

doi: 10.7690/bgzdh.2013.09.015

发动机转子叶片的动力学分析

唐驾时, 彭海

(湖南大学机械与运载工程学院工程力学系, 长沙 410082)

摘要: 为更好地了解和掌握发动机叶片的固有振动特性, 对某发动机转子叶片进行模态分析和谐波响应分析。利用大型有限元计算软件 ANSYS, 采用三维实体单元建立有限元模型, 得到了不同材质叶片的前 8 阶固有频率和振型, 并将分析结果与实验结果比较。结果表明: 钛合金更适合作为叶片的铸造材料; 在简谐载荷作用下, 叶顶的响应要远大于叶根部的响应值; 采用 20 节点的三维实体单元计算精度高; 定轴转动叶片的离心力载荷主要影响叶片的扭转振动频率。

关键词: 转子叶片; 模态分析; 振动; 有限元

中图分类号: TP271⁺.2 **文献标志码:** A

The Dynamics Analysis of Engine Rotor Blade

Tang Jiashi, Peng Hai

(Department of Engineering Mechanics, College of Mechanical & Vehicle Engineering, Hunan University, Changsha 410082, China)

Abstract: In order to understanding and predominating the inherent vibration characteristics of engine blades, modal analysis and harmonic response analysis of a blade are calculated based on ANSYS program. Established finite element model by three dimensional solid element, got the first eight natural frequency and vibration mode. Compared with the experiment result, titanium alloy material can be used cast blade better. With the harmonic load, the response on blade tip is more greater than the response on blade root. The calculated results by ANSYS with twenty nodes element agree with the experimental results definitely. The centrifugal force of rotational blade changes the torsional vibration frequency principally.

Key words: rotor blade; modal analysis; vibration; finite element

0 引言

叶片结构广泛应用于各种现代机械和日常电器中, 例如燃气轮机、汽轮机、水轮机和各种增压泵, 以及电风扇、空调、电冰箱等。在典型的动力装置中, 除活塞发动机以外, 大都采用叶片这种结构形式进行设计。对航空用的各种发动机, 包括涡喷发动机、涡扇发动机、涡轮和涡浆发动机等, 叶片都是其主要构件之一, 它不仅影响发动机的整体性能, 也直接关系到发动机的可靠性、耐久性和寿命^[1]。

随着科学技术的发展, 特别是在航空航天领域, 发动机设计要求重量越来越轻、推力越来越大, 这使得发动机叶片的安全系数已经接近“1”, 通过调整叶片罩量的方法可以进一步发掘叶片的潜力, 但这种空间曲面的设计也使得发动机叶片的共振、颤振引起的疲劳断裂等问题有更多的不确定性。Y Hong、X D He、R G Wang 和 Young Jung Kee 等人通过数值模拟和实验分析的手段, 对高弧度的壳形叶片的振动进行分析^[2-4]。目前国内许多对叶片振动的研究还是通过实验来达到^[5-7], 但成本很高。理论研究方面, 还不能保证完全按照叶片的实际形状来

进行分析, 只能对叶片结构的近似形状进行研究, 例如悬臂梁、悬臂板等规则的结构形状^[8], 这些结果与实验比较还存在较大的差异。运用有限元软件 ANSYS 计算, 可以较好地解决计算精度和试验成本过高的问题^[9-12]。

基于此, 笔者以某航空发动机转子叶片为例, 运用 ANSYS 这种大型有限元计算软件对叶片进行建模分析, 不用壳板单元, 而采用 20 节点的三维实体单元, 计算结果的精度高, 与实验结果相符合, ANSYS 分析结果具有很高的可靠性。

1 叶片有限元模型的建立

发动机叶片相对于叶身而言, 其厚度很薄。如图 1 所示的叶片截面造型, 叶片的最大厚度是叶型内切诸圆中的最大直径, 在满足结构强度、刚度等条件下要求尽量取小, 而叶片的吸力面和压力面的中弧线在满足流线造型的要求下尽量平滑^[13]。这种叶型是目前应用最广泛的叶片造型之一, 特别是在腔体冷却叶片中, 能够防止冷却通道的扭曲现象。

