

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

浙江大学化工系 祝长生

一、理论分析

对于对称地支承在带定心弹簧的挤压油膜阻尼器上的 Jeffcott 转子, 在短轴承 π 油膜及同心协调圆轨道的假设下, 文献 [1] 已将系统的运动微分方程简化为如下形式的关于一个变量 ϵ_0 的非线性递推代数方程:

$$\begin{aligned} & \left\{ \frac{1}{2a} \left(\frac{1}{\Omega^2} + \frac{1}{\Omega^2} \right) - 1 - \frac{1 - \Omega^2}{2a\Omega^2[(1 - \Omega^2)^2 + (2\zeta\Omega)^2]} + \frac{4B}{\Omega} \frac{\epsilon_0}{(1 - \epsilon_0^2)^2} \right\}^2 \epsilon_0^2 \\ & + \left\{ \frac{2\zeta\Omega}{2a\Omega^2[(1 - \Omega^2)^2 + (2\zeta\Omega)^2]} + \frac{B\pi}{\Omega} \frac{1}{(1 - \epsilon_0^2)^{3/2}} \right\}^2 \epsilon_0^2 \\ & = \frac{U^2}{4a^2[(1 - \Omega^2)^2 + (2\zeta\Omega)^2]} \\ \text{tg} \psi_1 = & \frac{2\zeta\Omega \left[\frac{1}{2a} \left(\frac{1}{\Omega^2} + \frac{1}{\Omega^2} \right) - 1 + \frac{4B}{\Omega} \frac{\epsilon_0}{(1 - \epsilon_0^2)^2} + \frac{B\pi}{\Omega} \frac{1 - \Omega^2}{(1 - \epsilon_0^2)^{3/2}} \right]}{\left[\frac{1}{2a} \left(\frac{1}{\Omega^2} + \frac{1}{\Omega^2} \right) - 1 + \frac{4B}{\Omega} \frac{\epsilon_0}{(1 - \epsilon_0^2)^2} \right] (1 - \Omega^2) - 2\zeta\Omega \frac{B\pi}{\Omega} \frac{1}{(1 - \epsilon_0^2)^{3/2}} - \frac{1}{2a\Omega^2}} \\ \epsilon_{0o}^2 = & \frac{(\epsilon_0 \cos \psi_1 + U\Omega^2)^2 + (\epsilon_0 \sin \psi_1)^2}{(1 - \Omega^2)^2 + (2\zeta\Omega)^2} \\ \text{tg} \psi_2 = & \frac{2\zeta\Omega (\epsilon_0 \cos \psi_1 + U\Omega^2) + (1 - \Omega^2) \epsilon_0 \sin \psi_1}{(1 - \Omega^2) (\epsilon_0 \cos \psi_1 + U\Omega^2) - 2\zeta\Omega \epsilon_0 \sin \psi_1} \end{aligned}$$

其中 ϵ_0 为轴颈偏心率 $0 < \epsilon_0 < 1.0$; ϵ_{0o} 为盘偏心率; ψ_1 、 ψ_2 分别为轴颈、盘的相位角。其余符号意义及与系统参数的关系同文献 [1]。

一般而言, 转子系统的主共振型双稳态特性主要包括双稳态开始及结束时的转速 ω_{kl} 、 ω_{ka} , 双稳态转速区 $\omega_{kl} \sim \omega_{ka}$ 、转子系统振幅及相位角的变化规律。

