

高效多孔环挤压油膜阻尼器的减振特性研究*

北京航空航天大学 晏砺堂** 张世平 李其汉

【摘要】 根据高速旋转机械振动控制发展的需要, 研究并开发了一种新型阻尼器, 即高效多孔环挤压油膜阻尼器 (PSFD)。本文分析了这种阻尼器对刚性转子的稳态和突加不平衡瞬态振动的控振能力及抑制非协调进动的能力、研究了它对柔性转子的减振特性。结果表明这种阻尼器除具有现用挤压油膜阻尼器 (SFD) 的优点外, 还具有远为优越的控振能力, 可大大提高转子系统的不平衡量承载能力及工作的可靠性和稳定性。

关键词: 多孔环 同心型 挤压油膜阻尼器 稳态特性 突加不平衡响应 非协调进动

1 前 言

挤压油膜阻尼器 (SFD) 有结构简单、小而轻、轴颈偏心率 $\epsilon \leq 0.4$ 时减振效果好等许多优点, 故在航空涡轮发动机中广泛应用。但当转子不平衡量大, 在高转速时容易出现双稳态、非协调进动、失稳等现象, 大大限制了它的应用范围, 更难满足进一步发展的需要。为此作者研究并提出了一种多孔环挤压油膜阻尼器 (PSFD)。其基本原理、油膜力特性、弹支定心 PSFD 刚性转子系统运动方程等已在文献 [1, 2] 中介绍。这里分析短轴承半油膜 PSFD 刚性转子系统的稳态、突加不平衡瞬态动力特性及 PSFD 对非协调进动的抑制能力, 还分析了带 PSFD 柔性转子的动力特性。结果表明: 与 SFD 转子系统比较, PSFD 转子系统各种动力特性远为优越, 的适用范围可大大扩大, 确是更有效的阻尼器。

2 同心型 PSFD 刚性转子

2.1 稳态特性

在文献 [1] 中已导出了这种转子的运动方程, 无量纲径向和周向油膜力 $\bar{F}_r$ 和 $\bar{F}_t$ 的算式。由此可得稳态时的运动方程

$$-\epsilon = U \cos \beta - B(\epsilon/\delta) I_1 - \epsilon(1/\delta^2), \quad 0 = U \sin \beta - B(\epsilon/\delta) I_3 \quad (1)$$

式中, ϵ 为轴颈偏心率, $\epsilon = e/c$, e 为轴颈偏心距, c 为阻尼器半径间隙; $U = \rho/c$, ρ 为不平衡质量偏心距; $B = \mu R L^3 / M C^3 \omega$ 为轴承参数, μ 为滑油动力粘度, R 为阻尼器半径, L 为阻尼器有效长度, M 为转子系统折合质量, ω 为转子临界转速。 $\delta = \omega/\omega_r$ 为转速比, β 为相位滞后角。 $I_{1,2,3}$ 为油膜力积分参数。导出传递率无量纲式

$$T = \frac{1}{(\epsilon + B I_1 \delta)^2 + (B \epsilon I_3 \delta)^2 / U \delta^2} \quad (2)$$

用数字迭代求解法,由式(1)求出 ϵ ,代入式(2)求出 T 。 β 不重要可不计算。图1给出同样转子参数时用SFD(即 $\alpha=0$)和PSFD(取 $\alpha=0.02$)的稳态特性。 α 为PSFD多孔环的渗透参数,表示滑油渗透度大小。由图看出 $U \geq 0.25$ 时SFD转子出现双稳态现象,在 $U \geq 0.35$ 时, ϵ 和 T 值在转速高时很大,不能可靠地稳定工作。而PSFD刚性转子则不发生双稳态现象,只是过临界区时 ϵ 值稍大,这可以加速通过。在高转速时 ϵ 值很小,转子可以平稳可靠地工作。

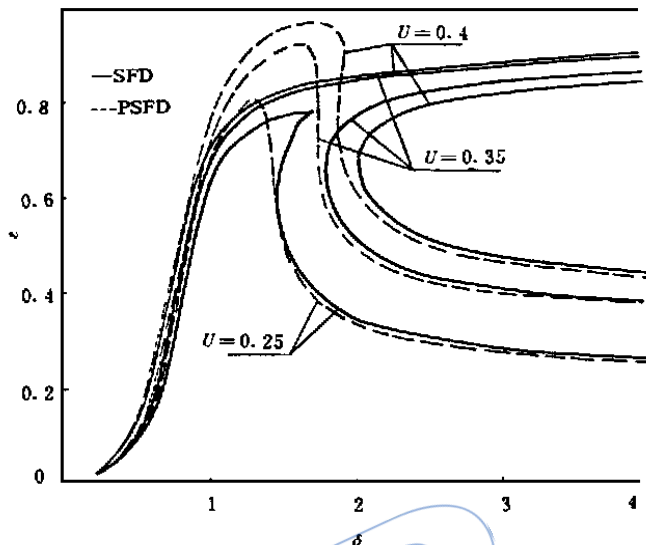


图1 PSFD和SFD刚性转子稳态特性($B=0.08$)

提高轴承参数 B 虽可使发生双稳态现象的不平衡参数 U 稍提高,但同时带来临界区增大,使通过临界较困难,可供工作的高转速相应提高等缺点。如 $B=0.2$ 时也只能使SFD转子在 $U=0.25$ 时不发生双稳态, $U \geq 0.35$ 时仍出现严重双稳态现象,不能安全工作。PSFD转子则仍不会出现双稳态,可在高转速下平稳工作。

