

发散冷却系统冷却能力的数值分析

周子鹤, 苏浩, 贺菲, 王建华

(中国科学技术大学 工程科学学院 热科学和能源工程系, 合肥 230027)

摘 要: 以给定冷却工质质量流速下系统所能承受的最大热流表征冷却能力, 对影响发散冷却系统冷却能力的主要因素进行了数值研究。理论分析和数值计算结果表明: 发散冷却的冷却能力受冷却工质的吸热能力和冷却工质与固体骨架之间的换热能力共同制约。在小冷却工质质量流速下, 发散冷却系统的冷却能力主要取决于冷却工质吸热能力, 而随着冷却工质质量流速的增加, 流固换热能力则逐渐成为决定冷却能力的主要因素, 进而导致固体热导率和冷却工质比热容对发散冷却系统冷却能力的影响在不同冷却工质质量流速下存在显著差异。

关 键 词: 发散冷却; 冷却能力; 吸热能力; 换热能力; 多孔介质与冷却工质参数

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Numerical analysis on cooling capacity of transpiration cooling system

ZHOU Zihe, SU Hao, HE Fei, WANG Jianhua

(Department of Thermal Science and Energy Engineering,

School of Engineering Science,

University of Science and Technology of China, Hefei 230027, China)

Abstract: The maximum heat flux that the system can withstand under a specific amount of coolant consumption, was numerically investigated. The strict theoretical analysis and simulation results indicated that the transpiration cooling capacity was restricted by the coolant heat absorption capacity of the coolant and the heat exchange capacity between the fluid and solid. Under a small coolant mass flux, the transpiration cooling capacity was mainly determined by the coolant heat absorption capacity, while the effect of the heat exchange capacity between the fluid and solid on the transpiration cooling capacity increased with the coolant mass flux. Due to this crucial change, the effects of solid thermal conductivity, particle diameter of porous media and coolant specific heat on the transpiration cooling capacity under a small coolant mass flux were quite different with those under a larger coolant mass flux.

Key words: transpiration cooling; cooling capacity; heat absorption capacity; heat exchange capacity; porous media and coolant parameters

随着航空航天工业的快速发展, 如何对飞行器前缘^[1]和超燃冲压发动机燃烧室^[2]等承受巨大

热流的结构进行有效热防护, 已逐渐成为超声速飞行器的研究人员和设计人员所面临的重大难题

收稿日期: 2020-12-21

基金项目: 国家自然科学基金(51806206)

作者简介: 周子鹤(1996—), 男, 硕士生, 主要从事发散冷却方面的研究。

通信作者: 贺菲(1987—), 女, 副研究员, 博士, 主要从事发散冷却方面的研究。E-mail: hefeihe@ustc.edu.cn

引用格式: 周子鹤, 苏浩, 贺菲, 等. 发散冷却系统冷却能力的数值分析[J]. 航空动力学报, 2021, 36(11): 2363-2371. ZHOU Zihe, SU Hao, HE Fei, et al. Numerical analysis on cooling capacity of transpiration cooling system[J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(11): 2363-2371.

之一。在现有的技术中,再生冷却、气膜冷却和发散冷却都有望成为下一代热防护方案。文献[3]对这三类技术进行了比较,结果显示,发散冷却技术兼具高冷却效率和低冷却工质消耗,是目前最具发展前景的热防护技术,同时,该技术对飞行器前缘^[4]和超燃冲压发动机燃烧室^[5]的热防护有效性也得到了验证。

目前各国研究人员已经围绕气相发散冷却^[6-13]开展了大量研究,对其冷却效率进行了细致的讨论,但是关于冷却机理方面的分析还不够深入。文献[14-16]中的实验结果显示,虽然气相发散冷却效率会随着冷却工质用量的增加不断提升,但提升幅度逐渐趋于平缓,此现象还未得到合理的解释。文献[10,17-19]通过实验和数值方法研究了发散冷却系统中的各类参数,如冷却工质的比热容、固体骨架材料的热导率、多孔介质的粒径,对系统冷却效率的影响,然而获得的研究结果不一致。如:黄拯等^[19]的研究结果显示,气相发散冷却的冷却效率会随着固体骨架热导率的增加而得到提高,但刘元清等^[14]的研究却发现,气相发散冷却的冷却效率与固体骨架热导率之间不存在明显关联。这说明发散冷却系统参数对冷却效率的影响在不同研究条件下可能会出现显著差异。为了对上述研究结果进行合理的解释,需要对相关参数在发散冷却过程中所起到的作用进行更深入、全面的研究。

在实际应用中,受限于空间、经济等因素,相比于提高冷却效率,发散冷却系统的设计者通常更关注如何在满足热防护要求的前提下使用最少的冷却工质^[13]。因此,本文将发散冷却系统在给定冷却工质消耗下可以承受的最大热流作为衡量系统冷却能力的指标,通过数值模拟的方法,以空气为冷却工质,研究了发散冷却系统的冷却能力,推导并检验了系统冷却能力的两个主要制约因素:冷却工质的吸热能力和多孔介质内部的换热能力。在小冷却工质质量流速下,系统的冷却能力主要取决于吸热能力,而流固换热能力对系统冷却能力的影响则随着冷却工质质量流速的增大而增大。在此基础上,本文分析了各种参数(固体热导率和冷却工质的比热容)对发散冷却系统冷却能力的影响。由于这些参数是通过改变系统流固换热能力或冷却工质吸热能力来影响冷却能力,因此这些参数在不同冷却工质质量流速条件下对冷却能力的影响也是不同的。

