

## 转子动力学研究中的若干问题

西北工业大学 顾家柳

### 摘 要

本文分析了当前转子动力学研究的状况及趋势,提出了对一些课题的展望。所讨论的问题为:滚动轴承引起的几种特殊的转子振动现象;篦齿式封严装置(气封)的气弹力;失调叶片盘的振动机理,挤压油膜轴承的工作机理,转轴裂纹的振动监视,螺旋盘的颤振涡动。

### 一、滚动轴承引起的几种特殊的转子振动现象

由于制造公差、工作时温升必然存在,又必须保证在任何工况下轴承外环不打滑、不卡死等,滚动轴承不仅总有一定的装配间隙,而且总有一定的工作间隙。这个间隙通常和转子的不平衡偏心距属同一量级。由于轴承有工作间隙,就可能引起下列几种特殊现象<sup>[1]</sup>。

1. **非线性振动**(参见图1) 间隙的存在,使轴承刚度呈非线性。间隙越大,非线性也就越明显。同时,间隙还使‘等效’刚度(指确定临界转速而言)减小。因此,当间隙越大时,临界转速减小越多,峰值响应增大越多,非线性共振响应的特征越显著。

2. **双稳态振动**(参见图2) 曾观察到一种异常的振动:一台涡轮机在临界转速邻近以等速运行,而它的振幅时而大,时而小,即以较大的振幅振动几秒钟,然后以较小的振幅振动几秒钟,如此反复交替。幅值的包络近似为一矩形波,而频率始终与转速相同。

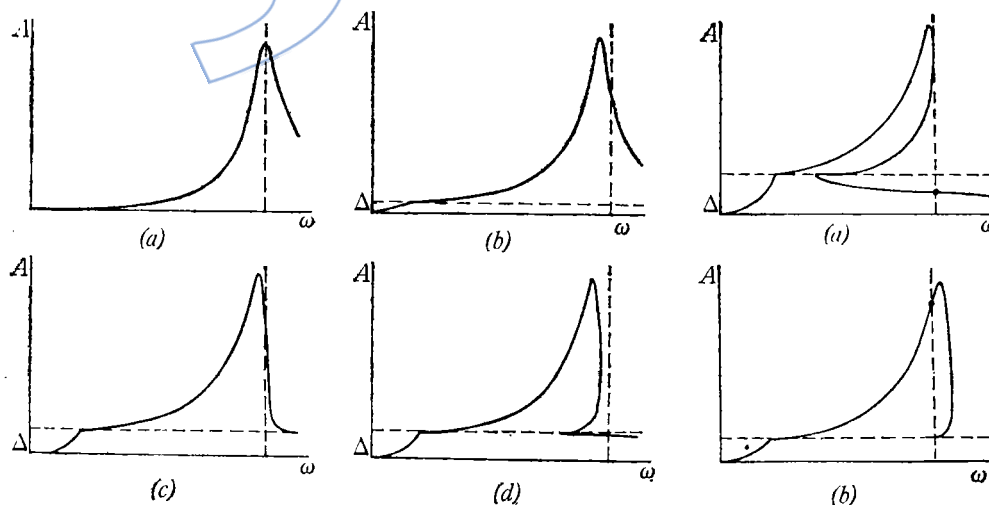


图1 轴承工作间隙对转子系统振动特性的影响

图2 双稳态振动现象

产生这种双稳态振动的原因是：当转子以非常小的振幅，暂稳地等速运行于轴承间隙中时，滚子是不受载的，因而就产生打滑。打滑时产生的较多热量使滚子的温度上升、直径增大、轴承间隙减小。当间隙减小到和这一振幅相等时，滚子就开始承载，使转速真正邻近临界转速，因而使振幅陡然增大。在这一暂稳状态下，因滑油冷却作用，又使滚子渐渐变小，间隙逐渐增大，直到滚子不再承载，转子就又回到前一种暂稳工作状态。如此循环不已。

