

高压涡轮叶顶间隙变化的数值分析

岂兴明¹, 朴英¹, 矫津毅²

(1. 清华大学 航空航天学院, 北京 100084; 2. 吉林大学 应用技术学院 测量工程系, 长春 130022)

摘要:利用有限元分析软件分析了某型高压涡轮叶顶间隙在不同工况下随时间的变化。采用分段加载方法对模型施加温度和压力边界条件。计算结果与实验数据的对比分析表明:涡轮叶片位移对叶顶间隙变化的贡献不大,温度和转速是影响轮盘径向尺寸变化的主要因素,而温度是影响机匣和叶片变形的主要因素。

关键词:机床;叶顶间隙;有限元法;高压涡轮;分段加载

中图分类号: TG590 **文献标识码:** A **文章编号:** 1671-5497(2009)01-0033-05

Numerical analysis of high pressure turbine tip clearance variation

QI Xing-ming¹, PIAO Ying¹, JIAO Jin-yi²

(1. School of Aerospace, Tsinghua University, Beijing 100084, China; 2. College of Applied Technology, Jilin University, Changchun 130022, China)

Abstract: The high pressure turbine tip clearance variation versus time under different operating conditions were analyzed by the finite element method. The boundary conditions about the temperature and pressure were loaded by means of the segmental application method. The calculation results and their comparison with the experimental data show that the displacement of the blade makes a little contribution to the tip clearance variation, the temperature and the rotational speed are the key issues for the radial deformation of the turbine disc, and the temperature is the major factor affecting the deformation of the turbine shroud and blade.

Key words: machine tool; tip clearance; finite element method; high pressure turbine(HPT); segmental application of boundary conditions

高压涡轮(HPT)叶顶间隙对航空发动机的性能有很大影响。如果叶顶间隙过大,涡轮效率降低,导致发动机经济性下降。试验表明:叶顶间隙与叶高之比每增加0.01,涡轮效率下降0.8%~1.2%,致使双转子涡扇发动机的耗油量增加约2%^[1]。如果叶顶间隙过小,将导致叶片刮碰机匣,严重时会引起叶片折断等重大事故^[2]。Kypuros等^[3]介绍了一种计算叶顶间隙变化的简单数学模型。Pilidis等^[4]提出了一种采用有限元

法分析叶顶间隙的模型,计算了某双转子发动机高压压气机各级在加速状态下叶顶间隙的变化情况,并得出了轮盘、叶片、机匣的热响应率。漆文凯^[5]和牛东生等^[6]研究了叶顶间隙主动控制后,涡轮部件的热响应与叶顶间隙变化之间的关系。刘玉国^[7]计算了GE公司CFM56发动机工作过程中过渡态涡轮的温度场和径向位移量,并进行了一系列的地面试验。徐国强等^[8]进行了涡轮盘的冷却效果试验,总结了中心进气涡轮盘侧面的

收稿日期: 2007-08-25.

基金项目: 军工项目.

作者简介: 岂兴明(1978-),男,博士研究生.研究方向:数值仿真. E-mail: qixm04@mails. tsinghua. edu. cn

换热准则公式。Lattime^[9-10]等为涡轮叶顶间隙的基础研究建立了完善的试验台架设备。作者在上述研究的基础上,针对某航空发动机高压涡轮叶顶间隙进行了数值模拟,利用有限元法研究了影响该型高压涡轮叶顶间隙变化的主要因素。

1 计算模型

高压涡轮叶顶间隙计算模型包括机匣、叶片和涡轮盘 3 个部分。需分别计算相应部件在温度和机械负荷下的径向变形。式(1)给出了计算叶顶间隙随时间的变化量:

$$\delta(t) = r_{shroud}(t) [r_{rotor}(t) + l_{blade}(t)] \quad (1)$$

式中: $r_{shroud}(t)$ 、 $r_{rotor}(t)$ 、 $l_{blade}(t)$ 分别为机匣内侧半径、涡轮盘半径和叶片长度; $\delta(t)$ 为 t 时刻的涡轮叶顶间隙值。

