

换热系数准则式在燃气涡轮耦合计算中的应用

王振峰, 颜培刚, 唐洪飞, 黄洪雁, 韩万金

(哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 150001 哈尔滨, power6411715@126.com)

摘要: 为节省涡轮叶栅气热耦合数值模拟时间及提高计算结果准确度, 将应用较为广泛的迪图斯-贝尔特和格尼林斯基管内对流换热系数准则式应用于 NASA-MarkII 高压燃气气冷涡轮叶栅气热耦合换热计算中, 换热系数准则式引入温度差和入口效应等考虑涡轮内冷腔几何及工况的修正因子. 采用商用软件 CFX11.0 的不同湍流模型进行数值模拟计算, 计算结果表明, 在气冷涡轮叶片的冷却通道、冷却孔等位置, 采用经过修正的对流换热系数实验准则式能够得出与实验结果较为吻合的计算结果. 准则式的应用, 省略了冷却通道流体域求解过程, 避免了湍流模型对冷却通道流体的计算误差和冷却通道湍流特性边界条件不确切给定带来的结果误差.

关键词: 燃气涡轮; 气热耦合; 换热系数准则式; 湍流模型

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

文章编号: 0367-6234(2011)01-0099-05

Application of heat transfer coefficient criteria formulas for the conjugate heat transfer analysis of a gas turbine

WANG Zhen-feng, YAN Pei-gang, TANG Hong-fei, HUANG Hong-yan, HAN Wan-jin

(School of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, 150001 Harbin, China, power6411715@126.com)

Abstract: To save the calculating time and improve the precision of results, Dittus-Boelter criteria formula and Gnielinski criteria formula are adopted in the calculation of conjugate heat transfer analysis for the NASA-MarkII high pressure air-cooled gas turbine. Considering of the geometry and work conditions of inner-cooling channels, and by correcting the temperature difference coefficient and the entry effect coefficient, the commercial software CFX11.0 is used to simulate NASA-MarkII high pressure air-cooled gas turbine by different turbulence models. The simulation results agree well with the experimental ones. In addition, because of the application of heat transfer coefficient criteria formulas, the calculation of inner-cooling channel fluid domain, the conjugate errors of inner-cooling channel fluid domain and the solid blade domain with different turbulence models and the calculation errors of uncertain inner-cooling channel turbulence characteristic boundary conditions, are all avoided.

Key words: gas turbine; conjugate heat transfer; heat transfer coefficient criteria formula; turbulence model

燃气轮机涡轮叶栅工作温度高, 工作条件恶劣, 通过气热耦合方法^[1-3]获得涡轮叶栅高温部件准确的温度分布可以有效指导涡轮设计人员进行冷却结构设计, 提高涡轮发动机性能和使用寿命. 在现代燃气涡轮中, 涡轮叶片存在冲击-对

流-气膜等多种方式的冷却结构, 流体与固体区域的耦合界面较多且结构复杂, 各区域湍流模型的选择及湍流特性边界条件的不确切给定不可避免给耦合换热计算带来一定误差.

本文将涡轮叶片内部冷却通道壁面给定对流换热系数和冷却流体温度的第三类边界条件, 代替冷却通道流体域的计算, 冷却通道壁面换热系数由应用广泛、计算准确的迪图斯-贝尔特和格尼林斯基管内对流换热实验准则关联式^[4-5]确

收稿日期: 2009-12-09.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50706009;50576017).

作者简介: 王振峰(1980—), 男, 博士研究生;

黄洪雁(1969—), 男, 教授, 博士生导师;

韩万金(1942—), 男, 教授, 博士生导师.

定. 采用商业软件 CFX 不同湍流模型对 NASA - MarkII 涡轮叶栅进行气热耦合计算.

1 内冷通道换热系数准则式

1.1 迪图斯 - 贝尔特对流换热系数实验关联式

对于管内湍流强制对流换热, 采用最广的换热系数关联式为迪图斯 - 贝尔特 (Dittus - Boelter) 公式^[4]:

$$Nu_f = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^{0.4}. \quad (1)$$

此式适用条件: 流体与壁面具有中等以下温度差 (50 °C), 长径比 $l/d \geq 60$, 雷诺数 $Re_f = 10^4 \sim 1.2 \times 10^5$, $Pr_f = 0.7 \sim 120$. 所采用的特征长度为管内径 d , 定性温度为流体的平均温度 (即管道进、出口截面平均温度的算术平均值).

