流获得了总电阻，如图 5.12 所示。从图中可以看出，电磁泵电阻约为 $0.3 \text{ m}\Omega$ ，基本上不随电流和流速发生变化，其内阻变化趋势与层状堆叠电磁泵内阻变化趋势不同。这是由于这种架构的电磁泵流道的电极长度与电极宽度之比很大，液态金属与电极之间的接触面积大，接触电阻较为稳定。良好的稳定性为商业应用提供了基础保证。

为了评估该电磁泵在实际应用中能否满足驱动要求。我们以锐龙 9-4900HS 芯片为研究对象，进行了理论分析。该芯片功率为 30 W ，最大运行温度 105°C ，尺寸为 $20 \text{ mm} \times 20 \text{ mm}$ ，采用 8 核心 16 线程设计，基础频率 3.0 GHz ，最高频率 4.3 GHz ，集成 Vega8 GPU 比 4900H 和 4800H 更低，配备了 3200MHz 内存。设定液态金属进口温度为 30°C ，温升为 20°C ，液态金属流道为扁管流道，壁厚为 0.5 mm ，流道高度为 2 mm ，宽度为 20 mm 。在不考虑芯片与扁管之间界面热阻的情况下进行计算。计算结果得到当 EGaInSn 的流量为 33 mL/min 的情况下，芯片最高温度约为 53°C ，远小于最大运行温度。当流量为 33 mL/min 时，我们

对照图 5.9 找到对应的压头，如表 5.4 所示。应根据该表，对管路进行设计，使阻力不能超过电磁泵所能提供的压头。

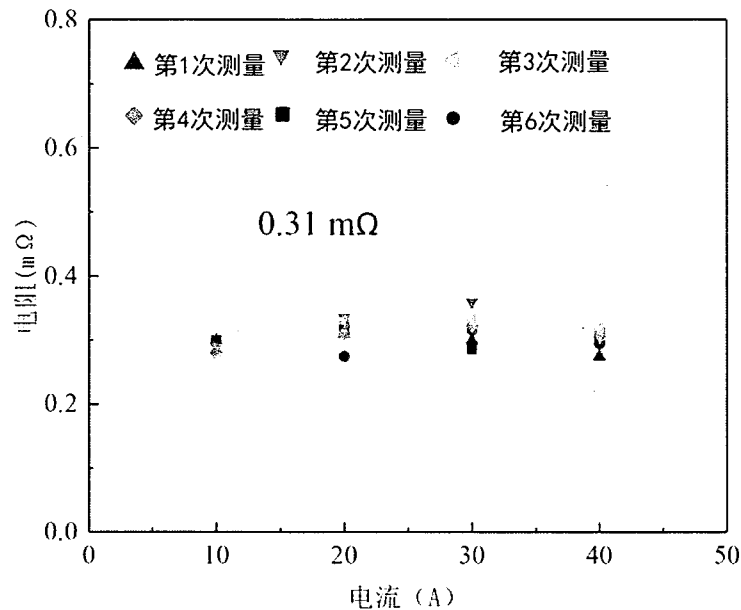


图 5.12 电磁泵电阻与电流的关系

Figure5.12 Electrical resistance- current relationship

表 5.4 流量为 33 mL/min，电磁泵对应的压头

Table5.4 The pressure head of the electromagnetic pump, with flow rate 33 ml / min

电流 (A)	10	20	30	40
压头 (kPa)	1.1	5.2	10.3	14.1

5.4 本章小结

针对 2.4 小节提出的层状堆叠电磁泵和超薄电磁泵架构，本章进行了设计、制造和实验评估。对于层状堆叠电磁泵，可提供超过 120 kPa@300 A 的扬程，是目前已报道的最高扬程。在绝大部分流量范围内的泵送效率大于 6%，普通电磁泵效率仅为 3%，远高于同类电磁泵的效率；电磁泵的体积仅为 2 L。因此，层状堆叠电磁泵实现了高压头，高效率，并且结构紧凑。对于超薄电磁泵，其尺寸为 30 mm*30 mm*4 mm，可以提供 17 kPa@30 A 的静扬程，最大流量约为 75 mL/min，理论上可以满足 30 W 芯片散热需求，在液冷笔记本散热领域有重要的价值。

第6章 液态金属毫米流道流动传热实验研究

6.1 引言

微米/毫米通道热沉具有比表面积大、水力尺寸小的特点,可以获得较大的对流换热系数^[169-173]。根据通道尺寸的不同,微通道热沉可分为微米通道热沉和毫米通道热沉^[174]。微米通道热沉的特征尺寸从几十微米到几百微米,由于通道较小,可以获得较大的强化传热效果。在 Tuckerman 和 Pease^[26]的开创性工作中,首次提出了微通道冷却,并实现了 790 W/cm^2 的散热,最高温升高于进水温度 71°C 。此外,通过使用良好的几何形状^[175]、基底材料^[176]和纳米流体^[177,178],可以进一步提高微通道冷却的传热能力。Xia 等人^[179]设计了一种散热能力为 48 W 的微通道热沉,散热面积为 0.81 cm^2 ,通道宽度约为 $150 \mu\text{m}$,通道高度为 $300 \mu\text{m}$,结果表明,要使散热片的基温保持在 45°C 需要 60 kPa 的压力损失。因此,微通道尺寸越小,压力损失越大,从而导致泵浦功率消耗越大。此外,微通道的制作还需要复杂的光刻和深硅反应离子刻蚀技术^[180]。

毫米通道散热器是另一种主动对流冷却方式,其特征尺寸为几毫米。Saad 等人^[181]数值研究了通道宽度为 2.56 mm ,通道高度为 1.0 mm 的水冷微通道热沉。结果表明,毫米通道热沉可在 5.2 cm^2 面积内实现 41.45 W 的散热,散热压力损失为 2 kPa 。毫米通道冷却由于其较大的通道,其压阻较小。然而,与微通道冷却相比,它的对流换热系数较低。综上所述,微米通道冷却具有较大的传热能力,而毫米通道冷却具有较低的压力损失。然而,当采用水作为常规冷却液时,很难将微通道冷却和毫米通道冷却的优点结合起来。这主要是由于冷却水的导热系数较低,约为 $0.60 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ ^[182],这使得必须使用微通道才能获得较大的对流换热系数。

EGaInSn 的动态粘度约为水的两倍,在相同流量下,液态金属散热系统的压力损失大于水冷散热系统,对于微通道冷却,压损更加显著。但是,EGaInSn 导热系数约为水的 40 倍,若达到与水微通道相同的冷却效果,通过合理设计,液态金属有望在毫米通道下实现高热流密度散热,同时压力损失很小。因此,液态金属毫米通道散热为当前和未来的高功率密度冷却挑战提供了一个有吸引力的解决方案。

研究人员对液态金属和水作为冷却液用于计算机芯片冷却进行了实验比较,开发了用于 LED^[183]、电池^[184]和激光芯片^[62]的液态金属冷却。这些研究主要集中在液态金属大通道冷却的热性能上,通常是厘米级的。并且,这些散热应用热流

密度均在 50 W/cm^2 以下, 并未对液态金属在高热流密度散热领域进行探索。Luo 等人^[185]对特征尺寸为 2.85 mm 、 1.67 mm 和 0.91 mm 的液态金属热沉进行研究, 但是功率和热流密度仅为 $80 \text{ W}@20 \text{ W/cm}^2$, 并且使用的是蠕动泵, 并未体现液态金属在高热流散热方面和全静音驱动方面的优势。M.M.Sarafraz 等人^[186]实验评估了镓铟共晶混合物在矩形微通道中的冷却能力, 并测量了镓铟的热工水力性质, 包括压降值和摩擦因数。Xiang^[187]等人数值比较了液体镓和水在微通道散热器总热阻方面的冷却性能。结果表明, 只有当流道长度小于临界长度, 或流道高度大于临界高度时, 镓基热沉的热阻能比水的小。Liu 等人^[188]数值研究了在不同入口质量流量和其它结构参数下时, 采用 GaInSn 冷却剂的 T-Y 型微通道传热性能, 结果表明该种微流道下, 对流换热系数可达 $4.7 \text{ W/(cm}^2 \cdot \text{K)}$ 。最近, Yang^[189]对微通道散热器中液态金属冷却和水冷却的流动和热性能进行了数值研究。结果表明, 液态金属冷却在毫米通道热沉中具有优越的热性能和流动性能。

如上所述, 针对液态金属宏通道传热特性, 已经有大量的研究, 也有液态金属微米/毫米通道冷却的数值研究。然而, 基于镓基液态金属的毫米通道冷却实验研究却非常有限。并且, 现有的研究多为数值模拟, 大部分实验研究为低热流、小功率散热, 并未实现液态金属在高热流密度散热方面的实验研究。

本章节实验研究了镓基液态金属在矩形毫米热沉内的流动传热性能, 开发一套高热流密度、大功率热管理的液态金属毫米通道冷却系统。本章节 6.2 部分设计并制作了毫米通道热沉, 然后建立了基于镓基液态金属的毫米通道冷却系统; 6.3 部分在不同电流、不同热负荷和泵送功率下进行了实验测试, 对镓基液态金属毫米热沉的流动传热性能进行了定量评价和讨论。

6.2 测试系统搭建

6.2.1 毫米通道热沉设计

图 6.1 为矩形直通热沉的结构示意图, 通道尺寸为 $1 \text{ mm} \times 5 \text{ mm} \times 34 \text{ mm}$, 数量为 20 个, 间距为 2 mm 。进出口直径 d 均为 10 mm 。底板和盖板采用铣床加工, 选用 T2 铜为材料。盖板与底板用螺栓连接。在盖板和底板之间放置密封圈进行密封。进出口均设置在盖板上, 采用螺纹连接。热通量是由六根插入铜块的电热棒产生的。热源与热沉的接触面为 $2.2 \text{ mm} \times 2.2 \text{ mm}$ 。

图 6.2 为热源与热沉之间的相对位置布置图。流体经圆形入口进入热沉, 然后流经矩形流道, 吸收热源的热量, 再从圆形流道流出。热源布置在热沉中心位置, 面积为 $22 \text{ mm} \times 22 \text{ mm}$ 。热源与热沉之间填充热界面材料, 流体与热源之间的热沉底板厚度为 2 mm 。

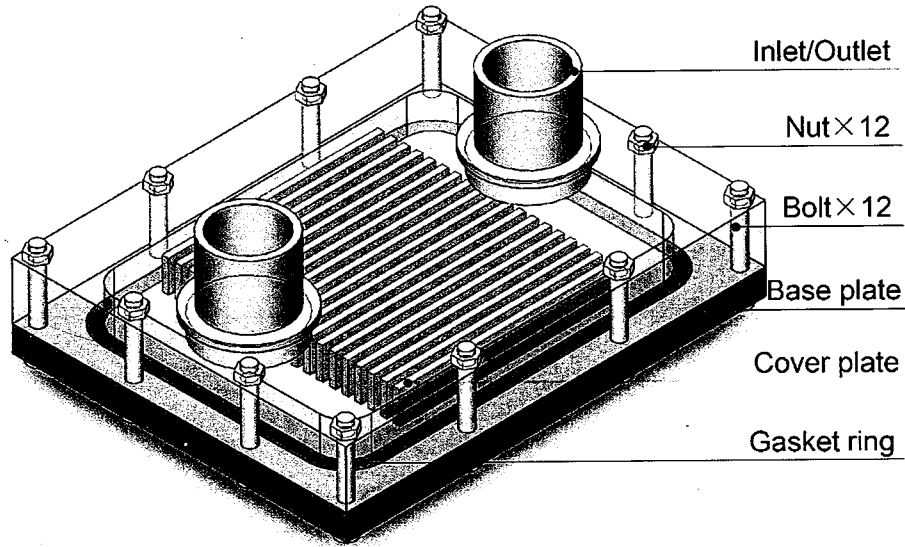


图 6.1 矩形通道热沉的结构

Figure 6.1 The structure of minichannel rectangular heat sink

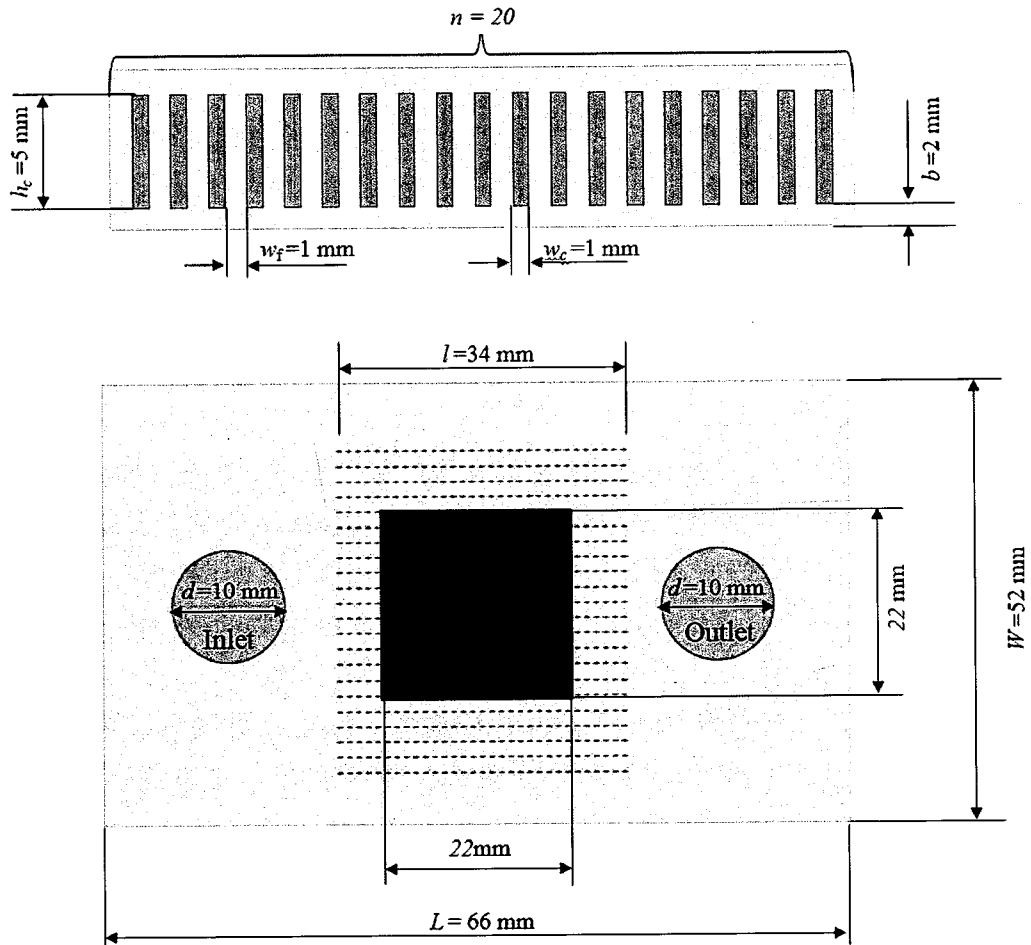


图 6.2 热源与热沉相对位置

Figure 6.2 The relative position of minichannel heat sink and heat source

表 6.1 微通道散热沉的尺寸

Table 6.1 The dimensions of minichannel heat sink

参 数	通道宽 度(mm)	通道高 度(mm)	通道长度 (mm)	肋宽度 (mm)	基底厚度 (mm)	进出口直径 (mm)	通道数
数值	1	5	34	1	2	10	20

6.2.2 电磁流量计

常用的流量测试仪器包括浮子流量计、齿轮流量计、涡轮流量计、涡街流量计、电磁流量计等。浮子流量计在使用时需要依靠读取浮子的高度来计算流量，由于液态金属氧化物与绝大多数玻璃、塑料具有良好的粘附性，粘附在壁面上会遮挡液态金属液面，不能正确读取读数。齿轮流量计和涡轮流量计均有旋转部件，若液态金属氧化粘附在旋转部件或内流量计内壁处，长时间旋转会产生磨损，损坏流量计。涡街流量计无运动部件，但其测量结果会受到流体种类的影响，市场上尚未有针对液态金属的涡街流量计。电磁流量计可以测量导电流体的流量，无运动部件，测量结果不受流体种类的影响，可以用于测量液态金属的流量。

电磁流量计的测量原理是：当导体在磁场中作切割磁力线运动时，导体中会产生感应电动势。感应电动势的大小与导体的有效长度和导体的移动速度成正比。同样，当导电流体在磁场中垂直流动并切断磁感应线时，感应电势也会在管道两侧的电极上产生。感应电势的方向由右手法则确定，感应电势的大小由以下公式确定：

$$E = BDU \quad (6.1)$$

式中 E —感应电势； B —磁感应强度； D —管道内径； U —液体的平均流速。

体积流量 q_v 等于流体的流速 U 与管道截面积 $(\pi D^2)/4$ 的乘积，将式 (6.1) 代入该式得：

$$q_v = \frac{\pi DE}{4B} \quad (6.2)$$

由上式可知，在管道直径 D 已定且保持磁感应强度 B 不变时，被测体积流量与感应电势呈线性关系。若在管道两侧各插入一根电极，就可引入感应电势 E ，测量此电势的大小，就可求得体积流量。

电磁流量计已广泛地应用于工业上各种导电液体的测量。主要用于化工、造纸、冶金、环保、给排水、食品、纺织等行业，具有如下优点：电磁流量计是体积流量测量仪表，不会受到测介质温度、粘度、密度以及导电率的影响；电磁流量计没有运动部件和阻碍流动的部件，不会引起压力损失，同时也不会引起磨损、阻塞等问题；测量结果只与被测介质的平均流速成正比，而与流动状态无关；电

磁流量计无机械惯性，反应灵敏，可以测量瞬时脉动流量，而且线性好，因此可以将测量信号直接用转换器线性的转换成标准信号输出。

本研究中电磁流量计采用聚四氟乙烯材质衬里和 316L 电极材料，量程为 0-1.5 m³/h，测量精度为 0.25%，采购于杭州美控自动化技术有限公司。

6.2.3 压力传感器

本研究采用扩散硅压力传感器，工作原理是利用压阻效应原理，不锈钢或陶瓷膜片会随着压力产生正比例形变，使膜片电阻值发生变化，通过检测电路，将电阻变化转化为电压信号输出。本研究选用压力传感器膜片材质为不锈钢，量程 -100 kPa-100 kPa，测试精度 0.25%，，采购于杭州美控自动化技术有限公司。

6.2.4 热电偶布置

本研究采用 T 型热电偶测温。安装了两个 T 型热电偶来监测热沉的底部温度，并用它们的平均值来表示热沉底部温度 T_b 。在铜管上粘贴四个 T 型热电偶，监测热沉和散热器的进出口温度。所有 T 型热电偶的测量精度为 ± 0.2 °C。

在本实验研究中，Ga₆₈In₂₀Sn₁₂ 所处的温度介于 27.7 °C 与 41.7 °C 之间。Ga₆₈In₂₀Sn₁₂ 的导热系数在 27.7 °C 至 41.7 °C 范围内略有提高（从 25.36 W/(m·K) 提高到 26.61 W/(m·K)）。热容从 346.74 J/(kg·K) 下降到 336.94 J/(kg·K)，从 27.7 °C 下降到 41.7 °C。因此，选择 Ga₆₈In₂₀Sn₁₂ 在 34.7 °C 下的热物理性能作为平均热物理性能，如图 3.3 所示。

6.2.5 测试系统

图 6.3 为测试系统，由热源、热沉、电磁泵、远端散热器、压力传感器、电磁流量计、阀门、储液罐和数据采集系统组成。在电磁泵的驱动下，流体首先流经阀门、测量流量的电磁流量计、测量入口压力的压力传感器 A、热沉、测量出口压力的压力传感器 B，然后流经散热器，最后进入储液罐进行下一轮循环。温度和电信号由 Agilent34970A 采集，采样频率为 0.5 HZ。

电压调节器用于调节电压，从而调节热源的热功率，将电压与电流相乘，计算出热源的发热功率。计算热功率的精确度为 $\pm 2\%$ 。热源采用海绵保温（导热系数约为 0.03 W/m·K），以减少热量损失。根据计算，热损失小于 2 W，可以忽略不计。热源通过螺钉和螺母与热沉紧固，接触面填充导热脂以降低接触热阻。

实验在 25.5 ± 0.5 °C 的近恒温环境下进行。首先，测试了热沉在不同热功率条件（300 W~1500 W）和不同体积流量（20 mL/s~80 mL/s）下的热性能，监测相应的温度和电信号。通过调节电压产生不同的热功率，通过调节电磁泵的电流来获得不同的体积流量。当两分钟内温度波动低于 0.2 °C 时，切断热源，保存数据。

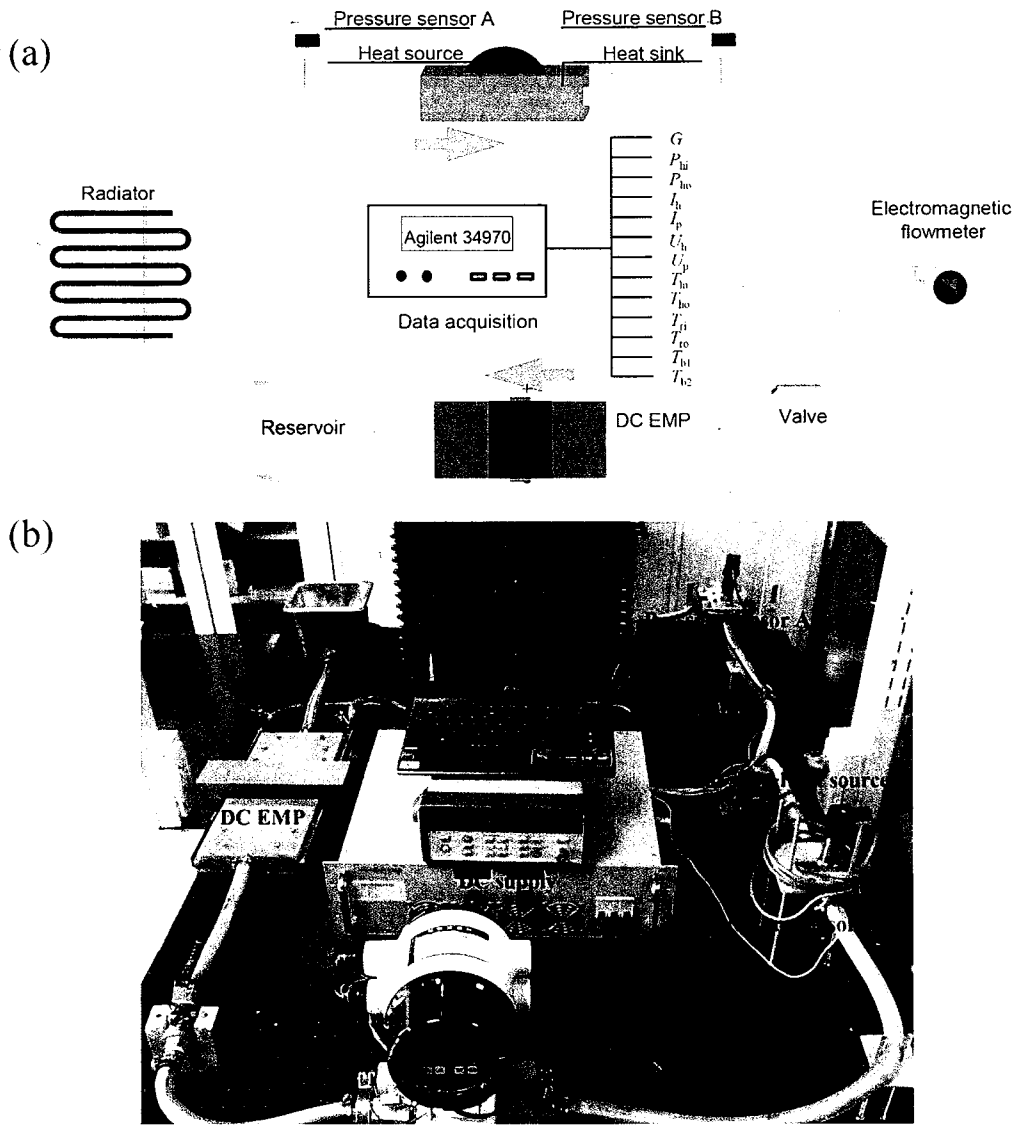


图 6.3 实验测试平台

(a) 试验回路示意图；(b) 试验回路。式中 G 为体积流量， P_{hi} 为热沉进口压力， P_{ho} 为热沉出口压力， I_h 为热源加热电流， I_p 为 EMP 的驱动电流， U_h 为热源的加热电压， U_p 为 EMP 的驱动电压， T_{hi} 为热沉的入口温度， T_{ho} 为热沉出口温度， T_{ri} 为散热器进口温度， T_{ro} 为散热器出口温度， T_{b1} 、 T_{b2} 为散热器底面温度

