DOI: 10.3901/JME.2019.10.198

液冷通道分布优化设计的仿真和试验研究*

李昊 丁晓红 景大雷

(上海理工大学机械工程学院 上海 200093)

摘要: 以换热量最大为目标进行液冷通道分布优化设计, 构建拓扑优化设计数学模型, 采用霍尔姆兹偏微分方程形式的密度过滤避免拓扑形态出现棋盘格现象; 同时, 采用双曲正切投影方法以得到清晰的流体通道拓扑形态。对不同进出口布置的典型算例进行优化设计, 设计结果与传统直通道比较, 通过有限元数值模拟, 以最高温度为评价指标, 对比各进出口布置的拓扑优化通道与传统直通道的散热性能。仿真结果表明, 拓扑优化通道比直通道的最高温度低, 且采用垂直对角出入口布置散热性能最佳。进一步制作液冷板, 通过试验验证了设计方法的有效性及其数值模拟的准确性。

关键词: 拓扑优化; 液冷通道; 换热最大; 数值模拟; 试验验证

中图分类号: TG156

Experimental and Numerical Investigation of Fluid Cooling Channel Layout Designed by Topology Optimization

LI Hao DING Xiaohong JING Dalei

(School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093)

Abstract: In order to achieve an optimal thermal performance of the liquid-cooled heat sink, the cooling channel layout designed by topology optimization is studied based on the heat exchange maximization problem. In the optimization stage, the Helmholtz filtering is employed to eliminate the numerical instability, and a hyperbolic tangent projection is used to obtain a clear configuration. Then three design cases with different inlet and outlet layouts are studied, and the conventional straight cooling channel is introduced as a reference case to compare the thermal performances with the optimized channel layouts. The results show that the topology optimized channel layout can provide a lower peak temperature compared with the straight channel layout, and the orthogonal diagonal inlet-outlet layout keeps the peak temperature to a minimum among three competitive inlet-outlet layout designs. Finally, the flow and thermal performances of the heat sinks are investigated experimentally. The experimental results show a good correspondence with the numerical results. Hence, the effectiveness of the proposed design method is validated.

Key words: topology optimization; liquid-cooled heat sink; heat exchange maximization; numerical modeling; experimental investigation

0 前言

高热流密度散热器广泛应用于电子芯片和航空航天等领域。散热通道的布置形态是决定散热器性能的重要因素之一, 为了得到散热性能良好的散热通道布置形态, 设计自由度大、灵活性高的拓扑优化技术已成为主要的设计手段。根据散热方式的分类, 散热通道分为传导散热和流固耦合传热等形式。在传导散热通道设计方面, 张晖等^[1]针对热源随结构形式变化的稳态结构热传导拓扑优化问题, 提出

了以温度方差为目标函数来评价设计域内温度分布均匀性的方法。乔赫廷等^[2]基于几何平均温度作为最高温度近似, 采用伴随法推导该函数的灵敏度分析列式, 并通过比较最高温度、最大温度梯度和温度方差等散热性能指标研究了基于几何平均温度的优化模型与两个传统优化模型在热传导拓扑优化设计中的差异及适用范围。杨东升等^[3]应用自然界生物分支网形态的自适应成长法对热导体一点问题进行求解, 以设计区域的最高温度最小为设计目标, 根据设计域内的温度梯度, 逐步将高导热材料填充到设计区域, 实现自适应成长。魏啸等^[4]提出了一种基于基结构的散热通道分布的自适应拓扑优化方法, 通过建立最优准则条件的迭代公式, 以散热弱

* 上海航天科技创新资助项目(SAST2017-038)。20181219 收到初稿, 20190304 收到修改稿

度最小为优化目标,对典型二维和三维设计问题进行散热通道分布设计。在对流固共轭传热散热通道方面,KOGA等^[5]将流体耗散和换热量加权作为目标函数,研究了不同权重因子对液冷通道形态的影响。MATSUMORI等^[6]通过定义积分方程,使流体进口功率恒定,并针对热载荷与结构相关、不相关两类优化问题,基于变密度法设计液冷通道形态。ZHAO等^[7]采用达西流动模型代替纳维斯托克斯流动方程,基于变密度法对湍流状态下的流热耦合问题进行研究。

