

含有失谐特征的叶片-转盘-转轴转子 系统动态特性

李朝峰, 周世华, 任翔, 闻邦椿

(东北大学 机械工程与自动化学院, 沈阳 110819)

摘 要: 采用有限元法建立了叶片、叶片-转盘及叶片-转盘-转轴动力学模型, 在结构谐调和失谐情况下, 分析了不同类别的模型动力学特性, 给出了不同模型的振型分布图和频率分布图. 通过对比研究发现: 对于叶片的特性计算考虑转盘和考虑转轴有着非常大的区别, 一些模型出现严重的频率分裂和振型耦合现象. 另外, 由于失谐会造成叶片-转盘及叶片-转盘-转轴模型的不同类型的叶片耦合振动, 也出现了振动频率的分离和集中现象, 甚至导致系统模态的丢失和局部振动情况, 结构失谐最终导致模态频率更为连续, 这为叶片转子系统的设计带来一定困难.

关 键 词: 叶片-转子; 谐调/失谐; 频率分裂; 局部振动; 耦合频率

中图分类号: V232.4; O322

文献标志码: A

Dynamic characteristics of blades-disk-shaft rotor system with mistuned features

LI Chao-feng, ZHOU Shi-hua, REN Xiang, WEN Bang-chun

(School of Mechanical Engineering and Automation,
Northeastern University, Shenyang 110819, China)

Abstract: The finite element method was adopted to establish the dynamics model of blade and blades-disk as well as blades-disk-shaft. Based on the analysis of tuned/mistuned structure and the dynamic characteristics of model in different levels, the graphs of different modes and frequency distribution were presented. It was found that the characteristics of the blades considering disk and shaft rotor had a very big difference. Some severe separate and coupled effects mode appeared in some models. In addition, as the mistune may cause the blades-disk and blades-disk-shaft modal coupling in different vibration of blade types, the vibration frequency separation and concentration appeared, even leading to the loss of the system modal and localized vibration. The mistuned structure led to more continuous modal frequency. It thus brings some difficulties for design of the the blade rotor system.

Key words: blade-rotor; tuned/mistuned; frequency splitting;
localized vibration; coupling frequency

轴流式压气机的叶片-转盘-转轴转子结构理论上是一种具有循环对称性的结构系统, 其动力学特性亦应表现出周期对称的特征, 振动方程的特征值也应该有一定的规律性. 但在实际工程当

中, 由于加工误差、磨损、动平衡需求甚至安装工艺需求等, 容易导致叶片-转盘系统出现不谐调的现象, 一般称为结构失谐. 一般情况下, 失谐结构容易导致系统的局部模态以及固有频率的分离.

收稿日期: 2013-09-09

基金项目: 国家自然科学基金青年基金(51105063); 中央高校基本科研业务费专项资金(N120403004, N140304002)

作者简介: 李朝峰(1980—), 男, 河南洛阳人, 副教授, 博士, 主要从事叶片-转子动力学及机械产品动态设计方面研究.

失谐叶轮的动力学特征分析在近十几年来得到了国内外学者的广泛研究,对其也有了更好的理解. 1976年 Ewins^[1]最早研究了失谐叶片-转盘结构的振动模态问题,通过实验观察到了“复杂模态”现象,但当时并没有认识到这种现象就是振动的模态局部化现象. 而失谐使叶盘结构振动局部化对其疲劳产生不利影响^[2-3]. 迄今为止对于失谐叶片-转盘大致有3种常用的力学模型^[4]: ①集中参数模型,这种模型将每一叶片-转盘各段用与基础相连的单自由度或多自由度的弹簧-质量集中参数振子来表示,各振子之间用无质量的弹簧相连接,以模拟叶片间的相互耦合. 一些作者在振子的耦合中也考虑了阻尼的影响^[5-7]; ②连续参数模型,一些学者将叶片考虑成连续参模型以研究不同参数对失谐结构的影响^[8-9]; ③有限元模型,早在1982年, Irretier 和 Schmidt^[10]最先给出了分析失谐叶片-转盘结构自由振动的有限元模型,但其模型较为简单,模拟精度较低. 而在近些年,随着计算机技术的革新,有限元模型方法也有了长足的发展,采用有限元模型研究失谐系统的振动特性使结果更为可信. 在这些研究中大多围绕着叶片-转盘循环结构的建模与缩减来研究叶片失谐叶片-转盘的耦合振动现象^[11-18]. Javier 等^[11]研究了考虑随机叶盘接触面特性的响应情况. Denis 等^[12]对多级失谐叶盘系统进行建模和分析,证明了其方法的有效性和考虑多级耦合对叶盘失谐特性研究的重要性. Yang 等^[13]提出了一种自由度缩减方法,并将其应用于失谐叶盘系统的稳态响

应计算中,研究发现其提出的方法有着很高的保真度,并且极大地提高了计算效率,但在个别情况下,却存在一定的差异. 葛长闯等^[14]研究了失谐多级叶盘振动模态局部化的定量评价方法,文中基于应变能理论的模态局部化因子来评价失谐多级叶盘的振动模态特性. 上述大多数作者以失谐叶盘结构进行研究,或者进行多级叶片结构的研究,忽略了转轴本身对叶片的影响,以及它们之间的耦合效应. 这种相互作用也同时影响柔性叶盘的模态. 在透平机械的振动特性研究中,一些重要的组成部分,例如叶片、转盘、转轴,已经被作为重要的部分进行设计,但是当这些单独的部分组成一个转子系统时,由于不同部分的耦合响应,他们的振动特性会发生相当程度上的改变. 这种振动破坏了循环对称性,而且这种振动与谐调模型相比,会导致不同的振动特性.

