

文章编号: 1000-8055(2009)04-0851-07

某型发动机高压 12 级转子叶尖间隙控制研究

罗飞腾, 宋文艳, 李建平, 李 强
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 以某型发动机为对象, 采用 CFD 数值模拟, 研究了高压压气机 12 级孤立转子在不同叶尖间隙值下的单通道流动细节, 分析和比较了不同叶尖间隙值下该级转子的压比和效率, 获得了最佳性能前提的叶尖间隙值, 并讨论了最佳间隙下的流场结构. 结合 ANSYS 有限元软件评估了转子叶片和轮盘在热-结构耦合作用下的径向应变. 研究结果对改进转子叶尖间隙装配和控制具有较好的参考价值.

关 键 词: 压气机; 叶尖间隙控制; 热应力; 数值模拟

中图分类号: V233.7

文献标识码: A

Research on turbofan engine HP-compressor rotor-12 blade tip clearance control

LUO Fei-teng, SONG Wen-yan, LI Jian-ping, LI Qiang

(School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Using CFD-numerical simulation method, the single-passage flowfield of high pressure compressor rotor-12 with different tip clearances were investigated, and the corresponding total pressure ratio and efficiency were analyzed and compared, then a tip clearance value of optimal performance was obtained. The flowfield structure under optimal performance was discussed next. Finally, based on the finite element analysis software —ANSYS, the radial strain of rotor blade and disc, which are under coupled effect of thermal-structure, were estimated. The research results provide good reference for rotor blade tip clearance assembling and control.

Key words: compressor; tip clearance control; thermal stress; numerical simulation

双转子涡扇发动机的高压级转子, 在持续气流条件下工作时, 承受着较高温度、压力和离心力的载荷作用, 会产生膨胀拉伸、弯扭变形, 造成转子叶尖与机匣的间隙逐渐缩小甚至刮伤机匣、损坏叶片, 这将导致严重的压气机性能恶化. 因此, 有必要对转子叶尖间隙流动、转子叶片及轮盘的应变进行研究, 为叶尖间隙的有效控制提出合理的解决途径.

多级轴流压气机转子叶尖流动在本质上很复杂, 这种复杂性来自叶片排复杂流动、端壁区边界

层的形成、各种涡系、二次流与泄漏流的存在等^[1]. 转子叶片与机匣的间隙值对压气机性能影响很大, 过大的间隙将造成较大泄漏流损失, 使得压气机性能下降; 过小的间隙则引起堵塞, 降低压气机压升能力和稳定工作范围; 研究表明, 存在一个使叶顶损失最小的最佳间隙^[1-2].

本文以某型发动机高压压气机 12 级转子为对象, 采用 CFD 方法对单转子通道的流动进行数值模拟研究, 寻求最佳转子性能前提下的叶尖间隙值, 并结合 ANSYS 进行应变分析, 计算结果对

高压压气机转子叶片的装配间隙具有较好的参考价值.

1 CFD 数值计算

流场模拟是采用 CFD 软件 NUMECA 来进行的. 为研究方便, 对压气机内流场作如下假设: ①完全气体假设; ②叶轮转速恒定; ③忽略流体质量力; ④绝热固壁条件.

1.1 数值方法的验证

NASA Rotor-37 是一种高压比的跨声速压气机转子, 在总体性能和流动结构方面具有大量的实验数据. 通过对叶顶间隙值为 0.356 mm 时 Rotor-37 的流场进行了数值模拟, 并与实验测量数据进行对比, 验证了本文数值模拟方法的可行性和计算精度. 图 1, 图 2 分别给出了 Rotor-37 的压比和效率特性的计算值与实验结果对比图.

