

涡轮泵转子次同步进动的机理^{*}

张小龙 何洪庆

(西北工业大学航天工程学院, 西安, 710072)

摘 要: 阐明次同步进动的发生机理和特征, 讨论内阻尼(材料内阻尼、结构阻尼)、干摩擦、气弹效应、动压密封等诱发次同步进动的因素和消除次同步进动的措施。

主题词: 涡轮泵, 柔性转子, 次同步进动⁺

分类号: V434.21

MECHANISM OF SUBSYNCHRONOUS VIBRATION ABOUT TURBOPUMP ROTOR SYSTEM

Zhang Xiaolong He Hongqing

(Coll. of Astronautics, Northwestern Polytechnical Univ., Xi'an, 710072)

Abstract: The mechanism and characteristic of subsynchronous vibration about turbopump rotor system are explained. The reasons for inducing subsynchronous vibration, which are internal friction, dry friction, and gas-dynamic excitation force between turbine blade tip and seal clearance, are discussed. The method reducing subsynchronous vibration is discussed.

Subject terms: Turbine pump, Flexible rotor, Subsynchronous vibration⁺

1 引 言

液体火箭发动机涡轮泵柔轴转子系统当其在超临界转速条件下工作时, 曾多次出现过次同步进动不稳定问题。

涡轮泵转子的次同步进动属于自激进动, 是转子在运转中通过临界转速后重新被激发起来的进动频率为低阶自然频率(固有频率)附近的进动^[1]。次同步进动分为收敛型与发散型, 前者一般收敛于极限环(多为椭圆形), 若环的长、短轴不太大时, 轴系尚可工作一段时间, 若为后者, 则启动几秒钟就使转子系统破坏。次同步进动不同于一般的由不平衡质量引起的强迫振动, 而是由转子系统本身的进动所诱发的交变激振力作用于转子产生的自激振动。激振力既是产生进动的原因, 又是它的结果。该激振力表现为振动位移、速度或加速度的函数, 并对自然频率有影响。次同步进动频率在转子的低阶自然频率附近, 不随转子转速变化, 多是非同步正进动。

诱发次同步进动的激振力来源于与转子系统自身进动有关联的某些稳定能源, 并通过各个振动量之间相互干涉的力来传递能量, 这种相互干涉在运动方程式中具体表现为惯性耦合、阻尼耦合、弹性耦合等。如果干涉力在相位上能够使振动不断加强, 则振幅就不断增大而失

^{*} 收稿日期: 1998-02-04, 修回日期: 1998-10-26

稳。一般来说,在实际的转子中以上三种干涉同时存在,综合干涉力相位滞后振动位移,常在 $0^\circ \sim 90^\circ$ 之间。

2 诱发次同步进动的原因和机理

诱发涡轮泵转子发生次同步进动的主要因素有内阻尼(包括材料内阻尼和结构内阻尼)、干摩擦、气弹效应、流体动压密封及泵叶轮因转子进动所产生的流体反作用等。通常这些因素产生的激振力是非线性的,所以常假定转子系统是具有小振幅的线性系统,然后进行线性稳定性分析。若分析得出转子从某一转速开始出现不稳定,则说明振幅将开始增加,其后的增加结果可以通过非线性分析得出。在一个真实的非线性自激振动系统中,振幅不会变成无穷大,而是到极限环或极限约束出现,这时一般处于非线性状态。

对柔轴转子系统,当转子从静止开始加速旋转时,由于迅速通过低阶临界转速而达到某个设计预定的超临界转速,工作可能是稳定的,不可避免的不平衡(或者是装配时的不同轴)不致产生同步进动破坏。然而,通过同步进动时的振动干扰以及可能存在的前述种种诱发因素,可能诱发频率为低阶自然频率附近的次同步进动而失稳。一旦失稳,会对转子系统造成很大的破坏。理论预示或实验确定发生次同步进动的转速十分重要,它与转子系统的结构和工作状态有关。如能在设计过程中预示并削弱或消除发生次同步进动的原因或改变转子发生次同步进动的转速,则可以避免次同步进动的发生。

2.1 内阻尼诱发的次同步进动

2.1.1 材料内阻尼诱发的次同步进动

转子非协调进动时,进动角速度不等于自转角速度,所以材料承受交变应力,应变的变化滞后于应力的变化而导致能量耗散。这时应力与应变的关系可在一椭圆上用沿顺时针方向的移动来表示,如图 1(a) 所示。图中同一个应变有两个应力,分别对应于应力增加和应力减小过程,即具有动态二值性。对于图 1(b) 中的 Jeffcott 转子(指在两端刚性铰支的无质量弹性等直轴的跨中有一刚性圆盘,圆盘具有质量和不平衡量), B 为支点连线中点, S 为轴中心。 S 点轴的横断面放大图如图 1(c) 中的大圆所示(小圆代表 S 的进动圆),图中假设转子的自转角速度 ω 和进动角速度 Ω 都是沿顺时针的,直线 AA 是转子的应变中性线, AA 上边的转子纤维受拉应变,下边的受压应变。如果受到干扰,则转子出现非协调进动。当转子转速 ω 大于进动速度 Ω 时, P_1 点逆时针方向的点将依次成为最大伸长纤维,反之当 $\omega < \Omega$ 时, P_1 点顺时针方向的点将依次成为最大拉伸纤维。

