材料、结构及工艺

DOI：10.16818/j.issn1001－5868.2021102503

射流通道内双侧方柱离散热源的构形设计

饶　凯[1]，谢志辉[1*]，南　刚[1]，林道光[1,2]，陆卓群[1,2]，戈延林[3,4]

（1. 海军工程大学 动力工程学院，武汉 430033；2. 湖南人文科技学院 能源与机电工程学院，湖南 娄底 417000；
3. 武汉工程大学 热科学与动力工程研究所，武汉 430205；4. 武汉工程大学 机电工程学院，武汉 430205）

摘　要： 基于构形理论，建立二维射流通道内导热基座上双侧方柱离散热源的散热模型，以离散热源的总纵截面面积和热源高度一定为约束条件，以系统最高温度最小化、温度均匀性因子最小化和温度梯度均匀性因子最小化为目标，以各热源之间的长度比为优化变量，考虑射流速度和热源间距对散热的影响。当热源间距和射流速度给定时，通过改变热源之间的长度比可使系统最高温度、温度均匀性因子和温度梯度均匀性因子不同程度地降低。当热源间距和热源之间的长度比给定时，随着射流速度的增大，系统最高温度、温度均匀性因子和温度梯度均匀性因子亦均不同程度地降低。

关键词： 构形理论；电子器件冷却；热设计；流固耦合；广义热力学优化

中图分类号： TK123　**文章编号：** 1001－5868(2022)01－0143－09

Constructal Design of Double-sided Square Column Discrete Heat Sources in A Jet Channel

RAO Kai[1], XIE Zhihui[1], NAN Gang[1], LIN Daoguang[1,2], LU Zhuoqun[1,2], GE Yanlin[3,4]

(1. College of Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, CHN;
2. School of Energy, Mechanical & Electronic Engineering, Hunan University of Humanities, Science and Technology, Loudi 417000, CHN; 3. Institute of Thermal Science and Power Engineering, Wuhan Institute of Technology, Wuhan 430205, CHN;
4. School of Mechanical & Electrical Engineering, Wuhan Institute of Technology, Wuhan 430205, CHN)

Abstract: Based on constructal theory, a heat dissipation model of two-dimensional double-sided square column discrete heat sources on a heat conduction base in a jet channel is established. The total longitudinal section area and the height of the discrete heat sources are set as the constraints, the optimization objectives are as follows: minimizing the maximum temperature, the temperature uniformity factor and the temperature gradient uniformity factor of the system, and the length ratio between each heat source is set as the optimization variable, then the effects of the jet speed and the heat source spacing on heat dissipation are analyzed. When the heat source spacing and jet speed are given, the maximum temperature, the temperature uniformity factor and the temperature gradient uniformity factor of the system can be reduced by changing the length ratio between the heat sources. When the heat source spacing and the length ratio between heat sources are given, with the increase of the jet velocity, the maximum temperature, the temperature uniformity factor and the temperature gradient uniformity factor of the system all decrease at different degrees.

Key words: constructal theory; electronics cooling; thermal design; fluid-solid coupling; generalized thermodynamic optimization

收稿日期：2021－10－25.

基金项目：国家自然科学基金项目(51979278,51579244).

* **通信作者：**谢志辉　**E-mail:** zhihui-xie@163.com

0 引言

芯片技术开启了以互联网为代表的工业革命3.0时代。近年来，半导体微电子技术的迅猛发展导致高性能芯片的功率密度成倍增加，电子元器件的热管理技术面临严峻的挑战。总结传统和新兴冷却技术的研究与进展，可以发现基于通道射流的强制对流和相变冷却是具有光明前景的电子器件散热技术，能够获得非常高的散热率[1-6]。Rundstroem等[7]研究了冲击射流的雷诺数、横流的雷诺数以及顶板与底板之间的距离对流场的影响。Meghdir等[8]研究了电子元器件在气流通道中受到冲击射流时，电子元器件的几何形状对冷却效率的影响。此类散热解决方案不会直接增加电子器件的重量、体积和成本，但是却能显著提升装备的可靠性。

广义热力学优化是在热力学优化的基础上发展起来的理论，对于如何设计出合理的结构和过程从而获取最佳目标值也应是其研究重点之一，这也是构形理论研究的主要内容[9]。Bejan[10]研究了街道网络等各种自然结构形成的普遍物理机制，发现了构形定律，提出了构形理论。陈林根[11]将构形定律简要概述为：事物结构源于性能达到最优。构形理论的提出为热设计优化开辟了新的途径[12-20]。Ahmadian等[21]建立了六种散热器模型，并以散热器的面积为约束条件，以各散热器的长高比和半径比为优化变量，以最大限度降低系统的峰值温度为优化目标，对六种散热器结构进行了构形优化。研究表明，每种散热器都存在一个具有最佳散热性能的最优布置。Olakoyejo等[22]以微冷却通道体积为约束条件，以通道进出口面积比为优化变量，以最大限度地降低系统热阻和摩擦系数为优化目标，对三维圆柱微冷却通道进行了构形优化。Joucaviel等[23]在自然对流条件下，以气缸之间的间距和旋转角速度为优化变量，以气缸阵列占用面积一定为约束条件，以最大限度地提高组件的传热密度为优化目标，对二维通道中的旋转柱体热源进行了构形优化。Tye-Gingras等[24]在强迫对流条件下，以热源强度的相位变化和热源横向位置为优化变量，以系统功率一定为约束条件，以系统最高温度最小为优化目标，使用遗传算法对二维通道中顶部和底部分布的离散热源进行了构形优化。Sarper等[25]以热源间的产热比为优化变量，以热源长度、间距和修正格拉晓夫数为约束条件，以系统最高温度最小化为优化目标，对通道中的离散热源进行了构形优化。