2.2 突加不平衡瞬态响应

航发中叶片断块、丢失使转子不平衡量突增时有发生,所以要求阻尼器有较好的抑制突加不平衡响应的能力,保证转子仍能安全工作。瞬态情况的PSFD刚性转子运动方程³⁾为

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\epsilon} - \epsilon \dot{\varphi}^2 &= U \cos \beta - B(\dot{\varphi} I_1 + \epsilon \dot{I}_2) / \delta - \epsilon \dot{\delta}^2 \\ \epsilon \ddot{\varphi} + 2\epsilon \dot{\varphi} \dot{\delta} &= U \sin \beta - B(\epsilon \dot{\varphi} I_3 + \epsilon \dot{I}_1) / \delta \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

瞬态时传递率定义为系统的瞬态外传力与相同不平衡量时的不平衡力之比。求得传递率

$$T = (1/U\delta^2) \sqrt{B\delta(\epsilon \dot{\varphi} I_1 + \epsilon \dot{I}_2) + \epsilon^2 + [B\delta(\epsilon \dot{\varphi} I_3 + \epsilon \dot{I}_1)]^2} \quad (4)$$

将式(3)降阶处理为4个一阶微分方程组,用四阶龙格—库塔数值积分法求解。设转子初始不平衡量为 U_0 ,积分8圈后在 U_0 同方向突加上不平衡使总不平衡偏心比为 U ,再数值积分求瞬态响应轨迹和传递率变化历程。

在总不平衡量不大,特别是突加不平衡量较小时,不论用SFD或是PSFD的刚性转子,只是在突加不平衡瞬间 ϵ 和 T 值一度稍增大,稍后仍能回得到较低的水平。这表明两者都有较好的承载突加不平衡载荷的能力。这类响应就不画出。从图2(a)可以看到,具有同样参数的刚性转子,用SFD,突加不平衡时,振幅比 ϵ 增大后趋于0.88的极限圆不能减小下来;传递率增到很大值后略降而保持 $T=2.78$ 的较大值。当突加不平衡后传递率保持大于1而轨迹较大的状态被认为是转子失稳。转子不能在此状态长期工作,否则会引起严重故障或破坏事故。同一转子应用PSFD时(见图2(b)),突加不平衡使 ϵ 瞬时增大,旋转几圈之后很快趋于0.5。传递率最大值也小于1,转几圈后 T 趋于0.2,外传力很小,转子毫无问题可以继续安全可靠地运

转。提高转子系统的 B 值能否使 SFD 的控振作用改善呢? 下面举一例如图 3, 本例中初始不平衡量较前增大了一点, 而突加不平衡 $U_s=0.3$ 比图 2 中的 U_s 还小 0.025, 转子就发生失稳, 轴

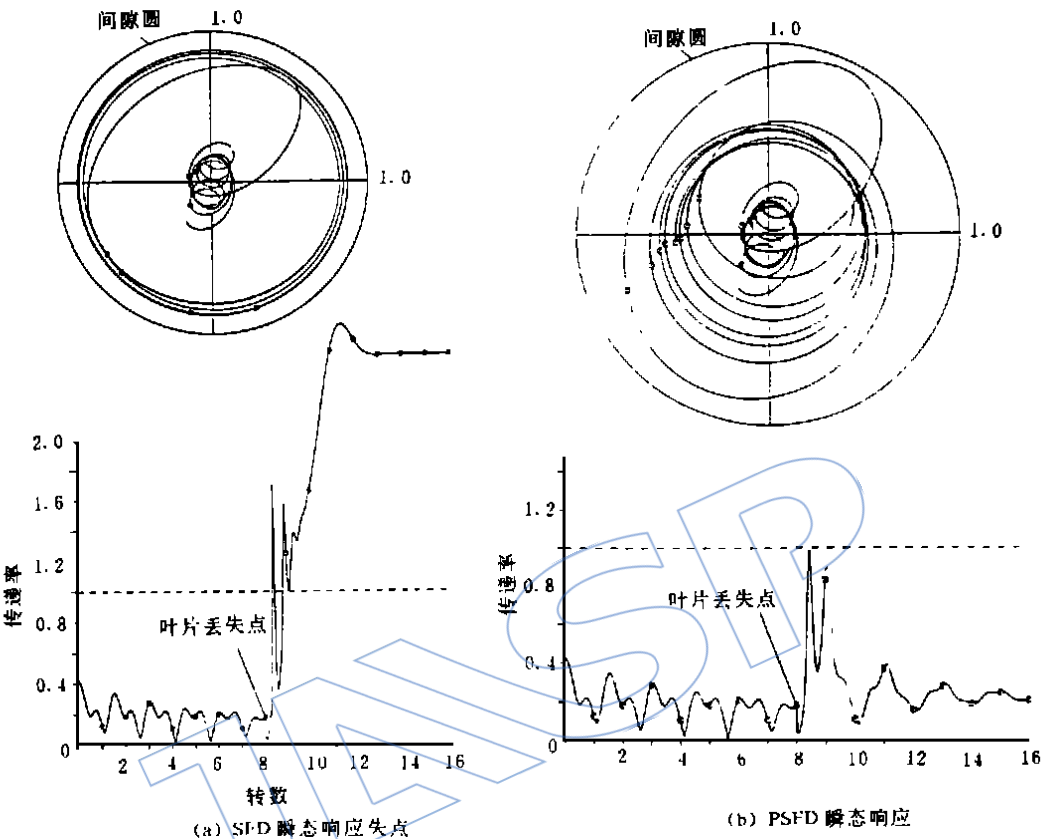


图 2 SFD 和 PSFD 刚性转子突加不平衡响应($B=0.1, U=0.425, U_o=0.1, \delta=3$, (a) $\alpha=0$, (b) $\alpha=0.02$)