1.2 格尼林斯基对流换热系数实验关联式

格尼林斯基 (Gnielinski) 公式^[4]是迄今为止计算准确度最高的一个关联式, 该式既适用于过渡流状态也适用于湍流状态, 此公式中已包含了入口效应的修正系数, 同样适用于短管的计算, 不需要再乘入口修正系数:

$$Nu_f = \frac{(f/8)(Re_f - 1000)Pr_f}{1 + 12.7\sqrt{f/8}(Pr_f^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d}{l}\right)^{2/3} \right] c_i. \quad (2)$$

对气体, $c_i = (T_f/T_w)^{0.45}$, $T_f/T_w = 0.5 \sim 1.5$.

式中: l 为管长; f 为管内湍流流动的达尔西阻力因数, 按费罗年柯 (Filonenko) 公式计算, 即

$$f = (1.82 \lg Re_f - 1.64)^{-2}.$$

格尼林斯基的实验验证范围为 $Re_f = 2300 \sim 10^6$, $Pr_f = 0.6 \sim 10^5$. 所采用的特征长度为管内径 d , 定性温度为流体的平均温度.

1.3 基于几何模型和实际工况的修正因子

在应用管内对流换热准则式时, 当实际工况超过推荐的温差范围及管的长径比时, 需要分别考虑相关因素的修正系数.

1) 温差修正系数表达式. 当气体被加热时, $c_i = (T_f/T_w)^{0.5}$

2) 入口段修正系数表达式 $c_i = 1 + (d/l)^{0.7}$.

另外, 气冷涡轮叶片冷却腔具有的弯度、冷却腔进行强化换热粗糙度处理以及涡轮工作叶片旋转时的修正系数等的确定方法见文献[6-7].

2 计算模型及模拟工况

2.1 几何模型及网格划分

选用 Hylton 等^[8]所做的带有径向冷却通道的跨音速高压涡轮叶片系列传热实验来进行气热

耦合传热的数值模拟, 叶片选用 Allison 发动机公司设计的 MarkII 型燃气涡轮导叶.

图 1 给出了 NASA - MarkII 高压燃气涡轮叶栅几何模型对应的网格划分图. MarkII 涡轮叶片内部具有 10 个径向冷却通道, 冷却介质为空气. 由图可知, 计算网格由主流燃气区域、固体叶片区域两部分组成. 冷却通道壁面给定对流换热系数和冷气温度的第三类边界条件. 在流体与固体交界面处的附面层区域对网格进行了加密, 并保证 $y^+ < 1$. 应用 CFX - ICEM 网格划分软件生成了流体区域的结构化网格及固体区域的非结构化网格, 总网格数量约为 130×10^4 .

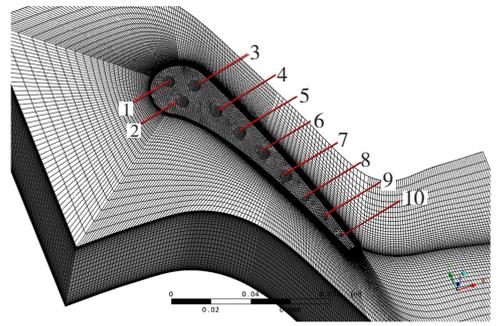


图 1 NASA-MarkII 涡轮叶栅计算网格

2.2 实验条件及模拟工况

数值模拟的工质与实验条件相符, 采用可压理想燃气, 燃气的黏性系数和导热系数由 Sutherland 公式求得, 定压比热容由温度多项式求出. 表 1 给出 NASA - MarkII 涡轮叶栅主流燃气的实验工况边界条件. 叶片材料为 ASTM 标准的 310 不锈钢^[8], 其物理属性为: $\rho = 8030 \text{ kg/m}^3$, $c_p = 502 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$, 热传导系数 K 为温度的函数,

$$K = 0.0115T + 9.9105.$$

表 1 NASA-MarkII 涡轮叶栅 5411 工况实验条件

| 工况 | 进口总压/ MPa | 进口总温/ K | 进口湍流度/ % | 出口静压/ MPa |
|------|--------------|------------|-------------|--------------|
| 5411 | 0.337085 | 788 | 6.5 | 0.1698 |