1 物理和数学模型

1.1 物理模型

本文所研究的发散冷却物理模型如图1所示,其中,热流 Q 从多孔介质的一端(热端边界)沿逆 x 方向进入多孔骨架,气体冷却工质则从多孔骨架的另一端(冷端边界)通入多孔介质中,并与固体骨架发生换热,吸收热量后从热端边界流出,从而保证固体骨架不发生烧蚀。本文对该过程的简化一维模型进行数值模拟研究。模拟时选用的多孔介质孔隙率 $\epsilon=0.3$,固体骨架材料的颗粒直径 $d_p=50\text{ }\mu\text{m}$,热导率 $\lambda_s=20\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$,最高耐受温度设为 800 K ,多孔层厚度 $L=10\text{ mm}$ 。冷却工质采用空气,其密度按理想气体计算^[20],热导率 $\lambda_f=0.026\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$,动力黏度 $\mu=1.846\times 10^{-5}\text{ kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$,比定压热容(文中简称比热容) $c_p=1\text{ }007\text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。

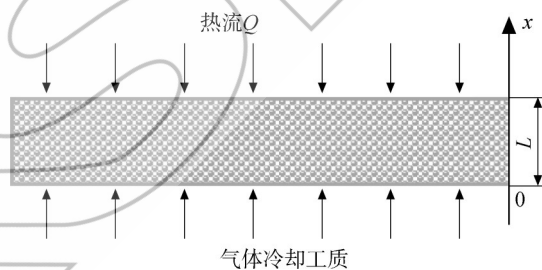


图1 一维发散冷却物理模型示意图

Fig.1 Physical model schematic diagram of one-dimensional transpiration cooling

1.2 数学模型

Darcy-Forchheimer-Brinkman 模型常被用于模拟多孔介质中的冷却工质的流动,该模型包含了流体的黏性耗散、剪切黏性应力和惯性作用,可以更精确地描述流体在多孔介质内较低流速到较高流速的流动,适用于较大的雷诺数范围($Re<500$),本文所研究的冷却工质雷诺数范围为 $0.13\sim 270$,因此采用该模型是合理的。考虑冷却工质与多孔骨架之间对流换热引起的热非平衡效应后,气相发散冷却稳态下数学模型为

连续性方程

$$\nabla \cdot (\rho_f \mathbf{u}) = 0 \quad (1)$$

动量方程

$$\nabla p = -\frac{\mu}{K} \mathbf{u} - \frac{F}{\sqrt{K}} \rho_f |\mathbf{u}| \mathbf{u} + \nabla (\mu_{\text{eff}} \nabla \mathbf{u}) \quad (2)$$

流体能量方程

$$\nabla \cdot (\rho_f \mathbf{u} h_f) = \nabla \cdot (\lambda_{f, \text{eff}} \nabla T_f) + Q_{sf} \quad (3)$$

固体能量方程

$$\nabla \cdot (\lambda_{s, \text{eff}} \nabla T_s) = Q_{sf} \quad (4)$$

其中 ρ_f 为冷却工质密度, $\mathbf{u}$ 为速度, h_f 为冷却工质焓, λ 为热导率, Q_{sf} 为流固换热热流。多孔介质的渗透率 K 与惯性系数 F 采用以下方式计算^[21]:

$$K = \frac{\epsilon^3 d_p^2}{150(1-\epsilon)^2}, \quad F = \frac{1.75}{\sqrt{150}\epsilon^3} \quad (5)$$

式(3)和式(4)中的流固换热热流 Q_{sf} 为

$$Q_{sf} = \alpha h_{sf} (T_s - T_f) \quad (6)$$

其中多孔介质的比表面积 α 与流固表面传热系数 h_{sf} 按以下方式计算^[22]:

$$\alpha = \frac{6(1-\epsilon)}{d_p} \quad (7)$$

$$Nu_{sf} = \frac{h_{sf} d}{\lambda_f} =$$

$$(0.933\epsilon^2 - 0.245\epsilon + 0.0165) Re_d^{0.8} Pr^{1/3} \quad (8)$$

固体骨架的有效热导率与流体的有效热导率按如下方式计算:

$$\lambda_{s, \text{eff}} = (1-\epsilon)\lambda_s, \quad \lambda_{f, \text{eff}} = \epsilon\lambda_f \quad (9)$$

目前已有大量文献[17, 22]采用上述模型计算平板结构或鼻锥结构的气相发散冷却过程, 并且被实验证明可靠准确。

1.3 边界条件

在冷端边界上 ($x=0$), 对多孔骨架有

$$\lambda_{s, \text{eff}} \nabla T_s = h_c (T_s - T_{f,c}) \quad (10)$$

对冷却工质有质量流速为 m , 进口温度 T_c

$$mc_p (T_{f,c} - T_{\text{inj}}) = h_c (T_s - T_{f,c}) + \lambda_{f, \text{eff}} \nabla T_f \quad (11)$$

即

$$T_{f,c} = \frac{mc_p T_{\text{inj}} + h_c T_s + \lambda_{f, \text{eff}} \nabla T_f}{mc_p + h_c} \quad (12)$$

