

# 用于冲击/发散双层壁冷却数值模拟 的源项法模型

张玉芳 黄望全

(中国航发商用航空发动机有限责任公司, 上海, 200241)

**摘要:** 为了避免冷却孔内的网格划分从而减小计算量, 将源项法模型应用到冲击加发散双层壁冷却结构的数值模拟中, 并分析了网格设置和负能量源离散方式的影响。结果表明: 源项法模型能较准确地预测综合冷效的变化趋势; 在本文计算范围内, 当发散孔入口/出口处面上平均面网格数超过一定量时, 数值模拟结果不再随入口/出口处面上网格密度而变化; 发散孔热侧壁面附近第一层网格高度对计算结果影响较大, 较合适的高度设置是小于或等于 0.05 倍发散孔直径; 固体内负能量源对应源项应均匀地加载在多个体单元上。

**关键词:** 航空发动机; 双层壁冷却; 源项法模型; 数值模拟

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

文章编号: 1005-2615(2017)S-0024-06

## Source Term Model for Impingement/Effusion Double Wall Cooling Numerical Simulation

ZHANG Yufang, HUANG Wangquan

(AECC Commercial Aircraft Engine CO, LTD., Shanghai, 200241, China)

**Abstract:** In order to avoid the meshing of discrete holes and to reduce computational cost, source term model is used for impingement/effusion double wall cooling numerical simulation, and the effects of grid setups and heat sink discretization are analyzed. It has been concluded that overall effectiveness results can predict by source term model match the trend of experimental data. When the average number of face mesh on inlet/outlet of effusion hole is larger than a certain value, numerical results do not change with face mesh density on inlet/outlet of effusion hole. The height of first prism layer near the hot side of effusion wall has an important effect on the numerical results, and the proper setup of height is less than or equals to 0.05 hole diameter. Heat sink should be discretized on several volume cells of solid zone.

**Key words:** aircraft engine; double wall cooling; source term model; numerical simulation

对于民用低污染燃烧室, 为了降低  $\text{NO}_x$  排放, 最有效的方法之一就是让大量空气从火焰筒头部进入燃烧区参加掺混和燃烧, 从而有力地降低燃烧区最高温度。但由此带来的影响是可用于火焰筒冷却的空气量大为减少, 因此对于新一代高性能发动机燃烧室, 迫切需要更为有效的冷却技术。冲击加发散双层壁冷却方式包含冲击冷却和发散孔冷

却, 是一种组合冷却方式, 可以充分发挥冷却气流的冷却能力, 冷却效率高, 因此在燃烧室火焰筒冷却上的应用也越来越多。

要进行火焰筒冷却方式的设计和优化, 工程上常用的方法是用经验公式来进行一维设计和分析。这种方法只能得到周向平均温度沿轴向的一维分布, 但火焰筒强度分析工作需要以火焰筒三维温度

收稿日期: 2017-05-15; 修订日期: 2017-06-20

通信作者: 张玉芳, 女, 工程师, E-mail: zyzfyzf33040503@126.com。

引用格式: 张玉芳, 黄望全. 用于冲击/发散双层壁冷却数值模拟的源项法模型研究[J]. 南京航空航天大学学报, 2017, 49(S): 24-29. ZHANG Yufang, HUANG Wangquan. A study on source term model for impingement/effusion double wall cooling simulation[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2017, 49(S): 24-29.

场作为输入,因此对火焰筒开展全三维数值模拟是非常有必要的。然而,目前在工程计算中要对燃烧室内的冷却结构进行孔内网格划分并开展对应的气固热耦合计算还是非常困难的,因为真实燃烧室中火焰筒壁面冷却孔数量很多,它所需网格和计算资源巨大。为了避免孔内网格的划分,Voigt等<sup>[1]</sup>提出了在单元体上加源项来模拟气膜冷却,同时在固体区域内增加了能量源项来考虑气膜冷却孔内对流换热的影响;Andreini等<sup>[2]</sup>进一步采用了经验公式来计算孔内对流换热系数,并把体源项法应用在了燃烧室的冷却计算中,所得计算结果合理。从文献[1-2]中的结果可以看出,无论从计算量还是计算精度上,源项法都是一种非常有前景的计算方法。目前源项法模型在传热数值模拟中的应用还主要集中在气膜冷却方式上,而针对冲击加发散双层壁冷却方式的数值模拟简化模型尚未见文献报道。

