

文章编号: 1000-8055(2008)08-1413-07

气体润滑轴承 - 转子系统非线性动力学特征的实验

陈 策^{1,2,3}, 杨金福¹, 聂超群¹

- (1. 中国科学院 工程热物理研究所, 北京 100190;
2. 中国科学院 研究生院, 北京 100039;
3. 北京航空工程技术研究中心, 北京 100076)

摘 要: 对高速气体润滑轴承转子系统进行了稳定性试验研究. 通过轴心轨迹、频率耦合三维图、频谱和分叉图, 分析了系统非线性行为特征. 实验证明气体润滑轴承 - 转子系统中的气膜涡动是系统非线性失稳的主要原因, 气膜涡动导致的倍周期分叉是系统进入混沌振动的必由途径. 通过调整系统固有频率和气膜润滑涡动频率之间的耦合关系, 使得失稳转速远离设计转速; 以及利用试验中所证实的混沌“有界”性质, 有效的控制振幅, 将是提高转子 - 轴承系统非线性稳定性的新途径.

关 键 词: 气体润滑轴承; 非线性动力学特性; 高速转子; 稳定性

中图分类号: TH117

文献标识码: A

Experimental research on nonlinear dynamic characteristic of gas lubrication bearings and high speed rotors

CHEN Ce^{1,2,3}, YANG Jin-fu¹, NIE Chao-qun¹

- (1. Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;
2. Graduate School, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100039, China;
3. Beijing Aeronautical Technique Research Center, Beijing 100076, China)

Abstract: A stability experiment on high speed rotor and gas lubrication bearings was presented in this paper. Based on shaft center orbits, frequency coupling 3-D plot, frequency spectrum and bifurcation plot, the nonlinear characteristics of rotor bearing system were analyzed. The experiment proved that, gas whirl in gas bearing and rotor system was a major contributing factor to nonlinear instability. Double periodic bifurcation caused by gas whirl was an inevitable path to chaos vibration. The instability rotational speed will vary a lot from design speed by modulation of the coupling relationship between system's inherent frequency and gas whirl frequency, meanwhile effective control of chaos vibration based on boundedness of chaos is a new method to improve nonlinear stability of rotor and bearings.

Key words: gas lubrication bearings; nonlinear dynamics; high speed rotor; stability

微行燃气轮机的发展,特别是用于航空航天用途的燃机特别要求转子 - 轴承系统的高转速、

小振动和轻便耐用,以便实现燃机系统的高效率、高寿命、和高推重比. 因此能够用于微型燃气轮机

收稿日期: 2007-07-27; 修订日期: 2007-11-10

作者简介: 陈策(1979 -), 男, 山东济南人, 工程师, 博士生, 主要从事轴承转子系统性的研究.

高速转子-流体润滑轴承已经成为国内外研究的热点,但是同时高速转子-轴承的稳定性问题也越来越成为燃机设计中的重点和难点.

在过去转子转速较低、转子偏心较小的情况下,主要利用线性化稳定性分析只是对于微小扰动下的稳定性问题进行判断.在线性分析中,如果用 F 泛指轴承润滑流体薄膜对于轴颈的反力的展开式^[1],则

$$F = F_0 + \frac{\partial F}{\partial \xi} \xi + \frac{1}{2!} \frac{\partial^2 F}{\partial \xi^2} \xi^2 + \frac{1}{3!} \frac{\partial^3 F}{\partial \xi^3} \xi^3 + \cdots$$

其中 ξ 是扰动量, F_0 用来确定静态平衡位置, $\partial F / \partial \xi$ 确定线性稳定性,它确定的特征值为 A ,如果 $A \geq 0$,系统线性失稳;如果 $A < 0$,系统线性稳定.线性化稳定性分析只适用于微小扰动下的稳定性问题,在高转速、大扰动、大偏心量之下仍然使用线性化理论显然不合理;由 $\partial^2 F / \partial \xi^2, \partial^3 F / \partial \xi^3$ 导出的参数组成中心流型曲线,从而决定非线性稳定的情况.