上述研究的热源均采用单入单出横向对流冷却的方式，本文采用单入双出射流冷却的方式，建立了二维射流通道内双侧方柱离散热源的散热模型，结合构形理论，研究射流速度、热源大小和位置分布对系统最高温度、温度均匀性因子和温度梯度均匀性因子的影响，可为电子器件的热设计提供理论指导。

1 数理模型和求解方法

1.1 几何模型

图1给出了射流通道内双侧方柱离散热源的几何模型图。

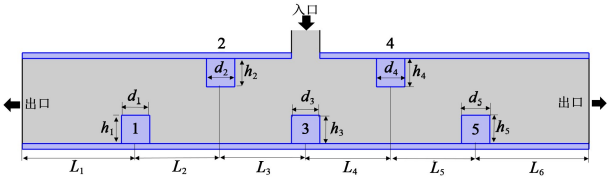


图1 热源几何模型图

热源处于水平的矩形通道中，通道高度为15 mm，长度为100 mm，导热基座厚度为1 mm。通道上方有一矩形射流入口，其口径为5 mm，射流速度为$\boldsymbol{U}_j$。上下导热基座中轴线分别布置有5个离散热源，其中热源长度为5 mm，高度为5 mm，热源中点之间的距离从左至右依次为L_1～L_6，且

$$L=L_1+L_2+L_3+L_4+L_5+L_6=\text{const} \tag{1}$$

设$d_1=d_5$，$d_2=d_4$，$h_1=h_2=h_3=h_4=h_5$，$L_1=L_6$，$L_2=L_3=L_4=L_5$，有热源长度比β为

$$\beta=\frac{d_2}{d_1}=\frac{d_3}{d_2} \tag{2}$$

热源之间的间距与通道总长度的比值，记为热源间距占比γ，为

$$\gamma=\frac{L_2}{L} \tag{3}$$

构形设计的几何约束为离散热源的纵截面面积A和热源高度h_1一定，即

$$A=d_1h_1+d_2h_2+d_3h_3+d_4h_4+d_5h_5=\text{const} \tag{4}$$

将式(2)代入式(4)，可得到

$$A=d_1h_1(2+2\beta+\beta^2)=\text{const} \tag{5}$$

本文以离散热源的总纵截面面积A和热源高度h_1一定为约束条件，以热源间的长度比β为优化变量，对二维射流通道内双侧方柱离散热源进行构形优化。

1.2　传热模型

离散热源为均匀产热，各离散热源的热源强度 $q'''=1\times10^{6}\ \mathrm{W\cdot m^{-3}}$。导热基座由硅构成(定压比热容 C_p 为 $700\ \mathrm{J\cdot kg^{-1}\cdot K^{-1}}$，密度 ρ 为 $2\,329\ \mathrm{kg\cdot m^{-3}}$，热导率 λ_b 为 $130\ \mathrm{W\cdot m^{-1}\cdot K^{-1}}$)，热源为铜制发热器件($C_p$ 为 $385\ \mathrm{J\cdot kg^{-1}\cdot K^{-1}}$，$\rho$ 为 $8\,960\ \mathrm{kg\cdot m^{-3}}$，$\lambda_s$ 为 $400\ \mathrm{W\cdot m^{-1}\cdot K^{-1}}$)。射流通道内的冷却流体为空气，流体流动为可压缩稳态湍流流动(雷诺数 $Re=2\,889\sim8\,668$)，通道内固体与流体接触面均为无滑移边界条件，通道外部为绝热边界条件，射流入口速度 $\boldsymbol{U}_j$ 垂直于入口端面，该处环境温度设为 293.15 K，通道两出口端面设为一个标准大气压的压力边界条件。

流体流动的连续性方程、动量方程、能量方程、湍动能方程、湍流耗散率方程和湍流粘度方程分别为[26]

$$\nabla\cdot(\rho\boldsymbol{U})=0 \tag{6}$$

$$\rho(\boldsymbol{U}\cdot\nabla)\boldsymbol{U}=\nabla\cdot\left[-p\boldsymbol{I}+(\mu+\mu_T)(\nabla\boldsymbol{U}+(\nabla\boldsymbol{U})^T)-\frac{2}{3}(\mu+\mu_T)(\nabla\cdot\boldsymbol{U})\boldsymbol{I}-\frac{2}{3}\rho k\boldsymbol{I}\right]+\boldsymbol{F} \tag{7}$$

$$\rho c_p\boldsymbol{U}\cdot\nabla T+\nabla\cdot q=Q \tag{8}$$

$$\rho(\boldsymbol{U}\cdot\nabla)k=\nabla\cdot\left[\left(\mu+\frac{\mu_T}{\sigma_k}\right)\nabla k\right]+P_k-\rho\varepsilon \tag{9}$$

$$\rho(\boldsymbol{U}\cdot\nabla)\varepsilon=\nabla\cdot\left[\left(\mu+\frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon}\right)\nabla\varepsilon\right]+C_{\varepsilon1}\frac{\varepsilon}{k}P_k-C_{\varepsilon2}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \tag{10}$$

$$\mu_T=\rho C_\mu\frac{k^2}{\varepsilon} \tag{11}$$

$$P_k=\mu_T\left[\nabla\boldsymbol{U}:(\nabla\boldsymbol{U}+(\nabla\boldsymbol{U})^T)-\frac{2}{3}(\nabla\cdot\boldsymbol{U})^2\right]-\frac{2}{3}\rho k\nabla\cdot\boldsymbol{U} \tag{12}$$

式(6)～(12)中，$\boldsymbol{I}$ 为单位矩阵，$\boldsymbol{F}$ 为体积力，μ 为分子黏性系数，μ_T 为湍流黏性系数，k 和 ε 分别为湍动能和湍流耗散率，Q 为包含黏性耗散和压力功在内的热源项，P_k 为湍动能的生成项。$C_{\varepsilon1}$，$C_{\varepsilon2}$，C_μ，σ_k，σ_ε 为经验常数，取值为[27]：$C_{\varepsilon1}=1.44$，$C_{\varepsilon2}=1.92$，$C_\mu=0.09$，$\sigma_k=1$，$\sigma_\varepsilon=1.3$。