本文将文献[2]中的源项法模型应用到双层壁冷却结构的数值模拟中,并通过用户自定义函数的方式将其加载在FLUENT中。在此基础上,对某平板双层壁冷却算例进行了计算,并研究了网格设置以及负能量源离散方式对源项法模型计算结果的影响。

## 1 源项法简介

图1(a)所示为双层壁冷却结构,包括冲击孔壁和发散孔壁。冷却气体在进入冲击孔后,冲击到发散孔壁冷侧上进行冷却,在冲击点向四周贴壁流动,遇到发散孔后进入发散孔,然后在发散孔壁热侧形成气膜,保护发散孔壁的热侧,形成组合冷却。图1(b)所示为针对双层壁冷却的源项法的主要原理,即不求解冷却孔内的流动,而是通过在流体域内添加正质量源,来考虑从冷却孔流出的质量流对流体域内质量、动量、能量以及所有标量带来的影响(这里所说的流体域不包括冷却孔内的区域;冷却孔出来的质量流是流进流体域的,可以认为是正质量流);在流体域内添加负质量源,来代表流入冷却孔内的质量流对流体域的影响(从冷却孔入口进入的质量流实际上是流出流体域的,可以认为是负质量流);在固体内部引入负能量源来考虑冷却孔内对流换热的影响(冷却孔内的冷气通过对流换热会带走固体内的一部分热量)。各个源项相关的计算方法<sup>[2]</sup>如下:

### (1) 正质量源

正质量源主要考虑冷却孔出口处质量流对流体区域的影响。其中,冷却孔出口质量流的速度分量可以通过下面的公式计算

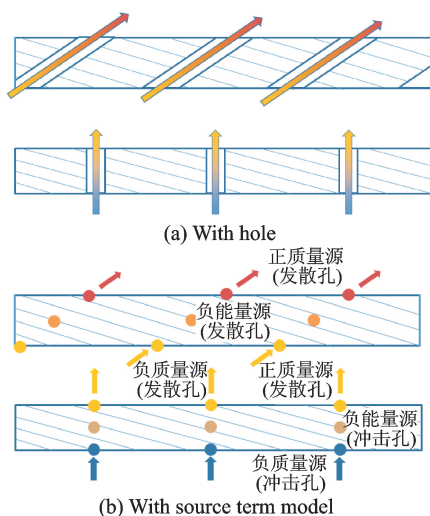


图1 源项法模型示意图

Fig. 1 Schematics of source term model

$$V_x = \frac{V}{\sqrt{1 + \tan^2 \beta + \tan^2 \theta}} \quad (1)$$

$$V_y = \frac{V \tan \beta}{\sqrt{1 + \tan^2 \beta + \tan^2 \theta}} \quad (2)$$

$$V_z = \frac{V \tan \theta}{\sqrt{1 + \tan^2 \beta + \tan^2 \theta}} \quad (3)$$

式中:  $V_x$ ,  $V_y$  和  $V_z$  分别为  $X$ ,  $Y$  和  $Z$  方向(图2)上的速度分量;  $\theta$  和  $\beta$  为冷却孔壁面角和掺混角。速度  $V$  的计算公式为

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho_{out} \frac{\pi}{4} D_h^2} \quad (4)$$

式中  $\rho_{out}$  为冷却孔出口处的流体密度。此外,冷却孔出口质量流的总温  $T_{0,out}$  的计算公式为

$$T_{0,out} = T_{0,in} - \frac{\dot{q}}{m C_p} \quad (5)$$

式中:  $T_{0,in}$  为冷却孔入口处的总温(即图1中负质量源所在单元体的总温);  $\dot{q}$  为冷却孔内对流换热热流(其计算方法将在下面介绍);  $C_p$  为流体的等压热容。由  $T_{0,out}$  可以计算得到对应的总焓  $H_{0,out}$ 。