叶片内部的径向冷却通道壁面给定第三类边界条件 (对流换热系数和冷气温度), 冷气温度由实验数据给出, 对流换热系数分别由 Dittus - Boelter 换热系数准则式 (式 (1))、Gnielinski 换热系数准则式 (式 (2)) 以及实验^[8]给出的努塞尔数计算式求得. 图 2 给出了两种换热系数准则式计算的对流换热系数分布, 由图可知, 不同准则式求得的各个冷却通道的对流换热系数数值相差不大.

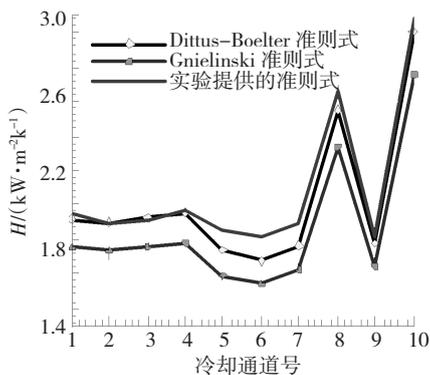


图 2 不同换热系数准则式计算的对流换热系数

准则式中冷却通道流体雷诺数由冷气质量流量、通道直径和冷气粘性系数确定,普朗特数由冷气定压比热容、黏性系数和导热系数确定. 准则式中涉及涡轮叶片冷却通道壁面温度的相关参数计算可采用 CFX11.0 中提供的表达式定义功能 (Expressions) 进行迭代计算, 避免了壁面温度估算带来的误差.

3 计算结果

3.1 叶栅内流动特性分析

本文计算模型选定 NASA - MarkII 叶栅的 5411 工况, 此工况下叶片吸力面侧具有较强的流动分离特性, 如图 3 所示. 文献 [9 - 10] 应用不同湍流模型对具有流动分离特性的涡轮叶栅进行了详细验证, 结论是考虑转捩的 $k - \omega - SST - \gamma - \theta$ 湍流模型能够准确分辨层流及转捩状态, 对附面层内复杂流动和传热过程模拟较为准确; 因此, 本文采用 $k - \omega - SST - \gamma - \theta$ 湍流模型进行气热耦合换热计算.

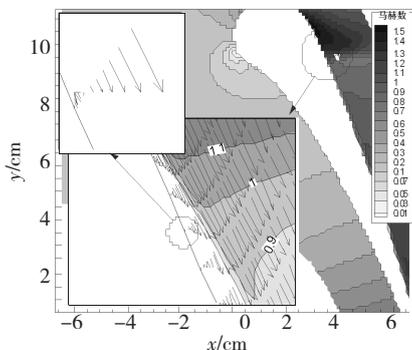


图 3 叶栅内部 S1 流面马赫数分布及流线图

图 4 为冷却通道采用不同换热准则式时计算的叶展中截面叶片表面静压分布. 图中纵坐标为以涡轮进口总压 (p_0) 为基准的相对压力值, 横坐标为相对轴向弦长, 叶片轴向弦长为 L , 原点为叶片前缘位置, 负轴为叶片压力面, 正轴为叶片吸力

面. 由图 4 可见, 冷却通道采用不同换热系数准则式对叶片表面静压分布影响很小, 其结果与实验结果吻合较好.

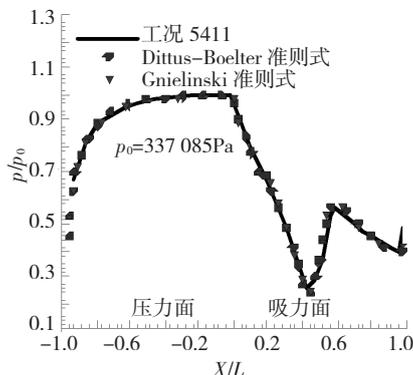


图 4 不同换热准则式计算的叶片表面静压分布

3.2 传热特性分析

图 5 给出了不同准则式计算的叶展中截面叶片表面温度分布图. 其中包括 5411 工况的实验值和两种换热系数准则式计算值. 图中纵坐标为以 811 K 为基准的相对温度值.

