

整体叶盘约束状态对叶片模态影响程度的研究

吴 斌 南广智* 冯 松

(西北工业大学航天学院,西安 710072)

摘 要 研究了某型发动机整体叶盘在不同约束状态下叶片模态参数的变化情况。利用有限元软件对整体叶盘进行了振动特性分析,并基于变截面伯努利梁的模态分析揭示出叶片模态随盘体刚度变化的规律;同时,就盘体自由和中心固定两种状态对叶片完成了模态试验。试验结果与仿真分析相符,说明了该型发动机整体叶盘盘体约束状态的变化对叶片模态参数的影响甚微。同时指出,当整体叶盘盘体刚度比叶片大到一定倍数时,叶片的模态即可认为是相对独立的。

关键词 整体叶盘 涡轮叶片 模态分析 模态耦合

中图法分类号 V232.3; **文献标志码** A

整体叶盘是航空发动机的一种新型结构部件,可在很大程度上提高发动机的推重比与可靠性^[1];但在使用过程中仍然存在一些问题。比如转子叶片常因共振而出现裂纹,整体叶盘要更换叶片非常困难,有可能因为一个叶片损坏而报废整个叶盘^[2]。因此,在叶片设计和改型阶段必须对其进行模态分析和试验,尽量避免叶片的共振。然而一方面,整体叶盘的涡轮叶片与盘体不能分离,对其进行模态试验不能像装配式叶片那样单独取下独立进行,同时随着燃气轮机轮盘型面的减薄,叶片与盘体的弯曲刚度在某些情况下可能相差不大,因此必须考虑到轮盘的耦合作用,以及盘体约束状态的不同对叶片模态带来的影响。另外,目前航空工业标准在对整体叶盘涡轮叶片进行模态试验时,盘体采取何种约束方式未建立一定的规范。若按照实际的约束状态,势必需要根据叶盘种类的不同制作各类的夹具,成本较高。本文就针对这一问题进行了研究,得到了叶片模态随盘体刚度变化的一般规律,并指出由于该型发动机整体叶盘盘体的弯曲刚

度比叶片大 78 倍左右,此时可以忽略轮盘的弹性,其约束状态对叶片模态参数的影响不大。叶片相当于在与盘体连接处固支,同时本文基于理论和试验结果提出对该型轮盘采用中心固定约束方式进行模态试验较为合理。

1 整体叶盘有限元分析

基于涡轮叶盘的循环对称性,此处仅取整体叶盘上 5 片叶片与盘体连接的一扇形部分进行有限元分析^[3]。定义材料属性为:弹性模量 $E = 110 \text{ GPa}$,泊松比 $\mu = 0.34$,密度 $\rho = 4\,650 \text{ kg/m}^3$ 。由于叶盘形状复杂,此处采用三维实体单元进行整体有限元网格划分较为合理,划分结果如下图 1 所示,接着分别就盘体自由和中间固定两种状态进行有限元计算。