为了方便地分析考虑单叶片、叶片-转盘、和叶片-转盘-转轴3类模型的动态特性,本文以简单矩形薄板叶片为研究对象,并假设其安装角为 0° . 建立了含有叶片-转盘-转轴的转子系统的有限元模型,通过对单叶片与谐调/失谐叶片-转盘模型和谐调/失谐叶片-转盘-转轴模型与临界转速之间的对比研究,考察由失谐造成的频率分裂与耦合振型现象以及3级不同系统间固有频率的关系.

1 叶片-转盘-转轴转子系统有限元模型

如图1所示,文中所用研究模型分为两种类

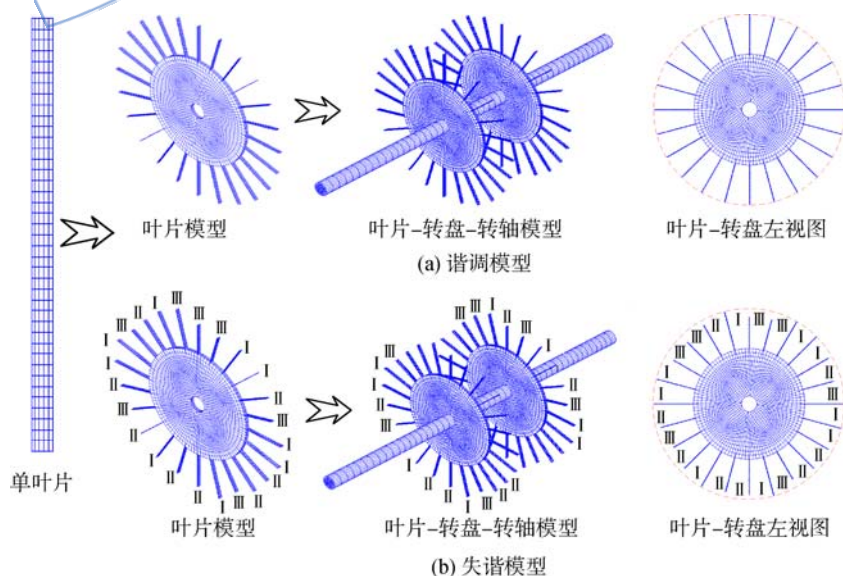


图1 谐调/失谐叶片-转盘-转轴转子系统的有限元模型示意图

Fig. 1 Finite element model of the tuned/mistuned blades-disk-shaft rotor system

型:一种是谐调模型;一种为失谐模型.每一种模型又分为 3 个级别,分别为单叶片级、叶片-转盘级和叶片-转盘-转轴级.对于失谐叶片本文中仅关心叶片的长度失谐,且将其分为 3 类(第Ⅰ类、第Ⅱ类、第Ⅲ类),叶片长度分别为 0.250,0.225,0.200 m,宽度为 0.02 m,厚度为 0.002 5 m.材料特性为:密度为 8 304 kg/m³,弹性模量为 206 900 MPa,泊松比为 0.3.为简化分析工作,后面所有结构材料均采用此材料参数.文中的谐调模型采用第Ⅰ类叶片.

为了对比分析不同边界结构下叶片的动态特性,需要首先对单悬臂叶片进行分析.叶片宽度为

0.02 m,厚度为 0.002 5 m.在其末端进行固定约束.图 1 中所示叶片模型,共 160 个单元,410 个节点.这里计算长度分别为 0.250,0.225,0.200 m 的叶片的固有频率和模态振型,计算结果如表 1 所示.表中给出了 3 类叶片的前 5 阶振型(1 阶周向弯曲,2 阶周向弯曲,1 阶轴向弯曲,3 阶周向弯曲,1 阶扭转)和对应的特征值.前 5 阶振型如图 2 所示.对比 3 类模型的前 5 阶振型可以发现:随着叶片长度逐渐变短,各阶固有频率越来越大,并且随着阶数的增大,固有频率增大也越来越大.为较方便地获得相应的效果,文中对叶片的失谐量取值稍大一些.

表 1 单叶片前 5 阶固有频率
Table 1 First 5 natural frequency of single blade

叶片长度/m	固有频率 f_n /Hz				
	1 阶	2 阶	3 阶	4 阶	5 阶
0.250	32.44	203.48	257.78	571.33	771.33
0.225	40.07	251.29	317.90	705.54	858.80
0.200	50.74	318.17	401.74	893.22	968.67
振型形式	1 阶周向弯曲	2 阶周向弯曲	1 阶轴向弯曲	3 阶周向弯曲	1 阶扭转

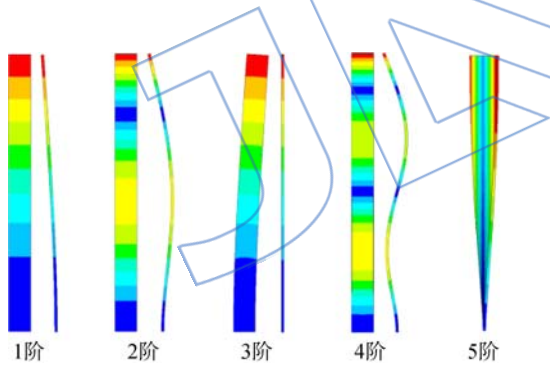


图 2 单个叶片前 5 阶模态振型
Fig. 2 First 5 modal modes of single blade

2 谐调/失谐模型的固有特性分析

为对比分析出失谐模型固有特性的特点,首先对单叶片、谐调叶片-转盘模型和谐调叶片-转盘-转轴模型进行计算,然后对相应失谐模型进行求解.并通过做图来对比研究两类模型固有特性的异同.

