

非对称转子系统主动平衡型抑振控制*

西北工业大学 贺尔铭** 陈新海 顾家柳

【摘要】 基于柔性转子动平衡的思想, 对非对称支承—柔性转子系统设计了一种最优极点配置型主动平衡控制器, 以主动控制一般转子系统的不平衡响应。对航空发动机模型转子单点轴承座施力控制结果表明, 该方法实现方便, 抑振效果显著。

主题词: 转子 平衡 振动 控制

分类号: V 231. 96

1 引言

柔性转子的平衡技术较刚性转子要复杂得多, 必须综合考虑各阶振型对平衡的影响。对实际航空发动机转子的特定结构, 只能在有限个转速上得到平衡。此外, 发动机会受到外力干扰及突加不平衡载荷 (如叶片折断) 等, 可能诱发转子的“过大”振动而酿成事故。为此, 国内外研究者基于各种主动控制部件, 对转子系统振动控制进行了大量的研究, 并已取得令人鼓舞的成果^[1-3]。然而, 正如 Adams^[3]指出的那样, 以往的研究为了简化分析大都是针对对称转子讨论和设计的, 这对实际发动机转子可能出现的不对称支承结构的减振应用受到限制。本文在轴承座处施加主动控制力, 对非对称支承—转子设计了主动平衡型振动控制器。

2 主动平衡控制器

考虑非对称支承—转子系统稳态不平衡响应受控方程^[4]:

$$\begin{aligned} M \ddot{q}_0 + \mathcal{G} \dot{q}_0 + K q_0 &= B_1 f + B_c u_0 \\ u_0 &= -K_{c1} q_0 - K_{c2} \dot{q}_0 \end{aligned} \quad (1)$$

式中, $q_0 = [x_1, \cdots, x_n, y_1, \cdots, y_n]^T$ 为系统广义稳态不平衡响应向量, $u_0 = [u_{1x}, \cdots, u_{rx}, u_{1y}, \cdots, u_{ry}]^T$ 为控制力向量, M 为对称正定惯量方阵, K 为非负定刚度方阵, $\mathcal{G}$ 为反对称陀螺方阵, f 为干扰力矢量, K_{c1} 和 K_{c2} 分别为位移、速度反馈增益矩阵, B_1 和 B_c 为相应维的不平衡、控制位置矩阵, n 和 r 分别为质量站和控制点的数目, Ω 为转子转速。

定义频域二次型性能指标泛函

$$J(\Omega) = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} (\bar{q}_0^T Q \bar{q}_0 + \bar{u}_0^T R \bar{u}_0) d\Omega \quad (2)$$

这里: $\bar{q}_0 = [\bar{q}_c^T, \bar{q}_s^T]^T_{4n \times 1}$, $q_0 = q_c \cos \Omega t + q_s \sin \Omega t$
 $\bar{u}_0 = [u_c^T, u_s^T]^T_{4 \times 1}$, $u_0 = u_c \cos \Omega t + u_s \sin \Omega t$

Q 、 R 为对称正定加权阵, 一般取对角阵。

1995 年 10 月收到; 1995 年 12 月收到修改稿。 * 本文系国家教委博士点基金资助项目

** 西安市西北工业大学 158 信箱 710072

相应地, 式 (1) 中控制力 u_0 及不平衡力 f 可写成:

$$u_0 = [-K_{c1}q_c - K_{c2}\Omega q_s] \cos \Omega + [-K_{c1}q_s + K_{c2}\Omega q_c] \sin \Omega \quad (3)$$

$$f = \Omega^2 [V_c^T, V_s^T]^T \cos \Omega + \Omega^2 [-V_s^T, V_c^T]^T \sin \Omega \quad (4)$$

以上式中 q_c 、 q_s 和 u_c 、 u_s 及 V_c 、 V_s 分别为稳态振幅、控制力及不平衡力的余 (正) 弦实值分量。

现将 (2) - (4) 式代回 (1) 式, 得出以幅值向量 $\bar{q}_0$ 、 $\bar{u}_0$ 、 V_c 及 V_s 表示的系统受控状态方程