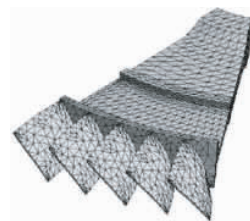


图 1 整体叶盘有限元模型

首先不对盘体添加任何约束直接进行有限元分析,得到该叶-盘耦合系统在自由状态下叶片的前

2010 年 12 月 16 日收到

第一作者简:吴 斌(1965—),男,副教授,硕士生导师,研究方向:飞行器结构设计及动力学环境技术。

* 通信作者简介:南广智(1985—),男,硕士研究生,研究方向:飞行器结构动力学特性分析。E-mail:nanguangzhn@163.com

三阶模态振型如图 2 所示。

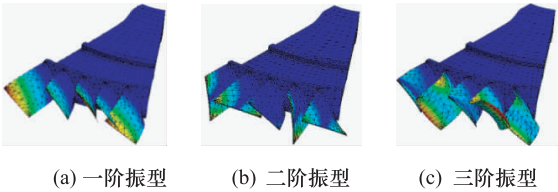


图 2 自由状态下叶片前三阶模态振型图

接着对盘体内圈上下两端面施加约束进行有限元分析,得到该叶-盘耦合系统在中间固定状态下叶片的前三阶模态振型如图 3 所示。

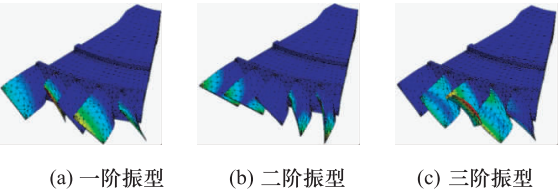


图 3 中心固定状态下叶片前三阶模态振型图

同时将这两种状态下得到的叶片频率分布对比如表 1 所示。

表 1 两种状态下叶片的频率分布

阶数	自由/Hz	中间固定/Hz	振型描述
1	828.87—874.46	829—856.96	一阶弯曲
2	2 232—2 258	2 232.7—2 258.5	一阶扭转
3	2 998—3 354	3 055 —3 368.2	二阶弯曲

从表 1 可以看出:两种状态下叶片的前三阶模态频率分布比较接近,振型吻合地也较好(如图 2、图 3 所示),盘体不同约束状态对叶片模态的影响不明显。然而这三阶模态频率均呈带状分布,且在三个频率值左右浮动。这是因为叶片是通过轮盘边箍与盘体相连的,而轮盘边箍不可能做到完全刚性,叶片与盘体之间必然会产生弹性耦合。若对轮盘边箍上下两个端面进行位移为零的约束,即进一步减小叶-盘间的耦合,计算得到叶片前三阶模态频率分布为:第一阶 862 Hz—864 Hz、第二阶 2 247 Hz—2 251 Hz、第三阶 3 224 Hz—3 229.7 Hz。显然边箍固定下叶片频率更趋向于某一固定值,其结果更接近叶片的真实频率值。因此,正是由于轮盘边箍的弹性影响,使得叶-盘之间出现了不可避免

的耦合,导致了叶片振动频率发生改变,表现为带状分布,但从振型图上看(见图 2、图 3),在这三阶频率范围内,盘体的振幅几乎为零,说明盘体对叶片的耦合作用不大,自由与中间固定约束状态下的三阶频率范围均接近叶片的真实频率值。

另外,通过计算叶片和盘体的弯曲刚度可以发现盘体的弯曲刚度要比叶片大 78 倍左右(其中叶片的弯曲刚度为 4.8×10^9 N/m,盘体为 3.74×10^{11} N/m),这很有可能是出现盘体对叶片有耦合,但耦合影响不大的原因,下面将以变截面的伯努利梁为研究对象,分析叶片模态随盘体刚度变化的规律。

2 变截面伯努利梁模态分析

为了揭示盘体刚度变化对叶片模态带来的影响,此处以一单叶片和盘体组成的系统为研究对象(如图 4(a)所示),且这里我们只关心叶片低阶弯曲振动模态,因此可将其简化为变截面的伯努利梁^[4]。定义梁的材料属性为弹性模量 $E = 110$ GPa,泊松比 $\mu = 0.34$,密度 $\rho = 4\,650$ kg/m³。为了计算和表达方便,此处采用集中质量离散化的分析模型,如图 4(b)所示:

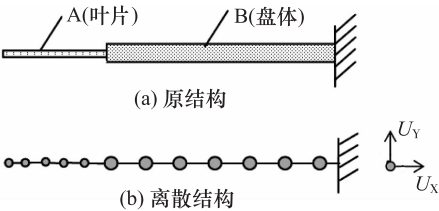


图 4 悬臂梁结构及其离散

已知叶片和盘体的质量分别为 25 g 和 2 490 g,长度分别为 70 mm 和 325 mm。此处对叶-盘系统进行悬臂梁简化时首先应确保其质量和长度属性与实际相同,然后确定截面 A 的长宽比,使得梁 A 的前三阶弯曲模态与实际叶片尽量接近,并保持此长宽比不变,接着依次改变截面 B 的长宽比使得梁 B 的弯曲刚度分别是 A 的 10 到 600 倍,计算模态频率和振型,从而模拟出叶-盘弯曲刚度成不同倍数时叶