目前非线性稳定性分析的一般思路是:选择初始点,施加一个扰动,对轴颈的运动方程积分,求得轴心轨迹.如果轨迹最后收敛为一点,这个点就是一个稳定的平衡位置;如果轨迹无限发散,就表示不稳定.但是非线性分析的难点是:很难选择合适的初始值来反映系统稳定性变化趋势,尤其是在系统存在多个平衡点的情况下,多初始值的选择更加大了问题的难度.可压缩流体润滑的刚度和阻尼效应,目前还没有完全研究清楚,特别是在线性失稳之后系统稳定性的变化,是研究的焦点.但是,研究主要还是针对油膜润滑轴承,而对于气体润滑轴承的分析,尤其是试验方面的报道,目前还不多见.

因此,本文试验了一种新型的动静压混合气体润滑轴承,在高速轴承-转子试验台上,进行了起停-运行实验,观察到了转子-轴承系统高速运行过程中的多种非线性动力学行为,验证了目前流固耦合理论分析的一些结论,为改善高速转子-轴承系统稳定性提供了试验依据.

1 实验设备

实验采用卧式单跨支承转子系统,轴承是圆柱滑动轴承结构,采用动静压混合润滑方式,静压润滑由轴承轴向分布的四排固定节流小孔提供,每排小孔沿着周向均匀分布,每排共有 20 个小孔.动压润滑由均匀分布于轴瓦内表面的人字槽

形线提供.转子-轴承系统的参数见表 1 和表 2.轴承动静压润滑的结构如图 1 所示.

表 1 高速轴承转子系统涡轮膨胀试验台主要参数
Table 1 High speed rotor-bearings test rig configuration parameters

主要参数	数值
主轴直径 D / mm	50
转子长度 L / mm	590
涡轮外径 D_t / mm	54
止推盘直径 D_t / mm	94
轴承跨距 l_s / mm	475
转子质量 m / kg	5
设计最大转速 n / (r / min)	60 000

表 2 动静压混合径向轴承参数
Table 2 Hybrid gas bearings configuration parameters

径向轴承参数	数值
长度 L / mm	50
内环直径 D / mm	50
平均间隙 h_0 / mm	0.8
间隙比 λ	0.032
长径比 L / D	1

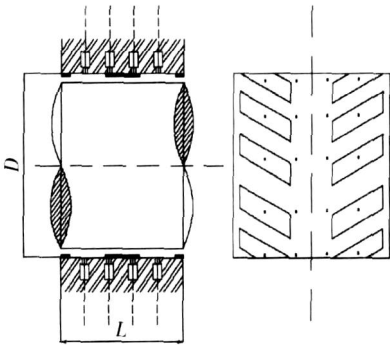
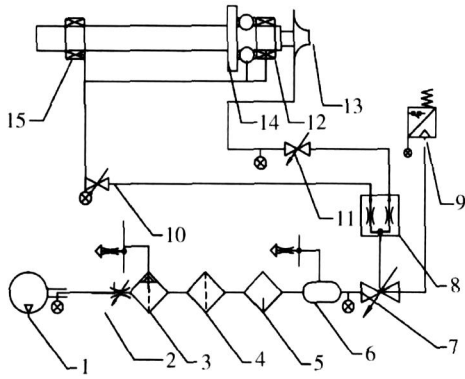


图 1 动静压混合气体润滑轴承
Fig. 1 Hydrostatic-dynamic hybrid gas bearings structural sketch plot

在驱动涡轮一端的径向轴承处设置两个电涡流传感器(分别测量此处轴颈 X - Y 方向的振动);在尾端的径向轴承处设置 3 个电涡流传感器(分别测量轴颈 X - Y 方向的振动和转子转速),采样频率为 12 800 Hz,低通滤波范围为 2 kHz.



