

DOI: 10.13801/j.cnki.fhclxb.20170122.001

含流道微桁架夹层面板隔热性能评估方法

张南, 张永存, 陈文炯, 吴书豪, 刘书田*

(大连理工大学 工业装备结构分析国家重点实验室, 大连 116024)

摘 要: 本文详细探讨了含流道的微桁架夹层面板内部复杂的传热机制, 并基于简化假设, 提出了一种评估该结构隔热性能的解析模型, 建立了该类新型一体化主动冷却热防护结构的隔热性能快速评估方法。通过与 Fluent 软件详细的数值模拟结果对比, 验证了评估方法的有效性。该研究为新结构的实际应用提供了理论基础。

关键词: 热防护结构; 含流道微桁架材料; 解析模型; 隔热性能; 一体化设计

中图分类号: TB331 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-3851(2017)04-0850-09

A method of evaluating thermal insulant performance of micro-truss sandwich panel with channels

ZHANG Nan, ZHANG Yongcun, CHEN Wenjiong, WU Shuhao, LIU Shutian*

(State Key Laboratory of Structural Analysis for Industrial Equipment, Department of Engineering Mechanics, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

Abstract: In this paper, the heat transfer mechanism of micro-truss sandwich panel with channels was investigated. Based on some conservative assumptions, a simple and effective model for evaluating the thermal insulant performance of the sandwich panel was proposed. Meanwhile, a rapid method for evaluating the thermal insulant performance of the new integrative thermal protection structure with active cooling was established. The effectiveness and validity of this analysis model were verified by comparing with the detailed numerical simulation results provided by Fluent software. This study offers a support for the further application of the new structure.

Keywords: thermal protection structure; micro-truss materials with channels; analysis model; thermal insulant performance; integrated design

高超声速远程机动飞行器要从稠密大气层到近空间,在近空间内长时间巡航飞行,再从近空间返回稠密大气层,气动加热现象非常严重^[1-3]。为了保持高的升阻比和良好的气动外形,飞行器外表面各个部件均不允许产生明显的烧蚀,否则将直接影响飞行距离和机动性能,同时高超声速飞行器巡航时间较长,表面热流密度虽然不是很高,但总的加量热很大,无法单纯依靠结构本身的吸热达到热防护的目的。因此,需要发展以主动冷却为主的热防护系统^[4]。若主动热防护结构与内部冷结构单独设计,则由于主动冷却管道等附加结构的存在,会使

整体质量大幅度提高,从而导致结构质量严重超标。因此,迫切需要发展新型轻质一体化的主动冷却热防护技术。

Rakow 等^[5]提出了一种开孔金属泡沫夹层面板作为一体化的主动冷却热防护系统,三明治面板不仅具有承受外部气动载荷的能力,同时产生的气动热可以利用流经金属泡沫的冷却液带走。因此,该结构具有承载和主动冷却双重功能。虽然金属泡沫具有十分优异的传热性能,然而由于其内部细观结构的随机性,力学性能远低于细观规则的周期性点阵材料,如微桁架材料,金属蜂窝等^[6-9]。另外,

收稿日期: 2016-04-08; 录用日期: 2017-01-11; 网络出版时间: 2017-01-22 10:36
网络出版地址: www.cnki.net/kcms/detail/11.1801.TB.20170122.1036.002.html
基金项目: 国家自然科学基金(11572071; 11332004); 中航产学研(CXY2013DLLG32); 中央高校基本科研业务费专项资金(DUT15ZD101); 111 引智计划项目(B14013)
通讯作者: 刘书田, 博士, 教授, 博士生导师, 研究方向为结构优化与材料设计 E-mail: stliu@dlut.edu.cn
引用格式: 张南, 张永存, 陈文炯, 等. 含流道微桁架夹层面板隔热性能评估方法[J]. 复合材料学报, 2017, 34(4): 850-858.
ZHANG N, ZHANG Y C, CHEN W J, et al. A method of evaluating thermal insulant performance of micro-truss sandwich panel with channels[J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2017, 34(4): 850-858 (in Chinese).

已有的研究表明, 周期性点阵材料 also 具有良好的主动冷却散热能力^[9]。这些优良的品质使微桁架材料成为高超音速飞行器一体化热防护结构最为理想的候选材料之一。现阶段, 微桁架材料的制备方法主要局限于实验室, 还没有成熟的批量生产工艺, 且基于现有制备工艺(如铸造法、挤压法和组装-焊接法等), 微桁架材料(如三角锥和 Kagome)力学性能仅能达到理想拉压性能的 $1/3$ ^[10]。另外, 若以微桁架夹层面板作为主动冷却通道, 冷却流体的流动控制较为困难^[11-12]。这些因素都限制了微桁架材料的实际应用。

增材制造, 又称为 3D 打印^[13], 采用材料逐渐累加的方法, 能够制备内部任意复杂的微桁架结构, 为微桁架材料的进一步实际应用提供制备基础。利用增材制造技术所制备的微桁架结构性能十分优异, 所制备的钛合金结构件已经能够达到工业应用的标准^[14-17]。针对高超声速热防护结构的实际需求, 课题组提出并利用增材制造技术试制了一种含流道的钛合金微桁架夹层结构^[18], 该结构具有主动散热与承载双功能特性, 是理想的一体化主动热防护结构。本文研究建立了用于该结构热防护能力的评估方法, 针对恒温与线性温度分布两种热载荷工况, 给出了相应的解析表达式。通过与详细的数值仿真结果对比, 验证了所提出解析模型的有效性与可靠性。

