

文章编号:1000-8055(2011)02-0349-06

## 燃气轮机透平叶片气热耦合计算

胡 捷<sup>1,2</sup>, 刘建军<sup>1</sup>, 江友钊<sup>2</sup>

(1. 中国科学院 工程热物理研究所, 北京 100190;

2. 中国联合工程公司, 杭州 310022)

**摘 要:** 针对具有热态实验结果的 Mark II 冷却叶片进行气热耦合计算研究, 利用 CFX 求解器对非耦合与耦合算法进行了详细的分析和对比. 结果表明, 相比耦合计算及实验结果, 由于非耦合边界条件的影响, 采用施加平均壁面温度的非耦合计算存在较大的计算偏差. 研究工作揭示了气热耦合计算的必要性及准确性.

**关 键 词:** Mark II 叶片; 气热耦合; 透平叶片冷却; 边界条件; 实验验证

**中图分类号:** V231.1

**文献标识码:** A

## Conjugate heat transfer investigation on a gas turbine blade

HU Jie<sup>1,2</sup>, LIU Jian-jun<sup>1</sup>, JIANG You-dian<sup>2</sup>

(1. Institute of Engineering Thermophysics,

Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

2. China United Engineering Corporation, Hangzhou 310022, China)

**Abstract:** This paper described the conjugate heat transfer (CHT) investigation on the Mark II blade with hot-gas test data. The CFX solver was used for CHT and non-CHT simulations, and the corresponding results were analyzed and compared in detail. The results show that, even if the correct averaged temperature is specified on the blade surface, the calculated heat transfer coefficient distributions by using non-CHT method still exhibit some deviations due to the non-coupled boundary conditions, as compared with the CHT method and experimental data. The present investigation reveals the necessity and accuracy of CHT method.

**Key words:** Mark II blade; conjugate heat transfer; turbine blade cooling; boundary conditions; experimental verification

随着透平进口温度的不断提升,燃气轮机透平叶片需要采用更加先进的冷却技术,研究有效、方便地评价透平叶片冷却效果的方法十分必要<sup>[1]</sup>. 考虑到冷却叶片热态试验的复杂性及经济性,在冷却方案设计阶段,通常采用计算流体动力学(CFD)方法来评价冷却效果,而 CFD 方法的准确性与所采用的数值方法和计算网格有关,还与是否采用耦合计算相关. 而在气热耦合计算的必

要性问题上目前仍有争论,因此开展针对 CFD 耦合与非耦合计算准确性的研究非常重要.

对于 CFD 方法准确性的验证工作,由于公开发表的透平叶片传热与冷却的实验数据较少,采用的主要是 Hylton 等人<sup>[2]</sup>实验研究过的带有 10 个径向冷却孔的 Mark II 高压涡轮叶片. Bohn 等人<sup>[3-5]</sup>针对该实验的不同工况进行了二维(2-D)耦合计算,研究了转捩对计算结果的影响,姜澎等

收稿日期:2009-12-24; 修订日期:2010-04-17

基金项目:国家重点基础研究发展计划(2007CB210108)

作者简介:胡捷(1982—),男,河北博野人,工程师,硕士,主要从事燃气轮机冷却技术研究,目前在中国联合工程公司工作.

人<sup>[6]</sup>对该叶型的 5411 工况进行了气热耦合三维(3-D)计算,对比了湍流模型的影响.颜培刚等人<sup>[7]</sup>利用 TVD(total variation diminishing)格式和自由型曲面网格技术,结合商用软件,采用多种湍流模型在 4521 工况下进行了对比验算.郭兆元等人<sup>[8]</sup>利用多块结构化网格技术对耦合计算进行了实验验证.董平等人<sup>[9]</sup>通过耦合计算分析了 Mark II 叶片表面附面层内的流动情况,并对比了实验结果.安柏涛等人<sup>[10-11]</sup>利用 Mark II 实验结果针对 CFX 计算准确度、湍流模型及转捩对计算的影响进行了研究和对比.

本文针对该实验的 5411 跨声速工况进行气热耦合与非耦合的对比研究,通过分析,揭示气热耦合计算的必要性.

## 1 冷却叶片模型

研究的 Mark II 叶型及冷却孔位置是由文献[2]提供的叶片平面坐标,通过在建模软件中由样条曲线连接而成.实验中 Mark II 是直叶片,故叶片的三维造型由平面线形沿径向拉拔一个叶高即可,如图 1 所示.