其中流固表面传热系数为

$$h_c = 0.664 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (13)$$

在多孔介质热端 ($x=L$), 对冷却工质给定的边界条件为定压力出口条件 (101 325 Pa); 对多孔骨架给定的边界条件为定温边界条件 (即固体骨架可承受的最高温度为 800 K)。

值得注意的是, 在确定的冷却系统物理模型和约束条件下, 冷却工质质量流速与系统能承受的最高热流是一一对应的, 通过设置热流边界条件, 进行多次计算, 也同样可以确定给定冷却工质质量流速下骨架达到烧蚀温度时所承受的热流, 使用定温边界条件可以有效简化这一过程。

2 发散冷却系统冷却能力的分析

当多孔骨架热端边界温度设定为其固体材料能耐受的最高温度时, 计算获得的进入多孔介质系统的热流是相应冷却工质质量流速下系统能承受的最大热流, 因此将其定义为气相发散冷却系统的冷却能力

$$Q_{\text{cool}} = \lambda_{s, \text{eff}} \frac{dT_s}{dx} \Big|_{x=L} + \lambda_{f, \text{eff}} \frac{dT_f}{dx} \Big|_{x=L} \quad (14)$$

由能量守恒定律可知, 冷却工质在流过多孔介质过程中的焓增量与进入发散冷却系统的热流相等, 即

$$Q_{\text{cool}} = mc_{p,f} (T_f|_{x=L} - T_{\text{inj}}) \quad (15)$$

本文将通过模拟若干组冷却工质质量流速 ($0.05 \sim 100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$) 条件下的气相发散冷却过程来分析系统的冷却能力及其制约因素。

2.1 固体骨架和冷却工质温度分布

系统冷却能力与多孔介质内部的流固换热特性密切相关。为了直观地展示流固换热特性变化, 图 2 绘制了不同冷却工质质量流速下多孔介质内部的流、固温度分布。从图中可以观察到, 当冷却工质质量流速很小时 (低于 $0.4 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$), 多孔介质冷端区域的流固温差较大, 而热端区域内的流固温度则十分接近, 说明此时冷端区域是多孔介质内流固换热的主要发生地。随着冷却工质质量流速的增加, 多孔介质内部存在显著流固温差的区域逐渐由冷端边界向热端边界转移。当

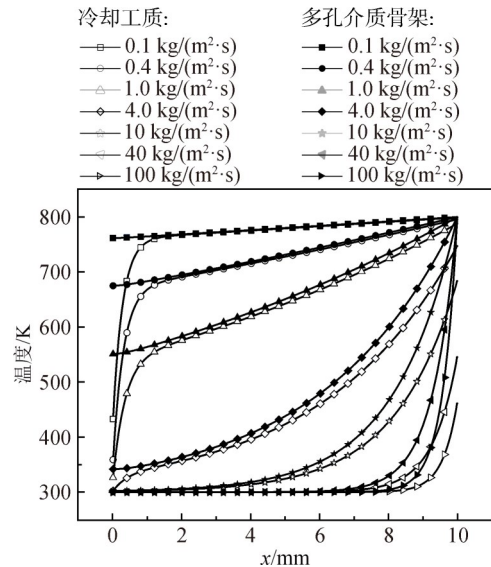


图 2 固体骨架和冷却工质温度分布

Fig. 2 Solid temperature and coolant temperature

冷却工质质量流速很高时(大于 $40 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$), 只在多孔介质的热端区域附近, 固体骨架和冷却工质间存在显著温差, 意味着此时流固换热主要发生在热端区域。

在冷却工质质量流速过高或过低的情况下, 多孔介质热端或冷端区域附近的流固温差非常显著(流固温差最大值大于 300 K)。而在中等冷却工质质量流速的情况下(如 $4.0 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$), 整个多孔介质内的流固温差都不高(流固温差最大值小于 100 K)且分布较为均匀。因此, 仅在中等冷却工质质量流速下, 使用局部热平衡假对发散冷却进行数值计算才是合理的, 而在其他情况下, 使用局部热平衡假设则会导致显著的计算误差。

2.2 制约冷却能力的因素

在对多孔介质内流固温度分布特性的研究基础上, 本文将对制约系统冷却能力的影响因素进行分析。

当冷却工质质量流速很小时, 从图2中可以观察到, 在多孔介质热端, 固体骨架和冷却工质之间没有明显温差。因此, 此时系统的冷却能力几乎完全由冷却工质的吸热能力决定, 即

$$Q_{\text{abso}} = mc_p(T_{\text{max}} - T_{\text{inj}}) \quad (16)$$

式中 T_{max} 和 T_{inj} 分别表示固体骨架能承受的最高温度和冷却工质的注射温度。

然而, 多孔介质热端区域的流固温差在冷却工质质量流速升高的过程中不断增加, 表明冷却工质的吸热能力尚未被完全利用就离开了多孔介

$$Q_{\text{exch}} = \lambda_{s, \text{eff}} \left. \frac{dT_s}{dx} \right|_{x=L} = \lambda_{s, \text{eff}} (T_{\text{max}} - T_{\text{inj}}) A$$

$$(T_{\text{max}} - T_{\text{inj}}) \sqrt{\alpha h_{\text{sf}} \lambda_{s, \text{eff}}} \frac{h_c (e^{AL} + e^{-AL}) + A(e^{AL} - e^{-AL})}{h_c (e^{AL} - e^{-AL}) + A(e^{AL} + e^{-AL})}$$