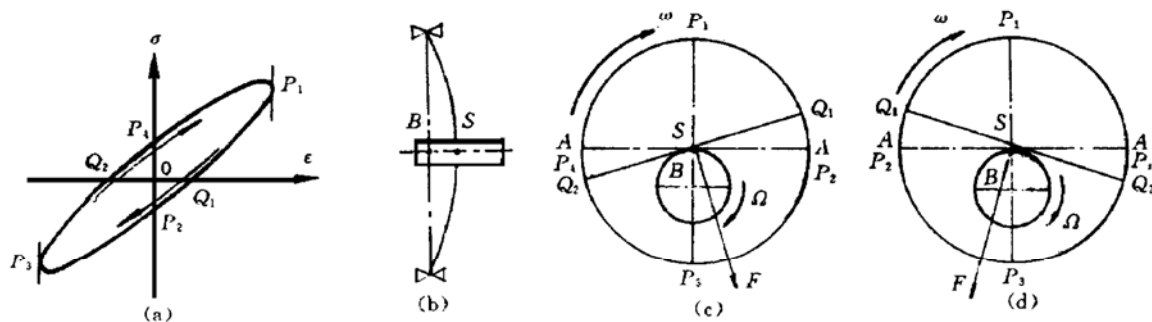


Fig. 1 Internal friction caused the subsynchronous vibration of a rotor

在 $\omega > \Omega$ 的情况下, 图 1(c) 中的 Q_1Q_2 直线代表应力中性线, Q_1Q_2 上面的材料受拉应力, 下面的材料受压应力, 整个截面的弹性力 F 不仅有一个指向 B 的分力 F_n (一般的弹性力), 而且还有一个垂直于变形 BS 的切向分力 F_t , F_t 引起正进动加速, 这又将增大变形转子的离心力, 随之增大转子的变形, 结果使应力增大, F_t 分力相应增大, 这种不断增强的作用, 导致转子失稳。当 $\omega < \Omega$ 时, 情况相反, 这时弹性力的切向分力与进动方向相反, 是阻尼力, 不会使转子发生失稳, 如图 1(d) 所示。只有在转速超过临界转速的条件下才可能由材料内阻尼诱发次同步进动, 而在转速低于临界转速时材料内阻尼是真正的阻尼。

设有一对称单盘弹性转子, 两端支承在相同的外弹性阻尼支座上, 则圆盘的自由振动方程为^[2]:

$$\begin{cases} \ddot{x} + (n_1 + n_2)\dot{x} + \omega n_2 y + \omega_k^2 x = 0 \\ \ddot{y} + (n_1 + n_2)\dot{y} - \omega n_2 x + \omega_k^2 y = 0 \end{cases}$$

其中: $n_1 = \frac{c_1}{m} \left(\frac{k_2}{k_1 + k_2} \right)^2$, 相当于支承提供的折合阻尼系数; $n_2 = \frac{c_2}{m} \left(\frac{k_1}{k_1 + k_2} \right)^2$, 由于转子材料内阻所引起的折合阻尼系数; $\omega_k^2 = \frac{1}{m} \left(\frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} \right)$, 折合系统无阻尼临界转速; $c_1/2$ 为单个支承的阻尼; $k_1/2$ 为单个支承的刚度; c_2 为考虑材料内阻所引起的切向力而引入的折合阻尼系数; k_2 为轴刚度; m 为盘质量。

根据 Routh 准则得出系统稳定性的条件为:

$$\omega < \omega_k \left[1 + \left(\frac{c_1}{c_2} \right) \left(\frac{k_2}{k_1} \right)^2 \right]$$

当 ω 满足上式时系统稳定, 而当转子工作转速超过临界转速以上工作时系统可能是不稳定的。

2.1.2 结构内阻尼诱发的转子次同步进动

大多数情况下内阻尼不是来自材料本身, 而是来自转子变形时部件接合面之间的相互摩擦, 如泵轮或涡轮 (可以看成刚性圆盘) 与轴之间在装配花键处的相互摩擦。和前一内阻尼相似, 该摩擦力的方向和转速与进动速度的相对大小有关。同样是图 1 的 Jefcott 转子, 如果转子正在作同步正进动, 由于偶然的干扰而出现非协调进动。转速大于进动角速度时, 盘对轴在接合面上 AA 左右两侧的摩擦力如图 2 所示。此摩擦力相当于在轴 AA 左侧加上一部分负应力, 在轴 AA 右侧加上一部分正应力, 这些应力也相当于在轴中心 S 上有一沿进动方向的 F_t 力所产生的弯曲应力。该 F_t 力使转子正进动加速而可能失稳。转速小于进动角速度时则相反。所以, 结构内阻尼与材料内阻尼作用相似, 效果相同。