1.1 涡轮盘模型的建立

将涡轮盘简化为轴对称模型(见图 1),省略了密封齿、榫槽和冷却孔等非承力结构。选用热-结构平面耦合网格 PLANE13,共生成 1990 个节点。

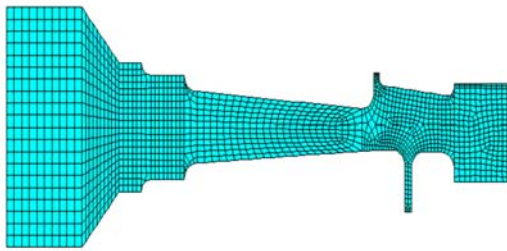


图 1 涡轮盘的网格划分

Fig. 1 Elements of turbine disc

1.2 机匣模型的建立

将机匣简化成一个部件,忽略了密封块、隔板和机匣外环开孔等结构。机匣的轴对称网格如图 2 所示,机匣内侧为绝热材料,需独立划分网格并

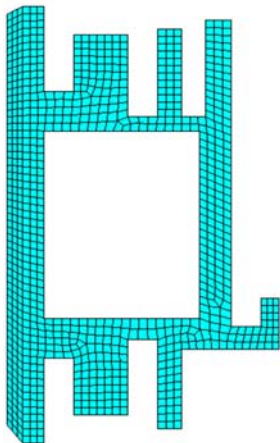


图 2 机匣计算网格

Fig. 2 Elements of shroud

定义相应的非线性材料属性。

1.3 叶片

由于涡轮叶片结构复杂,建模时将叶片内部的多腔冷却结构简化为单腔结构,不考虑肋板、凸台、榫头和气膜冷却孔(见图 3)。



图 3 叶片计算网格

Fig. 3 Elements of blade

将发动机在高度 11000 m 和速度 0.75 Ma 巡航状态参数做为载荷分成 100 步加载。同文献 [5,6] 的 16 步加载相比,考虑了材料非线性和状态非线性的影响,提高了过渡态的仿真精度。边界条件确定也是影响计算精度的关键因素之一。需要在建立计算模型上逐段确定各边界的换热系数、温度等载荷。这是因为,虽然隔板等非结构部件在建模时被省略,但处理边界条件时须考虑它们对涡轮部件温度、机械载荷的影响。因此,采用了分段加载边界条件的办法,具体边界条件的确定见下节。所有载荷均使用参数化的命令行格式进行处理,利用 *DO 和 *ENDDO 命令实现循环计算。在每个循环过程中,都需要重新计算各段边界上的温度和换热系数等参数。由于网格数量大和载荷步多使计算量剧增,作者二次开发了一系列批处理程序自动对 log 文件的控制参数进行相应调整。程序中多处采用 .mac 宏命令文件来完成节点数量巨大的载荷自动加载。通过修改宏命令文件中节点的载荷数据来实现载荷的更新。因此,采用这种 APDL 命令格式进行边界条件和载荷自动加载的方法,可以减少人为干预,并显著地缩短计算时间,提高分析效率。

2 边界条件

2.1 机匣的边界条件

(1)环道的平均换热系数

流体在湍流情况下,即 $Re \geq 8 \times 10^3$ 时,环道

的平均换热规律可采用下式计算:

$$Nu = 0.021 Re^{0.8} Pr^{0.43} \quad (2)$$

窄环道内的换热公式为

$$Nu = 0.015 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (3)$$

式中:定性尺寸为当量直径;定性温度为流道气流平均温度。

(2)环道内横向流动

冷却空气从内、外环之间的间隙进入,横向冷却环流的换热可视为强迫对流,分别采用下述关系式来估算换热系数:

$$\begin{cases} Nu = 0.0664 Re^{0.5} Pr^{0.333} & (\text{层流 } Re \leq 3.2 \times 10^5) \\ Nu = 0.036 Re^{0.8} Pr^{0.333} & (\text{紊流 } Re > 3.2 \times 10^5) \end{cases} \quad (4)$$

式中:定性尺寸取环形通道中横向流动的冷却路径长度,即为 $\pi D/2$,其中 D 为横向中径;定性温度为横向流动气体的平均温度。

(3)冲击冷却

根据文献[11]的试验结果,冲击冷却换热准则可以用指数形式来描述。从而半封闭通道单排冲击孔局部换热特性准则关系式为

$$Nu = f(Y_n/d) Re^m (x/d)^i (Y_n/d)^j (Z_n/d)^k \quad (5)$$

式中: x 为距离通道封闭一侧的壁面距离; d 为冲击孔直径; $Re = U_f d / \nu$ 为射流雷诺数; x/d 为流向几何尺寸; Y_n/d 为展向空间距与直径比; Z_n/d 为冲击间距与直径比; U_f 为冲击射流速度; $\nu = \mu / \rho$ 为冲击气体运动黏度; μ 为冲击气体黏性系数; ρ 为射流气体密度。适用范围: $3 \leq Y_n/d \leq 5$, $1 \leq Z_n/d \leq 4$ 。