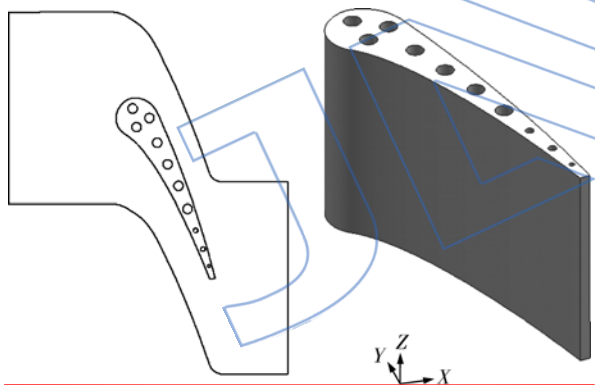


图1 含有冷气孔的 Mark II 二维叶型及三维叶片

Fig. 1 Mark II 2-D profile and 3-D blade with cooling holes

对湍流模型和网格疏密影响的研究<sup>[12]</sup>表明:采用 SST(shear stress transport)湍流模型,并在近壁面处生成  $Y^+ = 1$  的边界层网格,得到的结果较为可信.考虑耦合交接面的增加及转捩对网格质量要求等原因,通过分区域网格生成的方法,在主流域生成  $Y^+ = 1$  的边界层网格,每层按照相同的倍率增长到与边界层外的网格达到相近尺寸,共需 35 层.二维计算网格利用全四面体结构,三维耦合计算采用在叶片与冷气域采用整体结构化六面体网格,外流道应用四面体网格,交接面网格点一一对应,如图 2 所示.

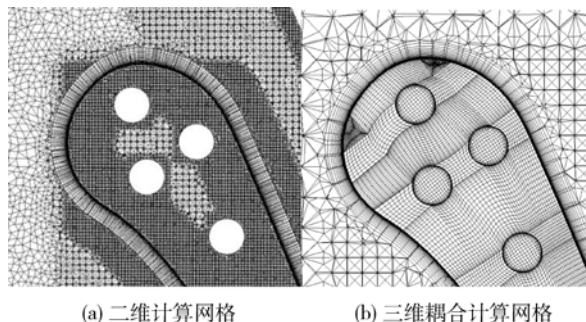


图2 Mark II 叶型计算网格

Fig. 2 Computational grid of Mark II blade

## 2 计算方法和结果分析

气热耦合计算包括了燃气侧及冷气侧流体流动与固体导热之间的耦合,能一次求出冷气侧及燃气侧流场以及叶片温度场.由于文献[2-5]中没有完整提供三维耦合计算所需要的燃气和冷气边界条件,本文进行的三维耦合计算采用了文献[6]中的条件,如表 1 和表 2 所示.

表1 Mark II 叶型 5411 工况燃气和冷气进出口参数<sup>[6]</sup>

Table 1 Inlet and outlet boundary conditions for case 5411 of Mark II

| 边界条件      | 参数      |
|-----------|---------|
| 进口总温/K    | 788     |
| 进口总压/Pa   | 337 080 |
| 出口静压/Pa   | 169 849 |
| 进口气流角/(°) | 90      |
| 进口湍流度/%   | 6.5     |
| 冷气进口总温/K  | 300     |
| 冷气出口静压/Pa | 100 000 |

非耦合计算通常分为两步:①在固壁边界处给定热边界条件(如壁温)分别计算燃气侧或冷气侧的表面传热系数,或直接根据经验公式估算燃气侧及冷气侧的传热系数;②在燃气侧及冷气侧给定第三类热边界条件(气体恢复温度和传热系数),进行固体温度场计算.显然,非耦合计算结果的准确度取决于给定的边界条件的准确度.为了阐明耦合计算与非耦合计算的准确性,并考虑文献[2]中可供比较的实验数据,本文的非耦合计算分为给定壁面温度求燃气侧传热系数和给定冷气侧第三类边界条件求壁面温度两个部分,然后分别将非耦合及耦合计算结果与实验结果对比.