如图 3 所示为谐调模型振型分布图,图中包含了固有频率和振型以及节径信息,同时也表示出了振型的耦合特征和某一阶振型下所包含的频率数,以及振型的特征如弯曲特征和节径数.

在图 3~图 5 中,振型符号约定如表 2 所示,另外约定在振型符号前的数字表示振型特征,如 n 节径或 n 阶弯曲,在频率后()内的数字为该频率重复出现次数,多个振型符号同时出现时表示振型耦合,排在第一位的表示以该振型为主,其他为较弱振型;图中每一级模型用一条水平轴线表示,箭头指向为频率增大方向.每一轴上的圆圈表示 1 阶频率,同时约定虚框并打有斜剖面线的标识为 3 级模型频率变化情况,而虚框并打有十字剖面线的标识表示为两级模型(叶片-转盘和叶片-转盘-转轴模型)的频率变化情况,虚方框圈起来的为转轴频率,虚椭圆圈起来的为耦合频率.

表 2 各振型符号的约定
Table 2 Meaning of each symbol

含义	符号	含义	符号
转盘节圆	⊙	叶片周向弯曲	↺
转轴弯曲	↗	叶片轴向弯曲	↕
转盘节径	⊗	叶片扭转	↻

2.1 谐调模型的固有特性分析

依据前面振型符号的约定,图 3 中单叶片轴

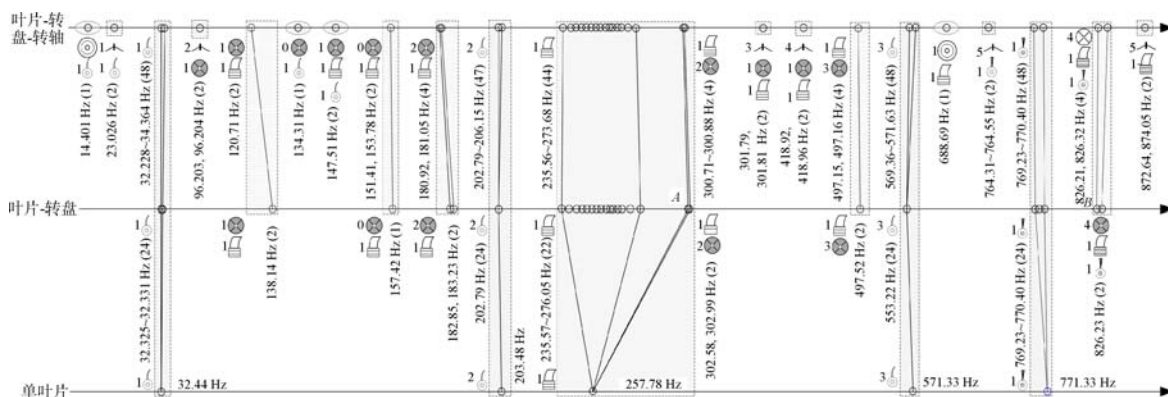


图3 谐调模型的振型分布图

Fig. 3 Mode distribution of tuned model

线表示出了第Ⅰ类叶片的1阶~3阶周向弯曲振型,1阶轴向弯曲和1阶扭转振型。从图3中可以看出,若考虑转盘的柔性,对于叶片的周向弯曲而言,将导致叶片周向弯曲的固有频率稍有降低,并且由于结构的影响由原来的单频率分裂为24个频率(频率值相差很小),由于结构的循环对称性,使这些值几乎相等;但对于叶片的轴向弯曲和扭转却出现不同于前述特征:单叶片的轴向弯曲出现了非常明显的频率分裂现象,频率值既有增大亦有减小,并且出现了部分耦合振型(图3中A点所示);而对于叶片的扭转振动而言,尽管出现了明显的频率分裂现象,但频率值总体上符合减小的趋势。如果考虑转轴及其弹性支承,从图3中叶片-转轴向叶片-转盘-转轴模型的计算结果过渡过程来看,对于叶片的1阶、2阶、3阶周向弯曲,频率分裂的特征有一定的放大,而且略有增大;对于1阶轴向弯曲和1阶扭转振动而言,频率分裂的特征略有减小或者基本保持不变。

除了单叶片振型在三轴上的变迁过程外,由于转盘的引入,在叶片-转盘上出现了由转盘和叶片引起的耦合振动,且均出现了转盘的节径和叶片的1阶周(轴)向弯曲,甚至在826 Hz(图3中B点)附近出现了转盘4节径、叶片1阶轴向弯曲和叶片1阶扭转3种振动特征耦合的现象,并且随着频率的增大,转盘振动的节径数也在增大。但在这些振动模式中,有以转盘为主的振动也有以叶片为主的振动。从图3中也可以看出,随着弹性支承转轴的引入,由转盘和叶片共同引起的耦合振动频率值总体上有所减小,对于826 Hz附近处含有扭转振型的振动频率值却有所增大,且频率分裂现象有所放大。另外由于转轴的引入,还出现了以转盘节圆为主叶片为辅的振动模式,除此之外还出现了新频率(以转盘的节径振动为主叶片的