1 含流道的微桁架夹层结构模型

含流道的微桁架夹层结构模型如图 1 所示。由上下面板构成夹层板, 紧贴上面板的下表面布置一排流道, 现取正三角形截面形状, 其余部分填充微桁架。单独流道的设计易于流动控制, 上表面产生的热量可以通过流道内的冷却流体快速带走, 三角形流道同时兼具较好的承载性能, 有助于提高结构的承载能力。微桁架内部大量空间还可用于其他功

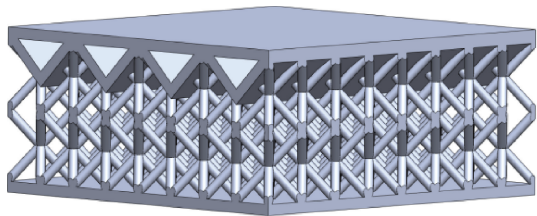


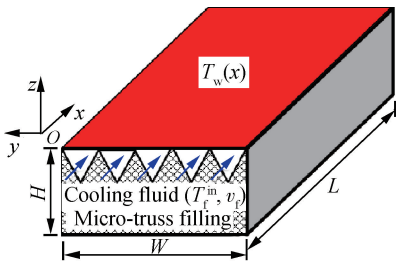
图 1 含流道的微桁架夹层结构模型
Fig. 1 Configuration model illustration of micro-truss sandwich panel with flow channels

能应用。具体结构尺寸如图 2(a)所示, 长为 L , 宽为 W , 高为 H 。宽 W 远大于单胞尺寸, 左右两侧为绝热边界。下面板为对流边界, 外界环境温度为 T_{t2} , 对流换热系数为 h_2 , 上面板为温度边界 $T_w(x)$ 。根据不同的实际应用情况, 考虑两种热载荷工况, 如图 2(b)所示, 分别为等温分布以及沿着长度方向(即 x 方向)的线性温度分布。

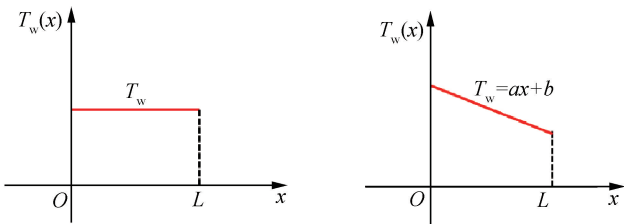
该结构中固体材料采用钛合金, 冷却流体选用水, 桁架空间中充满空气。几种材料的具体物理属性如表 1 所示。给定流道入口前端流体的速度 v_f , 入口流体温度 T_{f1} 。该夹层板的隔热目标是, 结构在气动加热载荷情况下, 保证内部表面(即夹层结构上面板的下表面)的最高温度 T_{bottom}^{max} 不高于许用温度。考虑到结构在宽度方向的周期分布, 现取宽度方向的一个单胞进行分析, 其模型如图 3(a)所示。图 3(b)为仅考虑流道内换热时的分析单胞模型。

2 含流道的微桁架夹层面板隔热性能评估方法

为实现含流道微桁架夹层面板的隔热分析, 首先做出如下两个假设:(1) 夹层结构的总高度远大于上下面板的厚度, 因此, 沿上下面板厚度方向的温度变化忽略不计;(2) 结构在使用过程中低于 $550\text{ }^{\circ}\text{C}$ (钛合金最高使用温度)。因此, 结构内部的辐射传热忽略不计。



(a) Simplified model



(b) Temperature loads applied in the upper plate

图 2 含流道的微桁架夹层结构尺寸及温度载荷分布图

Fig. 2 Schematic diagram of size and temperature loads of micro-truss sandwich panel with flow channels