根据对叶片进行结构分析的结果, 应该选择壳板单元, 但是由于叶片存在既弯曲又扭转的外形,

收稿日期: 2013-03-11; 修回日期: 2013-04-18

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(11172093, 11032004)

作者简介: 唐驾时(1948—), 男, 湖南人, 教授, 博士生导师, 从事动力学与控制研究。

而且沿叶片的长度方向，其厚度是变化的，用壳板单元很难模拟这种结构形状，所以需采用三维立体单元来建模分析。笔者利用 ANSYS 软件的建模功能直接建立转子叶片实体模型的具体方案如下：

1) 叶片的叶型结构如图 1 所示。在叶片的长度方向，建立 5 个叶型截面曲线，由于叶片沿程度方向是变厚度的，所以各叶型截面曲线的内切诸圆的半径从叶顶到叶根逐渐变大。将各叶型截面曲线上两侧的关键点相连，生成叶型面，再用面生成体。在圆柱局部坐标系下，将生成的体旋转 30° 。在整体坐标系下建立叶片的榫头，并将所有的体相加，得到叶片的三维实体模型。

2) 主要分析叶身的振动，所以不考虑叶片榫头的结构形状及其复杂的边界条件。只建立简单的矩形底座并施加固定约束。

3) 采用 20 节点的 SOLID 95 号单元进行网格划分，采用自由网格划分方式，减小网格的尺寸，提高计算结果的精度。得到的转子叶片的有限元模型如图 2 所示。

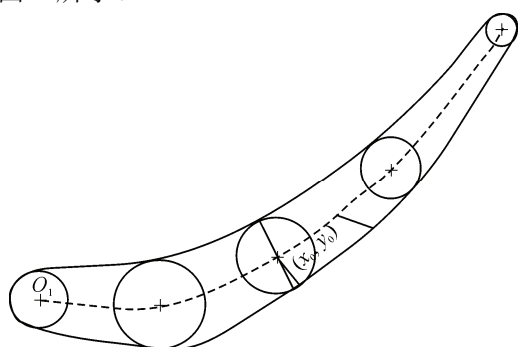


图 1 叶片叶型

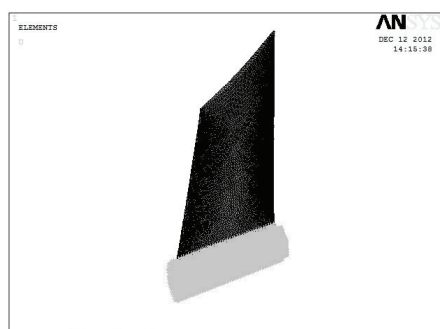
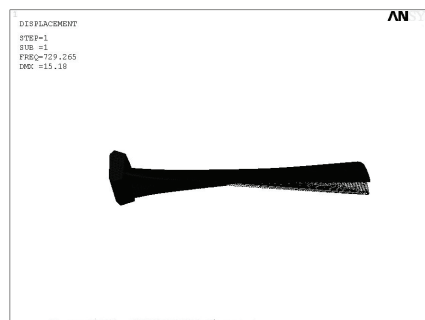


图 2 叶片有限元模型及约束

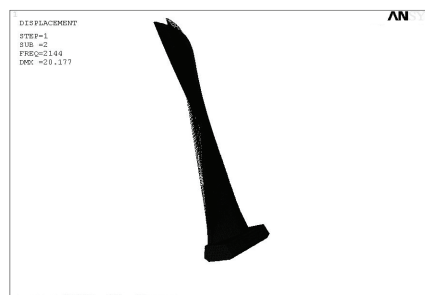
2 模态分析

采用 Block Lanczos 法进行求解，分别计算钢、钛合金、铝合金 3 种材质的固有频率和振型，材料参数分别为弹性模量 $E=200$ GPa，密度 $\rho=7800$ kg/m³，泊松比 $\nu=0.3$ ； $E=105$ GPa， $\rho=4500$ kg/m³，