Figure6.3 Test platform

(a) The schematic of the test loop; (b) The experimental loop. Here G is the volume flow rate, P_{hi} is the inlet pressure of heat sink, P_{ho} is the outlet pressure of heat sink, I_h is the heating current of heat source, I_p is the pumping current of EMP, U_h is the heating voltage of heat source, U_p is the pumping voltage of EMP, T_{hi} is the inlet temperature of heat sink, T_{ho} is the outlet temperature of heat sink, T_{ri} is the inlet temperature of radiator, T_{ro} is the outlet temperature of radiator, T_{b1} and T_{b2} are the bottom surface temperatures of heat sink

6.2.6 不确定度分析

雷诺数、对流换热系数、热阻和努塞尔数的不确定度分析如下：

$$\delta Re = \frac{\rho D}{\mu} \delta V \quad (6.3)$$

$$\delta h = \frac{1}{A} \sqrt{\left(\frac{\partial h}{\partial Q} \delta Q\right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial T} \delta T\right)^2} \quad (6.4)$$

$$\delta R = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial Q} \delta Q\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial T} \delta T\right)^2} \quad (6.5)$$

$$\delta Nu = \frac{D}{k} \delta h \quad (6.6)$$

计算出 Re 、 h 、 R 和 Nu 的最大误差分别为 $9.41188 \text{ W/m}^2/\text{K}$ 、 $0.000303 \text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$ 、 0.077 ，相对误差分别为 0.25% 、 1.92% 、 0.96% 、 1.17% 。 h 和 Nu 的误差随热功率的增大而减小， R 的误差随热功率的增大而增大。表 6.2 总结了主要设备的精度。

表 6.2 主要设备和参数的不确定度

Table 6.2 The uncertainty of main devices and parameters

参数	最大不确定度	参数	最大不确定度
T	$\pm 0.20 \text{ }^\circ\text{C}$	Re	$\pm 0.25\%$
P	$\pm 0.25\%$	h	$\pm 1.92\%$
G	$\pm 0.25\%$	Nu	$\pm 1.17\%$
Q	$\pm 2.00\%$	R	$\pm 0.96\%$

热源采用导热系数约为 $0.03 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ 的海绵材料包裹，流道采用导热系数为 $0.15 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ 的塑料，海绵厚度为 10 mm ，热源总表面积约为 94 cm^2 。假设热源表面温度为 $50 \text{ }^\circ\text{C}$ ，对流换热系数为 $30 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ ，根据下式计算热损失为 0.77 W 。计算结果表明，当总加热功率为 1500 W 时，散热器和流道的热损失可以忽略不计。

$$Q_{\text{loss}} = kA \frac{T_{\text{hs}} - T_s}{L} = hA(T_s - T_a) \quad (6.7)$$

6.3 实验结果及分析

在不同的热流密度下，测试了镓基液态金属热沉的热性能，如图 6.4 所示。液体金属流量为 51.8 mL/s ， Re 为 2481 ，热沉的压力损失 ΔP_h 为 8.0 kPa 。结果表明，随着热流 q 从 79 W/cm^2 (382 W) 增加到 283 W/cm^2 (1370 W)， T_b 从 42.1

°C 线性上升到 77 °C，液态金属进出口温升 ($T_{ho}-T_{hi}$) 从 3.9 °C 增加到 13.0 °C。由于镓基液态金属的体积热容较低（几乎是水的一半），其温升通常大于水。

表 6.3 列出了本研究与以往研究的比较。结果表明，镓基液态金属毫米热沉的散热能力比水基毫米热沉高出一个数量级。因此，使用 EGaInSn 作为冷却剂，毫米热沉冷却可以获得更大的传热效果。此外，EGaInSn 毫米热沉的压力损失远低于水基微通道冷却，且换热能力的量级相同。换言之，基于镓基液态金属的毫米通道冷却可以实现高热流密度器件的热管理，而压力损耗很小。究其原因，在于液态金属良好的导热性使其可以用毫米通道散热，而水只能使用微通道才能实现相同的热流密度。此外，随着流道特征尺寸从微尺度增大到毫米尺度，压力损失将显著减小。

表 6.3 本实验研究与他人研究结果的比较

Table6.3 Comparative performance of the present experimental study

参数	目前研究	以往研究 1 ^[14]	以往研究 2 ^[190]	以往研究 3 ^[7]
冷却剂	EGaInSn	water	0.25%Al ₂ O ₃ /water	water
通道尺寸(mm ³)	1*5*34	2.56*1*40	0.5*0.8*50	0.05*0.30*10
通道数	20	13	49	100
热流密度(W/cm ²)	300	8	16	790
热功率(W)	1500	41.45	400	790
压损(kPa)	8.0	2.0	10.0	214.0
热阻(°C/W)	0.0342	0.14	0.047	0.1
对流系数(W/(m ² ·K))	70000	/	4400	<42000
雷诺数	2481	318	1000	429

液态金属通过热沉吸收热量后，通过散热器将热量释放到周围环境中。图 6.4 表明，在环境温度 T_a (25.5 °C) 下，散热器进口温度 T_{hi} 在 31.0 °C 到 39.9 °C 之间变化，但散热器出口温度 T_{ho} 几乎保持在 29 ± 1 °C，原因在于液态金属大导热系数可以增强远端散热器的散热能力。此外，由于 c_p 较小，液态金属的 T_{hi} 通常高于水，从而可以进一步提高散热器的散热能力。因此，基于液态金属远端散热器在实际工程中可以相当紧凑。

类似地，测试了热源基板温度 T_b 随驱动电流 I_p (50 A、100 A、200 A、300 A、400 A) 的变化，如图 6.5 所示。雷诺数在 1125 (50 A) 和 3774 (400 A) 之间变化。可以看出，将 T_b 保持在 75 °C 以下，在 I_p 等于 400 A 时，液态金属热沉可以耗散热量 305 W/cm²@1476 W。随着 I_p 的降低，相应的热通量逐渐减小（从 297 W/cm² 减小到 227 W/cm²）。此外，随着驱动电流增加，温度和热流密度的斜

率（实际上是总热阻）逐渐减小。很明显，当 I_p 从 50 A 增加到 100 A 时， T_b 显著减小，而从 100 A 增加到 400 A 时， T_b 减小幅度下降。

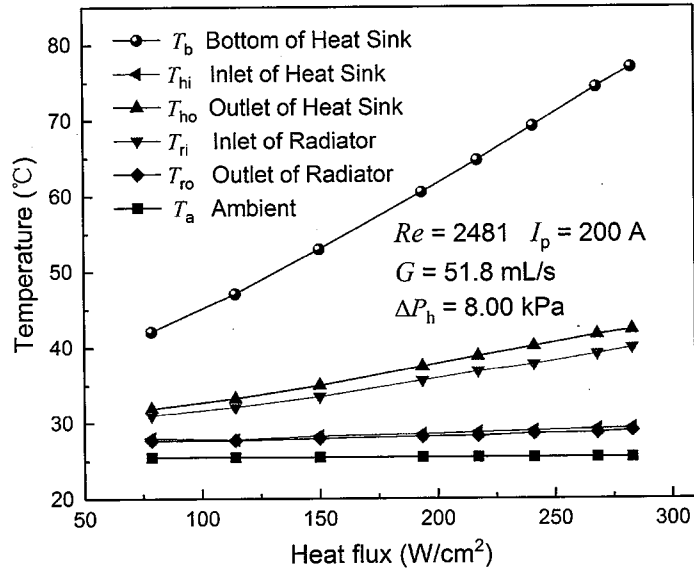


图 6.4 不同热流密度下，液态金属毫米热沉的温度分布

Figure6.4 The temperature distribution of galinstan based minichannel cooling system under different heat fluxes

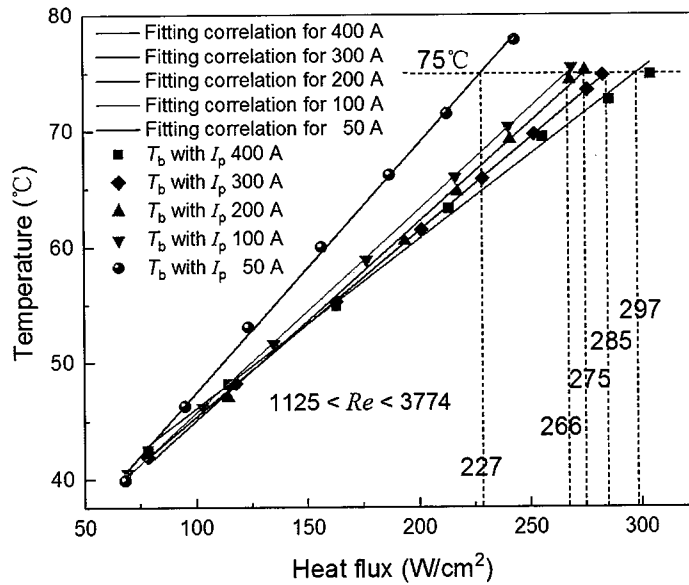


图 6.5 不同驱动电流下，热沉基板温度 T_b 随热流密度的变化

Figure6.5 The variation of T_b with heat flux under different currents

在不同的驱动电流（50 A~400 A）下，以 1000 W 的热功率测试了液态金属热沉的热性能和流体力学特性，如图 6.6 所示。在这里，热性能以热沉底部温度 T_b 作为评价指标，用压力损失 ΔP_h 和流量 G 来表征热沉的水动力特性，可以看出，随着 I_p 的增加， T_b 先是迅速下降，然后逐渐下降。 I_p 从 50 A 降低到 200 A，

T_b 降低了 6.7°C ，而从 200 A 降到 400 A， T_b 只降低了 1.34°C ，这是由于总热阻的变化所致。同时， ΔP_h 和 G 随 I_p 的增加而增加， G 上升斜率逐渐减小， ΔP_h 上升斜率略有增大。

虽然通过增大驱动电流可以提高热沉的换热能力，但水动力损失和所需的电功率也会增加。由计算可知，在 50 A~400 A 范围内，从 200 A 到 400 A 的 T_b 下降率仅为 16.7% ($1.34^\circ\text{C}/8.04^\circ\text{C}$)，而 ΔP_h 增加率为 64.4% ($8.88\text{ kPa}/13.78\text{ kPa}$)， G 增加率为 48.8% ($1.62\text{ L/min}/3.32\text{ L/min}$)。总的来说，增加驱动电流是不经济的，尤其是对于从 200 A 到 400 A，换言之，较大的泵送电流会提高热沉的传热性能，但也会增加压力损失。

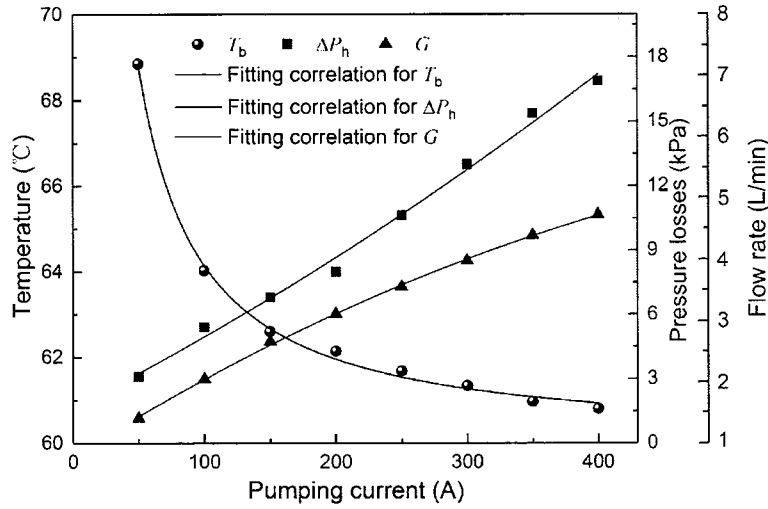


图 6.6 不同驱动电流下，热沉的流动传热特性

Figure 6.6 The thermal performance and hydrodynamic characteristic of galinstan minichannel heat sink under different currents with 1000 W heat power

采用一维热阻模型对毫米热沉的热性能进行了分析。并将整体热阻分为导热热阻、对流热阻和热容热阻。

$$R_{total} = R_{conduction} + R_{convection} + R_{capacity} \quad (6.8)$$

$$R_{total} = (T_b - T_{hi}) / Q \quad (6.9)$$

这三个热阻可计算为：

$$R_{conduction} = b / (k_c A) \quad (6.10)$$

$$R_{convection} = (T_b - T_m) / Q - R_{conduction} \quad (6.11)$$

$$R_{capacity} = (T_m - T_{hi}) / Q \quad (6.12)$$

式中， b 为铜热沉的底板厚度， A 为热源面积， Q 为热功率， T_b 为热沉基板温度， T_m 为 T_{hi} 和 T_{ho} 的平均值。值得一提的是，热沉内表面温度测量困难，对流热阻

不能直接计算。另一方面,热沉表面温度 T_b 很容易得到,因此, $R_{\text{convection}}$ 表示为共轭热阻 $(T_b - T_m) / Q$ 和 $R_{\text{conduction}}$ 之差。有效传热系数 h 表示为:

$$h = Q / A / (T_b - T_m) \quad (6.13)$$

努赛尔数 Nu 计算公式为:

$$Nu = hD / k \quad (6.14)$$

其中 D 是特征尺寸。驱动流体通过热沉所需的泵送功率为:

$$P = \Delta P_h G \quad (6.15)$$

雷诺数为:

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (6.16)$$

式中, V 为速度, D 为特征尺寸, ν 为运动粘度。

$$D = \frac{4w \cdot h}{2 \cdot (w + h)} = 1.67 \text{ mm} \quad (6.17)$$

图 6.7 所示为热沉热阻计算结果。随着流量 G 的增加, R_{total} 逐渐降低。根据式 (6.9), 当 T_{hi} 几乎保持不变时, T_b 与 R_{total} 的变化趋势相同。对于对流热阻和热容热阻, 随着流量的增加而减小, 但导热热阻保持不变为 $0.01^\circ\text{C}/\text{W}$ 。100 A、200 A 和 300 A 时, R_{total} 分别为 $0.03635^\circ\text{C}/\text{W}$ 、 $0.03420^\circ\text{C}/\text{W}$ 、 $0.03335^\circ\text{C}/\text{W}$ 。考虑到 100 A、200 A 和 300 A 的热阻差很小, 低热流密度时 T_b 的差别也很小, 只有在大热流密度下才会明显。例如当 $q = 100 \text{ W}/\text{cm}^2$ 时, 300 A 和 100 A 的温差为 1.4°C , 很难精确测量。当 $q = 300 \text{ W}/\text{cm}^2$ 时, 在 300 A 和 100 A 之间形成了 4.4°C 的较大温差。因此, 在图 6.4 中, 随着热流密度的增加, 温差逐渐明显。

在实验中, 导热热阻主要由基板厚度 (2 mm) 和基板材料 (铜) 的导热系数决定。如图 6.7 所示, 导热热阻在总热阻中所占比例稍大, 特别是在大流量阶段。因此, 要求基板具有较大的热导率和较薄的厚度, 同时还应考虑加工的可行性和机械强度。

R_{capacity} 是由冷却剂流经热沉时的温度升高引起的, 它由冷却剂的热容和质量流量决定。由图 6.7 可见, 热容热阻在总热阻中占很大比例。这是因为液态金属的比热容较小。此外, 随着 I_p 的增加, G 值增加, 热容热阻逐渐减小。此外, 还表明, 随着 G 的增加, 热容热阻的下降程度逐渐减弱。换言之, 当 G 较大时, 总是增加 G 并不能显著降低热容热阻。总的来说, 热容热阻是影响液态金属毫米通道散热的重要因素。

对流热阻与对流换热系数密切相关。Miner 和 Ghoshal^[20]从理论上证实了液态金属的对流换热系数远大于水的对流换热系数, 因此液态金属毫米热沉的对流热阻较小。从图 6.7 可以看出, 随着 I_p 的增加, $R_{\text{convection}}$ 缓慢下降, 但几乎保持

恒定的 $0.02\text{ }^{\circ}\text{C/W}$ 。虽然 $R_{\text{convection}}$ 是主要的热阻, 但 R_{total} 的下降主要是由于 R_{capacity} , 而不是 $R_{\text{convection}}$ 。

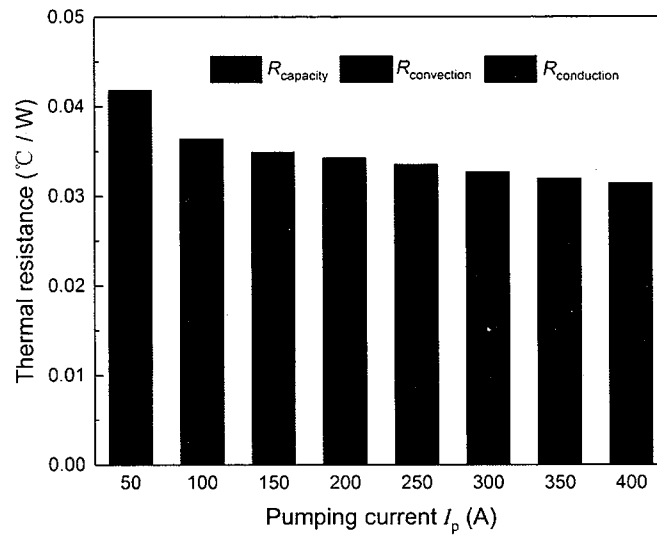


图 6.7 热阻与流量的关系

Figure 6.7 The thermal resistances versus flow rate

图 6.8 所示为总热阻 R_{total} 和泵功 P_p 之间的关系。可以看出, 随着 P_p 的增加, R_{total} 呈指数下降。在大驱动电流时, R_{total} 略有下降, 但泵功率消耗较大。因此, 建议在液态金属毫米通道散热时中采用层流, 以保证低功耗。此外, 液态金属由静音、无运动部件的电磁泵驱动, 它通常比机械泵具有更高的运行效率和更长的寿命。这意味着, 基于液态金属的毫米热沉散热可以比水基微通道散热更安静、更紧凑、更强大、更可靠。

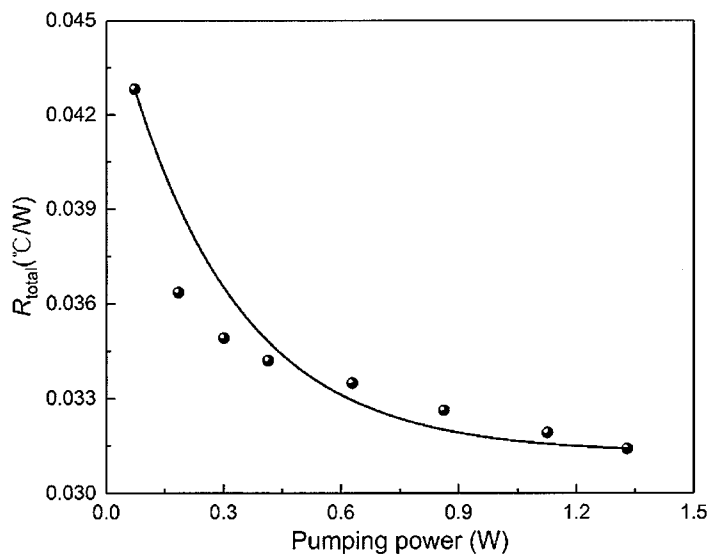


图 6.8 总热阻与功耗之间的关系

Figure 6.8 The relationship between R_{total} and P_p

根据 Re 值, 将流动分为层流和湍流。层流又分为热发展层流和完全发展层流。矩形通道中的理论 Nu 推导如下:

热发展层流的努塞尔数^[191]:

$$\begin{aligned} Nu_{fdl} &= 1.87(x^*)^{-0.3} a^{-0.056} Pr^{-0.036} & 0.005 < x^* < 0.013 \\ Nu_{fdl} &= 3.35(x^*)^{-0.13} a^{-0.12} Pr^{-0.038} & 0.013 < x^* < 0.1 \end{aligned} \quad (6.18)$$

$$x^* = \frac{x}{DRePr} \quad 0 < x \leq L \quad (6.19)$$

充分发展层流的努塞尔数^[192]:

$$Nu_{fdl} = 8.253(1 - 1.883a + 3.767a^2 - 5.814a^3 + 5.361a^4 - 2a^5) \quad (6.20)$$

湍流努塞尔数^[64]:

$$Nu_t = 6.3 + 0.0167 Re^{0.85} Pr^{0.93} \quad (6.21)$$

平均努塞尔数计算如下:

$$Nu_{avg} = \begin{cases} \frac{1}{L - 0.1DRePr} \int_{0.1DRePr}^L Nu_{fdl} dx + \frac{1}{0.013DRePr - 0.005DRePr} \int_{0.005DRePr}^{0.013DRePr} Nu_{fdl} dx & Re \leq 2300 \\ + \frac{1}{0.1DRePr - 0.013DRePr} \int_{0.013DRePr}^{0.1DRePr} Nu_{fdl} dx & \\ Nu_t & Re > 2300 \end{cases} \quad (6.22)$$