固体基座稳态导热的能量方程为

$$\nabla^2T=0 \tag{13}$$

热源稳态导热的能量方程为

$$\nabla^2T+\frac{\boldsymbol{q}}{\lambda_s}=0 \tag{14}$$

温度均匀性因子 f_T[28] 和温度梯度均匀性因子 $f_{\nabla T}$[29] 的计算表达式分别为

$$f_T=\sqrt{\iiint(T-\overline{T}_s)^2\mathrm{d}x\,\mathrm{d}y\,\mathrm{d}z/V_s} \tag{15}$$

$$f_{\nabla T}=\sqrt{\iiint(|\nabla T|-\nabla\overline{T}_s)^2\mathrm{d}x\,\mathrm{d}y\,\mathrm{d}z/V_s} \tag{16}$$

式中，V_s 为固体区域的体积，$\overline{T}_s$ 为固体区域的平均温度，$\nabla\overline{T}_s$ 为固体区域的平均温度梯度，$\overline{T}_s$ 和 $\nabla\overline{T}_s$ 的计算表达式分别为

$$\overline{T}_s=\iiint T\mathrm{d}x\,\mathrm{d}y\,\mathrm{d}z/V_s \tag{17}$$

$$\nabla\overline{T}_s=\iiint|\nabla T|\mathrm{d}x\,\mathrm{d}y\,\mathrm{d}z/V_s \tag{18}$$

降低 f_T 的值，有利于固体表面和内部各点的温度更加均匀；降低 $f_{\nabla T}$ 的值，有利于固体表面和内部各处温度的变化更加均匀。

1.3　数值求解方法

基于有限元法，利用数值计算软件求解散热模型的控制方程。采用标准 k-ε 湍流模型，对计算区域进行网格剖分，对网格独立性进行测试。在离散热源的长度和高度都相等、热源间距占通道总长度比值 $\gamma=0.1$ 的情况下，利用物理场控制网格，单元大小按细化、较细化和超细化标准设置，得到单元数分别为 14 531，22 043 和 53 966 的 3 套网格，得出热源的最高温度分别为 358.81，360.88 和 362.22 K，相对误差分别为 0.58% 和 0.37%。在保证计算精度和效率的前提下，选择单元数为 22 043 的网格划分策略进行划分。连续性、动量和能量方程的收敛标准均为 1×10^{-6}。

2　结果与分析

2.1　最高温度最小化构形设计

图 2～4 给出了不同射流速度 $\boldsymbol{U}_j$ 下，热源间距占比 γ 分别为 0.10，0.15 和 0.20 时，热源长度比 β 与最高温度 T_{max} 的关系。

如图 2 所示，当 $\gamma=0.10$ 时，T_{max} 均随 β 的增大而减小，最后趋向于平稳。不同的是，当 $\boldsymbol{U}_j=1\ \mathrm{m/s}$ 时，T_{max} 的递减斜率较大，而当 $\boldsymbol{U}_j=2$ 和 3 m/s 时则相近。这表明，当射流速度较大时，β 对

系统散热性能的影响减弱，系统最高温度对热源间长度比变化的敏感度降低。当 $\boldsymbol{U}_j=4$ 和 5 m/s 时，T_{max} 的变化规律与 $\boldsymbol{U}_j=3$ m/s 时相似。

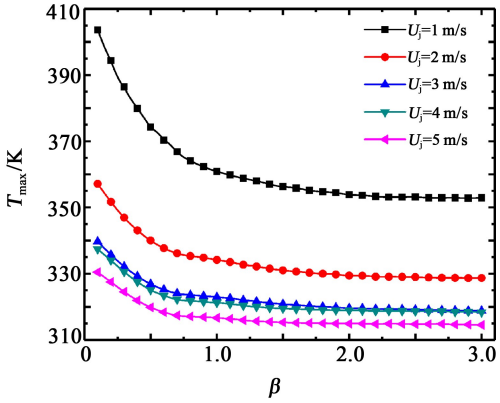


图 2 当 $\gamma=0.10$ 时，$\boldsymbol{U}_j$ 对 T_{max} 与 β 关系的影响

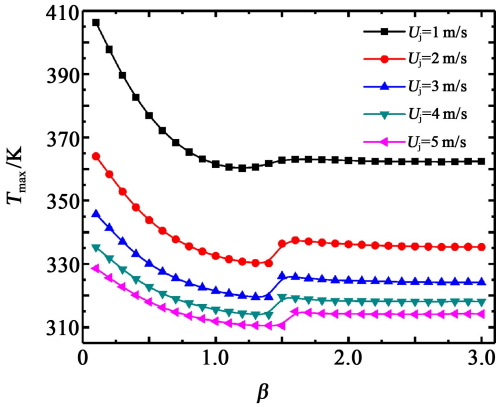


图 3 当 $\gamma=0.15$ 时，$\boldsymbol{U}_j$ 对 T_{max} 与 β 关系的影响

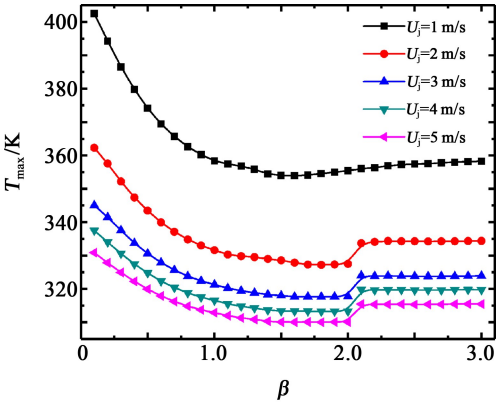
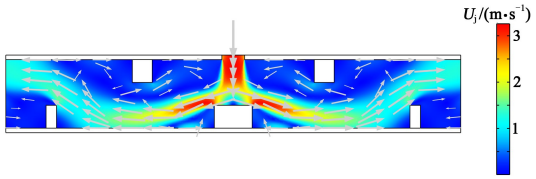