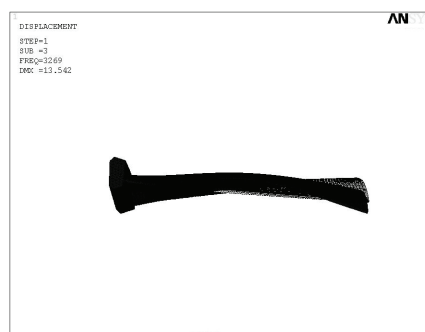
$\nu=0.3$ ； $E=70$ GPa， $\rho=2100$ kg/m³， $\nu=0.3$ 。选择材料为线性、各项同性的。计算得到叶片的前 6 阶固有频率和振型。钢材质叶片的前 6 阶振型图如图 3 所示，可以看出，其中第一、三、五阶为弯曲振动，第二、四、六阶为扭转振动。由于建模坐标的关系，叶片长度方向为 Z 方向，横向振动为 Y 方向，弯曲振动最大最小变形位于叶片的中部，扭转振动的最大最小变形位于叶片的两侧。



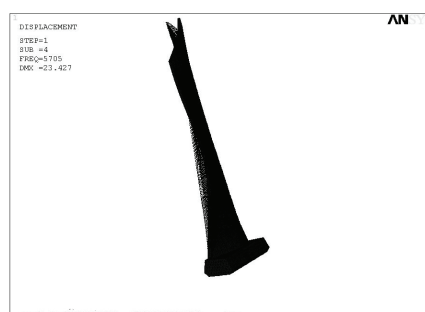
(a) 一阶振型



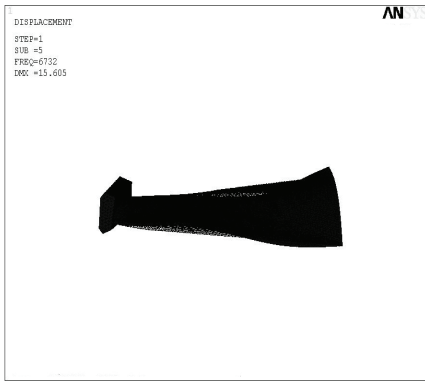
(b) 二阶振型



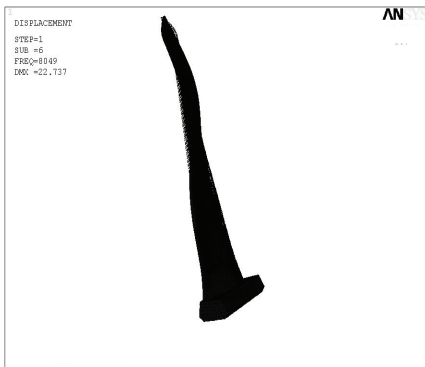
(c) 三阶振型



(d) 四阶振型



(e) 五阶振型



(f) 六阶振型

图 3 钢材质叶片前六阶振型

3 种材质叶片的固有频率如表 1 所示。由表 1 可见, 3 种材质的各阶固有频率中, 钛合金材质叶片弯曲振动和扭转振动的固有频率在同阶中最小, 铝合金材质叶片弯曲振动和扭转振动的固有频率在同阶中最大。同样大小的叶片, 铝合金叶片最轻, 钛合金的密度适中, 质量较轻。综合考虑, 叶片的材质使用钛合金这种材质最为合适。钢材质叶片的有限元计算结果与实验比较, 两者较为吻合。

表 1 3 种材质叶片的前 8 阶固有频率

类型	阶数	材质		
		钢	钛合金	铝合金
弯曲振动前四阶固有频率/Hz	一阶	729.27	702.74	839.93
	三阶	3 269.10	3 150.20	3 765.20
	五阶	6 731.80	6 486.90	7 753.30
	七阶	8 565.90	8 254.30	9 865.80
扭转振动前四阶固有频率/Hz	二阶	2 144.3	2 066.3	2 469.7
	四阶	5 705.4	5 497.8	6 571.2
	六阶	8 049.3	7 756.5	9 270.8
	八阶	10 412.0	10 033.0	11 992.0
实验数据/Hz	一阶	677.3	—	—
	二阶	2 020.3	—	—
	三阶	3 114.1	—	—
	四阶	4 774.2	—	—

