

文章编号: 1000-8055(2007)01-0008-04

旋转叶片频率转向与 振型转换特性

王建军, 卿立伟, 李其汉

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100083)

摘 要: 通过对典型旋转叶片的有限元分析, 讨论了旋转叶片动频特性的“频率转向”和“振型转换”问题, 尤其是关于多模态耦合的复杂“频率转向”和“振型转换”的现象和特点. 首先讨论了旋转叶片动频特性中的两阶模态间“频率转向”和“振型转换”问题, 说明了这种耦合振动问题的机理, 然后研究了多阶模态相互耦合所导致的复杂“频率转向”和“振型转换”现象, 对其基本特点进行了详细的分析和说明.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 旋转叶片; 多模态耦合; 多频率转向; 多振型转换

中图分类号: V231.9

文献标识码: A

Frequency veering and mode shape interaction for rotating blades

WANG Jian jun, QING Li wei, LI Qi han

(School of Jet Propulsion,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: By the results from direct finite element analyses, frequency veering and mode shape interaction of rotating blade are studied, especially emphasis is placed on the multi mode frequency veering and shape interaction. Firstly the finite element model of a simple geometry blade is given and the mode shapes and natural frequencies of this simple blade are calculated as a function of rotational speed using the ANSYS finite element program. Then frequency veering and shape interaction for the multi mode and two mode of rotating blades are discussed respectively. It is shown that except for the frequency veering problem with two mode coupling, the multi mode frequency veering and mode shape interaction of rotating blade are more complicate and must be further researched deeply.

Key words: aerospace propulsion system; rotating blade; multi mode coupling; multi frequency veering; multi mode shape interaction

旋转叶片是航空发动机重要和关键的部件, 其振动特性对于发动机的性能和结构完整性、工

作可靠性有重要影响, 因此一直是人们关注的重要问题.

收稿日期: 2005-10-18; 修订日期: 2006-03-26

基金项目: 国家自然科学基金资助(10172014); 航空科学基金资助(03C51032)

作者简介: 王建军(1956), 男, 江苏苏州市人, 北京航空航天大学能源与动力工程学院教授, 博士生导师, 主要从事航空发动机结构强度与振动、振动抑制与可靠性方面的研究.

旋转叶片固有振动特性主要是指其动频特性和相应的模态振型, 长期以来人们一直使用 Campbell 图进行其共振特性分析^[1], 根据模态振型进行叶片故障诊断和排故^[2], 利用模态振动变形进行振动特性测试^[3], 因此深入了解旋转叶片的固有振动特性是很重要的。

现代发动机结构的重要特征之一是采用小展弦比的叶片设计, 这类叶片会呈现复杂的频率结构和不同模态间的耦合, 相应的“频率转向”以及相伴的模态耦合和模态振型转换问题, 表现出与不具有“频率转向”时的叶片不同的、非常独特的耦合和振型特征^[4]。

实际上, 以“频率转向”和“振型转换”为主要特征的是一类重要的耦合振动问题, 不仅旋转叶片振动^[4], 而且叶盘耦合振动^[5,6]和许多工程振动(如板壳结构振动、转子动力学和传动带振动等)^[7,8]中均存在这种复杂的耦合振动问题。因此近年来受到广泛重视。

但是, 迄今为止的研究主要涉及两阶模态间的“频率转向”和“振型转换”, 没有涉及更复杂的现象和问题。为此本文通过对典型旋转叶片的有限元计算, 不仅得到了两阶模态间的“频率转向”和“振型转换”, 而且发现了在旋转叶片动频特性的多阶模态间相互耦合及复杂“频率转向”和“振型转换”现象, 并对其基本特点进行了较为详细的分析。

1 旋转叶片有限元分析模型

图 1 所示为计算分析的旋转叶片有限元模型。叶片长为 16 cm, 展弦比是 4: 1, 叶片弦向的锥度比是 2: 1。叶片根部固结在半径为 20 cm 的轮盘上。模型采用 20 节点 6 面体 solid186 单元, 共 240 个单元。设叶片材料为高温合金, 弹性模量 $E=140$ GPa; 密度 $\rho=8\,800$ kg/m³; 泊松比 $\mu=0.3$ 。

