

基础振动作用下转子-轴承-密封系统动力学分析

张恩杰^{1,2}, 焦映厚², 陈照波², 武祥林², 张 赛², 王治易¹

(1. 上海宇航系统工程研究所, 上海 201109; 2. 哈尔滨工业大学机电工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘要: 针对受不平衡质量、轴承油膜、密封流体及基础振动多激励共同作用的转子系统, 采用 Lagrange 法建立其动力学模型, 以 Runge-Kutta 法求解系统非线性状态方程, 绘制频谱图、分岔图和轴心轨迹来分析系统的动力学特性, 并引入振动烈度评估转子的振动水平。对比分析了基础振动对转子系统的非线性动力学特性及失稳转速的影响, 并研究了基础振动的形式、频率及幅值对系统动力学特性的影响。结果表明, 基础振动使得系统稳定性降低, 其对转子系统动力学响应的影响具有明确的方向性。

关键词: 非线性动力学; 转子; 基础振动; 振动烈度; 迷宫密封

中图分类号: O322; O347.6 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2021)06-1169-08

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2021.06.008

引 言

船舶汽轮机安装在易变形的船体基座上, 受风浪或爆炸冲击等作用的影响, 基础振动易由轴承传递至轴径, 给转子系统的安全稳定运行带来隐患。而狭窄间隙中的高温高压流体, 作为汽轮机转子系统的主要激励源, 对转子系统的非线性动力学特性影响显著。多年来, 科研人员对基础振动或密封流体激振的转子系统开展了大量研究。Duchemin 等^[1]、Driot 等^[2]分析了基础振动频率对简支转子系统的稳定性和动态特性的影响规律。Ying 等^[3]建立了涡轮增压器转子系统的集总参数模型, 分析了经由轴承油膜传递至转子的发动机激励对系统非线性动力学特性的影响。EI-Saeidy 等^[4]分析了线弹性轴承和非线性轴承支承的转子系统在基础振动影响下的频响特性, 研究指出应以轴径而非轮盘的响应幅值作为系统振动的评价参数。Dakel 等^[5]基于 Timoshenko 梁理论建立了基础运动的转子系统的动力学模型, 采用解析法和数值法分析了转轴/轮盘的结构不对称和基础的转动对系统稳定性的影响。Zhang 等^[6]分析了基础俯仰和滚转运动时的转子-轴承系统的非线性动力学特性及稳定性, Han 等^[7]研究了基础时变振动影响下的裂纹转子-轴承系统的动态响应。此外, 一些学者还对受地震激励、随机冲击载荷作用的转子系统的动力学响应开展了相关研究^[8-11]。在密封流体激振影响方面, 科研人员也进行了深入研究。其中, Muszynska 所提出的非线性密封力模型^[12-13]被广泛应用于转子-密封系统的动力学特性分析和稳定性分析^[14-18]中。Wang 等^[19-20]和

Zhang 等^[21]则基于摄动法、控制体理论及 Muszynska 模型提出了更适用于迷宫密封的流体激振力模型, 并对转子-轴承-密封系统进行了动力学特性分析及稳定性评估。

目前在对基础振动的转子系统进行动力学或振动特性分析时, 并未考虑密封流体激励的影响。已有研究虽能为转子系统的动力学设计、振动分析或故障诊断提供参考, 但是对于多激励因素共同作用的船舶汽轮机转子系统, 只有在建立其动力学模型时尽可能全面地将各关键影响因素考虑在内, 才能给出更为准确可靠的结果。鉴于此, 本文以船舶汽轮机为应用对象, 计入密封流体、轴承油膜及不平衡量的影响, 建立基础振动的转子系统的动力学模型, 分析基础振动对系统非线性动力学特性的影响。

1 基础振动的转子系统动力学模型

对于基础振动的转子系统(如图 1 所示), 为方便其动力学模型的构建及动态特性的分析, 引入以下两个坐标系: 1) 全局坐标系 F_g , 其原点为 O_g ; 2) 固定于转子系统基础上的运动坐标系 F_b , 其原点为 O_b 。则坐标系 F_b 与 F_g 之间存在以下关系

$$\begin{pmatrix} \zeta \end{pmatrix}_{F_b} = T_{bg} \begin{pmatrix} \zeta \end{pmatrix}_{F_g} \quad (1)$$

式中 正交矩阵 $T_{bg} = R_\beta R_\alpha R_\gamma$; γ , α 和 β 为惯性坐标系 F_g 转换到与非惯性坐标系 F_b 相平行的位置所依次转过的欧拉角(如图 2 所示), 这三者可分别用于表示基础的滚转、俯仰和偏航运动的角位移; R_α , R_β 和 R_γ 分别为 α , β 和 γ 的函数关系的矩阵表示。

则在全局坐标系 F_g 中, 轮盘中心的绝对速度可

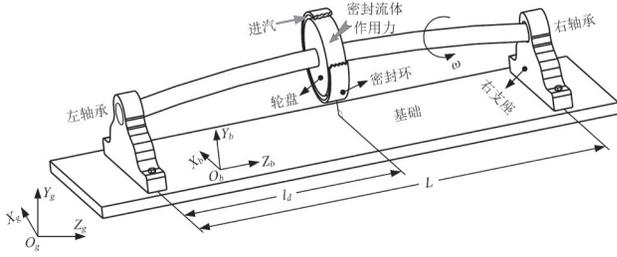


图1 基础振动的转子系统

Fig. 1 Rotor system excited by base vibration

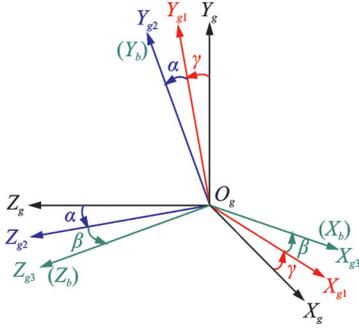


图2 坐标系的转换

Fig. 2 Transformation of coordinate systems

表示为

$$\begin{aligned} (V_d)_{F_g} &= (O_g O_b)_{F_g}' + T_{bg}^T (O_b O_d)_{F_b}' + \\ &T_{bg}^T (\omega_{F_b}^{F_g}) \times (O_b O_d)_{F_b} \end{aligned} \quad (2)$$

