

柔性转子—挤压油膜阻尼器系统 在加速通过双稳态区时的动力特性

浙江大学 祝长生** 汪希萱

【摘要】 从理论及试验上研究了非线性挤压油膜阻尼器(SFD)柔性转子系统在加速通过共振及双稳态区时的瞬态动力特性。结果说明了设计合理的SFD不仅可以使系统具有良好的稳态特性,而且还可以使系统具有良好的加速特性;设计不当的SFD不仅会产生具有较大振动的双稳态,而且不可能单纯以加速转子的方式使转子通过双稳态区而不发生双稳态跳跃,必须采用合理设计的SFD才可以避免以稳态的出现。SFD的非线性越强,转子通过双稳态区也越困难。

主题词: 转子 阻尼器 瞬态响应 非线性 双稳态 动力特性

分类号: TH 113.1

1 引言

比较挤压油膜阻尼器(SFD)柔性转子系统双稳态特性的试验结果^[1]与稳态计算结果^[2]后可以发现,两者之间存在着二个十分重要的差异。一是计算得到的刚支共振型双稳态的跳跃转速 ω_0 始终在稍小于系统的刚支临界转速 ω_r 处,不受系统参数的影响,而试验得到的 ω_0 始终大于 ω_r ,还受系统参数的影响;二是试验中在双稳态跳跃过程中出现明显的“拍”振现象,而稳态计算中未得到“拍”振现象。产生这些差异的原因在于试验中转子总是按照一定的加速度加速通过双稳态区的,而理论分析是按稳态进行的。因而有必要对转子SFD系统加速通过双稳态区时的动力特性进行研究。另外,在实际中,为了避免转子系统在临界转速附近发生大的振动,一般要求转子以较快的加速度冲过临界区,那么对于转子SFD系统同样会提出能否加速通过双稳态区以避免转子系统发生双稳态跳跃的问题。本文在试验结果的基础上,采用匀加速过程的分析方法,对柔性转子SFD系统在加速通过双稳态区时的瞬态动力特性进行了分析。

2 试验研究

试验转子是一个支承在具有相同结构参数的同心型SFD上的单盘对称柔性转子。转子总长823mm,两轴承的跨距为560mm,转子一阶刚支临界转速的实测值为5085r/m in。SFD采用中间周向槽供油的双承载区结构。加速试验是按照常见的旋转机械通过临界区的操作规程制定的。加速运行前先让转子在2000r/m in的转速处稳定工作一段时间,然后,让转子按所给的加速度通过临界转速(或双稳态)区,当转速达到9000r/m in时加速结束;接着又让转子在9000r/m in的转速下稳定工作一段时间,待系统稳定后,再按相同的加速度让转子减速到1000r/m in,从而完成一次加/减速试验。试验转子在双稳态区的平均角加速度 A_{α} 分别为

27.85r/(min·s)、76.45r/(min·s)及149.2r/(min·s)。

在试验的 A_{cc} 范围内,当转子加速通过双稳态区时, A_{cc} 的大小对双稳态跳跃现象以及跳跃前转子振幅的最大值均不产生明显的影响。随着 A_{cc} 的增大,双稳态跳跃转速 ω_{ba} 稍有下降或保持不变,双稳态跳跃前转子振幅的最大值既有下降也有增大,但变化不大。试验得到的 ω_{ba} 及转子振幅的最大值随 A_{cc} 变化的试验结果如图1(a $C/R = 0.3\%$, $k_a = 395.5\text{ MN/m}$; $-u = 1180\text{ g}\cdot\text{mm}$, $- \cdot - u = 888\text{ g}\cdot\text{mm}$, $---u = 686\text{ g}\cdot\text{mm}$ 。b. $-C/R = 0.3\%$, $u = 888\text{ g}\cdot\text{mm}$, $k_a = 331.5\text{ MN/m}$, $- \cdot - C/R = 0.5\%$, $u = 684\text{ g}\cdot\text{mm}$, $k_a = 395.4\text{ MN/m}$; $---C/R = 0.3\%$, $u = 684\text{ g}\cdot\text{mm}$, $k_a = 331.5\text{ MN/m}$)所示。