冷却孔出口质量流对应的湍流变量值可以通过假设的湍流强度  $I$  计算得到

$$k_{out} = \frac{3}{2} V^2 I^2; \epsilon_{out} = \frac{k^{3/2}}{0.3 D_h} \quad (6)$$

式中:  $k_{out}$  和  $\epsilon_{out}$  分别为出口处的湍动能和湍动能耗散率; 湍流强度  $I$  的值为提前给定的, 一般取5%。

为了考虑冷却孔出口处质量流的影响,需要在各守恒方程中加上对应的源项,所加源项如表1所示,其中  $\varphi_{out}$  表示其他标量在冷却孔出口处的值,在计算前需提前给定。

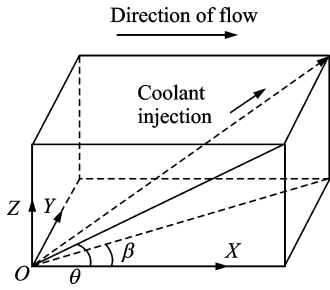


图2 冷却孔方位角示意图

Fig. 2 Schematic of hole angle

## (2) 负质量源

根据质量守恒定律,在冷却孔入口处负质量源对应的质量流量绝对值也为 $\dot{m}$ 。该质量源将质量流

量为 $\dot{m}$ 的流体团及其对应的能量、动量、湍流量等都带出流体区域,因此也需要在各个方程中加入对应的源项。如表1所示为所加的源项,其中下标 $l$ 代表当地网格单元处的变量值。

## (3) 负能量源

由于冷却孔内的对流换热所带走的热流 $\dot{q}$ 可以根据下式计算

$$\dot{q} = h\pi D_h L_h T_0 - T_w \quad (7)$$

式中: $h$ 为对流换热系数; $L_h$ 和 $T_w$ 分别为冷却孔的贯穿距离和壁温,其中壁温 $T_w$ 取为轴向位置正好位于正负质量源中间的热侧和冷侧壁温(图3所示的 $T_1$ 和 $T_2$ )的平均值。

表1 各方程中所加源项

Tab. 1 Source terms for equations

源	连续方程	能量方程	X方向动量	Y方向动量	Z方向动量	湍动能	耗散率	其他标量
正质量源	$\dot{m}$	$\dot{m} H_{0,out}$	$\dot{m} V_X$	$\dot{m} V_Y$	$\dot{m} V_Z$	$\dot{m} k_{out}$	$\dot{m} \epsilon_{out}$	$\dot{m} \varphi_{out}$
负质量源	$-\dot{m}$	$-\dot{m} H_{0,t}$	$-\dot{m} V_{X,t}$	$-\dot{m} V_{Y,t}$	$-\dot{m} V_{Z,t}$	$-\dot{m} k_t$	$-\dot{m} \epsilon_t$	$-\dot{m} \varphi_t$
负能量源	—	$\dot{q}$	—	—	—	—	—	—

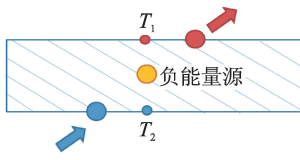


图3 壁温监测点示意图

Fig. 3 Schematic of wall temperature probes

对流换热系数 $h$ 可以通过努塞尔数 $Nu$ 的经验关系式<sup>[3]</sup>计算得到(有效范围为 $1\ 300 \leq Re \leq 30\ 000$ )

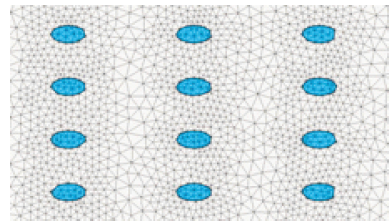
$$Nu = 0.039\ 7 Re^{0.73} Pr^{0.33} \left( 1 + 2.384 \left( \frac{L_h}{D_h} \right)^{-0.621} \right) \quad (8)$$