式中 $(O_g O_b)_{F_g}$ 为向量 $O_g O_b$ 在 F_g 中的表示； $(O_b O_d)_{F_b} = (O_b A)_{F_b} + \{X_d \ Y_d \ l_d\}^T$ ， $(O_b A)_{F_b}$ 为左轴承中心 A 在 F_b 中的位置向量， X_d 、 Y_d 和 l_d 分别为轮盘中心沿 X_b 和 Y_b 轴的位移及其到左轴承中心的距离； $(\omega_{F_b}^{F_g})_{F_b}$ 为 F_b 相对于 F_g 的转速，表示如下

$$(\omega_{F_b}^{F_g})_{F_b} = \begin{pmatrix} \omega_{bX} \\ \omega_{bY} \\ \omega_{bZ} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \dot{\alpha} \cos \beta - \dot{\gamma} \cos \alpha \sin \beta \\ \dot{\beta} + \dot{\gamma} \sin \alpha \\ \dot{\alpha} \sin \beta + \dot{\gamma} \cos \alpha \cos \beta \end{pmatrix} \quad (3)$$

轮盘的偏心集中质量位于点 n_{ub} 处，其绝对速度的表达式为

$$\begin{aligned} (V_{ub})_{F_g} &= (V_d)_{F_g} + r_{ub} \omega T_{bg}^T \begin{bmatrix} -\sin(\omega t + \eta_{ub}) \\ \cos(\omega t + \eta_{ub}) \\ 0 \end{bmatrix} + \\ &T_{bg}^T (\omega_{F_b}^{F_g})_{F_b} \times \begin{bmatrix} r_{ub} \cos(\omega t + \eta_{ub}) \\ r_{ub} \sin(\omega t + \eta_{ub}) \\ 0 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4)$$

式中 r_{ub} 和 η_{ub} 分别为不平衡质量 m_{ub} 的偏心距和偏心角； ω 为转子转速。

受基础振动作用的转子系统的动能、势能及耗散势能的表达式如下

$$\begin{cases} T_{\text{system}} = \frac{1}{2} m_{LB} (V_{LB})_{F_g}^T (V_{LB})_{F_g} + \frac{1}{2} m_d (V_d)_{F_g}^T (V_d)_{F_g} + \\ \frac{1}{2} m_{ub} (V_{ub})_{F_g}^T (V_{ub})_{F_g} + \frac{1}{2} m_{RB} (V_{RB})_{F_g}^T (V_{RB})_{F_g} \\ U_{\text{system}} = \frac{1}{2} Q_{dLB}^T K_L^S Q_{dLB} + \frac{1}{2} Q_{dRB}^T K_R^S Q_{dRB} + m_{LB} g D_{Y_{LBg}} + \\ m_d g D_{Y_{dg}} + m_{RB} g D_{Y_{RBg}} \\ D_{\text{system}} = \frac{1}{2} Q_{dLB}^T C_L^S Q_{dLB} + \frac{1}{2} Q_{dRB}^T C_R^S Q_{dRB} \end{cases} \quad (5)$$

式中 m_{LB} 、 m_{RB} 和 m_d 分别为左、右轴径和轮盘的集中质量； $(V_{LB})_{F_g}$ 和 $(V_{RB})_{F_g}$ 分别为左、右轴径的绝对速度，表达式与(2)相似； Q_{dLB} 和 Q_{dRB} 分别为左右轴径的状态向量， K_L^S 和 C_L^S 分别为左轴段的刚度和阻尼； K_R^S 和 C_R^S 分别为右轴段的刚度和阻尼； $D_{Y_{LBg}}$ 、 $D_{Y_{RBg}}$ 和 $D_{Y_{dg}}$ 分别为左、右轴径和轮盘在 F_g 中的绝对竖坐标。

依据 Lagrange 方法，结合以上各式，可得基础振动的转子-轴承-密封系统的动力学方程为

$$m_{sy} \ddot{Q}_{sy} + (C_{sy1} + C_{sy2}) \dot{Q}_{sy} + (K_{sy1} + K_{sy2}) Q_{sy} = m_{sy} c_{f1} + m_{sy} c_{f2} + m_{sy} c_{f3} + m_{sy} c_{f4} + m_{ub} r_{ub} c_{f5} + F_w \quad (6)$$

式中 m_{sy} 和 Q_{sy} 分别为系统的质量矩阵和状态向量； C_{sy1} 和 C_{sy2} 为系统的阻尼矩阵； K_{sy1} 和 K_{sy2} 为系统的刚度矩阵； c_{f1} 、 c_{f2} 和 c_{f3} 分别为由基础的转动、平动及二者的耦合作用引起的系数矩阵； c_{f4} 为与基础转动有关的重力系数矩阵； c_{f5} 为由基础和转子转动引起的不平衡系数矩阵； F_w 为作用于转子的外力矩阵，表示如下

$$F_w = [F_{LBX} \ F_{LBY} \ F_{dX} \ F_{dY} \ F_{RBX} \ F_{RBY}]^T \quad (7)$$

式中 $F_{LB\Box}$ 、 $F_{RB\Box}$ 和 $F_{d\Box}$ 分别为作用于左、右轴径的非线性油膜力和作用于密封轮盘的非线性流体激振力^[21]。

为便于计算分析，对式(6)进行无量纲化处理，可得

$$\begin{bmatrix} \ddot{q}_{sy} \\ \dot{q}_{sy} \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} Aa_1 & Aa_2 \\ -I & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_{sy} \\ q_{sy} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} Bb \\ 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