图 6.9 显示了努塞尔数 Nu 和对流换热系数 h 随 Re 的变化规律。可见, Nu 理论的变化趋势与实验一致。然而, 理论 Nu 仅针对单个矩形通道进行计算, 而实验 Nu 是整个热沉的平均值。因此, 实验 Nu 低于理论 Nu 。此外, 还观察到了 Nu 的一个尖点, 证明了流动由层流向湍流的转变。虽然 Re 小于 2300, 但由于进出口的突扩和突缩, 可能发生湍流换热。

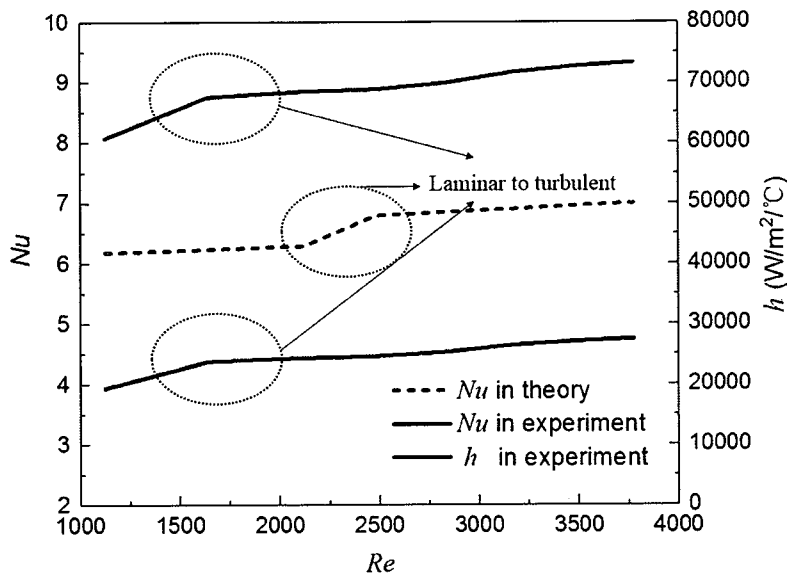


图 6.9 理论和实验中 Nu 和 h 随 Re 的变化

Figure6.9 The variation of Nu and h with G and Re in theory and experiment

努塞尔数和对流换热系数的变化趋势实际上是相似的。尽管液态金属的 Nu 与水等其他冷却液的 Nu 值相同,但由于液态金属的高导热系数,液态金属($70000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$)的对流换热远大于其他冷却液。因此,基于液态金属的毫米热沉可以获得很小的对流热阻。

6.4 本章小结

本章节实验研究了液态金属毫米矩形通道热沉的流动传热规律。搭建了 kW 级液态金属小通道流动传热实验装置,针对特征尺寸为 1.67 mm 的小流道,研究了流量、泵功、散热功率与小通道热沉的传热性能和流动性能之间的关系,实现了液态金属小通道冷却用于高热流密度大功率器件散热。测试结果表明,1) 该散热系统能够应对 $300 \text{ W}/\text{cm}^2 @ 1500 \text{ W}$ 的散热需求;2) 热沉流动阻力仅为 8 kPa ;3) 热容热阻在液态金属系统总热阻中占有很大的比重;4) 随着流量增加,对流热阻基本不变,热容热阻逐渐减小。因此,若采用液态金属作为流动工质,可以在毫米流道尺寸下实现高热流密度散热,显著降低流动阻力。

第7章 血管化液态金属冷却技术用于半导体激光器散热

7.1 引言

半导体激光器正常工作时,其发光效率一般低于 50%,大部分能量转换为废热^[193, 194],1 千瓦的激光输出意味着超过 1 千瓦的热量需要排出。这些废热会导致激光器输出波长发生变化,同时由温度诱发的应力分布改变会导致晶体的折射率和膨胀率发生变化^[195],从而降低光束输出质量。温度对激光器性能的影响主要体现在对阈值电流大小、发光功率、发光波长的影响^[196, 197]。

阈值电流是使半导体激光器工作的最小电流,阈值电流与温度之间的关系如公式 (7.1) 所示,其中 $J_{th}(T_r)$ 表示参考温度下阈值电流密度。从公式中可以看出^[198],阈值电流随温度呈指数关系增大。

$$J_{th} = J_{th}(T_r) \exp\left(\frac{T - T_r}{T_0}\right) \quad (7.1)$$

发光功率与温度密切相关,如公式 (7.2) 所示,温度越高,发光功率越小,当温度为 100 °C 时,半导体激光的发光功率减小到 20 °C 时的一半。

$$P_0 = \eta_{ref} \left(I - I_{ref} \exp\left(\frac{T - T_{ref}}{T_0}\right) \right) \exp\left(\frac{T_{ref} - T}{T_0}\right) \quad (7.2)$$

激光器波长会受到温度的影响,二者之间的关系如公式 (7.3) 所示,波长漂移与温度变化呈正比例关系。一般来说,30 °C 温度变化可以使激光器波长漂移 1 nm 左右,会显著改变激光器波长。

$$E_g(T) = E_g(0) - \frac{\alpha T^2}{\beta + T} \quad (7.3)$$

因此,温度对激光器性能产生显著影响,如何高效地将废热从激光器内部导出成为激光器稳定运行的重要因素。随着激光器功率水平不断提高和装置尺寸日益小型化,热效应已成为制约半导体激光器输出功率与性能进一步提高的严重障碍,是激光技术发展的主要瓶颈之一。因此,如何在有限空间内及时高效地将废热从激光器内部导出,进行有效冷却与温度控制,是大功率半导体激光器必须解决的关键问题,尤其与现代热物理前沿科学研究密切相关,成为近年来国际激光技术研究领域的热点之一。

目前,研究者开发了许多针对半导体激光器阵列的热管理技术。空气冷却因其高可靠性和低成本而成为最常用的方法^[199],许多与空气冷却相结合的强化传热技术已被开发出来,包括金属翅片冷却^[200]、热管冷却^[201]和热电冷却^[202,203]。然而,这些被动散热方案往往散热能力较差,空气冷却不适合于高功率激光二极管

管阵列的热管理。对于高热流密度和大功率冷却,水冷被认为是一种有效的方法^[204,205]。Mundinger 等人^[206]首次将水微通道冷却技术引入半导体激光器阵列的热管理中。据报道,微通道冷却的散热能力达到 110 W/cm^2 ,温升为 10°C 。Madhav 和 Choi^[207]提出了一种用于冷却多个高功率激光二极管阵列的水基微热交换器。Skidmore 等人^[208]成功设计了 1.5 kW 硅微通道用于冷却半导体激光器阵列。虽然单相微通道冷却已经得到广泛的研究,但由于水本身的导热系数较低,水微通道热沉的冷却能力仍然有限^[209]。此外,微米尺寸流道容易导致堵塞失效^[210,211],从而使水泵受机械故障的影响。因此,迫切需要开发新的冷却方式,以进一步提高换热能力和运行稳定性。

近年来,仿生结构散热器^[212]引起了人们的关注,研究内容主要集中在流动传热性能^[213],结构设计^[214]和热应力分析等^[215]。Cetkin 等人^[216]通过数值和实验研究了血管化热沉的流体力学和热学特性,结果表明,与传统通道相比,优化后的冷却板结构可以显著提高换热效率,显著降低泵送功率。Bejan 等人^[217]研究了血管化冷却与热应力分布之间的关系,发现血管化冷却具有良好的温度均匀性和降低压降的能力,从而降低热应力。此外,从第 6 章研究结果可以看出,采用液态金属作为冷却液的毫米通道冷却技术可以用于高热流密度热管理。因此,本文提出了采用液态金属为冷却液的血管化毫米通道热沉,同时结合了血管化冷却和液态金属毫米通道冷却的优点。

本章节 7.2 部分设计了血管化液态金属热沉,对其热性能进行了数值模拟,对激光二极管阵列的布置方式进行了优化;7.3 部分介绍血管化液态金属散热平台的搭建;7.4 部分对血管化液态金属散热进行实验评估;7.5 部分建立了高功率激光阵列与液态金属冷却系统的集成测试平台,并进行了实验评估。

7.2 血管化热沉数值模拟

7.2.1 血管化热沉设计

图 7.1 (a) 为液态金属血管化热沉结构。进口流道位于散热器中部,出口流道位于散热器两侧。进出口流道的一端堵塞,一端连接进出口管道。进出口流道与 70 条小流道相连,其中第一层 36 条小流道,第二层 34 条小流道。图 7.1 (c) 所示蓝色区域为流体区域,灰色区域为热沉固体区域。热沉的整个尺寸为 $72 \text{ mm} \times 72 \text{ mm} \times 17 \text{ mm}$ 。单进口通道、双出口通道和小通道直径分别为 16 mm 、 10 mm 和 1.8 mm 。热沉详细尺寸如图 7.1 (b) 和图 7.1 (c) 所示。在冷却过程中,液态金属从进口通道进入热沉,然后流入小通道,最后流入出口通道,流出热沉。当液态金属通过小通道时,吸收高性能激光芯片产生的热量。

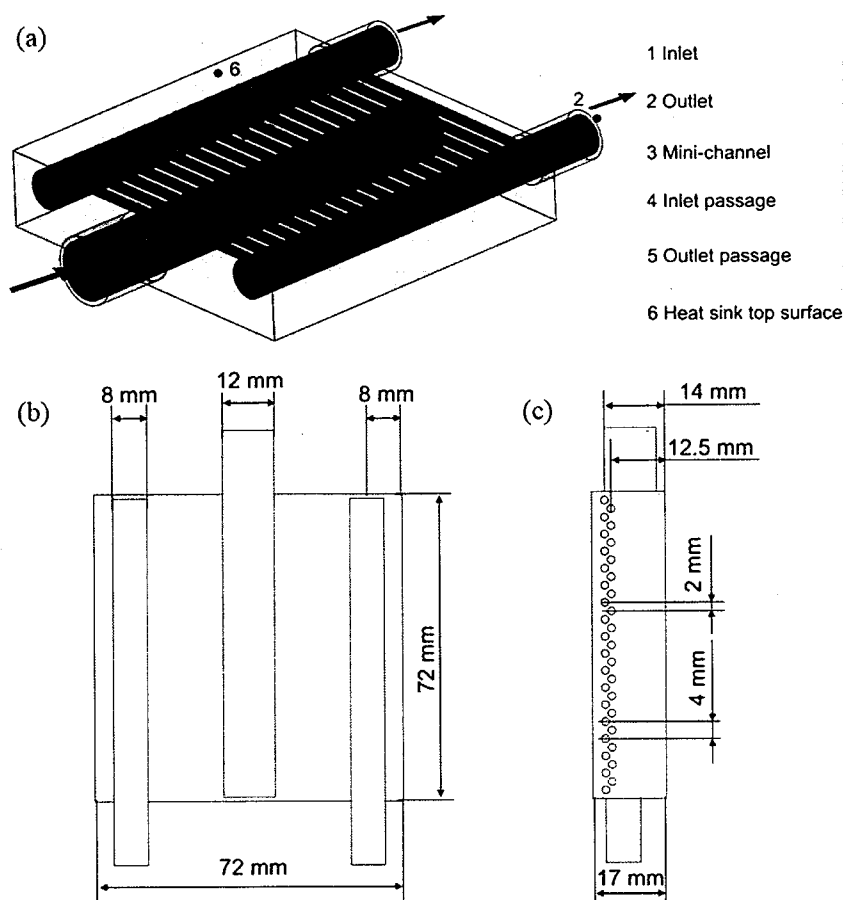


图 7.1 血管化热沉

(a) 血管化热沉结构；(b) 正面尺寸；(c) 侧面尺寸

Figure 7.1 Vascularized heat sink

(a) The structure of vascularized heat sink; (b) Front dimension; (c) Side dimension

7.2.2 数值模型

实验研究很难获得整个温度场和速度场分布,为了全面了解热沉的传热性能,并进一步比较血管化液态金属冷却和血管化水冷却的热性能,本部分进行了数值研究。

利用商业软件进行仿真。考虑到热沉的对称性,选取半个热沉作为模拟的几何模型,如图 7.2 所示。连续性、动量和能量的控制方程如下:

在流体区域:

$$\text{div}(\rho V) = 0 \quad (7.4)$$

$$\frac{\partial(\rho V)}{\partial t} + \text{div}(\rho V V) = \text{div}(\mu \text{grad} V) - \text{grad} P \quad (7.5)$$

$$\text{div}(\rho V T) = \text{div}(k \cdot \text{grad} T) \quad (7.6)$$

在固体区域:

$$\text{div}(k \cdot \text{grad}T) = 0 \quad (7.7)$$

边界条件如下：(1) 在热沉顶面设置恒热功率 $Q/2$ 。(2) 热沉入口温度设定为 303 K。(3) 对左、下、前、后表面进行隔热处理。(4) 为右表面设置了对称条件。(5) 热沉入口设置等速 U 。(6) 热沉出口设定为 1 atm。

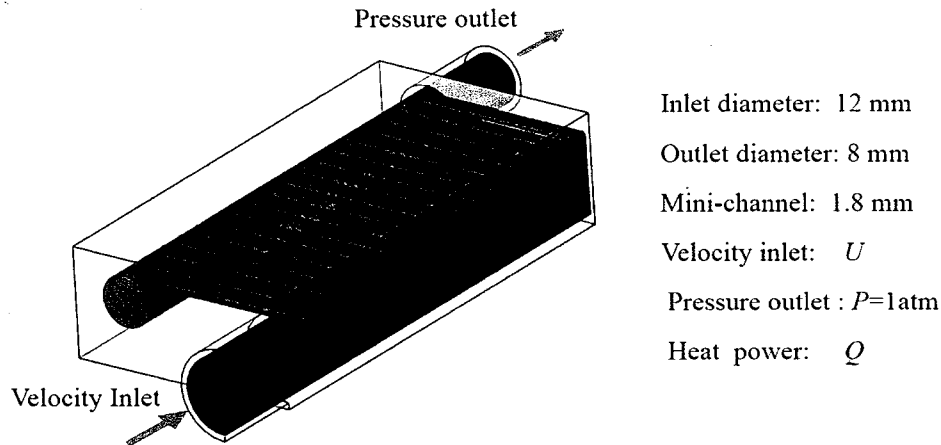


图 7.2 血管化液态金属热沉的物理模型

Figure7.2 Physical model of vascularized liquid metal heat sink

采用非结构网格对热沉进行网格划分,并进行了网格独立性研究,以确保解不受网格尺寸的影响。通过设置最大网格尺寸为 5.0、2.0、0.9 和 0.7,对四种不同网格进行测试,单元数分别为 4357390、6095130、6930919 和 9859231。在热功率 2000 W,入口温度 30 °C,流量 4 l/min 的条件下,进行了网格独立性研究。表 7.1 列出了平均温度随网格数量的变化。结果表明,6930919 的网格数对于当前的问题是足够精确的。

表 7.1 网格独立性检验

Table7.1 The check of grid-independence

网格数(最大网格)	网格数 1	网格数 2	网格数 3	网格数 4
	4357390 (5.0)	6095130 (2.0)	6930919 (0.9)	9859231 (0.7)
平均温度 (°C)	56.3	46.5	46.1	46.2

为了验证数值模型的准确性,在相同条件下对数值结果与实验结果进行了比较。实验条件随流量(1.39 L/min, 2.09 L/min, 2.70 L/min, 3.14 L/min, 3.57 L/min, 3.95 L/min, 4.27 L/min, 4.59 L/min)而变化,热功率保持在 2000 W,选择 T_1 和 T_2 热沉顶面温度作为比较参数。图 7.3 给出了实验温度和数值温度的比较结果。实验温度与数值温度有很好的一致性。因此,数值模型被认为是可靠的。

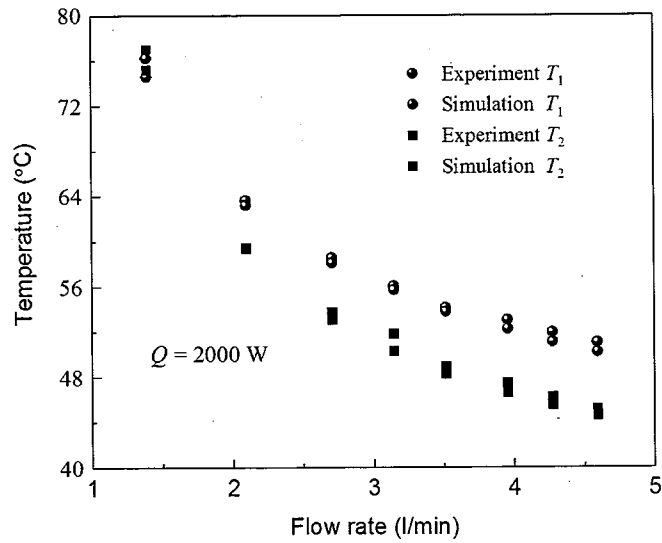


图 7.3 数值结果与实验结果的比较

Figure 7.3 The comparison between the numerical result and experimental result

7.2.3 液态金属冷却与水冷却的比较

图 7.4 (a) 显示了液态金属在第二层通道中的速度分布。结果表明,随着液态金属流量的增大,其最大流速增大,且越靠近出口流道,小流道中的液态金属流速越大。图 7.4 (b) 所示为热沉顶面温度分布。可以看出,随着流量的增加, $T_{\max}$ 逐渐减小,高温区面积也减小。此外,热沉的温度分布表明,热沉两侧均存在高温区。这主要是因为,一方面在左侧和右侧边缘区没有冷却液流动,而在该区域存在热源;另一方面,出口小通道的冷却液温度已经很高。

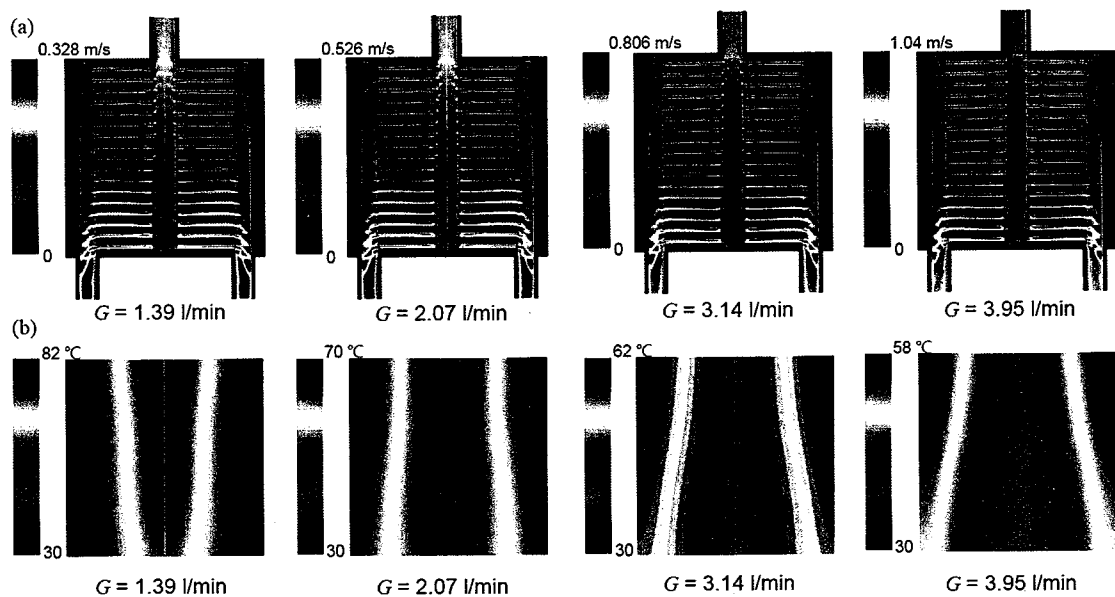


图 7.4 热沉的温度和速度分布

(a) 第二层微通道的速度分布; (b) 热沉顶面温度分布

Figure 7.4 The temperature and velocity distribution of heat sink

(a) The velocity distribution in the second layer of mini-channels; (b) The temperature distribution of the heat sink top surface

图 7.5 显示了液态金属冷却和水冷却的温度比较。当 G 大于 2.4 L/min 时, 液态金属冷却的 $T_{\max}$ 、 $T_{\min}$ 和 T_{avg} 均低于水冷。这主要是由于液态金属具有良好的导热性, 强化了传热。当流量小于 2.4 L/min 时, 液态金属冷却的最高温度高于水冷; 当流量小于 1.8 L/min 时, 液态金属冷却的平均温度高于水冷。这主要是由于液态金属的热容低于水, 因此液态金属的温升比水快。因此, 在较低流量范围内, 液态金属的热容成为削弱传热的重要因素。综上所述, 只有当液态金属的流量大于临界值时, 液态金属冷却优于水冷却。

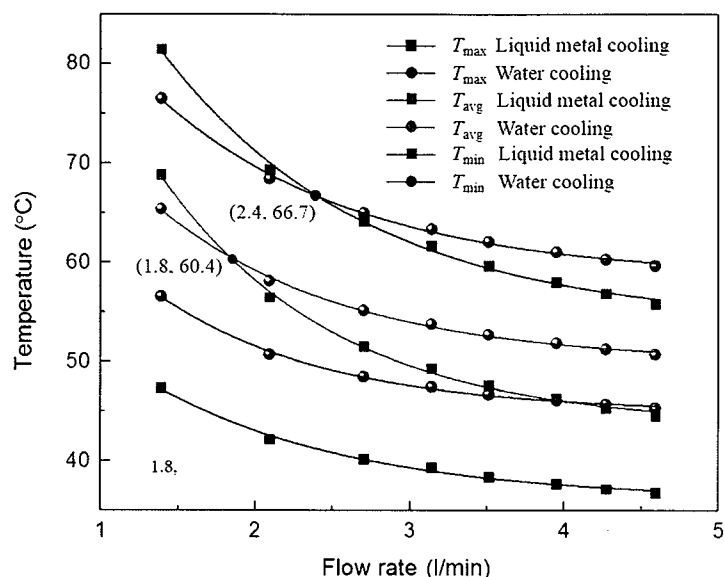
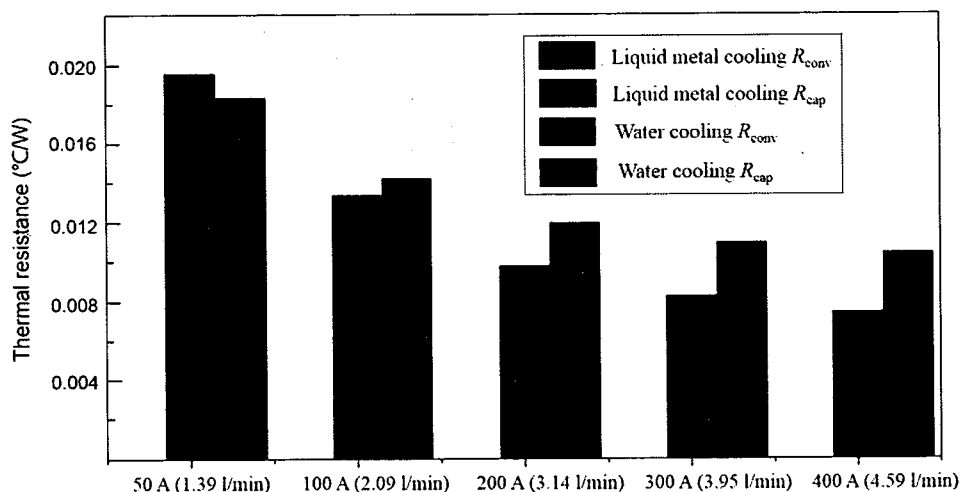