式中: $Nu = h D_h / \lambda$ ,  $Re = \rho V D_h / \mu$ ,  $\lambda$ 和 $\mu$ 分别为流体导热系数和动力黏性系数; $Pr$ 为流体的普朗特数。

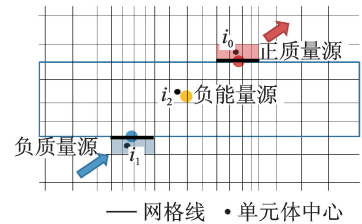
从前面的介绍可知,源项法中需要提供的参数如下:冷却孔的水力直径 $D_h$ 、冷却孔贯穿距离 $L_h$ 、冷却孔壁面角 $\theta$ 和掺混角 $\beta$ 以及流量 $\dot{m}$ ,其中冷却孔的几何信息由设计确定,而流量 $\dot{m}$ 可以直接给定或者通过双层壁冷却方式的流量系数以及理想流量计算得到<sup>[4]</sup>。

具体源项的加载方法如下:如图4所示,将冷却孔入口/出口作为单独的边界,对其进行网格划分,并将正/负质量源对应的源项加载在冷却孔入口/出口边界面网格相邻的体网格上(图4(b)所示的红色和蓝色区域)。每个单元体上所加载源项占表1中源项值的比重与其对应的面网格占入口/出口总面积的比重一致。值得注意的是,与正/负质量源不同,负能量源项只加载在一个或平均分配在

多个体单元上(即图4(b)所示的 $i_2$ ,具体会在3.4节中讨论)。



(a) Grid on wall



(b) Grid on the plane perpendicular to wall

图4 源项加载区域示意图

Fig. 4 Schematic of source term specified zones

## 2 计算模型和方法

本部分中采用了文献[5]中的冲击加发散双层壁冷却结构作为源项法的验证算例,其相关几何尺寸数据<sup>[5]</sup>列于表2,冲击孔板和发散孔板之间的冲击距离为14 mm,发散孔板上冷却孔的壁面角为 $30^\circ$ ,掺混角为 $0^\circ$ 。验证算例热侧主流温度为373 K,入口速度和雷诺数(基于发散孔直径)分别为57 m/s和 $1.72 \times 10^4$ ,吹风比为2.0,冷侧来流温度为303 K。冲击孔板和发散孔板的固体材料分别为铝和可加工玻璃陶瓷,对应的导热系数分别为202.4 W/(m·K)和1.71 W/(m·K)。

本文中的计算采用了 FLUENT14.5 软件作为数值求解器,并通过用户自定义函数的方式将源项法模型加载到 FLUENT 中。空气工质按不可压缩理想气体处理。所用湍流模型为 Realizable  $k-\epsilon$  模型,并用加强壁面函数来处理壁面附近流动。图 5 所示为所用计算域,热侧计算域从第一排孔上游 28 处延伸至最后一排孔往下游 28 处,以减小入口和出口边界对双层壁冷却的影响。热侧入口和冷侧入口分别采用了速度入口和压力入口,热侧出口设为压力出口。

源项法算例采用了非结构化网格,并在气固耦合面附近(靠近流体侧)边界层内生成了三棱柱网格。为了研究源项法对网格的敏感性,本文中构造了不同的网格,以分析发散孔入口/出口处面网格密度以及第一层三棱柱网格高度( $H$ )对计算结果的影响,具体网格设置将在下文中介绍。

表 2 验证算例相关参数

Tab. 2 Parameters of validation case

板	直径/ mm	流向 间距/ 直径	展向 间距/ 直径	贯穿 距离/ 直径	流向 孔列数	展向 孔排数
冲击孔板	7	7.1	3	4.3	4	
发散板	7	4	4	1	6	6