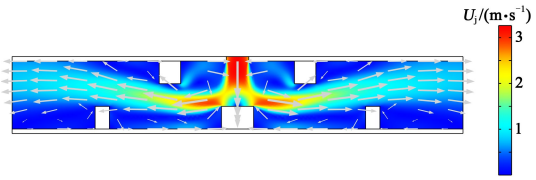
图 4 当 $\gamma=0.20$ 时，$\boldsymbol{U}_j$ 对 T_{max} 与 β 关系的影响

如图 3 所示，当 $\gamma=0.15$ 时，T_{max} 均随 β 的增大而先减小后增大，随后逐渐趋于平稳。不同的是，当 $\boldsymbol{U}_j=2$，3 和 4 m/s 时，T_{max} 在 $\beta=1.5$（$\boldsymbol{U}_j=5$ m/s 时，在 $\beta=1.6$）处陡然增大后逐渐趋于平稳，即存在最优的 β_{opt}，使得 T_{max} 取得最小值：$T_{max,min}$。这主要是因为当 β 增大到 1.5 时，中间热源的长度增大到 7.1 mm，相较于 $\beta=1.4$ 时，改变了射流的流动轨迹，如图 5(a)～(b)，导致通道下导热基座受射流冲击不充分，故使 T_{max} 陡然增大。而当 $\boldsymbol{U}_j=1$ m/s 时，射流冲击较小，仍有部分流体通过热源侧壁绕流至导热基座，如图 5(c)，因此对 T_{max} 影响较小。

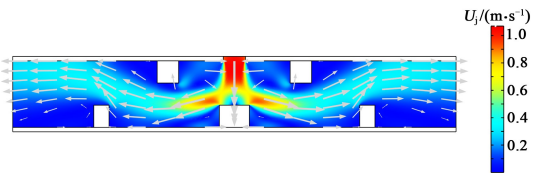
如图 4 所示，当 $\gamma=0.20$ 时，T_{max} 随 β 的变化趋势与 $\gamma=0.15$ 时相近。不同的是，β_{opt} 相比 $\gamma=0.15$ 时更大。这表明，当热源间距更大时，β 需要增大到 2.1 即中间热源长度增大到 8.8 mm 时，中间热源长度将改变射流流动轨迹（见图 6～7），导致下导热基座受流体冲击效果减弱，T_{max} 陡然增大。



(a) $\gamma=0.15$，$\beta=1.3$，$\boldsymbol{U}_j=3$ m/s



(b) $\gamma=0.15$，$\beta=1.5$，$\boldsymbol{U}_j=3$ m/s



(c) $\gamma=0.15$，$\beta=1.4$，$\boldsymbol{U}_j=1$ m/s

图 5 射流不同流动轨迹下，通道截面的速度分布云图

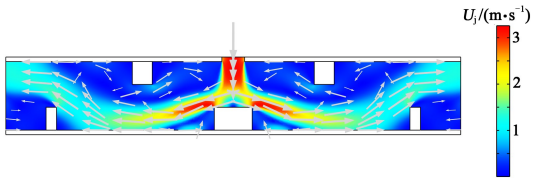


图 6 当 $\gamma=0.2$，$\beta_{opt}=1.9$，$\boldsymbol{U}_j=3$ m/s 时，通道截面的速度分布云图

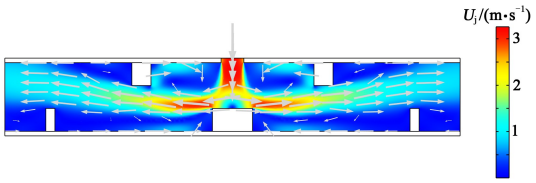


图 7 当 $\gamma=0.2$，$\beta=2.1$，$\boldsymbol{U}_j=3$ m/s 时，通道截面的速度分布云图

表 1 分别给出了在不同 $\boldsymbol{U}_j$ 条件下，最高温度最小值和对应的几何参数。结果表明，随着 $\boldsymbol{U}_j$ 和 γ 的增大，$T_{max,min}$ 逐渐降低，而 β_{opt} 随 $T_{max,min}$ 的降低呈

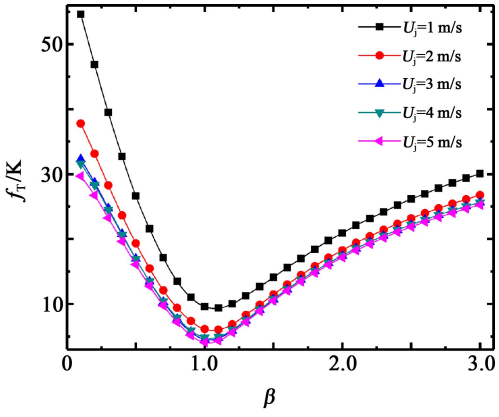
先减小后增大的趋势。

表 1　不同 U_j 时，$T_{max,min}$ 及对应的几何参数

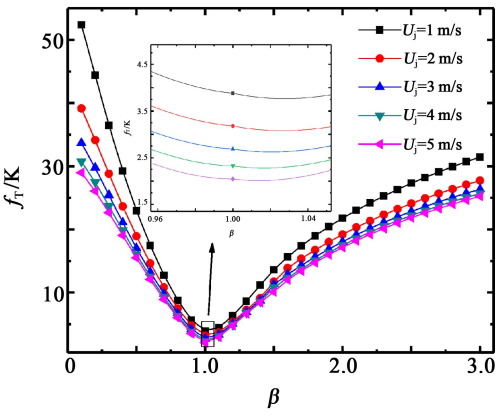
U_j/(m·s^{-1})	γ	β_{opt}	$T_{max,min}$/K
1	0.10	2.9	352.83
1	0.15	1.2	350.91
1	0.20	1.6	344.97
2	0.10	3.0	328.74
2	0.15	1.3	324.46
2	0.20	1.8	322.36
3	0.10	2.0	319.65
3	0.15	1.3	315.3
3	0.20	1.9	313.83
4	0.10	3.0	318.39
4	0.15	1.4	313.97
4	0.20	1.9	313.32
5	0.10	3.0	314.55
5	0.15	1.5	310.52
5	0.20	1.8	310.04

