文章编号:1007－6735(2025)06－0666－11　　DOI: 10.13255/j.cnki.jusst.20241011002

基于拓扑优化启发的再生冷却通道传热特性实验研究

裴力诚[1]，　吴伟龙[2]，　杨雷超[2]，　占涛涛[2]，　潘　余[2]，
吴　睿[3]，　王　倩[3]

（1. 上海交通大学 中英国际低碳学院，上海 200120；2. 国防科技大学 高超声速技术实验室，长沙 410073；
3. 上海交通大学 机械与动力工程学院，上海 200240）

摘要：再生冷却是超燃冲压发动机的重要冷却方式，其冷却通道的设计对传热性能至关重要。以降低壁面平均温度和进出口压力差为目标，在流体入口速度为0.6 m/s 的条件下，对再生冷却通道进行拓扑优化设计。基于拓扑优化结果生成的特征形状，加工了 S 形冷却通道模型。采用电加热方式控制热流密度，以 RP-3 航空煤油为冷却工质，在4 MPa 的超临界压力下，分别测试了直型和 S 形(拓扑型)通道模型在内壁面热流密度为 143、207、420、715 kW/m^2 时的传热特性。实验结果表明，拓扑型通道设计可以有效降低通道模型的外壁温度，在上述 4 个热流密度下，其平均努塞尔数的提升分别达到了 124%、87%、26%、11%。在较低的热流密度下，拓扑型通道对外壁温度的降低作用更为显著，其壁面温度的降低主要发生在通道的弯折处。

关键词：拓扑优化；再生冷却通道；超临界压力；传热特性；实验研究

中图分类号：V 231.1　　**文献标志码：**A

Experimental study on heat transfer characteristics of regenerative cooling channels based on topological optimization

PEI Licheng[1],　WU Weilong[2],　YANG Leichao[2],　ZHAN Taotao[2],　PAN Yu[2],　WU Rui[3],　WANG Qian[3]

(1. *China–UK Low Carbon College, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200120, China*; 2. *Hypersonic Technology Laboratory, National University of Defense Technology, Changsha 410073, China*; 3. *School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China*)

Abstract: Regenerative cooling is a key cooling method for scramjet engines, and the design of its cooling channels plays a crucial role in heat transfer performance. Aimed at reducing the average wall

收稿日期: 2024-10-11
基金项目: 国家自然科学基金资助项目(12372275)
第一作者: 裴力诚(1999—)，男，硕士研究生．研究方向：对流换热．E-mail：66545937@qq.com
通信作者: 王　倩(1983—)，女，教授．研究方向：传热优化、实验流体力学．E-mail：qianwang@sjtu.edu.cn

引文格式: 裴力诚，吴伟龙，杨雷超，等．基于拓扑优化启发的再生冷却通道传热特性实验研究[J]．上海理工大学学报，2025，47(6)：666-675.

Citation: PEI Licheng, WU Weilong, YANG Leichao, et al. Experimental study on heat transfer characteristics of regenerative cooling channels based on topological optimization[J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology, 2025, 47(6)：666-675.

temperature and the inlet-outlet pressure difference, the topology optimization design of the regenerative cooling channel was conducted under the fluid inlet velocity of 0.6 m/s. Based on the characteristic shape generated from the optimized topology results, an S-shaped cooling channel model was fabricated. Subsequently, electric heating was used to control the heat flux, and RP-3 aviation kerosene was used as the cooling fluid. Heat transfer characteristics of both the straight channel and the S-shaped channel (optimized topology channel) were experimentally tested under the supercritical pressure of 4 MPa, with heat flux of 143, 207, 420, and 715 kW/m^2 applied to the inner wall. Experimental results indicate that the design of optimized topology channel effectively reduces the temperature of the outer wall. Under the four heat fluxes, the average Nusselt numbers of the optimized topology channel increase by 124%, 87%, 26%, and 11%, respectively. Notably, at the lower heat flux, the optimized topology channel exhibites a more significant reduction in outer wall temperature, with the temperature reduction primarily occurring at the bend of the channel.

Keywords: *topological optimization*; *regenerative cooling channel*; *supercritical pressure*; *heat transfer characteristics*; *experimental study*

超燃冲压发动机可以支持马赫数 $Ma \geq 5$ 的高超音速飞行[1]，是目前航空航天领域研究的热点。超燃冲压发动机运行时，燃烧室中燃料燃烧与高速空气来流的相互作用会产生较高的热量，使超燃冲压发动机的热防护成为高超音速飞行器的一个重要挑战[2-3]。以燃料自身为冷却剂的再生冷却已成功应用于火箭发动机，被认为是超燃冲压发动机冷却最有前景的方案[4-5]。再生冷却中碳氢燃料作为冷却剂从发动机外壁面的通道中流过，带走燃烧室内产生的热量，使热量达到了再生利用。

再生冷却通道通常设计为并排的直型通道[6]，许多学者对直型通道内的碳氢燃料换热进行研究。Zhang 等[7] 将矩形直型通道的高宽比作为优化变量，研究了不同形状的再生冷却通道高宽比对煤油非裂解区[7] 和裂解区[8] 换热情况的影响。结果表明：在非裂解区，增加通道高宽比不一定有利于降低壁温，并可能存在一个高宽比小于 8 的最优值；在裂解区，由于热分层的严重，增加通道的高宽比会增加压降，且不利于降低壁温。Pu 等[9] 认为，增加冷却通道的高宽比可以有效地增加侧壁的面积，但是也会引起热分层现象，这两个因素共同决定了通道的散热性能。

近期有学者提出了采用人工粗糙度、网格阵列等方法增强燃料流动的对流换热效果。Li 等[10] 提出在再生冷却通道的内壁面加装肋片的设计，认为其产生的湍流有效加强了换热，可以大幅降低通道肋壁的温度。杨泽南等[11] 通过数值计算方法，尝试在再生冷却通道内填充不同形状的网格阵列，从整体重量以及流体流动的角度对网格阵列通道进行分析，发现优化后的通道比光滑直型通道减重达 39.93%，且努塞尔数 *Nu* 最高达到光通道的 2.156 倍。