选用在试验中曾多次出现过双稳态的模型转子作为理论分析原始数据, 在较宽的系统参数的范围内, 进行转子系统主共振型双稳态特性分析。

图 1 是计算得到的具有主共振型双稳态的转子系统响应曲线。表 1 列出了系统参数对主共振型双稳态区影响的部分计算结果。

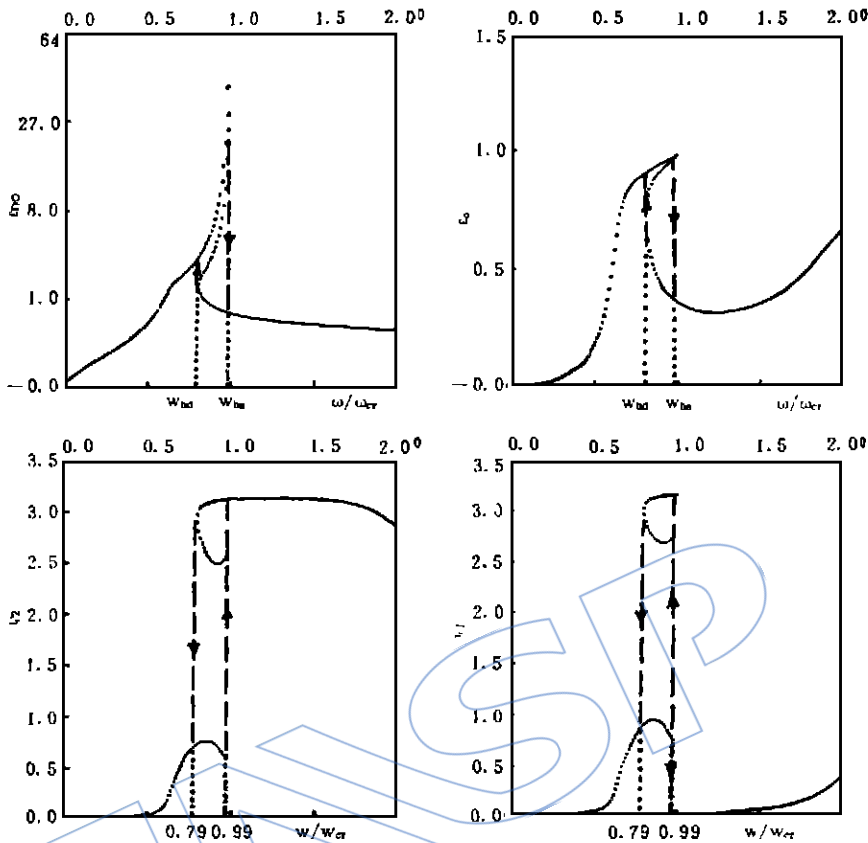


图 1 主共振型双稳态的转子系统响应曲线 (计算)

表 1 系统参数对双稳态区 $(\omega_d \sim \omega_r) / \omega_r$ 的影响 (部分结果)

K_s (kg/cm)	C/R	u (g·cm)				
		$\leq 34.$	68.4	88.8	118.0	200.0
$K_s = 4000$ $K_s/K_a = 1.148$	$\leq 2\text{‰}$					
	3‰		0.85 ~ 0.99	0.89 ~ 0.99	0.95 ~ 0.99	
	4‰		0.78 ~ 0.85	0.82 ~ 0.99	0.86 ~ 0.99	0.97 ~ 0.99
	5‰			0.77 ~ 0.99	0.81 ~ 0.99	0.90 ~ 0.99
$K_s = 3000$ $K_s/K_a = 0.861$	$\leq 2\text{‰}$					
	3‰		0.81 ~ 0.99	0.86 ~ 0.99	0.94 ~ 0.99	
	4‰		0.74 ~ 0.77	0.77 ~ 0.99	0.82 ~ 0.99	0.97 ~ 0.99
	5‰			0.73 ~ 0.99	0.76 ~ 0.99	0.87 ~ 0.99
$K_s = 2000$ $K_s/K_a = 0.574$	$\leq 2\text{‰}$					
	3‰		0.92 ~ 0.99	0.82 ~ 0.99	0.92 ~ 0.99	
	4‰			0.70 ~ 0.99	0.76 ~ 0.99	0.96 ~ 0.99
	5‰		0.625 ~ 0.64	0.65 ~ 0.735	0.69 ~ 0.99	0.82 ~ 0.99
$K_s = 1000$ $K_s/K_a = 0.287$	$\leq 2\text{‰}$					
	3‰		0.94 ~ 0.99	0.71 ~ 0.99	0.89 ~ 0.99	
	4‰			0.87 ~ 0.99	0.63 ~ 0.99	0.95 ~ 0.99
	5‰			0.91 ~ 0.99	0.54 ~ 0.99	0.70 ~ 0.99

从大量的计算结果中可以发现:

1. 发生在转子系统临界转速附近的主共振型双稳态, 无论是在加速过程还是在减速过程中, 盘处的质心在振幅跳跃前后发生明显的“质心转向”现象。轴颈处的质心相位角在加速过程中变化不大; 但在减速过程中, 轴颈处的质心相位角在双稳态跳跃开始及结束时均发生了明显的变化。跳跃过程见图 1。

2. 转子不平衡量 u 的大小是决定转子系统是否出现双稳态的一个主要因素。当 u 较小时, 转子系统仅在临界转速附近出现共振现象, 而并没有发生双稳态跳跃; 当 u 较大时, 转子系统会在系统的弹支临界转速 ω_{r2} 与刚支临界转速 ω_r 之间出现主共振型双稳态, 即 $\omega_{r2} < \omega_d < \omega_a < \omega_r$ 。另外, ω_a 一般在稍小于 ω_r 处结束, 但也有例外的情况, 如表 1 中 $K_s/K_a = 0.571$, $C/R = 5\%$, $u = 68.4$ 及 $88.8 g \cdot cm$ 时 ω_a 就分别等于 0.645 及 0.735 。