2.2　温度均匀性因子分析

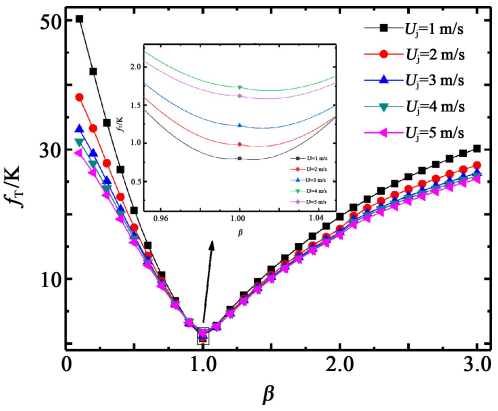
图 8 给出了不同射流速度 U_j 下，热源间距占比 γ=0.10，0.15 和 0.20 时，热源间长度比 β 与温度均匀性因子 f_T 的关系。



(a)　γ=0.10



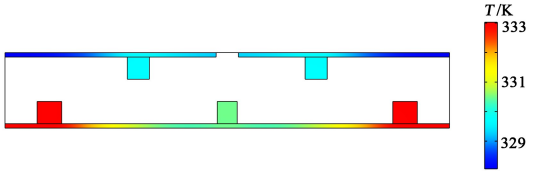
(b)　γ=0.15



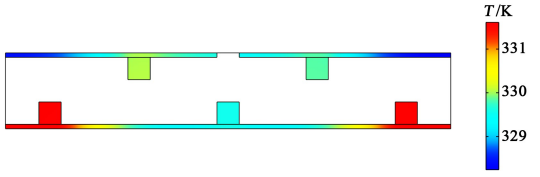
(c)　γ=0.20

图 8　不同热源间距占比 γ 下，U_j 对 f_T 与 β 关系的影响

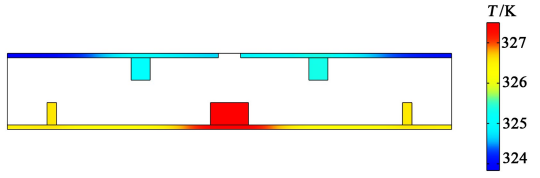
结果表明，当 β 接近最优值时，γ 对 f_T 的影响减弱。当 U_j 给定时，随着 β 的增大，f_T 先减小后增大，存在最优的 β_{opt}，使得 f_T 取得最小值 $f_{T,min}$。当 β 给定时，随着 U_j 的增大，f_T 逐渐减小，其原因主要在于射流速度的增大，流体与热源之间的换热更加充分，系统各处温度更加均匀。不同的是，随着 γ 的增加，$f_{T,min}$ 逐渐减小，且 β_{opt} 始终等于 1。这表明，虽然在通道各处的流体冷却能力不同，但是当各热源长度和高度相等时，各热源产热相同，温度相近(见图 9)，系统各处温度最均匀，并且 $f_{T,min}$ 趋于一致，流体冷却能力相比热源几何尺寸对温度均匀性的影响较弱。如图 8(c)所示，当 β 的值接近 1 时，随着 U_j 的增大，$f_{T,min}$ 增大，这与图 8(a)，(b)的趋



(a)　β=0.9



(b)　β=1



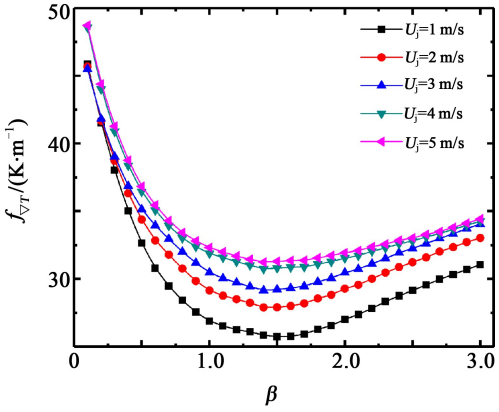
(c)　β=2

图 9　γ=0.20，U_j=2 m/s 时，不同 β 值时的温度云图

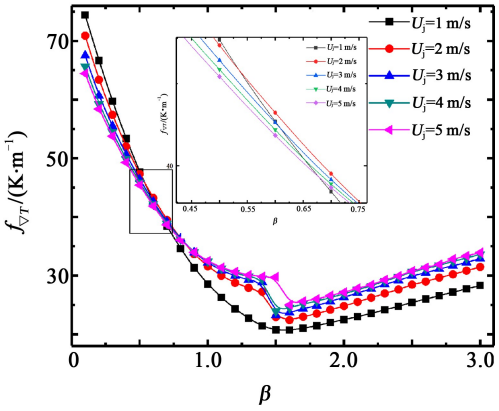
势相反。这主要是因为，热源间距增大，两侧热源较远，$\boldsymbol{U}_j$ 增大后，强化了对中间热源的冲击，两侧热源因距离更远导致受射流冲击不充分，温度不均匀性略有增加。

