

气冷涡轮叶片三维换热问题计算

张丽芬, 刘振侠, 廉筱纯

(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 建立了三维气冷涡轮叶片换热计算的热-流耦合计算模型, 将辐射热量作为源项加入到方程中, 采用热-流耦合方法完成了某气冷涡轮叶片带辐射的三维换热计算. 辐射热量的计算采用了 P-1 辐射模型, 比较了计算辐射和不计辐射时叶片表面的温度值及温度分布的差异. 计算表明对于 1 600 K 这样的高温燃气, 辐射热量不可忽略, 考虑辐射热量后, 叶片温度明显升高, 温度分布也产生了显著差异.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 热-流耦合方法; 气冷涡轮叶片; 耦合换热; 辐射
中图分类号: V231.1 **文献标识码:** A

Numerical study of 3D heat transfer for turbine blade with air cooling

ZHANG Li-fen, LIU Zhen-xia, LIAN Xiao-chun

(School of Power and Energy, Northwestern
Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: A coupled flow-thermal model was established for 3D heat transfer of turbine blade with air cooling. Radiation heat was added into the energy equation as a source of heat radiation. Using coupled flow-thermal model, 3-D conjugated heat transfer for turbine blade with air cooling was accomplished. And, heat radiation was solved with P-1 model. The different surface temperatures and temperature distributions of the blades with/without heat radiation was compared. The results show that, for high temperature gas at 1 600 K, heat radiation is a significant heat source. If radiation heat is considered, the surface temperature of the blade is improved greatly, leading to obvious difference of temperature distribution.

Key words: aerospace propulsion system; coupled flow-thermal method; turbine blade with air cooling; conjugate heat transfer; radiation

随着航空发动机性能的不断提高, 涡轮前入口温度越来越高, 这使得涡轮的工作环境严重恶化, 寿命降低. 在目前航空材料耐热性能一定的前提下, 对涡轮叶片冷却的研究就显得尤为重要.

目前对涡轮叶片冷却的数值研究中, 多是采用热-流耦合方法, 即给定外流场的进出口边界条件以及内冷通道的边界条件后即可求得叶片温度场的一种方法, 这一方法对于具有复杂内冷通道的叶片尤其适用, 并且这一方法考虑了换热计算

中叶片和流体之间的相互影响, 使计算更接近真实情况. 国外对这一方法的研究起步较早, 其公开发表的文献也很多^[1-4], 国内在这方面研究起步较晚, 2000 年才见有文献发表^[5]. 深入开展热-流耦合计算方法的研究对于气冷涡轮叶片的换热研究具有重要意义.

随着涡轮前温度的提高, 辐射热流量成为一个越来越不能忽视的热量来源, 本文建立了三维气冷涡轮叶片换热计算的热-流耦合计算模型, 将辐射热量作为源项加入到方程中, 并且计算了带

辐射的三维气冷涡轮叶片的换热. 文中比较了计及辐射和不计辐射两种情况叶片表面温度分布的差异. 计算表明, 计算辐射后叶片温度明显升高, 温度的分布与不计算辐射时具有明显的差异.

1 计算方法

1.1 问题描述

本文针对气冷涡轮叶片的特点, 将计算域抽象成如图 1 所示的图形, 流体域一可以认为是涡轮主流道的流场; 固体域可以看成是空心(或内部有筋、肋)的气冷涡轮叶片; 流体域二可以看做是叶片内部冷气流场, 由此可以看出整个计算域由流体域一, 固体域, 流体域二构成. 计算域中既包括流体域, 也包括固体域. 外流与固体的交界面为 Γ_1 , 内流与固体的交界面为 Γ_2 . 外流道(流体域一)的高温流体通过 Γ_1 与固体发生热交换, 将热量传给固体; 固体再通过 Γ_2 将热量传给内通道的冷气(流体域二), 从而达到对固体的冷却. 本文就是要在给出主流进出口边界 A_1 、 A_2 及次流进出口边界 B_1 、 B_2 的条件下, 求出 Γ_1 (Γ_2) 上的温度分布.

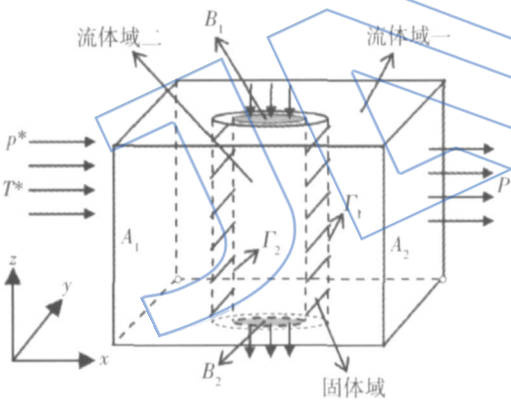


图 1 计算域简图

Fig. 1 Sketch of computational domain

1.2 控制方程

在三维笛卡尔坐标系下, 以张量形式表示的流场控制方程如下:

连续方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad j = 1, 2, 3$$

动量方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} +$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j}) \quad i, j = 1, 2, 3$$

能量方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p T) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j c_p T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad j = 1, 2, 3$$

对于固体域, 可以将其看成粘性很大的流体, 由于固体域内速度为零, 连续方程和动量方程自动消失, 能量方程中对流项变为零, 能量方程变为导热方程. 因此对于固体域, 控制方程采用笛卡尔坐标系下无内热源的三维非稳态导热微分方程表示

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right)$$

1.3 流固面上连续性边界条件

如图 2, 固体域与流体域交界面为 Γ , Γ_a 和 Γ_b 分别为 Γ 的两侧(Γ_a 为流体域一侧 Γ_b 为固体域一侧). 在热-流耦合方法中, 流体和固体交界面 Γ 上必须满足连续性边界条件, 即

$$T_{\text{fluid}} = T_{\text{solid}} \quad (1)$$

$$K_{\text{solid}} \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{\text{solid}} = K_{\text{fluid}} \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{\text{fluid}} \quad (2)$$

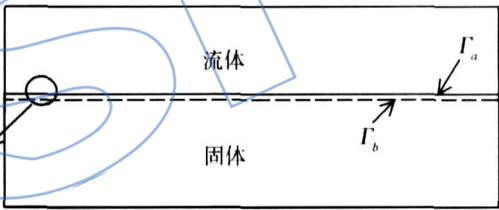


图 2 耦合换热示意图

Fig. 2 Sketch of conjugated heat transfer

1.4 热-流耦合方法计算过程

- (1) 假定耦合面的温度分布;
- (2) 求解流体域控制方程, 得出 Γ_a 的热流密度;
- (3) 应用(2)式, 将 Γ_a 的热流赋给 Γ_b ;
- (4) 计算固体导热方程, 得出 Γ_b 的温度分布;
- (5) 应用(1)式, 将 Γ_b 的温度分布赋给 Γ_a ; 至此完成一个完整的时间步的计算;
- (6) 重复过程(2)~(5), 反复迭代, 直到计算收敛.

2 辐射模型^[6]

随着涡轮前温度的提高, 辐射热流成为一个越来越不可忽视的热量来源. 文中计算涡轮叶片温度时考虑了辐射热流的影响. 辐射热流量计算使用了 P-1 辐射模型. P-1 模型是 P-N 模型中最简单的类型, P-N 模型是把辐射强度展开成为正交球谐函数, P-1 模型取正交球谐函数前四项. 辐

射热流 q_r

$$q_r = - \frac{1}{3(a + \alpha) - C\alpha_s} \frac{G}{\Delta}$$

其中 G —入射辐射; C —线性各相异性相位函数系数; a —吸收系数; α —散射系数.

3 算例及分析

文中计算了一带有冷却腔的直叶片, 叶片横截面如图 3. 网格采用三棱柱网格单元, 主流道网格如图 4.

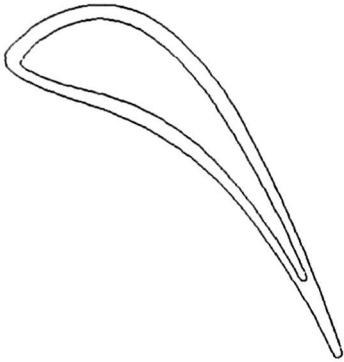


图 3 叶片横截面
Fig. 3 Traverse section of the blade

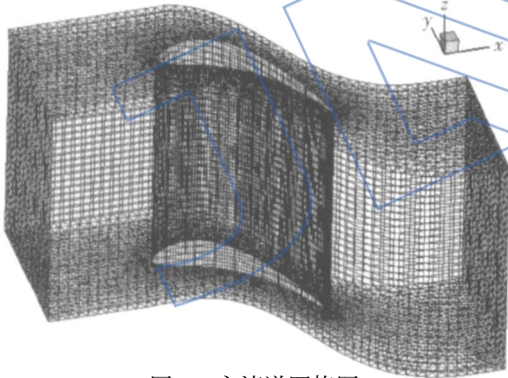


图 4 主流道网格图
Fig. 4 Grids for main passage

图 5 是整个计算域以及计算域的边界条件图. 主流道入口给定压力、温度、流量, 主流道出口给定压力边界条件; 内冷通道的入口同样给定的压力、温度、流量, 内冷通道出口给定压力出口. 对于流体和叶片的交界面上不需要加载任何边界条件, 在流场初始化完成进入计算后, 交界面上自动满足上述连续性边界条件.