拓扑优化理论首先被应用于固体力学元件的设计[12]，随后被延伸至流体力学领域[13-14]。目前，已经有许多学者将拓扑优化理论应用在自然或强制冷却换热器通道的设计中。Haertel 等[15] 研究了基于密度的拓扑优化方法在风冷强制对流散热器设计中的应用，并将拓扑优化模型与基准模型比较，发现通过拓扑优化热阻降低高达 13.6%。Dilgen 等[16] 对湍流强制对流散热器的拓扑优化进行研究，验证了其开发的流体求解器对耦合多物理场和大型 3D 问题的可扩展性，并且这种优化方法无需任何简化假设。Zeng 等[17] 以压降最小为目标，以最高平均温度为约束条件，对芯片散热冷却通道进行优化，发现优化后的散热器可节省气泵功率高达 50.9%。Zhang 等[18] 对纳米流体流动冷却进行拓扑优化研究，发现温度引起的流体性质变化会显著影响最终优化结果。Li 等[19] 对流动传热拓扑优化的计算方法开展了进一步研究，使用多项式拟合与查表法解决了流体物性伴随温度变化的问题，并在其优化算例中获得了良好结果。Yu 等[20] 使用拓扑优化的方法对质子交换膜燃料电池的冷却通道进行设计，并提出了一种同时考虑冷却通道形态和非均匀热源分布耦合的优化求解

方法。

拓扑优化已广泛应用于强化换热设计领域，但在再生冷却换热研究中尚处于起步阶段。Zhang 等[21] 对超燃冲压发动机再生冷却通道进行了拓扑优化研究，结果表明，优化后的通道内受热壁面平均温度降低了 5.8%，压降减少了 20.6%。李新磊等[22] 考虑了煤油在不同温度条件下的物性变化，对再生冷却通道结构进行了拓扑优化设计，模拟结果显示，拓扑优化后的通道平均努塞尔数提高了 12.6%～23.4%。

以上对再生冷却通道的优化研究大多是通过数值模拟的方法进行验证，尚缺少在实验方面的进一步研究。本论文针对超燃冲压发动机的再生冷却传热问题，基于拓扑优化理论对再生冷却通道进行构型设计，并提取拓扑优化结果的形状特征，制作了拓扑型通道模型。随后，利用电加热实验台对比测试了拓扑型通道与直型通道的换热性能，分析并揭示了拓扑冷却通道的换热特性。

1 研究方法

1.1 优化模型

优化所用的基准并排直型冷却通道模型如图 1 所示。该并排直型冷却通道的长度 L 为 370 mm，冷却介质流通宽度 W 和高度 H 均为 2 mm；通道间距 b 为 3 mm；上、下壁面厚度 d_1、d_2 均为 2 mm。

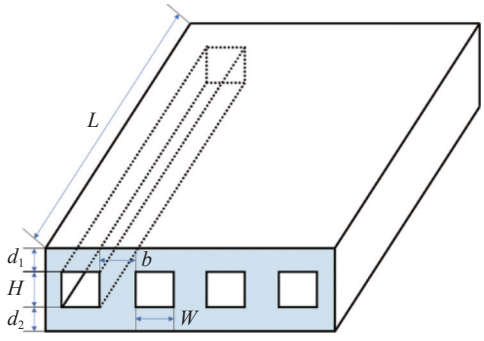


图 1 基准并排直型冷却通道模型

Fig.1 The reference parallel straight channel model

在拓扑优化中，为简化研究，首先将再生冷却通道简化为二维平面模型，并沿长度方向分段优化。由于通道的对称性，优化设计仅基于单个通道进行，设计域如图 2 中的红色线框所示，尺寸为 60 mm×2.5 mm 的矩形区域。优化模型中，固体材料选用不锈钢，流体为正癸烷。

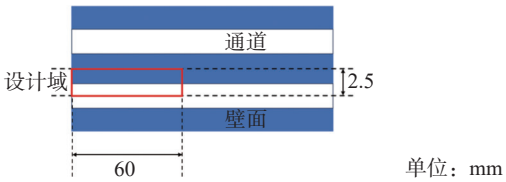


图 2 拓扑优化设计域示意图

Fig.2 Schematic diagram of the topological optimization design area

1.2 优化方法

采用变密度法对再生冷却通道的平面模型进行拓扑优化。其基本思想是将设计域当作一个多孔介质区域，并且通过当地材料的伪密度γ控制材料的孔隙率。当材料孔隙率接近于 0 时为固体区域；孔隙率接近于 1 时为流体区域。

根据变密度法，结合多孔介质惩罚模型，使用 Brinkman 模型将与设计变量γ有关的阻力项添加至动量方程中。此时的动量方程为

$$\rho(\boldsymbol{u}\cdot\nabla)\boldsymbol{u}=-\nabla p+\mu\nabla^2\boldsymbol{u}-\alpha(\gamma)\boldsymbol{u} \tag{1}$$

式中：$\boldsymbol{u}$为流体速度；ρ为流体密度；p为压强；μ为流体动力黏度；$\alpha(\gamma)$是与γ有关的流动阻力系数[23]。

本研究中对流动的惩罚阻力、流体物性参数关于伪密度γ的插值函数表达式如下：

$$\begin{cases} k(\gamma)=k_{\mathrm{f}}+\gamma^n(k_{\mathrm{s}}-k_{\mathrm{f}}) \\ \rho(\gamma)=\rho_{\mathrm{f}}+\gamma^n(\rho_{\mathrm{s}}-\rho_{\mathrm{f}}) \\ c_p(\gamma)=c_{p\mathrm{f}}+\gamma^n\left(c_{p\mathrm{s}}-c_{p\mathrm{f}}\right) \\ \alpha(\gamma)=\alpha_{\max}\gamma^n \end{cases} \tag{2}$$

式中：下标 s 表示固体；下标 f 表示流体；k为导热系数；n 为控制插值函数的参数；c_p为比定压热容；$\alpha_{\max}$ 是材料为固体时的反渗透率，需要取一个较大值抑制流体在假想固体中的流动，与雷诺数Re和达西数Da相关，即：

$$\alpha_{\max}=\left(1+\frac{1}{Re}\right)\frac{1}{Da} \tag{3}$$

本研究采用的优化目标为进出口压力差与平均固体温度的加权函数。无量纲目标函数 J 的定义为

$$J=\frac{w_1}{|\Omega_{\mathrm{d}}|}\iint_{\Omega_{\mathrm{d}}}(\gamma T)\,\mathrm{d}\Omega+\frac{w_2}{|\Gamma_{\mathrm{in}}|}\int_{\Gamma_{\mathrm{in}}}p\,\mathrm{d}\Gamma \tag{4}$$

式中：Ω_{d}为设计域；Γ_{in}为流体入口边界；w_1、w_2 分别为温度、进出口压差的权重参数，在后续优化中，将权重 w_2 设定为 1，通过改变权重 w_1 进行目标权重的调整，以得到不同目标下的优化结果。