2.3 温度梯度均匀性因子分析

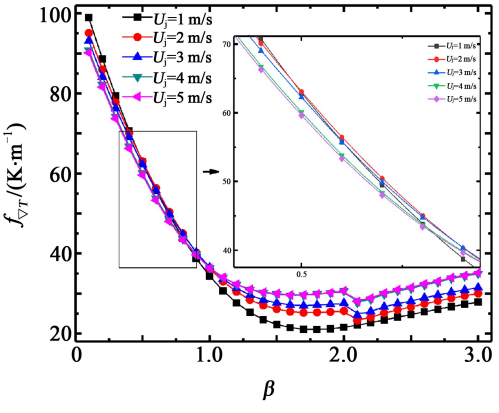
图 10 给出了不同射流速度 $\boldsymbol{U}_j$ 下，热源间距占比 $\gamma=0.10$，0.15 和 0.20 时，热源间长度比 β 与温度梯度均匀性因子 $f_{\nabla T}$ 的关系。



(a) $\gamma=0.10$



(b) $\gamma=0.15$

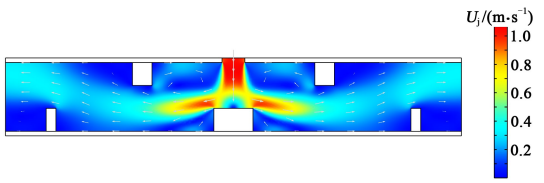


(c) $\gamma=0.20$

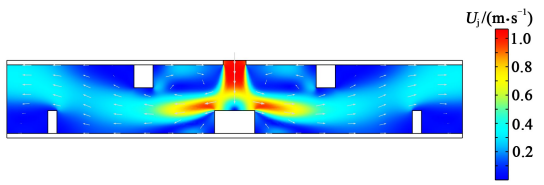
图 10 不同热源间距占比 γ 下，$\boldsymbol{U}_j$ 对 $f_{\nabla T}$ 与 β 关系的影响

结果表明，随着 β 的增大，$f_{\nabla T}$ 先减小后增大，存在最优的 β_{opt} 使得 $f_{\nabla T}$ 取得最小值：$f_{\nabla T,min}$。不同的是，当 $\gamma=0.15$ 和 0.20，且 $\boldsymbol{U}_j=2$，3，4 和 5 m/s 时，$f_{\nabla T}$ 分别在 $\beta=1.4$ 和 2.0 处陡然下降，这和热源长度比 β 与最高温度 T_{max} 的关系相近。这表明，中间热源长度的增大改变了射流流动轨迹，如图 5(a)，(b)所示，导致通道下导热基座受射流冲击不充分，$f_{\nabla T}$ 急剧变化，而射流速度较小时，射流流动轨迹受影响较小，如图 11(a)，(b)，$f_{\nabla T}$ 变化较平稳。并且，当 β 给定时，随着 $\boldsymbol{U}_j$ 的增大，$f_{\nabla T}$ 逐渐增大。这与 f_T 随 $\boldsymbol{U}_j$ 变化的趋势相反。这表明，由于射流速度的增大，流体与热源之间的换热更加充分，因此系统各处温度更均匀，而温度变化的程度减小。

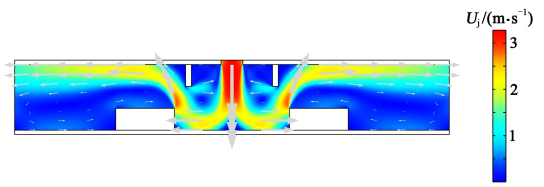
由图 10 可知，随着 γ 的增大，$f_{\nabla T}$ 曲线分别在 β 取值 0.1，0.5 和 0.5 附近处发生交叉。其原因是，当 $\gamma=0.1$，$\beta=0.1$ 时，中间热源半径相比两侧热源近乎接近于 0，导致射流垂直冲击轨迹几乎未改变，此时不同射流速度下的射流向两边平行冲击，如图 11(c)，温度梯度变化相似。类似地，图 11(d)，(e)分别给出了图 10(b)，(c)中交叉处对应的速度分布云图。



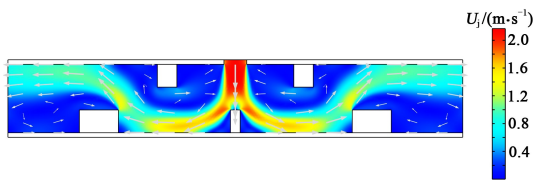
(a) $\gamma=0.20$，$\beta=2.0$，$\boldsymbol{U}_j=1$ m/s



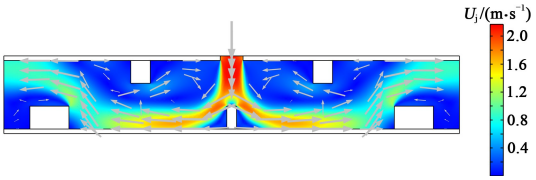
(b) $\gamma=0.20$，$\beta=2.1$，$\boldsymbol{U}_j=1$ m/s



(c) $\gamma=0.10$，$\beta=0.1$，$\boldsymbol{U}_j=2$ m/s



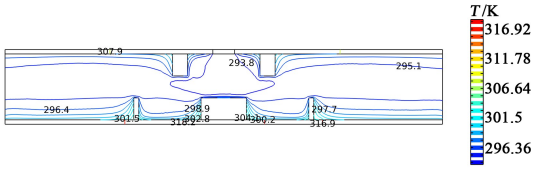
(d) $\gamma=0.15$，$\beta=0.5$，$\boldsymbol{U}_j=2$ m/s



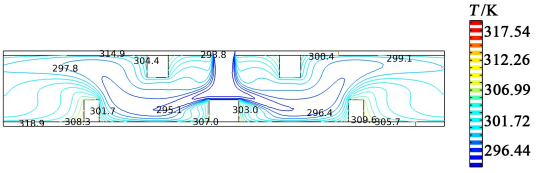
(e)　$\gamma=0.20$,$\beta=0.5$,$\boldsymbol{U}_j=2$ m/s

