

文章编号: 1000-8055(2007)09-1550-04

无螺栓后挡板与叶片接触压力的分析

栾永先, 罗贵火

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 以有限元分析平台为基础, 寻求了涡轮和无螺栓挡板之间的过盈量与涡轮转速、无螺栓后挡板前后气体压力差、叶片对无螺栓挡板压力三者的变化规律. 利用最小二乘法拟合出上述变化规律的方程, 通过涡轮与无螺栓挡板之间的变形协调关系, 归纳出转速、无螺栓后挡板前后气体压力差和无螺栓挡板能提供的压力这三者关系方程.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 无螺栓挡板; 有限元; 变形协调; 航空发动机

中图分类号: V431

文献标识码: A

Analysis of contact pressure between boltless baffle and blade

LUAN Yong-xian, LUO Gui-huo

(College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The changing relation among the penetration and turbine angular velocity, the fore and after pressure difference of back boltless baffle and pressure of blade imposed on the baffle was discussed based on the finite element platform. The equation of the relation mentioned above was established by the least square method. According to the deformation coordination of baffle and turbine, the relational equation of rotational speed, fore and after pressure difference of boltless baffles and available pressure was concluded.

Key words: aerospace propulsion system; boltless baffle; finite element analysis (FEA); deformation coordination; aero-engine

国外目前较为先进的发动机, 如美国的 GE90, F100, V2500, CFM56-5 等发动机大多在涡轮部件上采用了无螺栓挡板结构, 表明无螺栓挡板结构是一种较为先进、可靠的设计技术, 是发动机涡轮部件结构设计的发展方向之一. 某型发动机采用了无螺栓挡板结构, 但是由于后挡板对叶片提供的接触压力不足, 导致了挡板与涡轮盘出现缝隙并发生相对转动, 出现打滑现象, 如果缝隙进一步加大则会使转子叶片与静子叶片相碰. 对于无螺栓挡板结构中的后挡板, 除了承受离心应力和热应力外, 还要承受叶片榫头对它的轴向载荷和挡板前后的压力差所产生的压差载荷^[1]. 以某型发动机无螺栓挡板为对象, 分别计算在不

同离心力、不同挡板前后压差载荷、后挡板上三个与叶片榫头侧面相接触面承受不同压力载荷下后挡板与涡轮盘之间的相对变形情况. 由于无螺栓后挡板还处于线弹性阶段, 所以由上述三种因素产生的变形量可以直接相加, 并且为了满足工作要求使其变形量的总和为零. 这样就可以得到挡板与涡轮盘之间的变形协调关系, 可以计算出在不同离心载荷和不同挡板前后压差载荷情况下无螺栓后挡板与叶片之间的最大接触压力. 根据计算出来的后挡板与叶片之间的最大接触压力, 可以对后挡板能否满足工作要求做出一个初步的判断, 为无螺栓挡板的设计提供参考.

收稿日期: 2006-09-04 修订日期: 2006-12-11

作者简介: 栾永先(1982), 男, 辽宁东港人, 硕士生, 主要从事发动机结构强度的研究.

1 有限元模型的建立

由于无螺栓挡板上留有冷却气孔,并且涡轮盘及无螺栓挡板所受的载荷,包括叶片拉应力、气体压力和温度载荷也基本都是循环对称的,因此本文计算采用循环对称方法来处理。由于涡轮盘上装有 72 个叶片,为了减少计算规模,截取整个涡轮盘和无螺栓挡板结构的 1/72 作为本文的计算模型,在截取模型横截面上施加循环对称边界条件,这样就可以大大减少计算规模,使计算过程在微机上得以实现,并且计算结果的误差也很小。本文在计算中将涡轮盘和挡板按照接触模型一起计算,这样得到的变形结果就会更加准确。在建模过程中对实际模型的部分圆角进行了简化,对封严篦齿的根部存在的圆角,在建模过程中进行了忽略。

计算所涉及的领域包括热分析,在本文有限元模型中采用的是 SOLID70 单元,利用间接耦合法在计算出节点温度后,利用单元转换命令将所有的单元转换为 SOLID45 单元,并将温度场以载荷的形式施加于模型之上^[2]。无螺栓挡板、卡环和涡轮盘结构的模型网格如图 1 所示。