图 7.5 液态金属冷却和水冷热沉顶面温度比较

Figure 7.5 The temperature comparison on the heat sink top surface for liquid metal cooling and water cooling

为了深入分析热容和导热系数对传热性能的影响, 进行了热阻分析。图 7.6 显示了液态金属冷却和水冷却的 R_{cap} 和 R_{conv} 随流量的变化。结果表明, R_{cap} 和 R_{conv} 随 G 的增加而逐渐降低, 且下降趋势缓慢。此外, 液态金属冷却的 R_{cap} 几乎是水冷的两倍。这主要是因为热容热阻与流量成反比, 液态金属的体积热容几乎是水的一半。对于 R_{conv} , 液态金属冷却的 R_{conv} 始终低于水冷的 R_{conv} , 这主要是由于液态金属具有较高的导热系数。

此外, 对于水冷, R_{conv} 远大于 R_{cap} , 是主要的热阻。而对于液态金属冷却, R_{cap} 几乎等于 R_{conv} , R_{cap} 和 R_{conv} 都是主要的热阻。因此, 对于液态金属冷却, R_{cap} 是重要的热阻, 而 R_{cap} 对于水冷来说只是一个微不足道的热阻。

图 7.6 液态金属冷却和水冷的 R_{cap} 和 R_{conv} 随 G Figure 7.6 The variation of R_{cap} and R_{conv} of liquid metal cooling and water cooling with G

热沉顶面温差大, 不利于高功率激光二极管的热管理。一方面, 它会导致热沉产生较大的热变形; 另一方面, 激光芯片会发射出宽范围波长的光, 从而导致光质量较差。因此, 对热沉表面的温度分布也进行了讨论。图 7.7 显示了最大温差 $(\Delta T)_{max}$ 随 G 的变化, 表明液态金属冷却的 $(\Delta T)_{max}$ 大于水冷却。这主要是由于散热器的结构和液态金属的体积热容量低。为了减小 $(\Delta T)_{max}$, 优化分析将在第 7.2.4 节中讨论。

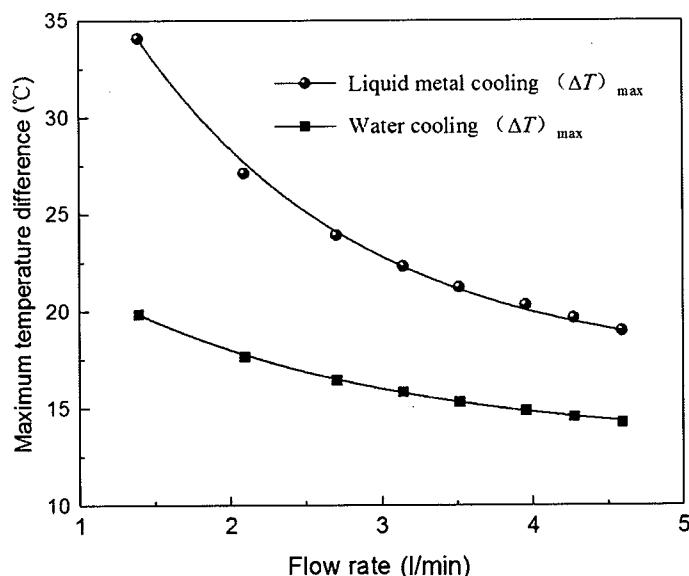


图 7.7 热沉顶面最大温差

Figure 7.7 The maximum temperature difference in the heat sink top surface

7.2.4 优化分析

对于上述激光芯片布置, 热量均匀地施加在整个热沉顶面上。但是, 由于热

沉两侧没有冷却液流动，边缘区域的温度较高。为了降低 $T_{\max}$ 和 $(\Delta T)_{\max}$ ，对激光芯片分布进行了数值优化。图 7.8 示出了四种类型的激光芯片分布。在热源长度为 72 mm 时，热源的宽度分别为 72 mm、60 mm、50 mm 和 40 mm。四种分布方式的热功率均为 2000 W。

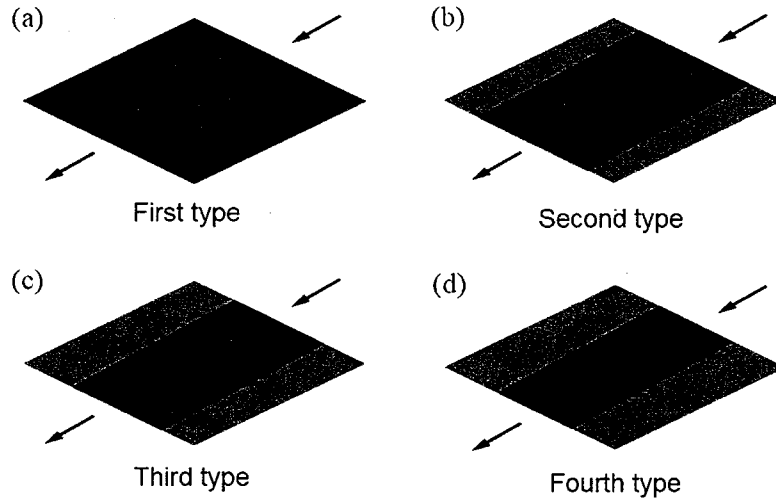


图 7.8 四种类型的激光芯片分布

Figure 7.8 The four types of HPLDA distribution

图 7.9 所示为流量为 3 L/min、热功率为 2000 W 的热源顶面温度分布，可以看出，热源顶面温度沿冷却剂流动方向逐渐升高。 $T_{\max}$ 分布在热源区的左上和右上方。对于 $T_{\min}$ ，它存在于热源区的中部顶部。结果表明，70 mm 宽的热源具有最高的温度，第三种 HPLDA 分布可以获得最低的 $T_{\max}$ 。此外，第一类 HPLDA 分布的 $T_{\min}$ 最低，第四类 HPLDA 分布的 $T_{\min}$ 最高。

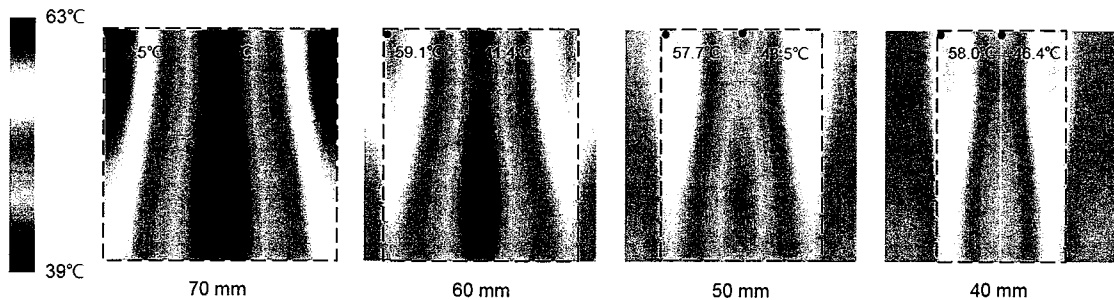


图 7.9 四种 HPLDA 分布形式下热沉顶面的温度分布

Figure 7.9 The temperature distribution of heat sink top surface for four types of HPLDA distribution

图 7.10 显示了总热功率保持在 2000 W 的四种热源分布下， $T_{\max}$ 、 $T_{\min}$ 、 $(\Delta T)_{\max}$ 和 T_{avg} 随 G 的变化，可以看出， $T_{\max}$ 、 $T_{\min}$ 、 $(\Delta T)_{\max}$ 和 T_{avg} 均随 G 的增大而减小。由于热源面积随着热源宽度的减小而减小，从而使热流密度增加，因此，热沉顶部表面的平均温度增加。

激光芯片过大的 $T_{\max}$ 会导致光束质量下降、发光效率降低甚至结构损坏,而较大的 $(\Delta T)_{\max}$ 会引起热应力和热沉变形。因此, $T_{\max}$ 和 $(\Delta T)_{\max}$ 较小。从图 7.10 可以看出,对于 $T_{\max}$,与其他热源分布相比,第三种热源的 $T_{\max}$ 最低,第四种热源的 $T_{\max}$ 与第三种热源的 $T_{\max}$ 几乎相同。对于 $(\Delta T)_{\max}$,第四种热源的 $(\Delta T)_{\max}$ 最低,因此第四种热源是最佳热源分布。与第一种热源相比,第四种热源的 $T_{\max}$ 降低了 5°C ,第四种热源的 $(\Delta T)_{\max}$ 降低了 10°C ,因此采用 40 mm 的热源宽度, $T_{\max}$ 和 $(\Delta T)_{\max}$ 都有显著的降低。

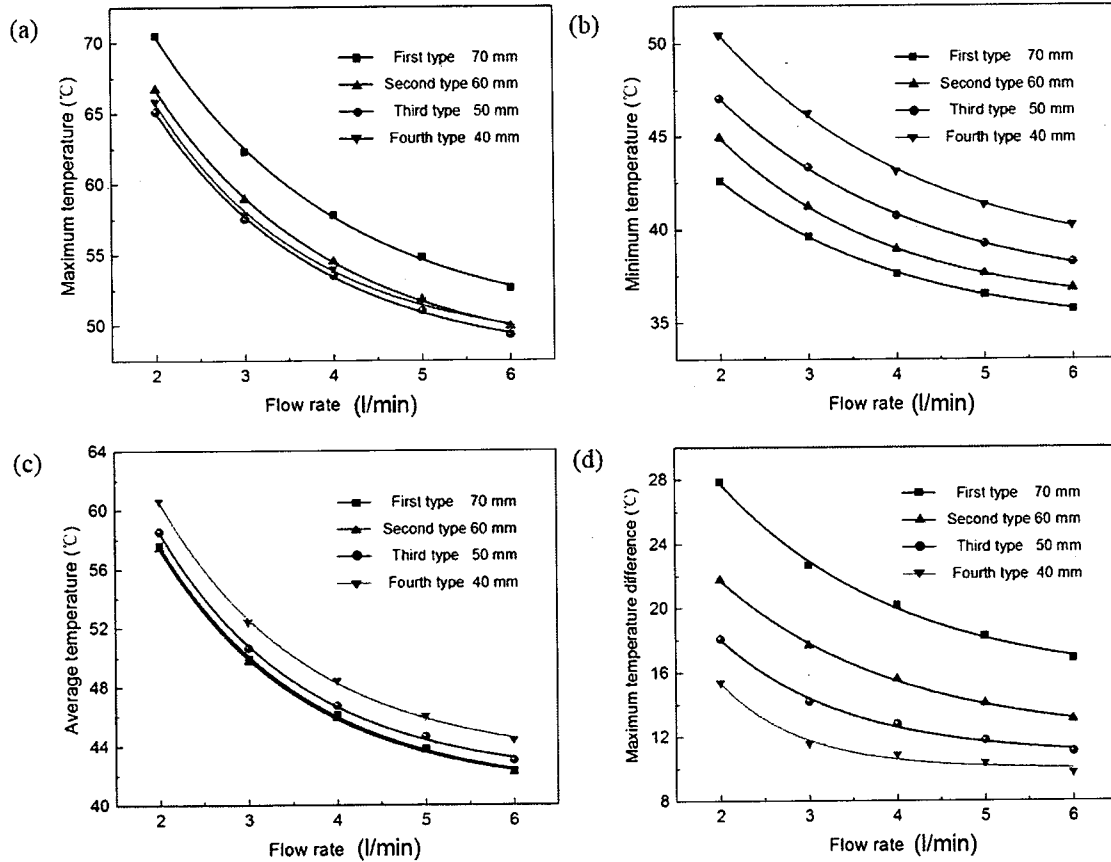


图 7.10 不同热源宽度下热沉顶面最高、最低和平均温度、最大温差的比较

Figure 7.10 The comparison of maximum temperature, minimum temperature, maximum temperature difference and average temperature of heat sink top surface for the different width of heat source

优化热源尺寸为 $40\text{ mm} \times 72\text{ mm}$, 对液态金属冷却和水冷却进行了数值比较, 如图 7.11 所示。可以看出, 当流量大于 2.2 L/min 时, 液态金属的 $T_{\max}$ 低于水。随着流量的增加, 液态金属 $T_{\max}$ 的下降比水的 $T_{\max}$ 快。对于 $(\Delta T)_{\max}$, 当流量大于 3 L/min 时, 液态金属 $(\Delta T)_{\max}$ 与水 $(\Delta T)_{\max}$ 之差小于 1°C , 因此, 将热源面积缩小为 $40\text{ mm} \times 72\text{ mm}$, 液态金属冷却的温度梯度可以显著降低, 液态金属冷却的最高温度小于水冷却。

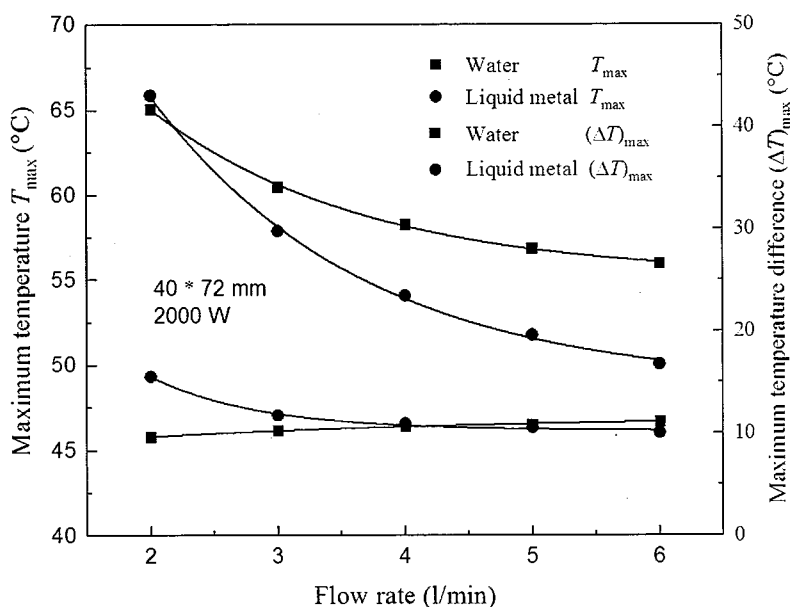


图 7.11 热源尺寸为 40 mm*72mm 的水冷和液态金属冷却的比较

Figure 7.11 The comparison between the water cooling and liquid metal cooling with heat source dimension of 40 mm* 72 mm

7.3 实验装置搭建

7.3.1 血管化热沉设计

在实验研究中,采用模拟热源代替激光芯片。这是因为模拟热源的热功率范围易于精确调整和测量。另一方面,一旦热沉不能控制温度低于芯片允许温度,昂贵的激光芯片很容易被损坏。

考虑到铟锡在镓基液态金属中的溶解性,在热沉制造过程中必须避免焊接过程。因此,热沉是通过在整个铜块上减材制造的。液态金属热沉的制造程序如图 7.12 (a) 所示。(1) 首先采用电火花烧蚀穿孔技术,从左向右加工双层小孔。(2) 为了形成封闭的小通道,在无用的孔中填充铜塞。(3) 然后,采用机械钻的方法钻取入口通道、出口通道和固定孔。此外,热沉表面镀金以防氧化。(4) 最后,在六个孔中插入加热棒,在温度孔中插入热电偶。图 7.12 (b) 所示为热沉的组装过程。热沉用两个固定板紧紧地夹住,入口管和出口管通过螺纹与固定板连接,六根加热棒插入孔中,形成热源。图 7.12 (c) 是热沉和热源的实物图。

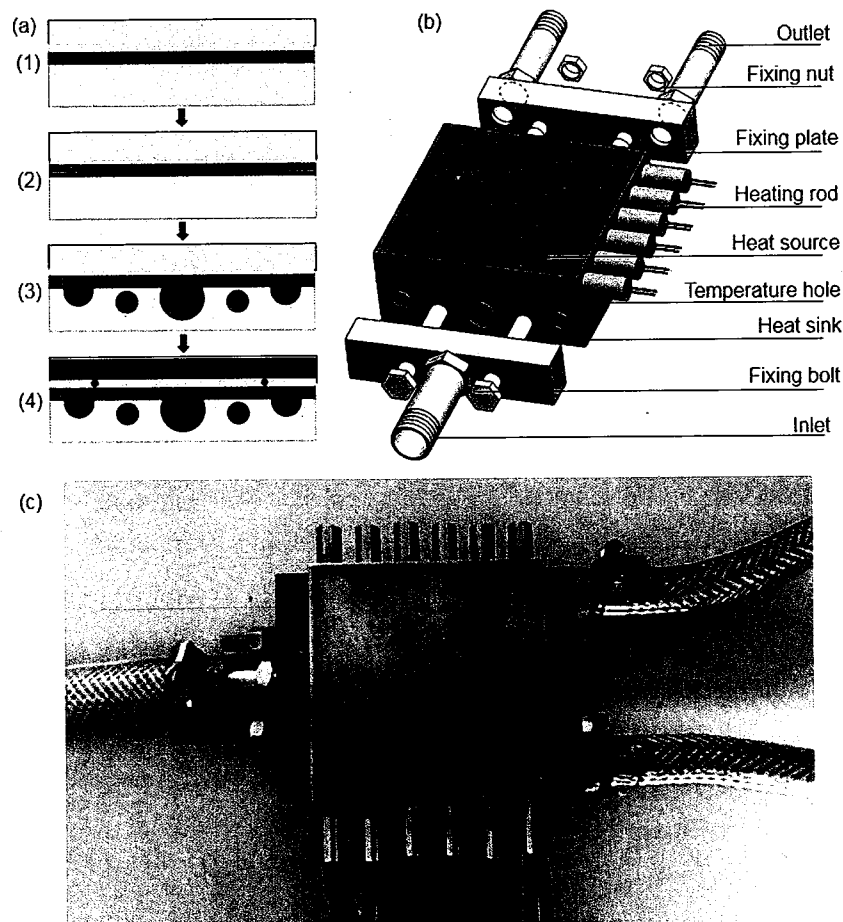


图 7.12 血管化热沉的制造组装过程

(a) 液态金属热沉和热源的制造过程；(b) 液态金属热沉和热源的组装过程；(c) 热沉和热源的组合图

Figure 7.12 The manufacture and assembly of vasculized liquid metal heat sink

(a) The manufacture process of liquid metal heat sink and heat source; (b) The assembly process of liquid metal heat sink and heat source; (c) The object of heat sink and heat source

7.3.2 测试系统

图 7.13 为液态金属血管冷却的实验平台。实验回路由热源、热沉、电磁泵、阀门、储液器、压力传感器和流量计组成。在循环过程中，液态金属首先由电磁泵驱动，然后流经热沉，吸收了来自热源的热量。最后，热量被带到散热器，并消散到周围环境中。此外，储液罐的设置便于加注冷却液和清除残留物。模拟热源由一个铜块制成，插入六根加热棒。热源和散热片用海绵包裹。采用压力传感器测量散热器进出口压力，测量精度为 ± 0.25 kPa。流量测量采用电磁流量计，测量精度为 $\pm 0.25\%$ 。温度采用热电偶测量，测量精度为 ± 0.2 °C，测量了热沉的进出口温度，热沉表面的四个温度点 T_1 、 T_2 、 T_3 和 T_4 ， T_1 和 T_2 与 T_3 和 T_4 对称。所有信号均采用 Agilent34970 数据采集。

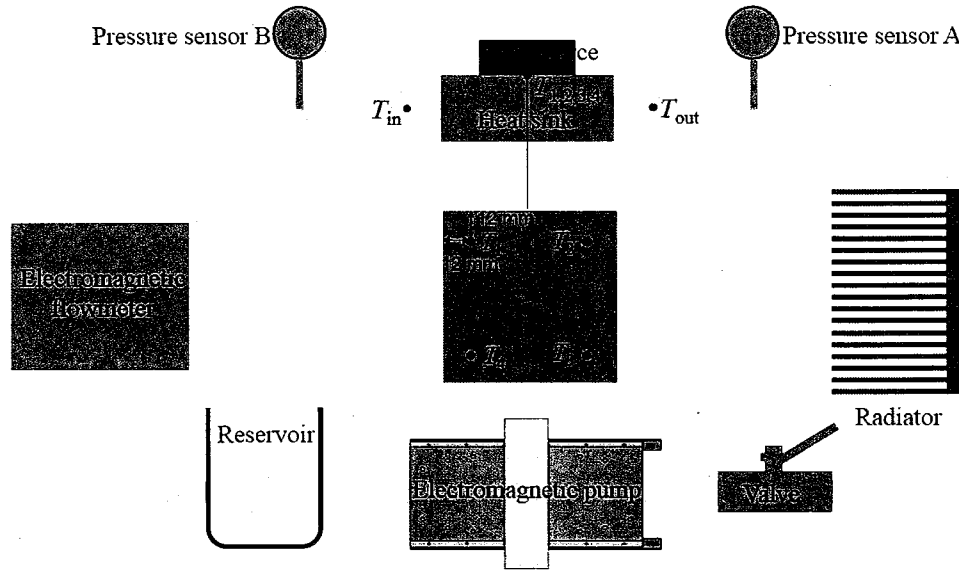


图 7.13 实验回路示意图

Figure 7.13 The schematic diagram of experimental loop

为了分析液态金属热沉的传热性能，定义了对流热阻 R_{conv} 和热容热阻 R_{cap} 如下：

$$R_{\text{conv}} = \frac{T_{\text{max}} - \frac{1}{2}(T_{\text{in}} + T_{\text{out}})}{Q} \quad (7.8)$$

$$R_{\text{cap}} = \frac{\frac{1}{2}(T_{\text{in}} + T_{\text{out}}) - T_{\text{in}}}{Q} = \frac{1}{2mc_p} \quad (7.9)$$

式中， T_{max} 为热沉顶面上的最高温度， T_{in} 为热沉入口液态金属温度， T_{out} 为热沉出口液态金属温度， Q 为热功率， m 为质量流量。