片模态的变化情况。

首先建立系统动力学方程为^[5,6]：

$$[M]\{\ddot{\delta}\}+[C]\{\dot{\delta}\}+[K]\{\delta\}=[F]$$

(1)

式(1)中： $[M]$ 为质量矩阵； $[C]$ 为阻尼矩阵； $[K]$ 为刚度矩阵； $[F]$ 为外载荷矢量； $\{\delta\}$ 、 $\{\dot{\delta}\}$ 和 $\{\ddot{\delta}\}$ 分别为位移向量、速度向量和加速度向量。

由于轮盘所用材料的阻尼很小，此处为了计算方便忽略阻尼和外载荷的影响，则系统可看成为无阻尼自由振动系统，其运动微分方程为：

$$[M]\{\ddot{\delta}\}+[K]\{\delta\}=\{0\}$$

(2)

假设结构作如下简谐运动：

$$\{\delta\}=\{X\}\sin(\omega t+\alpha)$$

(3)

将式(3)代入式(2)并消去公因子 $\sin(\omega t+\alpha)$ ，则有

$$([K]-\omega^2[M])\{X\}=0$$

(4)

式(4)中 $([K]-\omega^2[M])$ 为系统的特征矩阵，式(4)为齐次线性代数方程组，该方程组有非零解的条件是其特征矩阵的行列式必须等于零，即

$$|[K]-\omega^2[M]|=0$$

(5)

该方程为系统的特征方程，对其求解可得到 n 个特征值 ω_i^2 ，而 $\omega_1, \omega_2, \cdots, \omega_n$ 即为系统的几阶固有频率，将 $\{\omega_i\}$ 代入(4)式可得相应的特征向量 $\{X_i\}$ ，此即为系统各阶固有频率所对应的模态振型。

计算易得悬臂梁 A 的前三阶弯曲模态频率分别为：629.8 Hz、3 782.1 Hz、10 207 Hz。并以此为基准，与上面模态分析得到的一系列结果进行对比，计算相对误差，变化规律如图 5 所示。

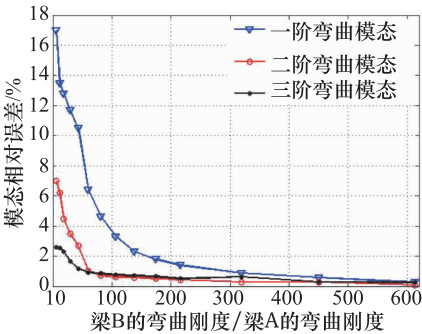


图5 模态相对误差随梁 B 弯曲刚度的变化图

从图 5 可以看出，整体系统中随着梁 B 弯曲刚度的增大，A 的三阶弯曲模态的相对误差均呈指数

规律减小，且最终趋向于零，说明了当梁 B 的弯曲刚度比 A 大到某一临界值时，对 A 的耦合影响便可忽略，该结论可作为对上述有限元分析的一个补充。

为了进一步研究该型叶-盘系统的耦合特性，以下是当 B 的弯曲刚度比 A 大 80 倍左右时的模态参数（与实际相符），如图 6 和表 2 所示。

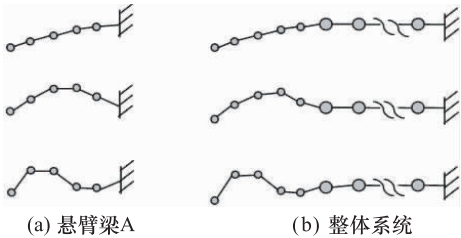


图6 前三阶弯曲模态振型对比图

表 2 前三阶弯曲模态频率对比

阶次	悬臂梁 A/Hz	整体系统/Hz	误差/%
1	629.8	625.82	0.632
2	3 782.1	3 809.3	0.714
3	10 207	10 293.7	0.849

从表 2 可以看出，当 B 的弯曲刚度比 A 大 80 倍左右时，整体系统中 A 的前三阶弯曲模态频率与其一端固支时得到的前三阶弯曲模态频率很接近，相对误差很小；同时对比振型图（图 6）可以看出，这三阶模态频率所对应的模态振型也有很好的一致性，基本上没有变化。该结论与叶-盘系统的有限元分析结果是一致的，接下来将通过模态试验对有限元分析结果加以验证。