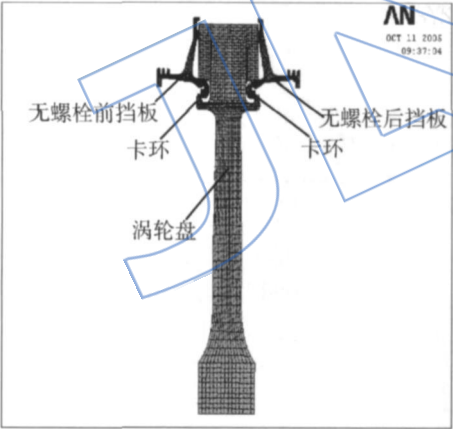


图 1 无螺栓挡板结构模型网格
Fig.1 FEA model of bolt less baffle

2 过盈量随转速变化关系分析

涡轮在发动机实际工作中,其转速变化比较大,为了得到无螺栓挡板和涡轮盘之间过盈量与转速的关系,计算中根据需要对设计点和其它一些转速也进行了相应的计算。挡板前后压差载荷和叶片压力载荷所产生的变形是微米级的,属于小变形范围,所以在离心力的计算中忽略了它们的影响。在计算中考虑了温度场、涡轮盘所受到的气体压力和叶片离心拉力三者对结果的影响。在

实际的工作中,涡轮盘温度场是随着转速变化的,在计算中考虑了温度场的影响。根据几个工作状态下的温度条件,推断出计算中要考虑的各转速所对应的温度场^[3]。计算中假设涡轮盘所受到的气体压力和转速成正比。至于叶片离心拉力的影响,根据圣维南原理可以假设其均匀分布在轮缘表面,离心拉力按如下公式计算

$$p = m \times r \times \omega^2$$

式中 m 为叶片质量; r 为叶片质心半径; ω 为涡轮盘转速

首先计算无螺栓后挡板和涡轮盘无轴向接触条件,即允许二者在计算中出现穿透,然后在施加恰当的约束条件和载荷下进行计算。计算结果表明,在离心力作用下,无螺栓后挡板会出现向涡轮盘压紧、穿透的趋势,其过盈量如图 2 所示。当转速达到 1 500 rad/s 以后,无螺栓前挡板上的冷却气孔周围的最大等效应力值会超过屈服极限 $\sigma_{0.2}$ 而进入塑性状态,所以在计算中考虑了材料弹塑性非线性影响。

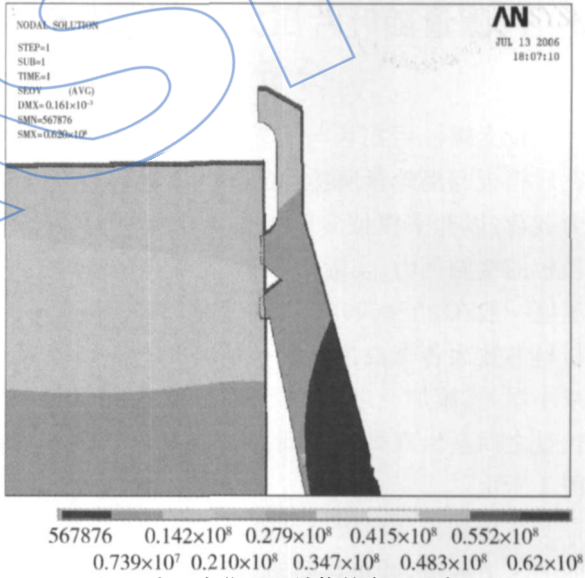


图 2 离心力作用下结构的变形示意图
Fig 2 Deformation sketch map of structure under eccentricity

在不同的转速下,计算涡轮盘和无螺栓后挡板之间的过盈量,将其绘制成曲线,便可以得到过盈量 ΔZ_1 随转速 ω 变化的关系曲线,如图 3 所示。

曲线方程可以用多项式来拟合,假定曲线表达式为

$$\Delta Z_1 = A + B\omega + C\omega^2 + D\omega^3 + E\omega^4$$

根据计算所得到的数据,利用最小二乘法可以求得^[4]

$A = -0.001\,08, B = -6.587\,79 \times 10^{-6}$
 $C = -3.493\,63 \times 10^{-8}, D = -1.725\,56 \times 10^{-10}$
 $E = -9.843\,69 \times 10^{-14}$

其中 ΔZ_1 为在离心力作用下结构的过盈量; ω 为涡轮盘的转速.