3. **和差频振动**（参见图 3）双转子发动机两个转子的工作转速可能差别不大，因此其不平衡响应将呈现为拍波。拍频为两个转子的转速之差，借谱分析可以将这两个转速频率成分方便地区分开来。

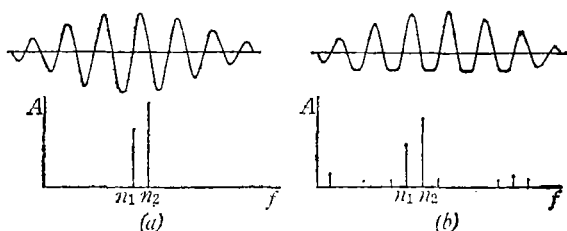


图 3 和差频振动成分的形成

在某些双转子发动机的振动谱分析结果中，除了这两个主要的转速频率成分以外，还出现过这两个转速的和差频。这是因为内外转子的不平衡力都是经由高压转子的轴承外传给机匣的。由于此轴承有径向间隙，使外传的交变径向载荷最大时仍为  $P_1 + P_0$ ，而最小时变为零（不再是  $P_1 - P_0$ ），形成削波。此外传力的变化频率，则仍为  $\Delta\omega$ （差频）。间隙越大，此削波

也越明显。因此，此外传力激起的发动机振动，呈拍波的削波形状。

4. **副谐波（分数谐波）振动** 副谐波振动，是由于支承系统的非线性刚度所引起。滚动轴承的非线性刚度既取决于轴承间隙，也和接触变形的非线性有关。因此其大小还和轴承类型、尺寸、名义接触角、材料等因素有关<sup>[2]</sup>。滚动轴承可导致各种副谐波振动，尤其是  $1/2$  阶和  $1/3$  阶<sup>[3]</sup>。

虽然副谐波振动为非线性刚度所引起，常呈现为极限圆，但这一频率成分也常足以使航空发动机的振动超过规定值<sup>[4]</sup>。它也会严重影响机械的运行质量、机床的加工质量。

5. **轴承的刚度** 轴承的刚度，是转子系统动力分析中必不可少的重要参数。将其粗略处理为绝对刚性或一个静刚度的方法，已经过时。国外早已有详尽的指南，包括滚动轴承刚度矩阵的计算方法和部分结果<sup>[5]</sup>。如果只是为了分析转子系统的横向振动，则轴承的轴向刚度可以不加考虑。在这种情况下，线性化的轴承刚度矩阵为

$$K = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_x}{\partial x} & \frac{\partial F_x}{\partial y} & 0 & 0 \\ \frac{\partial F_y}{\partial x} & \frac{\partial F_y}{\partial y} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial M_x}{\partial \theta_x} & \frac{\partial M_x}{\partial \theta_y} \\ 0 & 0 & \frac{\partial M_y}{\partial \theta_x} & \frac{\partial M_y}{\partial \theta_y} \end{bmatrix}$$

基于对滚珠轴承几何关系、接触变形、受力及运动情况等的详尽分析，计及滚珠本身的离心力、予载、初间隙等因素，导出了相应的刚度表达式，给出了程序及部分计算结果。

为了验证预计的准确性,在航空燃气涡轮发动机完整性设计准则<sup>[6]</sup>中明确要求,对转子轴承必须作全尺寸实物的刚度试验。常常借测量与分析简单模型转子的振动特性,来确定轴承的特性<sup>[7,8]</sup>。

## 二、篦齿式封严装置(气封)的气弹力

在最初的分析中<sup>[9]</sup>,假定进气没有予旋,在两个相邻齿构成的环形密封腔中,气流也没有周向流动。在此假设下,如果转动的封严装置受某一初始扰动而产生了正进动,因间隙周向不均,使密封腔中的压力分布也周向不均,形成一个切向的合力,即气弹力。在一定条件下就可能使转子失稳。如果密封齿隙顺漏气方向逐渐减小,则此气弹力是一个导致转子不稳定的力;如果密封齿隙顺气流方向逐渐增大,则为一个起稳定作用的气弹力。