其中，

$$\begin{aligned} q_{sy} &= [x_{LB} \ y_{LB} \ x_d \ y_d \ x_{RB} \ y_{RB}]^T, \\ Aa_1 &= \frac{1}{\omega} g_{nd}^{-1} m_{sy}^{-1} (C_{sy1} g_{nd} + C_{sy2} g_{nd}), \\ Aa_2 &= \frac{1}{\omega^2} g_{nd}^{-1} m_{sy}^{-1} (K_{sy1} g_{nd} + K_{sy2} g_{nd}), \\ Bb &= \frac{g_{nd}^{-1} m_{sy}^{-1}}{\omega^2} (m_{sy} c_{f1} + m_{sy} c_{f2} + m_{sy} c_{f3} + \\ &m_{sy} c_{f4} + m_{ub} r_{ub} c_{f5} + F_w), \end{aligned}$$

$$m_{\text{sys}} = \text{diag} \left(m_{LB}, m_{LB}, m_d + \sum_{i=1}^{Nt} m_{fi}, m_d + \sum_{i=1}^{Nt} m_{fi}, m_{RB}, m_{RB} \right),$$

$$g_{nd} = \text{diag} (h_B, h_B, Cr, Cr, h_B, h_B),$$

$$x_{LB} = X_{LB}/h_B, y_{LB} = Y_{LB}/h_B,$$

$$x_{RB} = X_{RB}/h_B, y_{RB} = Y_{RB}/h_B,$$

$$x_d = X_d/Cr, y_d = Y_d/Cr \quad (9)$$

式中 h_B 和 Cr 分别为滑动轴承间隙和迷宫密封间隙; Nt 为密封齿数。

2 基础振动的转子系统动力学特性分析

2.1 基础振动对转子系统动力学特性的影响

采用 Newton-Raphson 法求得密封齿腔内介质压力与泄漏量,应用 Gauss-Jordan 法及数值积分获取齿腔内密封力,并结合 Muszynska 模型得到迷宫密封整体的非线性流体作用力^[21],同时根据 Capone 模型计算滑动轴承油膜力^[22],进而采用 Runge-Kutta 法求解转子系统动力学方程,对比分析基础振动对系统动态特性的影响。转子、轴承及迷宫密封的结构参数如表 1 所示。

基础无振动时,在不平衡量、轴承油膜和密封流体的激励作用下,置于转子跨中的密封轮盘的振动频谱及运动分岔特征如图 3 所示。转速 ω 在 500-9250 r/min 的范围内,系统振动主要由转子不平衡诱发,瀑布图中以工频 f_r 为主,其他频率特征不明显;分岔图中每一转速下的 Poincaré 映射点重合,显示为仅有一个点;频谱及分岔特征表明,转子系统在该转速范围内以单周期形式运动。 ω 由 9250 r/min 增大至 12750 r/min 时,流体激振频率 f_{wl} 随之由 69.4 Hz 增大至 96.7 Hz, $f_{wl} \approx 0.45f_r$; 在此转速域内,滑动轴承和迷宫密封的狭窄间隙内的流体激振作用增强,系统动态响应的非线性特征显著,分岔图中每一转速下都存在多个互不重合的映射点,系统表现为概周期运动。随着转速的继续增加 ($12750 \text{ r/min} < \omega < 15000 \text{ r/min}$),工频 f_r 的幅值依然很小,幅值最大的自激振动频率 f_{wp} 在 [96.7, 97.5] Hz 的范围内做微小变化,该锁频现象归类为流体振荡^[23]。

为更直观地了解系统的振动情况,以振动烈度来表征转子的振动。振动烈度的定义为

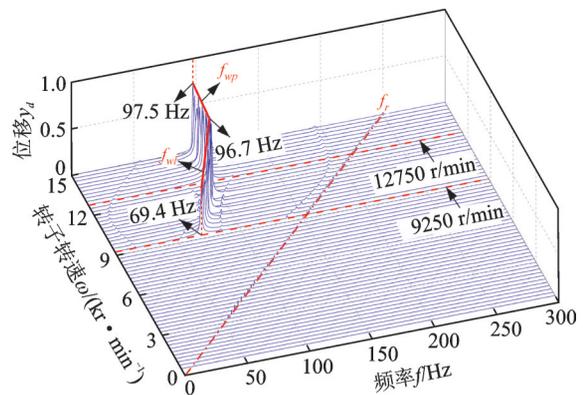
$$V_{\text{rms}} = \sqrt{\frac{1}{K} \sum_{i=1}^K V_i^2} \quad (10)$$

式中 $V_i (i=0, 1, \dots, K-1)$ 为振动速度离散信号。由图 4 可知,流体涡动发生之前 ($\omega <$

表 1 转子-轴承-迷宫密封系统的结构参数

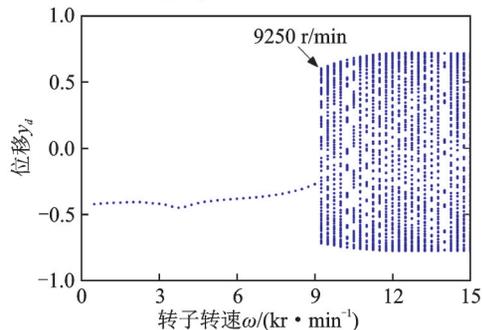
Tab. 1 Structure parameters of rotor-bearing-labyrinth seal system

名称	数值	名称	数值
转轴半径/mm	28.5	密封齿高度 B /mm	7
转子长度 L /mm	1125	密封半径 R_s /mm	150
不平衡量 $m_{ub}r_{ub} / (g \cdot mm)$	500	入口压力 P_{in} /MPa	1.3
平衡品质级别	G6.3	压比 $R_p = P_{in}/P_{out}$	2
偏心角 $\eta_{ab}/(^{\circ})$	0	轴承长度 L_B /mm	14.25
密封齿数 Nt	16	轴承半径 R_B /mm	28.5
密封间隙 Cr /mm	0.4	轴承间隙 h_B /mm	0.2
密封腔宽度 L /mm	5	润滑油黏度 $\mu_B / (\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.018



(a) 频谱图

(a) Spectrum cascade



(b) 分岔图

(b) Bifurcation diagram

图 3 无基础振动时转子-轴承-密封系统的动力学响应

Fig. 3 Dynamic responses of rotor-bearing-seal system without base excitation

9250 r/min),不平衡量、轴承油膜和密封介质的激励作用使得振动能量在轴径和轮盘处非同步地积累和耗散,右轴径和密封轮盘的横向振动烈度在 2750,4000 和 8500 r/min 时交替出现极大值,但其值均小于 18 mm/s。出现流体涡动时,系统振动极速增强,轴径及轮盘在各自的 X 和 Y 方向上的振动烈度基本相等,密封轮盘的振动比轴径更为剧烈。流体振荡发生后,系统的振动烈度维持在很高的水平,随转速变化的幅度较小。需要指出的是,左右轴径的频谱特征、分岔特性及振动情况均一致。