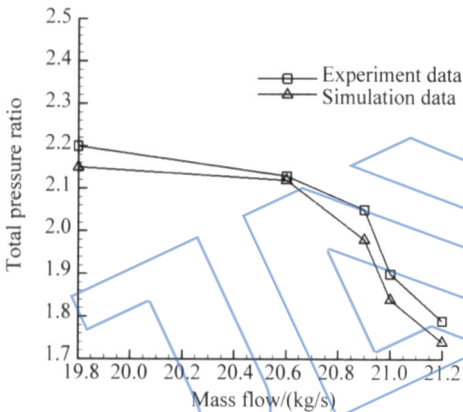


图 1 实验和数值模拟的转子压比对比

Fig. 1 Comparison of pressure ratio from experiment and numerical simulation

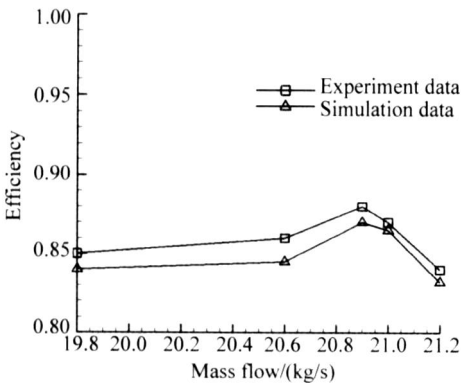


图 2 实验和数值模拟的转子效率对比

Fig. 2 Comparison of efficiency from experiment and numerical simulation

1.2 计算模型及边界条件

采用 UG 软件进行转子叶片及其子午流道的

造型, 计算网格由 Auto Grid/ IGG 生成. 为了保证计算稳定和精度, 生成的网格应满足贴体性、正交性、光滑性、分布合理以及结构合理^[2]. 由于高压 12 级转子叶片上半部分 (叶中至叶尖部分) 为钝尾缘结构, 故采用 HOH 型网格, 其拓扑结构为 O 型. 图 3 给出了叶片网格点数分布示意图, 图 4 给出了计算域的网格图, 图 5 给出了无叶尖间隙和带叶尖间隙的高压 12 级转子单通道流场计算网格. 本文所生成的不带叶尖间隙和带叶尖间隙的高压 12 级转子单通道计算网格正交性角度、长宽比、膨胀比都在要求范围内, 没有负网格, 各方向上网格层数都达到 3 层以上, 每种计算状态的网格都达到 30 万左右, 能满足加速收敛和精度的要求.

FINE/ TURBO 模块计算采用的是雷诺平均 Navier-Stokes 方程组. 湍流模型采用 Spalart-Allmaras 单方程模型 (简称 S-A 模型), S-A 模型与 Baldwin-Lomax 代数模型相比其湍流涡粘区域是连续的, 而且具有较宽的适用范围和相对较低的 CPU 及内存要求.

在数值模拟计算中, 给定的边界条件有: ①进口质量流量和静温; ②出口静压 (1.86 MPa); ③无滑移壁面边界条件; ④叶片的前后缘延伸段取周期性边界条件. 进口参数根据设计点参数给定, 如见表 1.

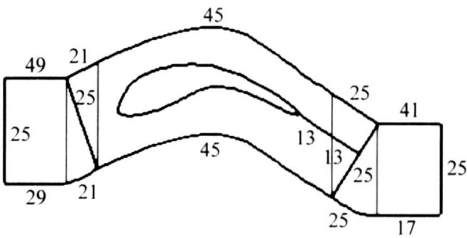


图 3 叶型网格点数分布

Fig. 3 Grids distribution of blade profile

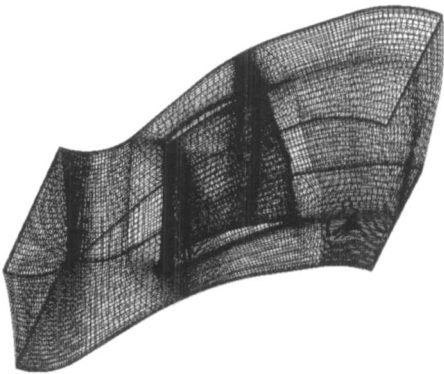


图 4 计算域网格图

Fig. 4 Grids for computational domain

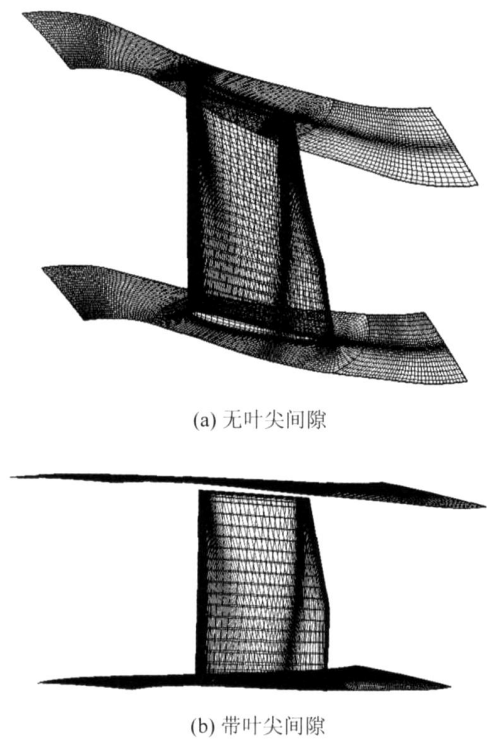


图 5 12 级转子单通道网格
Fig. 5 Grids for rotor-12 single passage

表 1 发动机高压 12 级转子进口的设计点参数
Table 1 Design point parameters of high pressure compressor rotor-12 inlet