由图 1 的有限元模型, 利用 ANSYS 程序计

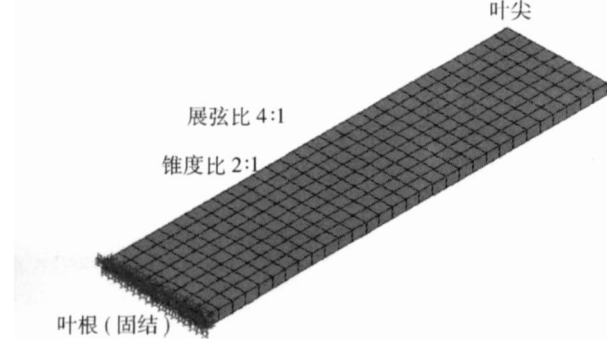


图 1 叶片有限元模型

Fig. 1 Geometry of cantilevered tapered blade

算得到了该旋转叶片前 20 阶模态的动频特性, 所考虑的旋转速度为 0~ 2 500 rad/s。计算结果表明, 对于这种典型的简化旋转叶片, 其振动动频特性表现了突出而复杂的频率转向、模态耦合和振型转换特性。下面根据耦合模态数的不同分别进行讨论。

2 两阶模态间的频率转向和振型转换

对于旋转叶片的较低阶模态, 模态振型也往往是简单的弯曲、扭转和弯扭组合模态振型, 这时其与模态耦合相关的一般是存在于两阶模态间的简单“频率转向”和“振型转换”问题。

对于该叶片的最低阶次的四阶模态动频曲线如图 2 所示, 模态频率在 1 000 Hz 以下, 叶片旋转速度在 0~ 1 200 rad/s。静频时这四阶模态的振型分别为一弯、二弯、一扭和展向面内伸缩。

可以看出, 第 1 阶一弯模态频率随转速的增加而增大, 不与其它阶模态耦合。第 4 阶面内振型与第 3 阶一扭间无耦合, 故而两者的动频线相交。第 2 阶二弯和第 3 阶一扭间则呈现典型的频率转向特性, 随转速的增加二弯的动频不断增大, 而一扭模态频率则不会有显著增大, 所以两阶模态的动频曲线相互接近。但是在转速 500 rad/s 附近, 这种接近的趋势不再继续, 而是相互分离, 表现为动频曲线间的转向, 因而称为“频率转向”。这正是许多工程振动问题中所发现并受到重视的频率转向问题在旋转叶片模态频率特性中的具体体现。

频率转向问题的本质是模态间的振动耦合和振型转换。图 3 画出了第 2、3 阶模态的具有频率转向的动频曲线和相应的典型位置模态振型图。可以看出, 在转速为 0 时, 两阶模态分别是 2 弯和

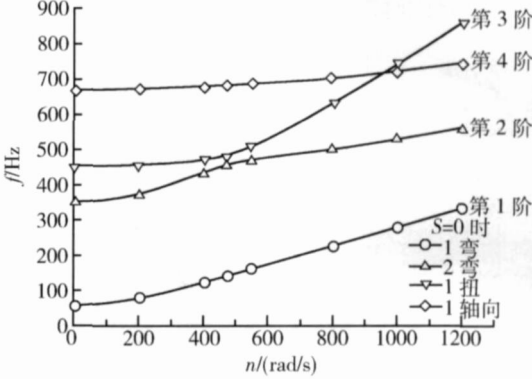


图 2 第 1~ 4 阶模态动频曲线

Fig. 2 Frequencies of first four modes vs. rotational speed

1 扭振型. 在转速为 1 200 rad/ s 时, 模态振型已经发生了相互转换, 第 2 阶模态为 1 扭振型而第 3 阶模态变为了 2 弯振型. 在转向区域, 两阶模态则是弯-扭复合振型.

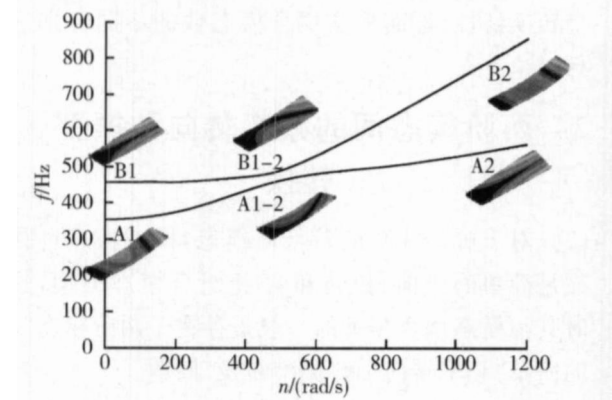


图 3 第 2, 3 阶动频曲线和模态振型
Fig. 3 Frequency veering and mode shape changes for second and third mode

同时计算得到的第 5 阶至 11 阶模态的动频, 频率在 1 000~ 5 000 Hz 之间, 转速为 0~ 2 000 rad/s. 静频时这 7 阶模态的振型由低阶至高阶分别为 3 弯、1 弯 1 扭复合、4 弯、2 弯 1 扭复合、5 弯、2 阶的面内伸缩和 3 弯-1 扭复合等振型. 在这些模态中仍然出现两阶模态间的频率转向, 同时伴有模态振型的转换. 如在第 5 阶和第 6 阶、第 7 阶和第 8 阶、第 9 阶和第 11 阶间. 第 7 阶和第 8 阶模态的动频曲线和相应的典型位置模态振型如图 4 所示. 而且第 10 阶面内伸缩振型也不与其它模态产生耦合.