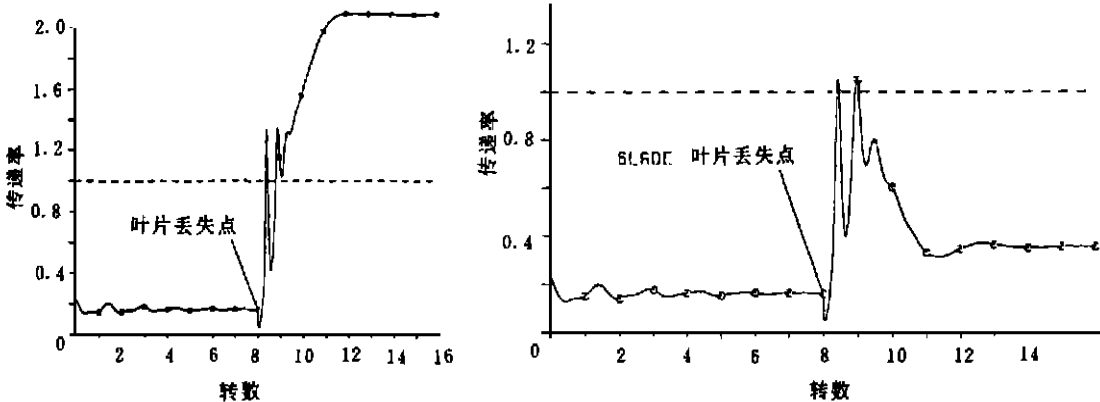


图 3 SFD 刚性转子突加不平衡响应
($B=0.3, U_o=0.15, U=0.45, \delta=4$)

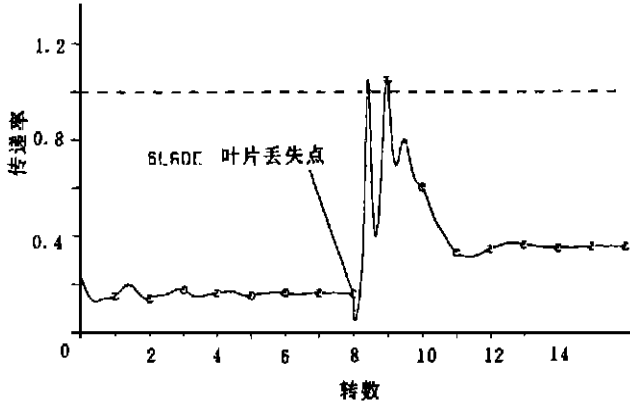


图 4 PSFD 刚性转子突加不平衡响应
($B=0.3, U_o=0.15, U=0.45, \delta=4, \alpha=0.022$)

颈轨迹和传递率在突加不平衡后都趋于很大值不降,只是失稳的转速 $\delta=4$ 比以前高些。可见 B 值比前增大两倍对SFD的减振特性仍不见有何改善,同一转子如果采用PSFD($\alpha=0.022$),响应特性就大不相同,见图4。突加不平衡后, ϵ 一度增大到0.8,随后迅速趋于0.56的圆。 T 值瞬时略大于1,很快趋于0.36。这表明PSFD具有很好的控制突加不平衡振动的能力。其特性和控振能力远远优于SFD。

2.3 非协调响应进动分析

众所周知SFD转子系统在较大不平衡量和较高转速下会出现各种非协调进动。转子弯曲方向时时变换,振动忽大忽小,很易疲劳损坏,这也是SFD的一个固有缺点^[4]。

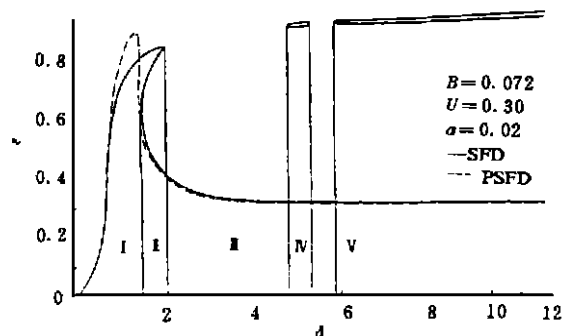
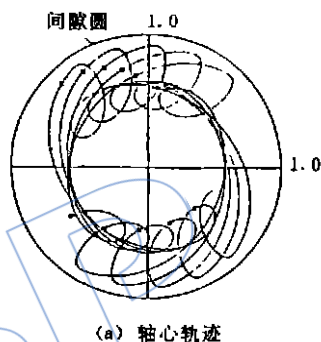


图5 SFD的区域双稳态特性及PSFD的响应曲线



(a) 轴心轨迹

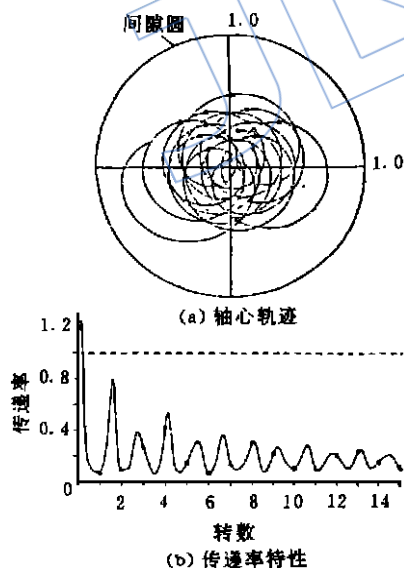


图7 PSFD 刚性转子突加不平衡响应

($B=0.072, U_o=0.3, \delta=5.4, \alpha=0.0175$)