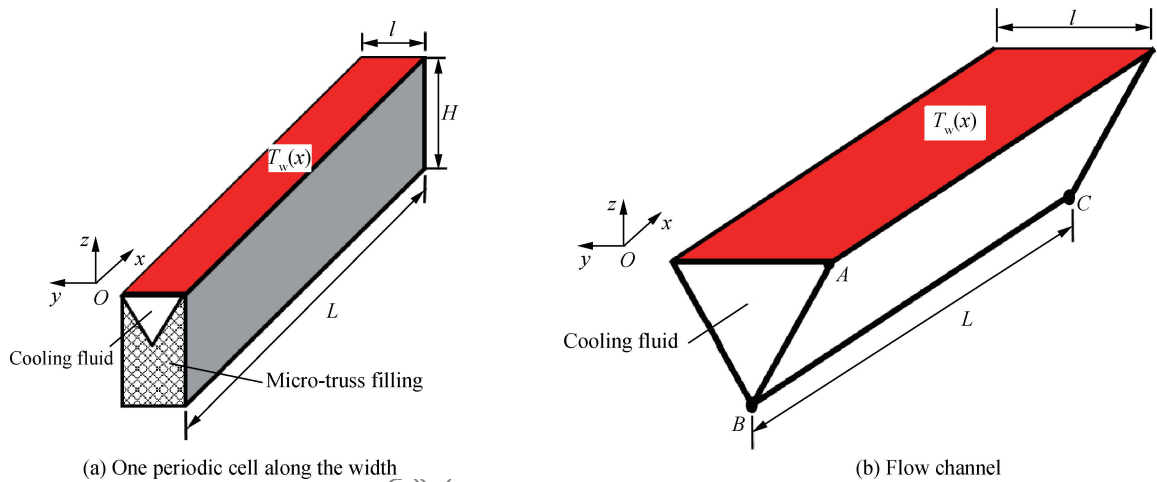


图 3 微桁架夹层结构单胞模型

Fig. 3 Cell model of micro-truss sandwich structure

表 1 钛合金、水和空气物理属性数据表

Table 1 Material properties of Ti alloy, water and air

Parameters	Value	Parameters	Value
Thermal conductivity of water $K_f/(\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$	0.6	Density of air $\rho_{\text{air}}/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	1.225
Specific heat capacity of water $C_{pf}/(\text{J}(\text{K} \cdot ^\circ\text{C})^{-1})$	4 182	Dynamic viscosity of air $\mu_{\text{air}}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1})$	1.79×10^{-5}
Density of water $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	998.2	Thermal conductivity of Ti alloy $K_s/(\text{W}(\text{m} \cdot \text{K})^{-1})$	11
Dynamic viscosity of water $\mu/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1})$	0.001	Specific heat capacity of Ti alloy $C_{ps}/(\text{J}(\text{K} \cdot ^\circ\text{C})^{-1})$	688
Thermal conductivity of air $K_{\text{air}}/(\text{W}(\text{m} \cdot \text{K})^{-1})$	0.024 2	Density of Ti alloy $\rho_s/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	4 450
Specific heat capacity of air $C_{p\text{air}}/(\text{J}(\text{K} \cdot ^\circ\text{C})^{-1})$	1 006.43		

含流道的微桁架夹层板内部结构复杂，结构内部传热是典型的流固耦合传热问题，直接进行数值仿真模拟，求解十分困难。实际上，微桁架夹芯结构上表面产生的热量主要通过流道内冷却流体带走，另外耗散掉的热量还包括以下两部分：(1)通过微桁架内部空气的自然对流耗散的热量；(2)下面板与外部环境的对流换热耗散的热量。因此，含流道的微桁架夹层面板的整体换热量可以表示为

$$Q = Q_{\text{flow}} + Q_{\text{bottom}} + Q_{\text{truss}} \quad (1)$$

其中： Q_{flow} 为通过流道内冷却流体带走的热量。若忽略微桁架内部自然对流换热量 Q_{truss} 和下面板与外部环境的对流换热量 Q_{bottom} ，则整体的换热量仅为流道内冷却流体带走的热量 Q_{flow} ，分析模型则由图 3(a)简化为图 3(b)所示结构。显然，该简化低估了结构整体的换热量，图 3(b)所示结构 C 点的温度 T_c 也必然高于整体结构下面板的最高温度 $T_{\text{bottom}}^{\text{max}}$ 。因此，用 T_c 近似表征 $T_{\text{bottom}}^{\text{max}}$ ，是一种保守的假设。

本文具体的评估策略如下：首先利用解析模型分

别评估微桁架内部自然对流换热量 Q_{truss} 、流道内的强迫对流换热量 Q_{flow} 及温度 T_c ；其次，忽略微桁架内部自然对流的影响，利用数值模拟方法，综合考虑流道内的强迫对流和下面板的自然对流，计算获得夹层面板的整体换热量 Q_{num} 以及下面板的最高温度 $T_{\text{bottom}}^{\text{max}}$ ；最后，采用 $Q_{\text{truss}}/(Q_{\text{truss}} + Q_{\text{num}})$ 来评估微桁架内部自然对流对整体换热性能的影响。通过比较 Q_{flow} 和 Q_{num} 以及 T_c 和 $T_{\text{bottom}}^{\text{max}}$ ，来评估解析模型的近似程度，侧面反映 Q_{bottom} 对整体换热性能的影响。

主要研究思路为：首先给出微桁架内部自然对流换热评估方法；其次，采用解析方法，给出流道的换热总量 Q_{flow} 和温度 T_c 的显示表达式；最后，介绍含流道的微桁架结构整体隔热性能数值评估方法。

2.1 微桁架内部自然对流换热评估方法

微桁架内部空间内充满空气，若桁架内部的空气与外部环境存在相互流动，则自然对流换热会带走一部分热量。假设微桁架内空气温度与室温相同，即空气温度尽可能的取最低值。由于流道的存

在, 微桁架在高度方向的实际长度会有不同程度的减少, 为方便计算, 忽略流道的存在, 故单根桁架的长度如图 4 所示。上端的温度取上壁面温度 T_w , 下端取隔热边界条件。隔热边界会使壁面温度场比实际偏高。因此, 本文过高的评估了自然对流对总体换热量的贡献。

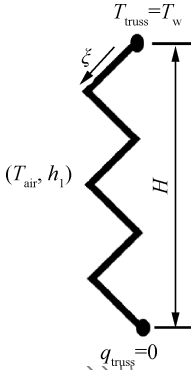


图 4 单根桁架杆件模型

Fig. 4 Analytical model of single truss

假设单根桁架杆件的实际长度为 H^* , 由于杆件长度 H^* 远大于其直径 d , 忽略杆件横截面内的传热, 则杆的换热问题可简化为沿杆轴向的一维热传导问题, 其温度控制方程可表示为

$$\frac{d^2 T_{\text{truss}}(\xi)}{d\xi^2} - \frac{4h_1}{k_s d} [T_{\text{truss}}(\xi) - T_{\text{air}}] = 0 \quad (2)$$

其中, h_1 为微桁架内部的自然对流换热系数, 通常取值为 $1 \sim 10^{[21]}$ 。令

$$\hat{T}_{\text{truss}}(\xi) = T_{\text{truss}}(\xi) - T_{\text{air}}, \quad \lambda_1^2 = \frac{4h_1}{k_s d} \quad (3)$$

则控制方程(2)改写为

$$\frac{d^2 \hat{T}_{\text{truss}}(\xi)}{d\xi^2} - \lambda_1^2 \hat{T}_{\text{truss}}(\xi) = 0 \quad (4)$$

引入边界条件

$$\begin{cases} T_{\text{truss}} = T_w & \xi = 0 \\ q_{\text{truss}} = 0 & \xi = H^* \end{cases}$$