2.2 涡轮盘的边界条件

燃气涡轮空气冷却系统最常见的轮盘冷却换热方式包括:在盘侧间隙通道内有冷却空气供给、径向和喷射吹风的对流换热情况。本文将轮盘侧表面对流换热共分为 6 个区域,假设在空气中旋转轮盘的侧面边界层内速度和温度分布规律相同(按 $1/7$ 幂指数分布)。轮盘壁温与相应冷却空气之差的沿径向分布规律为 $\Delta T_p = c_r^n$ 。在湍流状态下自由盘的侧面换热准则关系式^[12]为

$$Nu_p = 0.0145(1 - K_\Phi)^{0.2} Re_\omega^{0.8} (n + 2.6)^{0.2} [1 - 0.45(1 - K_\Phi)^{0.6} Re_\omega^{-0.1}]^{-1} \quad (6)$$

式中:旋转雷诺数 $Re_\omega = \rho \omega R^2 / \mu$;外流的旋流系数 $K_\Phi = C\phi / \omega r$,通道结构几何参数包括:轮盘侧面与相对静子的轴向距离 S ,该点处的半径为 r ; n 为温压沿轮盘半径分布规律表达式中的指数。在空气冷却涡轮转子中,通常 $n = 0 \sim 4$,其定性参数

是给定截面的半径,及该半径上边界层外介质的温度。

2.3 叶片的边界条件

(1)前缘平均换热

$$\begin{cases} N\mu_{d1} = 1.05 Re_{d1}^{0.5} & -15^\circ \leq \alpha \leq 15^\circ \\ N\mu_{d1} = 0.23 Re_{d1}^{0.5} & -70^\circ \leq \alpha \leq -15^\circ, 15^\circ \leq \alpha \leq 70^\circ \end{cases} \quad (7)$$

(2)叶身型面外换热:

$$\text{吸力面: } N\mu_b = 0.09 Re_b^{0.68}$$

$$\text{压力面: } N\mu_b = 0.1 Re_b^{0.68}$$

(3)尾缘部分外换热:

$$\text{吸力面: } N\mu_b = 0.057 Re_b^{0.71}$$

$$\text{压力面: } N\mu_b = 0.051 Re_b^{0.73}$$

式中: α 为偏离前缘驻点的中心角; Re_{d1} 为以叶栅前参数计算的平均雷诺数,定性温度为叶栅前燃气温度; Re_b 为以叶栅后参数计算的平均雷诺数。适用范围:叶栅后马赫数 $M_2 \leq 0.96$ 时 $1.86 \times 10^5 \leq Re_b \leq 1.51 \times 10^5$ 。

3 结果与分析

为了验证仿真结果的准确性,首先将涡轮盘表面温度的计算结果与文献[8]的试验数据进行了对比。从图 4、图 5 可以看出,转速分别为 1500 r/min、3000 r/min 时,转盘表面温度的总体分布规律是一致的:即随着转盘半径的增加,盘面温度不断提高。数值仿真的计算结果与试验值的误差均在 2% 以内。这说明涡轮叶片的网格划分、边界条件与实际情况比较接近,计算精度较高。

由图 6 可见,涡轮盘和机匣的变形量大,而叶片的变形量相对较小。这是由于叶片的长度远小于涡轮盘的半径尺寸,同时,叶片为单晶材料并采用气膜冷却技术,有效地控制了其径向变形。图