弯曲振动为辅的振动模式,见图3中134.31 Hz和147.51 Hz处)。

另外,对于叶片-转盘-转轴模型,由于转轴的引入,除了反映叶片、转盘振动的振型外,还在叶片-转盘-转轴上出现了包含有转轴振动的振型特征,且全部以耦合振动的形式出现。由于转轴的扭转刚度,在低频14.401 Hz处出现了转盘节圆振动和叶片的1阶弯曲耦合振动,并且出现了转轴的1~5阶弯曲振动和叶片及转盘的振动耦合振型,其中转轴的2阶弯曲和叶片的1阶周向弯曲振动同时出现,转轴的2阶弯曲和转盘的1节径同时出现,轴的3阶、4阶弯曲和转盘的1节径以及叶片的1阶轴向弯曲同时出现,而转轴的5阶弯曲出现两次,分别和叶片的1阶扭转和1阶轴向弯曲耦合出现。另外需要特别指出的是:由于叶片-转盘-转轴3级结构耦合作用,出现了耦合频率(和前两级模型没有对应关系),见图3中的叶片-转盘-转轴轴线上134.31 Hz和147.51 Hz位置,两者均表现为转盘和叶片的耦合振动,但都以转盘的节径振动为主。

2.2 失谐模型的固有特性分析

图4、图5所示为失谐模型的振型分布图,图中的符号约定和前面一样,只是在单叶片轴上叶片(上标*号代表为主要类别模式)。叶片的固有频率后面给出了叶片的类型,以示区别,图3~图5中可以看出,在单叶片轴上,3类叶片的各阶模式均已标出(对应于表1);对于单叶片的1阶周向弯曲而言,若考虑轮盘的柔性,该阶频率稍有降低,虽出现频率分裂现象但并不明显,各单叶片频率分别裂解为9个频率、8个频率和7个频率(分别对应于各类叶片的个数);2阶、3阶周向弯曲也同样由于转盘的柔性使该两阶频率有所降低,并

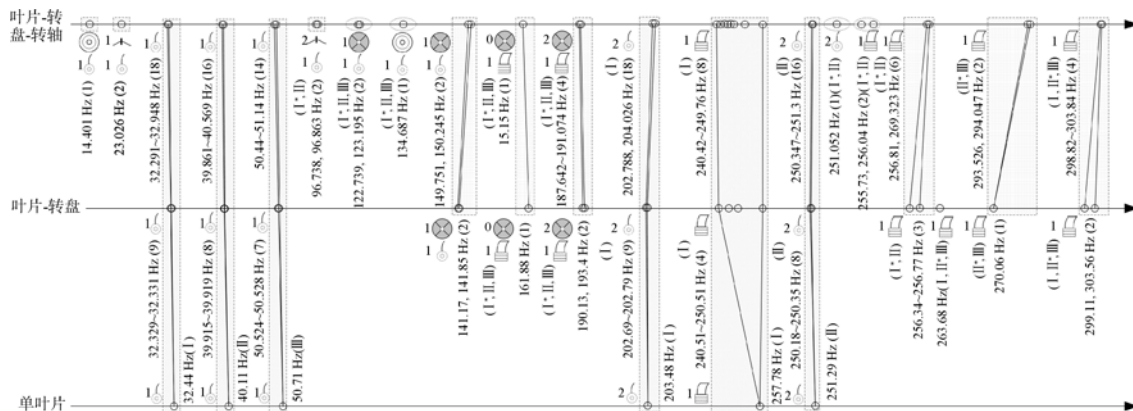


图 4 失谐模型的振型分布图(第 1 部分)

Fig. 4 Mode distribution of mistuned model (Part 1)

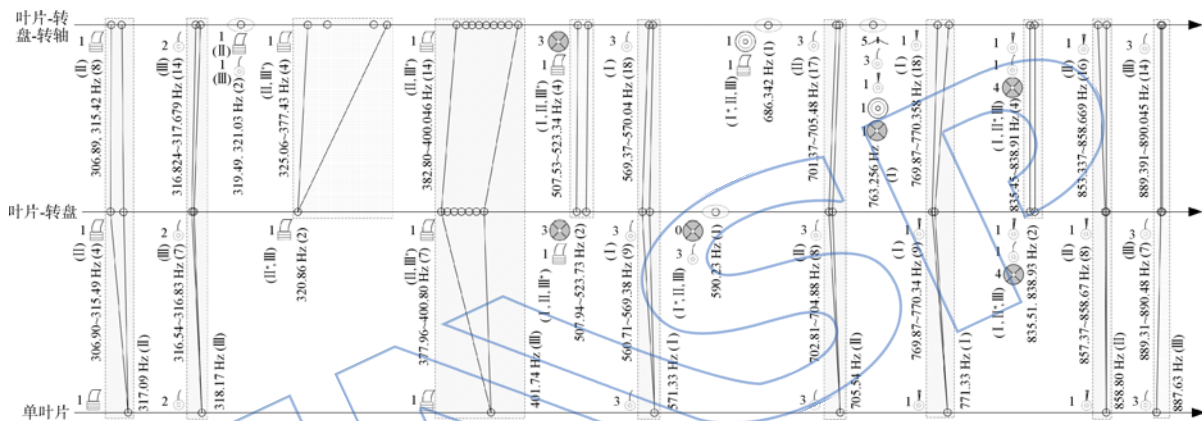


图 5 失谐模型的振型分布图(第 2 部分)