根据近年来的深入研究,上述结论是很片面的。它仅能近似地用于进气确实没有予旋,封严齿又很少的情况。近期的研究表明:密封气流的周向速度对封严装置的气弹力有极为重要的影响,在分析中必须列入气流的周向动量方程。密封腔中的周向流速与进气予旋有关,也与封严装置转动表面对气流的粘力有关。因此,对于齿数少的封严装置,进气予旋起决定作用;而对于齿数甚多的封严装置,来自转动表面的粘性力将起决定作用。从而得到了改善稳定性的叶冠间隙密封设计<sup>[10]</sup>。

根据研究<sup>[11]</sup>:密封腔中的气流,可以分成两个区,一是逸漏气流的主流区,一是类似于正弦形的螺旋涡流区。如何精确地测定流场,并建立起相应的合适模型,将是使密封装置气弹力可以较准确地定量预计的关键。许多研究者正为此而努力<sup>[12,13]</sup>。

## 三、失调叶片盘的振动机理

在燃气轮机中,由于制造及装配误差、材料性质不均等因素始终存在,实际的叶片盘并非轴对称。这种非轴对称性主要表现为各个叶片安装角、模态参数、气动特性的不同,通常就称之为失调叶片盘。随着燃气轮机的发展,叶片中的稳态静应力也越来越高。由于失调叶片盘上各个叶片的强迫振动应力严重不均,常常产生某一个或几个叶片‘意外地’提前疲劳、折断的现象。这种叶片被称为‘Rogue Blade’(意为不称职的叶片)。这是一种很严重的事故,因此受到了极大的重视。

大约从60年代中期开始,国外就开始研究频率失调叶片盘的振动机理;70年代中期,开始对失调叶片盘的振动机理作比较系统的研究;直至最近,仍方兴未艾,<sup>[14~20]</sup>。

这些研究采用了种种不同的简化模型和求解方法,考虑的因素也不尽相同,因此虽也取得了某些比较一致的认识,但分歧仍然很大,离实际应用还有不小的距离。

比较一致的认识为:(1)失调对叶片颤振具有明显的抑制作用;(2)失调对叶片盘的强迫振动响应有不利影响,甚至可能导致‘Rogue Blade’的出现;(3)失调将使叶片盘组件的固有频率数成倍增加,在固有频率密集处,振形就更复杂,并使共振的几率增大;(4)失调的程度和失调叶片的配置规律,对失调叶片盘的振动特性影响很大。

但是,仍存在严重的分歧:(1)在失调叶片盘上,究竟哪一个叶片的强迫振动应力最大?其与频率的关系也说法不一;(2)应力最大者增大的量级如何?有的说比平均的叶片振动应力大55%,有的说大182%……。

对许多问题,如失调叶片盘中叶片的弯扭复合振动,混合失调对叶片盘振动的综合影响,

怎样建立综合描述失调因素、程度的失调因子等,则还没有进行过研究。

这些研究的众说纷纭,其主要原因之一可能是所用的模型都过于简化,与实际情况相差较大。如1985年9月发表的几篇文章<sup>[14]</sup>中所用的模型就是这样,见图4所示。因此,使分析

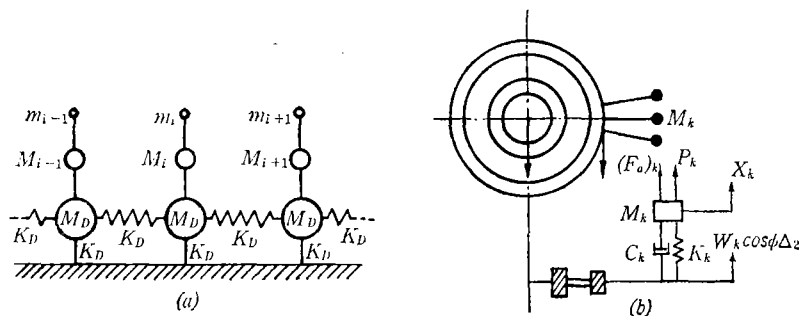


图4 文献[14]中所用的两种失调叶片盘模型

模型十分接近于实际的失调叶片盘,可能是攻破这一难题的必要途径之一。同时还应加强对叶片气动阻尼特性等的研究。

#### 四、挤压油膜轴承机理研究

目前,对转子系统振动的控制,都是属于被动控制。一是加外阻尼,例如在T-55动力涡轮上试用Vitom-70剪切型粘弹性阻尼以代替通常的挤压油膜,据云效果良好。<sup>[21]</sup>