文中对于带有冷却腔的直叶片计算了三种不同的工况, 计算工况见表 1, 对于工况二另外计算了不考虑辐射的情况. T_1 表示燃气的来流温度, T_2 表示冷却流体的来流温度, $\dot{m}_1$ 表示燃气的流

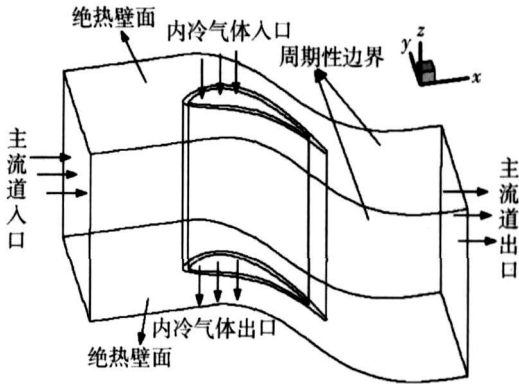


图 5 计算域及边界条件

Fig. 5 Computational domain and boundary conditions

量, $\dot{m}_2$ 表示冷气流量. 计算采用隐式耦合求解, 对流项的离散格式采用二阶迎风, 扩散项采用中心差分, 各方程进行亚松驰处理, 最终收敛解的判断标准是能量残差小于 1×10^{-4} , 其他残差小于 1×10^{-3} , 进出口流量守恒.

表 1 计算工况
Table 1 Computational conditions

算例编号	总温/K		流量/(kg/s)	
	T_1	T_2	$\dot{m}_1$	$\dot{m}_2$
1	1 600	500	0.8	0.2
2	1 600	600	0.8	0.2
3	1 500	600	0.8	0.2

图 6 至图 8 分别是算例一至算例三对应的压力面温度分布等值线图. 从图 6 和图 7 中看出, 图 7 中温度比图 6 中高大约 20 K, 这是因为算例二的冷气温度比算例一高, 冷气温度变高, 则冷却能力变差, 因此壁面温度高些; 而图 8 中的温度比图 7 中低将近 100 K, 这是因为算例三比算例二燃气温度低, 燃气是叶片温度升高的热量来源, 燃气温度降低, 叶片温度自然会降低. 从这三个算例看出, 同样是 100 K 的差别(算例二比算例一的冷气温度高 100 K, 比算例三的燃气温度高 100 K), 对于叶片温度的影响是明显不同的. 这是因为, 燃气直接冲刷叶片表面, 换热较强, 而内冷气体对叶片表面的冷却需要通过叶片的导热, 因此叶片做的薄一些可以提高内冷气体对叶片的冷却效果.

图 9 是算例二不计算辐射时, 叶片压力面温度分布等值线图. 比较图 7 和图 9 可以看出, 图 7 叶中以上部分等值线较密, 叶中以下部分等值线较稀, 而图 9 中等值线的分布比较均匀. 这是因为图 7 中计算了辐射产生的热流量, 在接近冷气入口处由于冷气温度较低, 冷却作用较强, 使得辐射