1 空气压缩机; 2 节流阀门; 3 油水分离器; 4 碱洗塔;
5 空气干燥过滤器; 6 稳压罐; 7 电磁控制阀; 8 分流阀门;
9 电磁控制阀操作面板及压力指示表; 10 空气轴承压力阀门;
11 动力涡轮压力阀门; 12 径向空气轴承; 13 动力涡轮;
14 止推空气轴承; 15 径向空气轴承

图2 轴承转子试验台示意图

Fig. 2 Test rig for bearings-rotor system

2 试验过程

试验过程如下:首先启动轴承供气系统,使得转子稳定升速到 3 100 r/min. 然后启动动力涡轮供气系统,提高动力涡轮的供气压力,转子开始进一步升速. 整个起停过程一共经历了两次升降速过程. 将涡轮供气压力提高到 0.2 MPa, 转子平稳升速,越过一阶临界转速 17 687 r/min(降速过程为 17 419 r/min),运行时间 300 s 的时候,增加涡轮供气压力到 0.45 MPa,转子继续升速到 37 149 r/min(时间 430 s),经过一个时间很短的降速波动(降速到 36 572 r/min),之后转速进一步上升到 37 632 r/min(时间 440 s). 这时,将涡轮供气压力减小到 0.2 MPa,转速开始下降,直到 20 000 r/min(时间 500 s),这时再次提高涡轮供气压力到 0.45 MPa,转速开始上升,直到 38 570 r/min,经历了一个时间很短的转速波动之后(降速到 35 845 r/min),再一次升速直到 38 532 r/min,保持涡轮供气压力 0.45 MPa. 直到 750 s 之后,减小涡轮供气压力到 0,转子自动减速停车.

3 非线性行为特征分析

根据转子-轴承系统非线性稳定性分析理论,出现“半速涡动”(气膜涡动)就意味着线性稳定的终点,此时系统特征值的虚部由正变为负值,这时根据线性稳定性分析的理论,系统就会线性失稳. 线性失稳的终点,又是非线性稳定的起点,

系统必将进入一个或多个新的非线性平衡点. 为了解系统进出非线性平衡点的路径,以及新的非线性平衡点的情况,两次升速降速过程中的系统非线性行为将是分析的重点.

3.1 轴心轨迹分析

图 3 的(a)~(j)是第一次升速过程中轴心轨迹的变化情况,转子从较低转速一直平稳升速到 37 149 r/min(图 3(a)),轴心轨迹是稳定的周期 1 情况,以工频为主. 由于加工造成的周向不均匀,使得轴心轨迹并不是规则椭圆形,而是带有几个凸起的“树叶型”. 之后经历了一个时间很短暂的速度波动过程(37 124 r/min~36 572 r/min~37 632 r/min),这个过程中轴心轨迹变化为明显的周期 2(图 3(b)). 周期 2 意味着除了工频以外,出现了另外一个非同频振动频率,而此时的转速也大约在两倍临界转速,这个扰动频率来自于轴承的气膜涡动. 正是由于这个外加的非同频振动,导致系统偏离原先稳定的周期 1 平衡点,而出现线性失稳的迹象,线性失稳之后,系统会进入新的非线性平衡点. 这个平衡点有可能是新的极限环,或是进入混沌. 图 3(c)和(d)表明,之后进入了混沌运动,同时转速也由 37 454 r/min,下降到 36 012 r/min,这个降速过程中一直保持混沌运动. 转速下降到 35 853 r/min 的时候,轴心轨迹又变为周期 2,出现分叉,必定带来平衡点特征的变化,如图 3(e). 混沌振动退出之后,系统得以再次升速,并重新进入线性稳定的周期 1,如图 3(f). 接下来,随着能量水平的提高,系统再次面临失稳,又一次进入混沌状态(图 3(g)),由于数据采集系统采样频率的问题,这一次过程没有完整的观察到混沌出现之前的周期 2 分叉现象,这也说明,气膜涡动导致系统线性失稳,而进入混沌振动是一个非常短暂的过程,这也能够解释实际转子-轴承系统运行的时候,由于流体润滑造成的气膜(油膜)涡动失稳的突然性,在很短时间之内,系统非同频振动的振幅大大增加. 出现混沌振动之后,转速降低,通过一次周期 2 分叉之后(图 3(h)),减小动力涡轮供气压力,系统转速进一步降低,通过短时间的准周期 1 运动(图 3(i))之后,达到稳定的周期 1 运动平衡点(图 3(j)). 根据文献[2],周期 3 就意味着混沌,在图 3(c),(d),(g)中轴心轨迹的确进入多周期(周期 3 或者更多周期)的状态,在工程实际中,这种情况就被认为是混沌状态. 在本文中,我们采用这个观点来作为判断图 3(c),(d),(g)中轴心轨迹进入混沌的依据.