式(20)即为发散冷却过程中流固换热热流的极限值, 将其作为系统的流固换热能力。

2.3 对制约因素的验证

为了验证冷却工质吸热能力和多孔介质内的流固换热能力共同制约了系统冷却能力, 图3展示了在冷却工质质量流速下不断升高的过程中, 冷却工质吸热能力、流固换热能力以及系统的冷却能力的变化曲线。观察图3可以发现, 冷却工质的吸热能力与系统的冷却能力在低冷却工质质量流速下几乎一致。但在冷却工质质量流速提高的过程中, 冷却工质的吸热能力与系统冷却能力发生分离, 而冷却能力与流固换热能力的变化趋势则逐渐相同。该现象说明, 系统冷却能力在低

质区域。因此, 还有其他因素会制约发散冷却系统的冷却能力。观察图2可以发现, 冷却工质的温度会随着冷却工质质量流速的升高而逐渐降低, 即需要越来越大的流固温差来实现固体骨架和冷却工质之间的换热。由此可见, 多孔介质内的流固换热能力也对系统的冷却能力形成了一定的制约作用。

在对流固换热能力进行分析时, 暂时将冷却工质的比热容假定为无穷大, 即冷却工质具有无限吸热的能力, 在吸热的过程中温度能够一直维持在注射时的温度($T_f \equiv T_{\text{inj}}$), 此时式(4)变为

$$\lambda_{s, \text{eff}} \frac{d^2 T_s}{dx^2} = \alpha h_{\text{sf}} (T_s - T_{\text{inj}}) \quad (17)$$

为了使方程形式更加简洁, 令符号 $A =$

$\sqrt{\frac{\alpha h_{\text{sf}}}{\lambda_{s, \text{eff}}}}$, 并加入冷端与热端的边界条件, 可得

$$\begin{aligned} \frac{d^2 T_s}{dx^2} &= A^2 (T_s - T_{\text{inj}}) \\ \frac{dT_s}{dx} &= h_c (T_s - T_{\text{inj}}), \quad x=0 \\ T_s &= T_{\text{max}}, \quad x=L \end{aligned} \quad (18)$$

此时多孔介质内固体骨架的温度分布通过求

解式(18)得到

$$\begin{aligned} T_s(x) &= (T_{\text{max}} - T_{\text{inj}}) \cdot \\ &\frac{h_c (e^{Ax} - e^{-Ax}) + A(e^{Ax} + e^{-Ax})}{h_c (e^{AL} - e^{-AL}) + A(e^{AL} + e^{-AL})} + T_{\text{inj}} \end{aligned} \quad (19)$$

根据式(19)可计算出冷却工质具有无限吸热能力时系统所吸收的热流

$$\begin{aligned} Q_{\text{exch}} &= \frac{h_c (e^{AL} + e^{-AL}) + A(e^{AL} - e^{-AL})}{h_c (e^{AL} - e^{-AL}) + A(e^{AL} + e^{-AL})} \cdot \\ &(T_{\text{max}} - T_{\text{inj}}) \sqrt{\alpha h_{\text{sf}} \lambda_{s, \text{eff}}} \end{aligned} \quad (20)$$

冷却工质质量流速下主要受限于冷却工质的吸热能力, 而流固换热能力则在冷却工质质量流速变大的过程中逐渐成为制约系统冷却能力的主要因素。

观察图3还能发现, 在冷却工质质量流速提高的过程中, 系统冷却能力在增加, 但增加幅度不断减小。该现象的原因是流固换热能力逐渐成为系统冷却能力的主要制约因素。式(16)表明, 冷却工质吸热能力和冷却工质质量流速成正比

$$Q_{\text{abso}} \propto m \quad (21)$$

而联立式(8)和式(20)能够发现

$$Q_{\text{exch}} \propto h_{\text{sf}}^{0.5} \propto m^{0.4} \quad (22)$$

式(22)表明, 流固换热能力的增幅会在冷却

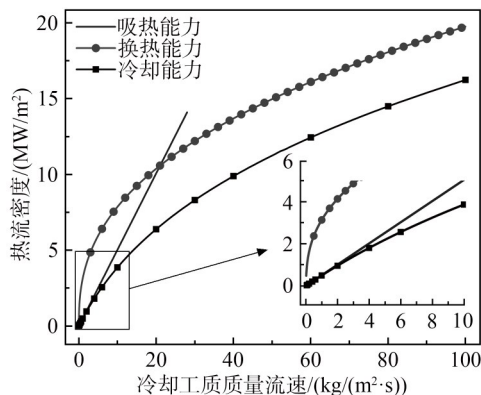


图 3 发散冷却系统冷却能力随冷却工质质量流速变化的关系

Fig.3 Relationship between cooling capacity of transpiration cooling system and coolant mass flux

工质质量流速提高的过程中持续降低。

因此,随着流固换热能力逐渐取代冷却工质吸热能力而成为系统冷却能力的主要制约因素,冷却能力也出现了与冷却工质质量流速正相关,但增加幅度不断降低的现象。这一结论与刘元清等在一系列气体发散冷却实验^[17]中获得的结果相吻合,合理地解释了随着冷却工质注入率的增加,发散冷却热端表面冷却效率的增速不断减小的实验结果。