根据美国 NIST（National Institute of Standards

and Technology）标准物质数据库[18]，获取正癸烷在不同温度下的物性数据，并将物性与温度的关系通过三次样条插值法编入计算流体力学(computational fluid dynamics，CFD) 程序中。采用层流模型求解，优化模型的流体入口速度为 0.6 m/s，入口温度为 500 K，出口压力为 4 MPa；固体热源均匀分布，强度为 1.5×10^8 W/m^3；固体材料所占比例为 0.6，与基准直型通道一致。三角形网格单元的平均尺寸约为 0.1 mm，优化模型的网格数量约为 50 000。本研究使用 COMSOL Multiphysics 有限元软件进行流动换热求解。

随后，采用软件中的内置程序对此优化模型进行迭代求解。有限元法求解器在迭代优化时首先求出初始伪密度分布下的流体速度场和整体温度场，得到目标函数的值，同时采用伴随矩阵法评估设计变量γ对优化目标J的灵敏度。然后基于设计变量对目标的灵敏度，使用 GCMMA[24] 算法对设计域进行更新。当更新的结果与前一次结果的相对差值小于 1% 时，认为此时达到最优解，终止迭代并输出优化结果。

1.3　优化结果

图 3 展示了温度权重 w_1 取值在 0～200 之间的 5 组拓扑优化得到的材料密度分布结果，图中红色部分γ接近于 1，代表固体区域；蓝色部分γ接近于 0，为流道区域。在 $w_1 = 0$ 时，相当于仅对进出口压差进行设计，此时的优化结果十分接近直型通道，如图 3 (a) 所示。当 w_1 逐渐增加至 16 和 40 时，优化结果中通道形状开始变得弯曲，固体区域被流道分割。随着优化目标中温度权重 w_1 的进一步增加，设计域中流道将固体区域分割成了更多的部分，流道变得更加曲折，也产生了更多的 S 形区域。

2　实验方法

2.1　实验通道模型

拓扑优化结果表明，在温度权重 w_1 不为 0 的情况下，优化结果均产生了弯曲的流道形状，且具有相似的基元结构特征。本研究在拓扑优化结果的基础上，考虑到实际加工可行性，选择了 $w_1 = 40$ 条件下的典型优化结果，提取其形状特征，并沿长度方向复制以设计和加工拓扑型通道模型。拓扑型通道与直型通道模型的单元尺寸如图 4 所示。将两种通道单元沿长度方向复制至370 mm，

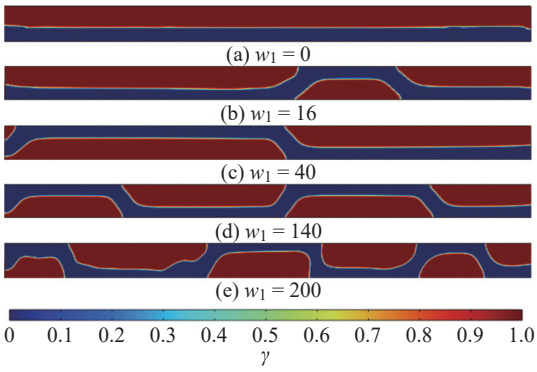


图 3　不同温度权重下的拓扑优化结果

Fig.3　Topology optimization results under different temperature weights

分别得到直型通道（S）和拓扑型通道（TP）结构，如图 5 所示，图中通道模型的上壁面被隐藏。通过 3D 打印加工实验通道模型，材料为 022Cr17Ni12Mo2 不锈钢。

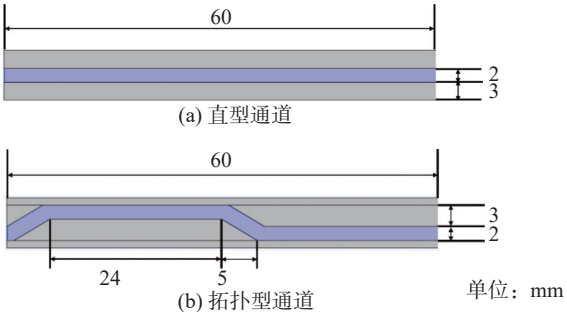


图 4　两种不同通道的单元尺寸

Fig.4　Parameters of two different channels

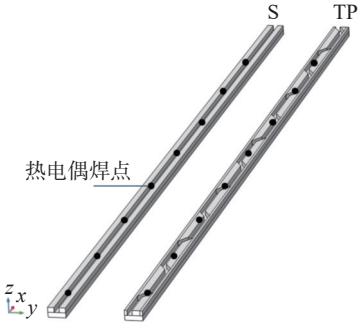


图 5　实验通道模型及热电偶布置示意图

Fig.5　Schematic diagram of the experimental channel models and thermocouple arrangement

2.2　实验系统

本研究的实验系统如图 6 所示。实验中采用 RP-3 航空煤油作为流动换热工质，煤油流量为 1.886 g/s，入口处的平均流速为 0.6 m/s。RP-3 航空煤油由高压恒流泵驱动，流经实验通道并被直流电源加热，最终经过冷却水箱后进入回收罐，系统中的流动压力由管道末端的背压阀控制，为 4 MPa。

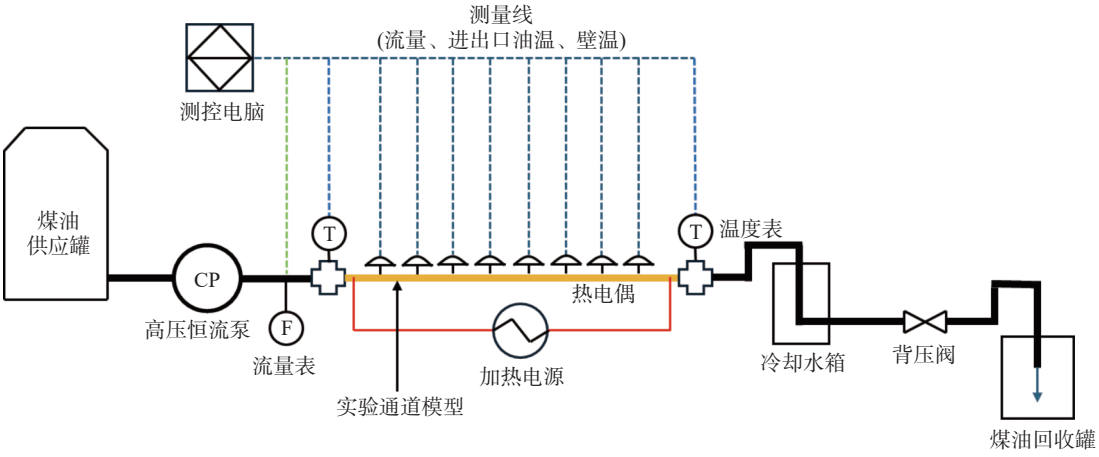


图 6 实验系统示意图

Fig.6 Schematic diagram of the experimental system

实验系统利用实验通道模型的金属材料自身作为电阻，采用直流电加热。在加热实验中，在管道上覆盖玻璃纤维毛毡进行保温，以减小对流换热损失。为了更接近实际工况，实验使用的直流电源最大电流可达 500 A，输出功率最高为 40 kW。