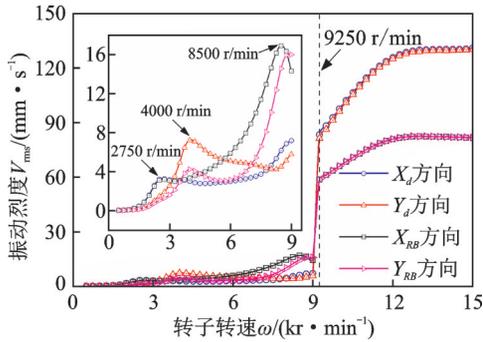


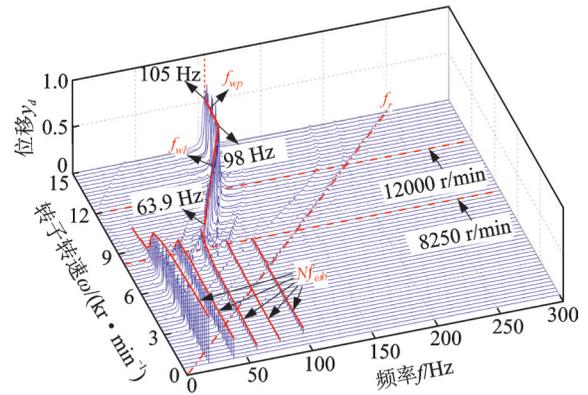
图4 无基础振动时转子-轴承-密封系统的振动烈度

Fig. 4 Vibration intensity of rotor-bearing-seal system without base excitation

受到基础俯仰振动 ($\alpha = \alpha_0 \cos \omega_b t$, $\alpha_0 = 0.1^\circ$, $\omega_b = 20 \text{ Hz}$) 作用时, 转子系统的动力学响应如图 5 所示。转速很小时, 系统即发生失稳, 频谱图中基础振动频率 f_{wb} 及其 N 倍频 (Nf_{wb}) 的幅值均大于工频幅值, 分岔图中每一转速下均有多个映射点, 系统呈概周期运动。基础的俯仰振动向系统持续输入能量, 对比图 6 和图 4 可知, 其使得同一转子系统的横向振动烈度增大, 系统振动显著增强。随着转速的增加, 系统在 X 方向上的振动烈度逐渐增大, Y 方向上的则一直保持在较大的水平, 均大于 23 mm/s , 且转轴上密封轮盘 Y 方向的振动最为剧烈。由于基础振动的存在, 系统发生流体涡动的转速阈值由 9250 r/min 降低至 8250 r/min 。涡动频率 f_{wt} 出现时, 基础振动频率及其 N 倍频分量的幅值快速减小或消失, f_{wt} 成为主振动频率; 与无基础振动时相似, 系统的振动烈度快速增大; 这表明流体自激振动的影响逐渐大于基础振动作用, 成为主激振因素。流体涡动发生后, 系统的 $V_{\text{rms}}-\omega$ 变化趋势与无基础振动时的一致。对比图 5(a) 和图 3(a) 可知, 不考虑基础振动时, 系统发生流体振荡的转速阈值为 12750 r/min , 此时流体振荡频率与工频之比 (f_{wp}/f_r) 为 0.455 。 f_{wp}/f_r 与流体平均环流比正相关, 流体平均环流比与失稳转速负相关。由于流体平均环流比的增加, 考虑基础振动后, 系统失稳转速降低, 发生流体振荡的转速阈值减小至 12000 r/min ($f_{wp}/f_r = 0.49$)。

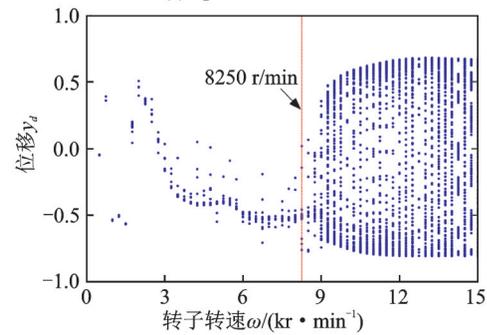
2.2 基础振动频率对转子系统动力学特性的影响

将基础俯仰振动幅值 α_0 及转子转速 ω 分别保持在 0.1° 和 4000 r/min , 仅改变俯仰振动频率 ω_b , 计算得到转子系统的动力学响应如图 7 所示。当 $\omega_b \leq 12 \text{ Hz}$ 时, $f_{wb} (= \omega_b)$ 的幅值略小于工频幅值, 轴径及轮盘的各向振动烈度均较小 ($\leq 7.1 \text{ mm/s}$), 系统运转平稳。随着 ω_b 的增加, 主振动频率 $f_{wb} (= \omega_b)$ 的幅值整体呈线性增大趋势, 其 N 倍频 ($2f_{wb}, 3f_{wb}, 4f_{wb}$) 的幅值大于工频幅值; 轮盘在不平衡量及密封



(a) 频谱图

(a) Spectrum cascade



(b) 分岔图

(b) Bifurcation diagram

图5 基础振动时转子-轴承-密封系统的动力学响应

Fig. 5 Dynamic responses of rotor-bearing-seal system subjected to base excitation

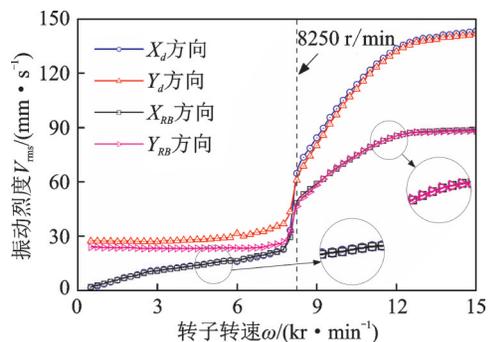


图6 基础振动时转子-轴承-密封系统的振动烈度

Fig. 6 Vibration intensity of rotor-bearing-seal system subjected to base excitation