表2 5411 工况冷气孔直径及冷气流量<sup>[6]</sup>  
Table 2 Cooling hole diameter and coolant flow  
conditions of case 5411

| 通道号 | 直径/cm | 流量/ $10^{-2}$ (kg/s) |
|-----|-------|----------------------|
| 1   | 6.3   | 2.46                 |
| 2   | 6.3   | 2.37                 |
| 3   | 6.3   | 2.38                 |
| 4   | 6.3   | 2.47                 |
| 5   | 6.3   | 2.33                 |
| 6   | 6.3   | 2.28                 |
| 7   | 6.3   | 2.38                 |
| 8   | 3.1   | 0.775                |
| 9   | 3.1   | 0.511                |
| 10  | 1.98  | 0.334                |

由于 Mark II 叶型 5411 工况在局部会出现转捩,本文为了考虑该影响,计算中采用了具有预测转捩能力的 SST-GamaTheta 湍流模型。

## 2.1 气热耦合对燃气侧传热系数的影响

对于非耦合计算,最简单的方法便是在叶片表面给定一个估算的等温边界,从而计算出燃气侧的传热系数(或热流密度)。因此,壁面温度设定的不同会对计算结果造成一定的影响。为了与全耦合计算结果对比,非耦合计算也采用了三维计算。非耦合只计算主流域,参照文献[2]中的做法,取 5411 实验工况下壁面平均温度 535.84 K 作为非耦合计算的壁温,将同工况下耦合计算同非耦合计算的结果进行对比,耦合计算边界条件设置如上,计算所得表面传热系数分布如图 3 所示(图中 PS,SS 分别表示压力面、吸力面,为方便比较,引入无量纲量  $h/h_0$ ,其中  $h_0=1135\text{ W}/(\text{K}\cdot\text{m}^2)$ ,下同)。

由图 3 可以看出,在设置等温边界进行非耦合计算时,计算结果能反映壁面传热系数的分布趋势,在压力面能较好地符合实验测量值,甚至在局部比耦合情况下的结果还准确,但在吸力面只是定性准确,在定量上偏差较大,相对值相差约为 0.22,整体偏高。本文还研究了设置壁温的不同对非耦合计算结果的影响,图 4 是在高于(800 K)和低于(300 K)叶片平均壁温(535.84 K)的两种情况下计算得到的壁面传热系数,从图中可以看出所得结果略有差别,准确度都比耦合计算的结果

差。而对于该叶型,压力面和吸力面的流动及传热差别较大,设置均一温度与实际情况不符合,文献[10-11]中按照实验结果设置壁温分布,通过非耦合计算壁面传热系数得到了较为满意的结果。

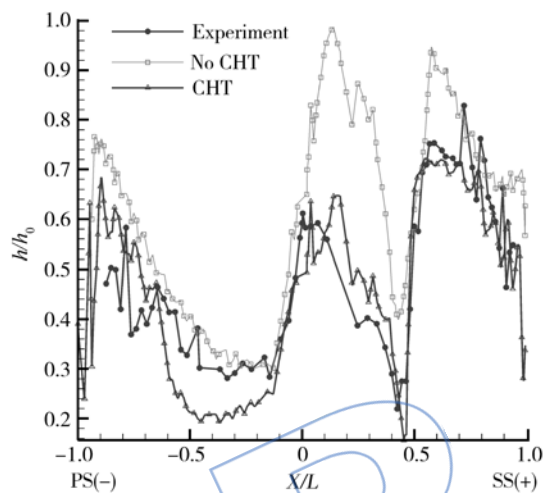


图3 三维耦合与非耦合计算得到的 Mark II 叶片半叶高处壁面传热系数对比

Fig. 3 Predicted and measured blade wall heat transfer coefficient distributions at mid-span

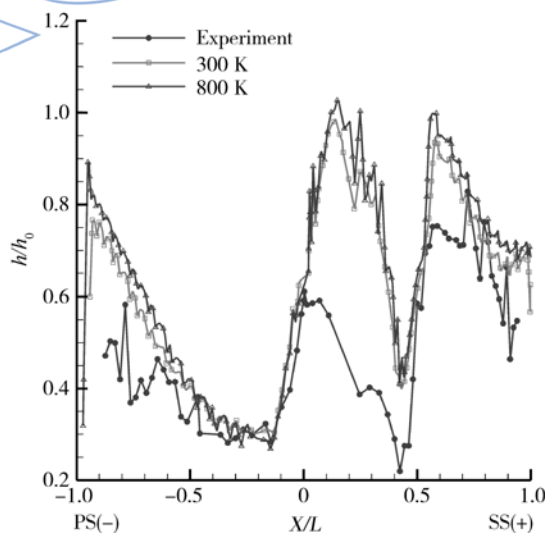


图4 不同壁温下三维非耦合计算得到的 Mark II 叶片半叶高处壁面传热系数分布

Fig. 4 Predicted heat transfer coefficient distributions at mid-span under different wall temperatures

因此,设置等温边界进行非耦合计算,仅能大致估计壁面传热系数的变化趋势,而对于设置壁温分布进行非耦合计算,若没有实验结果,怎样设

置该壁温分布是个难点. 这样看来, 应尽可能使用耦合计算预测壁面换热情况, 这是准确预测叶片壁面温度分布的有力保证.