为测量实验通道模型的壁温，在实验通道模型的上侧外壁面沿长度方向布置了 8 个美国 Omega 公司的 GG-K-30 型 K 型热电偶，布置位置如图 5 所示。其中，第 1 个热电偶位于距通道进口 5 cm 处，各热电偶间距为 4 cm。热电偶量程为 273.15 ～1273.15 K，精度为 1.1 K 或 4%。通道进、出口煤油温度使用由沈阳中色公司生产的铠装 K 型热电偶测量，量程为 273.15～1473.15 K，测量精度为 0.75%；煤油流量采用天津斯密特精密仪器公司生产的 DMF-1-1A 型科氏力流量计测量，量程为 0～11 g/s，测量精度为±0.2%。流量、温度的测量仪表信号通过数据采集仪采集并传输至电脑保存。

2.3 散热标定

在实验过程中，实验通道模型会存在散热损失，导致电加热功率与实际传递给流体的热量存在差异。当环境条件一定时，此散热损失可认为仅与实验通道模型外壁温度有关。

为获得实验通道模型的散热量与外壁温度的关系，在未通煤油时，以不同功率对通道模型加热。当通道模型外壁温度在 5 min 内的变化小于 1 K 时，认为已达到热平衡，即此时的电加热功率 P_d 等于实验通道模型的散热功率 P_l。不同加热功率下实验通道模型的外壁温度 T_{wo} 分布如图 7 所示。可以发现，在一定的环境条件和不同加热功率下，T_{wo} 沿通道长度 x 方向呈倒 U 形分布，即中间较高、两端较低，这主要是由于通道模型两端的热传导导致。

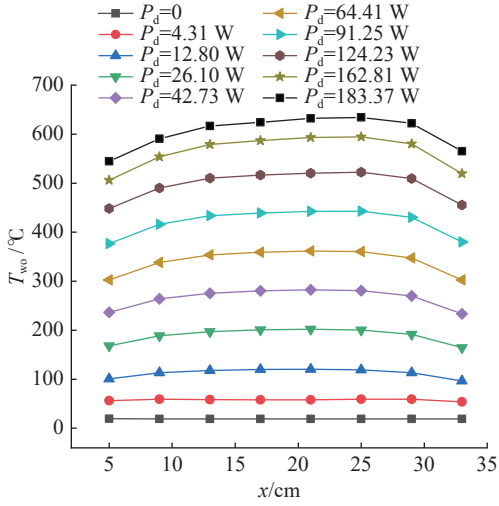


图 7 不同加热功率下外壁温度沿长度分布

Fig.7 Distribution of outer wall temperature along the length at different heating powers

由图 7 可知，外壁温度较低的区域所占比例较小，因此，可以认为沿通道长度方向散热基本均匀，从而得到实验通道模型热流密度损失 q_l（即电加热热流密度）与实验通道模型外壁平均温度 $\overline{T}_{wo}$ 的关系：

$$q_l = 839.44 + 57.176 \times \overline{T}_{wo} + 0.111 \times \overline{T}_{wo}^2 \qquad (5)$$

式(5)的拟合优度 R^2 为 0.998 96。在后续通油实验中，因环境条件与散热标定时基本相同，因此，可根据实验通道模型外壁平均温度由式(5)得到不同加热工况下的热流密度损失。

由于实验通道模型沿长度方向的横截面积相同，因此可以认为实验通道模型是沿长度方向均匀的体积热源，电加热热流密度在沿通道模型长度方向均匀分布。在通油实验时，理想内壁面热流密度 q 可以通过电源输出功率 P_{d} 与通道模型内壁面尺寸计算得到：

$$q = \frac{P_{\mathrm{d}}}{CL} \tag{6}$$

式中：C 为实验通道模型内壁面截面的周长；L 为实验通道长度。

本研究中的外壁面与流体温度的数据均在稳态的情况下测量得到。在稳态时，管道的局部热平衡如图 8 所示，电加热产生的热流密度 q 由传递给流体的热流密度 q_x 与损失的热流密度 $q_{\mathrm{l},x}$ 两部分组成。因此，经过热流损失补偿后的局部热流密度 q_x 为

$$q_x = q - q_{\mathrm{l},x} \tag{7}$$

式中：$q_{\mathrm{l},x}$ 为局部热流密度损失，由式(5)计算得到。

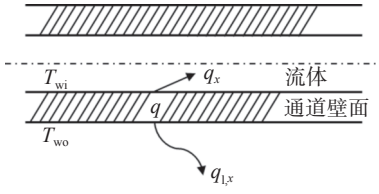


图 8　通道模型局部热平衡示意图

Fig.8　Schematic diagram of the local thermal equilibrium of the channel model

2.4　传热特性计算方法

通过实验通道模型外壁温度与局部努塞尔数分析不同构型通道的传热特性。距离实验通道入口 x 处的努塞尔数 Nu_x 可由此处通道模型的内壁面传热系数 h_x 计算得到，即

$$Nu_x = \frac{h_x d_{\mathrm{i}}}{\lambda_x} \tag{8}$$

$$h_x = \frac{q_x}{T_{\mathrm{wi},x} - T_{\mathrm{f},x}} \tag{9}$$

式中：d_{i} 为实验通道模型的特征内径；λ_x 为 x 处煤油导热系数；$T_{\mathrm{wi},x}$ 为 x 处通道模型的内壁温度；$T_{\mathrm{f},x}$ 为 x 处的局部煤油温度。