流体的激励下, 对基础俯仰振动最敏感, 其 Y 向振动最剧烈, 振动烈度由 $\omega_b = 12 \text{ Hz}$ 时的 7.1 mm/s 快速增大至 $\omega_b = 100 \text{ Hz}$ 时的 245.7 mm/s , 振动情况严重恶化。轴径的 Y 向振动烈度次之, 其在接近 $\omega_b = 28 \text{ Hz}$ 的过程中增速减缓, 后随 ω_b 的增加快速增大。 $\omega_b \geq 28 \text{ Hz}$ 时, 轮盘 X 向的 V_{rms} 先增大后减小, 并于 $\omega_b \geq 76 \text{ Hz}$ 时逐渐趋于定值。由图 8(a) 可以发现, 在基础俯仰振动频率 ω_b 增加的过程中, 轮盘轴心轨迹由椭圆形历经“8”字形逐渐演变为长边在 Y 向排列、短边为 U 形的环形。对比图 8(a) 和图 8(b) 可知, 受基础偏航振动 ($\beta = \beta_0 \cos \omega_b t$, $\beta_0 = 0.1^\circ$, $\omega = 4000 \text{ r/min}$) 影响时, 轮盘轴心轨迹恰似将基础俯仰

振动时的轮盘轴心轨迹翻转了 90°。特别需要指出的是,基础偏航振动时,系统在 X 和 Y 向的动力学特性、振动烈度变化特征分别与受俯仰振动影响时转子在 Y 和 X 向的动力学特性、振动烈度变化特征相似,因篇幅限制,此处不再展示。

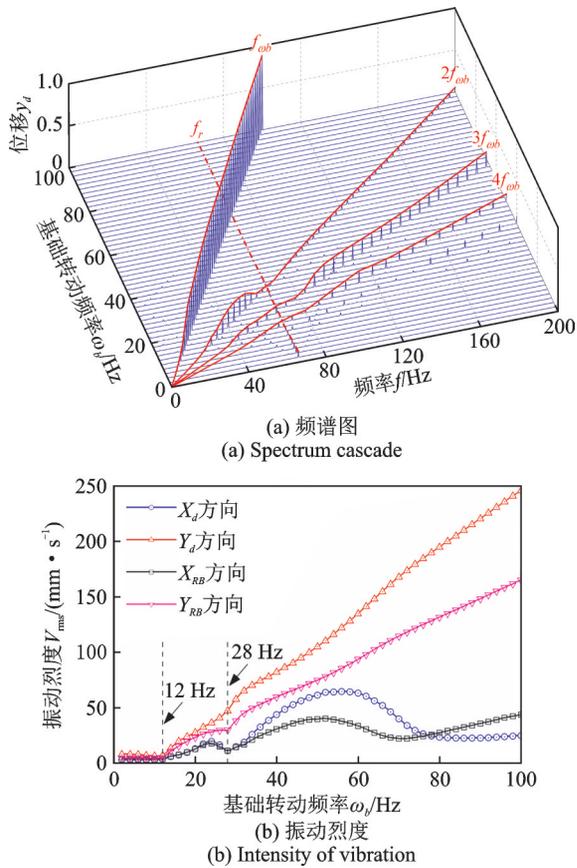


图 7 基础俯仰振动频率变化时转子系统的动力学响应
Fig. 7 Dynamic responses of the rotor system for pitching base excitation with variable base frequency

将基础滚转振动幅值 γ_0 和转子转速 ω 分别保持在 0.1° 和 4000 r/min 不变,仅改变滚转振动频率 ω_b ,求解可得转子系统的动态响应如图 9 所示。滚转振动频率较小 ($\omega_b \leq 18 \text{ Hz}$) 时,系统的振动烈度小于 8.7 mm/s ,转子振动幅值很小(图 9(b))。由于基础滚转振动对系统 X 和 Y 方向的激励作用基本相同,随着 ω_b 的增加,系统各向的振动烈度均增大,转子轴心轨迹也由关于 Y 轴对称的近似“V”形或三角形逐渐演变为较为规则的四边形。由以上可知,基础旋转振动对转子系统动力学响应的影响具有明确的方向性,基础俯仰和偏航振动的影响分别体现在 Y 和 X 方向,滚转振动对 X 和 Y 方向上的影响则基本相同。

分别将基础竖直方向振动幅值 Y_{b0} 和转子转速 ω 保持在 $10 \mu\text{m}$ 和 4000 r/min 不变,随基础振动频率 ω_v 变化的系统动力学响应的频谱特性及振动特征如图 10 所示。转子工频幅值全程保持在较大的水平,频率分量 $f_{\omega_v} (= \omega_v)$ 则随 ω_v 的增加先增大,并于

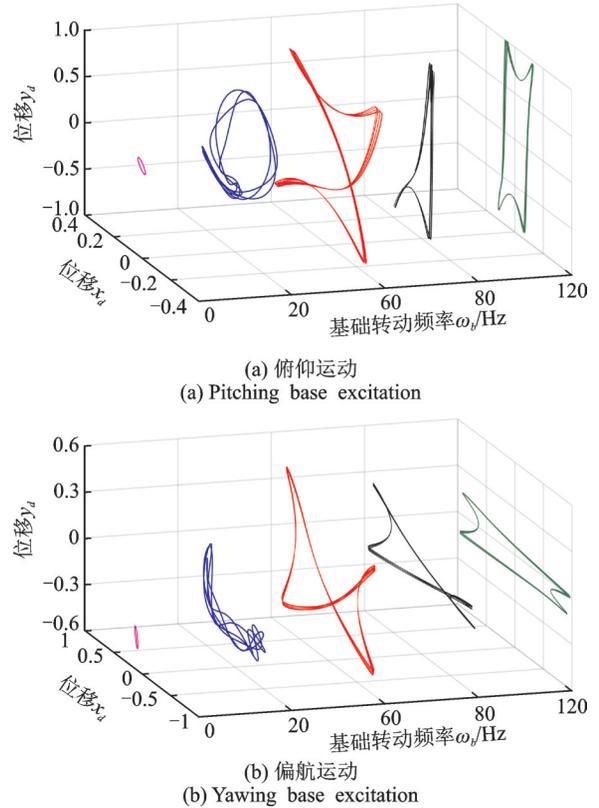


图 8 基础俯仰振动和偏航振动时的转子轴心轨迹
Fig. 8 Trajectories of rotor system subjected to pitching excitation and yawing excitation of base