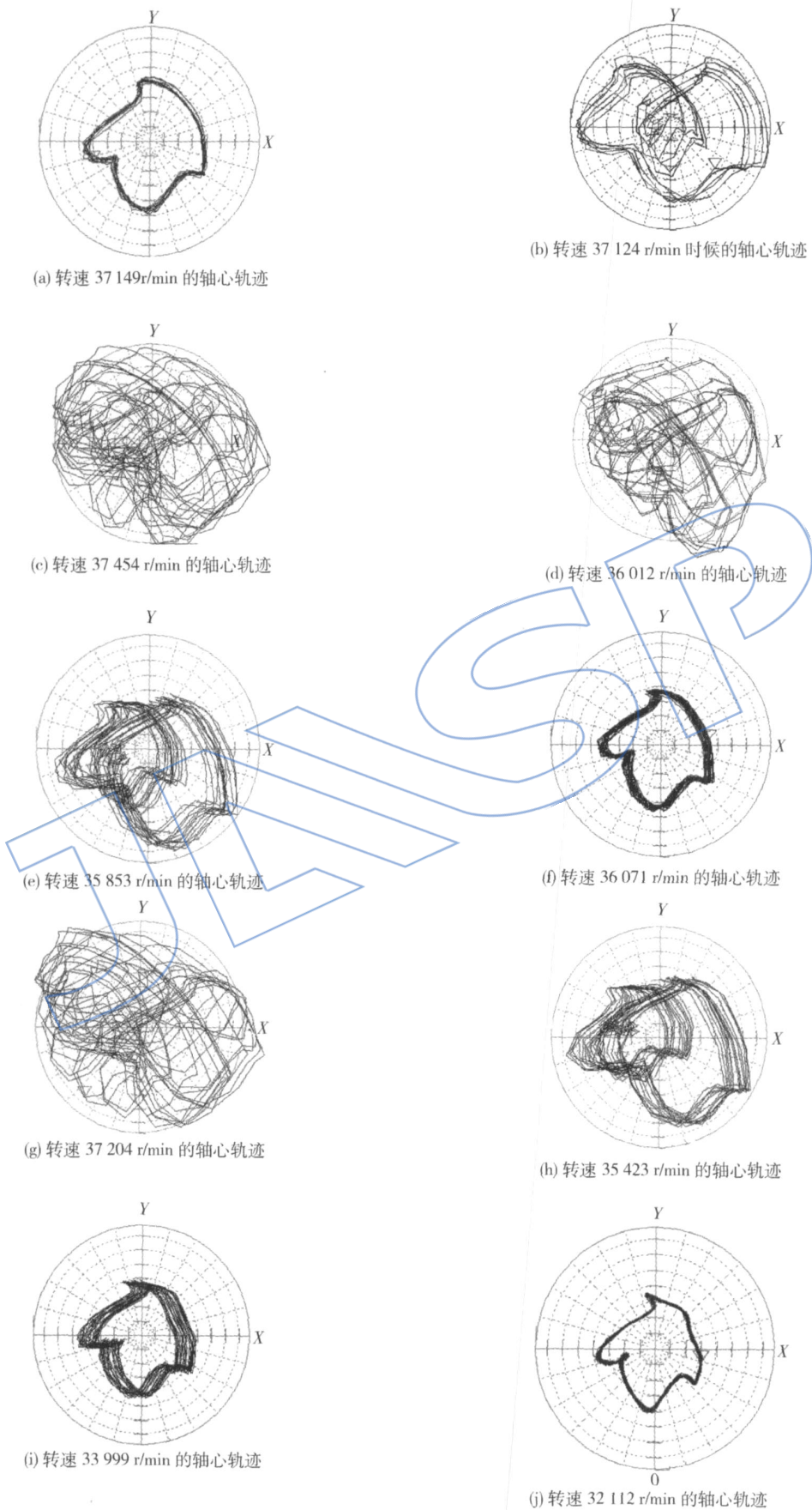


图 3 第一次升降速中转子尾端轴心轨迹变化情况

Fig. 3 Axes orbits of rotor tail in 1st speed up and down

在第二次升速降速过程中,出现了周期 1~周期 2 交替变化过程,这是第一次升降速过程中所没有观察到的非线性特征. 转子从较低转速一直平稳升速到 38 570 r/min,轴心轨迹是稳定的周期 1 情况. 之后进入了一个时间较短的周期 1~周期 2 交替变化过程(篇幅所限,没有给出轨迹图),转速也呈现高低波动的情况(38 570 r/min~38 344 r/min~37 547 r/min~36 554 r/min~38 532 r/min~38 438 r/min). 经过这个波动阶段之后,系统进入一个时间很短的多周期运动形态,紧接着进入了混沌运动.

3.2 频率耦合分析

图 4 是转子尾端水平振动振幅-时间-频率三维谱图,横坐标是频率,纵坐标是运行时间,色谱图的颜色深度表示振幅大小,颜色越亮表示振幅越大. 整个起停过程的转速频谱曲线呈现“M”型,整个“M”型曲线代表了试验过程中工频(转子转速)的变化情况.“M”的每个尖峰表示一次升速降速过程. 图中 A 区域,可见振幅明显增加,这时转速大约 18 000 r/min,这是通过临界转速的情况. D 和 E 区域是两次升降速过程中最大转速的位置. B 和 C 区域代表非同频振动(Sub-harmonic vibration),可见在两次升速降速过程中,都出现了非同频(或称之为分频)振动现象,根据图中所示,非同频振动大约集中在 300 Hz 左右,而这个频率和临界转速 18 000 r/min 基本接近,并且和当时的工频大小的比例大约是 1:2 关系. 由此可见,此时出现了由于空气轴承气膜涡动造成的“半速涡动”现象. 当出现“半速涡动”的时候,在 F 和 G 区域,可以看到一系列的高频振动分量,是由于轴颈和轴瓦短暂的“碰摩”造成的.