对多孔骨架温度分布的分析可以进一步印证流固换热能力的制约作用。图 4 对比了吸热能力无限制时多孔骨架在 x 方向上的温度分布(流固表面传热系数采用 $m=100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 情况下对应的值)与几组冷却工质质量流速下的多孔骨架温度分布,对比结果表明,在冷却工质质量流速提高的过程中,多孔骨架温度分布不断接近于流固换热能力达到最大程度时的多孔骨架温度分布。

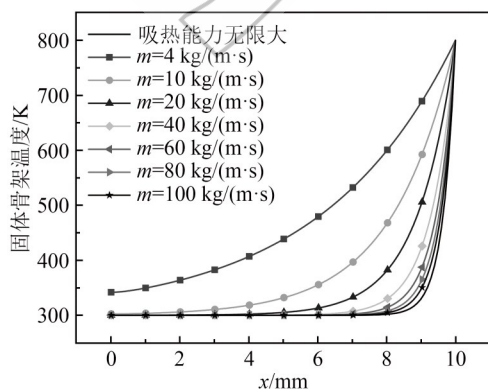
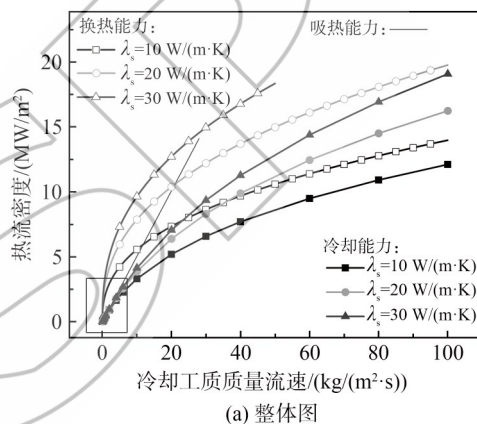


图 4 固体骨架温度分布

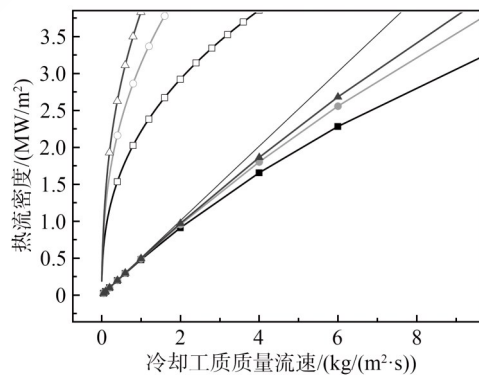
Fig.4 Distributions of solid temperature

2.4 固体热导率的影响

为分析固体骨架热导率在不同冷却工质质量流速情况下对系统冷却能力的影响,根据控制变量的原则,这里仅对固体热导率进行调整,而不对其他参数做任何修改。图 5 展示了 3 组固体热导率 λ_s 下 ($\lambda_s=10, 20, 30 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$) 系统冷却能力随冷却工质质量流速的变化情况。从图中可以发现,在更高的固体骨架热导率下,系统冷却能力能够达到更高的值。在低冷却工质质量流速下,固体热导率提高所造成的冷却能力增幅并不明显,但在冷却工质质量流速不断变大的过程中,冷却能力的增幅却越来越显著。



(a) 整体图



(b) 局部放大图

图 5 不同固体热导率下发散冷却系统冷却能力和冷却工质质量流速关系及局部放大图

Fig.5 Relationships between cooling capacity of transpiration cooling system and coolant mass flux under different solid thermal conductivities and partial enlarged view

为了更清晰地展示提高固体热导率对系统冷却能力造成的影响,图 6 绘制了以固体热导率为 $10 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 时的冷却能力为基准,固体热导率为 $20 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 和 $30 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 时冷却能力的

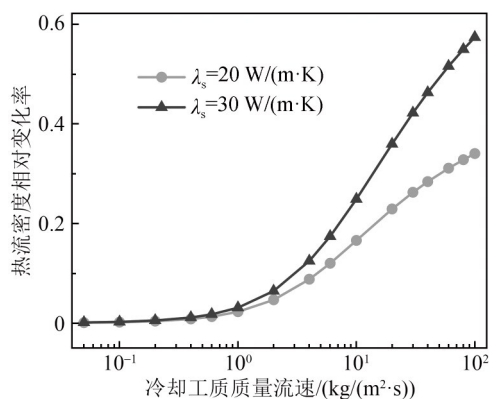
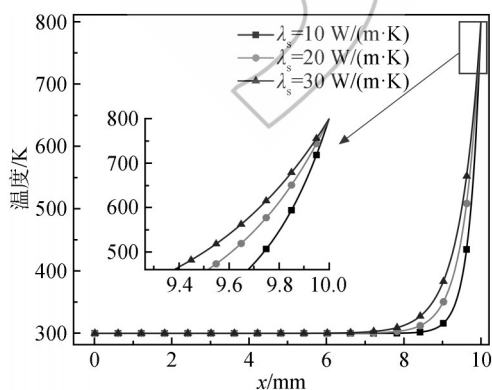