$\omega_v = 60 \text{ Hz}$ 时达到最大值后逐渐减小。此外,频谱图中还存在工频与基础振动频率的组合频率分量 $|f_r - f_{\omega_v}|, f_r + f_{\omega_v}, |2f_r - f_{\omega_v}|$ 。该激励条件下,由于基础振动主要作用在转子竖直方向上,转子 Y 方向的振动烈度大于其 X 方向的。 ω_v 较小时,转子 X 和 Y 方向的振动烈度分别保持在 3.15 mm/s 和 8 mm/s 左右;随着 ω_v 的增加,转子水平方向的 V_{ms}^X 在 $\omega_v = 40 \text{ Hz}$ 和 103 Hz 时分别出现最大值和极大值,竖直方向上 V_{ms}^Y 则于 $\omega_v = 60 \text{ Hz}$ 和 130 Hz 时出现最大值和极大值。

2.3 基础振动幅值对转子系统动力学特性的影响

对同一转子系统,将基础俯仰振动频率 ω_b 固定在 10 Hz ,分别在转子转速 $\omega = 4000 \text{ r/min}$ 和 6000 r/min 的条件下,分析基础俯仰振动幅值 α_0 对系统动力学特性的影响。如图 11 所示,系统竖直方向的振动最为剧烈;随着 α_0 由 0° 增大至 30° ,转速 $\omega = 4000 \text{ r/min}$ 时转子 Y 方向的振动烈度 V_{ms}^Y 由 8.03 mm/s 快速增大至 68.99 mm/s , $\omega = 6000 \text{ r/min}$ 时 $V_{ms}^Y - \alpha_0$ 曲线的变化趋势与之高度相似; α_0 取值相同的条件下,转速变化对竖直方向振动强度的影响很小。水平方向上,在转速 $\omega = 4000 \text{ r/min}$ 的条件下,振动烈度 V_{ms}^X 先由 $\alpha_0 = 0^\circ$ 时的 3.02 mm/s 快速增至 $\alpha_0 = 6^\circ$ 时的 14.21 mm/s ,之后随着 α_0 的增加缓慢减小至 $\alpha_0 = 30^\circ$ 时的 10.83 mm/s 。在 $\omega =$

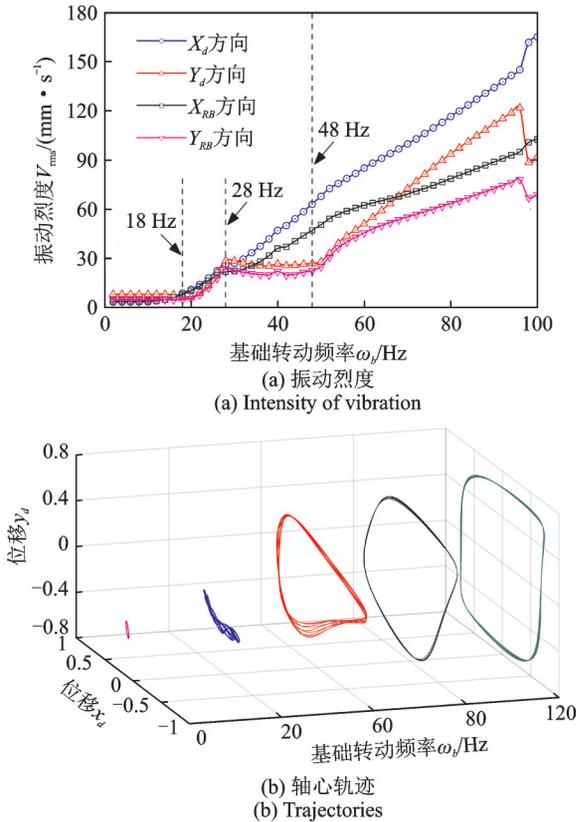


图9 基础滚转振动频率变化时转子系统的动力学响应
Fig. 9 Dynamic responses of rotor system for rolling base excitation with variable base frequency

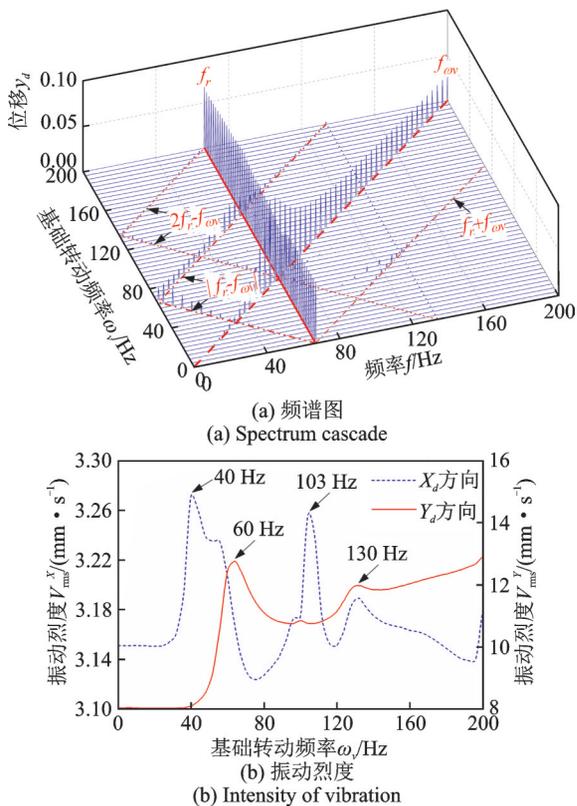


图10 基础竖直方向振动频率变化时转子系统的动力学响应
Fig. 10 Dynamic responses of rotor system for vertical base excitation with variable base frequency

6000 r/min 时, $V_{rms}^X-\alpha_0$ 曲线的变化趋势虽与 $\omega=4000$ r/min 时的相似, V_{rms}^X 在 α_0 较小时的增长率却更大, V_{rms}^X 在 $\alpha_0=3^\circ$ 时增至最大值; 另外, α_0 相同取值条件下, 水平方向的振动随转速的增加也有所增强。

由 2.2 节可知, 基础角振动对转子系统动力学响应的影响具有明确的方向性。对比图 12 和 11 可知, 基础俯仰振动条件下, 外源激励作用于 X 方向, 转子系统在水平和竖直方向的振动烈度变化趋势分别与基础俯仰振动时转子系统在竖直和水平方向上的一致; 此外, 在角振动幅值和转速分别取值相等的情下, 受转子自重影响, 基础俯仰振动的转子系统的 V_{rms}^X 小于基础俯仰振动的转子系统的 V_{rms}^Y , 基础俯仰振动的转子系统的 V_{rms}^Y 则大于基础俯仰振动的转子系统的 V_{rms}^X 。