方程(4)的解可写为

$$\hat{T}_{\text{truss}}(\xi) = \frac{T_w - T_{\text{air}}}{1 + e^{2\lambda_1 H^*}} e^{\lambda_1 \xi} + \frac{(T_w - T_{\text{air}}) e^{2\lambda_1 H^*}}{1 + e^{2\lambda_1 H^*}} e^{-\lambda_1 \xi} \quad (6)$$

单根桁架杆的对流换热耗散量为

$$\begin{aligned} q_{\text{truss}} \big|_{\xi=0} &= -k_s \frac{\pi d^2}{4} \frac{d\hat{T}_{\text{truss}}(\xi)}{d\xi} \bigg|_{\xi=0} \\ &= k_s \frac{\pi d^2}{4} \lambda_1 \frac{T_w - T_{\text{air}}}{1 + e^{2\lambda_1 H^*}} [e^{2\lambda_1 H^*} - 1] \end{aligned} \quad (7)$$

假设上面板单位面积内的桁架个数为 α , 则自然对流的总体换热量 Q_{truss} 可表示成

$$Q_{\text{truss}} = \alpha W L q_{\text{truss}} =$$

$$W L \alpha k_s \frac{\pi d^2}{4} \lambda_1 \frac{T_w - T_{\text{air}}}{1 + e^{2\lambda_1 H^*}} [e^{2\lambda_1 H^*} - 1] \quad (8)$$

2.2 流道内强迫对流换热性能评估方法

含流道的分析单胞模型如图 3(b) 所示。为简化主动对流换热的分析过程, 做出如下假设: (1) 流道上部为温度边界条件, 忽略流道外部微桁架对流道壁面温度场的影响, 假设流道外壁面为绝热边界条件; (2) 考虑到流道壁面内沿着流动方向的温度梯度远小于垂直于流动方向的温度梯度 ($\partial T / \partial x \ll \partial T / \partial y, \partial T / \partial x \ll \partial T / \partial z$), 故忽略热量在流动方向的传递^[19-20]; (3) 考虑到流道固体壁面的长度远大于厚度 ($l \gg t$), 因此, 忽略沿着壁面厚度方向的传热; (4) 该结构通常在低雷诺数 (< 500) 下使用, 假设管道内流体的流动为充分发展的层流, 管内的对流换热系数 h_2 为常数。

根据以上假设, 流道固体壁面的分析可以进一步简化为一维热传导问题, 如图 5 所示, 流道壁面的温度控制方程可表示为

$$\frac{d^2 T(x, \zeta)}{d\zeta^2} - \frac{h}{k_s t} [T(x, \zeta) - T_f(x)] = 0 \quad (9)$$

其中: ζ 是沿着单胞流道壁面的局部坐标系; $T(x, \zeta)$ 为固体壁面温度; $T_f(x)$ 为截面 x 处的冷却流体在流道内的平均温度; 局部对流换热系数 h 可表示为

$$h = \frac{Nu k_f}{D_h} \quad (10)$$

其中: D_h 为当量直径, $D_h = 4A/P$, A 为流道的横截面积即 $A = \sqrt{3}l^2/4$; Nu 为努塞尔数, 表示对流换热强烈程度的一个准数, 是 Reynolds ($Re_d = \mu_l D_h / \nu_l$) 数的函数。对于恒定壁面温度条件下, 若

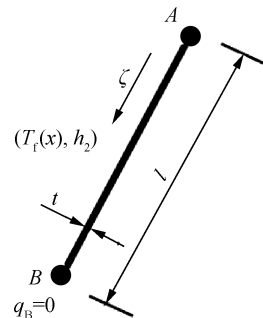


图 5 单胞流道壁面分析图

Fig. 5 Analytical model of flow channel wall

考虑入口效应, Nu 数可表示为

$$Nu = Nu_{\infty} + \frac{\beta_1 (Re_d Pr D_h / L)}{1 + \beta_2 (Re_d Pr D_h / L)^n} \quad (11)$$

其中: Nu_{∞} 为温度边界层充分发展后的努赛尔数;

β_1, β_2, n 为常数; Pr 为普朗特数, 表示为

$$Pr = \mu_f C_{pf} / k_f \quad (12)$$

定义

$$\lambda_2^2 = \frac{h_2}{k_s t}, \quad \hat{T}(x, \zeta) = T(x, \zeta) - T_f(x) \quad (13)$$

并考虑边界条件:

$$\begin{cases} \hat{T}(x, \zeta) = \hat{T}_A & \zeta = 0 \\ \hat{T}(x, \zeta) = \hat{T}_B & \zeta = l \end{cases} \quad (14)$$

方程(9)的解(即流道单胞壁面的温度分布)可表示为

$$\hat{T}(x, \zeta) = \frac{\sinh[\lambda_2(l - \zeta)]}{\sinh(\lambda_2 l)} \hat{T}_A + \frac{\sinh[\lambda_2 \zeta]}{\sinh(\lambda_2 l)} \hat{T}_B \quad (15)$$

沿着流道壁面的热流表示为

$$q(x, \zeta) = -k_s t \frac{dT(x, \zeta)}{d\zeta} = \lambda_2 k_s t \left[\frac{\cosh(\lambda_2(l - \zeta))}{\sinh(\lambda_2 l)} \hat{T}_A(x) - \frac{\cosh(\lambda_2 \zeta)}{\sinh(\lambda_2 l)} \hat{T}_B(x) \right] \quad (16)$$