Fig. 5 Mode distribution of mistuned model (Part 2)

且频率分裂现象也不是十分明显. 对于 1 阶、2 阶和 3 阶周向弯曲频率而言, 频率分裂越来越明显. 对于叶片的 1 阶轴向弯曲模态而言, 3 类叶片的固有频率均出现了明显的分裂现象, 频率的裂解并不等于对应类别叶片的个数, 第 III 类叶片轴向弯曲模态除外, 并且该类叶片的轴向弯曲出现了与第 II 类叶片轴向弯曲振动耦合的振型. 叶片的扭转振型频率和前面 1 阶周向弯曲特点一样, 虽出现了分离现象, 但并不明显, 且频率值有所减小.

当考虑转轴的柔性时, 通过图 4~图 5 中结果可以发现, 对于叶片的 1 阶周向弯曲而言, 频率较叶片-转盘模型有所减小, 但变化并不大; 对于叶片的 2 阶和 3 阶周向弯曲, 考虑转轴的柔性时, 频率有一定的增大, 并且频率分裂现象变得更为明显. 而对于叶片的 1 阶轴向弯曲, 当考虑转轴的柔性时, 叶片继续保持频率分裂的特性, 除了第 III 类叶片振动频率 (382.80~400.046 Hz) 有升高

外, 其他两类叶片的 1 阶弯曲频率和叶片-转盘模型基本保持一致, 而第 III 类叶片的 1 阶轴向弯曲伴随有第 II 类叶片的 1 阶轴向弯曲. 对于叶片的扭转振型, 当考虑转轴的柔性时, 可以发现频率分裂现象变得更为明显.

和前面谐调模型一样, 由于转盘的引入, 在叶片-转盘模型上出现了由转盘和叶片引起的耦合振动, 如转盘的 1 节径和第 I 类叶片的 1 阶周向弯曲 (141.17 Hz) 耦合振动, 以及转盘的 0 节径振动和叶片的 1 阶轴向弯曲 (以第 I 类叶片为主, 161.88 Hz) 耦合振动, 甚至以 3 类叶片的 1 阶周向弯曲、1 阶扭转和盘的 4 节径耦合振动 (835.51 Hz) 等; 除了转盘和叶片的耦合振动也出现了不同类型叶片的轴向弯曲耦合振动, 如 256.34~256.77 Hz 附近以第 I 类叶片轴向振动为主第 II 类叶片轴向振动为辅的耦合振动, 以及 270.06, 320.86 Hz 附近的第 II 类叶片轴向振动为主第 III 类叶片轴向振动为辅的耦合振动. 在 270.06,

320.86 Hz 和 299.11, 303.56 Hz 附近, 出现同样的耦合特征, 但频率却相差较大。

随着转轴的引入, 转盘和叶片的耦合振动在叶片-转盘-转轴模型中也各有所体现, 且频率值有增大也有减小并无明显规律, 由于转轴的引入, 叶片-转盘模型中叶片的耦合振动出现模态特征值升高的现象, 且除 320.86 Hz 处叶片耦合振动外, 其他叶片耦合轴向振动频率值分离现象稍有所减弱, 并且频率出现集中的趋势。需要指出的是: 由于转轴的引入并不是所有的叶-盘耦合振动都能在叶-盘-轴模型中找到对应的频率值, 出现了“丢频”的现象; 如以转盘 0 节径为主和 3 类叶片 3 阶周向弯曲 (第 I 类叶片为主) 的耦合振动 (268.68 Hz) 在叶片-转盘-转轴模型中没有对应的频率值。另外还可以发现在 (377.96~400.80 Hz) 处第 III 类叶片轴向振动特征值明显升高。

对于含有失谐特征的叶片-转盘-转轴模型, 由于转轴的引入, 除了反映叶片、转盘振动的振型外, 在叶片-转盘-转轴上同样出现了包含有转轴振动的振型特征。且全部以耦合振动的形式出现。由于转轴的扭转刚度, 在低频 14.401 Hz 处出现了转盘节圆振动和叶片的 1 阶弯曲耦合振动, 在 23.026 Hz 处出现了转轴的 1 阶弯曲振动和叶片及转盘振动的耦合振型, 在 96.738 Hz 附近出现了转轴的 1 阶弯曲振动和第 I 类、第 II 类叶片的 1 阶弯曲耦合振动, 在 763.256 Hz 处出现了转轴的 5 阶弯曲和叶片 3 阶周向弯曲和 1 阶扭转以及转盘的节径和节圆的耦合振动。对于转轴的 3 阶~4 阶弯曲振动在失谐模型中并未找到对应, 属于“丢频”现象。另外, 由于失谐叶片-转盘-转轴 3 级结构耦合作用, 也同样出现了许多耦合频率, 见图 4 和图 5 中的叶片-转盘-转轴轴线上 122.739, 134.687, 251.052, 255.73, 319.49, 686.342 Hz 处的标识, 对于这些新生的模态, 均表现为转盘和 3 类叶片之间, 以及 3 类叶片之间的耦合振动, 并且可以发现这些振型的出现和谐调模型存在较大不同, 除了叶片和转盘的耦合振动以外还出现了以单叶片振动为主的模态。