然而,上述文献涉及的研究内容侧重于拓扑优化算法的理论研究,却很少探究优化后散热通道的性能,也没有进行加工制造和试验验证。本文从工程应用角度出发,采用变密度法,以换热量最大为目标函数,加入霍尔姆兹密度过滤和双曲正切投影,对不同进出口布置的典型算例进行优化设计;并以相同流体通道体积分数的传统直通道作为对比算例,以最高温度为评价指标,通过有限元数值模拟,对比各进出口布置的拓扑优化通道与传统直通道的散热性能;最后通过试验得到温度、流量随进出口压差变化曲线,验证设计方法的有效性。

1 液冷通道拓扑优化设计

1.1 流体拓扑优化问题

在流体拓扑优化问题中,设计域可假想为多孔介质材料,假定域内的流体阻力 F 与流速 $\mathbf{u}$ 成正比,可表达为 $F = -\alpha \mathbf{u}$,其中 α 为渗透率。将设计域离散为有限个单元,每个单元被赋予设计变量 γ , γ 可以为0~1的任意值。如图1所示,浅灰色区域代表固体, $\gamma=0$, $\alpha \rightarrow \infty$, $F \rightarrow \infty$;深色区域代表流体, $\gamma=1$, $\alpha \rightarrow 0$, $F \rightarrow 0$ 。

图1 换热最大优化问题设计模型(平行对角进出口)

1.2 控制方程

1.2.1 不可压缩层流流动

对于不可压缩层流流动,连续性方程和动量守恒方程的量纲一形式由量纲一速度 $\mathbf{u}^*$ 、量纲一压强

p^* 、雷诺数 Re 和量纲一梯度算子 ∇^* 给出。上述量纲一物理量的定义如下

$$\nabla^* = L \nabla \quad \mathbf{u}^* = \frac{\mathbf{u}}{U} \quad p^* = \frac{p}{\rho U^2} \quad Re = \frac{\rho U L}{\mu} \quad (1)$$

式中, U 和 L 分别为特征速度和特征长度, ρ 为密度, μ 为动力黏度。

对于不可压缩定常层流流动,连续性方程

$$\nabla^* \cdot \mathbf{u}^* = 0 \quad (2)$$

动量守恒方程

$$(\mathbf{u}^* \cdot \nabla^*) \mathbf{u}^* = \nabla^* \left[-p^* \mathbf{I} + \frac{1}{Re} \left(\nabla^* \mathbf{u}^* + (\nabla^* \mathbf{u}^*)^T \right) \right] + F^* \quad (3)$$

式中, F^* 为量纲一体积力,用来表征多孔介质流的阻力。根据达西定律,该体积力与速度 $\mathbf{u}$ 成正比,故 F^* 可表示为

$$F^* = -\alpha^* \mathbf{u}^* \quad (4)$$

式中, α^* 是量纲一渗透率, $\alpha^*(x)$ 通过以下惩罚函数进行插值

$$\alpha^*(x) = \alpha_{\max}^* \frac{q(1-\gamma)}{q+\gamma} \quad (5)$$

式中, q 为惩罚因子, $\alpha_{\max}^*$ 与达西数 Da 和雷诺数 Re 相关,关系如下^[8]

$$\alpha_{\max}^* = \left(1 + \frac{1}{Re} \right) \frac{1}{Da} \quad (6)$$

将式(4)~(6)代入式(3)可得

$$(\mathbf{u}^* \cdot \nabla^*) \mathbf{u}^* = \nabla^* \left[-p^* \mathbf{I} + \frac{1}{Re} \left(\nabla^* \mathbf{u}^* + (\nabla^* \mathbf{u}^*)^T \right) \right] - \frac{1}{Da} \left(1 + \frac{1}{Re} \right) \cdot \frac{q(1-\gamma)}{q+\gamma} \cdot \mathbf{u}^* \quad (7)$$

1.2.2 共轭传热

能量守恒的量纲一形式由量纲一温度 T^* 和普朗特数 Pr 给出,定义如下

$$T^* = \frac{T - T_w}{T_B - T_w} \quad Pr = \frac{\mu C_p}{k_f} \quad (8)$$

式中, T_B 和 T_w 分别为平均温度和壁面温度。 C_p 和 k_f 分别为比热容和流体的热导率。

能量守恒方程

$$\begin{cases} Re Pr (\mathbf{u}^* \cdot \nabla^*) T^* = \nabla^{*2} T^* & \text{流体域} \\ 0 = \nabla^{*2} T^* + Q^* & \text{固体域} \end{cases} \quad (9)$$