最终获得 A、B 两节点间的温度与热流关系:

$$\begin{bmatrix} q_B \\ \hat{T}_B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh(\lambda_2 l) & -\lambda_2 k_s t \sinh(\lambda_2 l) \\ -\sinh(\lambda_2 l) / (\lambda_2 k_s t) & \cosh(\lambda_2 l) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_A \\ \hat{T}_A \end{bmatrix} \quad (17)$$

2.2.1 恒定温度边界

当上面板为恒温边界时,

$$\hat{T}_A = T_w - T_f(x), \quad q_B = 0$$

代入式(17)中, 可得

$$q_A = \lambda_2 k_s t \tanh(\lambda_2 l) [T_w - T_f(x)] \quad (19)$$

$$\hat{T}_B = [-\tanh(\lambda_2 l) \sinh(\lambda_2 l) + \cosh(\lambda_2 l)] [T_w - T_f(x)] \quad (20)$$

流道单胞壁面的总体传热量 Q_{in} 为

$$Q_{in} = 2q_A + q_0 = (h_2 l + 2\lambda_2 k_s t \tanh(\lambda_2 l)) (T_w - T_f(x)) \quad (21)$$

沿着冷却液流动 x 方向取控制体积 dx , 根据流固传热能量守恒:

$$\begin{aligned} & \int [h_2 l + 2\lambda_2 k_s t \tanh(\lambda_2 l)] [T_w - T_f(x)] dx = \\ & \int \rho_f v_f A C_{pf} dT_f(x) \end{aligned} \quad (22)$$

求解微分方程(22), 可得 x 截面处冷却液的平均温度

$$T_f(x) = T_w - \exp[\ln(T_w - T_f^{in}) - Ax / (\dot{m} C_{pf})] \quad (23)$$

其中:

$$A = h_2 l + 2\lambda_2 k_s t \tanh(\lambda_2 l), \quad \dot{m} = \rho_f v_f A \quad (24)$$

流道的总体换热量为

$$Q_{flow} = \dot{m} C_{pf} \Delta T_f(L) = \dot{m} C_{pf} [T_f(L) - T_f^{in}] \quad (25)$$

即

$$Q_{flow} = \rho_f v_f A C_{pf} (T_w - T_f^{in}) - \rho_f v_f A C_{pf} \exp[\ln(T_w - T_f^{in}) - \frac{h_2 l + 2\lambda_2 k_s t \tanh(\lambda_2 l)}{\rho_f v_f A C_{pf}} x] \quad (26)$$

图 3(b)中 C 点处的固体壁面温度为

$$\begin{aligned} T_C &= T_w - \frac{h_2 l + 2\lambda_2 k_s t \tanh(\lambda_2 l)}{\rho_f v_f A C_{pf}} x \\ &= [-\sinh^2(\lambda_2 l) / \cosh(\lambda_2 l) + \cosh(\lambda_2 l) - 1] \\ &\quad \exp[\ln(T_w - T_f^{in}) - \frac{h_2 l + 2\lambda_2 k_s t \tanh(\lambda_2 l)}{\rho_f v_f A C_{pf}} x] + T_w \end{aligned} \quad (27)$$

2.2.2 线性变化温度边界

若上面板温度载荷线性变化情况为

$$T_w(x) = ax + b \quad (28)$$

代入(17)式中, 可得

$$q_A = \lambda_2 k_s t \tanh(\lambda_2 l) [ax + b - T_f(x)] \quad (29)$$

$$\hat{T}_B = [-\tanh(\lambda_2 l) \sinh(\lambda_2 l) + \cosh(\lambda_2 l)] \times [ax + b - T_f(x)] \quad (30)$$

根据流固传热能量守恒方程(22), 可得

$$\begin{aligned} & \int [h_2 l + 2\lambda_2 k_s t \tanh(\lambda_2 l)] [ax + b - T_f(x)] dx = \\ & \int \rho_f v_f A C_{pf} dT_f(x) \end{aligned} \quad (31)$$

求解微分方程, 则 x 截面处冷却液的平均温度为

$$T_f(x) = ax + b - \frac{\dot{m} C_{pf}}{A} + (T_f^{in} + \frac{\dot{m} C_{pf}}{A} - b) \exp(-Ax / \dot{m} C_{pf}) \quad (32)$$

流道的总体主动换热量为

$$Q_{flow} = \dot{m} C_{pf} \left[ax + b - \frac{\dot{m} C_{pf}}{A} + \left(T_f^{in} + \frac{\dot{m} C_{pf}}{A} - b \right) \exp\left(-\frac{A}{\dot{m} C_{pf}} x\right) - T_f^{in} \right] \quad (33)$$

C 点处的固体壁面温度为

$$T_C = T_{w2}(L) = [-\sinh^2(\lambda_2 l)/\cosh(\lambda_2 l) + \cosh(\lambda_2 l) - 1][\dot{a}mC_{pf}/A - (T_i^{\text{in}} + \dot{a}mC_{pf}/A - b)\exp(-Ax/\dot{m}C_{pf})] + ax + b$$

(34)

2.3 含流道的微桁架结构整体隔热性能数值评估方法

为获得夹层面板较为准确的整体隔热性能, 针对图 3(a) 所示的夹层结构单胞分析模型, 利用 Fluent 软件进行详细的数值仿真, 以获得较为准确的计算结果。具体的设置如下:

(1) 材料属性设置

考虑到夹层面板内微桁架结构复杂, 因此将其等效为均质材料, 其等效的传热系数表示为

$$k_{\text{se}} = k_s V_1 + k_{\text{air}} V_2$$

(35)