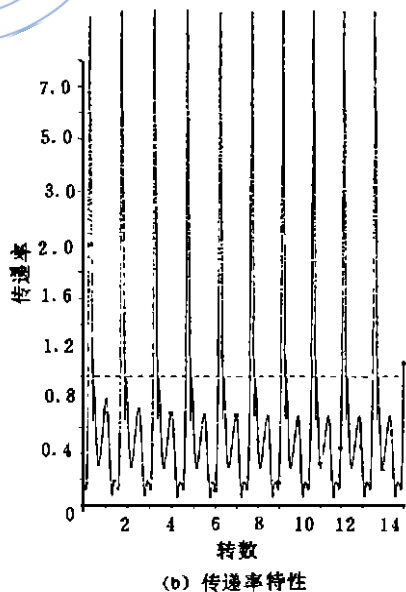


图6 SFD 刚性转子的瞬态模拟响应

($B=0.072, U=0.3, \delta=5.4$)

转子的非协调振动与双稳态特性有关。前面提到的双稳态现象是在过临界后出现,转速再高时消失,或者一直存在(参见图1)。而当 B 值较小,不平衡参数 U 值较大的情况,双稳态现

象会在高转速范围出现时隐时现的现象,如图 5。PSFD 转子则没有这种现象。据分析结果可知,这区域双稳态现象中,高、低两个稳态都不很稳定,振幅在此两稳态间跳变,发生非协调振动。设计时虽可将 B 值取为 $0.1 \sim 0.3$,然而随着油温增高及其它参数改变,仍有可能使 $B < 0.1$,不平衡参数则更是可能增大得很大。由图 5 看出在 $\delta = 5$ 前后和 6 以上, SFD 转子均有双稳态现象。现取 $B = 0.072, U = 0.3, \delta = 5.4$ 来考察 SFD 转子振动现象,用瞬态模拟法计算定转速下旋转 15 转中转子各瞬间的振动,求出振动轨迹和传递率的变化情况如图 6 所示。由轨迹图上看转子出现严重的非协调进动,最大偏心率达到 $\epsilon = 0.91$ 。传递率图上出现最大传递率达 $T = 10.98$ 。非协调响应大致为 $1/3$ 次亚谐波。整个轨道随着转子的运转逐渐反向进动。传递率急剧跳变,有很大的冲击力作用于支承并传出,对发动机有极大的危害。

同一转子若应用 PSFD,则其瞬态模拟响应如图 7 所示。在运转开始时系统有约为 $1/4$ 次亚谐波响应成份,但随着运转的继续,非协调成份逐渐减弱而趋近于 $\epsilon = 0.3, T = 0.2$ 的协调响应。可见 PSFD 对刚性转子具有十分有效的控制非协调响应的能力,这是 SFD 所不能比的。

在 $\delta \geq 6$ 的转速区间,计算了 SFD 和 PSFD 刚性转子的瞬态模拟响应。在 $B = 0.07, U = 0.3, \delta = 6.25$ 时, SFD 转子仍出 $1/3$ 次亚谐波响应,随着转子运转,整个轨道发生反向进动,最大偏心率 $\epsilon = 0.93$,峰值 $= 2.8$,比前一例中 T 值小些。而 PSFD 刚性转子具有同样 B, U, δ 值时,只是开始时出现 $1/5$ 次亚谐波响应成份,其值很小,随着转子继续运转而逐渐消失,趋于大致为 $\epsilon = 0.3, T = 0.06$ 的协调响应。转速增高到 $\delta = 7.5$ 时, SFD 刚性转子响应与 $\delta = 6.25$ 时相差不多。PSFD 刚性转子只是开始时出现 $1/6$ 次亚谐波响应成份,很快消失,趋于 $\epsilon = 0.3, T = 0.05$ 的协调进动。为节约篇幅,这些响应图未画出。可知在约为 $\delta \geq 6$ 的转速区间, SFD 仍出现颇大非协调响应,给系统带来危害。而 PSFD 则可抑制非协调响应的延续,为转子安全可靠工作创造了极好的条件。

3 同心型 PSFD 柔性转子

3.1 运动方程

用对轴中央横截面和轴心线均对称的三质量无重轴转子(图 8)来分析。总质量为 $2M$, 端阻尼器处质量各为 aM , 中央质量为 $2(1-a)M$ 。设转子仅通过一阶临界转速。转子几何关系、座标及运动中作用的力均示于图上。两端阻尼器中心 o_j , 其偏心位移为 e 。轴中央有刚性位移 e 和挠度 Y , 故总位移为 g 。不平衡偏心距为 ρ 。 g 落后于 ρ 的落后相位角为 β 。中央面刚性系数为 $2k_s$, 阻尼系数为 $2c$ 。列出中央面 g 方向与其垂向及两端 e 方向与其垂向的平衡方程,并无量纲化后得(可参考文献[5])

$$\left. \begin{aligned} \bar{g}'' - \bar{g}\lambda^2 &= \frac{U}{1-a} \cos(\omega - \lambda) - \frac{Y}{\delta} \cos(\Phi - \xi) - \frac{2\zeta\bar{g}'}{\delta} \\ \bar{g}\lambda'' + 2\bar{g}'\lambda' &= \frac{U}{1-a} \sin(\omega - \lambda) - \frac{Y}{\delta} \sin(\Phi - \xi) - \frac{2\zeta\bar{g}\lambda'}{\delta} \\ \epsilon'' - e\varphi'' &= \frac{1-a}{a} - \frac{Y}{\delta^2} \cos\Phi - B \left[\frac{f}{2\delta} \right] [\epsilon\varphi_1 + \epsilon_2] - \left[\frac{f}{\delta} \right]^2 \frac{\epsilon}{a} \\ e\varphi'' + 2\epsilon\varphi' &= \frac{1-a}{a} \frac{Y}{\delta^2} \sin\Phi - B \left[\frac{f}{a\delta} \right] [\epsilon\varphi_3 + \epsilon_1'] \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式中, $Y = Y/c, \zeta = c/2(1-a)M\omega_r, \bar{g} = g/c, c$ 为阻尼器半径间隙, $\omega_r = k_s/[(1-a)M]$ 为两