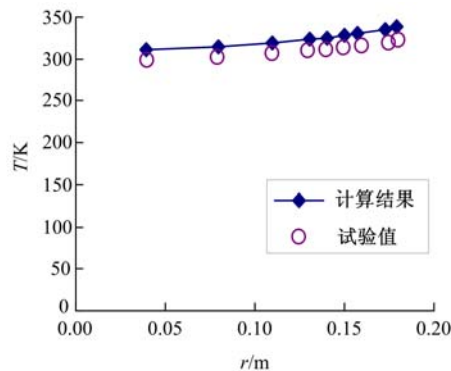


图 4 涡轮盘 1500 r/min 时表面温度

Fig. 4 Temperature of turbine disc at 1500 r/min

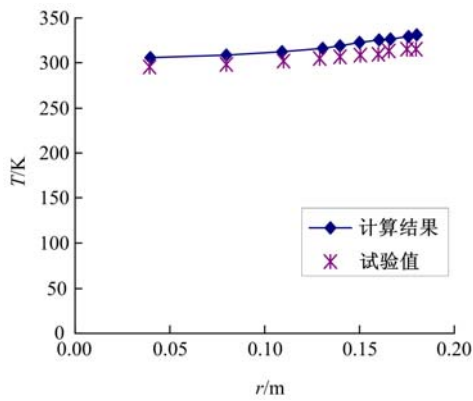


图 5 涡轮盘 3000 r/min 时表面温度

Fig. 5 Temperature of turbine disc at 3000 r/min

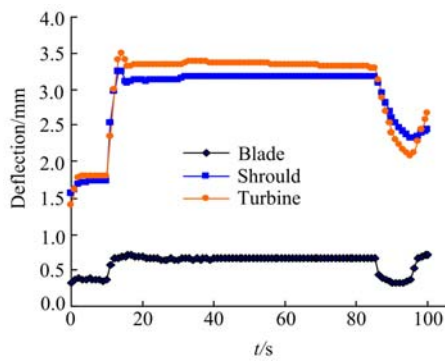


图 6 机匣、叶片和涡轮盘的变形量

Fig. 6 Displacement of subcomponents

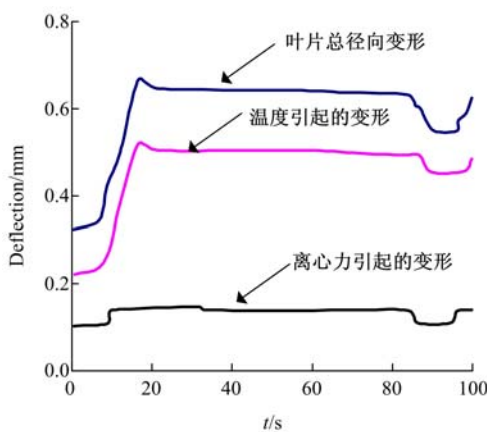


图 7 叶片的径向变形

Fig. 7 Displacement of blade

7 给出了涡轮叶片总的径向变形量以及温度载荷、离心力引起的变形量。在发动机转速变化时,叶片由离心力引起的径向位移很小。涡轮叶片材料性质和结构特点是其在离心力作用下变形相对较小的主要原因。叶片的质量小,相同转速下离心力也小,而且叶片材料为镍基高温合金,在高温下也能保持很高强度。而发动机的工况变化

导致涡轮前进口温度剧烈变化,涡轮叶片的温度载荷在发动机加速阶段迅速上升,导致叶片表面的温度增加,径向变形量增大。但是,叶片总的径向位移还是比较小的,它对涡轮叶顶间隙变化的贡献不大。

从图 6 还可以看出,发动机从慢车加速到最大转速状态,高压转速迅速上升的同时涡轮前温度也增加。此时,涡轮组件的热负荷和机械负荷都增加,导致了涡轮盘、机匣和叶片的径向位移量增大。由于涡轮盘除受温度载荷外,还受离心力的作用,因此轮盘的径向变形比机匣大。当发动机从巡航状态减速到慢车时,高压转速下降,涡轮前温度下降。涡轮组件的热负荷和机械负荷都下降,引起涡轮组件的径向变形量减少。涡轮盘由于离心力下降,径向变形量比机匣下降的更剧烈。再次加速时,涡轮组件径向变形量的变化趋势与减速时相反,但此时,轮盘和机匣的温度还比较高。因此,温度和转速是影响轮盘径向尺寸变化的主要因素。

如图 8 所示,叶顶间隙瞬态响应曲线有限元法计算结果与一维数学模型的计算结果趋势相同,差别较小,这也说明本文计算方法和边界条件的准确性。当发动机从慢车到最大转速的加速过程中,叶顶间隙迅速下降。叶顶间隙出现一个最小值,这是因为转子在机械负荷下的变形超过了机匣在热负荷下的径向伸长量。在巡航状态时,转速已经达到基本稳定,涡轮的热响应也趋于饱和。随着机匣温度的逐渐上升,叶顶间隙也慢慢变大。当发动机减速时,叶顶间隙曲线的变化趋势和加速时恰好相反。反推力状态时,发动机再次加速使叶顶间隙达到最小。计算结果表明:机匣的热响应比涡轮盘的热响应快,这是由于粉末