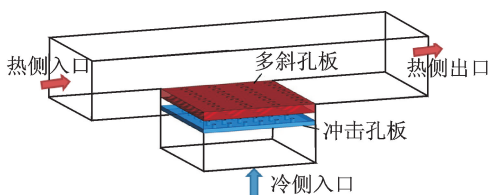


图 5 验证算例计算域示意图

Fig. 5 Schematic of computational domain for validation case

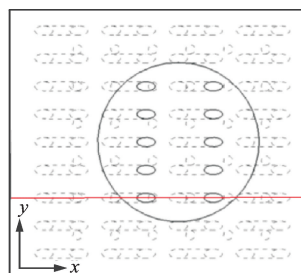
### 3 计算结果和分析

#### 3.1 流场结果的分析

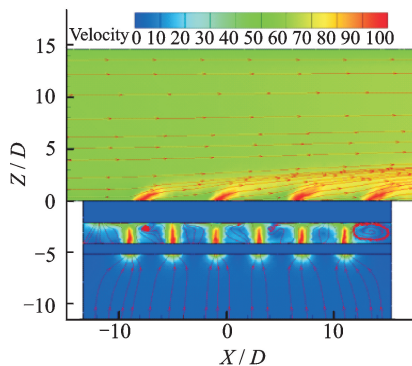
源项法算例所用网格对应第一层三棱柱网格高度  $H=0.025D_h$ , 发散孔入口/出口处面上平均面网格个数为 27 个,总网格单元数为 94.4 万。图 6(b)所示为截面上速度的分布云图(带箭头的红线为流线图),其中截面所在位置如图 6(a)中红线所示。由图 6(b)中可以看出,流线汇集到冲击孔入口处,表明流体流入了冲击孔;在冲击孔出口处有冷气射流流出,并射向多斜孔板冷侧;冷气从多斜孔出口处流出,由于吹风比  $M$  较大( $M=2.0$ ),冷气射流吹离了壁面,冷气覆盖效果较差。

#### 3.2 与试验结果的比较

图 7 所示为发散孔热侧壁面上的综合冷效结果,其中图 7(a)展示了试验中红外测量的区域,图 7(c)中红色圆圈也代表测量区域边界。注意到图



(a) Schematic of section (red line)



(b) Contour of velocity

图 6 速度分布结果

Fig. 6 Results of velocity

7 中综合冷效 0.3 处的颜色为红色,代表该处壁温高,而综合冷效为 0.7 处颜色为蓝色,表示该处温度低。本部分中的网格设置与 3.1 节一致。从图 7(b)中可以看出,由于冷气射流吹离了壁面,冷却孔下游壁面上的冷气覆盖效果差,孔后综合冷效下降幅度较大;和试验结果相比,源项法所得综合冷效结果在前排孔上游稍高,在两排孔之间相对较低,但总体上数值模拟结果的变化趋势与试验值基本一致。图 7(d)中所示为展向平均综合冷效沿流向的分布曲线,可以看到,源项法模型能较准确地预测出展向平均综合冷效沿流向的变化趋势。

#### 3.3 进/出口面上网格密度的影响

为了研究发散孔入口/出口处面上平均面网格密度对源项法计算结果的影响,在保证壁面附近第一层三棱柱网格高度为  $H=0.025D_h$  的情况下,构造了四套网格(表 3),其中发散孔入口/出口处面上平均面网格数变化范围为 4~27,网格单元数随着面网格数的增大而显著增加。

表 3 网格参数(改变进/出口面上平均面网格数)

Tab. 3 Grid parameters (changing the averaged number of cells on inlet/outlet of inclined hole)

平均面网格数	4	11	18	27
网格单元数/万	42.6	61.6	71.7	94.4

图 8 对比了四套网格所得展向综合冷效计算结果。除了平均面网格数为 4 的情况以外,其他网格所得结果基本一致,与试验结果也比较接近。因此,可以认为在此结构下,发散孔入口/出口处面上平均面网格数应不少于 11 个。