转速/ (r/ min)	流量/ (kg/ s)	面积/ m ²	静温/ K
12 440	53.5	0.041 6	720.548

1.3 不同叶尖间隙下的计算结果及分析

在设计状态下,针对不同转子叶尖间隙的高压 12 级转子的流场和性能进行了数值模拟.叶尖间隙范围为 0~1.7 mm.分别计算了叶尖间隙 $\delta = 0, 0.01, 0.03, 0.05, 0.09, 0.135, 0.270, 0.404, 0.538, 0.673, 0.808, 0.942, 1.077, 1.212, 1.346, 1.5, 1.7$ mm 的情形,比较分析了相应的转子压比和转子效率.图 6, 7 分别给出了不同叶尖间隙下高压 12 级转子的压比和效率计算值.图中表明在无间隙时转子的压比和效率较低,在间隙值为 0.135 mm 时转子的压比和转子效率达到最大值.随着间隙值的增大,转子的压比和效率逐渐递减.

无叶尖间隙时,由于叶片间通道涡系及叶片表面附面层分离等负面作用降低了转子的压比和效率.间隙值为 0.135 mm 时达到所谓最佳间隙,是由于产生的间隙涡和叶尖区通道涡方向相反、相互抑制,同时叶盆流向叶背的气流具有较大的

动能和势能,使叶背气流推迟分离或分离区减小.间隙进一步增大时,经过增压的气流会通过径向间隙轴向倒流至前方,而叶盆的气流也会经过径向间隙潜流至叶背,即倒流和潜流作用加强,大大降低了叶片的增压和加功能力^[3].

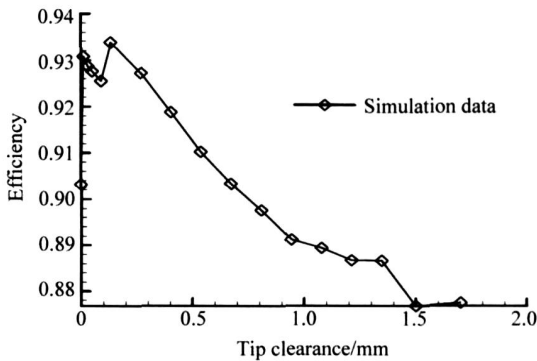


图 6 不同叶尖间隙下的转子效率
Fig. 6 Efficiency with different tip clearance

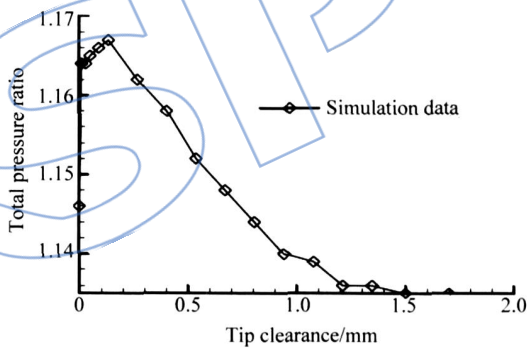


图 7 不同叶尖间隙下的转子压比
Fig. 7 Pressure ratio with different tip clearance

叶尖间隙对流场的影响主要集中于其附近的流动区域,其中间隙附近的主流区域所受到的影响直接关系着压气机的性能.图 8 给出了 $\delta = 0.135$ mm 时,叶尖附近离叶尖前缘点 $M = 0.059 L$ (L 为弦长)处的气流速度矢量图,此时为小尺度涡的开始形成阶段.图 9 给出了 $\delta = 0.135$ mm 时,离叶尖前缘点 $M = 0.862 L$ 处的气流速度矢量图,此时为小尺度涡发展的后期.图 10 比较了两种间隙 ($\delta = 0.135$ mm 和 $\delta = 1.346$ mm) 内叶片尾缘沿叶高方向 $S = 0.996 H$ (H 为叶高) 处的速度矢量图,可以看出 $\delta = 0.135$ mm 时间隙内的轴向倒流现象并不明显; $\delta = 1.346$ mm 时,由于叶尖间隙的增大,倒流现象明显加剧而且倒流量有所上升.图 11 为 $\delta = 0.135$ mm 时,沿叶高方向 $S = 0.998 H$ 叶片尾缘处的速度矢量图,其充分显示出了由叶盆到叶背的小规模潜流.图 12 为 $\delta = 1.346$ mm 时在叶尖尾缘处的流线图,可见由气流

形成的泄漏涡,起始沿叶片吸力面向尾缘方向移动,然后从上游到下游的运行轨迹向周向偏移,而且在周向和径向上的偏移尺度较高,漩涡强度较大^[3-4].