7.3.3 不确定度分析

雷诺数与泵功率的相对误差为式 (7.10-7.11)。因此， Re 的最大相对误差为 0.25%。当流量为 1.39 L/min、2.09 L/min、2.7 L/min、3.14 L/min、3.51 L/min、3.92 L/min、4.27 L/min 和 4.59 L/min 时，泵功的最大相对误差分别为 12.6%、7.1%、4.9%、3.8%、3.2%、2.7%、2.4% 和 2.1%。表 7.2 总结了主要装置和参数的不确定度。

$$\frac{\delta Re}{Re} = \frac{1}{Re} \frac{\rho D}{\mu} \delta V \quad (7.10)$$

$$\frac{\delta P_p}{P_p} = \frac{1}{P} \sqrt{\left(\frac{\partial P_p}{\partial \Delta P} \delta \Delta P\right)^2 + \left(\frac{\partial P_p}{\partial G} \delta G\right)^2} \quad (7.11)$$

表 7.2 主要装置和参数的不确定度

Table 7.2 The uncertainty of main devices and parameters

参数	T	P	G	Q	Re	P_p
不确定度	$\pm 0.20\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\pm 0.25\%$	$\pm 0.25\%$	$\pm 1.00\%$	$\pm 0.25\%$	$\pm 12.6\%$

7.4 实验结果

图 7.14 显示了热沉温度随热功率的变化。在电磁泵电流为 300 A 时, 液体金属流量为 3.92 L/min, 热沉压降为 22.5 kPa, 雷诺数为 1702, 表明液态金属处于层流状态。结果表明, 当 T_a 保持在 $27.5\text{ }^{\circ}\text{C}$, T_{in} 几乎保持在 $30\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, T_1 、 T_2 和 T_{out} 随热功率的增加呈线性上升。此外, 值得注意的是, 当热功率为 200 W~2000 W 时, 热沉顶面最高温度 T_{max} (T_1) 始终低于 $54\text{ }^{\circ}\text{C}$, 远低于激光芯片的允许温度。因此, 血管化液态金属冷却实现了 2000 W 激光器芯片的散热。

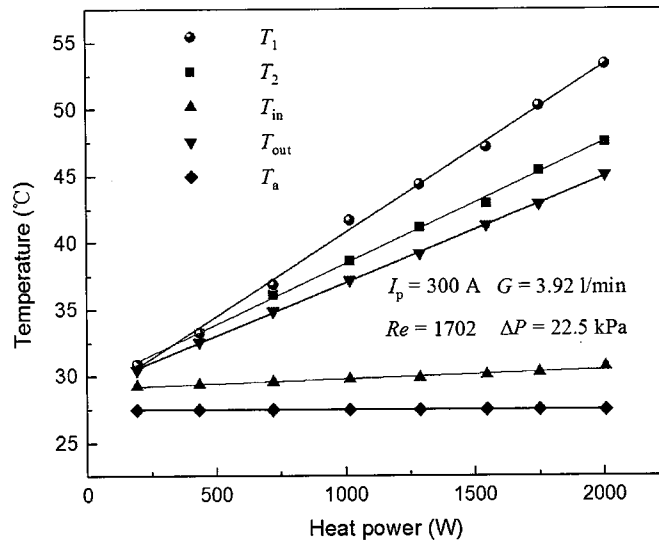


图 7.14 测点温度随发热功率的变化

Figure 7.14 The relationship between temperature and heat power

T_{max} 和 T_{min} 是评价冷板性能的重要指标。用 T_1 和 T_2 表示和计算 T_{max} 、 T_{min} 和 T_{avg} 。 T_{max} 为 T_1 , T_{min} 为 T_2 , T_{avg} 是 T_1 和 T_2 的平均值。表 7.3 显示了电流 I_p 和流量 G 之间的对应关系。图 7.15 显示了 T_{max} 和 T_{min} 随发热功率 Q 和泵送电流 I_p 的变化。结果表明, T_{max} 和 T_{min} 随 Q 增加呈线性增加。当 $I_p=300\text{ A}$ 时, T_{max} 从 $30.9\text{ }^{\circ}\text{C}$ 线性增加到 $53.4\text{ }^{\circ}\text{C}$, Q 从 192 W 增加到 2007 W。此外, 在相同 Q 下, T_{max} 随着 I_p 的增加而逐渐减小。例如, 当 $Q=2000\text{ W}$ 时, T_{max} 从 $76.9\text{ }^{\circ}\text{C}$ 降至 $53.4\text{ }^{\circ}\text{C}$, I_p 从 50 A 增加 300 A。此外, 热沉顶面的温度均匀性可通过最大温差 $(\Delta T)_{max}$ 来评估($T_{max} - T_{min}$)。从图 7.15 中可以看出 $(\Delta T)_{max}$ 随 Q 线性增加。当泵送

电流等于 300 A 时, Q 从 192 W 增加到 2007 W, $(\Delta T)_{\max}$ 从 0.4 °C 增加到 6.7 °C。

表 7.3 驱动电流与液态金属流量之间的关系

Table 7.3 The corresponding relationship between I_p and G

驱动电流 (A)	50	100	150	200	250	300	350	400
流量(l/min)	1.39	2.09	2.70	3.14	3.51	3.95	4.27	4.59

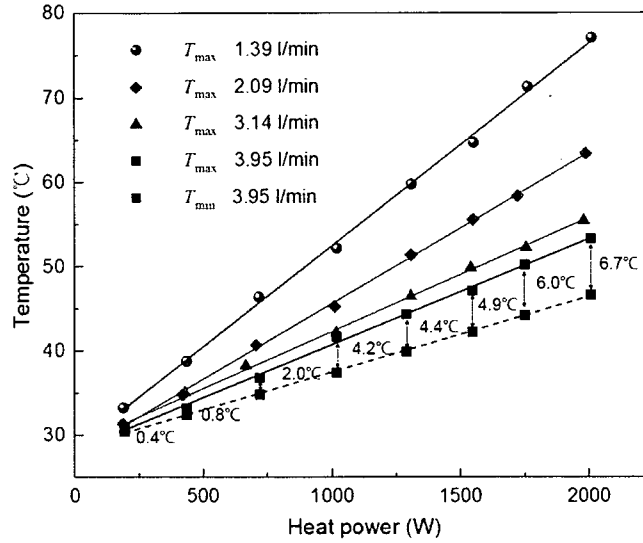


图 7.15 $T_{\max}$ 和 $T_{\min}$ 随热功率和驱动电流的变化

Figure7.15 The variation of $T_{\max}$ and $T_{\min}$ with heat power and pumping current

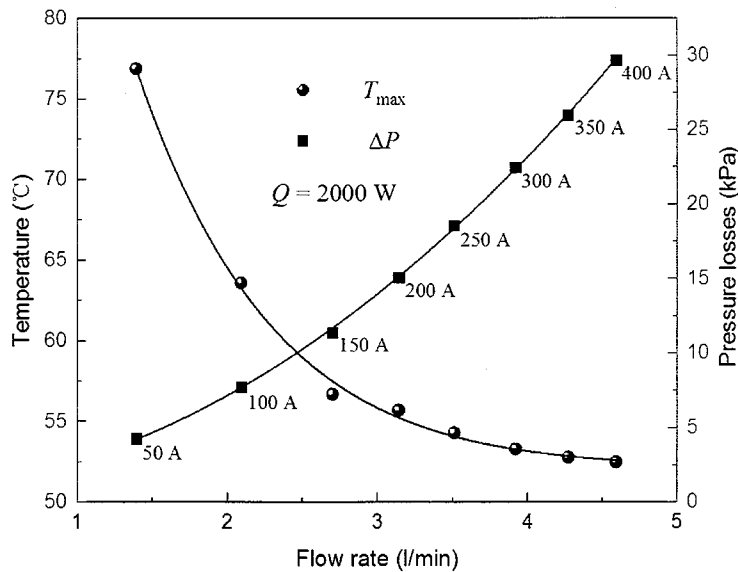


图 7.16 2000 W 热功率下, $T_{\max}$ 和 ΔP 随 G 的变化

Figure7.16 The variation of $T_{\max}$ and ΔP with G under the heat power of 2000 W

图 7.16 显示了 $T_{\max}$ 和 ΔP 随流量 G 的变化, 可以看出, 随着 G 的增加, $T_{\max}$ 减小, 但其下降趋势逐渐变小。随着 G 的增加, ΔP 增大, 且 ΔP 的增大趋势逐

渐增大。因此,当 G 已经足够大时,增加 G 并不能持续地改善热沉的热性能,并且会显著地增加热沉的压降。此外,值得一提的是,液态金属热沉可使 2000 W 激光芯片的 $T_{\max}$ 保持在 77 °C 以下,只需消耗 4.3 kPa 的小压降。

图 7.17 显示了 $T_{\max}$ 随泵送功率 P_p 的变化,其在方程 (7.12) 中定义。可以看出,随着 P_p 的增加, $T_{\max}$ 逐渐减小。然而,当 I_p 从 50 A 到 250 A 时, $T_{\max}$ 降低了 22.6 °C (从 76.9 °C 下降到 54.3 °C), P_p 增加了 0.98 W (从 0.1 W 增加到 1.08 W)。对于从 250 A 到 400 A 的 I_p , $T_{\max}$ 降低了 1.8 °C (从 54.3 °C 降低到 52.5 °C), P_p 增加了 1.19 W (从 1.08 W 增加到 2.27 W)。因此,在当泵送功率较小时,增大 P_p 可以使 $T_{\max}$ 得到较大的降温,而在泵送功率较大时,增大 P_p 使 $T_{\max}$ 的下降趋势变慢,因此在大泵送功率时增加 P_p 变得不经济。

$$P_p = \Delta P \cdot G \quad (7.12)$$

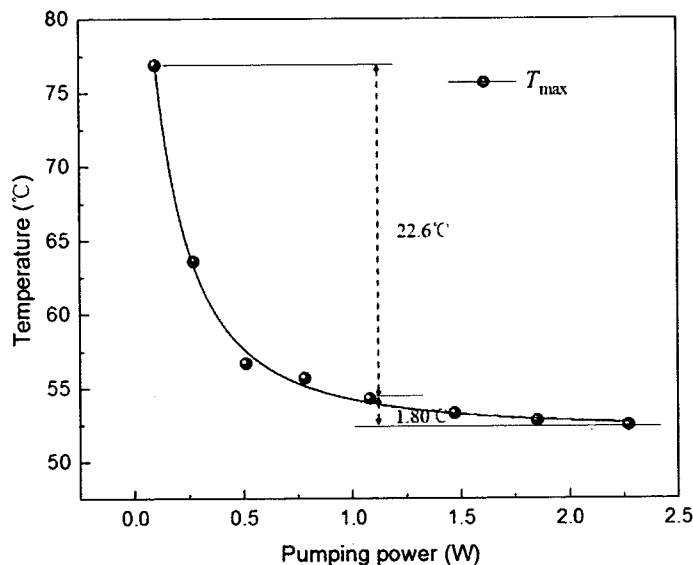


图 7.17 最高温度随泵送功率的变化

Figure 7.17 The variation of maximum temperature with the pumping power

7.5 激光器与液态金属散热系统集成实验

7.5.1 高功率 LD 实验装置

图 7.18 为半导体激光器阵列图,该模块由 6×6 个 808 nm 半导体激光器芯片组成,半导体激光器单管最大输出功率 55 W,芯片的尺寸为 4.7 mm × 4.7 mm。六个芯片焊接在一个热沉上,形成一个线性阵列 11.6 mm × 41 mm,6 个线性阵列组成一个面阵列,共 36 个芯片,总尺寸为 70 mm × 41 mm。由于激光芯片基板为陶瓷材料,与铜热沉之间不发生电连接。

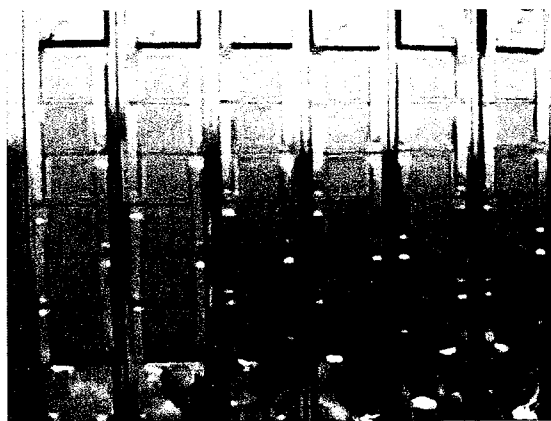


图 7.18 高功率半导体激光器阵列图

Figure 7.18 High power semiconductor laser array

7.5.2 激光器与液态金属散热装置集成系统

图 7.19 为基于液态金属冷却的半导体激光器示意图。为了防止由于单个芯片损坏导致整个激光器无法正常工作的问题，该激光器采用模块化设计，在每个热沉模块表面焊接 6 个半导体激光器芯片，然后将 6 个热沉模块紧密装配，组成一个热沉整体。当激光器芯片发射激光时会产生大量的热量，热量传导至铜热沉，然后借助于液态金属良好的导热性和流动性，将热量从热沉带走。半导体激光器阵列在 808 nm 处的平均输出功率与连续工作 (CW) 时的电流之间的关系由功率计(OPHIR, 6K-W-BB-200X200)测量，环境温度为 24.5 °C。

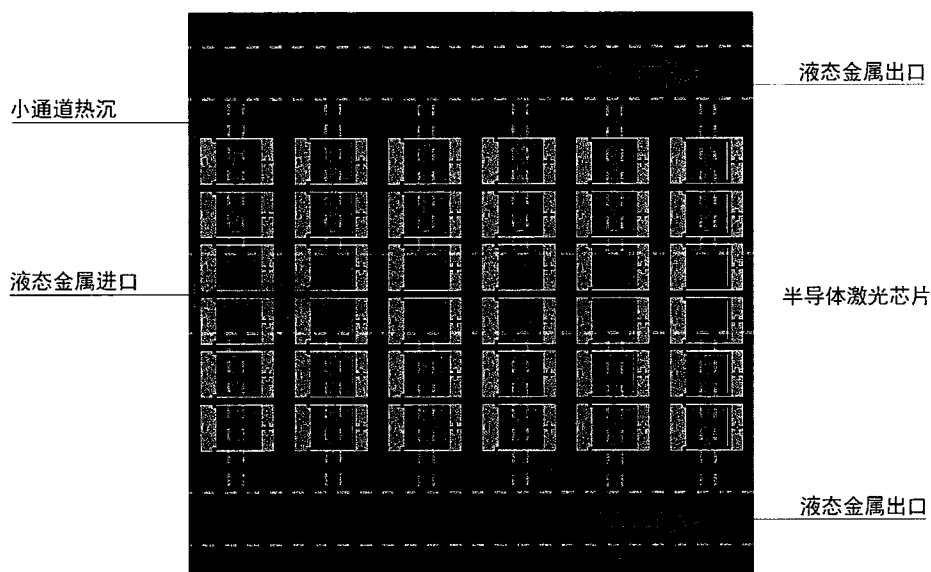


图 7.19 液态金属冷却半导体激光器示意图

Figure 7.19 Schematic diagram of liquid metal cooled semiconductor laser

图 7.20 为基于液态金属散热的半导体激光器实验测试系统。该系统由激光

器部分，液态金属散热部分和测量部分组成。激光器部分包括 LD 叠阵，直流电源；液态金属散热部分包括热沉，电磁泵，散热器，盛液容器，直流电源；测量部分包括功率计，光谱仪，热电偶，压力传感器 A，压力传感器 B，电磁流量计，电压表，钳形电流表。综合进行了 LD 叠阵与液态金属散热装置的光、机、电热集成与联机试验，实时监测和记录各物理参数。

图 7.21 (a) LD 叠阵的发光功率，发热功率和发光效率与工作电流之间的关系图。由于液态金属的流量越大，冷却效果越好，因此，设定直流电磁泵的泵送电流为 400 A，对应的液态金属的流量为 4.8 L/min，热沉两端的压力损失为 25.8 kPa。从图中可以看出，随着激光器工作电流增大，其发光功率和发热功率都逐渐增加，当激光器电流为 45 A 时，发光功率为 1300 W，发热功率为 2052 W，效率为 38.8%。随着工作电流增大，激光器的发光效率先逐渐增加，但是当激光器电流达到 30 A 后，发光效率趋于常数。

图 7.21 (b) 为 LD 叠阵的光学特性与工作电流之间的关系图。随着工作电流增加，波峰发生漂移，即中心波长逐渐增加，当激光器电流从 15 A 增加至 45 A，其中心波长增加 1.46 nm。由于激光器芯片的内部温度难以直接测量，因此可以通过中心波长漂移估算激光器芯片的温度漂移，已知激光器芯片的温度漂移系数为 0.06 nm/°C，可计算得到芯片内部温度漂移 24.3 °C。由于芯片温度均匀性可以通过半波宽度来间接反应，随着工作电流增大，半波宽度逐渐增加，即芯片温度的非均匀性逐渐增加。

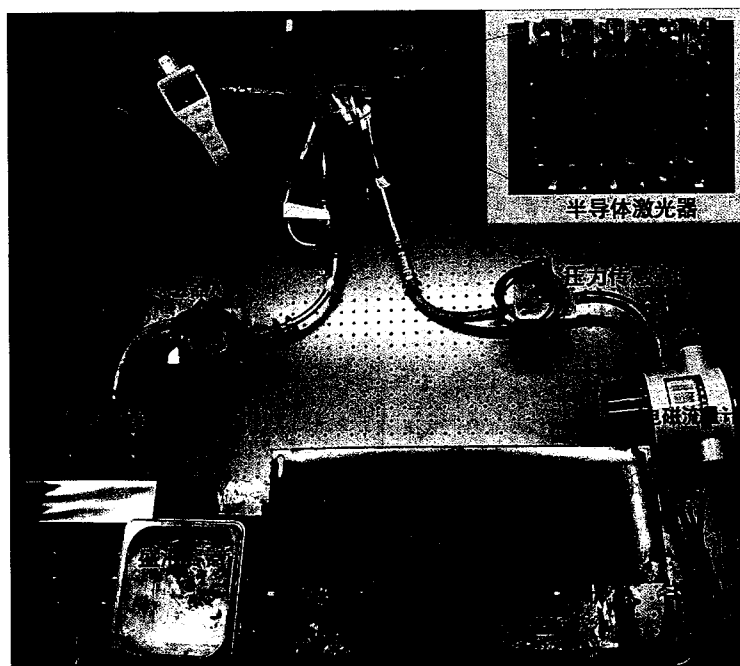


图 7.20 基于液态金属散热的半导体激光器实验测试系统

Figure 7.20 Experimental test system of semiconductor laser based on liquid metal heat dissipation

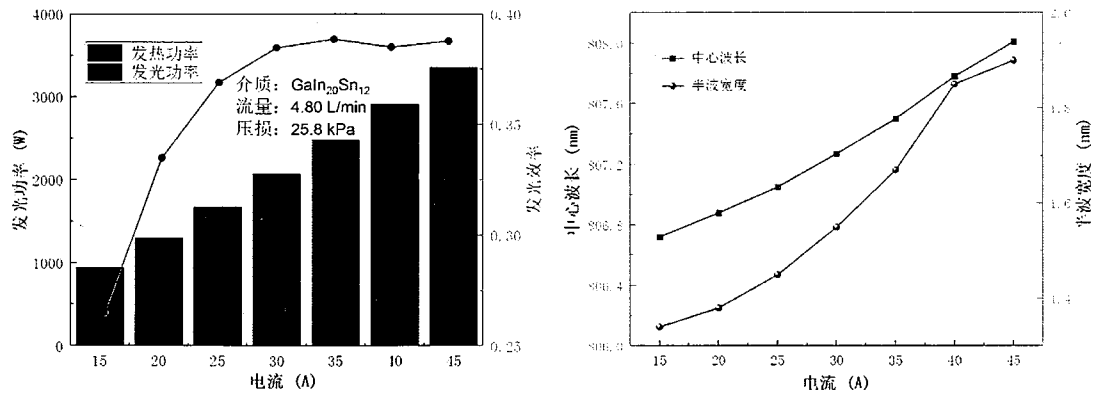


图 7.21 不同工作电流下, LD 叠阵的发光功率, 发热功率和光学特性

Figure 7.21 The luminous power, heating power and optical characteristics of LD stack array under different working current

半导体激光器阵列的电-光转换效率 (PEC) 与连续工作电流的关系如图 7.22 所示, 电光效率随着电流的增加先增大后减小。液态金属冷却半导体激光器的最大电-光转换效率为 39.25%, 此时激光器电流为 42 A, 而水冷却半导体激光器的最大电-光转换效率为 38.27%, 此时激光器电流为 35 A。

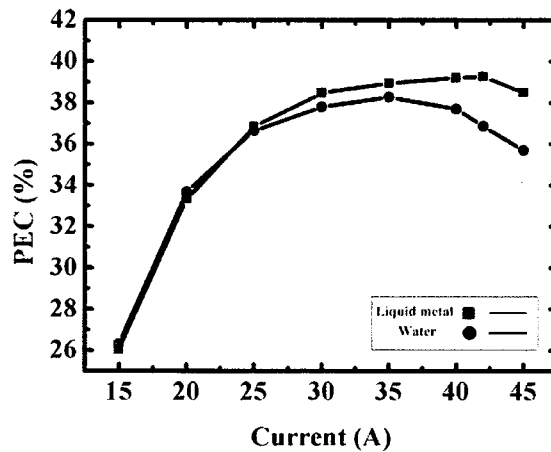


图 7.22 转换效率与电流的关系

Figure 7.22 Efficiency comparison of liquid metal and water cooled 808 nm semiconductor laser arrays

图 7.23 为液态金属和水冷却的半导体激光器阵列的波长与电流的关系图。随着电流的增加, 系统的废热增加, 半导体激光器阵列的结温升高, 使激光器发射的波长增大。激光器 45 A 条件下, 液态金属冷却的最大波长为 808.1 nm。使用液态金属冷却时, 波长变化为 1.55 nm, 温漂系数为 0.069 nm/°C; 使用水冷却时, 波长变化为 1.95 nm。

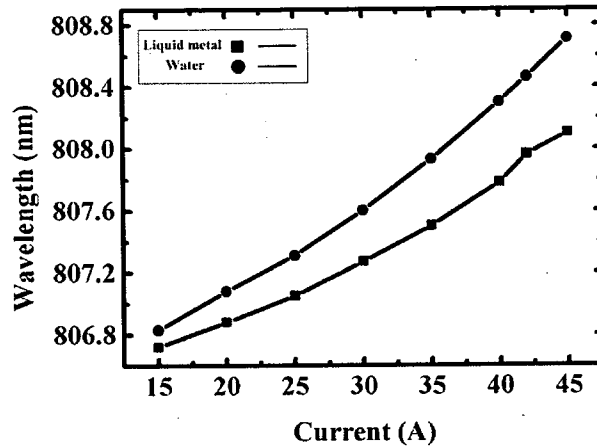


图 7.23 液态金属和水冷却的半导体激光器阵列的波长与电流的关系

Figure 7.23 Relationship between wavelength and current of liquid metal and water cooled semiconductor laser arrays