对于广泛采用的挤压油膜阻尼器,始终在大力研究。因其具有减振、抑制失稳、及对轴承的冷却作用,而在国际上受到了普遍的采用与重视。对于其工作机理的研究虽然极多,但进展不大。一个挤压油膜阻尼器的设计成功与否,在更大程度上仍依赖于试验研究。

造成这一状况的原因,是迄今所有的理论分析都是以对雷诺方程的近似求解为前提,而雷诺方程本身是在一系列假设条件下建立的。因此,对雷诺方程求近似解的任何改进,将始终受到这些假设条件的限制。

因此,最近的一些研究,开始减少一些假设,以求改进理论分析结果的精度,如开始考虑流体的惯性、粘弹性及扰动等因素的影响<sup>[22,23]</sup>。但是,影响准确预计油膜中压力分布的主要障碍,可能还在于气穴的产生、范围、及其性质。如果对挤压油膜中的两相状态不加以研究,油膜中压力分布将难以准确预计,其工作特性也将无法准确预计。

由于气穴现象的理论分析与试验研究的难度都很大,尽管这一研究的重要性早已为有关学者所提及,真正的研究寥寥无几。因此文献<sup>[24]</sup>的工作是开拓性的。它对空穴的形成、消失,借高速摄影进行了较系统的试验研究,并对理论上解释其产生条件作了初步探讨。

改进挤压油膜阻尼器设计的另一条渠道,将是在现有理论水平的基础上,主要借试验,设计出与轴承相配的系列化、标准化的挤压油膜阻尼器,成套地供设计者选用。

#### 五、转子轴裂纹的振动监视

对于转子振动监视的研究,涉及转子动力学研究者,主要是对转轴裂纹的监视。十多年来,人们始终在研究它,并取得了不同的成果<sup>[25,26,27]</sup>。绝大多数的研究认为,主要应借监视转子振动的二次谐波,但是需做不少工作来区分这是否是其它原因,例如联轴器或轴承间

不对中所引起。文献<sup>[27]</sup>的研究结果认为,除了二次谐波以外,还存在三次谐波,在 $\sim 1/3$ 临界转速下运行,监视其三次谐波,可能是对转子裂纹振动监视的最佳办法。

对于转子裂纹振动监视的研究,应特别重视以下几个问题:

1. **裂纹的形状** 转轴上的裂纹显然是局部疲劳所造成的,它将产生在局部应力最大的截面。由于材料的性质、轴的壁厚等总是沿周向不均的,因此裂纹常在一处首先产生,并逐渐扩展。因此,多数研究者都以边界近似为弦状(实际上还有一些弧形)的裂纹作为研究的对象。随着裂纹的扩展,在裂纹截面沿圆周的其它处也将产生裂纹,渐渐形成多边形的裂纹边界,最后将近似为圆形。所以,作为对转轴裂纹起始阶段的振动监视,以边界为弦状裂纹作为研究的对象是可取的。但是,如果要监视已充分扩展的裂纹,则应该考虑裂纹形状变化。

2. **裂纹的开合作用** 当裂纹处于该截面轴心的外侧,即弯曲正应力区时,裂纹是张开的;当它处于压应力区时,则是闭合的(即裂纹不起作用)。由于基频、二次及三次谐波的共同存在,裂纹轴的进动轨迹是复杂的。因此,不宜预先假设轴心的运动轨迹,并以此来确定裂纹的开合规律。借数值积分法一步步地求得裂纹轴的运动轨迹,并根据其实际的瞬时位置,来判定裂纹的开合,这种方法才是更可取的。