## 2.2 气热耦合对壁面温度的影响

为了准确计算壁面温度, 又能说明耦合计算的效果, 本文采用文献[5]中提到的二维计算的方式, 即, 在冷气孔处设置第三类边界条件, 而在叶片燃气侧采用耦合边界. 这样, 可以根据实验结果准确地设置冷气侧边界值, 通过计算可以得到叶片壁面燃气侧的温度分布, 并通过与实验测得的壁温对比, 考查耦合边界上温度分布的准确度, 从而间接反映耦合与非耦合计算的差别.

该部分计算通过在每个冷气孔处设置两组不同的第三类边界条件, 考察边界条件设置对非耦合计算结果的影响. 两组第三类边界条件分别基于本文三维耦合计算得到的冷气孔处的参数及文献[5]中所采用的冷气孔处的边界条件. 通过对两者结果的对比分析, 并结合耦合计算及实验结果, 说明非耦合计算的不足. 在每个冷气孔处两组边界参数的具体比较如表3所示, 两者的变化趋势如图5和图6所示, 图中横坐标为冷气孔编号1~10, 纵坐标为相关参数.

表3 各冷气孔处第三类边界条件对比

Table 3 Comparisons of two groups of third kind boundary conditions at each cooling hole

| 冷气孔<br>编号 | 冷气<br>平均温度/K             |            | 冷气侧表面传热<br>系数/(W/(K·m <sup>2</sup> )) |            |
|-----------|--------------------------|------------|---------------------------------------|------------|
|           | Bohn<br>等 <sup>[5]</sup> | 本文三维<br>计算 | Bohn<br>等 <sup>[5]</sup>              | 本文三维<br>计算 |
| 1         | 336.39                   | 317.756    | 1943.67                               | 1060.55    |
| 2         | 326.27                   | 316.622    | 1881.45                               | 972.252    |
| 3         | 332.68                   | 316.725    | 1893.49                               | 981.005    |
| 4         | 338.86                   | 317.055    | 1960.62                               | 1040.37    |
| 5         | 318.95                   | 320.59     | 1850.77                               | 1076.51    |
| 6         | 315.58                   | 323.474    | 1813.36                               | 1143.95    |
| 7         | 326.26                   | 325.721    | 1871.88                               | 1301.45    |
| 8         | 359.83                   | 338.267    | 2643.07                               | 1920.58    |
| 9         | 360.89                   | 353.188    | 1809.89                               | 1614.38    |
| 10        | 414.85                   | 355.733    | 3056.69                               | 2648.97    |

通过图5和图6中的对比可以清楚地看出, 这两组参数定量上相差较大, 但定性上还是能找

到一些共同点, 尤其是图6中的壁面传热系数变化趋势, 而图5中两组边界条件的温度变化趋势则相差较大, 尤其在编号5, 6, 7三个冷气孔附近的变化趋势.