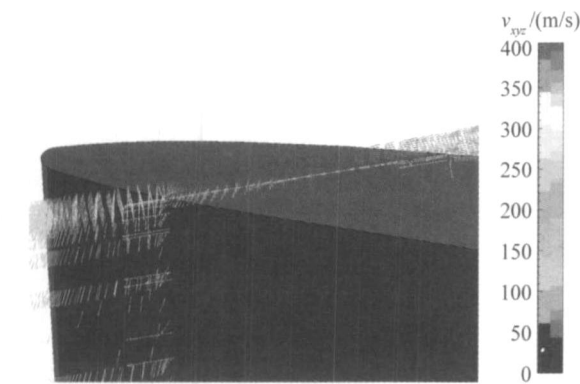


图 8 叶尖前缘处截面 $M = 0.059 L$ 上气流速度矢量图 ($\delta = 0.135 \text{ mm}$)

Fig. 8 Velocity vectors at blade tip leading edge $M = 0.059 L$ when $\delta = 0.135 \text{ mm}$

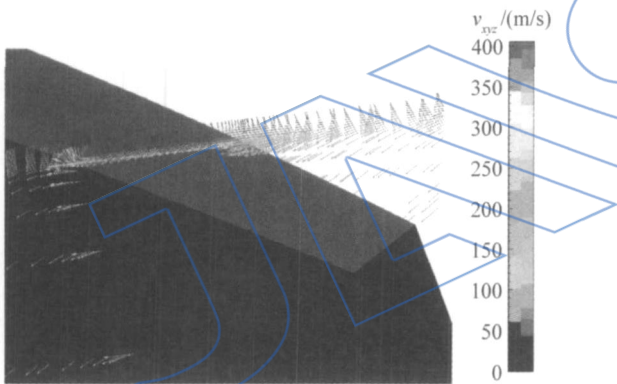


图 9 叶尖尾缘处截面 $M = 0.862 L$ 上气流速度矢量图 ($\delta = 0.135 \text{ mm}$)

Fig. 9 Velocity vectors at blade tip trailing edge $M = 0.862 L$ when $\delta = 0.135 \text{ mm}$

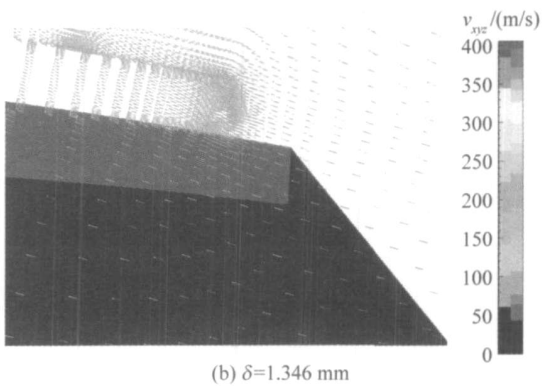
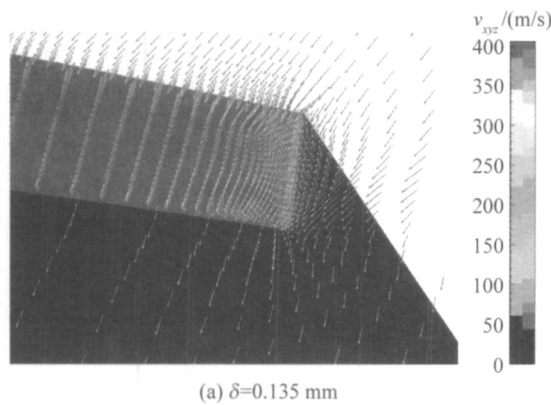


图 10 两种间隙内叶尖尾缘 $S = 0.996 H$ 处气流速度矢量图的比较

Fig. 10 Comparison of velocity vectors at blade tip trailing edge $S = 0.996 H$ for two δ