其中: V_1 、 V_2 分别为桁架材料和空气所占体分比。其余部分包括上下面板、流道以及冷却流体, 均按照实际材料进行赋值, 具体所需要的数据见表 1。

(2) 网格剖分设置

网格采用 Cooper 方法进行网格划分, 均采用六面体结构化网格。同时, 在流固界面附近采用了边界层划分, 如图 6 所示。

(3) 边界条件及求解器设置

(I) 流道入口处施加温度边界条件, 出口边界条件为自由流动出口(Outflow)。

(II) 夹层板上面板设置温度载荷边界条件, 下面板的下表面为绝热边界条件。流固耦合的交界面, 采用无滑移、热耦合边界。

(III) 宽度方向上的所有表面施加对称边界条件。

(IV) 控制方程采用分离求解方法进行求解,

采用 SIMPLE 算法实现压力-速度之间的耦合。动量方程、能量方程均采用二阶迎风格式进行离散。

3 结果与讨论

为验证针对含流道微桁架夹层板隔热性能评估方法的有效性, 以典型的金字塔四层微桁架夹层面板为例, 进行系统的评估。具体尺寸列于表 2, 边界条件的具体参数列于表 3。

表 2 夹层结构单胞尺寸参数表

Table 2 Size parameters of cell sandwich structure

Parameters	Value
Length of sandwich panel L/mm	200
Height of sandwich panel H/mm	15
Width of the cell l/mm	5
Wall thickness of channel δ/mm	0.5
Bar diameter of micro-truss d/mm	0.7

表 3 边界条件设置参数表

Table 3 Parameters of boundary conditions

Parameters	Value
Cooling fluid temperature at inlet T_p^{in}/K	300
Convective heat transfer coefficient in the internal micro-truss $h_1/(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$	10
Temperature of air T_{air}/K	300
Convective heat transfer coefficient between bottom plate and external environment micro-truss $h_2/(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$	10

3.1 微桁架内部自然对流换热的影响

首先, 计算夹层面板各部分的换热量, 评估微桁架内部自然对流换热对夹层板换热性能贡献的大小。其中, 桁架与空气的自然对流换热系数 h_1 和下面板与外界环境的自然对流换热系数 h_2 数值均取为 $10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 该参数过高估计了结构与空气的自然对流换热量, 计算是安全可靠的。考虑不同恒温载荷以及不同入口雷诺数两种工况, 计算微桁架内部自然对流换热量与整体结构换热量的比值。

当上面板施加不同的恒温载荷工况 $T_w = 400 \sim 750 \text{ K}$ 、入口雷诺数 $Re = 110$ 时, 结构各部分的换热量如表 4 所示。可知, 在不同温度载荷工况下, 自然对流换热量所占夹层板总体换热量的比例相同, 均为 2.52%。这一方面说明自然对流换热量在整体换热量的比重较低, 可以完全忽略, 本文提出的假设是合理有效的; 另一方面, 从表达式(8)可以看出, 自然对流换热量是关于边界温度的线性函数, 这说明整体换热量 Q 也近似为边界温度的线性函数。结构的隔热性能主要由流道主动换热来承担。

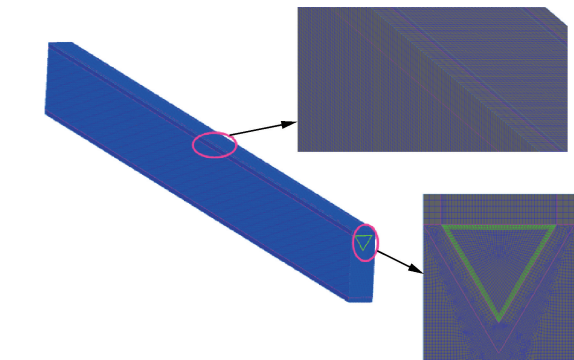


图 6 微桁架夹层结构单胞网格剖分图

Fig. 6 Computational meshing of unit cell of micro-truss sandwich panel

当上面板施加恒温热载荷 $T_w=500\text{ K}$ 、入口雷诺数 Re 变化时, 结构各部分换热量的大小如表 5 所示。可知, 随着入口雷诺数的增加, 微桁架内部自然对流换热量所占比例逐渐减小, 最大比例为 4.28%, 最小为 1.61%。一方面表明自然对流换热量较整体比例低, 完全可以忽略; 同时, 由式(8)可知, 桁架内部自然对流换热与入口雷诺数无关, 而整体结构的换热量会随着入口雷诺数的增大而提高, 故微桁架内部自然对流换热量所占比例随着入口雷诺数的增大而逐渐减小。

3.2 解析模型的有效性验证

考虑恒温热载荷 T_w 以及线性变化温度载荷 $T_w(x)=500-200x(0<x<0.2m)$ 两种工况, 采用 2.2 节中提出的流道主动换热解析模型, 评估流道主动换热量 Q_{flow} 以及壁面 C 点处温度 T_c 。使用

Fluent 软件, 建立图 3(a)夹层结构分析单胞模型, 进行数值仿真计算, 提取结构的总体换热量 Q_{num} 、下面板最高温度 T_{bottom}^{max} 。并将两种方法的计算结果进行对比。

3.2.1 整体换热量对比

当改变流道入口流速时, 提取结构的换热量, 两种方法的数据对比如表 6、表 7 所示。观察表 6、表 7 数据可知, 随着入口雷诺数的升高, 结构的换热量增加显著, 当雷诺数增大到一定程度后, 换热能力达到饱和。对于两种不同温度载荷工况, 本文算法与 Fluent 软件计算结果吻合较好, 误差均在 3% 以内, 一方面表明下面板与外部环境的对流换热耗散的热量很小, 完全可以忽略; 同时验证了本文解析模型对夹层面板隔热性能评估的有效性。

表 4 不同恒温载荷工况下微桁架夹层结构单胞各部分的换热量

Table 4 Heat dissipation of computational cell structure subjected to different constant temperature load

T/K	400	450	500	550	600	650	700	750
Q_{truss}/W	2.07	3.11	4.14	5.18	6.21	7.25	8.28	9.32
Q_1/W	82.09	123.13	164.14	205.18	246.20	287.26	328.27	369.31
$\eta/\%$	2.52	2.52	2.52	2.52	2.52	2.52	2.52	2.52

Notes: $Q_1=Q_{truss}+Q_{num}$, Q_{truss} — Heat dissipation by natural convection in micro-truss, Q_{num} — Heat dissipation except for natural convection in micro-truss obtained by numerical simulation; η — Percentage of natural convection in micro-truss, $\eta=Q_{truss}/Q_1$.