图6 提升固体热导率引起的冷却能力的相对变化率

Fig.6 Relative changes rate of cooling capacity with the increase of solid thermal conductivity

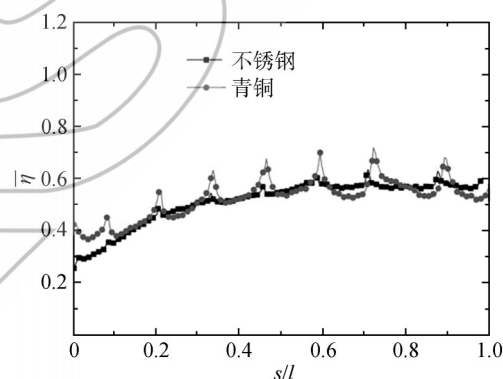
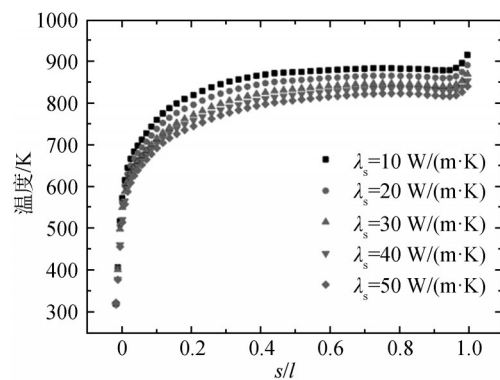
相对提升量。由图可知,在 $1 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 的冷却工质质量流速下,固体热导率为 $20 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 对应的冷却能力仅提高了2%,而在 $10 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 的冷却工质质量流速下,固体热导率为 $20 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 对应的冷却能力则提高了17%。分析式(16)和式(20)可以发现,出现该现象的原因是:冷却工质的吸热能力与固体热导率没有直接关联,而流固换热能力则与固体热导率正相关。在冷却工质吸热能力是冷却能力主要制约因素的低冷却工质质量流速情况下,固体热导率的变化难以对冷却能力产生影响,而在冷却工质质量流速不断提高的过程中,流固换热能力渐渐成为冷却能力的主要制约因素,从而出现了冷却能力随固体热导率增加而增加的现象。

多孔骨架的温度分布能够更直观地体现固体热导率对流固换热能力的作用。图7展示了冷却工质质量流速为 $100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时,3组固体热导

图7 冷却工质质量流速为 $100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时的固体骨架温度分布Fig.7 Solid temperature distributions under the coolant mass flux of $100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$

率对应的多孔骨架温度空间分布情况。观察热端边界附近的温度分布曲线可以看出,在热端边界温度相同的情况下(800 K),当固体热导率更高时,多孔骨架温度分布曲线更平缓,热端区域的平均温度更高,能够实现更大的流固温差,从而增强了流固换热能力。

刘元清等^[14]实验研究了多孔骨架材料热导率对发散冷却效率的影响。图8(a)展示了在多孔介质颗粒直径 $d_p = 90 \mu\text{m}$ 、冷却工质注入率 $F = 1.0\%$ 条件下,两种热导率材料制备实验件在主流方向上不同位置处(s 代表位置坐标, l 代表多孔板在主流方向上的总长)的冷却效率对比,可以明显观察到多孔骨架材料热导率几乎不对冷却效率产生影响。图8(b)则展示了黄拯等^[19]关于多孔骨架材料热导率对发散冷却效率影响的数值研究结果,可以发现冷却效率会随着多孔骨架热导率的增加而提高。数值模拟的结果与实验结果完全不同。

(a) 实验结果($d_p = 90 \mu\text{m}$, $F = 1.0\%$)

(b) 数值模拟

图8 实验^[14]和数值模拟^[19]得到的气相发散冷却与固体热导率冷却效率的关系Fig.8 Relationships between gas transpiration cooling effectiveness and solid thermal conductivity obtained in experimental investigation^[14] and numerical investigation^[19]

根据前面的分析,可知冷却工质质量流速不同是导致实验结果与数值结果存在显著差异的原因。在实验条件下,加热多孔平板的主流温度仅为 373 K,主流流速被控制在 30 m/s,这使得输入多孔介质的热流不高,相应的冷却工质质量流速也很低($0.3 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$)。在这样的工况下,系统冷却能力主要受冷却工质吸热能力制约,多孔骨架热导率不会对冷却能力造成显著影响。而在数值研究中,加热主流被设定为超声速高温条件(总温为 1 920 K,马赫数为 2.5),输入系统的外部热流很高,对应的冷却工质质量流速在 $17 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 附近。在这样的条件下,流固换热能力成为制约系统冷却能力的主要因素,从而出现多孔骨架材料热导率变化对系统冷却能力产生明显影响的现象。

2.5 冷却工质比热容的影响

文献[10, 17]的实验研究结果都显示,发散冷却系统的冷却效率会随着冷却工质比热容的增加而增加。为了分析系统冷却能力与冷却工质比热容的关系,这里对 4 组冷却工质比热容(500、1 007、1 500、2 000 $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$)对应的发散冷却能力进行了计算,并在图 9 中展示了各组冷却工质比热容下系统冷却能力与冷却工质质量流速的变化关系。从图中可以明显观察到,系统冷却能力会随着冷却工质比热容的提高而增大,并且会在更小的冷却工质质量流量下与冷却工质吸热能力发生显著分离。