式中, Q^* 为量纲一生热率,与温度 T^* 相关,用牛顿冷却公式形式表达

$$Q^* = h^* (1 - T^*) \quad (10)$$

引入设计变量 γ , 并将式(10)代入式(9)可得

$$\gamma Re Pr (\mathbf{u}^* \cdot \nabla^*) T^* = \nabla^{*2} T^* + (1 - \gamma) h^* (1 - T^*) \quad (11)$$

本文惩罚因子 q 取 10^{-2} , 达西数 Da 取 10^{-4} , 普朗特数 Pr 取 6.78 (冷却工质为水, 常温常压)。雷诺数 Re 和 h^* 的值影响流道的拓扑形态, 流道分支随雷诺数 Re 的增大而更加细密^[9-10]。在相同热边界载荷作用下, 液冷板的温度随雷诺数 Re (流量) 的增大而降低。设计人员可根据实际工况, 选取雷诺数 Re , 采用本文方法设计出相应的流道。本文取 $Re = 200$ 和 $h^* = 100$ 作为算例, 阐述优化设计过程及数值模拟方法。

1.3 换热最大优化问题

1.3.1 设计模型

图 2 为换热最大优化问题的设计模型, 蓝色区域为设计域, 进出口平行, 布置于设计域对角处。流体通道体积分数上限为 $V_f = 0.5$, 单元采用三角形单元, 单元数量为 9 326 个。

图 2 换热最大问题优化设计模型(平行对角进出口)

1.3.2 优化数学模型

为了使液冷通道获得最佳冷却性能, 优化目标为换热量最大。但如果每一优化迭代步均提取该热交换量, 会大大降低优化效率, 故将目标函数设为设计域内的总生热量^[6, 9-10]。优化数学模型如下

$$\begin{aligned} & \underset{\gamma \in [0,1]}{\text{maximize}} \quad \Phi = \int_{\Omega} (1 - \gamma) h^* (1 - T^*) d\Omega \\ & \text{s.t.} \quad \int_{\Omega} \gamma d\Omega \leq V_f \cdot V_{\Omega} \\ & \quad \int_{\Gamma_{in}} p_{in}^* u^* d\Gamma = 1 \end{aligned} \quad (12)$$

式中, Ω 为设计域, V_{Ω} 为设计域的总体积, Φ 为优化目标, $\dot{V}_{in}$ 为进口的流量, Γ_{in} 为进口边界, V_f 为流体通道所占体积分数, 本文取 $V_f = 0.5$ 。

迭代过程中, 温度场和流场通过式(2)、(7)、(11)计算得到。

由于速度、压力、温度和目标函数无法用设计变量 γ 显式表达, 故采用伴随法求解灵敏度^[11],

优化算法采用基于梯度的序列二次规划法, 灵敏度求解和优化过程通过有限元软件 COMSOL Multiphysics 的优化模块实现。优化迭代终止条件为: $|\Phi_{k+1} - \Phi_k| < 1 \times 10^{-6}$, 其中 k 为迭代步数。

1.3.3 过滤和投影

为了避免拓扑形态出现棋盘格现象, 本文采用霍尔姆兹偏微分方程形式的密度过滤^[12], 表达式如下

$$-r^2 \nabla^2 \tilde{\gamma} + \tilde{\gamma} = \gamma \quad (13)$$

式中, r 为过滤半径, γ 为过滤前的设计变量, $\tilde{\gamma}$ 为过滤后的设计变量。本文过滤半径 r 等于单元大小。

上述密度过滤虽可提高求解时的数值稳定性, 但同时会导致大量灰度单元的产生, 为了解决灰度问题, 本文采用双曲正切投影, 以获得清晰的液冷通道拓扑形态^[13], 投影表达式如下

$$\hat{\gamma} = \frac{(\tanh(\beta(\tilde{\gamma} - \gamma_{\beta})) + \tanh(\beta\gamma_{\beta}))}{(\tanh(\beta(1 - \gamma_{\beta})) + \tanh(\beta\gamma_{\beta}))} \quad (14)$$

式中, $\hat{\gamma}$ 为投影后的设计变量, γ_{β} 为投影点, β 为斜率。本文取 $\gamma_{\beta} = 0.5$, $\beta = 8$ 。