一般情况下, u 越大, 转子系统出现双稳态的可能性越大, ω_d 越高。但在较小的 K_s/K_a 的情况下也会出现 ω_d 减小后再增大的情况。

3. 当油膜的径向间隙比 C/R 较小时, 如 $C/R \leq 2\%$ 时, 转子系统仅出现共振现象, 但此时转子系统的振动极大且对 u 的变化十分敏感, 实际上, 这时的 C/R 之值已超出了 C/R 的实际选择范围。在可供实际使用的 C/R 的范围内, 一般随 C/R 的增大, 系统出现双稳态的可能性增大, ω_d 减小双稳态区增大。但当 K_s/K_a 较小时, 如 $K_s/K_a = 0.387$, $u = 88.8 g \cdot cm$, 也会出现 ω_d 随 C/R 的增大而增大, 双稳态区减小的情况。

4. 在一定的 u 的范围内, 减小定心弹簧刚度 K_s , ω_d 增大, 双稳态区减小, 产生双稳态的可能性也减小; 而在较大 u 的情况下, K_s 对产生双稳态的可能性影响不大, 随着 K_s 的减小, ω_d 减小, 双稳态区反而增大。

二、试验结果

图 2 是试验得到的具有主共振型双稳态的转子系统响应曲线。表 2 是双稳态区的理论分析及试验结果。从图 1 与图 2 的对比及表 2 的结果可以发现, 试验中得到的结论与理论分析中得到的结论基本一致, 特别是双稳态的跳跃规律十分吻合。试验结果详见表 2。

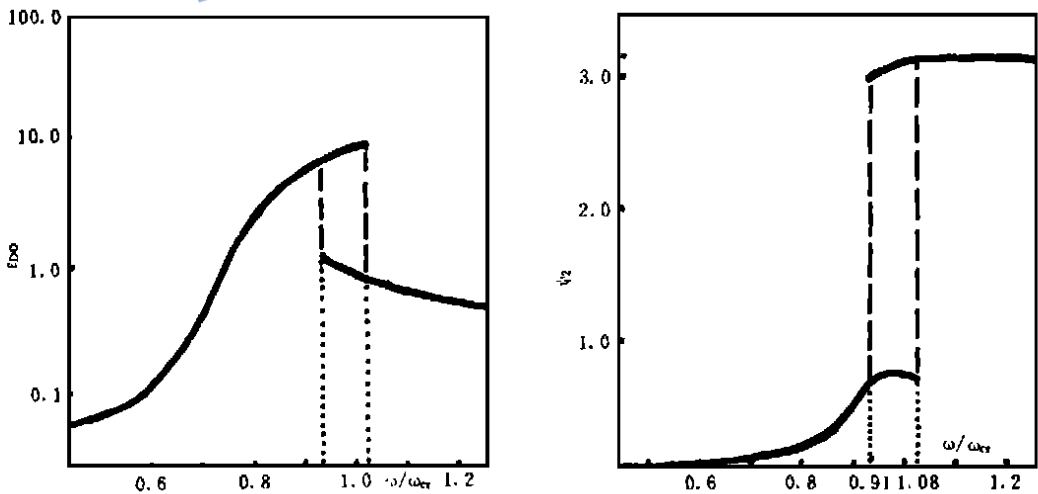


图 2 主共振型双稳态的转子系统响应曲线

表 2 双稳态区 ($\omega_{dl} \sim \omega_{dr}$) / ω_r 理论值与试验值

C/R	K_s Kg/cm	u g·cm	计算值	试验值	误差%
3‰	4032	68.4	0.85 ~ 0.99	0.90 ~ 1.05	5.6
		88.8	0.90 ~ 0.99	0.94 ~ 1.07	4.3
		118.0	0.95 ~ 0.99	0.95 ~ 1.09	0.0
	3381	88.8	0.91 ~ 0.99	0.96 ~ 1.12	5.3
		118.0	0.94 ~ 0.99	1.02 ~ 1.14	7.8
5‰	4032	68.4	0.77 ~ 0.99	0.90 ~ 1.03	14.4
		88.8	0.79 ~ 0.99	0.91 ~ 1.08	13.2
	3381	68.4	0.74 ~ 0.99	无双稳	
		88.8	0.76 ~ 0.99	0.93 ~ 1.08	18.3

误差 = $(\omega_{dr} \text{试验} - \omega_{dr} \text{理论}) / \omega_{dr} \text{试验}$

计算分析与试验结果的对比分析可以得到下列几点:

①在双稳态特性的试验中, 转子在主共振型双稳态转速区内的涡动轨道始终是协调的; 而且在跳跃发生前后, 轨道十分接近于一个圆轨道。因而, 理论分析中采用的协调圆假设是与实际情况一致的。