图 11　不同射流轨迹下,通道截面的速度分布云图

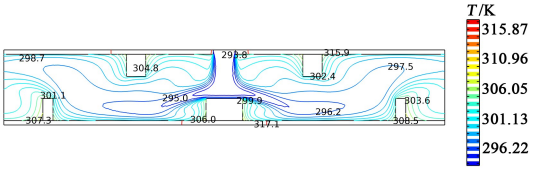
为了进一步探寻系统最高温度、温度均匀性因子和温度梯度均匀性因子变化规律的物理机制,图 12～13 给出了通道截面的温度等值线图和速度分布云图。



(a)　$\gamma=0.10$,$\beta_{opt}=3$,$\boldsymbol{U}_j=3$ m/s



(b)　$\gamma=0.15$,$\beta_{opt}=1.4$,$\boldsymbol{U}_j=3$ m/s

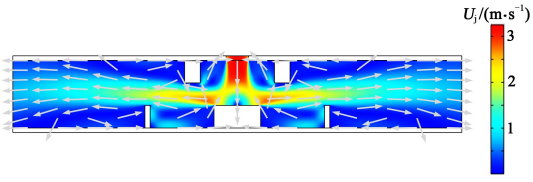


(c)　$\gamma=0.20$,$\beta_{opt}=1.9$,$\boldsymbol{U}_j=3$ m/s

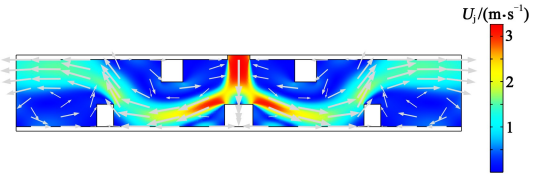
图 12　不同参数下的温度等值线图

图 12 给出了 $\boldsymbol{U}_j=3$ m/s,热源间距占通道长度比 γ 分别为 0.10,0.15 和 0.20,取最优长度比时的温度等值线图。从图中可以看出,随着 γ 的增大,热源间距增大,各热源之间的高温区域也增大。这表明,热源间距的增大(特别是射流入口两端热源间距的增大),改变了射流在热源之间流动区域的大小,使得射流流体流动的绕流范围更大,流体的扰动因此相对弱化,降低了流体的换热能力,使得流动范围内系统各处的温度增高。同时,当中间热源长度大于两侧热源长度时,射流直接冲击热源上表面带来的气流反射效应,使得周围流体的涡旋作用更加明显,而两侧热源的长度减小,降低了其对流体流动的阻碍,使得流体呈 Z 字形流动,强化了通道间流体流动的换热效果。

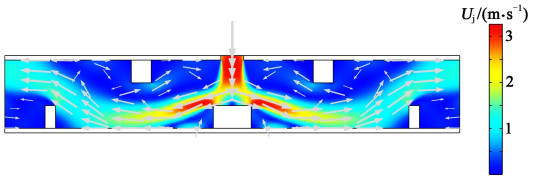
图 13 给出了 $\boldsymbol{U}_j=3$ m/s,热源间距占通道长度比 γ 分别为 0.10,0.15 和 0.20,取最优长度比时通道截面的速度分布云图。结果表明,随着 γ 的增加,热源之间的间距增大,这使得射流流体在热源之间的绕流能够更加充分地冲击导热基座,强化与导热基座之间的换热。由图 13(a)可知,当中间热源的长度过大时,其上表面面积的增大改变了射流冲击热源上表面的流动方向,使得流体的流动轨迹呈直线状,不利于流体对导热基座和热源底部的换热。同时,由于中间热源长度较长,虽然其热源强度高,但是距离射流入口较近,因此能够更加充分地受到射流流体的冲击,使得流体呈直线状快速将中间热源的热量携带至两边出口处,系统最高温度最低。图 13(b)～(c)中,虽然中间热源长度较短,但是其热源强度相对较低,且由于热源之间间距增大,射流流体绕流效应明显增强,强化了两侧热源和热源之间导热基座的散热,因此使得系统最高温度最低。



(a)　$\gamma=0.10$,$\beta_{opt}=3$,$\boldsymbol{U}_j=3$ m/s



(b)　$\gamma=0.15$,$\beta_{opt}=1.3$,$\boldsymbol{U}_j=3$ m/s



(c)　$\gamma=0.20$,$\beta_{opt}=1.9$,$\boldsymbol{U}_j=3$ m/s

图 13　不同参数下,通道截面的速度分布云图

3　结论

本文建立了射流通道内双侧方柱离散热源的散热模型,在给定热源总纵截面面积、射流通道的通道长度、高度和各热源的热源强度的条件下,研究了热源之间的长度比、高度比、热源间距和入口射流速度对系统最高温度(T_{max})、温度均匀性因子(f_T)和温度梯度均匀性因子($f_{\nabla T}$)的影响,开展了构形设计,结果表明:

(1)当热源间距和射流速度给定时,通过改变热源之间的长度比可使得 T_{max},f_T 和 $f_{\nabla T}$ 有不同程度的降低,最大降幅分别达到 12.2%,93.6%和 79.8%。当热源间距和热源之间的长度比给定时,随着射流速度的增大,T_{max},f_T 和 $f_{\nabla T}$ 均有不同程度的降低,最大降幅分别达到 11.1%,59.3%和 16.7%。

(2)当射流速度给定时,f_T 与 $f_{\nabla T}$ 均随着 β 的增大而先减小后增大,存在最优的热源长度比使得 f_T 与 $f_{\nabla T}$ 取得最小值。

(3)当射流速度给定时,T_{max} 随热源之间长度比的变化而变化的趋势相近。

参考文献:

[1] Murshed S. Electronics Cooling——An Overview[M]. New York: Wiley, 2016.

[2] Erp R V, Soleimanzadeh R, Nela L, et al. Co-designing electronics with microfluidics for more sustainable cooling[J]. Nature, 2020, 585(7824): 211-216.

[3] Ravanji A, Zargarabadi M R. Effects of pin-fin shape on cooling performance of a circular jet impinging on a flat surface [J]. Int. J. Therm. Sci., 2021, 161: 106684.