与前面的情况相比, 这些模态的主要特点是, 一对相互耦合的模态之间, 较低阶的仍是叶片的弯曲模态, 较高阶的则是弯-扭复合模态. 而且频率转向

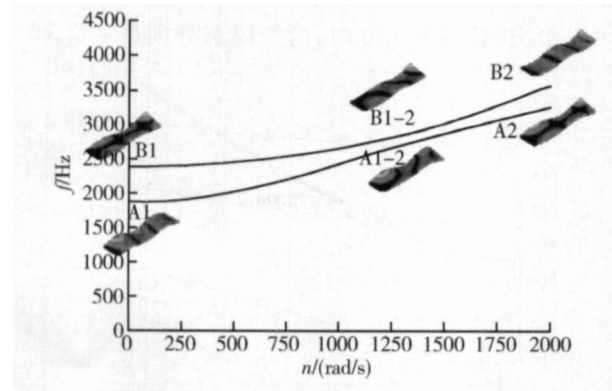


图 4 第 7, 8 阶动频曲线和模态振型
Fig. 4 Frequency veering and mode shape change for seventh and eighth mode

处的旋转速度会随耦合模态阶次的增加而提高.

根据上述的计算和分析可知, 两阶模态间存在频率转向和振型耦合的主要特点有: (1) 频率转向一般发生在弯曲振型与扭转振型或含有扭转的复合振型的模态之间, 而且在静频时弯曲振型模态频率低于扭转振型或弯扭复合振型模态的频率; (2) 孤立的弯曲模态、扭转模态不会与其它模态耦合而导致频率转向; (3) 面内模态不会与其它模态耦合而产生频率转向; (4) 频率转向的本质是模态间的耦合, 而且这种耦合的结果是导致模态振型在相互耦合的模态之间的振型转换, 频率转向与振型转换是“共生”的; (5) 转向的过程伴随着振型转换, 在频率转向区附近, 两阶模态均是相互耦合模态振型的组合模态振型.

3 多阶模态间的频率转向和振型转换

上述讨论了两阶模态间因相互耦合而导致的“频率转向”和“振型转换”. 实际上, 旋转叶片的动频模态特性还存在更复杂的多阶模态间相互耦合而产生的“频率转向”和“振型转换”问题.

图 5 所示为较高阶相互耦合模态的动频和转速关系曲线图, 图中同时表示了各动频曲线典型位置的模态振型. 可以看出, 这是多阶模态间的相互耦合问题, 会具有复杂的频率转向、模态耦合和振型转换性质, 可以称为“复杂问题”.

通过对图 5 的分析可知, “复杂问题”的主要特性有

(1) 多种的振型转换

在前述的两阶模态的耦合中, 振型间的转换是相互交换的. 而对图 5 的多阶模态耦合, 振型转换在某种程度上是“转移”而不是“相互交换”. 如“振型 12”转换为“振型 16”, “振型 14”转换为“振型 15”, 同样地还有“振型 15”转换为“振型 12”, “振型 19”转换为“振型 17”. 但这种转换不具有可逆性, 即不像前面的两阶模态间是振型的相互“交换”, 而是“转移”.

此外, 还存在“局部”的“振型转移”, 如第 16 阶模态静频振型转换为第 17 阶模态转速为 700 rad/s 的动频振型, 第 16 阶模态转速为 1 250 rad/s 动频振型转换为第 14 阶模态转速为 2 500 rad/s 的动频振型.

(2) 多阶的耦合关系

由于频率转向和振型转换本质上是模态间的耦合引起的, 因此可以从耦合的角度来考查这里的复杂频率转向和振型转换.