通过 LD 叠阵与液态金属散热装置的光、机、电热集成与联机试验, 实现了高性能液态金属散热用于千瓦级激光器热管理。该散热系统体积仅为 0.076 m^3 , 显著提升了半导体激光器系统的结构紧凑性; 电磁泵无运动部件, 提高了系统运行的稳定性, 并极大地减小噪音; 热沉表面温差较小, 可以实现较小的激光中心波长漂移; 且激光波长稳定, 光束质量优良。

7.6 本章小结

首次实现了基于液态金属热管理的千瓦级高能固体激光泵浦源应用。结合高能激光器应用需求, 设计了血管化液态金属热沉, 研制成高功率 LD 叠阵用的千瓦级液态金属散热装置, 开展了液态金属散热与高能激光器的光、机、电、热联合实验。测试表明, 该半导体激光器的发光功率可达到 1.3 kW , 同时产生 2.05 kW 的热量; 与水冷相比, 实现了较小的激光中心波长漂移; 且激光波长稳定, 光束质量优良。该散热系统体积仅为 0.076 m^3 , 显著提升了半导体激光器系统的结构紧凑性; 电磁泵无运动部件, 提高了系统运行的稳定性, 并极大地减小噪音。

第8章 总结与展望

8.1 全文总结

半导体微纳加工技术的突破推动着电子芯片和光电器件向集成化和轻量化方向发展,由此引发的热障问题已成为制约其高端应用的瓶颈。为了维持温度在阈值之下,高端芯片往往需要降频处理,牺牲了运算能力。要充分发挥先进制程芯片的运算能力,亟需高效散热技术以降低芯片温度。室温液态金属芯片散热技术正是在这样背景下诞生的全新技术,为大量极端高热流密度散热问题提供了新的解决方案。

然而,受限于高性能电磁驱动技术,大功率高热流密度液态金属散热的研究还处于起步阶段。本论文围绕电磁驱动室温液态金属的流动传热规律及应用开展,在流动传热规律(电磁场与流场之间的多场协同规律揭示、液态金属流动传热规律探究、不同加热方式对金属固液转变的比较性研究)、关键技术(层状堆叠电磁泵研制、超薄电磁泵研制)和系统应用(毫米通道热沉实验研究、kW 高能激光器散热系统开发)三个层面开展了一系列研究工作。以具有良好稳定性和生物相容性的液态金属 GaInSn 为研究对象,具体研究包括以下几个方面:

1) 揭示了室温液态金属的电磁场和流场之间的多场协同规律

为了解决制约液态金属散热技术发展的驱动问题,首先需要深入了解液态金属的电磁场和流场之间的多场协同规律。本文建立了电磁场和流场耦合的数值模型,对不同电磁驱动方式进行了理论分析和模拟优化。

针对液态金属二维流动的情况,模拟发现,当在壁面施加均匀电流时,沿着流动方向,入口速度由抛物线形转变为扁平形, Ha 数越大,速度转变越快;由于感应电流的作用,在靠近边界处很窄的区域内,存在速度大于平均速度的现象。

针对液态金属在三维矩形通道内的流动,模拟发现,电磁泵流道内部存在严重的速度分布不均匀,在出口处存在边界射流现象;电流越大,磁场越强,电磁驱动所能提供的流量和压头越大。

对层状堆叠电磁泵、超薄电磁泵和串联电磁泵等不同架构的电磁泵进行了模拟优化分析。发现,层状堆叠电磁泵可以有效减小漫流损失,并对进出口的流体进行分配,避免内部流速不均匀现象;通过将磁铁和电极调换方向,设计了 4 mm 厚的超薄微型电磁泵,使泵体厚度降低至 4mm;此外,通过流道串联和电路串联,可以大幅提高电磁泵的压头,串联电磁泵静压头比单体泵大约提高了 40%。

2) 探究了液态金属的层流流动传热规律

热导率和比热容越大,越有利于强化对流传热性能,而液态金属的热导率大于水,水的比热容大于液态金属,无法直接判断两种冷却介质的传热性能。本文采用理论与模拟相结合的方法,对二者的传热性能进行了比较。

测试了液态金属 GaInSn 的热导率和比热容,获得了热导率和比热容随温度变化的拟合公式,对于电子散热的温度范围,该热导率和比热容随温度变化很小。

理论推导出了圆管内,恒热流层流充分发展段,水和液态金属传热优劣的判别关系式;模拟比较了圆管内,恒热流层流发展段,水和液态金属 EGaInSn 的传热性能,发现管道长径比越小,液态金属传热优势越明显。

模拟分析了边界层对于液态金属传热的影响,发现当特征尺寸小于 5 mm 时,层流范围内,是否划分边界层对于液态金属传热模拟计算的结果影响不大。

3) 比较了不同加热方式对液态金属固液转变的影响

考虑到 GaInSn 的熔点为 10.7℃,在空间环境及地面寒冷环境下使用时,存在冻结的危险。因此,迫切需要对金属熔化复温技术进行研究。本文通过理论分析和数值模拟手段,研究了不同加热方式对液态金属低温启动时由固态向液态非稳态转变的影响。

建立了外表面加热、内表面加热、和均匀加热三种加热方式的物理模型,理论推导出了液态金属最高温度随时间的变化规律,与模拟计算结果吻合度高。

采用焓-多孔模型,模拟分析了三种加热方式的温度、速度、熔化时间和熔化前沿随时间的变化规律。发现,在有电绝缘要求的条件下,外表面加热方式的传热性能最优;无电绝缘要求条件下,均匀加热方式的传热性能最优。此外,得到了三种熔化方法的无量纲时间关联式为 $\varphi = 0.992 \cdot \tau$ 。

4) 提出并研制了高性能层状堆叠式电磁泵

电磁泵是液态金属散热系统的核心,与机械泵相比,电磁泵无运动部件,结构简单,无噪音。但是目前,直流电磁泵的扬程一般小于 10 kPa,这限制了液态金属散热技术向高热流密度,大功率方向发展。

本文提出了一种新的结构,把电磁泵的单管流道拆分为三明治结构,采用闭合导磁环获得均匀强磁场;通过在流道内部设置绝缘条,中心线电流耗散可显著降低,提高了电磁泵驱动效率。该层状堆叠电磁泵可提供超过 120 kPa@300 A 的扬程,是目前已报道的最高扬程。此外,在绝大部分流量范围内的泵送效率大于 6%,普通电磁泵效率仅为 3%,远高于同类电磁泵的效率;且该电磁泵的体积仅为 2 L。

5) 提出并研制了一种超薄电磁泵

由于机械泵送装置存在诸多问题,超薄液冷散热一直未能在便携式电子产品中得到应用。相比于其他种类泵,电磁泵完全没有运动部件,具有很高的可靠性,

更适合用于便携式电子设备散热。然而目前电磁泵的厚度约为厘米量级,难以实际应用。

为了降低电磁泵的厚度,本文提出了一种新的电磁泵设计架构,即将磁铁和导磁环布置在平面内,而将电极布置在厚度方向,这样电磁泵的厚度仅为电极厚度加上流道高度。实验结果表明,尺寸为 $30\text{ mm} \cdot 30\text{ mm} \cdot 4\text{ mm}$ 的电磁泵,即可提供 $17\text{ kPa}@30\text{ A}$ 的静扬程,最大流量约为 75 ml/min ,理论上可以满足 30 W 芯片散热需求,在液冷笔记本散热领域有重要的价值。

6) 实验研究了液态金属毫米通道高热流密度散热

当采用水作为冷却液时,微米通道具有较大的传热能力,但流阻大,而毫米通道具有较小的压损,但是传热能力差。这主要是由于冷却水的导热系数较低,必须使用微通道才能获得较大的对流换热系数。 EGaInSn 热导率约为水的 40 倍,则有望在毫米通道下实现高热流密度散热,显著降低压力损失。

本文搭建了 kW 级液态金属毫米矩形通道热沉的流动传热实验装置,针对特征尺寸为 1.67 mm 的小流道,研究了流量、泵功、散热功率对传热性能和流动性能的影响。测试结果表明:1) 该系统能够应对 $300\text{ W/cm}^2@1500\text{ W}$ 的散热量;2) 热沉流动阻力仅为 8 kPa ;3) 热容热阻在总热阻中占有很大的比重;4) 随着流量增加,对流热阻基本不变,热容热阻逐渐减小。因此,采用液态金属作为流动工质,可以在毫米流道尺寸下实现高热流密度散热,显著降低流动阻力。

7) 实现了基于液态金属热管理的千瓦级高能固体激光泵浦源应用

针对千瓦级高能固体激光泵浦源的散热需求,搭建了液态金属散热系统,开展了液态金属散热与高能激光器的光、机、电、热联合实验。

仿照人体血管分布,设计了血管化液态金属热沉,通过模拟分析和实验测试对该热沉性能进行评估。模拟结果表明,当流量超过临界值时,血管化液态金属冷却比水冷却具有更好的冷却性能;热容热阻对于血管化液态金属冷却是一个重要的热阻,而对于血管化水冷却,热容热阻很小。另外,为了降低最大温度和最大温差,对激光阵列分布进行了优化,选择 $40\text{ mm} \times 72\text{ mm}$ 作为最佳选择分布。实验测试表明,血管化液态金属冷却可实现 2000 W 激光器阵列散热,热沉顶面最高温度小于 $54\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

测试表明,该半导体激光器的发光功率可达到 1.3 kW ,同时产生 2.05 kW 的热量;与水冷相比,实现了较小的激光中心波长漂移;且激光波长稳定,光束质量优良。该散热系统体积仅为 0.076 m^3 ,显著提升了半导体激光器系统的结构紧凑性;电磁泵无运动部件,提高了系统运行的稳定性,并极大地减小噪音。

本文的研究结果对于深刻认识室温液态金属多物理场耦合作用的科学规律,解决液态金属的关键驱动技术问题,和建立大功率高热流液态金属冷却系统具有重要的理论学术意义和显著的实际应用价值。

8.2 创新点

论文围绕电磁驱动室温液态金属流动传热规律及应用这一主题,研究了其中的理论和应用问题,选题具有重要的学术意义和实际应用前景。

1) 揭示了液态金属多场协同规律及层流流动传热规律。建立了电磁场与流场耦合数值模型,发现对于液态金属二维平面和三维矩形流动情况,边界存在射流现象;与水相比,管道长径比越小,对液态金属层流传热越有利。

2) 提出并研制了层状堆叠式电磁泵和超薄电磁泵。其中,层状堆叠式电磁泵可提供超过 120 kPa@300 A 静压头,厚度仅为 4 mm 的超薄电磁泵可提供 17 kPa@30 A 静压头。

3) 实现了液态金属毫米流道高热流密度散热。搭建了 kW 级液态金属流动传热实验系统,实验表明,特征尺寸 1.7 mm 热沉可实现 300 W/cm² 散热,热沉流动阻力仅为 8 kPa,远小于水冷微通道热沉;并结合仿生血管化热沉,首次实现了千瓦级固体激光泵浦源的液态金属冷却。

8.3 未来工作展望

1) 双流体流动传热研究。双流体是液态金属与氢氧化钠溶液、酒精、低沸点工质、聚合物等其他不溶流体进行混合得到的工质。例如,液态金属-氢氧化钠溶液双流体可以通过电场控制流动进而实现传热,可以避免氧化,也可以提高工质的热导率和比热容;液态金属-酒精/低沸点工质双流体可以通过加热沸腾驱动液态金属流动。液态金属-聚合物双流体可以形成较为稳定的液态金属颗粒,聚合物将液态金属包裹起来,通过柱塞泵驱动,实现低温环境控温。

2) 液态金属固液相变与流动传热耦合研究。镓基液态金属的熔点最低约为 8℃,在温度较低时会发生冻结,阻碍流动,还会对管路产生应力破坏,而加热熔化流动是目前较为常见的解冻方法。但是,目前人们都是分开研究液态金属固液相变和流动传热,关于边熔化边流动的研究并没有,而这是解决液态金属复温技术的关键基础问题。

3) 液态金属与界面之间的润湿性对流动传热的影响。许多微纳表面研究已经证实了浸润性会显著改变水的流动传热特性,而对于液态金属与界面之间的润湿性如何影响流动传热特性有待开展。尤其是液态金属会有一层氧化膜,会改变表面张力和浸润性,这与传统流体不同,更加值得去研究。

4) 液态金属腐蚀防护数据积累。目前,实验室已进行大量的腐蚀研究,发表了众多成果。但是,研究时长一般小于一年,且多为静态时间,没有考虑冲刷腐蚀。为了推进液态金属在更广阔的领域内应用,必须要开展长期服役特性研究,包括温度、湿度、盐度的加速腐蚀实验。

5) 液态金属热物性调控。镓基液态金属的熔点比水稍高,在低温环境下会

限制其应用,因此,如何降低镓基液态金属的熔点会是一个关键的基础科学问题。从本文第三章的分析中看出,液态金属的低比热容导致其具有较大的温升,不利于控温,因此,如何提高液态金属的比热容也是一个重要的研究内容。

6)微纳通道内液态金属流动传热规律。当通道尺寸为几微米或纳米尺寸时,边界层如何影响液态金属流动;使用什么公式去刻画液态金属微纳通道内的传热规律。

7)外场对液态金属流动传热的调控作用。液态金属具有很强的导电性,其流动传热会受到外部电磁场的影响,因此,如何通过外部电磁场强化传热会是一个有意义的课题。

8)微重力对液态金属流动传热的影响。从材料特性来看,液态金属在空间热管理可替代传统的热控材料或系统。然而,由于航天材料从原理到应用的精密长试验周期,实现液态金属航天新技术应用还有很长的路要走。为了缩短试验时间,应首先从理论方法和数值模拟两方面对液态金属科学技术进行研究。在地球上进行瞬时空间环境实验。此外,还可以在空间站进行在轨验证试验,验证液态金属应用的可靠性。此外,还需要在空间站开展液态金属科学实验,以深入解释液态金属独特的流体力学特性。液态金属空间科学技术研究是一个潜在的研究方向,不仅可以促进空间科学技术的进步,而且可以促进空间环境中液态金属科学技术的研究。

9)超薄液冷模块研制。液冷模块是便携式电子设备散热应用的必然趋势,而液态金属液冷模块以其可靠性和超薄性在目前液冷模块技术方案中具有明显优势。超薄电磁泵是液态金属液冷模块的组成部分,若要实现整个液冷模块的商业化,还需要扁管、超薄风扇、柔性连接件、电源芯片等零件或模块。因此,需要开展液态金属液冷模块的设计及实验评估,先期可探索用于PS机、笔记本电脑等设备,后期可用于平板、手机等设备。

10)大电流电源开发。电源是电磁泵供电模块,对于层状堆叠电磁泵配套的实验用电源,其电流变化范围为0-500 A,体积600 mm·500 mm·50mm;对于超薄电磁泵配套的商用电源,其电流变化范围为0-30 A,体积500 mm·400 mm·50mm。目前这两种电源都是采用商用电源模块,体积太大,难以用于便携式设备。因此,需要研制大电流电源模块,降低电源的体积和功耗。

参考文献

- [1] Younes Shabany 著, 余小玲, 吴伟烽, 刘飞龙译. 传热学: 电子器件热管理 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2013.
- [2] Gao Z, Ojo O A. Numerical modeling of heat affected zone cracking tendency during laser and hybrid laser-arc welding processes [J]. *Journal of Materials Science Research*, 2012, 1(2): 42.
- [3] Zheng R, Gao J, Wang J, et al. Reversible temperature regulation of electrical and thermal conductivity using liquid–solid phase transitions [J]. *Nature communications*, 2011, 2(1): 1-6.
- [4] Pullar R C, Farrah S, Alford N M N. MgWO_4 , ZnWO_4 , NiWO_4 and CoWO_4 microwave dielectric ceramics [J]. *Journal of the European Ceramic Society*, 2007, 27(2-3): 1059-1063.
- [5] Choi Y and Okos M R. Effects of temperature and composition on the thermal properties of foods [J]. In *Food Engineering and Process Applications*, 1986, 1: 93-101. LeMaguer M and Jelen P edition. Elsevier Applied Science, London.
- [6] Khan J A, Morshed A M, Fang R. Towards ultra-compact high heat flux microchannel heat sink [J]. *Procedia Engineering*, 2014, 90: 11-24.
- [7] Gong L, Zhao J, Huang S. Numerical study on layout of micro-channel heat sink for thermal management of electronic devices [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 88: 480-490.
- [8] Prajapati Y K, Pathak M, Khan M K. Transient heat transfer characteristics of segmented finned microchannels [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2016, 79: 134-142.
- [9] Brinda R, Daniel R J, Sumangala K. Ladder shape micro channels employed high performance micro cooling system for ULSI [J]. *International journal of heat and mass transfer*, 2012, 55(13-14): 3400-3411.
- [10] Abdoli A, Jimenez G, Dulikravich G S. Thermo-fluid analysis of micro pin-fin array cooling configurations for high heat fluxes with a hot spot [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2015, 90: 290-297.
- [11] Waldrop M M. The chips are down for Moore's law [J]. *Nature News*, 2016, 530(7589): 144.
- [12] van Erp R, Soleimanzadeh R, Nela L, et al. Co-designing electronics with microfluidics for more sustainable cooling [J]. *Nature*, 2020, 585(7824): 211-216.
- [13] 全兴存. 电子封装热管理先进材料 [M]. 国防工业出版社, 2016.
- [14] Qian C, Gheitaghy A M, Fan J, et al. Thermal management on IGBT power electronic devices and modules [J]. *IEEE Access*, 2018, 6: 12868-12884.
- [15] Yang Y, Zhang Q, Zhang P. A fast IGBT junction temperature estimation approach based on on-state voltage drop [J]. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 2020, 57(1): 685-693.
- [16] Deng E, Zhao Z, Lin Z, et al. Influence of temperature on the pressure distribution within press

- pack IGBTs [J]. IEEE Transactions on Power Electronics, 2017, 33(7): 6048-6059.
- [17] Mroziewicz B, Bugajski M, Nakwaski W. Physics of Semiconductor Lasers, Amsterdam: North-holland, 1991.
- [18] 邓增, 沈俊, 戴巍, 等. 大功率半导体激光器散热研究综述 [J]. 工程热物理学报, 2017, 38(7): 1422-1433.
- [19] Hamidnia M, Luo Y, Wang X D. Application of micro/nano technology for thermal management of high power LED packaging—A review [J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 145: 637-651.
- [20] 俞安琪. LED 的热管理与光效、寿命关系及控制要点[A]. 中国照明学会. 2017 年中国照明论坛——半导体照明创新应用与智慧照明发展论坛论文集 [C]. 中国照明学会: 中国照明学会, 2017:11.
- [21] Cheng X, Finck P J, Roglans-Ribas J, et al. Thermal-hydraulic design analysis of a 5 MW sodium-cooled tungsten target [C]//Utilisation and reliability of high power proton accelerators: workshop proceedings, Santa Fe, New Mexico, USA, 12-16 May 2002. Agence pour l'Energie Nucléaire, 2003: 209.
- [22] He M, Bai Y, Zhang Y, et al. Thermal-hydraulic analysis of an integrated spallation target module in ADS [J]. Annals of Nuclear Energy, 2016, 98: 12-18.
- [23] 苟建军, 胡嘉欣, 常越, 等. 高超声速飞行器热管理关键技术及研发进展 [J]. 科技导报, 2020, 38(12): 103-108.
- [24] Singh P, Li W, Ekkad S V, et al. A new cooling design for rib roughened two-pass channel having positive effects of rotation on heat transfer enhancement on both pressure and suction side internal walls of a gas turbine blade [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 115: 6-20.
- [25] Shukla A, Kant K, Sharma A, et al. Cooling methodologies of photovoltaic module for enhancing electrical efficiency: A review [J]. Solar Energy Materials and Solar Cells, 2017, 160: 275-286.
- [26] Tuckerman D B, Pease R F W. High-performance heat sinking for VLSI [J]. IEEE Electron device letters, 1981, 2(5): 126-129.
- [27] Koo J M, Im S, Jiang L, et al. Integrated microchannel cooling for three-dimensional electronic circuit architectures [J]. Journal of Heat Transfer, 2005, 127(1): 49-58.
- [28] Missaggia L J, Walpole J N, Liao Z L, et al. Microchannel heat sinks for two-dimensional high-power-density diode laser arrays. IEEE Journal of Quantum Electronics [J], 1989, 25(9): 1988-1992.
- [29] Murshed S M S, De Castro C A N. A critical review of traditional and emerging techniques and fluids for electronics cooling [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017, 78: 821-

833.