3 结果分析与比较

前面给出了谐调/失谐叶片-转盘模型和叶片-转盘-转轴模型以及单叶片模型的固有频率与模态特征。这里将对这些结果进行对比, 并对固有频率分布进行对比分析。

3.1 固有特性分布分析

通过前面谐调模型和失谐模型的计算结果可以发现, 对于谐调模型而言, 由于转盘和转轴的引入和模型的循环特性, 叶片的振动出现了各自单独振型 (但频率值几乎相等)。因此, 当引入转盘时, 叶片的振型分为 24 阶; 而当引入转轴时, 由于考虑两个叶盘, 叶片的振型分为 48 阶, 且这个过程一般并未产生耦合振型, 只是在 257.78 Hz 处叶片的 1 阶轴向弯曲出现了分裂现象, 分裂为 24 个频率值 (其中有部分接近, 而大部分相差较大但振型却非常类似, 如图 6 所示, 两者频率不同, 但振型却类似), 其中两阶出现了以叶片轴向弯曲为主转盘 2 节径为辅的振型, 如图 7 所示。

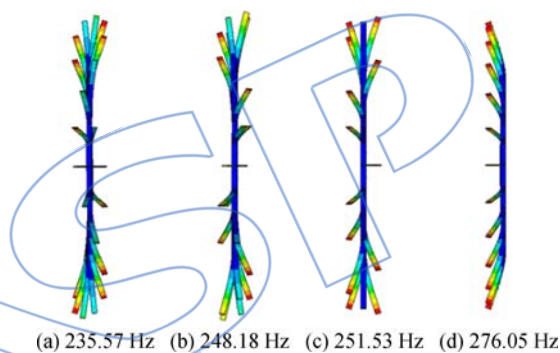


图 6 叶片轴向-弯曲分裂频率对应的振型图
Fig. 6 Vibration modes of blade axial-bending splitting frequency

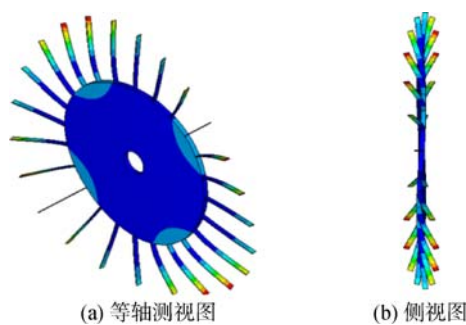


图 7 叶片轴向-弯曲耦合振型

Fig. 7 Coupled vibration modes of blade axial-bending

对于失谐模型, 由于叶片失谐特征, 不同类型的单叶片出现了不同的振动形态, 对于叶片的周向弯曲和扭转振型, 转盘和转轴的引入对于模态的影响规律和谐调模型的影响规律基本类似, 转盘的引入导致产生的模态阶数和相应类别叶片的叶片数相等, 转轴的引入将产生 2 倍的叶片数阶

模态,且对频率的影响程度基本相当.对于叶片的轴向弯曲所产生的影响并不一样,和相应类别的叶片数关系不明显;如在第Ⅰ类叶片 257.78 Hz 和第Ⅱ类叶片 317.09 Hz 处由于转盘的引入分裂成 4 阶振型,这和相应叶片数 9 和 8 并不相等,但转轴的引入使模态阶数成 2 倍关系,但从图 5 中也可以看出对于第Ⅲ类叶片的 1 阶轴向弯曲而言,由于转盘的引入,频率分裂数等于叶片数.因此对于失谐模型,转盘和转轴的引入对叶片轴向弯曲振动影响比较大,主要表现为模态的集中,事实上是导致了模态局部化现象,图 8 所示为 240.51 Hz 下第Ⅰ类叶片的某一阶振型图,可以看出,振动主要集中于某一位置上(这在其他相关文献也发现有类似现象,且也是失谐叶盘结构研究的热点^[2,4,7]).另外从图 3 和图 4、图 5 可以发现,由于失谐特征的存在,使叶片-转盘-转轴上耦合频率增多,并大多出现在高频位置.同时也使叶-盘及叶片间的耦合振型增多,但叶片-转盘-转轴耦合振型减少.

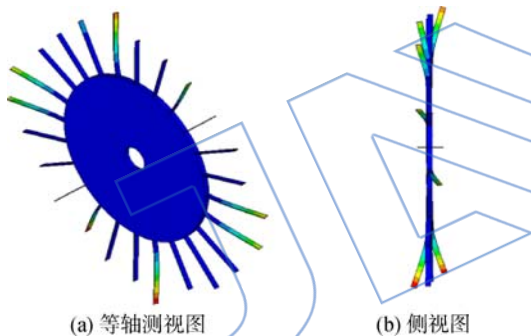


图8 第Ⅰ类叶片局部振动模态振型

Fig. 8 Localized vibration mode of the I blade

3.2 频率分布特征分析

如图 9 为叶盘结构谐调模型和失谐模型模态特征值的分布情况,图 9 中给出了单叶片的频率分布以索引各阶特征值,同时也标出了由转盘引起的耦合频率.从图 9 看出,对于谐调叶-盘模型而言,除了由转盘引起的第Ⅰ类叶片轴向弯曲的频率分裂导致该振型下频率比较分散外(图 9 中 A 位置处),由叶片-转盘引起的耦合频率也较分散(图 9 中 B 位置、C 位置、D 位置),而其他各阶频率分裂显现并不明显,因此谐调叶片-转盘模型的模态特征值表现出阶梯式的递增趋势.而对于失谐叶盘,由于结构失谐,导致模型特征值阶梯形状更为密集,加上叶片主导模态和耦合模态的分裂导致频率更为密集,如图 9 中第Ⅲ类叶片的 1 阶轴向弯曲对应的模态直接导致失谐模型模态频率更为连续,这对于产品的设计是非常不利的.因此对于失谐量的控制需要谨慎考虑.