根据文献[3],当轴颈旋转时,涡动频率 $\frac{d\phi}{dt}$ 和转子转速 ω 、偏心率变化速度 $\frac{d\varepsilon}{dt}$ 、供油(气)静压 p_a 和轴承外载荷 W 有关,如下式所示(系数 a, b 是间隙比 λ 和偏心率 ε 的函数, c 和 d 是 λ 和 ε ,轴承长度 L 、直径 D ,流体粘度 μ 的函数)

$$\frac{d\phi}{dt} = a(\lambda, \varepsilon) \omega + b(\lambda, \varepsilon) \frac{d\varepsilon}{dt} + c(\lambda, \varepsilon, L, D, \mu) p_a - d(\lambda, \varepsilon, L, D, \mu) W$$

轴颈受到外部碰摩的瞬时,轴承外载荷增加(来自外部碰摩力),偏心率变化速度减小,转速减小. 根据上式的耦合关系,涡动频率(分频振动频率)必定减小,同时,在碰摩瞬间,系统总体刚度大

大增加,又会出现一系列的高频分量. 碰摩结束之后,高频分量消失,半速涡动频率由于转速、外载荷的升高,而恢复原先的数值. 图中 B 和 C 区域可以看出半速涡动频率在碰摩时刻,形成一个小频带的情况. 总之,半速涡动引起失稳,导致了碰摩;而碰摩又导致半速涡动的频率波动,体现在振动能量(振幅)上面,就出现了图 4 中碰摩时刻的情况,在碰摩瞬时,能量分布在工频(D, E)、分频(B, C)和高频(F, G)3 个区域.