3. **裂纹的产生** 在试验研究中,怎样才能制造出一根合格的裂纹轴呢?许多研究者用切割的办法在设定的部位制造裂纹,这是错误的。即使是线切割出的裂纹,裂缝仍有一定的宽度。这样,它的开合作用与实际裂纹(裂缝宽度为零)者将完全不同。因此,借线切割起始一小点裂纹,然后借疲劳加载使其扩展到设定的裂纹深度,这种做法才是基本正确的<sup>[27]</sup>。

## 六、螺旋桨的颤振涡动

螺旋桨如受一个扰动而产生偏斜,则桨盘平面和迎面气流就不再相互垂直。在桨盘偏斜过程中,每个桨叶有一个相应于这一偏斜角速度的线速度,使相对于桨叶的气流速度发生变化。位于桨盘心外侧的两个桨叶,气流的相对轴向速度减小,因而攻角增大,阻力增大;位于桨盘心内侧的另外两个桨叶,则情况相反。这样就形成一个使桨盘转子产生反进动的不稳定性,在一定条件下就可能导致螺旋桨转子的失稳。这是对螺旋桨颤振涡动的最早解释。

这种可能性提出很早,然而真正开始重视这一课题是始于1960年,由于两架涡桨飞机失事,NASA的Langley研究中心才对之进行实际的试验研究(借风洞)<sup>[28]</sup>。此后,颤振涡动已成为新机设计中规定的必要分析内容。文献<sup>[29]</sup>中明确要求:即令发动机安装结构中任一个构件损坏,也不会导致螺旋桨转子的颤振涡动。文献<sup>[30]</sup>对1966年以前的有关研究,作了很好的评述。

桨扇发动机的出现(据分析,它可能成为90年代的主要机型之一),使这一课题再次引起人们的重视,近期的研究如文献<sup>[18,31,32]</sup>。

当前研究的重点是:如何处理桨叶与桨毂的连接结构;如何考虑螺旋桨转子-支承系统的振动特性,而不再像过去那样假设其为一端铰支的刚性转子;如何计及复合材料制的宽、大、薄的桨扇叶片本身的振动特性;如何借试验研究准确预计桨扇叶片的气动特性等。

研究的目的在于准确预计将产生桨盘颤振涡动的飞机平飞速度极限值。

本文基于作者近年来所收集到的有关资料,结合个人的经验与认识,阐述了对转子动力学的研究现状、趋势及展望的一些看法。虽然引用了较多文献,本文并非是一篇系统的、严密的文献综述。