3 谐响应分析

谐响应分析广泛应用于各种旋转设备和受涡流

影响的结构, 如涡轮叶片、飞机机翼、桥和塔等, 可以用来确定结构在已知频率的简谐载荷作用下的结构响应。谐响应分析只计算结构的稳态受迫振动, 发生在激励开始时的振动不在谐响应分析中考虑。采用 Full 法进行求解, 选用 Stepped 加载方式, 频率范围选择为 0~12 000 Hz, 子步数为 500 步, 步长 24 Hz。在靠近叶顶的左右两侧的 9489 号和 9468 号节点, 以及靠近叶根的左右两侧的 11735 号和 10828 号节点加载力幅值为 100 N, 方向为 Y 轴的负方向。网格划分及加载如图 4 所示。

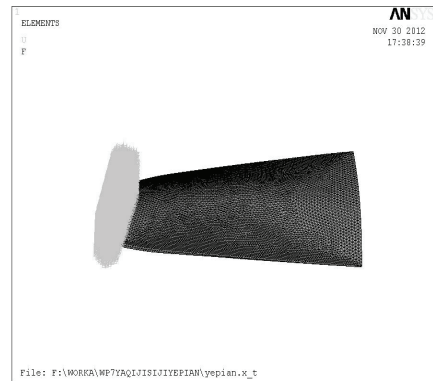
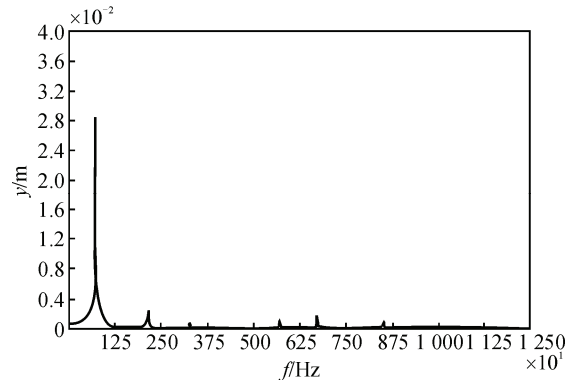


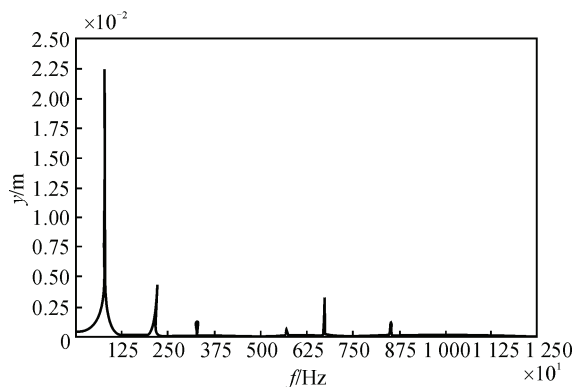
图 4 谐响应分析约束及受力图

4 个加载节点的响应图如图 5 所示。

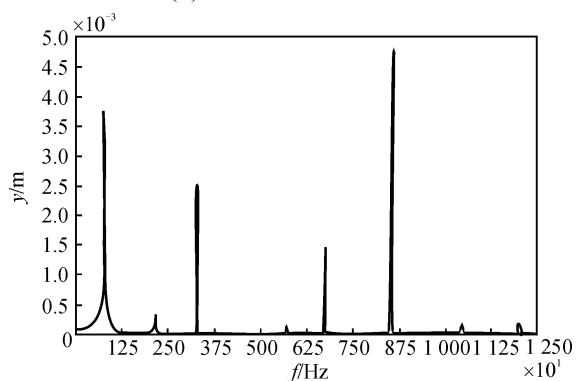
将位于叶背左侧的叶顶部节点和叶根部节点的响应图比较, 可以看出, 靠近叶顶 9489 节点的响应幅值要远大于靠近叶根部的 11735 号节点。图 5 中, 第一个响应幅值在所有峰值中间均为最大幅值, 且节点的各个峰值所产生的频率值相同。对于第一峰值, 也就是最大峰值, 处于叶片叶身的同一 Z 坐标下, 叶身左侧节点的峰值要高于右侧的峰值, 但是叶面右侧的其余各个峰值比左侧的峰值要更突出一些。这是因为图 1 所示的叶片叶型截面并不是对称的, 由于叶型曲线内最大内切圆并不位于中间, 从而导致了叶型的中弧线的偏向。