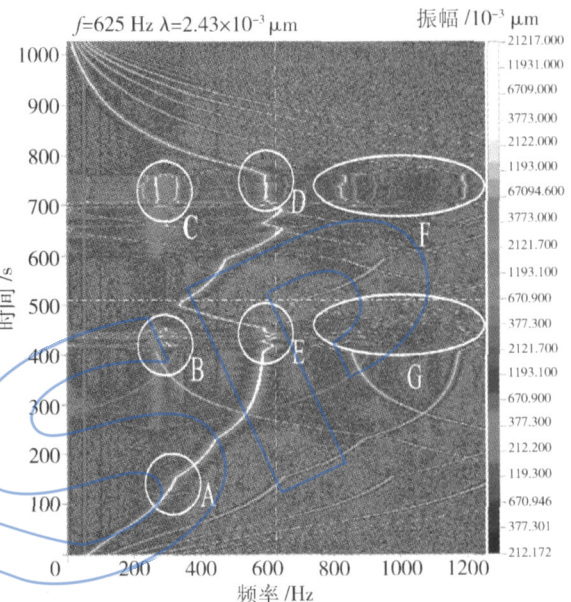


图 4 转子尾端水平振动振幅-时间-频率三维谱图

Fig. 4 Amplitude-time-frequency 3-D plot in rotor tail

3.3 频谱和分叉分析

以第一次升速降速过程为例,图 5 是系统非线性典型特征的频谱图,以及对应时刻振幅(转子尾端水平方向)曲线图.

图 5(a)是转速 35 721 r/min 时刻的频谱图,此时工频 595 Hz,占据主导地位,同时也可以看到 2 倍频、3 倍频、4 倍频等高频分量,但是与工频相比都非常微弱. 图 5(b)是转速 37 087 r/min 时候的频谱图,工频为 618.11 Hz,出现了明显的非同频振动分量 306.25 Hz,涡动比为 0.495. 图 5(c)是转速 36 571 r/min 时刻的频谱图,半速涡动频率为 306.25 Hz,与工频 609.52 Hz 相比,涡动比为 306.25/609.52 = 0.502. 同时,高倍频部分也出现了多个其他分频振动分量,与工频相比非常微弱. 图 5(d)是转速 37 632 r/min 时候的频谱图,半速涡动频率 353.13 Hz,工频 627.2 Hz,涡动比 0.563,同时可见有一个低频非常接近于半速涡动频率,好像从半速涡动频率中分离出来,频