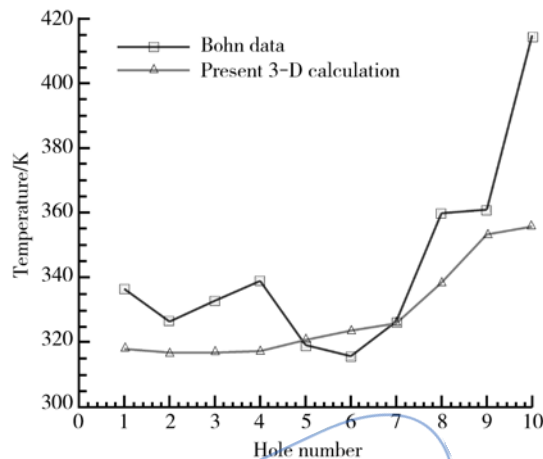


图5 各个冷气孔处温度对比

Fig. 5 Comparisons of temperature at each cooling hole

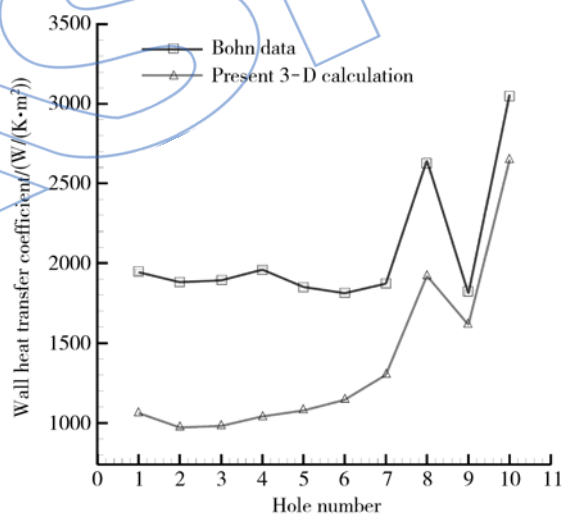


图6 各个冷气孔处壁面传热系数对比

Fig. 6 Comparisons of heat transfer coefficient at each cooling hole

图7为计算得到的半叶高处的温度分布结果, 可以看出, 相比三维耦合计算(图中3-D所示), 将耦合计算得到的冷气孔处的边界参数经过平均后施加到非耦合二维计算的边界上, 其结果(图中2-D所示)在叶片前半部分均更为接近实验结果, 但在吸力面  $X/L=0.55$  附近远高于实测值, 但总体上要比使用Bohn的二维计算条件得到的结果(图中2-D-Bohn所示)要好.

图8给出的是燃气侧壁面传热系数的分布,

可以看出,采用新的冷气侧边界条件的二维计算,能大致模拟出整体变化趋势,但在定量上还存在较大的差异,尤其在吸力面转捩区。但是考虑到三维耦合计算得到的温度分布与实验值吻合较好的情况,并比较利用文献[5]的边界条件计算得到的燃气侧传热系数分布,这也可能是在进行二维耦

合计算时,燃气侧流场的激波和转捩效应等与三维流场的情况不一致所致<sup>[7]</sup>,这点还需要进一步的研究和验证。

### 3 结 论

本文对 Mark II 冷却叶片进行了气热耦合和非耦合计算,针对不同的非耦合边界设置,经过多组计算与分析,得出以下结论:

1) 对于三维等温边界的非耦合计算,相比耦合计算和实验结果,仅能大致反映壁面传热系数的分布情况,在叶片压力面能较好地符合实验测量值,而在带有转捩的吸力面计算结果的准确度较差。设定的壁面温度的绝对值大小对壁面传热系数的定性变化影响不大;

2) 对于在冷气侧设置第三类边界条件的二维非耦合计算,通过两组完全不同的边界条件设置,计算发现,所得的结果定性上变化相似,而应用三维耦合计算结果平均得到的冷气侧边界条件的计算结果更接近实验值,但在某些局部仍会有偏差;

3) 非耦合计算难以全面、准确反映壁面传热系数分布和温度分布情况,尤其在有转捩的复杂流动区域,因此,在计算资源允许的条件下,应尽可能进行三维气热耦合计算。

### 参考文献:

- [1] 韩介勤,杜达,艾卡德. 燃气轮机传热和冷却技术[M]. 程代京,谢永慧,译. 西安:西安交通大学出版社,2005.
- [2] Hylton L D, Milhec M S, Turner E R, et al. Analytical and experimental evaluation of the heat transfer distribution over the surfaces of turbine vanes [R]. NASA CR 168015, 1983.
- [3] Bohn D, Martens E. Analysis of the influence of cooling steam conditions on the cooling efficiency of steam-cooled vane using the conjugate calculation technique[R]. ASME Paper GT2001-0166, 2001.
- [4] Bohn D, Heuer T. Conjugate flow and heat transfer calculation of a high pressure turbine nozzle guide vane[R]. AIAA 2001-3304, 2001.
- [5] Bohn D, Ren J, Kusterer K. Cooling performance of the steam-cooled vane in a steam turbine cascade[R]. ASME Paper GT2005-68148, 2005.
- [6] 姜澎,黄洪雁,冯国泰. 空气冷却涡轮叶片气热耦合数值计算[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2006, 38(12): 2036-2038. JIANG Peng, HUANG Hongyan, FENG Guotai. Numerical simulation of conjugate heat transfer in turbine blade with air cooling[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2006, 38(12): 2036-2038. (in Chinese)