图 10 展示了冷却工质比热容从 500 $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

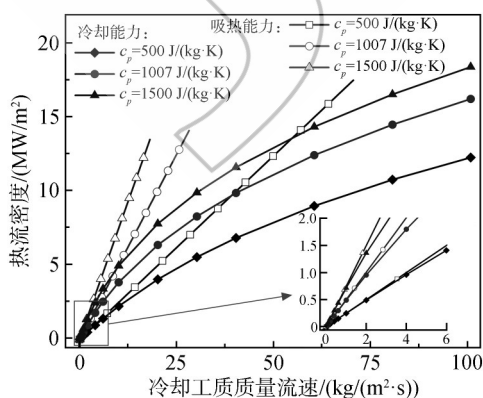


图 9 不同冷却工质比热容下发散冷却系统冷却能力和冷却工质质量流速关系

Fig.9 Relationships between cooling capacity transpiration cooling system and coolant mass flux under different coolant specific heat capacities

增加到 2 000 $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 时系统冷却能力的相对变化率。由图可知,当冷却工质质量流速在 $1 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 以下时,系统冷却能力会随着冷却工质比热容的增加得到显著提升,但在冷却工质质量流速逐渐升高的过程中,因冷却工质比热容增加导致的系统冷却能力的提升程度却不断减小。这是由于系统冷却能力在低冷却工质质量流速的条件下,主要受限于冷却工质吸热能力,通过式(16)可知,冷却工质的吸热能力与其比热容成正比;而式(20)显示,流固换热能力不受冷却工质比热容的影响,因此在冷却工质质量流速增加、流固换热能力逐渐成为系统冷却能力主要制约因素的过程中,冷却工质比热容变化为系统冷却能力带来的影响会被逐渐削弱。由于现有实验研究中的外部热流密度普遍较低,对应的冷却工质质量流速不高,因此能在实验中观察到系统冷却效率随冷却工质比热容增加而增加的现象。

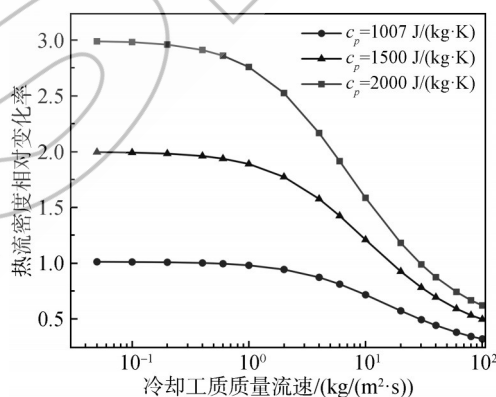


图 10 增加冷却工质比热容带来的冷却能力的相对变化
Fig.10 Relative changes of cooling capacity with the increase of coolant specific heat capacity

为了能直观地显示冷却工质吸热能力被利用的程度,图 11 绘制了 4 组冷却工质比热容下系统冷却能力 Q_{cool} 和冷却工质吸热能力 Q_{abso} 之比 $Q_{\text{cool}}/Q_{\text{abso}}$ 随冷却工质质量流速的变化情况。可以观察到,随着冷却工质质量流速的增加,流固换热能力对系统冷却能力的主导作用增强,冷却工质吸热能力的利用率降低。同时,冷却工质比热容的增加虽然有助于提升系统冷却能力,但是会降低冷却工质吸热能力的利用率。

总的来说,在高冷却工质质量流速与低冷却工质质量流速下,影响发散冷却系统冷却能力的因素存在较大差异。因此在为发散冷却工程应用进行实验或数值研究时,需要设定与应用场景相

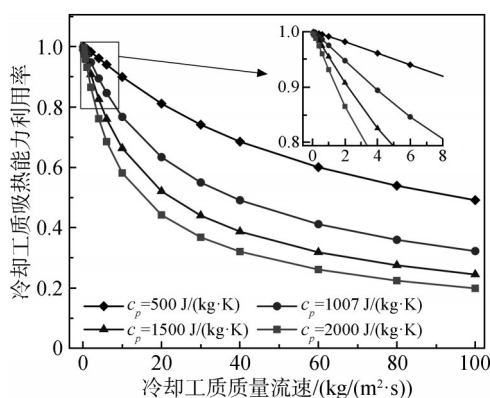


图11 冷却工质吸热能力利用率和冷却工质质量流速的关系

Fig.11 Relationships between the utilization rate of coolant heat absorption capacity and coolant mass flux

匹配的冷却工质质量流量,否则得出的研究结论将无法对工程应用设计起到实际指导作用。

3 结 论

本文对气相发散冷却的冷却能力进行了数值模拟研究。在将多孔骨架热端壁面温度设定为骨架材料能耐受最高温度的情况下,模拟并分析了不同因素对系统冷却能力的影响,得到了如下结论:

1) 发散冷却的冷却能力同时由冷却工质吸热能力和多孔骨架与冷却工质间的换热能力制约。在低冷却工质质量流速下,冷却工质吸热能力起决定作用,系统冷却能力与吸热能力接近一致;而在冷却工质质量流速不断提高的过程中,流固换热能力的制约作用逐渐增强,系统冷却能力与流固换热能力出现相同的变化趋势。