3 整体叶盘模态试验

3.1 试验分析系统

3.1.1 试验设备

PCB-086C03 冲击力锤、φ5 mm PVDF 压电薄膜传感器、LMS-SCADAS III 数据采集前端、LMS Test. Lab 模态分析软件、YE6251Y6 加速度测量仪。

3.1.2 试验装置

分别就整体叶盘自由和中心固定两种状态进

行模态试验分析,试验分析系统的安装布置图如下图7所示。

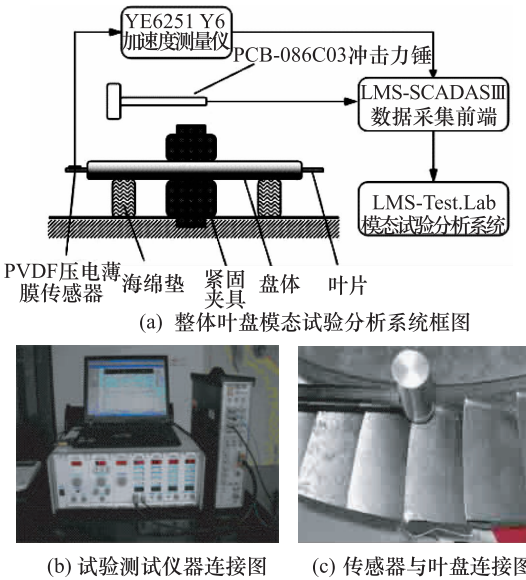


图7 试验分析系统安装布置图

3.2 试验方法

由于涡轮叶片属于轻质薄壁结构,而且分部较密集,因此对其进行模态试验对传感器的要求比较苛刻,若采用传统的压电传感器,虽然质量最低可做到0.2 g,但对于文中质量在25 g左右的涡轮叶片仍然会由于传感器附加质量的影响使测量结果不可靠;而如果采用电涡流传感器,虽然不存在附加质量的影响,但对于这种分布密集的涡轮叶片,电涡流传感器往往不好布置。基于此本文采用了PVDF压电薄膜传感器,这种传感器具有附加质量小,灵敏度高,频响宽,易于安装,操作简便,成本低廉等特点。对于像整体叶盘这种零件分布较密集的复杂结构,采用PVDF压电薄膜传感器进行模态试验具有明显的优越性。

3.2.1 自由状态下叶片的模态试验

如图7(a)所示,将叶盘放置在刚度系数极小的海绵垫上,叶盘与海绵垫组成的振动系统其固有频率小于10 Hz,远低于叶盘的第1阶固有频率253.3 Hz,可以认为此状态模拟了叶盘理想的自由状态。采用LMS Test. Lab软件进行数据采集和模态分析。测得叶片综合频响函数图如图8所示。