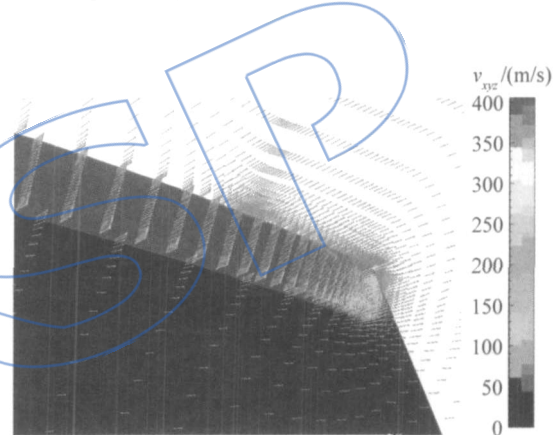


图 11 叶尖尾缘间隙内 $S = 0.998 H$ 气流速度矢量图 ($\delta = 0.135 \text{ mm}$)

Fig. 11 Velocity vector at blade tip trailing edge $S = 0.998 H$ when $\delta = 0.135 \text{ mm}$

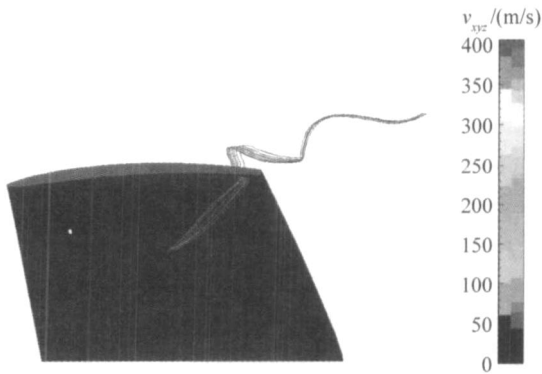


图 12 叶尖叶片尾缘间隙处的流线图 ($\delta = 1.346 \text{ mm}$)