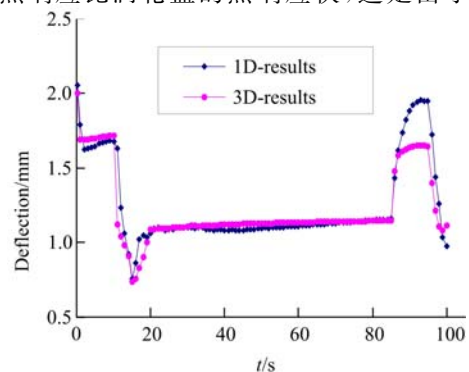


图 8 涡轮叶顶间隙

Fig. 8 Turbine tip clearance

合金涡轮盘的厚度大,而机匣较薄,在机匣处进行温度控制,进而改善发动机的经济性就是利用机匣比涡轮盘的热响应快这一特点。因此,温度载荷是机匣径向变形的主要因素。

4 结束语

研究了某型航空发动机高压涡轮叶顶间隙的变化。采用分段加载方法对模型施加温度和转速边界条件。根据本文算例的计算结果得出如下结论:①涡轮叶片对叶顶间隙变化的贡献不大;②温度和转速是涡轮盘径向变形的主要因素;③温度是涡轮机匣、叶片径向变形的主要因素。

参考文献:

- [1] Hennecke D K, Trappmann K. Turbine tip clearance control in gas turbine engines [R]. NASA, N83-29254, 1983.
- [2] Chivers J. A technique for the measurement of blade tip clearance in a gas turbine [C]// AIAA Paper 89-2916, 1989.
- [3] Kypuros J A, Melcher K J. A reduced model for prediction of thermal and rotational effects on turbine tip clearance [R]. NASA-2003-212226, 2003.
- [4] Pilidis P, Maccallum N R L. Models for predicting tip clearance changes in gas turbines [R]. NASA, N83-29258, 1983.
- [5] 漆文凯,陈伟. 某型航空发动机高压涡轮叶尖间隙数值分析[J]. 南京航空航天大学学报, 2003, 35(1): 63-67.
- Qi Wen-kai, Chen Wei. Tip clearance numerical analysis of an aero-engine HPT [J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2003, 35(1): 63-67.
- [6] 牛东生,陈伟,漆文凯. 涡轮叶尖间隙计算实现方法与结果分析[J]. 燃气涡轮设计与研究, 2004, 17(4): 31-34.
- Niu Dong-sheng, Chen Wei, Qi Wen-kai. Calculation program for turbine tip clearance and result analysis [J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2004, 17(4): 31-34.
- [7] 刘玉国. CFM56 高压涡轮间隙的优化[J]. 国际航空, 1994(4): 53-55.
- Liu Yu-guo. Optimization of CFM56 HPT tip clearance [J]. International Astronautics, 1994(4): 53-55.
- [8] 徐国强,丁水汀,陶智,等. 中心进气旋转盘的冷却效果实验研究[J]. 热能动力工程, 2000, 87(15): 260-263.
- Xu Guo-qiang, Ding Shui-ting, Tao Zhi, et al. Experimental study of the cooling effectiveness of a rotating disc with a central cooling air feed [J]. Journal of Aerospace Power, 2000, 87(15): 260-263.
- [9] Lattime S, Steinetz B. Turbine engine clearance control systems; current practices and future directions [C]// AIAA Paper 2002-3790, 2002.
- [10] Lattime S, Steinetz B, Robbie M. Test rig for evaluating active turbine blade tip clearance control concepts [C]// AIAA Paper 2003-4700, 2003.
- [11] 航空发动机设计手册总编委会. 航空发动机设计手册第十六册: 空气系统及传热分析分册 [M]. 北京: 航空工业出版社, 2000.
- [12] 张泽远. 半封闭通道内冲击射流换热特性和流量系数的实验研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2006.
- Zhang Ze-yuan. Experiment study of convective heat transfer and discharge coefficient of jet impingement inside semi-confined channel [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2006.