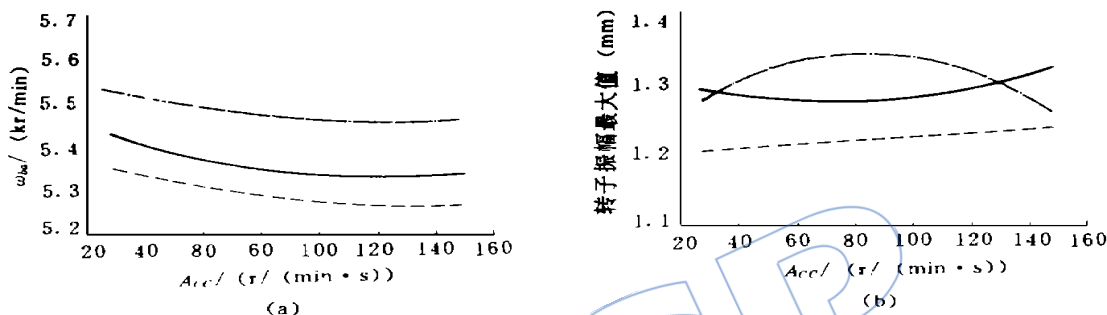


图1 转子角加速度对 ω_{ba} 及转子振幅最大值的影响

实际上,对于有限的动力系统而言,能够产生的转子角加速度是十分有限的,因而不可能在有限加速度的情况下,让转子系统加速通过双稳态区而不发生双稳态跳跃。为了避免双稳态跳跃的发生,必须恰当地选择SFD的结构参数,并对系统不平衡量的最大值作严格地限制。在减速过程中, A_{cc} 对双稳态跳跃现象有着较明显的影响。随着 A_{cc} 的增大,跳跃现象变得愈来愈不明显,减速过程中转子跳跃后的最大振幅位置也向低转速区移动,但始终大于其弹支临界转速。在减速过程中,由于转子系统的振动较小,双稳态跳跃引起的转子振幅的变化不大,因而一般的文献主要讨论转子的加速响应特性。

在转子发生双稳态跳跃的过程中,轨道忽大忽小表现出了“拍”振的特点。时间历程如图2所示。拍振现象仅在双稳态跳跃后的一段时间内出现,随着转速(或时间)的升高,拍振现象将逐渐消失。产生拍振的原因是在加速过程中,转子的运动激起了系统的固有频率即临界转速所对应的振动分量,当转子转速与该频率十分接近的情况下,便产生了拍振。

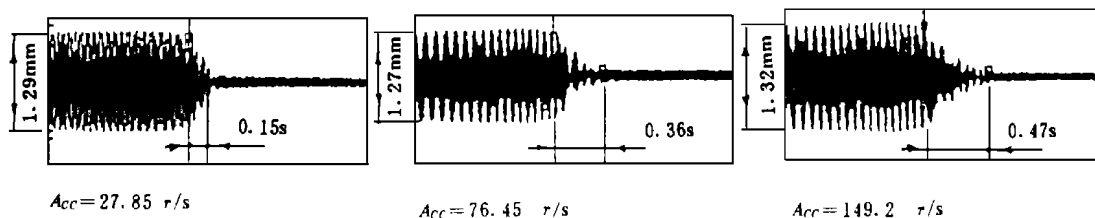


图2 拍振时间历程($C/R = 0.3\%$, $u = 888\text{ g}\cdot\text{mm}$, $k_a = 331.5\text{ MN/m}$)

一般情况下,拍振的特性不仅与 A_{cc} 的大小有关,而且还明显地受到SFD结构参数的影响。随着 A_{cc} 的增大,拍振的振幅愈大,拍振衰减所需要的时间也较长。在中等 C/R 的情况下,

拍振的振幅较小,拍振也会迅速地衰减掉;而在较大或较小 C/R 的情况下,拍振的振幅不仅较大,而且衰减较慢,甚至在某些情况下,需要较长的时间拍振才会消失。由于拍振的振幅大小及衰减的快慢程度直接与系统的阻尼比大小有关,阻尼比较大,拍振的振幅较小,衰减的也较快。从这一点来看中等 C/R 的 SFD 能够给转子系统提供较多的阻尼,具有良好的减振特性。