由于通道模型内的流体温度难以直接测量，本研究中通道模型内的局部油温 $T_{\mathrm{f},x}$ 通过能量守恒原理计算得到。在距离入口长度 x 处，煤油的比焓值 H_x 可以由入口处煤油的比焓值 H_{i}、质量流量 q_{m} 以及在入口至 x 处区间内流动过程中的加热功率 Q_x 计算得到。Q_x 可以由局部热流密度 q_x 沿通道长度方向的积分得到，即

$$H_x = H_{\mathrm{i}} + \frac{Q_x}{q_{\mathrm{m}}} \tag{10}$$

$$Q_x = \int_0^x (q_x C)\mathrm{d}L \tag{11}$$

对于流体，比焓值 H 是与压力和温度相关的状态函数。在本研究中，流体在流动过程中压力的变化较小，因此可以将 H 视作温度 T 的单值函数，即 $H = f[T]$。通过式(10)获得局部煤油的比焓值 H_x 后，可由式(12)反推出局部煤油温度 $T_{\mathrm{f},x}$。煤油的比焓值数据参考 Deng 等[25] 的实验测量结果，实验出口处油温的测量值与文献中数据的相对误差在 4%以内。

$$T_{\mathrm{f},x} = f^{-1}[H_x] \tag{12}$$

由于实验通道模型的壁面有一定厚度，其内、外壁温度存在差异，实验研究中通道的局部内壁温度 $T_{\mathrm{wi},x}$ 可由局部外壁温度 $T_{\mathrm{wo},x}$ 与实验通道模型的内壁面热流密度 q_x 结合通道模型的截面形状，根据热传导方程计算得到，以进行 Nu_x 的计算。

3　实验结果分析

实验中，在相同的煤油质量流量 1.886×10^{-3} kg/s 下，分别采用了 4 种功率加热直型(S)和拓扑型(TP)通道模型。每组工况下的沿程热流密度通过式(6)和式(7)进行计算。经过热流密度补偿后，4 种不同加热功率下的内壁面沿程热流密度的分布如图 9 所示。其中，工况 Case 1~ 4 分别对应的加热功率为 430、620、1 240、2 120 W。所有实验工况下，煤油的入口温度均为室温(约 20℃)。由图 9 可见，工况 Case 1 和 Case 2 的沿程热流密度较低，经过热流损失补偿后，沿程热流密度的最大差异不超过 3 kW/m^2；而在较高热流密度 Case 3 和 Case 4 工况下，热流密度的最大差异不超过 20 kW/m^2。所有工况下，沿程热流密度的相对差异均在 2.5%以内。因此，可以认为热流在长度方向上的分布是均匀的。

不同加热功率下热平衡时测得的煤油进出口温度、管道内壁面热流密度、管道外壁平均温度的结果如表 1 所示。由于两种通道模型在相同工况下的沿程热流密度基本相同，根据式(7)、(10)、(12)可知，在相同位置处两种通道模型内

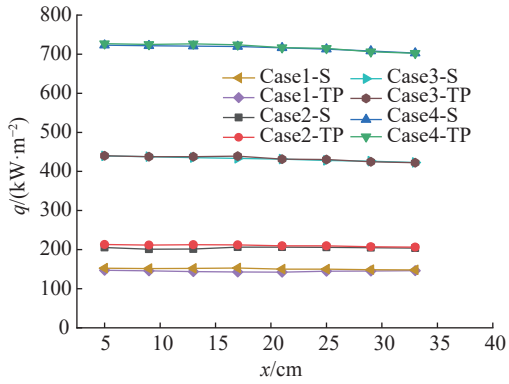


图 9 通道模型内壁面热流密度沿长度分布

Fig.9 Distribution of inner wall heat flux along the length of the channel models

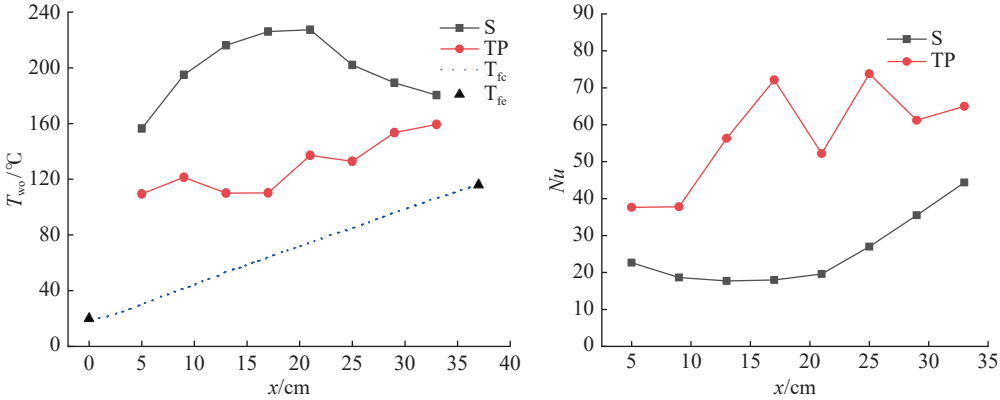
表 1 不同热流密度下的实验结果

Tab.1 Experimental data under different heat fluxes

工况编号	入口温度/℃	出口温度/℃	q/(kW·m^{-2})	$\overline{T}_{wo}$/℃
Case1-S	19.1	116.2	143	199.14
Case1-TP	19.2	117.3	143	129.34
Case2-S	18.0	154.4	207	226.86
Case2-TP	19.4	157.2	207	168.19
Case3-S	19.7	271.2	420	304.81
Case3-TP	20.1	273.1	420	269.86
Case4-S	20.7	393.1	715	412.73
Case4-TP	20.2	396.6	715	396.68

的流体温度也大致相同。在这 4 组加热工况中，每一组工况中两种通道模型的进口与出口流体温度偏差分别在±0.6 K 和±3.3 K 以内。在此后的分析中，同一加热工况下取直型通道模型的流体温度作为基准进行 *Nu* 的计算，用于评估两种通道模型的对流换热效果。

图 10~13 分别给出了这 4 种热流密度（143、207、420、715 kW/m^2）下的外壁温度和 *Nu* 沿长度方向的分布情况。其中：T_{fe} 为实验中直接测量得到的流体进口和出口处的温度；T_{fc} 为基于进出口流体温度结合沿程热流密度根据式（12）计算得到的局部煤油温度。