1.3.4 设计结果

图 3 为目标函数值、体积分数随迭代步数变化曲线。优化在第 73 步时达到收敛条件并终止迭代。图 4 为液冷通道拓扑形态迭代历程, 其中内部区域代表流体, 外部区域代表固体。从图中可以看到, 第 9 迭代步后, 主要通道已经形成, 后续迭代步中, 细小通道逐步形成。最终形态类似植物根系分支结构, 入口处通道先分歧为若干根支流, 最后重新汇聚于出口处的主通道, 且通道形态关于进出口对角线呈近似对称分布。

图 3 目标函数值、体积分数随迭代步数变化曲线

1.3.5 不同进出口布置的流道设计

在实际工程应用中, 在满足安装要求的条件下, 可选择不同进出口布置, 本文根据上述优化设计方法, 针对三种典型进出口布置, 进行流道设计。

图 4 液冷通道拓扑形态迭代历程

设计模型如图 5 第一列所示, 进出口布置自上而下依次为: 平行对角、平行同侧和垂直对角进出口。图 5 第二列为各个进出口布置对应的拓扑优化通道形态。通过比较三种拓扑优化通道形态可以看出: 如图 5a、5c 所示的平行对角和垂直对角进出口布置, 两者通道形态有一定相似性: 入口处通道先分歧为若干根支流, 最后重新汇聚于出口处的主通道。但不同的是: 平行对角进出口的通道形态关于进出口对角线呈近似对称分布, 且中央区域的细小分支与出口处主通道近似垂直, 而垂直对角进出口的通道右上角处弯折角度较大, 且中央区域的细小分支与出口处主通道近似平行。这是由于中央区域的细小分支的方向与出口方向一致, 可有效降低

流阻。其次, 如图 5b 所示的平行同侧进出口布置, 通道在靠近进出口一侧比较密集, 且通道宽度较细, 在远离进出口一侧比较稀疏, 且通道宽度较粗。这是因为靠近进出口一侧通道距离短, 流阻小, 而远离进出口一侧的通道距离长, 流阻大, 为使流量分布更加均匀, 远离进出口一侧的通道需比靠近进出口一侧的通道宽度更大。另一方面, 为对比研究拓扑优化通道的散热性能, 本文以常见的传统直通道作为对比研究对象, 如图 5 第五列所示。所有设计算例的通道体积分数均为 $V_f=0.5$, 且进出口宽度、设计域相同。最后提取通道轮廓, 设计得到如图 5 第三、第四列所示的不同进出口布置的液冷板。

图 5 典型进出口布置拓扑优化算例及对比研究算例

2 液冷通道散热性能仿真分析

2.1 有限元仿真模型

为对比研究各液冷通道的散热性能, 本文使用

COMSOL Multiphysics 进行流体传热的数值仿真分析。为降低计算成本, 模型满足以下假设: ① 流体为不可压缩层流; ② 流固边界为无滑移边界; ③ 忽略重力作用。控制方程如下。

连续性方程

$$\rho \nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (15)$$

动量守恒方程

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = \nabla \left[-p\mathbf{I} + \mu(\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) \right] \quad (16)$$

能量守恒方程

$$\begin{cases} \rho c_p (\mathbf{u} \cdot \nabla) T = \nabla \cdot (k_f \nabla T) & \text{流体域} \\ 0 = \nabla \cdot (k_s \nabla T) & \text{固体域} \end{cases} \quad (17)$$

液冷板三维尺寸及仿真模型的边界条件如图 6 所示, 仿真边界条件可归纳为: ① 入口速度 $u_{in}=0.02$ m/s ($Re=200$); ② 出口压力 $p_{out}=0$ Pa; ③ 液冷板底面受到均布热载荷 $q''=10$ kW/m²; ④ 入口水温度为 20 °C; ⑤ 其余各边界为绝热边界条件。

冷却工质为去离子水, 液冷板材料为铝合金 6061, 两者的热物理属性均与温度 T 相关, 函数关系如表 1 所示^[14]。

为避免因网格质量引起的仿真结果误差, 首先进行网格敏感性分析^[15]。当四面体单元数量不断增加, 并最终满足以下条件时, 无需进一步加密网格 $\left| (p_{in}^m - p_{in}^{m+1}) / p_{in}^m \right| \leq 1 \times 10^{-3}$ $\left| (T_{peak}^m - T_{peak}^{m+1}) / T_{peak}^m \right| \leq 1 \times 10^{-3}$, 其中 m 为网格敏感性分析指数。平行对角进出口的直通道液冷板网格敏感性分析如表 2 所