3 理论分析

在匀加速运动及其它一些简化假设下,可以将试验转子系统简化为 Jeffcott 转子模型,其系统运动方程的复变量无量纲形式为^[2]:

$$Z_D'' + 2\zeta Z_D' + (Z_D - Z_B) = U \psi^2 e^{i\psi} - iU \lambda e^{i\psi} \quad (1)$$

$$Z_B'' + (1/2\alpha)(Z_B - Z_D) + (k/2\alpha)Z_B = 2B(f_x + if_y) \quad (2)$$

其中: $Z = X + iY$, $\lambda = A_{cc}/\omega_r^2 = \text{const}$, $\psi' = \lambda\tau + \Omega_0$, $\psi = \lambda\tau^2/2 + \Omega_0\tau + \psi_0$, Ω_0 及 ψ_0 为转子开始加速时处于稳态时的转速及相位角。 A_{cc} 为转子的匀角加速度。 k 为刚度比, α 为质量比, ζ 为阻尼比, U 为不平衡量参数, B 为 SFD 的轴承参数。 f_x, f_y 为 SFD 的无量纲油膜力。由于试验中的 SFD 无端封, L/D 较小, 低压供油, 可以认为短轴承 π 油膜解是适用的。在短轴承 π 油膜假设下, f_x, f_y 的表达式为:

$$f_x = -\frac{1}{\sqrt{(X_B^2 + Y_B^2)}}(X_B f_r - Y_B f_t), \quad f_y = -\frac{1}{\sqrt{(X_B^2 + Y_B^2)}}(X_B f_t + Y_B f_r)$$

其中:

$$f_r = \mathbf{G}_B' I_3^{11} + \mathbf{G}_B' I_3^{02}, \quad f_t = \mathbf{G}_B' I_3^{11} + \mathbf{G}_B' I_3^{02}$$

$$I_m^{ij} = \int_0^{2\pi} \frac{\sin^i \theta \cos^j \theta}{(1 + \mathbf{G}_B \cos \theta)^m} d\theta, \quad \theta_1 = \arctg \left[-\frac{\mathbf{G}_B'}{\mathbf{G}_B} \right]$$

利用四阶龙格—库塔法对系统方程进行数值积分, 就可以得到在不同系统参数及不同 λ 时转子系统的加速响应曲线。

对于设计良好的 SFD, 转子系统的响应曲线类似于线性系统的响应曲线。在加速过程中, 当 λ 较小时, 加速响应曲线与稳态响应曲线几乎重合在一起, 但随着 λ 的增大, 响应曲线上最大振幅点的位置不仅向高转速区移动, 而且当转子通过最大振幅点之后, 伴随着振幅的下降, 还有“拍”振现象发生。随着 λ 的增大, 最大振幅虽有所减小, 但并不明显, 而拍振衰减所需要的时间却迅速增大。在减速过程中, 最大振幅随 λ 的增大降低得较为明显, 拍振现象仍然出现, 其变化规律与加速过程相似。产生这一现象的原因在于 SFD 能够产生较大的阻尼力, 而且还随系统的工作状况发生变化。这一结论与 Hassenpflug^[3]得到的在大阻尼情况下, λ 对最大振幅没有明显影响的结论相似。也与我们在试验中观察到的, 在中等 C/R 情况下, 振动测量结果的离散度较小受 λ 影响不大的现象相吻合。

对于在弹支临界转速附近出现的如图 3 (λ 分别为 0.00005、0.00025 及 0.00125, 点线表示稳态响应) 所示的弹支共振型双稳态的情况, 当转子加速通过双稳态区时, 即便 λ 在较大的范围内变化, 均不能明显地降低转子系统在通过双稳态区时的最大振幅。随着 λ 的增大, 转子通过双稳态区之后不仅大振幅转速区增大, 而且在跳跃后出现“拍”振, 拍振的振幅大于稳态振幅, 随着转速的升高, 拍振衰减, 并趋向于稳态振幅响应曲线。在降速过程中, 随着 λ 的增大, 最大振幅向低转速区移动, 同样在最大振幅点之后, 有拍振发生。

对于存在有孤立分枝型双稳态的情况, 无论是加速还是减速通过孤立分枝型双稳态区, 转子的振幅始终在低枝响应曲线上运行, 并不发生向高枝响应曲线上跳跃的现象, 如图 4 (λ 分别

为 0.00005、0.00025 及 0.00125, 点线表示稳态响应) 所示。这说明了在转子系统的运动过程中, 发生孤立分枝型双稳态的可能性几乎为零。这也许是至今一直未能在柔性转子 SFD 系统中观察到这种跳跃现象的原因所在。