Fig. 12 Streamlines at blade tip trailing edge when $\delta = 1.346 \text{ mm}$

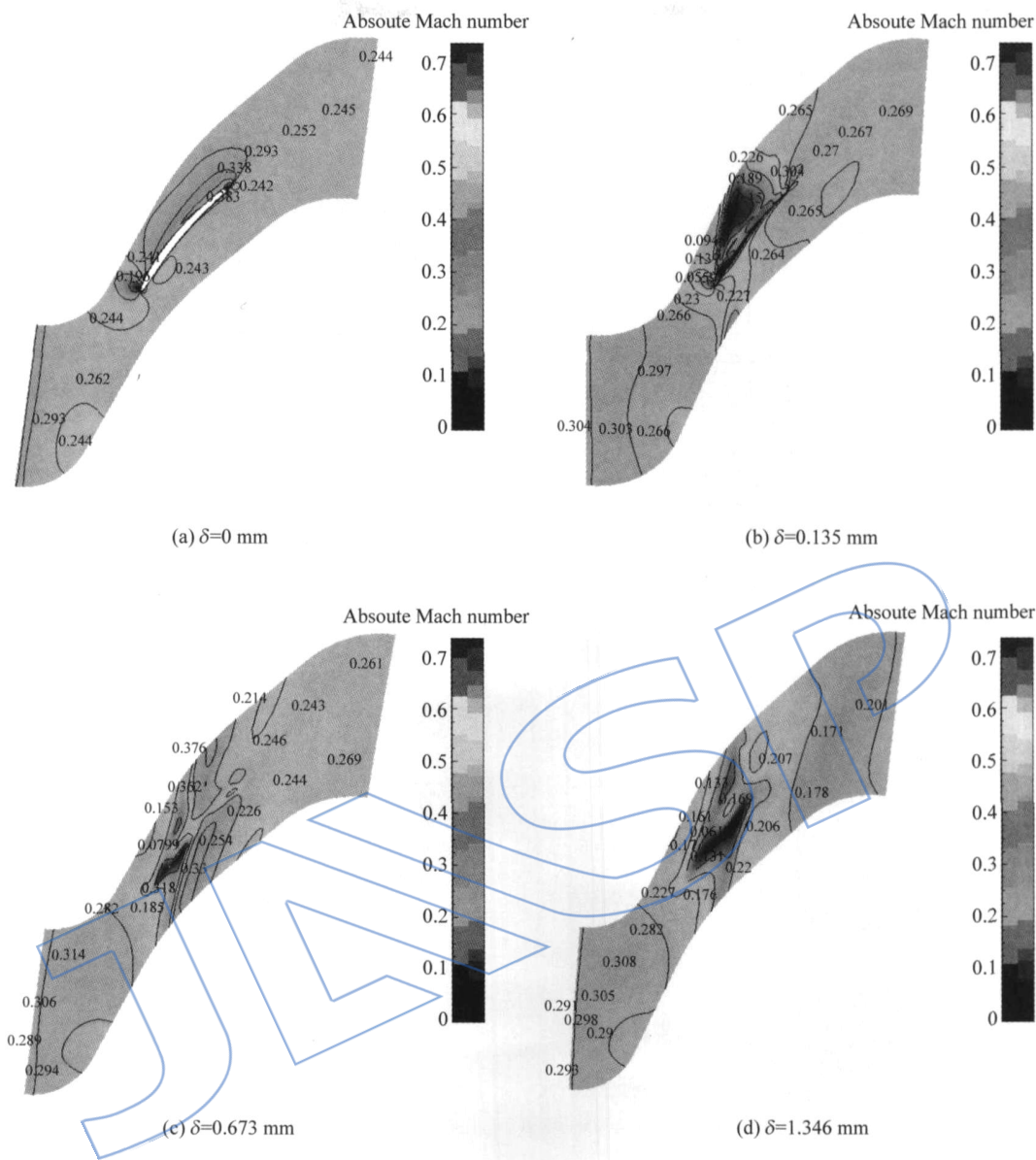


图 13 叶尖间隙处流场马赫数等值云图

Fig. 13 Mach number contour in blade tip clearance

图 13 给出了间隙值分别为 $\delta = 0, 0.135$ mm, 0.673 mm, 1.346 mm 时,叶尖间隙区域的绝对马赫数等值云图.通过比较、分析可以看出:在无叶尖间隙时,无气流潜流现象,机匣壁面附近的气流比较稳定;而当存在间隙时气流流动情况变得复杂;随着间隙值的进一步增大,出现大面积的复杂涡系结构^[5].

图 14,15 给出了间隙分别为 0.135 mm 和 1.346 mm 时,不同流量下转子的效率和压比曲线图.可以看出在间隙值为 0.135 mm 时转子的压比和效率明显较高,而且在设计点流量 (53.5 kg/s) 处转子的效率和压比均较高.

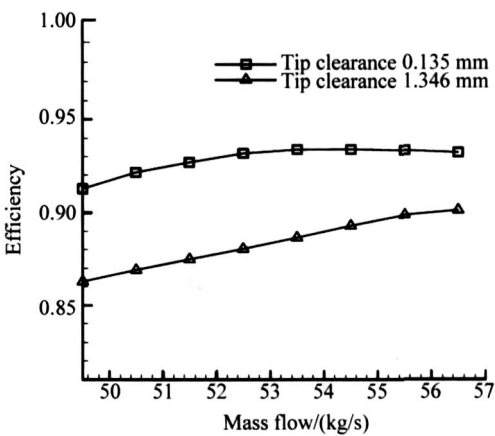


图 14 不同流量下的转子效率变化曲线

Fig. 14 Efficiency curve with flow rate

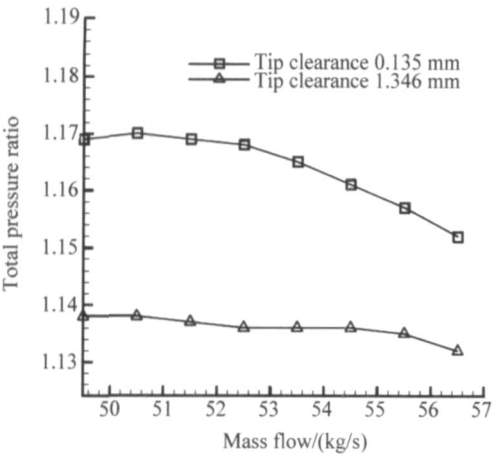


图 15 不同流量下的转子压比变化曲线

Fig. 15 Pressure ratio curve with flow rate

2 转子叶片、轮盘的应变分析

目的是评估高压压气机 12 级转子叶片、轮盘在气流环境和旋转离心力载荷作用下相对于冷态

条件下的径向应变变量,属于热-结构耦合问题.鉴于转子叶片和轮盘同时进行分析较为困难,为简化计算,将转子叶片和轮盘单独处理,但充分考虑其间的相互传热、力作用.先进行热分析得出结构温度分布作为结构分析的体载荷.离心力、紧固力载荷分别以角速度、位移约束形式施加^[6].

2.1 转子叶片应变分析

转子叶片在工作时要承受以下的应力作用:①旋转离心力引起的拉伸应力和弯曲应力;②由于叶片对气体做功引起的气体弯曲应力,其以压力形式作用于叶片表面;③高温气体流过叶片表面引起的热应力,其以温度形式作用于叶片表面;④轮盘、隔圈对叶片传热、约束和载荷作用.