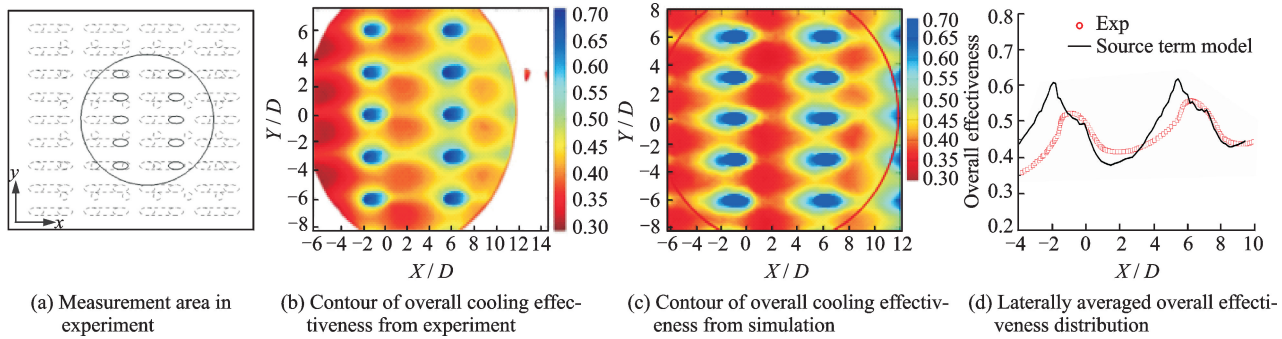


图 7 综合冷效结果

Fig. 7 Results of overall cooling effectiveness

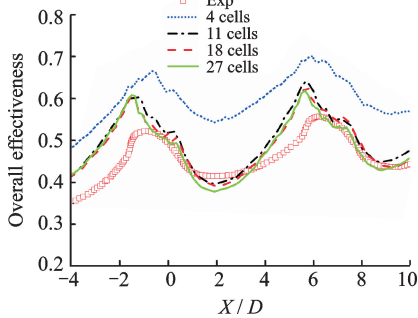


图 8 展向平均综合冷效分布曲线对比(改变进/出口面上网格个数)

Fig. 8 Comparison of laterally averaged overall effectiveness distribution (changing the averaged number of cells on inlet/outlet of inclined hole)

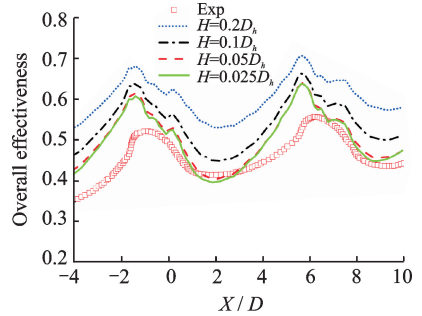


图 9 展向平均综合冷效分布曲线对比(改变第一层三棱柱网格高度)

Fig. 9 Comparison of laterally averaged overall effectiveness distribution (changing the height of the first grid layer)

### 3.4 第一层网格高度的影响

表 4 所示为考虑发散孔热侧面附近第一层三棱柱网格高度影响而构造的 4 套网格的参数(此时保证发散孔入口/出口处面上平均面网格个数为 11 个),随着第一层网格高度的增大,网格单元数略有减少。图 9 中将这 4 套网格计算所得展向综合冷效结果和试验结果进行了对比,可以看出,综合冷效预测结果受第一层网格高度影响较大。随着第一层网格高度的减小,综合冷效预测值先降低,当  $H \leq 0.05D_h$  时,源项法所得结果不再随网格高度变化,和试验结果也最接近。因此,可以认为  $H \leq 0.05D_h$  为比较合适的网格设置。在下面的计算中采用了  $H = 0.025D_h$  的设置。

表 4 网格参数(改变第一层三棱柱网格高度)

Tab. 4 Grid parameters (changing the height of the first grid layer)

$H/D_h$	0.025	0.05	0.1	0.2
网格单元数/万	61.6	61.5	60.6	59.3

### 3.5 负能量源离散方式的影响

除了网格的影响外,本文中考虑了不同负能量源离散方式对计算结果的影响,图 10 所示为两种负能量源的离散方式示意图,其中图(a)中将冷却孔内对流换热的热流都加载到一个点源(即一个