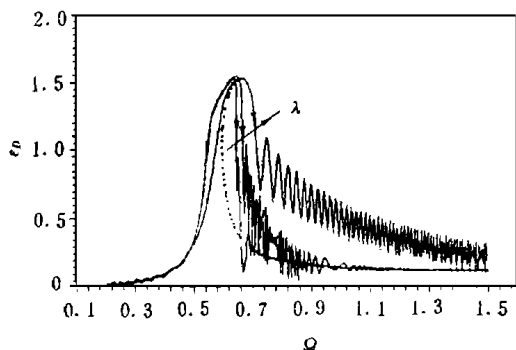


图 3 加速响应曲线(有弹支共振型双稳态)

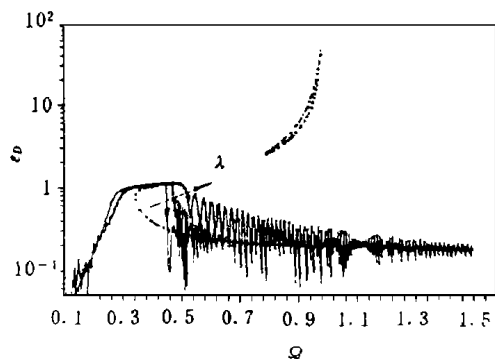


图 4 加速响应曲线(有孤立分枝型双稳态)

对于图 5 (λ 分别为 0.00005、0.00025 及 0.00125, 点线表示稳态响应) 所示的在转子刚支临界区出现具有极大振动的刚性共振型双稳态的情况, 对 ϵ_B 而言, 随着 λ 的增大, ϵ_B 基本上仍然按照稳态响应曲线运行; 对 ϵ_B 而言, 随着 λ 的增大, 最大 ϵ_B 随之减小并向高转速区移动, 但双稳态跳跃仍然出现。由于受加速过程的影响, 跳跃转速大于稳态跳跃转速, 即在加速过程中 $\omega_{ho} > \omega_r$ 或 $\Omega_{ho} > 1$, 从而解释了试验中得到的 ω_{ho} 为什么一直大于 ω_r 的现象。在极大 λ 的情况下, 虽然加速通过双稳态区时转子的最大振幅有所减小, 但是一方面由于转子的惯性效应, 具有较大振动的转速区反而增大, 对转子的工作带来不利的影响; 另一方面, 实际中要达到使双稳态跳跃时的振幅发生明显降低的 λ 的大小是不可能的。因而在工程可实现的 λ 的范围内, 有限的加速度不会引起 ϵ_B 发生明显的减小。

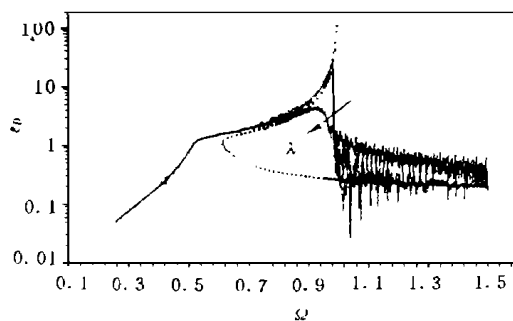
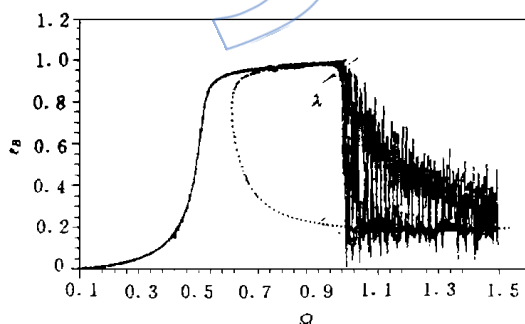


图 5 加速响应曲线(有刚支共振型双稳态)

一般在 λ 可达到的范围内, 不可能单纯以加速转子的方式来迅速地使转子通过双稳态区, 以消除双稳态对转子系统的影响。这一点与 Ishida^[4]在研究具有刚度非线性的转子系统加速通过多值响应区的动力特性时得到的如果 λ 小于一定值, 不可能采用增大 λ 的方式来使转子通过非线性共振区的结论相一致。另外, 上述的分析也说明了, 在非线性的转子系统中, 加速通过临界区或双稳态区较线性转子系统加速通过其共振区困难得多。