[4] Liu J, Hussain S, Wang W, et al. Experimental and numerical investigations of heat transfer and fluid flow in a rectangular channel with perforated ribs[J]. Int. Commun. Heat Mass. Transf., 2021, 121: 105083.

[5] Jin W, Wu J M, Jia N, et al. Effect of shape and distribution of pin-fins on the flow and heat transfer characteristics in the rectangular cooling channel[J]. Int. J. Therm. Sci., 2021, 161: 106758.

[6] Yu M, Lai X, Xiao H, et al. A study on flow and heat transfer characteristics of a constructal bifurcation filler in the circular tube[J]. Appl. Therm. Eng., 2021, 183: 116205.

[7] Rundstroem D, Moshfegh B. Investigation of heat transfer and pressure drop of an impinging jet in a cross-flow for cooling of a heated cube[J]. J. Heat Trans., 2008, 130(12): 320-327.

[8] Meghdir A, Benabdallah T, Dellil A. Impact of geometry of electronic components on cooling improvement[J]. Int. J. Heat Tech., 2019, 37(1): 167-178.

[9] 周圣兵, 陈林根, 孙丰瑞. 构形理论:广义热力学优化的新方向之一[J]. 热科学与技术, 2004, 3(4): 283-292.
Zhou S B, Chen L G, Sun F R. Constructal theory: one of new orientations of general thermodynamics optimization[J]. J. Therm. Sci. Tech., 2004, 3(4): 283-292.

[10] Bejan A. Constructal-theory network of conducting paths for cooling a heat generating volume[J]. Int. J. Heat Mass Transf., 1997, 40(4): 799-816.

[11] Chen L G. Progress in study on constructal theory and its applications[J]. Sci. China: Technol. Sci., 2012, 55(3): 802-820.

[12] Chen L G, Feng H J, Xie Z H. Generalized thermodynamic optimization for iron and steel production processes: A theoretical exploration and application cases[J]. Entropy, 2016, 18(10): 353.

[13] Xu P, Sasmito A P, Yu B M, et al. Transport phenomena and properties in treelike networks[J]. Trans. ASME, Appl. Mech. Rev., 2016, 68(4): 040802.

[14] Bejan A. Evolution in thermodynamics[J]. Appl. Phys. Rev., 2017, 4(1): 011305.

[15] Feng H J, Chen L G, Xie Z H. Multi-disciplinary, multi-objective and multi-scale constructal optimizations for heat and mass transfer processes performed in Naval University of Engineering, A review[J]. Int. J. Heat Mass Transf., 2017, 115: 86-98.

[16] Bejan A. Constructal law, twenty years after[J]. Procedings of the Romanian Academy, Series A, 2018, 18(Special Issue): 309-311.

[17] Chen L G, Feng H J, Xie Z H, et al. Progress of constructal theory in China over the past decade[J]. Int. J. Heat Mass Transf., 2019, 130: 393-419.

[18] Lorente S, Bejan A. Current trends in constructal law and evolutionary design[J]. Heat Transfer Asian Res., 2019, 48(8): 357-389.

[19] Chen L G, Yang A B, Feng H J, et al. Constructal designs for eight types of heat sinks[J]. Sci. China: Technol. Sci., 2020, 63(6): 879-911.

[20] Chen L G, Wu W J, Feng H J. Constructal Design for Heat Conduction[M]. London: Book Publisher International, 2021.

[21] Ahmadian-Elmi M, Mohammadifar M, Rasouli E. Optimal design and placement of heat sink elements attached on a cylindrical heat-generating body for maximum cooling performance[J]. Thermochim Acta, 2021, 700: 178941.

[22] Olakoyejo O T, Adelaja A O, Adewumi O O, et al. Constructal heat transfer and fluid flow enhancement optimization for cylindrical microcooling channels with variable cross-section[J]. Heat Transfer, 2021, 50(7): 6757-6775.

[23] Joucaviel M, Gosselin L, Bello-Ochende T. Maximum heat transfer density with rotating cylinders aligned in cross-flow [J]. Int. Commun. Heat Mass, 2008, 35(5): 557-564.

[24] Tye-Gingras M, Gosselin L, Silva A K. Synchronizing time-varying discrete heating elements in forced convection for minimal thermal resistance[J]. Int. J. Heat Mass Transf., 2010, 53(21/22): 4917-4926.

[25] Sarper B, Birinci S, Salam M, et al. Constructal design of heat sources with different heat generation rates for the hot spot mitigation[J]. Int. J. Heat Mass Transf., 2020, 163: 120472.

[26] 王　刚，谢志辉，范旭东，等. 离散发热器件基于(火积)耗散率最小和最高温度最小的构形优化比较[J]. 物理学报，2017，66(20)：130-138.
Wang G，Xie Z H，Fan X D，et al. Constructal optimization of discrete heating devices based on entransy dissipation rate and maximum temperature minimization[J]. Acta Physica Sinica，2017，66(20)：130-138.

[27] Wang R，Xie Z H，Yin Y，et al. Constructal design of elliptical cylinders with heat generating for entropy generation minimization[J]. Entropy，2020，22(6)：651.

[28] Cheng X T，Xu X H，Liang X G. Homogenization of temperature field and temperature gradient field[J]. Sci. China E：Tech. Sci.，2009，52(10)：2937-2942.

[29] 王　蓉. 高热流密度条件下内肋微通道复合热沉的性能分析与构形设计[D]. 武汉：海军工程大学，2020.
Wang R. Performance analyses and constructal designs of internally finned microchannel composite heat sinks with high heat flux[D]. Wuhan：Naval University of Engineering，2020.

作者简介：

饶　凯(1989—)，男，湖北省黄石市人，硕士研究生，主要研究方向为电子器件热管理与热设计；

谢志辉(1977—)，男，湖南省涟源市人，博士，教授，博士生导师，主要研究方向为先进热管理理论与技术，以及现代热力学。