叶片表面的温度、压力载荷数据来自流场计算分析结果.图 16 显示了 ANSYS 分析得到的转子叶片沿径向应变云图(两个视图),图中可见,转子叶片在高速旋转离心力和高温高压气流等载荷

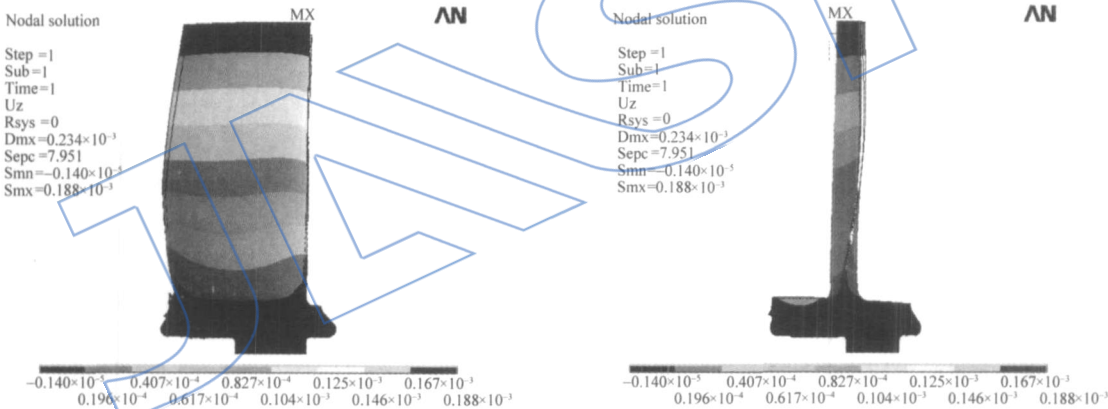


图 16 转子叶片径向应变图(两个视图)

Fig. 16 Radial strain contour of rotor blade

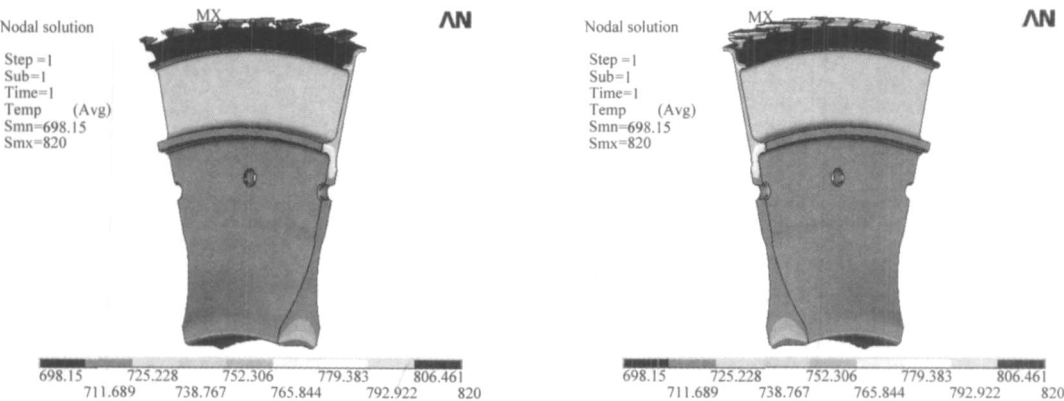


图 17 热分析得到的轮盘温度分布图(两个视图)

Fig. 17 Temperature contour of rotor disc obtained by thermal analysis

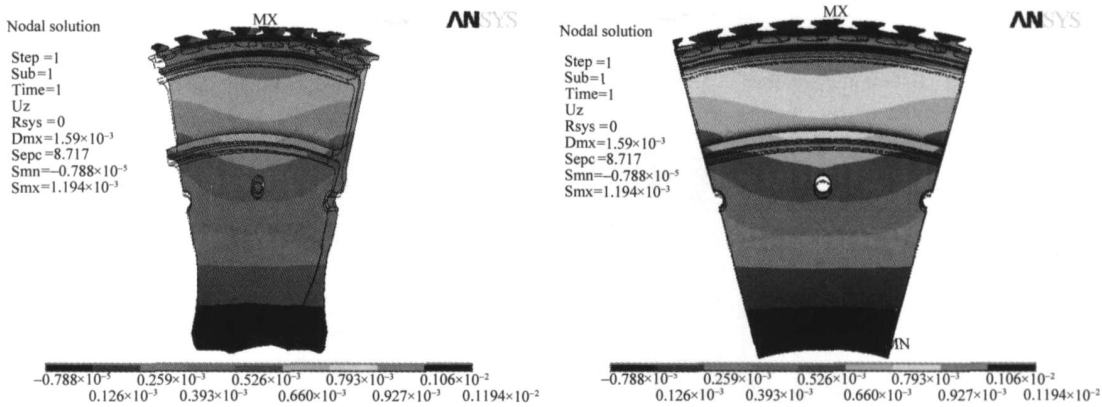


图 18 轮盘径向应变图(两个视图)