端刚支时的临界角速度, $\delta = \omega / \omega_r$, $U = (1 - a) \rho / c$, $f = \overline{K/M} / \overline{k_s / [(1 - a)M]} = \omega / \omega_r$, ω 为刚性转子用弹支(刚性系数 K)时的临界速度, $B = \mu R L^3 / M c^3 \omega$ 为轴承参数, μ , R , L 等意义同前。

3.2 稳态特性分析

转子作稳态正协调进动时 $\bar{g}'' = \bar{g}' = \epsilon'' = \epsilon' = \lambda'' = \lambda' = \varphi'' = 0$, $\lambda' = \varphi' = 1$, $\omega - \lambda = \beta$ 为滞后相位角。代入式(5)得

$$\left. \begin{aligned} -\bar{g} &= [\bar{U}/(1-a)] \cos \beta - (\bar{Y}/\delta^2) \cos(\Phi - \xi) \\ 0 &= [\bar{U}/(1-a)] \sin \beta - (\bar{Y}/\delta^2) \sin(\Phi - \xi) - 2\bar{\mathcal{T}}\bar{g}/\delta \\ -\epsilon &= [(1-a)/a](\bar{Y}/\delta^2) \cos \Phi - B(f/a\delta)I_1 - (f/\delta)^2(\epsilon/a) \\ 0 &= (1-a)(\bar{Y}/\delta^2) \sin \Phi - B(f\epsilon/a\delta)I_3 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

可利用图 8 中所示的一些几何关系和数值求解法求出 ϵ 和 β 。

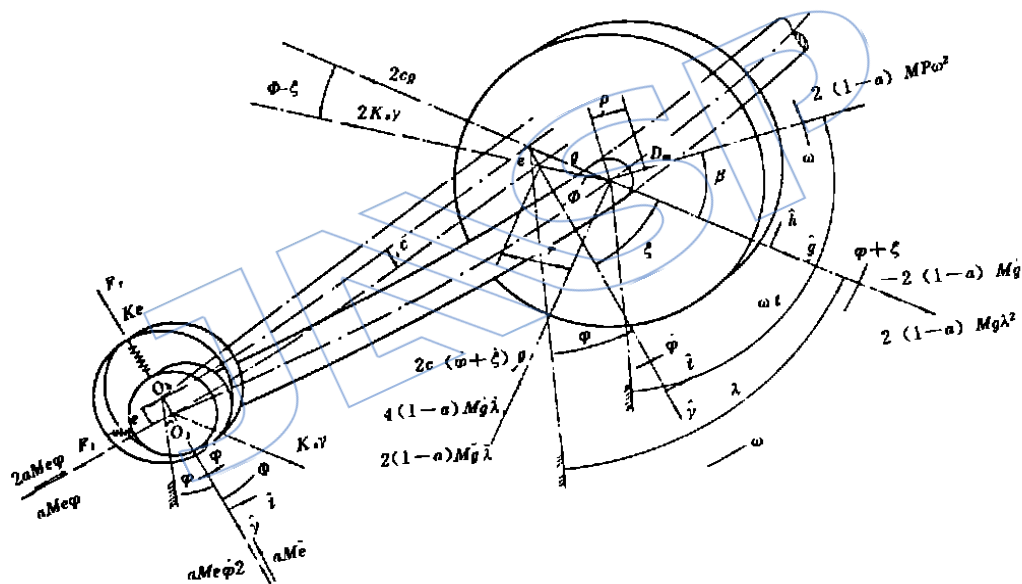


图 8 PSFD 柔性转子分析力学模型

通常评价柔性转子的外传力特性是用其与用刚性支承时的外传力之比 T_r (称传递力比)

$$T_r = (1/\delta^2 U) \frac{[B(f\epsilon/\delta)I_1 + (f/\delta)^2\epsilon]^2 + [B(f\epsilon/\delta)I_3]^2}{(1-\delta^2) + (2\bar{\mathcal{T}})^2} \quad (7)$$

利用式(6)和(7)求出 $\bar{g}$, ϵ , T_r 和 β 。因篇幅所限只给出一组原始数据具有几种不平衡偏心率 U 值时的 $\bar{g}/U$, ϵ/U 和 T_r 的特性曲线如图 9 所示。由图上看 $U = 0.15$ 时带 PSFD 和 SFD 柔性转子的 $\bar{g}/U$, ϵ/U 和 T_r 都分别接近相等, 数值不大, 减振效果很好, 且都有两临界。 $U = 0.3$ 时, 用 SFD 会出现局部双稳态。 $U = 0.4$ 和 0.5 时则出现大范围双稳态现象。 $\delta = 1$ 时 $\bar{g}/U$ 非常之大, 通过不了 ω_r 。而用 PSFD 则不会出现任何双稳态, 减振效果仍然很好。 ϵ/U 和 T_r 特性线情况相似。表明用 PSFD 比用 SFD 的柔性转子有远为优越的稳态动力特性, 特别是在大 U 值和高转速时是这样。