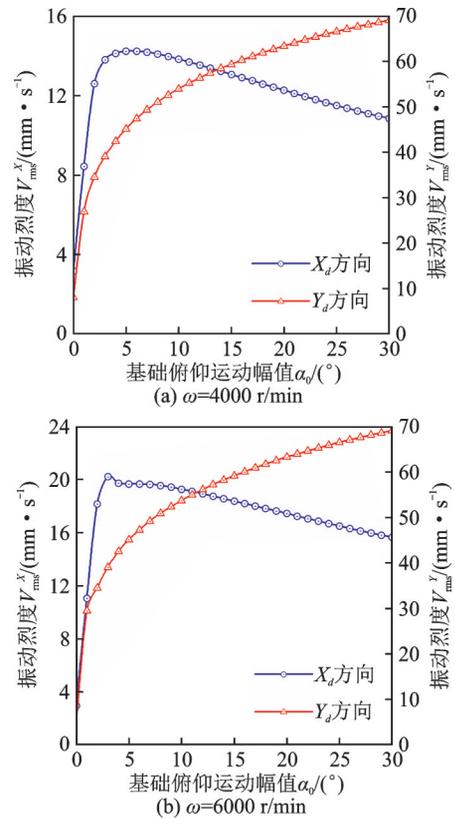


图11 基础俯仰振动幅值变化时转子系统的振动烈度
Fig. 11 Intensity of vibration of the rotor system for pitching base excitation with variable amplitude of base excitation

由以上可知, 系统受到基础某横向方向上角振动影响时, 该方向的振动烈度随角振动幅值的增加而增大, 在相同角振动幅值条件下, 转速的增加对该向振动烈度的影响较小; 但在与之垂直的另一横向方向上, 振动烈度随角振动幅值的增加先增大后减小, 转速的增加使得该向振动烈度增大。产生以上现象的根本原因, 是由于系统动力学方程(6)的系数矩阵中出现了耦合项。

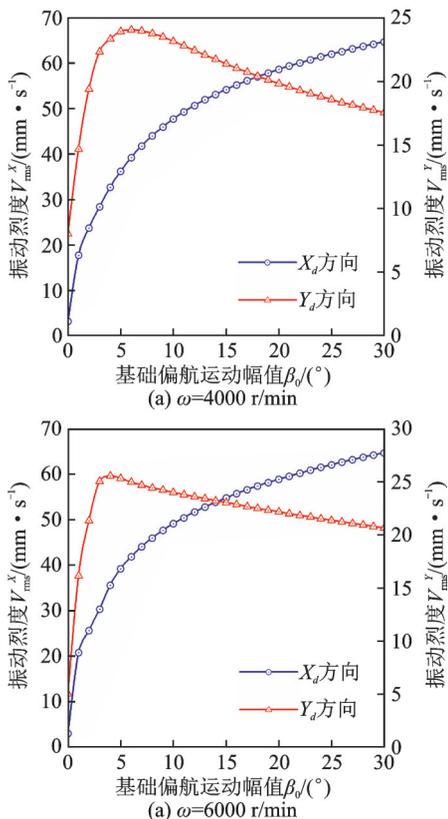


图 12 基础偏航振动幅值变化时转子系统的振动烈度
Fig. 12 Intensity of vibration of the rotor system for yawing base excitation with variable amplitude of base excitation

在频率较低($\omega_b = 10 \text{ Hz}$)的基础滚转振动作用下,转子系统水平方向上的振动强于竖直方向(图 13 和图 9(a))。随着滚转振动幅值 γ_0 的增加,系统在水平方向的振动烈度 V_{rms}^x 先增大后减小;竖直方向上, γ_0 较小时 V_{rms}^y 的增速较快,其在 $\gamma_0 = 7^\circ\text{-}8^\circ$ 时达到最大值,随后 V_{rms}^y 逐渐减小,并在 $\gamma_0 = 18^\circ\text{-}20^\circ$ 时减至极小值,之后随 γ_0 的增大略有增加。 γ_0 取值相同时,转速的增加对水平方向振动烈度的影响较小,竖直方向上系统的振动则有所增强。

3 结 论

本文考虑不平衡质量、轴承油膜和密封介质的共同激励作用,建立了基础振动的转子系统的动力学模型,对比分析了基础振动对系统非线性动力学特性的影响,并研究了四种形式的基础振动对转子轴心轨迹、频谱特性及振动特征的影响。结果表明:

(1)基础振动使得系统在转速很低时即发生失稳,流体涡动及振荡的门槛值减小,系统的振动增强。

(2)基础旋转振动对转子系统动力学响应的影响具有明确的方向性,基础俯仰和偏航振动的影响分别体现在竖直和水平方向上,滚转振动在各方向上的影响则基本相同。

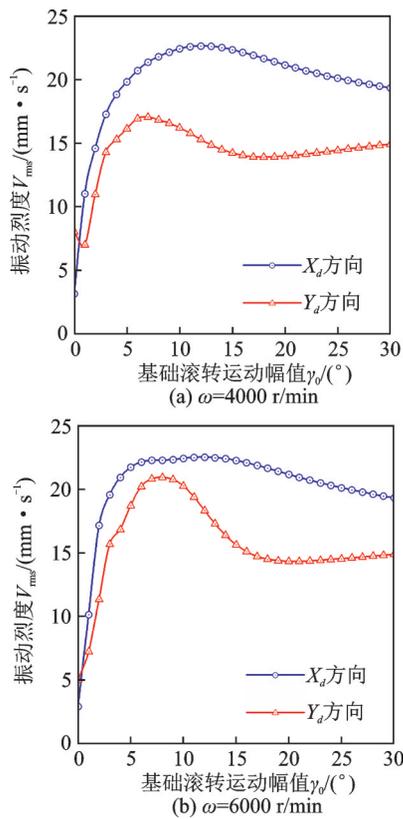


图 13 基础滚转振动幅值变化时转子系统的振动烈度
Fig. 13 Intensity of vibration of the rotor system for rolling base excitation with variable amplitude of base excitation

(3)基础振动频率较小时,转子的振动较为平缓;基础振动频率大于一定值后,系统振动随基础振动频率的增加而快速增强;基础旋转振动幅值较小时,转子系统的振动随旋转振动幅值的增加而快速恶化。