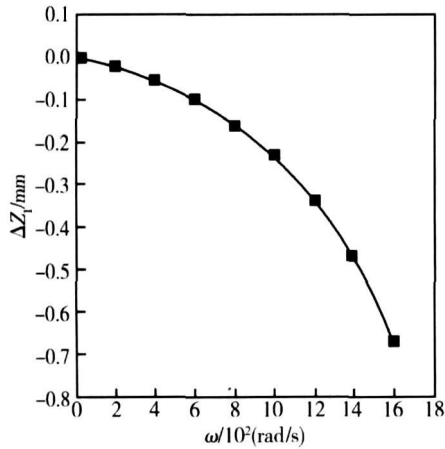


图 3 ΔZ_1 随转速 ω 变化的关系曲线
Fig 3 Relative curve between ΔZ_1 and ω

3 间隙量随叶片压力变化的关系分析

设无螺栓后挡板与涡轮盘在轴向上无约束, 在后挡板与涡轮盘所接触的 3 个接触面上施加压力载荷, 以此来模拟实际工作中叶片对无螺栓后挡板的接触压力. 实际工作中, 无螺栓挡板的工作温度一般在 20~ 600 ℃ 之间变化, 计算中选择的材料参数为各个温度下参数的平均值, 这样可以减小误差. 施加一定的载荷后, 无螺栓后挡板和涡轮盘之间会出现微小的间隙, 它们的相对变形如图 4 所示.

在无螺栓后挡板与涡轮盘的接触面上施加不同的压力载荷, 就可以得到在不同压力载荷下后挡板和涡轮盘之间的间隙量, 将其绘制制成曲线, 就可以得到如图 5 所示的间隙量 ΔZ_2 随叶片压力 p 变化的曲线.

曲线的方程式可以用直线方程来拟合, 假设曲线方程为

$$\Delta Z_2 = F + G \times p$$

根据计算所得到数据, 利用最小二乘法可以求得

$$F = 3.784\,44 \times 10^{-6}, \quad G = 0.083\,14$$

其中 ΔZ_2 为在叶片压力作用下无螺栓后挡板和涡轮盘之间的间隙量; p 为在后挡板接触面上施

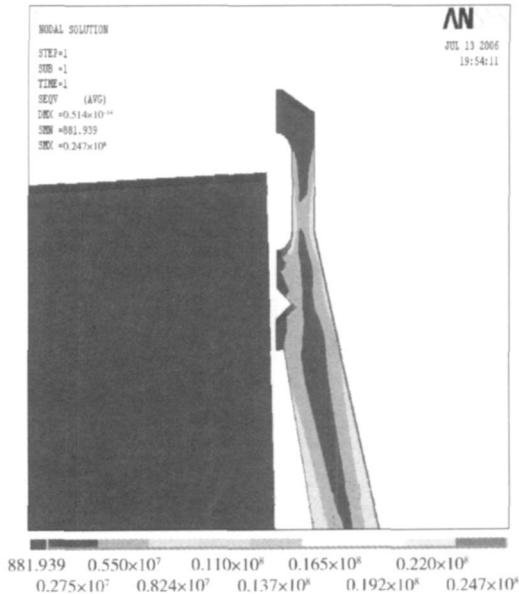


图 4 叶片压力对结构变形的影响
Fig. 4 Deformation effected by blade pressure

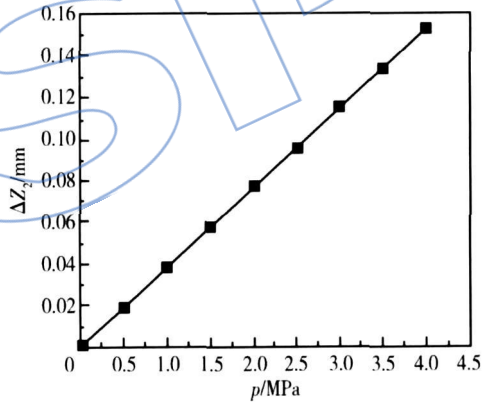


图 5 ΔZ_2 随叶片压力 p 变化的曲线
Fig. 5 Relative curve between ΔZ_2 and p

加的压力载荷.

4 间隙量随后挡板前后压差变化的关系分析

无螺栓后挡板的前后压差是指后挡板和涡轮盘之间形成的环形腔体内的气压力与挡板外部的氣體压力的差值. 设无螺栓后挡板与涡轮盘在轴向上无约束, 对其施加压差载荷, 在压差作用下, 后挡板和涡轮盘之间在轴向上会出现微小的间隙, 其变形如图 6 所示.

计算中所取材料参数仍然为各个温度下参数的平均值. 在无螺栓后挡板上施加不同的压差载荷, 就可以得到在不同的压差载荷下后挡板和涡轮盘之间的间隙量, 将其绘制制成曲线, 可以得到