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K} - \Omega^2 \mathbf{M} & \Omega^2 \mathbf{G} \\ -\Omega^2 \mathbf{G} & \mathbf{K} - \Omega^2 \mathbf{M} \end{bmatrix} \cdot \bar{q}_0 = \Omega^2 \begin{bmatrix} B_1 & 0 & 0 & B_1 \\ 0 & B_1 & -B_1 & 0 \end{bmatrix}^T \cdot \begin{Bmatrix} V_c \\ V_s \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} B_c & 0 \\ 0 & B_s \end{bmatrix} \cdot \bar{u}_0$$

简记为:
$$K_d \bar{q}_0 = \Omega^2 D V_a + B_d \bar{u}_0 \quad (5)$$

求解主动控制力幅值 $\bar{u}_0$, 使之主动平衡系统的不平衡干扰力 f , 归结为在约束 (5) 之下求泛函 (2) 的极值 $J_{\min}$ 问题。由线性二次型调节器理论可以得出最优主动平衡控制力为 $\bar{u}_0^* = -R^{-1}B_d^T K_d^{-1}Q\bar{q}_0$, 及受控转子系统响应 $\bar{q}_0^* = [K_d + B_d K_d]^{-1}\Omega^2 D V_a$ 。

考虑 (3) 式有反馈形式

$$\bar{u}_0 = [u_c^T, u_s^T]^T = \begin{bmatrix} -K_{c1}q_c - K_{c2}\Omega q_s \\ -K_{c1}q_s + K_{c2}\Omega q_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{c1} & \Omega K_{c2} \\ -\Omega K_{c2} & K_{c1} \end{bmatrix} \cdot \bar{q}_0$$

因此, 这是一种主动刚度及主动阻尼复合型控制器, 其反馈增益阵也是随转速 Ω 变化的, 它即适合于非轴对称的转子系统, 也同样适用于对称转子系统, 其最优控制 $\bar{u}_0^*$ 起主动平衡作用, 似一个随转速而变化的实时配重, 使受控转子对不平衡量的敏感度最低。

3 数值仿真及分析

为了检验本文主动平衡控制器对非对称转子振动的控制能力和效果, 将文献 [4] 中航空发动机模型转子稍加修改, 使其左支承刚度非对称, 即 $k_{1x}/k_{1y} \approx 3$, 如图 1 所示。模型参数如下所列:

$$\begin{aligned} l_1 &= 65 \text{ cm}, l_2 = 15 \text{ cm}, m_d = 5.2 \text{ kg}, m_1 = 1.5 \text{ kg} \\ m_2 &= 2.0 \text{ kg}, e_m = 3.8 \times 10^{-3} \text{ cm}, I_p = 2I_d = 294 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 \\ E &= 2.1 \times 10^7 \text{ N/cm}^2, J = 2.243 \text{ cm}^4, k_{1x} = 6.15 \times 10^4 \text{ N/cm} \\ k_{1y} &= k_{2x} = k_{2y} = 2.058 \times 10^4 \text{ N/cm} \end{aligned}$$

$$\Omega_{r1} = 312.2 \text{ rad/s}, \Omega_{r2} = 1172.25 \text{ rad/s}, \Omega_{r3} = 1641.59 \text{ rad/s}$$

对上述非对称支承转子, 假定在右支承单点施加控制力, 即 $n=4, r=1$ 。当 (2) 式中加权阵分别取配置: (1) $R_1 = 1.0 \times 10^{-12} I_4, Q_1 = 1.0 I_{16}$; (2) $R_2 = 1.0 \times 10^{-14} I_4, Q_2 = Q_1$ 时, 本文主动平衡型控制对转子系统不平衡响应的抑制效果如图 2 - 4 所示。可见, 主动平衡控制使非对称转子的不平衡响应峰值至少降低了 80% 多, 尤其配置 (1) 使转子在 0-2000 rad/s 转速范围内平稳运行 (如图 2-4 中曲线 1 所示)。另外, 配置 (2) 比 (1) 所加控制力要大 (如图 5 所示; 图 2-5 中: * 未控, 1 配置 (1), 2 配置 (2)), 但其高频抑振效果 ($\Omega = 1200-2000 \text{ rad/s}$) 显然不如后者 (见图 3), 其原因可能是过剩的控制力诱发了高频段的共振