比较理论计算与试验结果可以发现,两者之间在加速过程的动力特性上是比较一致的。

4 结 论

(1) 设计合理的 SFD 不仅可以使系统具有良好的稳态特性,而且还可以使系统具有良好的加速特性,此时转子的角加速度对转子的振动不会产生明显的影响。

(2) 当转子加速通过双稳态区时,会出现“拍”振现象。SFD 的参数选择的越好,“拍”振衰减的越快,“拍”振的振幅越小。

(3) 在出现双稳态的情况下,无论是弹支区振型双稳态,还是刚支共振型双稳态,有限的角加速度并不可以使转子以较小的振幅通过具有较大振动的双稳态区。转子的角加速度愈大,具有较大振幅的转速区愈宽。在 SFD 转子系统中,不可能单纯以加速转子的方式使转子系统通过双稳态区而不发生双稳态跳跃,而必须采用合理设计的 SFD 才可以避免双稳态的出现。SFD 的非线性越强,转子通过双稳态区越困难。

(4) 转子系统在加速运动的过程中,一般并不在孤立分枝型双稳态的大解上运行,虽然孤立分枝型双稳态的大解具有极大的振幅及外传率,但它并不对系统产生明显的影响。

参 考 文 献

- 1 祝长生等 柔性转子—挤压油膜阻尼器系统双稳态特性的实验研究 航空动力学报, 1988, 3(2): 105- 108
- 2 祝长生 带定心弹簧的挤压油膜阻尼器柔性转子系统主共振型双稳态特性 航空动力学报, 1990, 5(1): 53- 56
- 3 Hassenpflug H J, et al Influence of Acceleration on the Critical Speed of Jeffcott Rotor J. of Engrg for Power, 1981, 103 (1): 108- 113
- 4 Ishida Y, et al Transient Vibration of a Rotating Shaft with Nonlinear Spring Characteristics During Acceleration through a Major Critical Speed JSME Inter J. 1987, 30(261): 458- 466

(责任编辑 魏星禄)

TRANSIENT CHARACTERISTICS OF A FLEXIBLE ROTOR SUPPORTED ON NONLINEAR SFD'S THROUGH BISTABLE OPERATION RANGE

Zhu Changsheng and Wang Xixuan

(Electromechanical Dept., Zhejiang University, Hangzhou 310027)

ABSTRACT The transient characteristics of a flexible rotor supported on nonlinear squeeze film dampers (SFD's) during passing through the resonant and bistable operation speed range with constant acceleration are studied theoretically and experimentally. It is shown that the properly designed SFD's have not only excellent steady-state performance, but also better acceleration performance. The maximum vibration amplitude of the rotor system in the acceleration process decreases gradually with increase of rotor angular acceleration, whether for the properly designed SFD's or for the improperly designed SFD's. The stability of multistable operation in the bistable operation speed ranges depends not only on the form of bistable operation, but also on the moving process. It is impossible for the rotor system to pass through the bistable operation speed ranges with smaller amplitudes only by means of accelerating the rotor system.

Key words Rotors Dampers Transient response Dynamic characteristics

CALCULATION ON FLEXIBILITY MATRIX AND MODIFICATION OF HELICAL GEARS BY FEM

Fang Zongde

(10th Dept., Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072)

ABSTRACT A computer program is worked out for modification design of helical gears by using Finite Element Method (FEM). At first the finite element mesh of gear tooth is auto-generated without engagement of gears, therefore it can be divided more conveniently and uniformly. The flexibility matrixes of mesh nodes on working flanks of gears are calculated by FEM. Then, the contact lines and contact nodes on the plane of action are generated by computer according to the contact ratio of gear pair. The flexibility matrixes of contact nodes are obtained by interpolation between the mesh nodes on plane of action. Further, the deformation of shafts and bearings is added to the total flexibility matrix which is sum of the flexibility matrixes of both gears. Finally, considering minimization of transmitting error and uniformization of load density as objective functions, an optimal 3-D modification is solved by using mathematical programming technique. Moreover an experiment on modification of a helical gear pair has been done, which showed that the calculated results agreed with experimental data and the carrying behaviour of gear transmission was improved considerably.

Key words Helical gears Flexibility Modification Finite element methods

OPTIMIZATION DESIGN OF WHOLE CONSTRUCTION OF MULTISTAGE DISK

Huang Zhijian and Hao Yanhua

(Shenyang Aeroengine Research Institute, Shenyang 110015)

Zheng Guanghua

(4th Dept., Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083)

ABSTRACT The optimization design of a whole construction of multistage disk, which is of great significance in practice, is the further development of optimization design of sin-