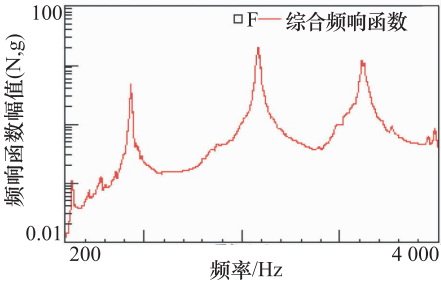


图8 自由状态下叶片综合频响函数图

3.2.2 中心固定状态下叶片的模态试验

通过两质量块将叶盘中心孔与质量约500 kg的刚性大质量连接以模拟其中心固定的约束条件。测得叶片综合频响函数图如图9所示。

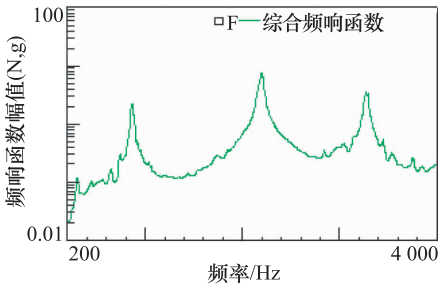


图9 中心固定状态下叶片综合频响函数图

3.3 自由与中心固定条件下叶片的模态试验分析

自由与中心固定约束条件下叶片的前三阶模态试验结果对比如表3所示,两者的试验条件和分析方法均相同。为了使试验结果更具普遍性,两种约束状态的试验对象非同一片。

表3 自由与中心固定状态下叶片前3阶模态频率对比			
阶次	自由约束/Hz	中心固定约束/Hz	振型
1	861.331	863.783	一阶弯曲
2	2 186.956	2 216.845	一阶扭转
3	3 228.287	3 281.166	二阶弯曲

计算得两种约束状态下叶片前三阶模态频率的相对误差分别为:0.28%、1.35%、1.61%,考虑到试验对象非同一片,各叶片频率本身具有一定的分散性,该误差又在允许的范围内,故可以认为该型发动机整体叶盘盘体的约束状态对涡轮叶片前

三阶固有频率和振型的影响很小,可不予考虑。

将自由与中间固定状态下叶片仿真计算结果与模态试验结果进行比较如表 4,表 5 所示。

表 4 自由状态下叶片的仿真计算与模态试验结果			
阶次	仿真计算/Hz	模态试验/Hz	最大误差
1	828. 87—874. 46	861. 331	3. 8%
2	2 232—2 258. 5	2 186. 956	3. 3%
3	2 998—3 354	3 228. 287	7. 1%

表 5 中心固定状态下叶片的仿真计算与模态试验结果			
阶次	仿真计算/Hz	模态试验/Hz	最大误差
1	829—856. 96	863. 783	4%
2	2 232. 7—2 258. 5	2 216. 845	1. 9%
3	3 055 —3 368. 2	3 281. 166	6. 7%

表 4 和表 5 中最大误差的计算均以模态试验值为基准。从上两表可以看出仿真计算结果与模态试验数据基本上是吻合的。其中高阶模态的误差较大,这主要是因为有限元分析过程中所划分的单元数目总是有限的,不可能做到无穷多,因此高阶模态的计算精度会受到影响,但是最大误差仍在 8% 以内,满足工程要求,结果可信。

4 结论

该型发动机整体叶盘盘体的约束方式对叶片模态参数的影响不大,叶片模态保持相对独立。在对发动机整体叶盘涡轮叶片进行模态试验时,采用 PVDF 压电薄膜传感器较为理想。对该型叶盘来说最理想的是完全模拟实际安装工况来施加约束条件,而这样约束成本会很高,建议采用中心固定约束方式,这种约束方式测试误差小、易实现、可统一夹具。

参 考 文 献

1 任军学,张定华,王增强,等. 整体叶盘数控加工技术研究. 航空学报,2004;25(2): 205—208

2 黄春峰. 现代航空发动机整体叶盘及其制造技术. 航空制造技术,2006; 4: 94—100

3 董广明,陈 进,孟庆集,等. 循环对称算法及其在汽轮机叶盘系统振动分析中的应用. 振动工程学报,2004;17: 126—129

4 Kuang J H,Huang B W. Mode localization of a cracked blade disk. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,1999;121: 335—341

5 何泽夏,李 锋,孙 秦,等. 涡轮盘结构模态分析. 机械强度,2006; 28(6): 927—928

6 任 萍,刘勇琼,史宏斌,等. 固体火箭发动机模态分析. 火箭推进,2003; 29(2): 13—16

Research on Influence Degree to the Turbine Blade Mode with Different Constrains of Blisk

WU Bin,NAN Guang-zhi*, FENG Song

(College of Astronautics ,Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, P. R. China)

[Abstract] Changes of the turbine blade mode under different blisk constraints are studied. The vibrant characteristic of blisk is gained by FEM, and the rule of blade mode with the blisk stiffness changing is revealed by modal analysis of cantilever. The model test of turbine blade is applied in free and mid-fixed status respectively. Simulation results are agree well with test ones,which indicate that the influence of blisk constraint can be ignored in modal test on the blade when the blisk stiffness is much bigger than the blade.

[Key words] blisk turbine blade model analysis model coupling