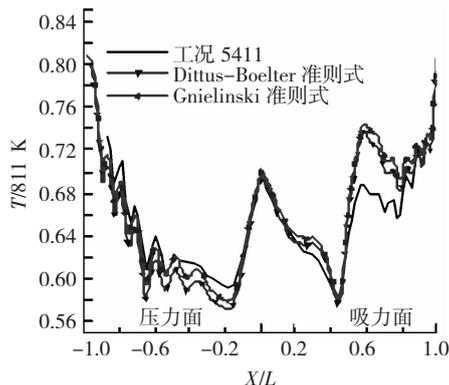


图 5 不同换热准则式计算的叶片表面温度分布

由图 5 可知, 冷却通道给定对流换热系数的第三类边界条件计算结果, 在叶片表面大部分区域温度分布与实验结果吻合较好. 由此说明, 进行几何尺寸和工况条件修正的换热系数准则式在气冷涡轮耦合换热计算中的应用, 具有较好的准确性和一定的工程应用性. 冷却通道换热系数准则式的采用绕开了湍流模型对冷却通道流体计算误差, 避免了此区域计算误差对耦合换热结果的叠加, 而涡轮叶栅流道处的计算取决于湍流模型数值模拟的准确程度. 如图 5 所示, 在叶片吸力面 50% 至 80% 轴向弦长区域, 叶片表面的温度值要高于实验值, 这种计算结果与文献 [9 - 11] 的计算结果相同, 其原因为 $k - \omega - SST - \gamma - \theta$ 湍流模型过高地估计了转捩区域的湍动能而造成转捩区的过大估计, 从而使得局部区域对流换热系数计

算值偏大,温度偏高.

3.3 涡轮叶栅耦合换热误差分析

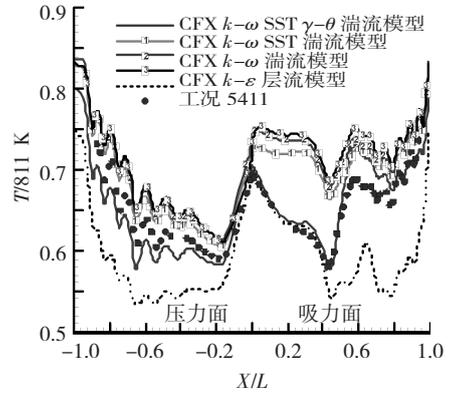
为进一步验证换热系数准则式在冷却通道应用的准确性和工程应用性,采用不同湍流模型对此工况涡轮叶栅进行气热耦合换热计算,着重分析换热系数准则式在降低耦合计算误差方面的贡献.

对冷却通道壁面给定两种边界条件进行计算:采用换热系数准则式的第三类边界条件和给定流固耦合交界面条件.耦合换热计算采用的湍流模型包括 CFX 商用软件提供的层流模型(laminar)、高雷诺数 $k - \epsilon$ 模型和低雷诺数湍流模型(包括 $k - \omega$ 标准格式, $k - \omega - SST$ 和 $k - \omega - SST - \gamma - \theta$). 如图 6 给出了两种边界条件下不同湍流模型计算得出的叶片叶展中截面表面温度分布. 比较图 6(a) 和图 6(b), 冷却通道壁面采用换热系数准则式的计算结果避免了湍流模型在冷却通道流体域的计算误差, 使计算结果较图 6(b) 结果更加接近实验结果. 图 6(b) 中, 层流模型(laminar)在计算湍流流动状态的冷却通道时, 由于流动状态的预测差异导致了较大的计算误差, 使叶片表面温度值计算偏大近 10% (约 81 K). 而图 6(a), 由于采用了冷却通道换热系数准则式, 层流模型绕开了冷却通道流体域的计算, 从而避免了此区域的误差对耦合计算结果准确度的影响, 能够准确预测叶片表面层流区域的温度分布. 类似如高雷诺数 $k - \epsilon$ 模型、低雷诺数 $k - \omega$ 标准格式模型和 $k - \omega - SST$ 模型, 由于各个湍流模型避免了冷却通道流体的计算过程, 因此消除了此区域计算误差对耦合换热结果的叠加效果, 叶片温度场数值预测更加靠近实验结果. 同时, 冷却通道换热系数准则式的应用使得在分析不同湍流模型对涡轮叶栅叶片表面的流动状态的计算更加符合实际. 另外, 冷却通道换热系数准则式的应用省略了冷却通道流体区域的数值计算过程, 节省了数值模拟的时间.