(4)竖直方向上的基础振动对转子该方向的振动烈度影响显著,系统在水平和竖直方向的振动响应变化特征并不同步。

参考文献:

- [1] Duchemin M, Berlioz A, Ferraris G. Dynamic behavior and stability of a rotor under base excitation[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2006, 128(5): 576-585.
- [2] Driot N, Lamarque C H, Berlioz A. Theoretical and experimental analysis of a base-excited rotor[J]. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 2006, 1: 257-263.
- [3] Ying G C, Meng G, Jing J P. Turbocharger rotor dynamics with foundation excitation [J]. Archive of Applied Mechanics, 2009, 79(4): 287-299.
- [4] El-Saeidy F M A, Sticher F. Dynamics of a rigid rotor linear/nonlinear bearings system subject to rotating unbalance and base excitations [J]. Journal of Vibration and Control, 2010, 16(3): 403-438.
- [5] Dakel M, Baguet S, Dufour R. Steady-state dynamic behavior of an on-board rotor under combined base mo-

- tions [J]. Journal of Vibration and Control, 2015, 20 (15): 2254-2287.
- [6] Zhang G H, Liu S P, Ma R X, et al. Nonlinear dynamic characteristics of journal bearing-rotor system considering the pitching and rolling motion for marine turbo machinery [J]. Proc IMechE Part C: Journal of Engineering for the Maritime Environment, 2015, 229(1): 95-107.
- [7] Han Q K, Chu F L. Dynamic response of cracked rotor-bearing system under time-dependent base movements [J]. Journal of Sound and Vibration, 2013, 332 (25): 6847-6870.
- [8] Hori Y, Kato T. Earthquake-induced instability of a rotor supported by oil film bearings [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1990, 112(2): 160.
- [9] Srinivasan V, Soni A H. Seismic analysis of a rotor-bearing system [J]. Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 1984, 12(3): 287-311.
- [10] Wang R, Guo X L, Wang Y F. Nonlinear analysis of rotor system supported by oil lubricated bearings subjected to base movements [J]. Proc IMechE Part C: Journal of Engineering for the Maritime Environment, 2016, 230(4): 543-558.
- [11] Lee A S, Kim B O, Kim Y C. A finite element transient response analysis method of a rotor-bearing system to base shock excitations using the state-space Newmark scheme and comparisons with experiments [J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 297 (3-5): 595-615.
- [12] Muszynska A. Model testing of rotor/bearing systems [J]. The International Journal of Analytical and Experimental Model Analysis, 1986, 1(3): 15-34.
- [13] Muszynska A. Whirl and whip-rotor/bearing stability problems [J]. Journal of Sound and Vibration, 1986, 110(3): 443-462.
- [14] Cheng M, Meng G, Jing J P. Numerical and experimental study of a rotor-bearing-seal system [J]. Mechanism and Machine Theory, 2007, 42(8): 1043-1057.
- [15] Zhang E J, Jiao Y H, Chen Z B. Effect of radial growth on the rotordynamic characteristics of labyrinth seal-rotor system [J]. Journal of Aerospace Engineering, 2019, 32(4): 04019043.
- [16] Hua J, Swaddiwudhipong S, Liu Z S, et al. Numerical analysis of nonlinear rotor-seal system [J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 283(3-5): 525-542.
- [17] Li W, Yang Y, Niu H Q, et al. A novel nonlinear model of rotor/bearing/seal system and numerical analysis [J]. Mechanism & Machine Theory, 2011, 46 (5): 618-631.
- [18] 张恩杰, 焦映厚, 陈照波, 等. 迷宫密封激振力作用下转子系统非线性动力学分析 [J]. 振动与冲击, 2016, 35 (9): 159-163.
- ZHANG En-jie, JIAO Ying-hou, CHEN Zhao-bo, et al. Nonlinear dynamic analysis of a rotor system excited by labyrinth seal force [J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(9): 159-163.
- [19] Wang W Z, Liu Y Z, Jiang P N. Numerical investigation on influence of real gas properties on nonlinear behavior of labyrinth seal-rotor system [J]. Applied Mathematics and Computation, 2015, 263: 12-24.
- [20] Wang W Z, Liu Y Z, Meng G, et al. A nonlinear model of flow-structure interaction between steam leakage through labyrinth seal and the whirling rotor [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2009, 23(12): 3302-3315.
- [21] Zhang E J, Jiao Y H, Chen Z B. Dynamic behavior analysis of a rotor system based on a nonlinear labyrinth-seal forces model [J]. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 2018, 13(10): 101002.
- [22] Adiletta G, Guido A R, Rossi C. Chaotic motions of a rigid rotor in short journal bearings [J]. Nonlinear Dynamics, 1996, 10(3): 251-269.
- [23] Muszynska A. Rotordynamics [M]. Florida: CRC Press, 2005.

Dynamic analysis of rotor-bearing-seal system excited by base vibration

ZHANG En-jie^{1,2}, JIAO Ying-hou², CHEN Zhao-bo², WU Xiang-lin², ZHANG Sai², WANG Zhi-yi¹
 (1. Shanghai Institute of Aerospace System Engineering, Shanghai 201109, China; 2. School of Mechatronics Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: Considering the influence of multi-source excitations induced by unbalanced mass, sealing fluid, bearing oil film, and base vibrations, the dynamic model of a rotor system was established applying the Lagrange approach. Adopting the Runge-Kutta method, the nonlinear state equation was solved. By means of frequency spectrum, bifurcation diagram and rotor trajectories, the dynamic behaviors of the system were analyzed. In addition, the vibration level of rotor system was studied by rotational speed-vibration intensity curves. The influences of base vibration on the nonlinear dynamic properties and instability threshold of rotor system were comparatively analyzed. And the effects of different forms of base vibration and its frequency and amplitude variation on the dynamic characteristics and vibration responses of the rotor system were studied. It is found that the stability of the system is reduced by base vibration. The impacts of base vibrations on the dynamics of the rotor system show clear directionality.

Key words: nonlinear dynamics; rotor; base vibration; vibration intensity; labyrinth seal

作者简介: 张恩杰(1987-),男,博士,博士后。电话:(021)24239110;E-mail: ejz.2007@163.com

通讯作者: 焦映厚(1962-),男,博士,教授。电话:(0451)86412057;E-mail: jiaoyh@hit.edu.cn