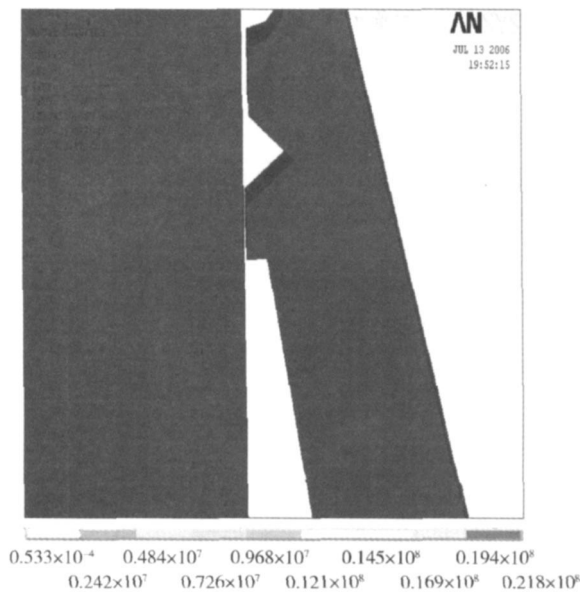


图 6 压差载荷对结构变形的影响
Fig. 6 Deformation effected by pressure difference

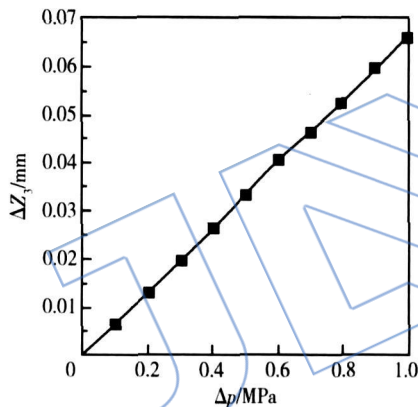


图 7 ΔZ_3 随压差载荷 Δp 变化的曲线
Fig. 7 Relative curve between ΔZ_3 and Δp

如图 7 所示的间隙量 ΔZ_3 随压差载荷 Δp 变化的曲线。

无螺栓后挡板和涡轮盘之间的间隙量 ΔZ_3 与压差载荷 Δp 的关系基本上是线性的, 假设图 7 中的直线方程为

$$\Delta Z_3 = J + K \times \Delta p$$

根据计算所得到数据结果, 利用最小二乘法可以求得

$$J = 5.51818 \times 10^{-6}, \quad K = 0.05659$$

其中 ΔZ_3 为无螺栓后挡板在气压差的作用下与涡轮盘之间的间隙量; Δp 为无螺栓后挡板承受的气压差。

5 结 论

本文通过计算得到如下结论:

(1) 在发动机的实际工作中, 无螺栓后挡板与涡轮盘之间必须保证可靠的接触, 不允许在轴向上出现分离的现象, 也就是不存在上面所分析的涡轮盘与后挡板之间在轴向接触面上 Z 方向的相对变形, 于是可以得到如下的变形协调方程^[5]

$$\sum_{i=1}^3 \Delta Z_i = 0$$

$$\Delta Z_1 = A + B\omega + C\omega^2 + D\omega^3 + E\omega^4$$

$$\Delta Z_2 = F + G \times p$$

$$\Delta Z_3 = J + K \times \Delta p$$

其中 A, B, C, D, E, F, G, J 和 K 为前面分析中所求得的常数。

由此可以得到结论: 当无螺栓挡板的转速 ω 和前后压差 Δp 已知, 便可以计算出无螺栓后挡板所能承受的叶片轴向压力的最大值, 防止叶片出现轴向窜动的情况, 有助于提高发动机设计的可靠性。

(2) 离心力的作用使得涡轮盘和后挡板之间出现轴向过盈量, 并且过盈量随着转速的增大以乘方形式增长。

(3) 叶片的轴向压力和后挡板的压力差使得涡轮盘和后挡板之间出现间隙, 并且间隙量随着压力的增大以线性方式增长。

参考文献:

[1] 航空发动机设计手册总编委会. 航空发动机设计手册(第 10 册): 涡轮[M]. 北京: 航空工业出版社, 2001.
Aeror Engine Design Manual Organizer. Aeror engine design manual (tenth volume): turbine[M]. Beijing: Aerial Industrial Press, 2001.

[2] 叶先磊, 史亚杰. ANSYS 工程分析软件应用实例[M]. 北京: 清华大学出版社, 2003.
YE Xianlei, SHI Yajie. The application example on project analysis with ANSYS[M]. Beijing: Press of Tsinghua University, 2003.

[3] 王琴芳. 航空燃气涡轮发动机原理[M]. 南京: 南京航空航天大学, 2002.
WANG Qinfang. The principle of gas turbine aeror engine [M]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2002.

[4] 周璐, 陈渝, 钱方. 数值方法(MATLAB 版)[M]. 北京: 电子工业出版社, 2005.
ZHOU Lu, CHEN Yu, QIAN fang. Numerical method using MATLAB forth edition [M]. Beijing: Publishing House of Electronics Industry, 2005.

[5] 徐芝纶. 弹性力学简明教程[M]. 北京: 高等教育出版社, 1983.
XU Zhilun. Simple theory of elasticity mechanics [M]. Beijing: High Education Press, 1983.