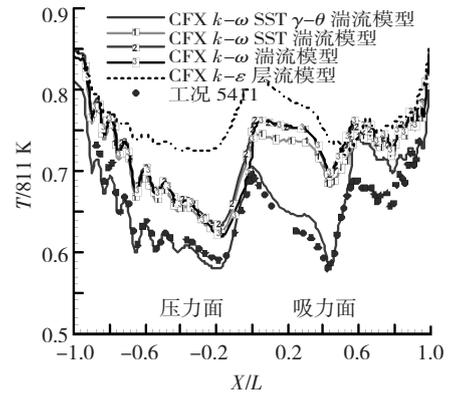
图 7 给出了冷却通道壁面两种边界条件下涡轮叶片温度分布图, 可见两种情况计算的叶片区域温度值及梯度分布基本一致.

数值模拟过程中给定叶片冷却通道不同入口湍流特性条件, 采用较佳湍流模型 ($k - \omega - SST - \gamma - \theta$) 对涡轮叶栅进行气热耦合计算, 分析比较不同入口湍流特性条件对涡轮叶栅耦合换热结果的影响. 表 2 给出了涡轮叶片冷却通道的几种不同入口湍流特性. 其中包括两种不同湍流强度的湍流边界条件以及湍流强度和特征尺度经验

式^[12]得出的湍流边界条件.

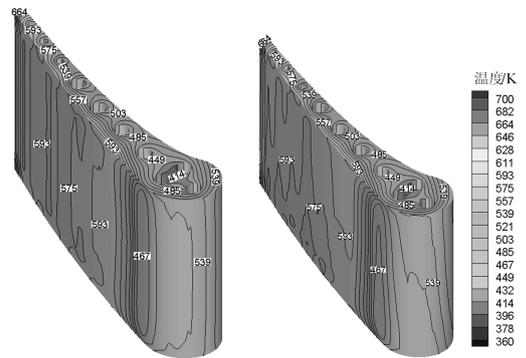


(a)冷却通道采用换热系数准则式



(b)冷却通道流体与叶片耦合计算

图 6 叶片中截面表面温度分布



(a)采用换热系数准则式 (b)冷却通道流体与叶片耦合计算

图 7 内冷涡轮叶片温度分布

表 2 冷却通道入口湍流特性条件

| 冷却通道入口湍流特性 | 湍流特性参数 | |
|------------|---|-----|
| | 湍流强度/% | 湍黏率 |
| 低湍流强度 | 1 | 1 |
| 中湍流强度 | 5 | 10 |
| 湍流强度经验式 | 湍流强度为 $0.16(Re_f)^{-0.125}$; 特征尺度为 $0.07 d$ | |

图 8 给出了冷却通道不同入口湍流特性条件对应的叶展中部叶片表面温度分布, 可以看出, 对

冷却通道不同的进口湍流特性条件,计算出的叶片表面温度不同.冷却通道进口条件为低湍流强度时,叶片表面温度计算结果较实验值偏高5%~10%(相当于40~80 K温差);当给定中等湍流强度和采用湍流强度、湍流尺度条件时,叶片表面温度计算结果与实验吻合较好.