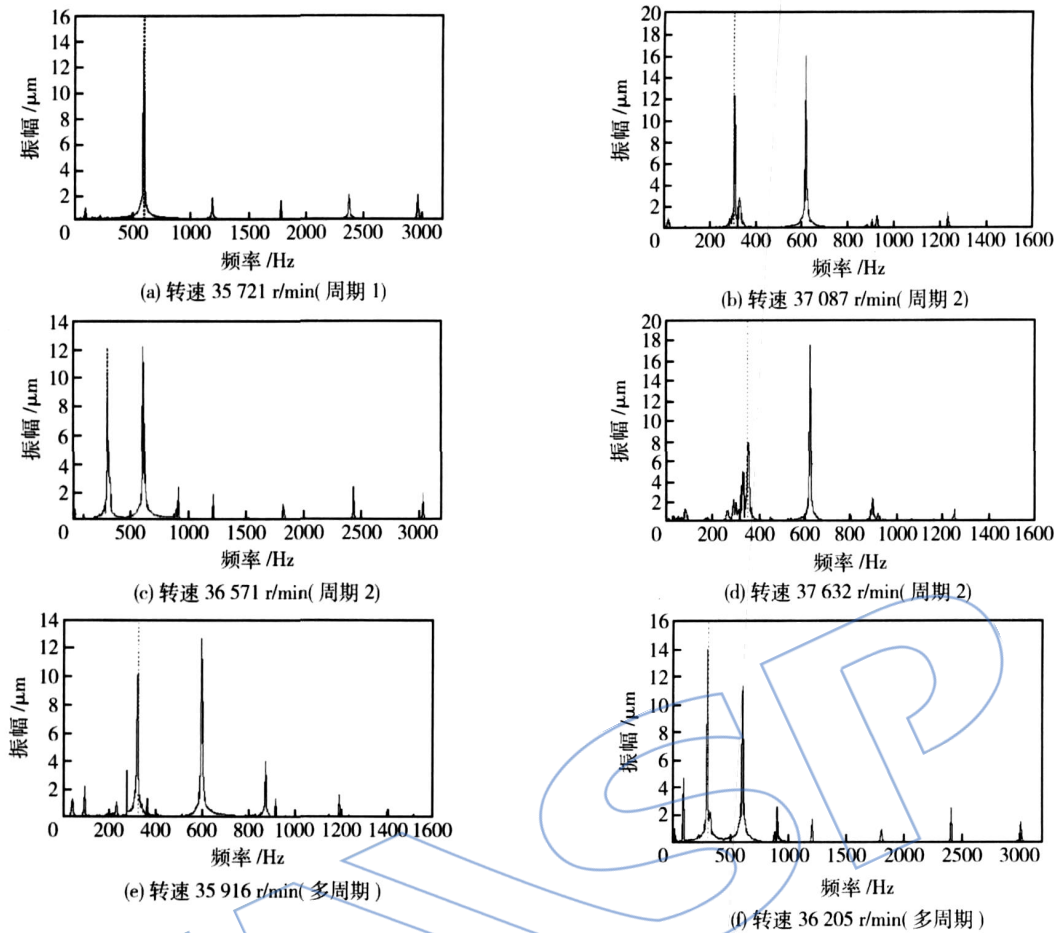


图 5 系统稳定性典型特征的频谱图

Fig. 5 Spectrum plots of system nonlinear typical characteristics

率与它非常接近. 另外, 还有一个 900 Hz 左右的高频和一个 90 Hz 左右的低频出现, 但是并不明显. 图 5(e) 是转速 35 916 r/min 时候的频谱图, 工频 598.61 Hz, 半速涡动频率 321.88 Hz, 涡动比 0.538. 此时, 900 Hz 高频发展的相当明显, 同时频率低于 1/2 倍频的低频带上, 也出现多个分量, 90 Hz 低频分量进一步发展, 振幅增加. 同时半速涡动的振幅相比图 5(d) 的情况, 也增加了. 图 5(f) 是转速 36 205 r/min 时候的频谱图, 可见除了工频、半速涡动以外, 93 Hz 左右的低频分量已经相当明显, 振幅较大, 这时进入典型的周期 3 (多周期) 状态, 根据混沌理论, 周期 3 就意味着混沌的开始, 此时系统开始进入混沌. 在系统轨迹周期 2 的运行过程中, 涡动比并不严格等于 0.5, 而是在 0.5 附近上下波动. 随着系统行为向混沌方向变化, 涡动比呈现增大趋势 (0.495~0.502~0.563~0.538). 半速涡动振幅也呈现出大小波动的趋势, 体现了系统自身阻尼和气膜涡动失稳之间的互相对抗关系.

图 6 是第一次升速降速过程中, 按照零相位

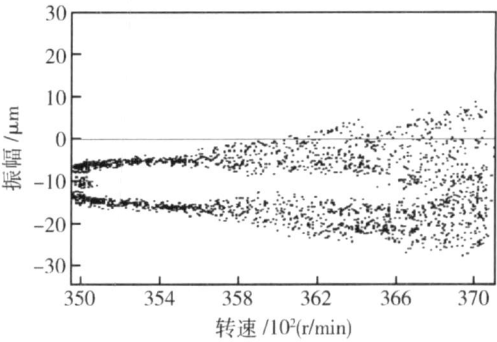


图 6 转子尾端振幅-转速分叉图

Fig. 6 Amplitude-rpm bifurcation plot in rotor tail

点, 截取转子尾端轴心轨迹的 Poincare 截面生成的分叉图. 根据图 3(a)~(d), 我们推测线性失稳的时刻, 会存在分叉行为, 导致系统进入混沌. 从图 6 可以看出, 系统从周期 2 (分叉) 到混沌的整个过程. 混沌振动发生之后, 振幅并没有无限增大, 而是控制在一个界限之内. 这就印证了混沌自身的“有界”特性^[4]. 只要能够控制混沌的振幅在效率和性能允许的限度内, 系统可以继续运行而不必停车.