示, 当单元数量达到 726 508 时, 进口压力、最高温度趋于不变。

图 6 液冷板三维尺寸及有限元仿真边界条件

表 1 去离子水、铝 6061 热物理属性随温度变化的函数关系

	去离子水	铝 6061
$\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	998.2	$2\,736 - 9.41 \times 10^{-3}T + 6.04 \times 10^{-4}T^2 - 8.99 \times 10^{-7}T^3 - 5.41 \times 10^{-10}T^4$
$k/[\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})]$	$-0.869 + 0.008\,95T - 1.58 \times 10^{-5}T^2 + 7.98 \times 10^{-9}T^3$	$30.7 - 0.875T - 2.14 \times 10^{-3}T^2 + 2.05 \times 10^{-6}T^3$
$C_p/[\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$	$1.20 \times 10^4 - 80.4T + 0.310T^2 - 5.38 \times 10^{-4}T^3 + 3.63 \times 10^{-7}T^4$	$-265 + 9.29T - 1.21 \times 10^{-2}T^2 - 6.74 \times 10^{-5}T^3 + 1.65 \times 10^{-7}T^4$
$\mu/[\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})]$	$1.38 - 0.021\,2T + 1.36 \times 10^{-4}T^2 - 4.65 \times 10^{-7}T^3 + 8.90 \times 10^{-10}T^4$	—

表 2 平行对角进出口直通道液冷板网格敏感性分析

四面体单元数量	p_{in}/Pa	$\left (p_{in}^m - p_{in}^{m+1}) / p_{in}^m \right $	$T_{peak}/^\circ\text{C}$	$\left (T_{peak}^m - T_{peak}^{m+1}) / T_{peak}^m \right $
435 022	2.466 5	—	42.632	—
511 467	2.478 5	4.8×10^{-3}	42.583	1.1×10^{-3}
726 508	2.480 4	7.7×10^{-4}	42.540	1.0×10^{-3}

2.2 仿真结果分析

根据上述仿真方法, 可以得到如图 7 所示的不同通道形态、不同进出口布置的液冷板剖面温度场分布, 以及如图 8 所示的各液冷板剖面最大温度柱状图。由图 7、8 可以看出如下。

(1) 无论何种进出口布置, 拓扑优化通道的最高温度 T_{peak} 均低于直通道。从图 7 温度场分布可以看出, 对于直通道, 外围四根通道中的流体温度较低, 而中间平行排布的四根通道中的流体温度较高; 对于拓扑优化通道, 温度场分布更均匀。这是因为相较直通道, 拓扑优化通道中流体流量分配更均匀, 流热边界换热效率更高, 流体带走热量速度更快。

从图 8 可以看出, 平行对角进出口、平行同侧进出口和垂直对角进出口的拓扑优化通道最高温度较直通道分别降低了 11.8%、10.1%和 10.0%。

(2) 无论是拓扑优化通道还是直通道, 平行同侧进出口的最高温度 T_{peak} 最大, 平行对角进出口次之, 垂直对角进出口最小; 对于平行同侧进出口布置, 高温区域出现在远离进出口一侧, 这是由于该侧通道距离更长, 且通道内流速较低, 单位时间内带走热量的能力弱于另一侧; 对于平行对角和垂直对角进出口布置, 温度从进口至出口逐渐上升, 这是由于流体流量分配更加均匀。通过比较两者最高温度 T_{peak} 可以看出, 垂直对角进出口 T_{peak} 更低, 这

是由于中央区域通道的和出口处主通道方向近似平行,弯折更少,所以流阻更低,压差更小。

图7 拓扑优化通道(左)、直通通道(右)液冷板剖面温度场分布

图8 不同进出口布置的拓扑优化通道、直通通道液冷板剖面最高温度

综上所述,通过拓扑优化方法,可以获得比直通通道更好的散热性能,且垂直对角进出口的最高温度低于平行对角和平行同侧进出口。

3 试验验证

3.1 液冷板制备

液冷板试样由两块铝合金板粘合而成,铝合金牌号为6061,先用数控机床分别在两块铝合金板表面加工液冷通道,具体形态如图9a、9b所示。然后用耐高温环氧树脂将两者粘合,如图9c所示。最后将试样置于通风处24 h(图9c),使环氧树脂达到最