2.2 干摩擦诱发的次同步进动

当转子由于某些原因 (如偏心安装等) 转动时与壳体之间接触 (也称碰摩), 干摩擦进动就有可能发生。这种进动在航空发动机涡轮转子中曾发生过, 在涡轮泵转子中也会发生。当转子与壳体发生径向接触时, 在接触点壳体对转子的切向干摩擦力与转速方向相反, 如把该摩擦力向转子几何中心简化, 则简化后的力偶要求驱动力矩增加, 而通过轴心的切向力使转子沿壳体内壁反向进动 (象是沿内壁非完全滚动地爬行), 这种反进动又加大了转子的离心力, 引起了更大的径向接触, 从而又加大引起反进动的摩擦力, 可能使转子反进动失稳。值得注意的是干摩擦引起的反进动失稳比较复杂, 而且可能诱发各阶反进动自然频率的非同步进动,

所以不一定是次同步进动。

2.3 涡轮叶尖气弹效应造成的次同步进动

美国航天飞机主发动机在地面进行涡轮泵试验时, 高压液氢涡轮泵出现次同步进动的原因之一就是涡轮叶尖气弹效应。如果涡轮叶片叶尖间隙周向分布不均匀, 则叶尖效率也分布不均匀, 间隙减小区的效率将比间隙增大区的效率大, 高效率区对于给定的平均压降则可以给出较大的功和叶片力, 所以这时燃气作用于

叶片的周向推动力在间隙减小区大于间隙增大区, 全部周向推动力的和除了驱动力矩外, 还产生一个与涡轮中心位移方向垂直的合力作用于中心处, 该力使转子沿转速方向正进动。该激振力被称为 Alford 力, 在转速大于临界转速的情况下, 有可能诱发转子正进动, 发生次同步进动而失稳。

2.4 动压密封力诱发的次同步进动

涡轮泵中广泛采用非接触式密封, 如类似于动压滑动轴承的非接触式间隙密封和非接触的流体动力密封(液封轮)。对于前一种密封, 由于流体的粘性, 转子带动密封介质旋转。而转子的弯曲变形使密封区径向间隙不均, 流体在进入最小径向间隙侧的压力大于流出侧的压力, 密封区内形成径向不均匀的压力分布, 分布压力的合力产生一个垂直于转子位移且和转向同向的切向力分量, 引起转子正进动不断增大, 当切向力分量超过固有的起稳定作用的阻尼力时, 系统便出现不稳定, 进动频率约为一阶自然频率, 称为油膜振荡, 因此是次同步进动。

3 次同步进动消除及控制

消除次同步进动有以下几条措施: 限制工作转速在失稳门槛转速之外; 增加阻尼以提高失稳门槛转速至工作转速之上; 破坏或消除失稳机制; 在刚度各向异性的支承中, 轴心运动轨迹是椭圆, 耦合项的能量输入可能小于刚度是各向同性的支承^[3], 以此来提高转子的稳定性。

消除失稳机制的方法视诱发因素而定。对于结构阻尼, 可以采取减小装配件数目、增加配合面的紧密程度、减少配合的摩擦力(如表面喷涂或修形加工)等。对于干摩擦, 尽量避免转子与静子接触、或在接触面间保持良好的润滑、也可以采用易磨损材料。对于气弹效应, 可在结构上采取措施减小叶尖间隙的不均匀、或减小转子动挠度等。利用弹性阻尼支承, 对支承有效地设计其弹性、质量、阻尼, 合理地选择它们之间的匹配关系, 也可以抑制次同步进动^[4]。另外, 从本文的分析来看, 控制安装精度和同步响应也很重要。

近年来开展了转子系统振动的主动控制研究, 以解决涡轮泵转子系统的同步和次同步进动问题。主动控制是指用一定的控制系统依靠外部能量抑制转子的振动。控制的原理很多, 智能结构具有感知外界和/或内部状态与特性变化, 并能根据变化的具体特征对引起变化的原因进行辨识, 从而采取相应的最优或近优控制策略以作出合理的响应^[5], 因此在转子系统振动的主动控制中有很大的优势。

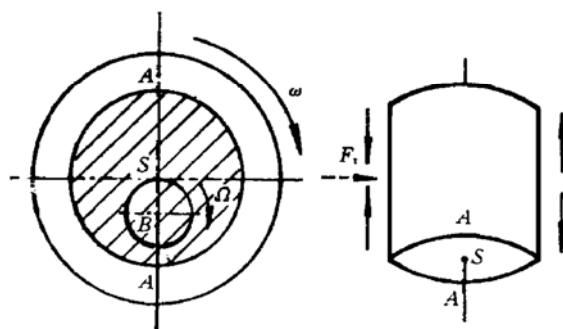


Fig. 2 Structural friction

1 何洪庆, 沈达宽, 张哲文. 涡轮泵转子的临界转速研究(I)均匀支承转子临界转速的传递矩阵法. 推进技术, 1998, 19(6)