3.3 突加不平衡瞬态动力特性

式(5)可应用于求解突加不平衡响应。为了简化应用一些几何关系(参看图 8),得出瞬态

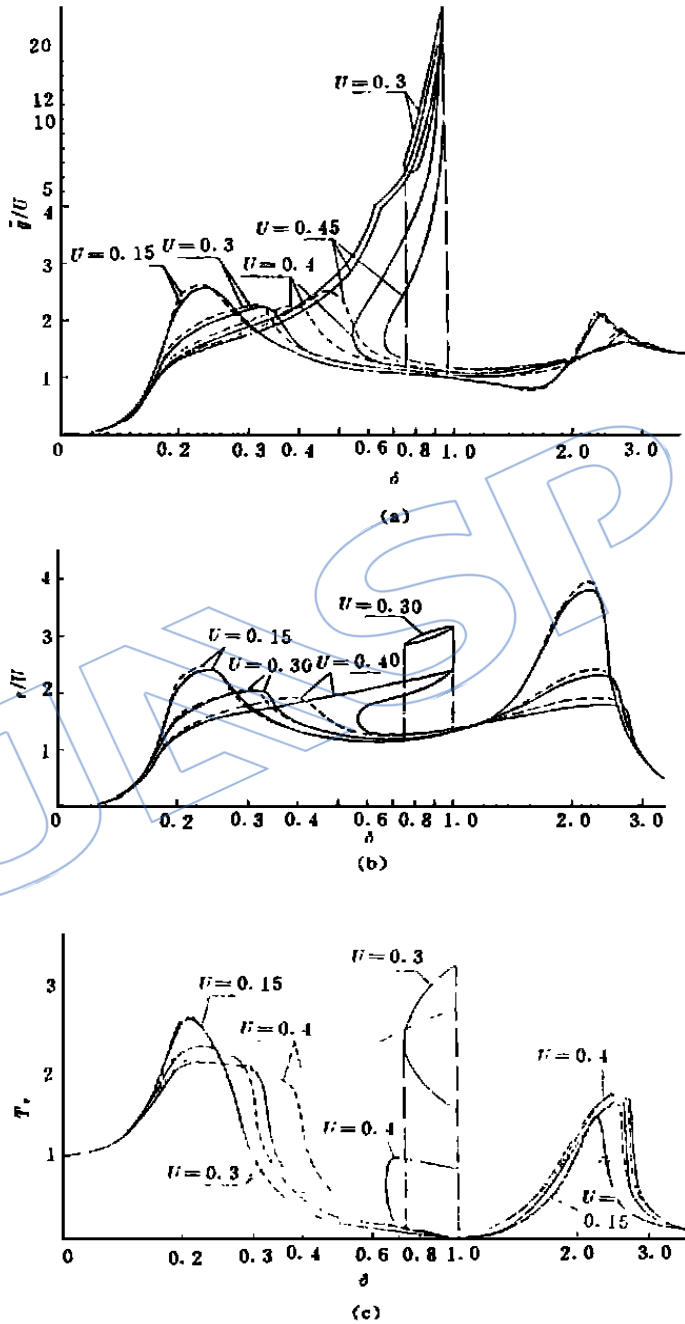


图 9 柔性转子带 PSFD 和 SFD 时的稳态动力特性线($\alpha=0.022, B=0.25, a=0.25, f=0.2, -SFD, -PSFD$)

运动方程:
$$\begin{aligned} \bar{g}'' - \bar{g}\lambda^2 &= U\cos(\omega - \lambda)/(1 - a) - \bar{g} - \epsilon\cos(\lambda - \varphi)/\delta^2 + 2\bar{g}'\delta \\ \bar{g}\lambda' + 2\bar{g}'\lambda &= U\sin(\omega - \lambda)/(1 - a) - \epsilon\sin(\lambda - \varphi)\delta^2 - 2\bar{g}\lambda'\delta \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} e'' - \epsilon \dot{\varphi} &= (1 - a) \{ \bar{g} \cos(\lambda - \varphi - \epsilon) - (f/\delta)^2 \epsilon / a - B(f/a\delta) (\epsilon \dot{\varphi}_1 + \epsilon' I_2) / a \delta^2 \\ e \dot{\varphi} + 2 \epsilon \dot{\varphi} &= (1 - a) \bar{g} \sin(\lambda - \varphi / a \delta^2 - B(f/a\delta) (\epsilon \dot{\varphi}_3 + \epsilon' I_1) \end{aligned} \quad (8)$$

瞬态传递力比为

$$\begin{aligned} T_r &= (1/a\delta^2 U) \sqrt{B(f/\delta) (\epsilon \dot{\varphi}_1 + \epsilon' I_2) + (f/\delta)^2 \delta^2 + B(f\epsilon/\delta) (\epsilon \dot{\varphi}_3 + \epsilon' I_1)}^2 \\ &\times \sqrt{(1 - \delta^2)^2 + (2\zeta\delta)^2} \end{aligned} \quad (9)$$

用数值解法解出式(8)求出 $\bar{g}$ 、 ϵ 等再由式(9)算 T_r 。在较小的原始不平衡量和突加不平衡量时, $PSFD$ 和 SFD 都有较好的控制振动的能力。下面分析较大突加不平衡量的情况。图 10 给出算得的带 SFD 柔性转子的突加不平衡特性线。U 为原有不平衡量, U 为突加不平衡后总的平衡量, 假定突加不平衡量的方向与原始不平衡量的相同。可以看出突加不平衡后中央截面 $\bar{g} = g/c$ 很快趋近于 0.96 的极限圆, 阻尼器轴颈偏心率 $\epsilon = 0.8$, 同时传递力比迅速趋近于 2.67。