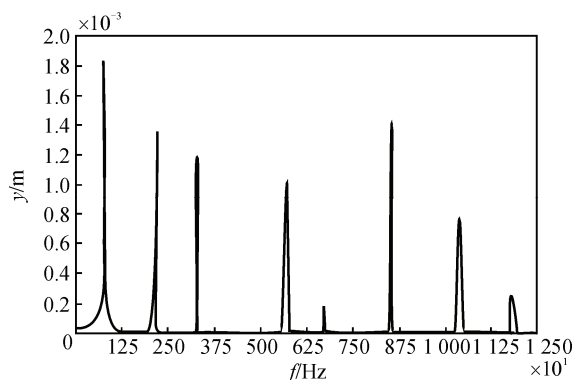
(a) 9489 号节点响应图



(b) 9468号节点响应图



(c) 11735号节点响应图



(d) 10828号节点响应图

图 5 谐响应分析各加载节点响应图

4 定轴转动叶片的模态分析

转动的叶片主要承受离心力载荷和气动载荷，但是叶片表面的气动压力是最难得到的数据，必须采用三元流方法计算得到。笔者计算转动叶片变形后的频率时，主要考虑转速产生的离心力载荷影响，不计气动载荷的影响。运用 ANSYS 有限元软件计算发动机叶片的动频的步骤为：第 1 步进行静力分析，网格划分及约束如图 2 所示，将转动的离心力作为预应力加载；第 2 步，在静力分析完成后，对叶片做模态分析。需要指出的是，两个步骤都必须打开预应力选择项。定轴转动叶片的振型图与图 3

大同小异，不再累述。得到转子叶片在转动的离心力载荷作用下等效应力分布图如图 6 所示，各转速下的振动频率如表 2 所示。从图 6 可以看出，发动机叶片叶身上的等效应力为圈层形状，在叶根部出现应力最大点，位于叶片叶盆的左下角。表 2 中，第一、第三、第五阶为弯曲振动频率，第二、第四、第六阶为扭转振动频率。可以看出，随着叶片转动速度的增加，叶片各阶的振动频率都有一定的增长，其中，扭转振动的各阶频率增长的幅度都较大，弯曲振动的第一阶频率随转速的增长较大，其余两阶频率的增长幅度都比较小。可见，叶片转动速度的增加，主要影响的是扭转振动的频率和第一阶弯曲振动频率。

表 2 不同转速下叶片的前 6 阶固有频率 Hz

转速/ (rad/s)	一阶	二阶	三阶	四阶	五阶	六阶
0	729.27	2 144.3	3 269.1	5 705.4	6 731.8	8 049.3
400	749.72	2 168.9	3 285.2	5 718.8	6 736.6	8 061.7
720	780.03	2 189.2	3 294.1	5 766.3	6 739.6	8 081.3
1 200	835.91	2 309.3	3 311.3	5 857.5	6 756.3	8 130.6

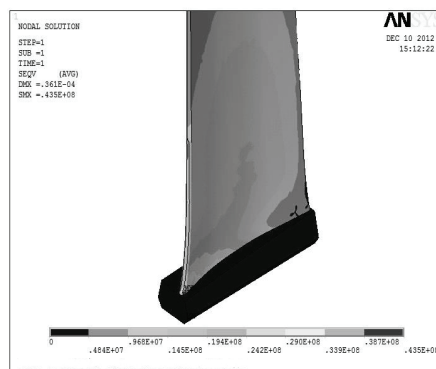


图 6 400 r/s 转速时叶盆的等效应力分布

5 结论

分析结果和实验结果表明：

- 1) 采用自底向上的建模方式，能在 ANSYS 中建立空间曲面的叶片实体模型。使用三维立体单元建立叶片的有限元模型，能够提高计算结果的精度。
- 2) 叶片的弯曲振动和扭转振动交替出现。与钢和铝合金材质相比，钛合金更适合作为叶片的铸造材料。叶片有限元模型的计算结果与实验结果符合。
- 3) 叶片叶型截面的不对称性，是导致谐响应分析中，叶身两侧节点响应曲线的峰值出现差异的主要原因。
- 4) 定轴转动的叶片振动频率随转速的增加有所增大，扭转振动的频率增大幅度有大于弯曲振动，离心力载荷主要影响叶片的扭转振动频率。