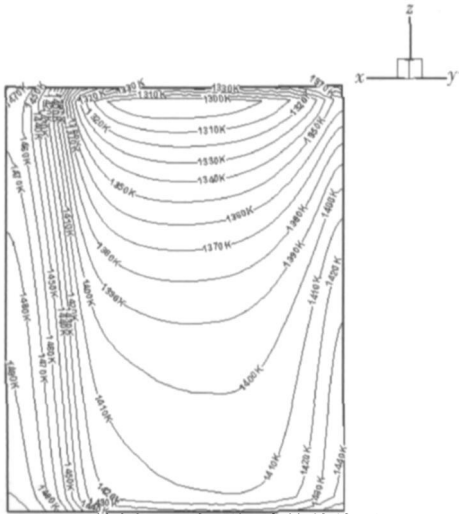


图 6 算例一压力面温度等值线图

Fig. 6 Temperature contour on pressure

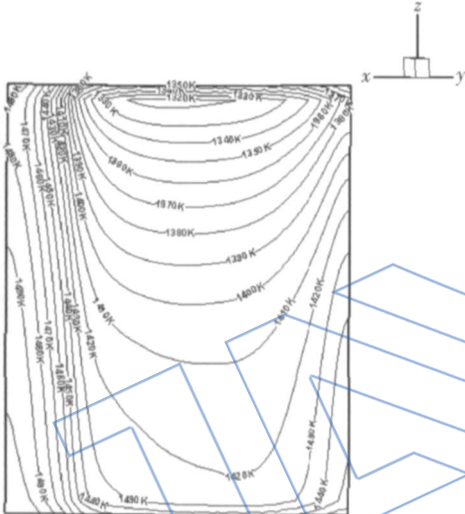


图 7 算例二压力面温度等值线图

Fig. 7 Temperature contour on pressure surface for case 2

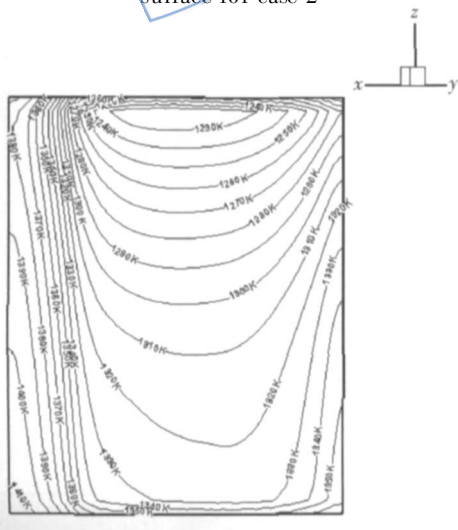


图 8 算例三压力面温度等值线图

Fig. 8 Temperature contour on pressure surface for case 3

热流的影响相比对流换热和导热不是太明显, 因此叶中以上温度梯度较大, 等值线与叶中以下相比较密, 并且呈现较均匀的分布; 而接近冷气出口的地方, 由于冷气温度升高, 冷却作用减弱, 辐射热流的影响相比对流换热和导热较明显, 因此叶中以下温度梯度变小, 等值线较稀疏. 图 9 中由于只是对流换热和导热, 因此等值线呈现较均匀分布. 图 7 和图 9 的比较看出辐射热流对叶片表面温度及其分布的影响是很大的.

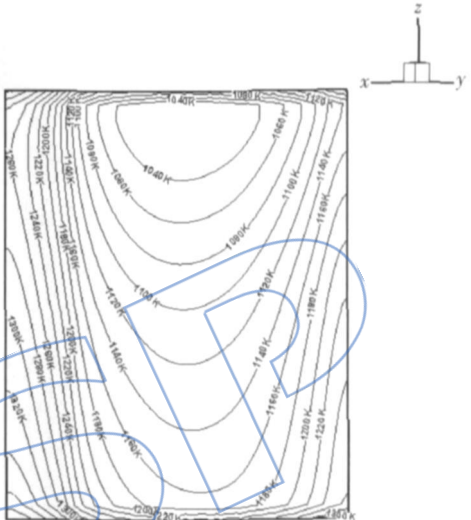


图 9 算例二无辐射时压力面温度等值线图

Fig. 9 Temperature contour on pressure surface without radiation for case 2

在尾缘处, 图 7 中温度大致 1 450~ 1 500 K, 图 9 中 1 200~ 1 320 K, 由于计算了辐射热流, 图 7 尾缘处的温度明显升高, 并且温度梯度较小. 从比较可以看出计算辐射和不计算辐射的差别是很大的. 在真实的涡轮叶片中, 辐射是存在的, 不考虑辐射的影响可能是造成计算不准确的一个原因.

4 结 论

- (1) 采用热流耦合方法计算带有内冷通道的叶片换热是可行的, 尤其适用于内冷通道复杂的叶片, 并且简单方便, 可以满足工程应用的要求;
- (2) 燃气对叶片表面温度的影响远大于内冷气体, 因此叶片做的薄一些有利于叶片的冷却;
- (3) 辐射对叶片表面温度分布有较大影响, 计算辐射后, 叶片温度升高较多且温度的分布与不计算辐射时也有较大区别;
- (4) 当涡轮前入口温度较高时, 计算辐射的影响是有必要的, 不计算辐射的影响可能是以往计算涡轮叶片温度场不准确的一个原因.

参考文献:

[1] Li H, Kassab A J. Numerica prediction of fluid flow and heat transfer in turgbine blades with internal cooling[R]. AIAA Paper 94-2933, 1994.

[2] Sondak D L, Dorney D J. Simulation of coupled unsteady fluid dynamics and conduction heat transfer in a turbine stage[R]. AIAA Paper 99-2521, 1999.

[3] Han Z X, Dennis B H, Dulikravich G S. Simultaneous prediction of external flow field and tempearture in internally cooled 3-D turbine blade material[R]. Munich, Germany: ASME 2000 GT-253, ASME Turbo Expo, May, 2000.

[4] Bohn D, Heuer T. Conjugate flow and heat transfer calculation of a high pressure turbine nozzle guide vane[R]. AIAA Paper 2001-3304.

[5] 黄唐, 毛国良, 姜贵庆, 等. 二维流场、热、结构一体化数值模拟[J]. 空气动力学学报, 2000, 18(1): 115-119.
HU ANG Tang, MAO Guoliang, JIANG Gu iqing, et al. Two dimensional coupled flow-therma structural numerical simulation[J]. Acta aerodynamic sinica, 2000, 18(1): 115-119.

[6] 卡里尔 E E. 燃烧室与工业炉的模拟[M]. 陈熙, 周晓青, 译. 北京: 科学出版社, 1987.