如图 10 为叶片-转盘-转轴结构谐调模型和失谐模型模态特征值分布情况,图 10 中给出了单叶片的频率分布以索引各阶特征值,同时也标出了由转盘/转轴引起的耦合频率.从图 10 中可以看出,和前面图 9 类似,谐调叶片-转盘-转轴模型的模态特征值表现出阶梯式的递增趋势,只是由于转轴的引入使模型的频率更为密集,但基本上也同样呈现阶梯形状,而对于失谐模型,由于叶片结构的失谐,也同样导致模型特征值阶梯形状更为密集,加上叶片主导模态和耦合模态的频率分裂,以及由转轴引入产生的轴主导频率和耦合频率,导致特征值更为密集.另外从图 10 中也可发现对于失谐叶片-转盘-转轴模型的耦合频率明显

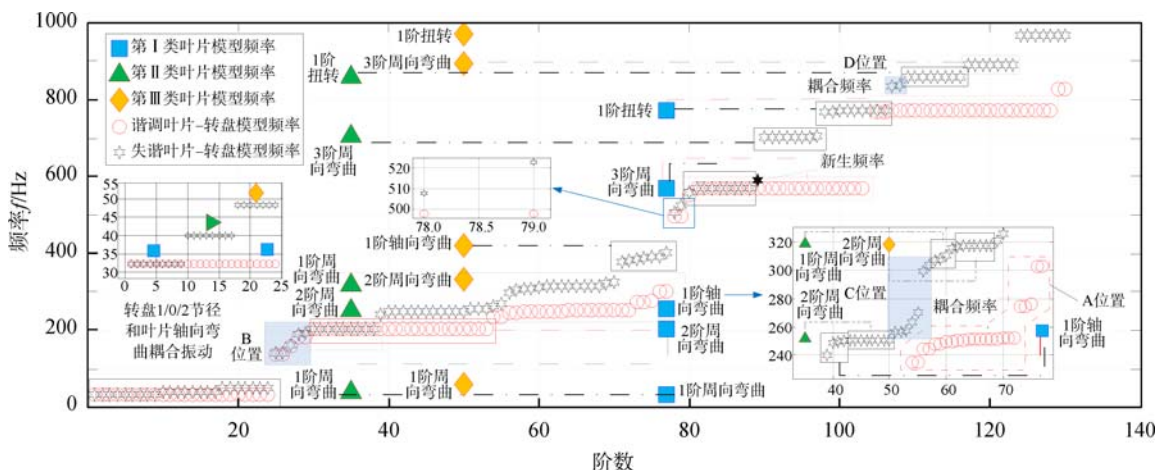


图9 谐调/失谐叶片-转盘模型频率分布

Fig. 9 Frequency distribution of the tuned/mistuned blades-disk model

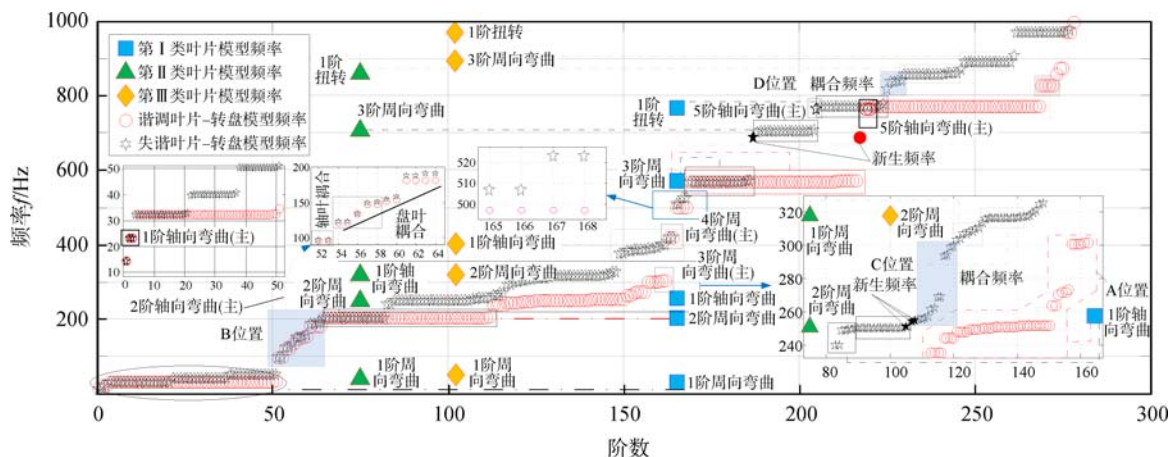


图10 谐调/失谐叶片-转盘-转轴模型频率分布

Fig. 10 Frequency distribution of the tuned/mistuned blades-disk-shaft model

增多,这对于产品的设计也更为不利。

从前面图9和图10两种模型的模态频率分布图可以看出,无论是叶片-转盘模型还是叶片-转盘-转轴模型,由于失谐结构的影响,将导致频率分布更为连续,并且当考虑转轴的影响时,还会导致产生更多的耦合频率。这些将会给模型的设计带来一定的困难。