(a) 外壁温度 (b) *Nu*

图 10 外壁温度和 *Nu* 沿长度分布（q=143 kW/m^2）

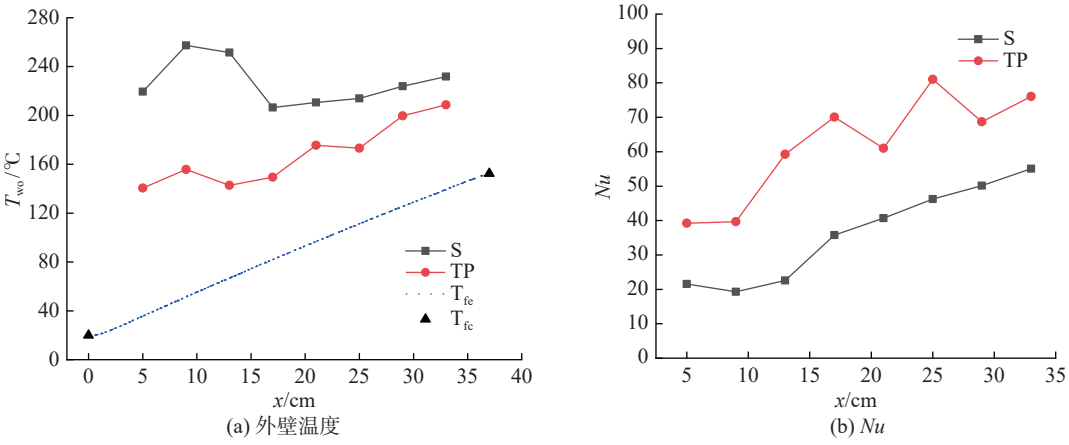
Fig.10 Distribution of outer wall temperature and *Nu* along the length (q=143 kW/m^2)

如图 10 所示，内壁面热流密度为 143 kW/m^2 时，拓扑型通道模型的外壁平均温度相比直型通道模型降低了 69.80 K。直型通道 *Nu* 在沿长度前 20 cm 区间内变化不大，其数值始终在 20 左右，这可能是入口段效应和物性变化双重作用导致。煤油进入通道受到加热之后，热边界层开始发展，边界层厚度逐渐增加，阻碍了对流换热的效果。同时煤油受到加热后，密度和黏度降低，流速增加，从而引起 *Re* 增加，对流换热增强。在这两种相反趋势的作用下，*Nu* 在直型通道前 20 cm 区间内呈现相对平稳的趋势。在 20 cm 之后，入口段效应逐渐消失，随着流体温度的增加，*Re* 增加，对流换热效果呈现上升趋势。拓扑型通道模型的 *Nu* 在沿长度前 10 cm 区间内无明显变化，之后开始波动上升，并在距通道入口 17 cm 和 25 cm 处出现峰值，峰值的产生可能与通道的弯折处相关。文献 [22] 也提到，流体经过通道弯折处时，内部流动掺混加剧，局部湍流动能增大，微观脉动增强，从而促进了该区域的对流换热效应。与 *Nu* 相对应，直型通道模型的外壁温度呈现先升高后降低的趋势。在沿长度前 20 cm 的区间内，*Nu* 保持在 20 左右，在定热流密度条件下，直型通道模型温度随着流体被加热而升高，并在距入口约 20 cm 处达到最大值，此时直型通道与拓扑型通道模型的温差最大，约为 110 K。此后，随着 *Nu* 的增大，对流换热效果增强，通道模型与流体间温

差降低，直型通道模型的壁面温度开始下降。在 20 cm 之后，两种通道模型的外壁温度相差逐渐减小。拓扑型通道模型的温度分布也呈现曲折上升的趋势。在此热流密度下，相同位置处拓扑型通道模型的 *Nu* 相比直型通道模型提升了 46%~301%，平均提升达 124%。

如图 11 所示，在内壁面热流密度 207 kW/m^2 下，拓扑型通道模型的外壁平均温度为 168.19 ℃，较直型通道模型的 226.86 ℃ 降低了约 58.67 K。直型通道模型的 *Nu* 在沿长度方向前 15 cm内变化不大，其数值始终保持在 20 左右，与图 10 的入口段相似。随后，随着煤油温度提升和入口段效应消失，物性变化引起的 *Re* 增加导致对流换热增强，*Nu* 在出口处升高至 55 左右。拓扑型通道模型的 *Nu* 沿长度方向依然呈曲折上升分布，但相比于 143 kW/m^2 热流密度工况下的波动幅度有所减小。直型通道模型的外壁温度在长度约 10 cm 处达到最大，随后开始下降，并在距入口 17 cm 处达到最小，之后温度再接近均匀上升。拓扑型通道模型的温度分布与图 10(a)类似，呈波动状上升的趋势，波动出现的原因与前述分析相同，主要是由于拓扑型通道模型内部的曲折结构引起。同时，随着流动距离的增加，两种通道模型的温差逐渐减小。在相同位置处，拓扑型通道模型的 *Nu* 比直型通道模型的提升最大可达 162%，平均提高了 87%。

在这两个较低热流密度的工况下，拓扑型通道的设计显著降低了壁面温度，外壁温度沿长度方向平均下降均超过 50 K。随着流体被加热，两种通道模型在相同位置的壁面温度差逐渐减小。拓扑型通道模型的壁面温度和 *Nu* 呈波动状分布，并整体呈上升趋势；而直型通道模型的 *Nu* 由于入口段效应，在入口段的变化不明显，约在距入口 15 cm 后开始上升。



(a) 外壁温度　　(b) *Nu*

图 11　外壁温度和 *Nu* 沿长度分布 (q=207 kW/m^2)

Fig.11　Distribution of outer wall temperature and *Nu* along the length (q=207 kW/m^2)

如图 12 所示，在内壁面热流密度 420 kW/m^2 下，拓扑型通道模型的壁面平均温度较直型通道模型的降低了 34.95 K，这一降温幅度低于前两个较低热流密度工况。与前两个较低热流密度工况不同，直型通道模型的 *Nu* 始终呈现近似线性的上升趋势，从入口处的 35 增加到出口处的 150。这主要是因为随着热流密度的增大，流体沿流动方向温度的升高更为剧烈，*Re* 提升迅速，由物性变化引起的对流换热增强超过了入口段的对流换热恶化作用，从而 *Nu* 始终呈现上升趋势。拓扑型通道模型的 *Nu* 分布与143 kW/m^2 热流密度工况下的相似，依然呈波动性上升，并在距入口 17 cm 和 25 cm 处分别达到峰值。波动的出现原因与图 10 的分析相似，可能是流体在通道弯折处湍流动能增加以及二次流的形成。两种通道模型的外壁温度在入口处差异较大，最大差异约 80 K，随着流体温度的提升，壁面温度逐渐接近。拓扑型通道模型相比于直型通道模型的 *Nu* 最大提升出现在距入口 17 cm 处，达到 64.1%；在此热流密度下，拓扑型通道模型的 *Nu* 平均提升了 26.2%。

如图 13 所示，在内壁面热流密度 715 kW/m^2 下，拓扑型通道模型的外壁平均温度相比于直型通道模型的降低了 16.05 K。拓扑型通道模型的 *Nu* 在沿长度前 17 cm 内呈上升趋势，在 17 cm 后出现波动性上升，并在 25 cm 处达到最大值。与此不同，直型通道模型的 *Nu* 持续上升，但在 25 cm