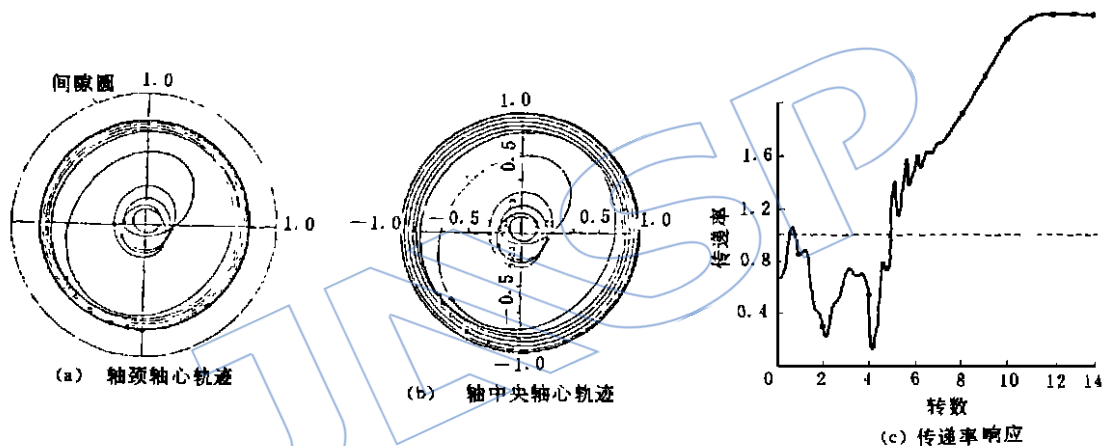


图 10 带 SFD 柔性转子的突加不平衡响应特性 ($B = 0.1, a = 0.25, f = 0.2, U_0 = 0.1, U = 0.315, \xi = 0.001, \delta = 0.335$)

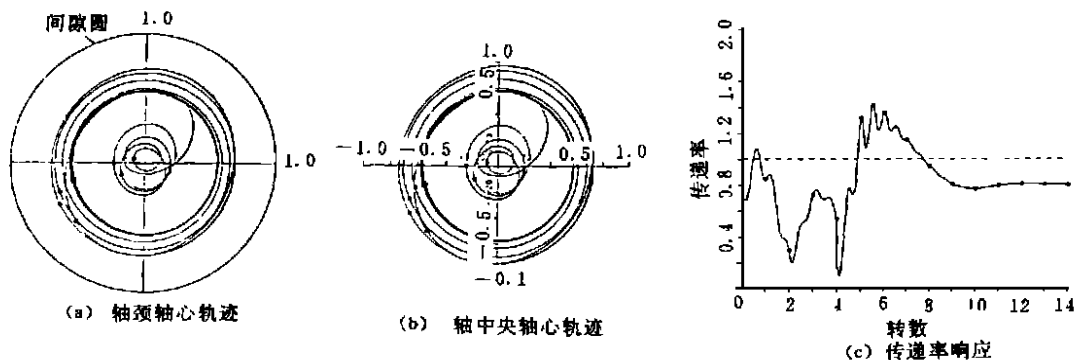


图 11 $PSFD$ 柔性转突加不平衡响应 ($B = 0.1, a = 0.25, f = 0.2, U_0 = 0.1, U = 0.315, \xi = 0.001, \delta = 0.335, \alpha = 0.0175$)

这种状态是机器不能长期承受的, 可认为 SFD 在此种情况下失效。具有同样参数的带 $PSFD$ ($\alpha = 0.0175$) 的柔性转子的动力特性示出于图 11。可以看出突加不平衡量后只瞬时到 $\bar{g}$

$= 0.79$, 很快下降到 $\bar{g} = 0.57$, 轴颈偏心率只一瞬到 $\epsilon = 0.78$, 很快下降到 $\epsilon = 0.56$, 传递力比瞬时最大值到 1.4, 很快降到 $T_r = 0.8$ 。 $\bar{g}$ 与 ϵ 值接近, 表明轴几乎不弯曲。还分析计算了一些 *SFD* 转子具有大阻尼比和轴承参数的情况。将 ξ 和 B 值取为上一例的 5 倍, 当 $U = 0.42$, $\delta = 0.725$ 时, $\bar{g}$ 达 1.88, ϵ 达 0.81, T_r 达 2, *SFD* 转子仍失稳。同样参数的具有 $\alpha = 0.0175$ 的 *PSFD* 柔性转子, 则突加不平衡后很快趋于 $\bar{g} = 0.69$, $\epsilon = 0.6$, $T_r = 0.38$ 。与 *SFD* 柔性转子比, $\bar{g}$ 减小了 63%, ϵ 减小了 26%, T_r 减小了 81%。如此大量增大 *SFD* 转子阻尼和轴承参数, *SFD* 转子只不过是在稍大的突加不平衡和较高的转速下失稳而已, 带来的好处并不大, 而给本来控振能力就很好的 *PSFD* 带来的好处更多。结果表明在实际上可能遇到的各种参数下, *PSFD* 对柔性转子同样具有很好的抑制双稳态现象和控制突加不平衡响应的能力。