4 结论

文中通过对叶片、叶片-转盘、叶片-转盘-转轴3类模型的谐调结构和失谐结构进行模态的计算,给出了相应的振型分布图和频率分布图,通过对比分析主要得出以下结论:

1) 对于谐调模型而言,由于转盘的引入,叶片振动出现频率分裂现象,并且叶片的轴向振动和扭转振动分离现象较为严重,也将导致产生叶片-转盘的耦合振动形式。由于弹性支承转轴的引入,出现了叶片-转盘-转轴耦合振动的形式,且出现了叶片-转盘/叶片-转盘-转轴耦合振动的耦合模态。另外,叶片的高阶轴向弯曲模态特征值出现升高现象。

2) 对于失谐叶片模型,和谐调模型有较大区别的是,由于弹性转盘的引入,在叶片-转盘模型上出现了由不同类型叶片引起的耦合振动;由转盘引起的叶片耦合轴向振动频率值分别现出了分离和集中现象,且特征值均有很大的提高;由于叶片的结构失谐,导致转轴的3阶、4阶弯曲振动模态丢失,并且还存在叶片-转盘模型到叶片-转盘-转轴模型丢频和局部模态集中现象。

3) 失谐结构将导致频率分布更为连续,这为旋转叶片转子系统的设计带来一定的困难,因此

对叶片失谐量应进行进一步研究。

参考文献:

- [1] Ewins D J. Vibration modes of mistuned bladed disks[J]. *Journal of Engineering for Power*, 1976, 98(7): 349-355.
- [2] 王建军, 李其汉, 朱梓根. 失谐叶片-轮盘结构系统振动局部化问题的研究进展[J]. *力学进展*, 2000, 30(4): 517-528.
WANG Jianjun, LI Qihan, ZHU Zigen. Vibratory localization of mistuned bladed disk assemblies[J]. *Advances in Mechanics*, 2000, 30(4): 517-528. (in Chinese)
- [3] Castanier M P, Pierre C. Modeling and analysis of mistuned blade disk vibration: current status and emerging directions[J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2006, 22(2): 384-396.
- [4] 王建军, 许建东, 李其汉. 失谐叶片-轮盘结构振动局部化的分析模型[J]. *汽轮机技术*, 2004(4): 256-259.
WANG Jianjun, XU Jiandong, LI Qihan. Analytical models of mistuned bladed disk assemblies: a review[J]. *Turbine Technology*, 2004(4): 256-259. (in Chinese)
- [5] Lin C C, Mignolet M P. Effects of damping and damping scheme for the analysis of mistuning on the forced vibration response of bladed disks[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1996, 193(2): 525-543.
- [6] Lin C C, Mignolet M P. An adaptive perturbation scheme for the analysis of mistuning on the forced vibration response of bladed disks[J]. *Journal of Engineering for Power*, 1997, 119(10): 153-160.
- [7] Yoo H H, Kim J Y, Inman D J. Vibration localization of simplified mistuned cyclic structures undertaking external harmonic force[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, 261(5): 859-870.
- [8] Turcotte J S, Hollkamp J J, Gordon R W. Vibration of a mistuned bladed-disk assembly using structurally damped beams[J]. *AIAA Journal*, 1998, 36(12): 2225-2228.
- [9] Huang B W, Kuang J H. Mode localization in a rotating mistuned turbo disk with Coriolis effect[J]. *International*

- Journal of Mechanical Sciences, 2001, 43(7): 1643-1660.
- [10] Irretier H, Schmidt H J. Mistuned bladed disks-dynamical behaviour and computations[R]. [S. l.]: IFTOMM International Conference on Rotordynamic Problems in Power Plants, 1982.
- [11] Javier A, Mignolet M P, Soize C. Response of bladed disks with mistuned blade-disk interfaces [R]. ASME Paper GT2009-59580, 2009.
- [12] Denis L, Christophe P. Modelling and analysis of multi-stage systems of mistuned bladed disks[J]. Computers and Structures, 2011, 89(3): 316-324.
- [13] Yang M T, Griffen J H. A reduced order approach for the vibration of mistuned bladed disk assemblies[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1997, 119(1): 161-167.
- [14] 葛长闯, 王建军, 刘永泉. 失谐多级整体叶盘振动模态特性定量评价方法研究[J]. 航空发动机, 2012, 38(1): 25-29. GE Changchuang, WANG Jianjun, LIU Yongquan. Quantitative assessment method of vibration mode characteristics for mistuned multistage blisk[J]. Aeroengine, 2012, 38(1): 25-29. (in Chinese)
- [15] Castanier M P, Ottarsson G, Pierre C. A reduced order modeling technique for mistuned bladed disks[J]. Transactions American Society of Mechanical Engineers Journal of Vibration and Acoustics, 1997, 119(3): 439-447.
- [16] HE Z J, Bogdan I E, Christophe P. Fluid-structural coupling effects on the dynamics of mistuned bladed disks[J]. AIAA Journal, 2007, 45(3): 552-561.
- [17] Bladh R, Castanier M P, Peirre C. Reduced order modeling and vibration analysis of mistuned bladed disk assemblies with shrouds[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1999, 121(3): 515-522.
- [18] Rzadkowski R, Drewczynski M. Natural frequencies and modes shapes of two mistuned bladed discs on the shaft [R]. ASME Paper GT2004-54265, 2004.