- [30] Mohapatra S C, Loikits D. Advances in liquid coolant technologies for electronics cooling [C]//Semiconductor Thermal Measurement and Management IEEE Twenty First Annual IEEE Symposium, 2005. IEEE, 2005: 354-360.
- [31] Nazari M, Karami M, Ashouri M. Comparing the thermal performance of water, Ethylene Glycol, Alumina and CNT nanofluids in CPU cooling: Experimental study [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2014, 57: 371-377.
- [32] Salman B H, Mohammed H A, Munisamy K M, et al. Characteristics of heat transfer and fluid flow in microtube and microchannel using conventional fluids and nanofluids: a review [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013, 28: 848-880.
- [33] Colgan E G, Furman B, Gaynes M, et al. A practical implementation of silicon microchannel coolers for high power chips. IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies [J], 2007, 30(2): 218-225.
- [34] Chai L, Xia G D, Wang H S. Laminar flow and heat transfer characteristics of interrupted microchannel heat sink with ribs in the transverse microchambers [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2016, 110: 1-11.
- [35] Li Y, Zhang F, Sundén B, et al. Laminar thermal performance of microchannel heat sinks with constructal vertical Y-shaped bifurcation plates [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 73(1): 185-195.
- [36] Xia G, Chai L, Zhou M, et al. Effects of structural parameters on fluid flow and heat transfer in a microchannel with aligned fan-shaped reentrant cavities [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2011, 50(3): 411-419.
- [37] 申江, 王建民. 国内外振动强化换热研究成果回顾 [J]. 应用化工, 2015 (07): 1338-1345.
- [38] Xu S, Wang W, Fang K, et al. Heat transfer performance of a fractal silicon microchannel heat sink subjected to pulsation flow [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 81: 33-40.
- [39] 臧徐忠, 石尔, 傅俊萍, 余涛. 磁场调控磁性纳米流体流动和传热研究进展 [J]. 化工进展, 2019, 38 (12): 5410-5419.
- [40] Prajapati Y K, Pathak M, Khan M K. Transient heat transfer characteristics of segmented finned microchannels [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2016, 79: 134-142.
- [41] Sharma C S, Schlottig G, Brunschweiler T, et al. A novel method of energy efficient hotspot-targeted embedded liquid cooling for electronics: An experimental study [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 88: 684-694.
- [42] Raghuraman D R S, Raj R T K, Nagarajan P K, et al. Influence of aspect ratio on the thermal performance of rectangular shaped micro channel heat sink using CFD code [J]. Alexandria

- Engineering Journal, 2017, 56(1): 43-54.
- [43] Shafeie H, Abouali O, Jafarpur K, et al. Numerical study of heat transfer performance of single-phase heat sinks with micro pin-fin structures [J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 58(1-2): 68-76.
- [44] Sakanova A, Keian C C, Zhao J. Performance improvements of microchannel heat sink using wavy channel and nanofluids [J]. International journal of heat and mass transfer, 2015, 89: 59-74.
- [45] Li Y, Zhang F, Sunden B, et al. Laminar thermal performance of microchannel heat sinks with constructal vertical Y-shaped bifurcation plates [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 73(1): 185-195.
- [46] Zhai Y L, Xia G D, Liu X F, et al. Exergy analysis and performance evaluation of flow and heat transfer in different micro heat sinks with complex structure [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 84: 293-303.
- [47] Xia G, Ma D, Zhai Y, et al. Experimental and numerical study of fluid flow and heat transfer characteristics in microchannel heat sink with complex structure [J]. Energy Conversion and Management, 2015, 105: 848-857.
- [48] Choi S U S, Eastman J A. Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles [R]. Argonne National Lab., IL (United States), 1995.
- [49] Awais M, Ullah N, Ahmad J, et al. Heat transfer and pressure drop performance of Nanofluid: A state-of-the-art review [J]. International Journal of Thermofluids, 2021: 100065.
- [50] Elsebay M, Elbadawy I, Shedid M H, et al. Numerical resizing study of Al_2O_3 and CuO nanofluids in the flat tubes of a radiator [J]. Applied Mathematical Modelling, 2016, 40(13-14): 6437-6450.
- [51] Prajapati O S, Rohatgi N. Flow boiling heat transfer enhancement by using ZnO -Water nanofluids [J]. Science and Technology of Nuclear Installations, 2014, 2014.
- [52] Chen C H, Ding C Y. Study on the thermal behavior and cooling performance of a nanofluid-cooled microchannel heat sink [J]. International journal of thermal sciences, 2011, 50(3): 378-384.
- [53] Al-Waeli A H A, Sopian K, Chaichan M T, et al. An experimental investigation of SiC nanofluid as a base-fluid for a photovoltaic thermal PV/T system [J]. Energy Conversion and Management, 2017, 142: 547-558.
- [54] Soheli M R, Khaleduzzaman S S, Saidur R, et al. An experimental investigation of heat transfer enhancement of a minichannel heat sink using Al_2O_3 - H_2O nanofluid [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 74: 164-172.
- [55] 国家药监局综合司关于履行<关于汞的水俣公约>有关事项的通知 [Z]. [2020-10-12]. h

- <https://www.nmpa.gov.cn/xxgk/fgwj/gzwj/gzwjylqx/20201016150908105.html>.
- [56] Zhang Xu-Dong, Sun Yue, Chen Sen, Liu Jing, Unconventional hydrodynamics of hybrid fluid made of liquid metals and aqueous solution under applied fields [J], *Frontiers in Energy*, 2018, 12 (2): 276-296.
- [57] 杨小虎, 刘静. 液态金属高性能冷却技术:发展历程与研究前沿 [J]. *科技导报*, 2018, 36(15): 54-66.
- [58] Smither R K, Forster G A, Kot C A, et al. Liquid gallium metal cooling for optical elements with high heat loads [J]. *Nuclear Instruments and Methods in Physics Research Section A: Accelerators, Spectrometers, Detectors and Associated Equipment*, 1988, 266(1-3): 517-524.
- [59] Macrander A T, Lee W K, Smither R K, et al. High heat load performance of an inclined-crystal monochromator with liquid gallium cooling on the CHESS-ANL undulator [J]. *Nuclear Instruments and Methods in Physics Research Section A: Accelerators, Spectrometers, Detectors and Associated Equipment*, 1992, 319(1-3): 188-196.
- [60] Wahl R, Shah R, Jackson K, et al. Water cooled silicon crystals for X-ray monochromators [J]. *Nuclear Instruments and Methods in Physics Research Section A: Accelerators, Spectrometers, Detectors and Associated Equipment*, 1992, 318(1-3): 908-913.
- [61] Muraviev E V, Romanow P V, Petrov V S, et al. Gallium cooled ITER divertor cassette [J]. *Plasma Devices and Operations*, 1998, 6(1-3): 73-82.
- [62] Vetrovec J, Litt AS, Copeland DA, Junghans J, Durkey R. Liquid metal heat sink for high power laser diodes [J]. *Proceedings of SPIE*, 2013, 8605.
- [63] Yang X H, Liu J. Advances in liquid metal science and technology in chip cooling and thermal management [M]. *Advances in Heat Transfer*. Elsevier, 2018, 50: 187-300.
- [64] Miner A, Ghoshal U. Cooling of high-power-density microdevices using liquid metal coolants [J]. *Applied Physics Letter*, 2004, 85(3): 506-508.
- [65] Silverman I, Yarin A L, Reznik S N, et al. High heat-flux accelerator targets: Cooling with liquid metal jet impingement [J]. *International journal of heat and mass transfer*, 2006, 49(17-18): 2782-2792.
- [66] Mansour T, Yvan A, Afef K L. Study and realization of a high power density electronics device cooling loop using a liquid metal coolant [J]. *Energy Conversion Congress and Exposition IEEE*, 2011, 36-43.
- [67] Zhang R, Hodes M, Lower N, et al. Water-based microchannel and galinstan-based minichannel cooling beyond 1 kW/cm² heat flux [J]. *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology*, 2015, 5(6): 762-770.
- [68] Liu Y, Chen H F, Zhang H W, et al. Heat transfer performance of lotus-type porous copper heat sink with liquid GaInSn coolant [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015, 80:

605-613.

- [69] Yerasimou Y, Pickert V, Dai S, et al. Thermal management system for press-pack igt based on liquid metal coolant [J]. IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology, 2020, 10(11): 1849-1860.
- [70] Ma K Q, Liu J. Heat-driven liquid metal cooling device for the thermal management of a computer chip [J]. Journal of Physics D: Applied Physics, 2007, 40(15): 4722.
- [71] Li P, Liu J. Self-driven electronic cooling based on thermosyphon effect of room temperature liquid metal [J]. Journal of Electronic Packaging, 2011, 133(4): 041009.
- [72] Wang L, Liu J. Electromagnetic rotation of a liquid metal sphere or pool within a solution [J]. Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 2015, 471(2178): 20150177.
- [73] Tang J, Wang J, Liu J, et al. A volatile fluid assisted thermo-pneumatic liquid metal energy harvester [J]. Applied Physics Letters, 2016, 108(2): 023903.
- [74] Tan S C, Zhou Y X, Wang L, et al. Electrically driven chip cooling device using hybrid coolants of liquid metal and aqueous solution [J]. Science China Technological Sciences, 2016, 59(2): 301-308.
- [75] Tang S Y, Khoshmanesh K, Sivan V, et al. Liquid metal enabled pump [J]. Proceedings of the National Academy of Sciences, 2014, 111(9): 3304-3309.
- [76] 曹捷, 张国琦, 麻树波, 等. 机械泵与感应电磁泵波峰焊机的比较与分析 [J]. 电子工艺技术, 2007, 28(5): 268-272.
- [77] 中国科学院力学所电磁泵小组. 液体金属电磁泵 [M]. 科学出版社, 1979.
- [78] 磁流体概述 [Z]. <https://www.pengky.cn/Magnetohydrodynamics/MHD-Overview/MHD-Overview.html>.
- [79] 平面感应式电磁泵 [Z]. <https://www.pengky.cn/Magnetohydrodynamics/IE-pump/Induction%20Pump.html>.
- [80] 宋德宽, 张琨, 罗锐, 等. 小流量双边平面感应电磁泵的设计及试验研究 [J]. 产业与科技论坛, 2016, 15(10): 36-38.
- [81] 曹捷, 张国琦. 新型三相异步感应式电磁泵单/双波峰焊机研究 [J]. 电子工艺技术, 1998, (1): 35-38.
- [82] 刘艳明. 直流电磁泵泵沟电磁场数值模拟 [D]. 中北大学, 2009.
- [83] Hartmann J, Lazarus F. Hg-Dynamics-I. Theory of the laminar flow of an electrically conductive liquid in a homogeneous magnetic field. Det Kgl. Danske Vidensk-absnes Selskab. Mathematisk-fysiske Meddelelser. 1937, XV (6): 1-27.
- [84] Alfvén, H. Cosmical electrodynamics, Oxford University Press, London, New York, 1950.
- [85] Vel't I D, Mikhailova Y V. Synthesis of a simulation model for an electromagnetic flowmeter

- [J]. Measurement Techniques, 2006, 49 (5): 472-480.
- [86] Jensen D, Elahi A N M T, Ghashami M, et al. Submicrometer-gap thermionic power generation based on comprehensive modeling of charge and thermal transport [J]. Physical Review Applied, 2021, 15 (2): 024062.
- [87] Qiu Y, Zhang Z, Zhao H. Internal electromagnetic stirring method for preparing a large-sized aluminum alloy billet [J]. International Journal of Materials Research, 2019, 110 (11): 1083-1086.
- [88] Li J, Wang T, Yan Z, et al. Simulation study on horizontal continuous casting process of copper hollow billet under rotating electromagnetic stirring Part 2—effects of electromagnetic and casting parameters on solidification process [J]. Materials Science and Technology, 2011, 27 (3): 684-692.
- [89] Forstén A, Steen H, Wilding I, et al. Development and validation of lead - free wave soldering process [J]. Soldering & surface mount technology, 2000, 12 (3): 29-34.
- [90] U Müller, L Bühler. Magnetofluidynamics in Channels and Containers [M]. Springer Berlin Heidelberg, 2001.
- [91] Hunt J C R. Magnetohydrodynamic flow in rectangular ducts [J]. Journal of fluid mechanics, 1965, 21 (4): 577-590.
- [92] Hughes M, Pericleous K A, Cross M. The numerical modelling of DC electromagnetic pump and brake flow [J]. Applied mathematical modelling, 1995, 19 (12): 713-723.
- [93] Al-Hababbeh O M, Al-Saqqa M, Safi M, et al. Review of magnetohydrodynamic pump applications [J]. Alexandria Engineering Journal, 2016, 55 (2): 1347-1358.
- [94] 冯竟超. 先进反应堆热工水力与多物理场耦合程序开发及应用研究 [D]. 中国科学技术大学, 2017.
- [95] 李冬云, 曹鸿涛. 直流平面电磁泵流槽结构的实验研究 [J]. 华北工学院学报, 2000, (1): 62-66.
- [96] Awad A S. Heat transfer and eddy diffusivity in NaK in a pipe at uniform wall temperature [D]. University of Washington, 1965.
- [97] Sleicher C A, Awad A S, Notter R H. Temperature and eddy diffusivity profiles in NaK [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1973, 16(8): 1565-1575.
- [98] Martinelli R C. Heat transfer to molten metals [J]. Transactions on American Society of Mechanical Engineers, 1947, 69: 947-959.
- [99] Lyon R N. Liquid metal heat transfer coefficients [J]. Chemical Engineering Progress, 1951, 47: 75-79.
- [100] Lubarsky B, Kaufman S J. Review of experimental investigations of liquid-metal heat transfer [J]. NACA Report, 1955, 1270.

- [101] Dwyer O E, Heat transfer in liquid metals, in Progress in Heat and Mass Transfer, Pergamon Press, Oxford, 1973.
- [102] Subbotin V I, Papovyants A K, Kirillov P L, et al. A study of heat transfer to molten sodium in tubes [J]. Soviet Atomic Energy, 1963, 13(4): 991-994.
- [103] Baker R A, Sesonske A. Heat Transfer in Sodium—Potassium Alloy [J]. Nuclear Science and Engineering, 1962, 13(3): 283-288.
- [104] Borishanskii V M, Kutateladze S S. Heat transfer and hydraulic resistance during flow of liquid metals in circular tubes [J]. Soviet Physics-Technical Physics, 1958, 3(4): 781-791.
- [105] Pacio J, Marocco L, Wetzel T. Review of data and correlations for turbulent forced convective heat transfer of liquid metals in pipes [J]. Heat and Mass Transfer, 2015, 51(2): 153-164.
- [106] Skupinski E, Tortel J, Vautrey L. Determination of convection coefficients of sodium-potassium alloys in circular tubes [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1965, 8.
- [107] Jaeger W, Hering W, Lux M, et al. Liquid metal thermal hydraulics in rectangular ducts. Review, proposal and validation of empirical models [J]. In: International Conference on Nuclear Engineering, Japan: JSME, 2015.
- [108] Jaeger W, Hering W, Lux M. On the liquid metal heat transfer in annular channels: review, proposal and validation of empirical models[C]//16th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-16), Chicago, IL, USA. 2015.
- [109] Shi S k, Zhang Z C, Zhang Y J, et al. Experimental study of heat transfer to liquid metal sodium flowing in circular tube and annuli [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1981, 2: 173-180.
- [110] Ching-Jen C, Chiou J S. Laminar and turbulent heat transfer in the pipe entrance region for liquid metals [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1981, 24(7): 1179-1189.
- [111] Bankston C A, McEligot D M. Turbulent and laminar heat transfer to gases with varying properties in the entry region of circular ducts [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1970, 13(2): 319-344.
- [112] McMordie R K, Emery A F, A numerical solution for laminar flow heat transfer in circular tubes with axial conduction and developing thermal and velocity field [J]. Journal of Heat Transfer, 1967, 89, 11-16.
- [113] Kays W M. Numerical solution for laminar-flow heat transfer in circular tube [J]. Transactions of the ASME, 1955, 77: 1265-1274.
- [114] Bergman T L, Incropera F P, Lavine A S, Fundamentals of heat and mass transfer. John Wiley & Sons, 2011.
- [115] 杨世铭, 陶文铨. 传热学第四版 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2006.

- [116] Amy C, Budenstein D, Bagepalli M, et al. Pumping liquid metal at high temperatures up to 1,673 kelvin [J]. *Nature*, 2017, 550(7675): 199-203.
- [117] Ge H, Li H, Mei S, et al. Low melting point liquid metal as a new class of phase change material: An emerging frontier in energy area [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013, 21: 331-346.
- [118] Zalba B, Marin J M, Cabeza L F, et al. Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications [J]. *Applied thermal engineering*, 2003, 23(3): 251-283.
- [119] Rachkov V I, Sorokin A P, Zhukov A V. Thermal hydraulic studies of liquid-metal coolants in nuclear-power facilities [J]. *High Temperature*, 2018, 56(1): 124-137.
- [120] Schriener T M, El-Genk M S. Convection heat transfer of NaK-78 liquid metal in a circular tube and a tri-lobe channel [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015, 86: 234-243.
- [121] Fernandez A I, Barreneche C, Belusko M, et al. Considerations for the use of metal alloys as phase change materials for high temperature applications [J]. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 2017, 171: 275-281.
- [122] Kotze J P, Von Backström T W, Erens P J. High temperature thermal energy storage utilizing metallic phase change materials and metallic heat transfer fluids [J]. *Journal of solar energy engineering*, 2013, 135(3).
- [123] Yang X H, Tan S C, He Z Z, et al. Finned heat pipe assisted low melting point metal PCM heat sink against extremely high power thermal shock [J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 160: 467-476.
- [124] Prusa J, Yao L S. Effects of density change and subcooling on the melting of a solid around a horizontal heated cylinder [J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 1985, 155: 193-212.
- [125] Kemink R G, Sparrow E M. Heat transfer coefficients for melting about a vertical cylinder with or without subcooling and for open or closed containment [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1981, 24(10): 1699-1710.
- [126] Sparrow E M, Ramadhyani S, Patankar S V. Effect of subcooling on cylindrical melting, *Journal of Heat Transfer-Transactions of the ASME*, 1978, 100(3), 395-402.
- [127] Farkas D, Birchenall C E. New eutectic alloys and their heats of transformation [J]. *Metallurgical transactions A*, 1985, 16(3): 323-328.
- [128] Li H, Han P D, Zhang X B, et al. Size-dependent melting point of nanoparticles based on bond number calculation [J]. *Materials Chemistry and Physics*, 2013, 137(3): 1007-1011.
- [129] Gau C, Viskanta R. Melting and solidification of a metal system in a rectangular cavity [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1984, 27(1): 113-123.

- [130] Gau C, Viskanta R. Effect of natural convection on solidification from above and melting from below of a pure metal [J]. *International journal of heat and mass transfer*, 1985, 28(3): 573-587.
- [131] Yang X H, Tan S C, Liu J. Numerical investigation of the phase change process of low melting point metal [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 100: 899-907.
- [132] Tabassum T, Hasan M, Begum L. Thermal energy storage through melting of a commercial phase-change material in a horizontal cylindrical annulus [J]. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 2018, 25(3): 211-237.
- [133] Kotzé J P, Von Backström T W, Erens P J. Simulation and testing of a latent heat thermal energy storage unit with metallic phase change material [J]. *Energy Procedia*, 2014, 49: 860-869.
- [134] McCord D, Crepeau J, Siahpush A, et al. Analytical solutions to the Stefan problem with internal heat generation [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 103: 443-451.
- [135] Voller V R, Cross M, Markatos N C. An enthalpy method for convection/diffusion phase change [J]. *International journal for numerical methods in engineering*, 1987, 24(1): 271-284.
- [136] Brent A D, Voller V R, Reid K T J. Enthalpy-porosity technique for modeling convection-diffusion phase change: application to the melting of a pure metal [J]. *Numerical Heat Transfer, Part A Applications*, 1988, 13(3): 297-318.
- [137] Beckermann C, Viskanta R. Effect of solid subcooling on natural convection melting of a pure metal [J]. 1989, 111(2): 416-424.
- [138] Incropera F P, Dewitt D P, Bergman T L, et al, *Principles of heat and mass transfer*, New York: Wiley & Sons., 1996.
- [139] Heinzl A, Hering W, Konys, et al. Liquid metals as efficient high-temperature heat-transport fluids [J]. *Energy Technology*, 2017, 5: 1026-1036.
- [140] Pacio J, Wetzel T. Assessment of liquid metal technology status and research paths for their use as efficient heat transfer fluids in solar central receiver systems [J]. *Solar Energy*, 2013, 93: 11-22.
- [141] Karakosta C, Pappas C, Marinakis V, et al. Renewable energy and nuclear power towards sustainable development: Characteristics and prospects [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013, 22: 187-197.
- [142] Alfredo P G, Alberto P M and Fausto P G M. A review of the application performances of concentrated solar power systems [J]. *Applied Energy*, 2019, 255: 113893.
- [143] Satyamurthy P, Venkatramani N, Quraishi A M, et al. Basic design of a prototype liquid metal magnetohydrodynamic power generator for solar and waste heat [J]. *Energy Conversion and Management*, 1999, 40 (9): 913-935.

- [144] Norbert W, Michael N, Paolo P, et al. Electromagnetically driven convection suitable for mass transfer enhancement in liquid metal batteries [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 143: 293-301.
- [145] Kim H, Boysen D A, Newhouse J M, et al. Liquid metal batteries: past, present, and future [J]. *Chemical Reviews*, 2013, 113(3): 2075-2099.
- [146] Yang X H, Liu J. Advances in liquid metal science and technology in chip cooling and thermal management [J]. *Advances in Heat Transfer*, 2018, 50: 187-300.
- [147] Zhang X D, Li X P, Zhou Y X, et al. Vascularized liquid metal cooling for thermal management of kW high power laser diode array [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 163: 114212.
- [148] Polzin K A. Liquid metal pump technologies for nuclear surface power. NASA, 2007.
- [149] Amy C, Budenstein D, Bagepalli M, et al. Pumping liquid metal at high temperatures up to 1,673 kelvin [J]. *Nature*, 2017, 550 (7675): 199-203.
- [150] Baker R S, Tessier M J. Handbook of electromagnetic pump technology [J]. Elsevier, 1987.
- [151] Kim, H R. The design and fabrication of a small MHD pump for liquid sodium circulation [J]. *Annals of Nuclear Energy*, 2014, 73: 162-167.
- [152] Buliński, Piotr, Smolka J, Golak S, et al. Numerical and experimental investigation of heat transfer process in electromagnetically driven flow within a vacuum induction furnace [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 124: 1003-1013.
- [153] Mansour T, Yvan A, Afef K L. Study and realization of a high power density electronics device cooling loop using a liquid metal coolant [J]. *Energy Conversion Congress and Exposition. IEEE*, 2011, 36-43.
- [154] Lee G H, Kim H R. Design analysis of DC electromagnetic pump for liquid sodium-CO₂ reaction experimental characterization [J]. *Annals of Nuclear Energy*, 2017, 109: 490-497.
- [155] Deng X F, Hou J B, Cheng L. Research on mechanism of overland flow losses of direct-current conduction electromagnetic pump for casting [J]. *Applied Mechanics & Materials*, 2013, 401-403: 250-253.
- [156] Kenjereš S, Ten Cate S, and Voesenek C J. Vortical structures and turbulent bursts behind magnetic obstacles in transitional flow regimes [J]. *International journal of Heat and Fluid Flow*, 2011, 32 (3): 510-528.
- [157] Polzin K A, Markusic T E. Electromagnetic pumps for liquid metal-fed electric thrusters. *Journal of Propulsion and Power* [J], 2007, 23 (6): 1285-1290.
- [158] Yazdani M, Yagoobi J S. Heat transfer enhancement of back step flow by means of EHD conduction pumping [J]. *International journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, 73: 819-825.
- [159] Votyakov, E V, Zienicke E, Kolesnikov Y B. Constrained flow around a magnetic obstacle [J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2008, 610: 131-156.