2) 多孔骨架材料的热导率与流固换热能力正相关,与冷却工质吸热能力无关;冷却工质比热容与冷却工质吸热能力正相关,与流固换热能力无关。因此在较低质量流速下,增加冷却工质比热容能显著提升系统冷却能力,而增加多孔骨架热导率则几乎无效;在冷却工质质量流速不断升高的过程中,增加多孔骨架热导率对冷却能力的提升作用不断增强,而增加冷却工质比热容对冷却能力的提升作用则不断被削弱。

3) 冷却工质质量流速的差异会改变各个参数对气相发散冷却系统冷却能力产生的影响,因此在对发散冷却进行研究的过程中,需要明确冷却工质质量流速范围才能得出具有工程指导意义

的合理结论。

参考文献:

- [1] KARIMI M S, OBOODI M J. Investigation and recent developments in aerodynamic heating and drag reduction for hypersonic flows[J]. Heat and Mass Transfer/Waerme-Und Stoffuebertragung, 2019, 55(2): 547-569.
- [2] JIANG Yuguang, QIN Jiang, CHETEHOUNA K, et al. Effect of geometry parameters on the hydrocarbon fuel flow rate distribution in pyrolysis zone of SC ramjet cooling channels[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 141(6): 1114-1130.
- [3] ZHU Yin Hai, PENG Wei, XU Ru Ma, et al. Review on active thermal protection and its heat transfer for airbreathing hypersonic vehicles[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2018, 31(10): 1929-1953.
- [4] SHEN Bin xian, YIN Liang, LIU Hong peng, et al. Thermal protection characteristics for a combinational opposing jet and platelet transpiration cooling nose-tip[J]. Acta Astronautica, 2019, 155: 143-152.
- [5] XIAO Xue feng, ZHAO Guang bo, ZHOU Wei xing, et al. Large-eddy simulation of transpiration cooling in turbulent channel with porous wall[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 145: 618-629.
- [6] LEONTIEV A, SAVELIEV A, KICHATOV B, et al. Effect of gaseous coolant temperature on the transpiration cooling for porous wall in the supersonic flow[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 142: 118433.1-118433.9.
- [7] YANG Li, MIN Zheng, YUE Tian wei, et al. High resolution cooling effectiveness reconstruction of transpiration cooling using convolution modeling method[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 133: 1134-1144.
- [8] SU Hao, WANG Jian hua, HE Fei, et al. Numerical investigation on transpiration cooling with coolant phase change under hypersonic conditions[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 129: 480-490.
- [9] JIANG Pei xue, LIAO Zhi yuan, HUANG Zheng, et al. Influence of shock waves on supersonic transpiration cooling[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 129: 965-974.
- [10] LANGENER T, WOLFERSDORF J VON, SELZER M, et al. Experimental investigations of transpiration cooling applied to C/C material[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2012, 54: 70-81.
- [11] YANG Li, CHEN Wei, CHYU M K. A convolution modeling method for pore plugging impact on transpiration cooling configurations perforated by straight holes[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 126: 1057-1066.
- [12] HUANG Gan, MIN Zheng, YANG Li, et al. Transpiration cooling for additive manufactured porous plates with partition walls[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 124: 1076-1087.

- [13] HUANG Gan, ZHU Yinhai, LIAO Zhiyuan, et al. Transpiration cooling with bio-inspired structured surfaces[J]. *Bioinspiration and Biomimetics*, 2020, 15(3): 036016.1-036016.21.
- [14] LIU Yuanqing, JIANG Peixue, XIONG Yanbin, et al. Experimental and numerical investigation of transpiration cooling for sintered porous flat plates[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 50(1): 997-1007.
- [15] OTSU H, FUJITA K, ITO T. Application of the transpiration cooling method for reentry vehicles[C]. Reno, Nevada, US: the 45th AIAA Aerospace Sciences Meeting, 2007.
- [16] ARAI M, SUIDZU T. Porous ceramic coating for transpiration cooling of gas turbine blade[J]. *Journal of Thermal Spray Technology*, 2013, 22(5): 690-698.
- [17] LIU Yuanqing, JIANG Peixue, JIN Shaoshan, et al. Transpiration cooling of a nose cone by various foreign gases[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2010, 53(23/24): 5364-5372.
- [18] KUHN M, HALD H. Application of transpiration cooling for hot structures[C]//RESPACE-Key Technologies for Reusable Space Systems. Berlin Heidelberg: Springer, 2008: 82-103.
- [19] HUANG Zheng, ZHU Yinhai, XIONG Yanbin, et al. Investigation of transpiration cooling for sintered metal porous struts in supersonic flow[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2014, 70(1): 240-249.
- [20] CHEURET F, STEELANT J, LANGENER T. Numerical investigations on transpiration cooling for scramjet applications using different coolants[R]. San Francisco, US: the 17th AIAA International Space Planes and Hypersonic Systems and Technologies Conference, 2011.
- [21] BURKE S P, PLUMMER W B. Gas flow through packed columns[J]. *Industrial and Engineering Chemistry*, 1928, 20(11): 1196-1200.
- [22] LIU Yuanqing, XIONG Yanbin, JIANG Peixue, et al. Effects of local geometry and boundary condition variations on transpiration cooling[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, 62(1): 362-372.

(编辑:王碧琚)