总结两次升速降速过程轴心轨迹的变化情况,可以看出每次线性失稳总是这样的:稳定的周期1状态,转速上升;变化为周期2运动轨迹,转速随之下降,出现分叉,气膜涡动出现;之后出现短暂的准周期1,或者准周期1~周期2交替出现的情况;之后会出现短暂的多周期,而最终进入混沌振动状态。从这两次升速降速过程来看,系统自身的阻尼努力抑制涡动失稳,在第二次升速过程中,可以看到周期1和周期2反复交替出现的情况(时间范围611 385~667 899 ms),正是反映了这个事实。扰动和阻尼哪个占据主导,将会导致系统稳定性的不同变化。如果阻尼抑制扰动,系统可能保持准周期1甚至周期1的稳定状态,如果扰动占据主导,接着就会出现气膜涡动失稳,进入混沌振动阶段。系统退出混沌的完整路径是:混沌-多周期-周期2-准周期1-周期1,多周期的存在时间非常短暂,不易通过轴心轨迹变化来完整观察它的过渡过程。而周期2是肯定存在的,因为它代表了系统稳定行为的一种突变(分叉),只有经过这个变化系统才会实现从线性稳定-线性失稳-非线性稳定的过程。

4 结 论

1) 根据实验结果,分析了气膜涡动引起混沌振动的整个过程。系统一般是由周期1(不平衡造成的同频涡动)开始,出现半速涡动之后,在较短时间内,发生倍周期分叉,而进入周期2运动形式(半频振动和工频振动耦合),不平衡造成的离心力和润滑气膜力相互耦合,有时可能会呈现周期1~周期2交替更迭的现象。随着振动加剧,频谱图上会出现一个新的低频分量,这个低频振动使得系统通过周期3而进入混沌。

2) 振幅-时间-频率三维谱图反映了多个频率的耦合关系。气膜涡动频率和固有频率耦合之后,发生半速涡动;半速涡动和系统同频涡动的耦合

导致振动增强,一旦超标会发生点碰,碰摩直接改变了外载荷,同时改变了外载荷、转速、偏心率变化速度下降和半速涡动频率之间的耦合关系,使得半速涡动频率发生波动。

3) 由于工频和轴承气膜润滑涡动频率之间的耦合是不可避免的,因此由气膜涡动导致气膜振荡而使得系统进入混沌振动状态也不可避免。实验表明,提高稳定性的一个途径是:改变系统固有频率和气膜润滑涡动频率之间的耦合关系,使得气膜涡动和气膜振荡发生的转速范围远离设计转速,这可以通过改变转子结构和质量以及轴承结构和气体润滑方式来实现;如果必须通过混沌振动的转速范围,那么应当考虑:根据混沌振动的“有界”性质,将振动界限控制在许可的范围之内,并使得混沌振动的转速范围尽可能小。

参考文献:

- [1] 张正松,沐华平.油膜失稳涡动极限环特性的Hopf分叉分析[J].清华大学学报,1996,36(7):123-126.
ZHANG Zhengsong, MU Huaping. Hopf bifurcation analysis on oil whirl instability limit cycles[J]. Transaction of Tsinghua University, 1996, 36(7): 123-126. (in Chinese)
- [2] 高普云.非线性动力学-分叉、混沌和孤立子[M].长沙:国防科技大学出版社,2005.
GAO Puyun. Nonlinear dynamics-bifurcation, chaos and soliton[M]. Changsha: National Defense University of Science and Technology Press, 2005. (in Chinese)
- [3] 杨金福,杨昆,于达仁,等.滑动轴承非线性油膜力研究[J].振动工程学报,2005,18(1):118-123.
YANG Jinfu, YANG Kun, YU Daren, et al. Research on sliding bearings nonlinear oil force[J]. Journal of vibration engineering, 2005 18(1): 118-123. (in Chinese)
- [4] 张琪昌,王洪礼.分叉与混沌理论及应用[M].天津:天津大学出版社,2004:172.
ZHANG Qichang, WANG Hongli. Bifurcation and chaos: theory and application [M]. Tianjin: Tianjin University Press, 2004:172. (in Chinese)