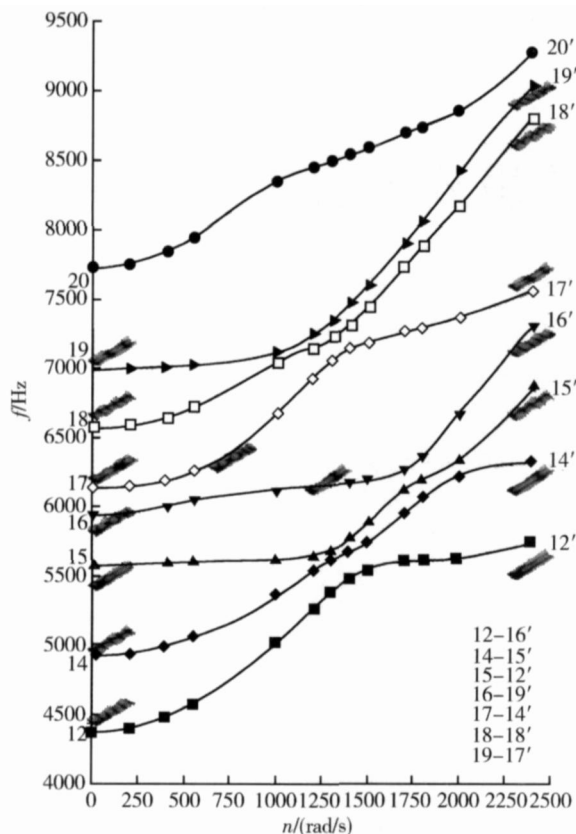


图5 第12, 14~19阶动频曲线和模态振型

Fig. 5 Frequencies, frequency veerings and mode shape interactions of the twelfth mode and from fourteenth to nineteenth mode

在复杂问题中, 具有耦合而振型转移的模式阶次有的是相邻阶次间的, 有的是相隔阶次间的, 有的甚至中间隔两阶模式. 因此可以将这种耦合关系认为具有不同阶次. 例如, 对于“振型14”对“振型15”的转换可以称为“1阶耦合”间的转移; 对于“振型15”至“振型12”和“振型19”至“振型17”的则是“2阶耦合”的转移, 因为它们间均是隔阶模式间耦合导致的转移; 而对于“振型12”转换为“振型16”则可以认为是“3阶耦合”产生的, 因为这是隔2阶的转移.

在这样的意义上, “复杂问题”中还存在“0阶耦合”的转移, 也就是“振型18”至“振型18”, 该振型由于其它相邻模态的耦合作用, 其模态振型随转速的增加而多次变换, 但随后仍回复到原来的状态.

(3) 多次的频率转向

此外, 与前述两模态间耦合振型转换不同的是, 在“复杂问题”中, 伴随振型转移和多阶耦合的往往可能具有多次的频率转向. 如在对于“振型14”对“振型15”和“振型12”转换为“振型16”的过程中均经历了两次“频率转向”. 其中前者是“1

阶耦合”的两次“频率转向”, 而后者这时更为复杂的“频率转向”, 先是第12阶和第15阶“含有”第14阶的频率转向; 后有第14阶和第16阶“含有”第15阶的频率转向.

4 结 语

本文通过典型简化叶片结构的有限元分析, 研究了旋转叶片的模态耦合、频率转向和振型转换等问题. 不仅讨论了简单的两阶模态间的耦合、转向和转换问题, 而且发现并分析讨论了多阶模态间的耦合、转换和频率转向问题. 研究表明, 在旋转叶片的模态动频特性中存在极为复杂的耦合问题、频率转向和振型转移特性. 这对于叶片、叶盘的振动测试和叶片断裂故障的判断等具有重要的意义. 因为由于振型转换, 同一阶振动模态在不同转速具有不同的模态振型, 这对测试中测点的布置和振型确定、故障分析中断裂叶片激励阶次的确定等问题产生很大影响.

由于实际的叶片具有更加复杂的几何形状和结构形式, 其频率转向和振型转换特性将更加复杂. 因此, 今后应对实际叶片的这类特性进行深入的理论分析、数值仿真和实验测试, 以便有助于旋转叶片的设计和分析研究.

参考文献:

- [1] Rao J S. Turbo machine blade vibration [M]. John Wiley & Sons, New York, 1991.
- [2] 宋兆弘主编. 航空发动机典型故障分析 [M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1993.
- [3] Mignolet M P, Choi B K. Robust optimal positioning of strain gages on blades [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2003, 125: 155-164.
- [4] Marugabandhu P and Griffin J H. A reduced-order model for evaluating the effect of rotational speed on the natural frequencies and mode shapes of blades [J]. ASME J. Eng. Gas Turbine Power, 2003, 125: 772-776.
- [5] Kenyon J A, Griffin J H, Kim. Frequency veering effects on mistuned bladed disk forced response [R]. AIAA Paper 2003-4976, 39th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit.
- [6] Kenyon J A, Griffin J H, Kim. Sensitivity of tuned bladed disk response to frequency veering [R]. Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, GT 2004-53280.
- [7] Bhat B B. Curve veering: inherent behaviour of some vibrating systems [J]. Shock and Vibration, 2000, 7: 241-249.
- [8] Perkins N C, Mote C D. Comments on curve veering in eigenvalue problems [J]. Journal of Sound and Vibrations, 1986, 106(3): 451-463.