4 结 论

(1) 在稳态工作时, 在大不平衡和高转速, *SFD* 刚性转子出现双稳态现象, 振幅和传递率很大且跳变以及临界转速通不过。同样参数的带 *PSFD* 的刚性转子, 则在大不平衡量和高转速下, 振幅和传递率都很小, 转子可平稳可靠地工作。(2) 当转子工作中偶尔出现突加不平衡量时, 如突加不平衡量值不大, *PSFD* 和 *SFD* 转子振动瞬时稍大后仍能减小下来, 回复到稳定工作。但当突加不平衡量较大时, *SFD* 转子会出现振幅和传递率一直很大不能减小下来的失稳状态。转子不能平稳可靠地工作。而 *PSFD* 转子的瞬态响应对突加不平衡量不敏感, 在相对很大的突加不平衡量作用下, *PSFD* 仍具有很好的控振作用, 能使转子在瞬间振动稍大之后很快回复到稳定可靠地工作。(3) 当轴承参数 B 值较小 ($B = 0.05 \sim 0.1$) 时, *SFD* 刚性转子会出现亚谐波非协调进动, 振幅和传递率发生大幅度的跳变, 对转子支承系统具有很大的危害。而 *PSFD* 则能抑制转子的非协调进动, 使之成为振幅和传递率都很小的正协调进动。(4) 当在稳态不平衡量较大时, *SFD* 柔性转子系统在相应于刚性支承的临界转速以下会出现双稳态现象, 发生大振幅、大传递率的大振动, 比通过刚性支承的弯曲临界时振动还大, 这是极为有害的。而 *PSFD* 则可避免这类现象发生, 故在大不平衡量作用下仍有很好的控振能力。(5) *SFD* 柔性转子在较大突加不平衡力作用下, 也会出现大振幅和大传递率持续不降的失稳现象。*PSFD* 则具有很强的承受突加不平衡力的能力, 在很大的突加不平衡量范围可以避免出现转子大振幅和大传递率的失稳现象。综上可知 *PSFD* 不论用于刚性转子还是用于柔性转子, 无论是在稳态下工作或是受到颇大的突加不平衡载荷时都具有很好的控制振动能力, 能保证转子平稳可靠工作。而用 *SFD* 则在高速、大不平衡载荷下出现双稳态, 临界转速通不过, 转子非协调进动以及失稳等现象, 机器不能安全可靠地运行。

参 考 文 献

- 1 张世平, 晏砺堂. 高效油膜阻尼器的研究与开发. 航空动力学报, 1991, 6(2)
- 2 Zhang Shingping, Yan Litang. Development of an Efficient Oil Film Damper ofr Improving the Control of Rotor Vibration. J. of Engine for Gas Turbine and Power 1991, 113(10)
- 3 Zhan Shiping, Yan Litang, Li Qihan. Development of Porous Squeeze Film Dampers for Improving the Blade Loss Dynamics of Rotor Support Systems. J. of Vibration and Acoustics Trans. of the ASME, July 1992
- 4 Li Xuehai. Taylor Dean L. Nonsynchronous Motion of Squeeze Film Damper Systems. Journal of Tribology, Trans. ASME 1987, 109(1)
- 5 Holms R, Dogan M. Investigation of Squeeze Film Damper in Flexible Support Structures. Proc. of Workshop for Rotordynamic Instability Problem in High Performance Turbomachinery Texas A & M University May, 1984

(责任编辑 王震华)

and neglects the existence of cascades and the effects of annulus wall boundary layers, so it aims at calculating the mainstream axial velocity distribution. The calculation of the cascade flow is intended to obtain lift and drag coefficients of cascade airfoil and to calculate the incremental of total enthalpy and entropy across cascades. The calculation of the annulus wall boundary layer provides the blockage effect and the losses caused by annulus wall boundary layer. For obtaining the whole losses of the compressors, the loss models of shoke wave, blade wake and secondary flow/clearance leakage should be coupled with the above mentioned calculations. As examples, the off-design performance curves of compressors have been calculated, one of them gives the effect of the annulus wall boundary layer on the compressor characteristics. Additionally, the axial development of the boundary layer momentum thickness and blockage coefficient are also given. The comparison of calculated curves with the rig test results shows that the errors will be allowable in engineering.

INVESTIGATION OF FLOWS IN A CONTROLLED DIFFUSION AIRFOIL CASCADE PASSAGE

Cheng Ronghui and Zhong Yongxing (*Gas Turbine Establishment*)

Yun Ruqun (*Northwestern Polytechnical University*)

ABSTRACT

This paper presents the flow measurement in the blade passage and downstream of a high turning controlled diffusion airfoil (CDA) cascade in details and the investigation of flow visualization on the endwall and blade surface. As a result, a thorough comprehension is obtained in respect of the flow in the blade passage especially in the endwall area, the vortex structure and of the effect of endwall boundary layer and secondary flow on the performance of the cascade. It is of great practical value in improving the flow conditions in the endwall area of a compressor and developing the second generation of the controlled diffusion airfoil.

VIBRATION CHARACTERISTICS OF ROTOR SYSTEMS WITH POROUS SQUEEZE FILM DAMPER (PSFD) SUPPORTS

Yan Litang, Zhang Shiping, Li Qihan

(*Beijing University of Aeronautics and Astronautics*)

ABSTRACT

A Porous Squeeze Film Damper (PSFD) had been developed by the authors based on the normal Squeeze Film Damper (SFD). The outer race of the PSFD is made of permeable metal material. Its permeability allows some of the oil in the clearance of the damper to seep in or out through the outer porous race for remarkable improvement of the squeeze film damping properties. In this paper, the steady state response and the transient response resulted from sudden unbalance in the case of blade loss are investigated for simple rigid rotor and a flexible Jeffcott rotor supported on concentric PSFD or SFD. The nonsynchronous response of the simple rigid rotor is analyzed. The investigations show that the nonlinear vibration characteristics with the cavitated SFD systems such as bistable jump phenomenon, nonsynchronous response and "lock up" at rotor pin-pin critical speeds under much high unbalance level are greatly improved or avoided with the PSFD systems. PSFD systems could be operated efficiently at higher shaft speeds and under greater unbalance loads especially under greater sudden loading of blade loss. As a new damper based on SFD, PSFD retains all the advantages of SFD and provides more effective vibration control for the rotor systems.