表 5 入口雷诺数不同时微桁架夹层结构单胞各部分的换热量

Table 5 Heat dissipation of computational cell structure of micro-truss sandwich panel subjected to different Reynolds number

Re	44	88	132	176	220	264	308	352
Q_{truss}/W	4.14	4.14	4.14	4.14	4.14	4.14	4.14	4.14
Q_1/W	96.71	146.57	177.24	199.66	217.59	232.67	245.77	257.40
$\eta/\%$	4.28	2.82	2.34	2.07	1.90	1.77	1.68	1.61

表 6 恒温载荷工况下解析解获得的微桁架夹层结构单胞整体换热量与数值仿真结果对比

Table 6 Heat dissipation of cell structure of micro-truss sandwich panel obtained by analytical model and numerical simulation subjected to constant temperature load

Re	44	88	132	176	220	264	308	352
Q_{flow}/W	92.49	140.97	171.00	193.33	211.62	227.42	241.52	254.38
Q_{num}/W	92.57	142.43	173.10	195.52	213.45	228.53	241.63	253.26
Error/%	0.08	1.46	2.10	2.19	1.83	1.11	0.11	1.12

Notes: Q_{flow} — Heat dissipation of active cooling in channel obtained by analytical solution; Q_{num} — Heat dissipation except for natural convection in micro-truss obtained by numerical simulation; Error = $|Q_{flow}-Q_{num}|/Q_{num}\times 100\%$.

表 7 线性载荷工况下解析解获得的微桁架夹层结构单胞整体换热量与数值仿真结果对比

Table 7 Heat dissipation of cell structure of micro-truss sandwich panel obtained by analytical model and numerical simulation subjected to linear temperature load

Re	44	88	132	176	220	264	308	352
Q_{flow}/W	82.24	125.97	151.74	172.07	188.68	203.02	215.80	223.57
Q_{num}/W	81.13	124.37	151.84	171.91	187.95	201.44	213.16	223.57
Error/%	1.35	1.27	0.07	0.09	0.39	0.78	1.22	1.05

3.2.2 下面板最高温度对比

将本文解析模型方法计算得到的壁面温度 T_c 与 Fluent 软件中获取 $T_{\text{bottom}}^{\text{max}}$ 进行比较, 同样考虑该物理量随雷诺数的变化情况, 如表 8、表 9 所示。

随着入口雷诺数的增加, 两种热载荷工况下的底面板最高温度变化趋势与换热量相似, 逐渐趋于

缓和, 两种方法数据误差较小, 均在 3% 以内, 吻合很好。本文解析模型计算参数略高于 Fluent 软件详细模拟结果。

综上所述, 考虑两种温度载荷工况, 对比多组数据, 本文解析模型与 Fluent 商业软件数据误差均很小, 表明本文提出的解析模型可以准确、安全、简便地评估整体结构换热的性能。

表 8 恒温载荷工况下解析解获得的微桁架单胞结构最高温度与数值仿真结果对比

Table 8 The highest temperature of cell structure of micro-truss sandwich panel by analytical model and numerical simulation subjected to constant temperature load

Re	44	88	132	176	220	264	308	352
T_c	487.34	466.04	451.46	441.01	432.96	426.45	421.00	416.30
$T_{\text{bottom}}^{\text{max}}$	484.02	458.58	442.82	432.18	424.25	417.95	412.73	408.31
Error/%	0.69	1.93	1.95	2.04	2.05	2.03	2.00	1.96

Notes: $T_{\text{bottom}}^{\text{max}}$ — The highest temperature obtained by numerical simulation; T_c — The highest temperature obtained by analytical solution; Error = $|T_c - T_{\text{bottom}}^{\text{max}}| / T_{\text{bottom}}^{\text{max}} \times 100\%$

表 9 线性载荷工况下解析解获得的微桁架单胞结构最高温度与数值仿真结果对比

Table 9 The highest temperature of cell structure of micro-truss sandwich panel by analytical model and numerical simulation subjected to linear temperature load

Re	44	88	132	176	220	264	308	352
T_c	457.08	438.68	426.04	413.21	410.41	404.92	400.33	397.37
$T_{\text{bottom}}^{\text{max}}$	456.08	435.25	422.07	413.14	406.49	401.21	396.83	393.11
Error/%	0.22	0.79	0.94	0.99	0.96	0.92	0.88	0.88

4 结 论

本文对一种具有承载与隔热双功能特性的含流道的微桁架夹层结构进行了隔热性能评价, 得到以下结论:

(1) 通过一些保守的简化假设, 针对该结构提出了一种评估其隔热性能的解析模型, 建立了结构隔热性能的快速评估方法。

(2) 通过与详细数值模拟结果的对比, 验证了本文所述解析模型的有效性。结果表明: 微桁架内部的自然对流换热和底部边界的自然对流换热对整体结构隔热性能贡献较小, 在计算中完全可以忽略不计。