限于篇幅,关于转子系统振动主动控制研究的现状与展望,请读者参阅文献[33]。

### 参 考 文 献

- [1] Ehrich, Fredric F., "Antimated Vibrations", G.E.Corp., 1985
- [2] A.C.克勒宗等, "转动机械的计算和设计", 张文杰等译, 1982.
- [3] Iwatsubo, T., "Stability problems of rotor system", Shock and Vibration Digest, Vol. 11, No. 3, 1979.
- [4] 顾家柳、任平珍, "航空燃气涡轮发动机中的非协调进动", 航空学报, 1983年第1期。
- [5] AFAPL-TR-78-6, part II, 1978.
- [6] AFAPL-76-104, part I, 1977.
- [7] NASA CP-2250, PP98-104.
- [8] ASME paper 85-DET-38.
- [9] Alford, J. S., "Protecting Turbomachinery from Selfexcited Rotor Whirl", Trans. of ASME, Series A, Vol.87, No. 4, 1965.
- [10] NASA CP 2133, PP303-316, 1980.
- [11] NASA CP 2133, PP139-167.
- [12] NASA CP 2250, PP242~259, 1982.
- [13] "Post IFTOMM Conference on Flow Induced Force in Rotating Machinery", Kobe Univ., Japan, Sept.1986.
- [14] "Vibrations of Blades and Bladed Disk Assemblies", edited by R.E.Kiehl and N.F.Rieger, ASME, 1985.
- [15] Ewins, D.J., "Resonant Vibration Levels of a Mistuned Bladed Disk", Trans.of ASME for Vibration, etc, 106, 1984.
- [16] Dugundji, J., "Flutter and forced response of mistuned rotors using standing wave analysis", J.of AIAA, 22, 11, 1984.
- [17] Crawley, E.F., "Optimization and Mechanisms of Mistuning in Cascades", Trans. of ASME for Power, 107, 1985.
- [18] Crawley, E. F., "Stagger Angle Dependence of Inertial and Elastic Coupling in Bladed Disk," Trans.of ASME for Vibration, etc, 106, 1984.
- [19] Griffin, J. H., "The Interaction Between Mistuning and Friction in the Forced Response of Bladed Disk Assemblies", Trans.of ASME for Power, 107, 1985.
- [20] Ewins, D.J., "Vibration Modes of Packeted Bladed Disks", Trans.of ASME for Power, 106, 1984.
- [21] NASA CP-2250, PP440-452, 1982.
- [22] ASLE 82-AM-3E-1, 1983.
- [23] Andres, L.S. and Vance, J.M. "Effects of Fluid Inertia and Turbulence on the Force Coefficients for Squeeze Film Dampers", Rotordynamic Instability Problems in High-Performance Turbomachinery, Texas, 1984.
- [24] Jacobson, Bo.O. and Hamrock, B.J., "Vapour Cavitation in Dynamically Loaded Journal Bearings," 2th International Conference on Cavitation, I Mech E CP 1983-8.
- [25] Muszynska, A., "Shaft Crack Detection" 7th Machinery Dynamics Seminar, Canada, Oct., 1982.
- [26] ASME 85-DET-31
- [27] Gu Jialiu, Wang Nanqei, "Vibrational Characteristics of the Cantilever Rotor with a Cracked Shaft", Proceedings of the ICVPE, Xian, China, 1986.
- [28] NASA TN D-1806, 1960.
- [29] Civil Air Regulations Amendment 46-16, FAA, 1964.
- [30] NASA TR R-264, 1967.
- [31] ASME 82-GT-288, 1982
- [32] Crandall, S.H. and Dugundji, J., "Resonant Whirling of Aircraft Propeller-Engine Systems", J. of Applied Mechanics, Vol.48, Dec, 1981.
- [33] 顾家柳, "旋转机械振动主动控制研究的现状与展望", 全国首届转子动力学学术讨论会, 文号8649-051, 1986.

(责任编辑 李其汉)

## SOME PROBLEMS IN RESEARCH OF ROTOR DYNAMICS

Gu Jialiu

(Northwestern Polytechnical University)

### Abstract

This paper elaborates the state-of-arts of studies on some problems in rotor dynamics, which are as follows, 1.some special vibration behaviours caused by the rolling bearings; 2.aero-elastic forces produced in the labyrinth seals;3.vibration mechanisms of the mistuned bladed disk; 4.mechanisms of the SFD; 5.vibration monitoring of the cracked shafts; 6.flutter whirling of the propeller rotor system.

Some opinions of the author about these problems are stated, such as improving the model of a mistuned bladed disk may be one of the most important measures to gain the confident results of research on this subject, some aspects must be taken seriously in research of monitoring the cracked shafts,etc.

## AUTOMATIC CONTROL OF VIBRATION OF A FLEXIBLE ROTOR WITH MICROCOMPUTER

Feng Guanping and Xin Nuan

(Tsinghua University)

### Abstract

A combined theoretical and experimental study shows that it is possible to control the vibration of a flexible rotor by varying the support stiffness. The overall rotor support stiffness can be tended to enable the rotor critical speed to shift desirably and to make good matching between the rotor and the support.

A new construction of the pedestal with changeable stiffness is presened. Its stiffness can be changed continuously by changing the oil pressure which is exes-  
ted on the support by a special hydraulic system. A method for calculation of the pedestal stiffness is introduced. A microcomputer is used to control the vibration of the flexible rotor according to the vibration signal of eddy current sensors. The controlling program uses the step approximation method. The results of the experiments are also given in this paper.