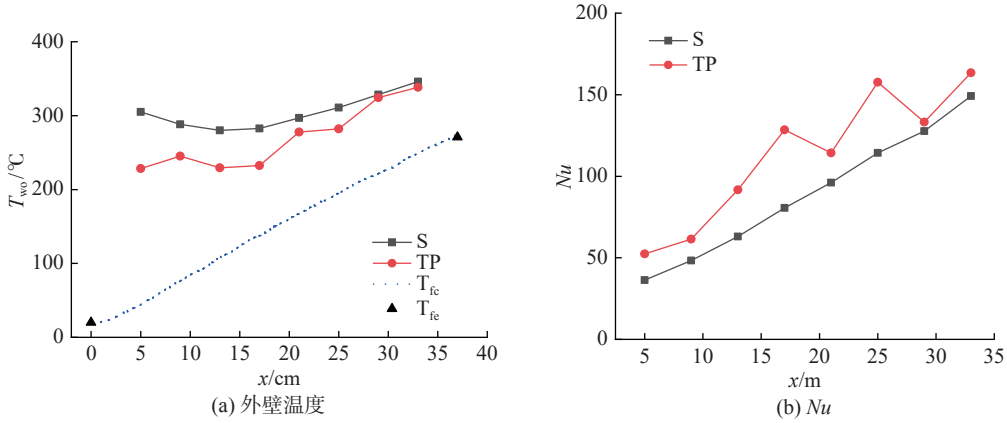


图 12 外壁温度和 *Nu* 沿长度分布 (q=420 kW/m^2)

Fig.12 Distribution of outer wall temperature and *Nu* along the length (q=420 kW/m^2)

后增长变缓，这可能是因为随着流体温度升高至约 300 ℃ 时，由于流体物性随温度的变化减缓，*Nu* 逐渐趋于稳定。两种通道模型的温度分布情况与热流密度 420 kW/m^2 的工况相似。在入口段，拓扑型通道模型的壁面温度明显低于直型通道模型，而在接近出口处，两者的壁面温度逐渐接近。在此工况下，拓扑型通道模型的 *Nu* 平均提升约为 11%。

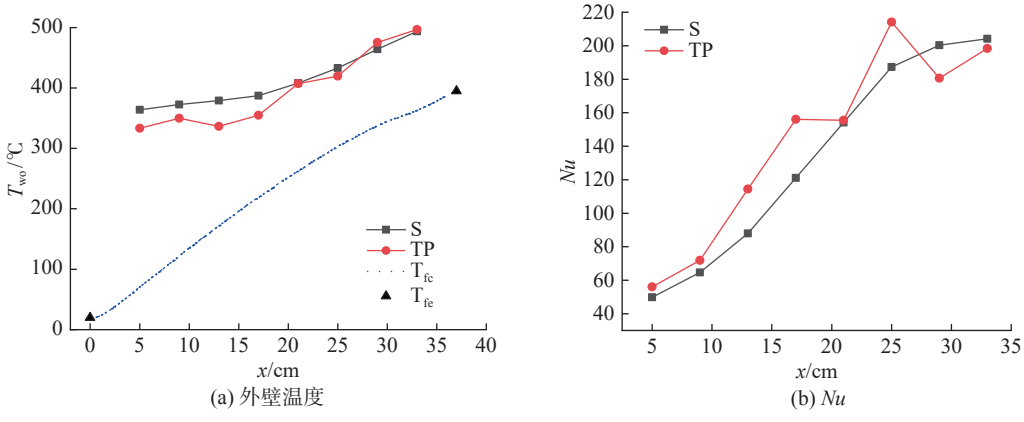


图 13 外壁温度和 *Nu* 沿长度分布 (q=715 kW/m^2)

Fig.13 Distribution of outer wall temperature and *Nu* along the length (q=715 kW/m^2)

综合这两种较高热流密度工况，发现两种通道模型的外壁平均温度的差异与前两种工况相比显著减小，并且随着热流密度的增加，入口段效应对对流换热的阻碍影响降低，因此这两种工况下直型通道模型的 *Nu* 始终随着流体被加热而升高。随着流体温度升高至约 250 ℃ 时，两种通道模型的外壁温度趋于接近。总体而言，拓扑型通道模型对壁面温度的降低作用随着流体温度的提升而逐渐减弱。

通过对以上 4 组不同热流密度工况下通道模型壁面温度和 *Nu* 分布的分析，发现拓扑型通道模型的外壁平均温度始终低于直型通道模型，并且在相同位置处，其壁面温度也普遍低于直型通道模型。这表明，拓扑型通道的设计有助于降低通道的外壁温度。由于流体受热物性变化导致对流换热增强，直型通道模型的外壁温度并非沿流动方向始终上升，拓扑型通道模型的外壁温度分布呈波动状，且在距入口 13、17、25 cm 处，两种通道模型的壁面温度相差较大。根据图 5 中热电偶焊接位置的分析，这些温度差异较大点的出现与热电偶测点接近通道弯折处有关，在弯折处由于流体的湍流动能增大和径向混合加强等因素，局部对流换热能力提高，从而导致拓扑型通道模型外壁温度相比于直型通道模型的显著下降。直型通道模型的 *Nu* 变化情况表明，入口段效应会阻碍入口处附近的对流换热效果。随着流体受热后流速的增加、黏度的减小以及流态向湍流态过渡等因素，直型通道模型内的 *Nu* 整体呈上升趋势。

4 结　论

以降低超燃冲压发动机再生冷却通道壁温为目标，采用拓扑优化方法对再生冷却通道形状进行优化。通过提取基于拓扑优化生成的典型 S 形通道形状特征，进行冷却通道模型加工，并实验对比分析了直型通道与拓扑型通道模型在不同加热功率下的局部壁面温度与 *Nu*。得出以下结论：

a. 拓扑优化结果显示，在流体质量流量与热源总强度恒定的情况下，随着优化目标中温度权重的增加，设计域内拓扑优化生成的通道变得更加曲折，并且在设计域中出现了更多的 S 形结构的流道。

b. 在流体沿通道模型流动并被加热的过程中，由于流体受热膨胀，流速增加，黏度降低，雷诺数增大，导致对流换热效应增强；同时，流体的导热系数随着温度的升高而降低。因此，直型通道模型的 *Nu* 随着流体加热基本呈现上升趋势。对于拓扑型通道模型，由于其特殊的结构，外壁温度在通道弯折处相比于直型通道模型显著降低，导致测得的壁面温度呈现波动性分布，而非沿流动方向始终上升，并且拓扑型通道模型的 *Nu* 也在这些弯折处显著增加。

c. 在 4 种不同内壁面热流密度 143、207、420、715 kW/m^2 下，拓扑型通道模型的外壁平均温度分别比直型通道模型的降低了 69.80、58.67、34.95、16.05 K；同时，拓扑型通道的 *Nu* 分别平均提升了 124%、87%、26% 和 11%。在较低热流密度（<300 kW/m^2）的加热工况下，拓扑型通道的设计对壁面温度的降低效果更加显著；在流动过程中，随着流体温度的升高，拓扑型通道模型对温度的降低作用逐渐减弱。

参考文献：

[1] 叶正寅, 孟宪宗, 刘成, 等. 高超声速飞行器气动弹性的近期进展与发展展望 [J]. 空气动力学学报, 2018, 36(6): 984−994.