Fig. 18 Radial strain contour of rotor disc

作用下,相对冷态沿径向的最大计算变形量为 $U_z(\text{MAX}) \approx 0.188 \text{ mm}$, 计算误差在 7.951 % 以内。

2.2 轮盘应变分析

造成轮盘内的应力的原因有: ①叶片、锁盘和隔圈等相互作用产生的外载荷; ②轮盘自身旋转引起的离心力; ③轮盘表面和轮缘处的温度梯度。

轮盘外形复杂, 表面形状多样, 较难于处理。鉴于其对称性, 本文选择了其周向 $30^\circ(1/12)$ 的部分进行分析, 具有代表性。轮盘表面温度载荷根据设计条件下所引冷却气的温度给定, 与叶片根部接触部分则施加与叶片相同的表面温度载荷。图 17 显示了 ANSYS 热分析得到的 1/12 轮盘结构温度分布。图 18 显示了 ANSYS 分析得到的轮盘径向应变云图(两个视图)。可见, 轮盘相对冷态沿径向的最大变形量 $U_z(\text{MAX}) \approx 1.194 \text{ mm}$, 计算误差在 8.717 % 以内。

因此, 转子叶片和轮盘沿径向总的计算变形量为 $\Delta = 0.188 + 1.194 = 1.382 \text{ mm}$, 可见转子叶片及轮盘在各种工作载荷作用下在径向发生了较大的拉伸变形, 缩小了叶尖间隙, 在实际的叶尖间隙控制和装配时, 考虑这种变形已经显得非常重要。由于计算中转子叶片和轮盘是分开单独进行计算分析的, 其间的相互作用没有得到完全考虑, 以及分析中模型、载荷处理的误差, 这些都是造成计算误差的原因, 误差分析结果表明在 10 % 的允许范围内。

3 结 论

对转子叶片叶尖间隙流场和叶片及轮盘应变分析的研究结果表明:

1) 压气机转子叶尖间隙流带来的影响主要

体现为泄漏损失和堵塞, 前者会降低压气机效率, 后者会降低压气机的增压能力和稳定工作范围。CFD 数值模拟表明该发动机高压 12 级转子叶尖间隙流动对其流场和性能都有很大的影响, 其间隙值并不是越小越好, 存在一个约为 0.135 mm 的最佳间隙。

2) 应变分析的结果表明, 该发动机高压 12 级转子叶片及轮盘在各种工作载荷作用下总的径向计算变形量约为 1.382 mm, 可见转子叶片及轮盘沿径向发生较大的拉伸变形。误差分析表明在允许的误差范围内。

3) 鉴于径向变形对转子叶尖工作间隙的影响较大, 在叶尖间隙控制和实际装配时, 必须考虑这种变形的影响, 以获得较高的压气机性能。

参考文献:

[1] Lakshminarayana B. Method of predicting the tip effect in axial flow turbo-machinery[J]. ASME-Paper 69-WA/FE-26, 1969:16-20.
[2] 卢新根. 轴流压气机内部流动失稳及其被动控制策略研究[D]. 西安:西北工业大学, 2007.
LU Xingen. Investigation of axial compressor internal flow instability and passive control strategies[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2007. (in Chinese)
[3] Moore R D, Reid L. Performance of single-stage axial transonic compressor with rotor and stator aspect ratios of 1.19 and 1.26, respectively, and with design pressure ratio of 2.05[R]. NASA-TP1659.
[4] Merz L, Dailey L, Orwkis P. CFD study of the flow through a transonic compressor rotor with large tip clearance[R]. AIAA 2004-3934.
[5] Hofmann W, Ballmann J. Tip clearance vortex development and shock-vortex-interaction in a transonic axial compressor rotor[R]. AIAA 2002-0083.
[6] 倪栋, 段进, 徐久成, 等. 通用有限元分析 ANSYS 7.0 实例精解[M]. 北京:电子工业出版社, 2003.