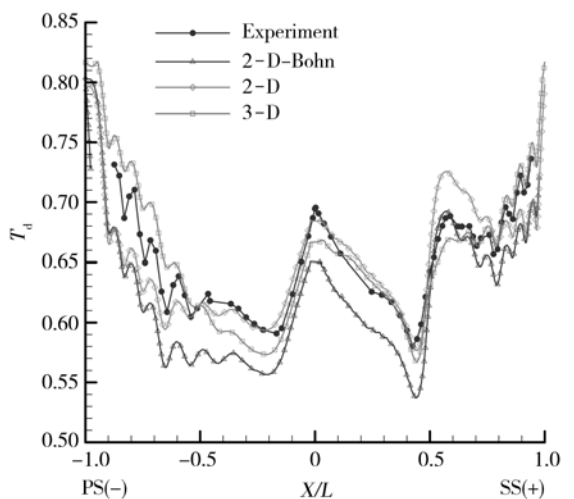


图7 二维与三维计算得到的 Mark II 叶片半叶高处壁温分布

Fig. 7 Wall temperature distributions at mid-span of Mark II blade using 2-D and 3-D calculations

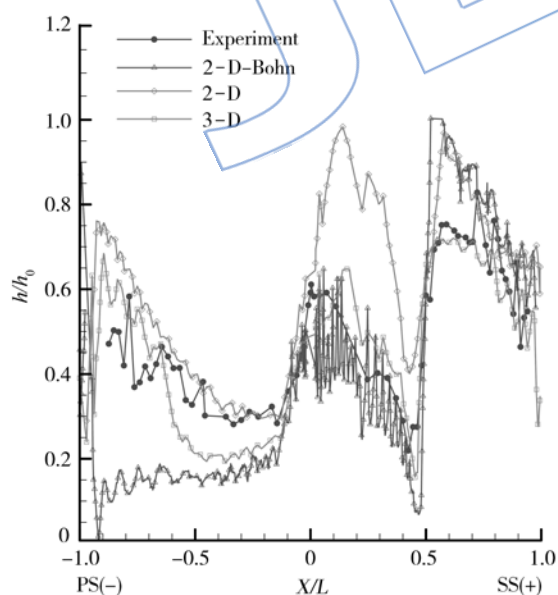


图8 二维与三维 Mark II 叶片半叶高处壁面传热系数分布对比

Fig. 8 Wall heat transfer coefficient distributions at mid-span of Mark II blade using 2-D and 3-D calculations

- [7] 颜培刚,董平,周驰,等. 涡轮叶栅气热耦合数值方法与验证[J]. 工程热物理学报,2008,29(2):213-216.  
YAN Peigang, DONG Ping, ZHOU Chi, et al. Numerical method of conjugate heat transfer and its verification and internally-cooled gas turbine vane[J]. Journal of Engineering Thermophysics,2008,29(2):213-216. (in Chinese)
- [8] 郭兆元,王强,颜培刚,等. 结构化网格在气热耦合计算中的应用[J]. 热能动力工程,2009,24(2):158-162.  
GUO Zhaoyuan, WANG Qiang, YAN Peigang, et al. Application of structured grid in conjugate heat transfer simulation[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2009,24(2):158-162. (in Chinese)
- [9] 董平,黄洪燕,冯国泰. 高压燃气涡轮径向内冷叶片气热耦合的数值分析[J]. 航空动力学报,2008,23(2):201-207.  
DONG Pin, HUANG Hongyan, FENG Guotai. Conjugate heat transfer analysis of a high pressure turbine vane with radial internal cooling passages[J]. Journal of Aerospace Power,2008,23(2):201-207. (in Chinese)
- [10] AN Baitao, LIU Jianjun, JIANG Hongde. Numerical investigation on unsteady effects of hot streak on flow and heat transfer in a turbine stage[J]. ASME Paper GT2008-50415,2008.
- [11] AN Baitao, LIU Jianjun, JIANG Hongde. Combined unsteady effects of hot streak and trailing edge coolant ejection in a turbine stage[R]. ASME Paper GT2009-59473, 2009.
- [12] 胡捷. 燃气轮机透平导叶闭式蒸汽冷却研究[D]. 北京:中国科学院工程热物理研究所,2008.  
HU Jie. Investigation on closed-loop steam cooling schemes of a gas turbine guide vane[D]. Beijing: Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences,2008. (in Chinese)