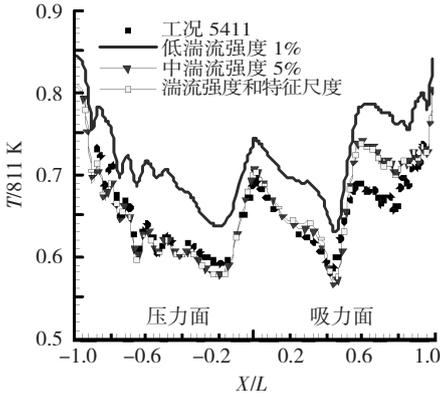


图8 不同湍流特性条件下叶展中部叶片表面温度分布

综上所述,对流换热系数实验准则式能够准确估算出冷却通道壁面的边界条件,并且能够得到准确的叶栅流场及叶片温度场结果.同时,冷却通道进口湍流特性条件能否正确给定,对涡轮叶栅耦合换热计算结果的准确度影响较大.

4 结 论

1)引入基于几何及工况因素等修正系数的两种对流换热系数准则式,计算得出的冷却通道换热系数分布趋势及数值与实验值基本一致.

2)在气冷涡轮叶片的冷却通道、冷却孔等位置,采用进行修正的对流换热系数实验准则式进行燃气涡轮气热耦合换热计算,能够得出与实验结果较为吻合的计算结果.

3) $k-\omega-SST-\gamma-\theta$ 湍流模型能够准确分辨层流及转捩状态,对附面层内复杂流动和传热过程模拟较为准确.不足之处是它过高地估计了转捩区域的湍动能,造成转捩区的过大估计,从而使得局部区域对流换热系数计算值偏大,温度偏高.

4)采用换热系数准则式,节省了冷却通道流体域的计算时间,消除了不同湍流模型在此流体域的计算误差对耦合换热结果的叠加效果,使得叶片温度场数值预测更加靠近实验结果.

参考文献:

- [1] HEIDMANN J D, KASSAB A J, STEINTHORSSON E. Conjugate heat transfer effects on a realistic film-cooled turbine vane [C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2003, Power for Land, Sea, and Air. Atlanta, Georgia, USA: [s. n.], 2003; ASME Paper GT 2003-38553.
- [2] RAHAIM C P, CAVALLERI R J. Coupled finite volume and boundary element analysis of conjugate heat transfer problems [C]//31st AIAA thermophysics conference. New Orleans, Louisiana, USA: [s. n.], 1996; AIAA 96-1809.
- [3] LUO Jiang, RAZINSKY E H. Conjugate heat transfer analysis of a cooled turbine vane using the V2F turbulence model [C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air. Barcelona, Spain; ASME, 2006; 2006-GT-91109.
- [4] 陶文铨. 传热学[M]. 西安:西北工业大学出版社, 2006: 219-221.
- [5] 陈大光,曹玉璋. 航空发动机设计手册:第一册[M]. 北京:航空工业出版社, 2000: 419-424.
- [6] 曹玉璋,陶智,徐国强,等. 航空发动机传热学[M]. 北京:北京航空航天大学出版社, 2005: 186-191.
- [7] WEBB R L, ECKERT E R G, GOLDSTEIN R J. Heat transfer and friction in tubes with repeated-rib roughness [J]. Int J Heat and Mass Transfer, 1971, 14: 601-617.
- [8] HYLTON L D, MIHELIC M S, TURNER E R, et al. Analytical and experimental evaluation of the heat transfer distribution over the surfaces of turbine vanes [R]. [S. l.]: NASA, 1983; ASA-CR-1680.
- [9] 董平,黄洪雁,冯国泰. 高压燃气涡轮径向内冷叶片气热耦合的数值模拟[J]. 航空动力学报, 2008, 23(2): 202-207.
- [10] 曾军,卿雄杰. 涡轮叶栅外换热系数计算[J]. 航空动力学报, 2008, 23(7): 1198-1204.
- [11] BOHN D, REM J, KUSTERER K. Cooling performance of the steam-cooled vane in a steam turbine cascade [C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea and Air. Reno-Tahoe, Nevada, USA; ASME, 2005; 2005-GT-68148.
- [12] Fluent Inc. FLUENT User's Guide [M]. [S. l.]: Fluent Inc, 2003.

(编辑 杨波)