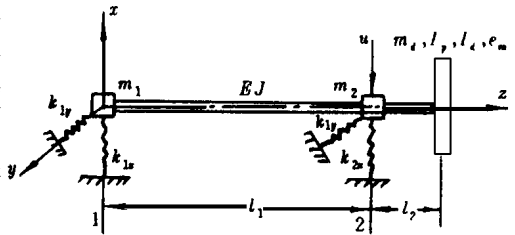


图 1 模型转子示意图

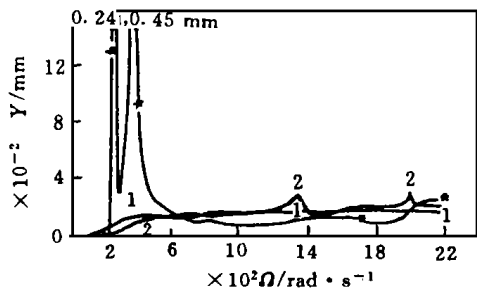


图 2 圆盘水平受控响应

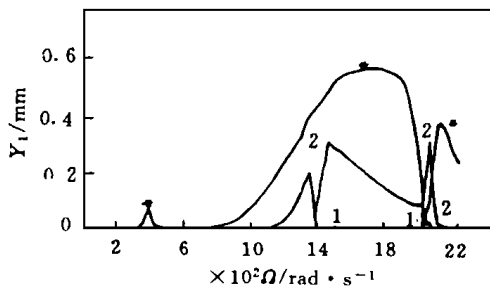


图 3 左支承水平受控响应

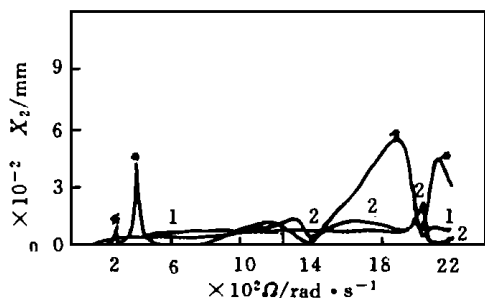


图 4 右支承竖向受控响应

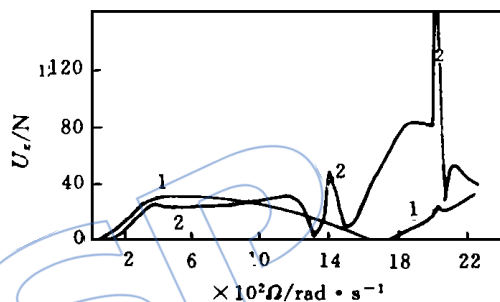


图 5 竖向控制力 (右支承处)

所致。此外,还可以通过分段选取加权阵 Q 和 R 或采用两支承施加控制等措施来进一步提高抑振效果。

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 Clark W W, Kim J H. Comparison of Vibration Amplitude Suppression vs. Dynamic Bearing Load Suppression in Active Vibration Control of Rotating Machinery. AIAA Tech. Papers, Pt. 5 (A93- 33867 13- 39)
- 3 Adams M L. A Feasibility and Technology Assessment for the Implementation of Active Rotor Vibration Control Systems in Power Plant Rotating Machinery. DE- Vol. 60, Vibration of Rotating Systems, SAME 1993: 327- 332
- 4 贺尔铭. 转子系统振动主动控制系统的理论研究: [学位论文]. 西北工业大学博士学位论文, 1993

(责任编辑 魏星禄)