(3) 本文提出的解析模型能够较为准确和安全地评估这种新型承载-隔热一体化的热防护结构的隔热性能。该模型对于恒温载荷工况、温度线性变化载荷工况均适用。

参考文献:

[1] MOSES P L, RAUSCH V L, NGUYEN L T, et al. NASA hypersonic flight demonstrators—Overview, status, and future plans[J]. Acta Astronautica, 2004, 55(3): 619-630.
[2] JI T W, ZHANG R P, SUNDEN B, et al. Investigation on

thermal performance of high temperature multilayer insulations for hypersonic vehicles under aerodynamic heating condition[J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 70(1): 957-965.
[3] CHENG X M, WEL K, HE R J, et al. The equivalent thermal conductivity of lattice core sandwich structure: A predictive model[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 93(3): 236-243.
[4] GLASS D E. Ceramic matrix composite (CMC) thermal protection systems (TPS) and hot structures for hypersonic vehicles[C]. 15th AIAA Space Planes and Hypersonic Systems and Technologies Conference. Ohio, 2008: 1-36.
[5] RAKOW J F, WAAS A M. Thermal buckling of metal foam sandwich panels for convective thermal protection systems[J]. Journal of Spacecraft and Rockets, 2005, 42(5): 832-844.
[6] ASHBY M F. The properties of foams and lattices[J]. Philosophical Transactions of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 2006, 364(1838): 15-30.
[7] 范华林, 杨卫. 轻质高弱点阵材料及其性能研究进展[J]. 力学进展, 2007, 37(1): 99-112.
FAN H L, YANG W. Development of lattice materials with high specific stiffness and strength[J]. Advance in Mecha-

- nics, 2007, 37(1): 99-112 (in Chinese).
- [8] 吴林志, 熊健, 马力, 等. 轻质夹层多功能结构一体化设计[J]. 力学与实践, 2012, 34(4): 8-18.
WU L Z, XIONG J, MA L, et al. Integrated design of lightweight multifunctional sandwich structures [J]. Mechanics in Engineering, 2012, 42(1): 41-67 (in Chinese).
- [9] TIAN J, LU T J, HODSON H P, ET AL. Cross flow heat exchange of textile cellular metal core sandwich panels[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2007, 50 (s13-14): 2521-2536.
- [10] 张钱城, 卢天健, 闻婷. 轻质高强点阵金属材料的制备及其力学性能强化的研究进展[J]. 力学进展, 2010, 40(2): 157-169.
ZHANG Q C, LU T J, WEN T. Processes in the study on enhanced mechanical properties of high performance lightweight lattice metallic materials[J]. Advance in Mechanics, 2010, 40(2): 157-169 (in Chinese).
- [11] 高亮, 孙雨果, 丛立新. 杆件倾角对复合点夹芯结构主动换热性能的影响[J]. 复合材料学报, 2013, 30(5): 180-186.
GAO L, SUN Y G, CONG L X. Effect of inclination angle on active cooling performance of composite sandwich structure with lattice truss cores[J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2013, 30(5): 180-186 (in Chinese).
- [12] 孙雨果, 高亮. 复合材料点阵夹芯结构的换热特性[J]. 复合材料学报, 2011, 28(4): 185-195.
SUN Y G, GAO L. Heat transfer characteristics of composite sandwich structure with lattice cores[J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2011, 28 (4): 185-195 (in Chinese).
- [13] 卢秉恒, 李涤尘. 增材制造(3D打印)技术发展[J]. 机械制造与自动化, 2013, 42(4): 1-4.
LU B H, LI D C. Development of the additive manufacturing (3D printing) technology[J]. Machine Building & Automation, 2013, 42(4): 1-4 (in Chinese).
- [14] Aerojet rocketdyne successfully tests rocket injector assembly built using additive manufacturing technology[R]. <http://www.rocket.com>, 2013-07-11.
- [15] 王华明, 张述泉, 王向明. 大型钛合金结构件激光直接制造的进展与挑战[J]. 中国激光, 2009, 36(12): 3204-3209.
WANG H M, ZHANG S Q, WANG X M. Progress and challenges of laser direct manufacturing of large titanium structural components[J]. Chinese Journal of Lasers, 2009, 36(12): 3204-3209 (in Chinese).
- [16] ENGELBRECHT S, FOLGAR L, ROSEN D W, et al. Cellular structures for optimal performance[C]. Proc. SFF Symposium. Austin, 2009: 831-842.
- [17] SCHAEGLER T A, JACOBSEN A J, TORRENTS A, et al. Ultralight metallic microlattices[J]. Science, 2011, 334 (6058): 962-965.
- [18] 刘书田, 陈文炯, 吴斌, 等. 一种含流道的金字塔微桁架夹芯板式承载与热防护一体化结构[P]. 中国专利, 201610012099.6.
LIU S T, CHEN W J, WU B, et al. A kind of micro-truss sandwich panel with flow channels as a new actively cooled TPS[P]. Chinese patent, 201610012099.6 (in Chinese).
- [19] LIU S, ZHANG Y, LIU P. New analytical model for heat transfer efficiency of metallic honeycomb structures[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008, 51 (25-26): 6254-6258.
- [20] 张永存, 刘书田. 金属蜂窝材料换热性能分析快速数值算法[J]. 复合材料学报, 2008, 25(3): 197-201.
ZHANG Y C, LIU S T. Fast numerical algorithm for heat transfer efficiency of metallic honeycomb materials[J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2008, 25 (3): 197-201 (in Chinese).
- [21] 何燕, 张晓光, 孟祥文. 传热学[M]. 北京: 化学工业出版社, 2015.
HE Y, ZHANG X G, MENG X W. Heat transfer[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2015 (in Chinese).