- [160] Gallo M, Boersma B J, Colonna P. Liquid cooling enhancement by means of magnetic fields [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 61(2): 871-877.
- [161] Kenjereš S, Ten Cate S, and Voesenek C J. Vortical structures and turbulent bursts behind magnetic obstacles in transitional flow regimes [J]. *International journal of Heat and Fluid Flow*, 2011, 32 (3): 510-528.
- [162] Teimouri H, Behzadmehr A. Numerical investigation of a thermosyphon MHD electrical power generator [J]. *Energy Conversion and Management*, 2019, 187: 378-397.
- [163] Chen Z, Li Y, Zhou W, et al. Design, fabrication and thermal performance of a novel ultra-thin vapour chamber for cooling electronic devices [J]. *Energy conversion and management*, 2019, 187: 221-231.
- [164] Inagaki M, Kaburagi Y, Hishiyama Y. Thermal management material: graphite [J]. *Advanced Engineering Materials*, 2014, 16(5): 494-506.
- [165] Li X, Fang M, Wang W, et al. Graphene heat dissipation film for thermal management of hot spot in electronic device [J]. *Journal of Materials Science: Materials in Electronics*, 2016, 27(7): 7715-7721.
- [166] Seo W S, Yoshida K, Yokota S, et al. Forced Liquid Cooling System for High Power Electronic Chips Using ECF [J]. *The proceedings of the JSME annual meeting*, 2005, 2005.7:103-104.
- [167] Seo W S, Yoshida K, Yokota S, et al. A high performance planar pump using electro-conjugate fluid with improved electrode patterns [J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2007, 134(2): 606-614.
- [168] 第三代稀土永磁钕铁硼是当代磁铁中性能最强的永磁铁 [Z]. <http://pengjunw.zz91.com/news21066.htm>.
- [169] Venkatadri V, Sammakia B, Srihari K, Santos D. A review of recent advances in thermal management in three dimensional chip stacks in electronic systems [J]. *Journal of Electronic Packaging*, 2011; 133(4): 041011.
- [170] Tzuk Y, Tal A, Goldring S, Glick Y. Diamond cooling of high-power diode-pumped solid-state lasers [J]. *IEEE Journal of Quantum Electronics*, 2004, 40(3): 262-269.
- [171] Qian Z, Li Y, Rao Z. Thermal performance of lithium-ion battery thermal management system by using mini-channel cooling [J]. *Energy Conversion Management*, 2016, 126: 622-631.
- [172] Liu D, Zhao FY, Yang HX, Tang GF. Thermoelectric mini-cooler coupled with micro thermosyphon for CPU cooling system [J]. *Energy*, 2015, 83: 29-36.
- [173] Yeh L T. Review of heat transfer technologies in electronic equipment [J]. *Journal of Electronic Packaging*, 1995, 117(4): 333-339.
- [174] Dang T, Teng JT. Comparisons of the heat transfer and pressure drop of the microchannel and

- minichannel heat exchangers [J]. *Heat and Mass Transfer*, 2011, 47(10): 1311-1322.
- [175] Li YF, Xia GD, Ma DD, et al. Characteristics of laminar flow and heat transfer in microchannel heat sink with triangular cavities and rectangular ribs [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 98: 17-28.
- [176] Adham A M, Ghazali N M, Ahmad R. Thermal and hydrodynamic analysis of microchannel heat sinks: A review [J]. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2013, 21: 614-622.
- [177] Ebrahimi A, Rikhtegar F, Sabaghan A, Roohi E. Heat transfer and entropy generation in a microchannel with longitudinal vortex generators using nanofluids [J]. *Energy*, 2016, 101: 190-201.
- [178] Mahian O, Kianifar A, Sahin AZ, Wongwises S. Performance analysis of a minichannel-based solar collector using different nanofluids [J]. *Energy Conversion and Management*, 2014, 88: 129-138.
- [179] Xia G D, Ma D D, Zhai Y L, et al. Experiment and numerical study of fluid flow and heat transfer characteristics in microchannel heat sink with complex structure [J]. *Energy Conversion and Management*, 2015, 105: 848-857.
- [180] Colgan E G, Furman B, Gaynes M, et al. A practical implementation of silicon microchannel coolers for high power chips [J]. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 2007, 30(2): 218-225.
- [181] Liu X, Yu J. Numerical study on performances of mini-channel heat sinks with non-uniform inlets [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 93: 856-864.
- [182] Bergman T L, Incropera F P, Lavine A S. *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons; 2011.
- [183] Deng Y, Liu J. A liquid metal cooling system for the thermal management of high power LEDs [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2010, 37(7): 788-791.
- [184] Yang XH, Tan SC, Liu J. Thermal management of Li-ion battery with liquid metal [J]. *Energy Conversion and Management*, 2016, 117: 577-585.
- [185] Luo M, Liu J. Experimental investigation of liquid metal alloy based mini-channel heat exchanger for high power electronic devices [J]. *Frontiers in Energy*, 2013, 7(4): 479-486.
- [186] Sarafraz M M, Hart J, Shrestha E, et al. Experimental thermal energy assessment of a liquid metal eutectic in a microchannel heat exchanger equipped with a (10 Hz/50 Hz) resonator [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 148: 578-590.
- [187] Xiang X, Yang J, Fan A, et al. A comparison between cooling performances of water-based and gallium-based micro-channel heat sinks with the same dimensions [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 137: 1-10.
- [188] Liu H L, An X K, Wang C S. Heat transfer performance of TY type micro-channel heat sink

- p>with liquid GaInSn coolant [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2017, 120: 203-219.
- [189] Yang X H, Tan S C, Ding Y J, Liu J. Flow and thermal modeling and optimization of micro/mini-channel heat sink [J]. Applied Thermal Engineering, 2017; 117: 289-296.
- [190] Soheli M R, Khaleduzzaman S S, Saidur R, et al. An experimental investigation of heat transfer enhancement of a minichannel heat sink using $\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{H}_2\text{O}$ nanofluid [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014; 74(5):164-172.
- [191] Harms T M, Kazmierczak M J, Gerner F M. Developing convective heat transfer in deep rectangular microchannels [J]. International Journal of Heat & Fluid Flow, 1999, 20(2): 149-157.
- [192] Liu D, Garimella S V. Analysis and optimization of the thermal performance of microchannel heat sinks [J]. International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow, 2005, 15(1): 7-26.
- [193] Bachmann F, Poprawe R, Loosen P. High Power Diode Lasers, Springer, New York, 2007.
- [194] Liu X, Hu M H, Caneau C G, et al. Thermal management strategies for high power semiconductor pump lasers [J]. IEEE Transactions on Components & Packaging Technologies, 2006, 29: 268-276.
- [195] Huai X, Li Z. Thermal stress analysis of a Nd:YVO₄ laser medium end pumped by a Gaussian beam [J]. Applied Physics Letters, 2008, 92: 041121.
- [196] 陈家璧, 彭润玲主编. 激光原理及应用, 第3版 [M]. 北京: 电子工业出版社, 2013.01.
- [197] Novak V, Podobnik B, Mozina J, Petkovsek R. Analysis of the thermal management system for a pump laser [J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 57: 99-106.
- [198] Liu X, Zhao W, Xiong L, et al.. Packaging of High Power Semiconductor Lasers. Springer, New York, 2015.
- [199] E J Q, Han D, Deng Y, Zuo W, et al.. Performance enhancement of a baffle-cut heat exchanger of exhaust gas recirculation [J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 134: 86-94.
- [200] Bethel J W, Little C E. Forced-air cooled strontium-ion recombination laser, Optics Communications, 1991, 84: 317-322.
- [201] Shabgard H, Allen M J, Sharifi N, et al. Heat pipe heat exchangers and heat sinks: Opportunities, challenges, applications, analysis, and state of the art, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 89: 138-158.
- [202] Zhang W, Shen L, Yang Y, et al. Thermal management for a micro semiconductor laser based on thermoelectric cooling [J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 90: 664-673.
- [203] Shen L, Chen H, Xiao F, et al. The step-change cooling performance of miniature thermoelectric module for pulse laser [J]. Energy Conversion Management, 2014, 80: 39-45.
- [204] Kozłowska A, Lapka P, Seredynski M, et al. Experimental study and numerical modeling of

- micro-channel cooler with micro-pipes for high-power diode laser arrays [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 91: 279-287.
- [205] E J Q, Zhang Z, Tu Z, et al. Effect analysis on flow and boiling heat transfer performance of cooling water-jacket of bearing in the gasoline engine turbocharger [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 130: 754-766.
- [206] Mundinger D, Beach R, Benett W, et al. Demonstration of high-performance silicon microchannel heat exchangers for laser diode array cooling [J]. *Applied Physics Letter*, 1988, 53: 1030.
- [207] Datta M, Choi HW. Microheat exchanger for cooling high power laser diodes [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 90: 266-273.
- [208] Skidmore J A, Freitas B L, Crawford J, et al. Silicon monolithic microchannel-cooled laser diode array [J]. *Applied Physics Letter*, 2000, 77: 10.
- [209] E J Q, Han D, Qiu A, et al. Orthogonal experimental design of liquid-cooling structure on the cooling effect of a liquid-cooled battery thermal management system [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 132: 508-520.
- [210] Adham A M, Mohd-Ghazali N, Ahmad R. Thermal and hydrodynamic analysis of microchannel heat sinks: A review [J]. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2013, 21: 614-622.
- [211] Beni S B, Bahrami A, Salimpour M R. Design of novel geometries for microchannel heat sinks used for cooling diode lasers [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, 112: 689-698.
- [212] Bejan A, Lorente S. The constructal law and the thermodynamics of flow systems with configuration. [J] *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004, 47: 3203-3214.
- [213] Cho K H, Lee J, Ahn H S, et al. Fluid flow and heat transfer in vascularized cooling plates [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2010, 53: 3607-3614.
- [214] Cho K H, Chang W P, Kim MH. A numerical and experimental study to evaluate performance of vascularized cooling plates [J]. *International Journal of Heat & Fluid Flow*, 2011, 32: 1186-1198.
- [215] Cetkin E, Lorente S, Bejan A. Vascularization for cooling and reduced thermal stresses, *Int J Heat Mass Transf.* 2015, 80: 858-864.
- [216] Cetkin E, Lorente S, Bejan A. Vascularization for cooling and mechanical strength, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011, 54: 2774-2781.
- [217] Bejan A, Lorente S. Vascularized multi-functional materials and structures [J]. *Advanced Materials Research*, 2008, 47-50: 511-514.

致 谢

时间过得飞快，转眼间我就要马上博士毕业了，告别学生生涯，成为一名社会人。五年前本科毕业时，我还是豪情壮志，畅想要成为什么样的人，博士期间该做些什么。五年过去了，得到了什么、失去了什么，抑或保留了什么、放弃了什么，都留在了时光里。回想起来，读博让我学会了客观辩证地看待问题，以一颗平静的心对待生活，以低调谦逊的姿态向他人学习。马上就要告别这个我生活了5年的地方，值此离别之际，不免心生感慨，感谢实验室的每一位成员，感谢帮助我成长的每一个人。

刘老师是我的博士生导师，除了父母，应该是对我影响最大的一个人，他的行事风格、思维方式在潜移默化地影响着我。刘老师工作非常勤奋，少有人能及，他的步频很快，像是在小跑，仿佛永远不知疲倦，每次和他一起出差，他总是带着电脑在飞机上办公，或者带一本书看。他对学生舍得投入金钱和精力，让利与学生，我可以非常方便地购买自己需要的设备，节省大量的时间。他总是有很多科研想法，有敏锐的科研直觉，告诉我要一定做重要的、有意义的课题，而许多课题我未能完成，想来也十分惭愧。博士期间，与您发生过的争吵也让我更加成熟和理智，感谢您的包容与理解。您带领液态金属科技与工业从无到有，闯出了一片新天地，是值得敬佩的人。值此表达对您的崇敬感激之情，您的谆谆教导，学生铭记在心，祝您样样好！

感谢周一欣老师，周老师是良师益友，我的本科毕设和博士课题都离不开周老师的指导和帮助。每次遇到实验问题，我都会求助于周老师，周老师会给出严谨认真的分析，切实可行的实验方案。周老师在科研上思路清晰、实事求是，也感谢您对我的论文和PPT提出的建议。此外，在生活上，我也会与周老师进行交流，感谢您给我提的宝贵建议，祝您和屠老师身体健康、幸福快乐。

感谢实验室的其他老师们给予的关心和帮助。感谢邓中山老师教授课程《液态金属先进芯片散热技术》，以及在超静音电磁泵项目中提供的指导。感谢桂林老师教授课程《液态金属微流控》，以及在开题报告、中期报告中给予我的宝贵建议。感谢饶伟老师，记得您说过做人做事要心中有火，眼里有光，您积极向上，充满活力的精神值得我学习。盛磊老师为人和善，能力出众，为我在生活学习方面提供了很多实实在在的帮助。王倩老师总是笑着说话，谦逊大度，处处为学生着想，组织了一场场有意义的党支部活动。王春雪老师是实验室秘书，在实验室会议、报销、采购方面付出了很多努力，将我们从繁杂的财务报销中解放出来。还要感谢李雷老师、大王磊老师、小王磊老师、崔云涛老师、唐守胜老师、李倩

老师、宋浩楠老师和何志祝老师的帮助和支持。千言万语在一躬，谢谢各位老师。

感谢云南曲靖这片热土。在这里，我与刘贵林老师和高建业同学一起奋斗过，我们一起做过无人机实验，热界面改性实验，一起光脚去水库里面捡实验装置；在这里，我与汪鸿章、徐硕和乔梦文度过四个月疫情时期，感谢汪鸿章师兄的人生分享；在这里，我与国瑞同学疯狂写专利，一起摘果子。也感谢云南液态金属谷员工和领导的照顾，我幸见证了液态金属工业的崛起，相信液态金属工业会更上一层楼。

丁玉杰博士和杨小虎博士是对我帮助很大的两位师兄。丁玉杰师兄是我的室友，指引我进入了实验室，他很喜欢读书，宿舍里面堆满了书籍，也非常谦虚，乐于助人。杨小虎师兄是传热方面的专家，有什么不懂的问他就对了，他接人待物得体大方，生活非常自律。陈森是一位非常踏实的同学，善于学习总结规律，发表了数篇综述。感谢同届高建业、陈森、张朋举、龚佳豪、陆泳宇、王启富、孙樾、张晴蕾同学的陪伴和帮助。谢谢王荣航、常皓、傅俊衡、覃鹏、张成林、刘天英、窦蒙家、张明宽、后仪、陆晨南、汪达伟、姚思远、刘冰心、姚雨辰、叶姣、徐鑫林、赵瑞琪、张攀、洪洁、周柱泉、李东东、王乾宇、邢泽溶、刘思聪、刘丽、汪晓红、李倩、孙晓和张慧敏的帮助。还要感谢实验室的博士后史金涛博士、赵曦博士、叶子博士、范琳琳博士、王玉书博士，已经毕业的谭思聪博士、袁彬博士、徐硕博士、周旭艳博士、汤剑波博士、杨利香博士以及清华同门的帮助。向博士期间遇到的所有小可爱们致敬，我们一起度过了青春时光，一起挥洒汗水，共同进步。祝各位在工作、生活和爱情等方面诸事顺遂。

博士期间，我也收获了自己的小家庭，非常感谢爱人的牺牲和付出。我以前比较固执，九头牛也拽不回来，但是你非常灵活豁达，跟你的相处也让我学会了从多个角度看待问题。每次上台报告之前，我都会给你讲一遍，你会给出非常受用的建议，每次报告都会是一次学习提升。谢谢你对家庭的付出，选择现在这个职业，让我们有了北漂的勇气。愿得一人心，白首不分离。

父母是我求学路上最坚实的后盾，每当思绪困顿时，和家里面通个电话，一切烦恼都会烟消云散。每当我要做选择时，我的父亲总是说“我们也不懂，你咋弄都中，都支持你”，而他们在后面默默承受着一切。二十余年求学路，父母已两鬓斑白，每次回家看到父母苍老面容，总是羞愧难当。谢谢你们给予的爱，祝二老身体健康。感谢两位姐姐照顾父母，给予父母的陪伴，祝你们家庭美满。千言万语难以表达我的感谢之情，祝我的家人们一切都好。

中国是一个有悠久历史的伟大国家，经历了 20 世纪的动荡不安，现在总能逢凶化吉，中国在疫情防控表现出了发达国家远不能及的动员能力。20 余载求学路，感谢国家的和平安定，感谢国家给予的平等教育机会，能够让我从普通人家中走出来。希望我们的祖国能够遇山开山，遇水架桥，永远繁荣昌盛。

每一次相遇都是久别重逢，每一次离别都是新的开始。愿眼有星辰大海，心有繁花似锦，愿流年不负，岁月可期。感谢生命中遇到的每一个人，不忘初心，收拾行囊重新出发，精彩永远在下一站。

张旭东

2021 年 4 月于北京中关村

作者简历及攻读学位期间发表的学术论文与研究成果

作者简历:

2012 年 09 月——2016 年 06 月, 在北京科技大学能源与动力工程学院获得学士学位。

2016 年 09 月——2021 年 06 月, 在中国科学院理化技术研究所攻读博士学位。

获奖情况:

- 2013 年 人民一等奖学金, 北京科技大学“三好学生”
北京科技大学“大学物理竞赛”一等奖
- 2014 年 国家励志奖学金, 北京科技大学“优秀学生干部”
科研类全国航空航天模型锦标赛模拟搜救二等奖
科研类全国航空航天模型锦标赛科技创新评比三等奖
- 2015 年 国家励志奖学金, 人民奖学金, 北京科技大学“三好学生”
北京科技大学节能减排大赛一等奖
第八届全国大学生节能减排大赛三等奖
第九届中国制冷空调科技竞赛二等奖
第九届华北地区大学生制冷空调科技竞赛二等奖
北京科技大学第十七届“摇篮杯”比赛二等奖
- 2016 年 北京市优秀毕业生
- 2017 年 中国科学院大学“三好学生”
文章发表于光明日报 20170106 期
- 2018 年 中国科学院大学“三好学生”
- 2019 年 中国科学院理化技术研究所所长奖学金 (3 次)
- 2020 年 博士研究生国家奖学金
中科院朱李月华奖学金
Frontiers in Energy 年度优秀论文
航天五院总体部夏令营优秀营员

已发表(或正式接受)的学术论文(共计 17 篇, 其中第一作者文章 10 篇):

- [1] **Xu-Dong Zhang**, Xiao-Hu Yang, Yi-Xin Zhou, Wei Rao, Yu-Jie Ding, Qing-Qing Shu, Jing Liu, Experimental investigation of galinstan based minichannel cooling for high heat flux and large heat power thermal management [J]. Energy

- Conversion and Management, 2019, 185: 248-258. (SCI 一区, IF:8.2, 被引 41 次)
- [2] **Xu-Dong Zhang**, Xue-Peng Li, Yi-Xin Zhou, Jing Yang, Jing Liu, Vascularized liquid metal cooling for thermal management of kW high power laser diode array [J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 162:114212. (二区 IF: 4.7, 被引 8 次)
- [3] **Xu-Dong Zhang**, Yi-Xin Zhou, Jing Liu, A novel structure of electromagnetic pump towards circulating metal fluid: design, fabrication and test [J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 179:115610. (二区 IF: 4.7, 被引 2 次)
- [4] **Xu-Dong Zhang**, Jing Liu, Perspective on liquid metal enabled space science and technology [J]. Science China Technological Sciences, 2020, 63(7): 1127-1140. (二区 IF: 2.3, 被引 5 次)
- [5] **Xu-Dong Zhang**, Yue-Sun, Sen Chen, Jing Liu, Unconventional hydrodynamics of hybrid fluid made of liquid metals and aqueous solution under applied fields [J]. Frontiers in Energy, 2018, 12(2):276-296. (IF: 2.7, 被引 16 次)
- [6] **Xu-Dong Zhang**, Jian-Ye Gao, Peng-Ju Zhang, Jing Liu, Comparison on enhanced phase change heat transfer of low melting point metal melting using different heating methods [J]. Journal of Enhanced Heat Transfer, 2018, 26(2):179-194. (IF: 1.4, 被引 7 次)
- [7] **Xu-Dong Zhang**, Yi-Xin Zhou, Xiao-Hu Yang, Si-Cong Tan, Jing Liu, Numerical modeling and optimization of electromagnetic pump towards compact driving metal coolant [C]. 16th International Conference Heat Transfer, 2018, Beijing, China. (被引 1 次)
- [8] **Xu-Dong Zhang**, Jian-Ye Gao, Jing Liu, Comparative study of heat transfer in a mini/micro pipe with water and liquid metal as fluid [C]. ASME Summer Heat Transfer Conference, 2020, Orlando, USA.
- [9] 张旭东, 高建业, 刘静, 基于低熔点金属相变传热的半导体激光器热管理研究[C].中国工程热物理学会传热传质学术会议, 北京, 2018, 183026.
- [10] 张旭东, 杨昌鹏, 盛磊, 于新刚, 王正义, 刘静, 面向航天应用的液态金属相变传热性能研究 [J].宇航材料工艺. (接收)
- [11] Xue-Peng Li, **Xu-Dong Zhang**, Jing Yang, Yi-Xin Zhou, Yi-Xin Zhou, Yu-Peng Wang, Peng-Cheng Di, Jing Liu, Ke Liu, Xiao-Jun Wang, Qin-Jun Peng, Zu-Yan Xu, Wavelength-stable 1.1 kW diode laser array cooled by liquid metal [J]. IEEE Photonics Technology Letters, 2020, 32(7): 434-437.
- [12] Jian-Ye Gao, **Xu-Dong Zhang**, Jun-Heng Fu, Xiao-Hu Yang, Jing Liu. Numerical investigation on integrated thermal management via liquid convection and phase

- change in packed bed of spherical low melting point metal macrocapsules [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 2020: 119366.
- [13] Zhi-Ping Yuan, **Xu-Dong Zhang**, Huimin Hou, Zhifeng Hu, Xiaomin Wu, Jing Liu, Liquid metal slingshot [J]. Physical Review Fluids, 2020, 5(11): 111601.
- [14] Jun-Heng Fu, **Xu-Dong Zhang**, Sen Chen, Tian-Ying Liu, Jing Liu, Controllable manipulating droplets on the magnetic liquid metal elastomer film [C]. The 7th International Conference on Smart Materials and Nanotechnology in Engineering, 2019, Harbin, China.
- [15] Lei Wang, **Xu-Dong Zhang**, Jing Liu, Yi-Xin Zhou, Heat dissipation system based on electromagnetic driven rotational flow of liquid metal coolant [J]. Journal of Thermal Science and Engineering Applications, 2021, 1-14.
- [16] Ren-Chang Zhang, Zi Ye, Meng Gao, Chang Gao, **Xu-Dong Zhang**, Lei, Li, Lin Gui, Liquid metal electrode-enabled flexible microdroplet sensor [J]. Lab on a Chip, 2019, 20: 496-504.
- [17] Sen Chen, Tian Ying Liu, Jun Heng Fu, **Xu Dong Zhang**, Jing Liu, Iron Ions Induced Heartbeat Effect of Liquid Metal Droplets [C]. The 7th International Conference on Smart Materials and Nanotechnology in Engineering, 2019, Harbin, China.

申请或已获得的专利:

- [1] 张旭东, 刘静, 一种相变复合热防护层, CN201810259412.5, 发明专利. (授权)
- [2] 张旭东, 邓中山, 盛磊, 刘静, 一种复合相变蓄热材料、微胶囊及其制备方法, CN201611152608.1, 发明专利. (授权)
- [3] 张旭东, 邓中山, 刘静等, 一种制氢系统及其方法, CN201710515200.4, 发明专利. (申请中)
- [4] 张旭东, 刘静, 王倩, 高建业, 一种金属相变控温的 X 射线球管, CN201911031590.3, 发明专利. (申请中)
- [5] 张旭东, 邓中山, 刘静, 一种制氢系统, CN201720773062.5, 实用新型. (授权)
- [6] 张旭东, 邓中山, 盛磊, 刘静, 槽式太阳能热发电系统, CN201620908992.2, 实用新型. (授权)
- [7] 高建业, 张旭东, 刘静, 一种无人机搭载激光器的冷却装置, CN201821207, 实用新型. (授权)
- [8] 王磊, 周一欣, 刘静, 张旭东, 双流体散热装置, CN201911045079.9. (授权)