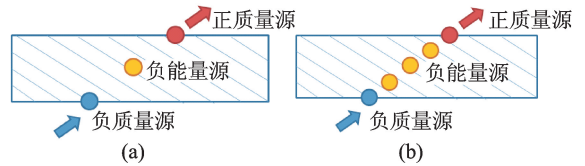


图 10 负能量源的离散方式示意图

Fig. 10 Schematics of heat sink discretization

体网格)上,而图(b)中将其均匀地分配到多个点源中(图中以 3 个为例)。图 11 中比较了当负能量源离散点源个数分别为 1, 3, 5 和 7 个时所得计算结果,可以看出,除了一个点源的方式以外,其他离

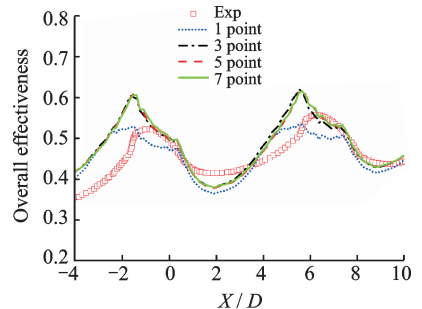


图 11 不同负能量源离散方式下展向平均综合冷效分布曲线对比

Fig. 11 Comparison of laterally averaged overall effectiveness distribution under the different heat sink discretization

散方式所得结果一致。事实上,如果把负能量源的源项全部加载在一个体积较小的体单元上时,该单元的温度可能受到负能源源项的强烈影响,导致其温度值很低,甚至低于合理范围。因此,当固体内网格单元体积较小时,需要将负能源项均匀分配在多个点源上,从而使得计算结果更加合理。在本文的双层壁结构中,当点源个数不少于3个时,计算结果就不随点源个数即负能量源离散方式而变化,因此应将负能量源均匀分配在不少于3个的体单元上。

## 4 结 论

本文中采用了源项法模型对冲击加发散双层壁冷却算例开展了数值模拟,并将计算结果与试验结果进行了对比分析,在此基础上,又研究了网格设置和负能量源离散方式对源项法计算结果的影响,所得结论如下:

(1) 在本文计算范围内,源项法模型数值模拟所得综合冷效结果的变化趋势与试验值基本一致;

(2) 当发散孔入口/出口处面上平均面网格密度增加到一定程度后,计算结果不再随面网格密度而变化,在本文计算范围内,发散孔入口/出口处面上平均面网格数应不少于11个;

(3) 综合冷效预测结果受发散孔热侧壁面附近第一层网格高度影响较大,在本文计算范围内,应保证第一层网格高度不大于0.05倍发散孔直径;

(4) 当固体内网格较密时,为了防止源项加载处体单元对应的温度过低等不合理现象的发生,应将负能源项的源项均匀加载在多个体单元上。

## 参考文献:

- [1] VOIGT S, NOLL B, AIGNER M. Development of a macroscopic CFD model for effusion cooling applications, GT2012-68251 [R]. [S. l.]: Proceedings of ASME Turbo Expo, 2012.
- [2] ANDREINI A, DA SOGHE R, FACCHINI B, et al. Local source based CFD modeling of effusion cooling holes: Validation and application to an actual combustor case, GT2013-94874 [R]. [S. l.]: Proceedings of ASME Turbo Expo, 2013.
- [3] CHO H H, GOLDSTEIN R J. Heat (mass) transfer and film cooling effectiveness with injection through discrete hole: Part I—Within holes and on the back surface [J]. ASME Journal of Turbo Machinery, 1995, 117: 440-450.
- [4] 许全宏, 林宇震, 刘高恩. 冲击加发散双层壁冷却方式流量系数研究 [J]. 推进技术, 2000, 21(5): 49-52.  
XU Quanhong, LIN Yuzhen, LIU Gaoen. Discharge coefficient of double wall with discrete-hole and inclined multihole for combustor liner [J]. Journal of Propulsion Technology, 2000, 21(5): 49-52.
- [5] SHI Bo, LI Jia, LI Mingfei, et al. Overall cooling effectiveness on a flat plate both film cooling and impingement cooling in hot gas condition, GT2016-57224 [R]. [S. l.]: Proceedings of ASME Turbo Expo, 2016.