[2] EDWARDS T. Liquid fuels and propellants for aerospace propulsion: 1903-2003[J]. Journal of Propulsion and Power, 2003, 19(6): 1089−1107.

[3] AL-GARNI A Z, SAHIN A Z, YILBAS B S, et al. Cooling of aerospace plane using liquid hydrogen and methane[J]. Journal of Aircraft, 1995, 32(3): 539−546.

[4] PARRIS D K, LANDRUM D B. Effect of tube geometry on regenerative cooling performance[C]//41st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. Tucson: AIAA, 2005: 4301.

[5] TADDEO L, GASCOIN N, FEDIOUN I, et al. Dimensioning of automated regenerative cooling: setting of high-end experiment[J]. Aerospace Science and Technology, 2015, 43: 350−359.

[6] WOSCHNAK A, OSCHWALD M. Thermo-and fluid mechanical analysis of high aspect ratio cooling channels[C]//37th Joint Propulsion Conference and Exhibit. Salt Lake City: AIAA, 2001: 3404.

[7] ZHANG S L, QIN J, XIE K L, et al. Thermal behavior inside scramjet cooling channels at different channel aspect ratios[J]. Journal of Propulsion and Power, 2016, 32(1): 57−70.

[8] ZHANG S L, FENG Y, JIANG Y G, et al. Thermal behavior in the cracking reaction zone of scramjet cooling channels at different channel aspect ratios[J]. Acta Astronautica, 2016, 127: 41−56.

[9] PU H, LI S F, DONG M, et al. Numerical method for coupled thermal analysis of the regenerative cooling structure[J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2018, 32(2): 326−336.

[10] LI Y, SUN F, XIE G N, et al. Improved thermal performance of cooling channels with truncated ribs for a scramjet combustor fueled by endothermic hydrocarbon[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 142: 695−708.

[11] 杨泽南, 陈伟, CHYU M K, 等. 网格阵列填充冷却通道内超临界正癸烷流动传热特性的数值研究 [J]. 推进技术, 2022, 43(6): 250−259.

[12] BENDSØE M P, KIKUCHI N. Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1988, 71(2): 197−224.

[13] BORRVALL T, PETERSSON J. Topology optimization of fluids in stokes flow[J]. International Journal for Numerical Methods in Fluids, 2003, 41(1): 77−107.

[14] GERSBORG-HANSEN A, SIGMUND O, HABER R B. Topology optimization of channel flow problems[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2005, 30(3): 181−192.

[15] HAERTEL J H K, NELLIS G F. A fully developed flow thermofluid model for topology optimization of 3D-printed air-cooled heat exchangers[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 119: 10−24.

[16] DILGEN S B, DILGEN C B, FUHRMAN D R, et al. Density based topology optimization of turbulent flow heat transfer systems[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2018, 57(5): 1905−1918.

（下转第 683 页）

[8] 胡敏东, 王昶, 胡懿梵, 等. R290 替代 R134a 热泵热水器的性能分析与试验研究 [J]. 流体机械, 2014, 42(5): 67−70.

[9] ZHONG H, LEI B W, ZHANG L, et al. Performance research and improvement of ultra-high-speed R290 rotary compressor[J]. International Journal of Refrigeration, 2024, 165: 500−512.

[10] SOTOMAYOR P O, PARISE J A R. Characterization and simulation of an open piston compressor for application on automotive air-conditioning systems operating with R134a, R1234yf and R290[J]. International Journal of Refrigeration, 2016, 61: 100−116.

[11] NAVARRO-ESBRÍ J, MENDOZA-MIRANDA J M, MOTA-BABILONI A, et al. Experimental analysis of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a vapor compression system[J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(3): 870−880.

[12] LEMMON E W, HUBER M L, MCLINDEN M O. Reference fluid thermodynamic and transport properties. Ver. 9.0[CP/DK]. Gaithersburg, Maryland: NIST Standard Reference Database 23, 2010.

[13] 张建方. 关于误差的传递公式 [J]. 数理统计与应用概率, 1995, 10(3): 57−70.

（编辑：董　伟）

（上接第 675 页）

[17] ZENG S, LEE P S. Topology optimization of liquid-cooled microchannel heat sinks: an experimental and numerical study[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 142: 118401.

[18] ZHANG B, ZHU J H, GAO L M. Topology optimization design of nanofluid-cooled microchannel heat sink with temperature-dependent fluid properties[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 176: 115354.

[19] LI X L, WU K, ZHAO L Y, et al. Topology optimization of conjugate heat transfer problems considering temperature-dependent thermal properties[R]. Chicago: AIAA, 2022.

[20] YU P X, ZHANG W, WANG H, et al. Topology optimization of flow and heat transfer in coolant channels considering porous multi-heat source[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2024, 152: 107285.

[21] ZHANG T, JING T T, QIN F, et al. Topology optimization of regenerative cooling channel in non-uniform thermal environment of hypersonic engine[J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 219: 119384.

[22] 李新磊, 吴坤, 赵林英, 等. 面向发动机再生冷却的流热耦合拓扑优化 [J]. 力学学报, 2023, 55(11): 2661−2674.

[23] HUBER M L. REFPROP, NIST Thermodynamic Properties of Refrigerant Mixtures Database, Vision 4.0[DB]. Version 9.0, User's Guide, 2007.

[24] SVANBERG K. The method of moving asymptotes —a new method for structural optimization[J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 1987, 24(2): 359−373.

[25] DENG H W, ZHU K, XU G Q, et al. Isobaric specific heat capacity measurement for kerosene RP-3 in the near-critical and supercritical regions[J]. Journal of Chemical & Engineering Data, 2012, 57(2): 263−268.

（编辑：董　伟）