高粘合强度,以保证其耐高温性、密封性。

图9 平行对角进出口的试验试样

3.2 试验系统及方案

3.2.1 液冷循环试验系统

液冷循环试验系统由液冷驱动源、传感器、数据采集器、红外热像仪和加热器组成。试验原理图及实物图分别如图10a、10c所示。其中,液冷驱动源为S&A CW5300工业水冷机,其温控精度为 ± 0.1 °C,最大输出流量为16 L/min,通过球阀、针阀实现流量调节。传感器包括Omega flv-4605A质量流量计(量程0.04~2.00 L/min,精度 $\pm 0.2\%$)、Meacon MIK-P3051压差传感器(量程0~3 kPa,精度 $\pm 0.075\%$)和PT100温度传感器,分别监测管路中的流量、液冷板两端的压差和液冷板进出口处的水温。传感器输出的0~20 mA信号由Meacon MIK-6000C无纸记录仪读取并存储。红外热像仪采用Fluke Ti55,用于拍摄液冷板上表面温度场分布情况。加热器内嵌不锈钢加热管,如图10b所示,通过调压器控制生热率。

3.2.2 试验方案

本文分别以平行对角进出口的直通通道和拓扑优化通道为研究对象,通过调压器控制生热率恒定在 $q''=5$ W/cm²,通过针阀调节液冷板两端的压差,分别记录压差为50 Pa、100 Pa、150 Pa、200 Pa和250 Pa时,液冷板表面的温度场分布情况及管路中的流

量。试验中,为保证流体传热达到稳态,记录数据时需满足以下条件:①压差计、流量计读数浮动分别不超过 $\pm 5 \text{ Pa}$ 和 $\pm 5 \times 10^{-3} \text{ L/min}$;②红外热像仪捕捉到的液冷板上表面最大温度浮动不超过 $\pm 0.15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

3.3 试验结果验证及仿真对比分析

根据前述试验方案及仿真方法,可以得到如图 11 所示的液冷板上表面温度场云图、如图 12a 所示的流量随压差变化曲线以及如图 12b 所示的液冷板上表面最高温度随压差变化曲线。

(1) 从图 11 试验仿真结果可以看出,两者温度场分布趋势吻合较好。其次,拓扑优化通道的最高温度出现在进口一侧的角落,而直通道的最高温度出现在中央区域;无论是拓扑优化通道还是直通道,最高温度均出现在流速较低一侧;当压差 $\Delta p=200 \text{ Pa}$ 时,拓扑优化通道最高温度比直通道的低 25.6%。

(2) 从图 12 可以看出,仿真所得的流量-压差曲线和最高温度-压差曲线和试验所得的采样点数据吻合较好,流量、最高温度的最大误差分别为 4.62%和 3.87%,进一步验证了仿真模型的准确性。

(3) 从图 12a 可以看出,流量随压差的增大而增大。在相同压差条件下,拓扑优化通道的流量高于直通道,这是因为拓扑优化得到的通道呈分支形态,可获得比直通道更小的流阻。

(4) 从图 12b 可以看出,液冷板上表面最高温度随压差的增加而减小,且减小的趋势逐步放缓,这是因为随着压差的增大,对流换热相比固体热传对整体散热性能的影响逐步变大;其次,拓扑优化通道的 T_{peak} 比直通道低。

图 10 试验系统图

图 11 平行对角进出口拓扑优化、直通道液冷板上表面试验、仿真温度场分布云图(压差 $\Delta p=200 \text{ Pa}$)

综上所述,通过试验研究,验证了有限元仿真模型的准确性,并进一步说明了拓扑优化设计方法的有效性。

4 结论

(1) 将拓扑优化方法应用到液冷板通道设计中,以换热量最大为目标构建拓扑优化设计模型,对不同进出口布置的典型算例进行优化设计。加入霍尔姆兹密度过滤,保证了求解时的数值稳定性;采用

双曲正切投影,得到了清晰的流体通道拓扑形态。

(2) 将相同流体通道体积分数的传统直通道作为对比,通过有限元数值模拟,以最高温度为评价指标,对比各进出口布置的拓扑优化通道与传统直通道的散热性能。通过网格敏感性分析,保证了仿真的精确性。仿真结果表明,拓扑优化通道比直通道的最高温度低,且采用垂直对角出入口布置散热性能最佳。