②当 C/R 较大时, 转子系统出现双稳态的可能性较大, 但过大的 C/R 则会在试验中出现, 当转子转速远大于转子的临界转速后, 转子的振动仍继续增大, 有限能源的动力系统不能克服转子系统上的外力矩, 转子始终不能通过双稳区的情况。这表明转子系统要通过双稳区, 必须在一定的能量条件下才能实现, 这一点应该引起工程应用者的注意。

③理论及试验中得到的主共振型双稳态的跳跃规律完全相同, 但 ω_{dr} 的数值有一定的差别。试验中得到的 ω_{dr} 并不是在理论分析中得到的在稍小于 ω_r 处, 而始终大于 ω_r 且随系统参数而变化。 ω_{dl} 、 ω_{dr} 的试验值普遍大于计算值。在中等 C/R 时, 误差较小; 在较大 C/R 时, 其间误差较大。其原因主要是试验中, 转子都按较小的加速度通过双稳态区引起的; 而在不同的参数下, 加速度对双稳态区的影响也不同。

④盘处振幅的计算值在双稳态区急剧增大且计算值大于试验值, 这表明用短轴承 π 油膜模型计算得到的油膜阻尼力偏小。实际上, 在不同的工作状态下, 油膜的边界条件都在发生着变化, 并非始终为 π 油膜; 另外, 实际轴承是有限长的而非理想的短轴承。

综上所述得出如下结论: 1. 主共振型双稳态以转子系统的振幅发生突变及盘处的质心发生“质心转向”为特征。其跳跃规律为: 加速过程中, 转子从大轨道跳跃到小轨道; 减速过程中, 转子从小轨道跳跃到大轨道。

2. 转子系统的涡动轨道在双稳态区是协调圆轨道。在双稳态区, 用短轴承 π 油膜模型计算得到的油膜阻尼力偏小; 但用该模型计算得到的定性规律与试验结果基本一致。

3. 在可供实际选择的系统参数的范围内, 只有转子系统的不平衡量小于一定值, 才可以避免双稳态的出现。

参 考 文 献

- [1] 薛中擎、孟光, “柔性转子-挤压油膜阻尼器系统的稳态响应及其非线性特性分析”, 《中国航空科技文献》, HJB860361。
- [2] 祝长生、徐建康等, “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, 1983年, 第3卷, 第2期。

GEAR VIBRATION CONTROL WITH VISCOELASTIC DAMPING MATERIAL IN AEROENGINE

Ren Xingmin, Xu Ming, Gu Jialiu
(*Northwestern Polytechnical University*)

ABSTRACT

A research on gear vibration control with viscoelastic damping material has been completed. A technique for determining the optimum damping material distribution for some particular modes of vibration has been developed. The damping work expressions have been set up by modal analysis, and the optimum damping material distribution has been obtained by calculating the individual mode of the structural. The proposed method features: firstly, it takes into account the influence of loading frequency and the environment temperature; secondly, it cuts down computer time. The experiments have been done for the gear model without and with the damping material. The results show that the response of the gear with the damping material is decreased and the damping ratios are increased. It is also testified that the results of the vibration control are satisfactory.

THE BEHAVIOR OF MAIN BISTABLE OPERATION IN FLEXIBLE ROTOR-SQUEEZE FILM-DAMPER SYSTEM WITH CENTRALIZING SPRINGS

Zhu Changsheng (*Zhejiang University*)

ABSTRACT

Based on theoretical analyses and experiments of flexible rotor-squeeze film damper system with centralizing springs, this paper presents the investigation of the main resonant bistable operation occurred near the main resonant speed of the system, and deals with the regularity of occurrence of the bistable operation and the influence of system parameters on the behaviors of the bistable operation. The calculated results and the experimental data are in a good agreement. It is found that the main resonant bistable operation is characterized by the sudden change of rotor vibration amplitude and by the transposition disc mass center. The reasons of the difference between theoretical analyses and experiments are discussed.

TECHNIQUE OF VARYING-LIP SIMULATING TOTAL PRESSURE DISTORTED FLOW FIELD

Chen Xiao, Mao Jian (*Nanjing Aeronautical Institute*)

ABSTRACT

A technique of varying-lip simulating total pressure distorted flow field has been investigated experimentally. The effects of the various geometric parameters of the lip on the total pressure distribution and the turbulence of the total pressure fluctuation are analysed, some rules have been obtained. The relations of the total pressure recovery and the mean turbulence to the mean Mach number for the axisymmetrical lip of various shapes are also presented. Therefrom the approach and the concept for simulating the real total pressure distorted flow field are deduced. Moreover, two kinds of the real total pressure distorted flow fields are simulated. As a result, the simulated total pressure distortion index DC_{60} , the