(3) 仿真与试验结果表明,有限元仿真模型准确,最大误差不超过 5%,进一步验证了拓扑优化设计方法的有效性。

图12 试验仿真曲线

参 考 文 献

- [1] 张晖, 刘书田, 张雄. 拓扑相关热载荷作用下稳态热传导结构拓扑优化[J]. 中国机械工程, 2009, 20(11): 1339-1343.
ZHANG Hui, LIU Shutian, ZHANG Xiong. Topology Optimization of steady-state heat conduction problems with design-dependent heat loads[J]. China Mechanical Engineering, 2009, 20(11): 1339-1343.
- [2] 乔赫廷, 张永存, 刘书田. 散热结构拓扑优化目标函数的讨论[J]. 中国机械工程, 2011, 22(9): 1112-1117.
QIAO Heting, ZHANG Yongcun, LIU Shutian. Discussion of objective functions in heat conduction topology optimization[J]. China Mechanical Engineering, 2011, 22(9): 1112-1117.
- [3] 杨东升, 丁晓红, 季学荣, 等. 基于自适应成长法的散热通道构建技术[J]. 中国机械工程, 2012, 23(12): 1404-1407.
YANG Dongsheng, DING Xiaohong, JI Xuerong, et al. Construction technology of cooling channel based on adaptive growth method[J]. China Mechanical Engineering, 2012, 23(12): 1404-1407.
- [4] 魏啸, 丁晓红. 传热结构自适应拓扑优化准则法研究[J]. 机械工程学报, 2017, 53(20): 153-160.
WEI Xiao, DING Xiaohong. Adaptive topology optimization of heat transfer structure by optimality criteria[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(20): 153-160.
- [5] KOGA A A, LOPES E C C, NOVA H F V, et al. Development of heat sink device by using topology optimization[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2013, 64(3): 759-772.
- [6] MATSUMORI T, KONDOH T, KAWAMOTO A, et al. Topology optimization for fluid-thermal interaction problems under constant input power[J]. Structural & Multidisciplinary Optimization, 2013, 47(4): 571-581.
- [7] ZHAO X, ZHOU M, SIGMUND O, et al. A "poor man's approach" to topology optimization of cooling channels based on a Darcy flow model[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 116: 1108-1123.
- [8] KONDOH T, MATSUMORI T, KAWAMOTO A. Drag minimization and lift maximization in laminar flows via topology optimization employing simple objective function expressions based on body force integration[J]. Structural & Multidisciplinary Optimization, 2011, 45(5): 693-701.
- [9] YAJI K, YAMADA T, KUBO S, et al. A topology optimization method for a coupled thermal-fluid problem using level set boundary expressions[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2015, 81: 878-888.
- [10] SATO Y, YAJI K, IZUI K, et al. An optimum design method for a thermal-fluid device incorporating multiobjective topology optimization with an adaptive weighting scheme[J]. Journal of Mechanical Design, 2018, 140(3): 031402.
- [11] OLESEN L H, OKKELS F, BRUUS H. A high-level programming-language implementation of topology optimization applied to steady-state Navier-Stokes flow[J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 2006, 65(7): 975-1001.
- [12] LAZAROV B S, SIGMUND O. Filters in topology optimization based on Helmholtz-type differential equations[J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 2010, 86(6): 765-781.
- [13] WANG F, LAZAROV B S, SIGMUND O. On projection methods, convergence and robust formulations in

- topology optimization[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2011, 43(6): 767-784.
- [14] COMSOL Inc. COMSOL Multiphysics 5.3a[EB/OL]. (2017-07-06). <http://www.comsol.com/release/5.3>.
- [15] YENIGUN O, CETKIN E. Experimental and numerical investigation of constructal vascular channels for self-cooling: Parallel channels, tree-shaped and hybrid designs[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, 103: 1155-1165.
-
- 作者简介:** 李昊, 男, 1994 年出生。主要研究方向为高热流密度散热元件和结构优化。
E-mail: lihao71862b@sina.com
- 丁晓红(通信作者), 女, 1965 年出生, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为机械系统 CAE 和结构优化设计。
E-mail: dingxhsh021@126.com