

文章编号:1000-8055(2013)12-2771-10

同转/对转双转子系统的动力学特性

蒋云帆¹, 廖明夫¹, 刘永泉², 王德友², 金 路¹, 鲁 鹏¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 中国航空工业集团公司 沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 建立了双转子动力学模型, 引入中介轴承刚度和高、低压转子陀螺力矩的影响, 利用数值分析和实验验证, 揭示了同转/对转双转子系统临界转速特性和不平衡响应存在的差异, 以及转速比对同转/对转双转子临界转速特性和不平衡响应的影响。结果表明: 陀螺力矩是影响带有中介支承的双转子系统转子刚度的主要原因, 其刚度变化与内、外转子的转速比大小和相对旋转方向有关, 进而导致同转/对转双转子系统临界转速特性和不平衡响应发生改变; 相比同结构的同转双转子, 在相同的不平衡量作用下, 对转双转子的不平衡响应更为显著。对转双转子进行动平衡时, 应更加严格的控制内、外转子的不平衡量。

关 键 词: 双转子; 同转; 对转; 陀螺力矩; 动力学特性

中图分类号: V231.96

文献标志码: A

Dynamic characteristics of co-rotating/counter-rotating dual-rotor system

JIANG Yun-fan¹, LIAO Ming-fu¹, LIU Yong-quan²,
WANG De-you², JIN Lu¹, LU Peng¹

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Shenyang Engine Design and Research Institute,

Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: A dynamic model of dual-rotor was set up. The influence of inter-shaft bearing stiffness and the gyroscopic moments of high and low pressure rotors were considered in this model. The difference of co-rotating or counter-rotating dual-rotor's critical speed characteristics and unbalance response and the influence of speed ratio on co-rotating or counter-rotating dual-rotor's critical speed characteristics and unbalance response were revealed by numerical analysis and experiments. The results show that, gyroscopic moment is a main influential factor to the rotor stiffness of dual-rotor system with inter-shaft bearing, and the changes of stiffness are related to the speed ratio and the relative rotating direction of inner and outer rotors, further causing the change of co-rotating or counter-rotating dual-rotor's critical speed characteristics and unbalance response. Compared with the co-rotating dual-rotor of the same structure with the counter-rotating dual-rotor, the counter-rotating dual-rotor's unbalance response is more obvious than the co-rotating dual-rotor's under the same unbalance mass, and for this reason the unbalance mass of counter-rotating dual-rotor's inner and outer rotors should be controlled more strictly during the dynamic balance.

收稿日期: 2012-11-15

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20131111.1602.019.html>

作者简介: 蒋云帆(1986—), 男, 四川江油人, 博士生, 主要从事转子动力学, 旋转机械状态监测与故障诊断研究。

Key words: dual-rotor; co-rotating; counter-rotating; gyroscopic moment; dynamic characteristic

双转子结构在现代涡喷、涡扇航空发动机上广泛应用. 为提高推质比, 常将高压转子的后支点设计成中介支承形式, 即高压转子后端通过中介轴承支承在低压涡轮轴上. 传统的航空发动机高、低压转子主要以同向旋转的形式工作, 但随着对航空动力性能要求的逐渐提高, 出现了高、低压转子反向旋转的双转子航空发动机. 高、低压转子对转之后, 高、低压转子的陀螺力矩可以相互抵消一部分, 既有助于提高飞机的机动性能, 又有助于降低机匣的扭矩负荷, 从而减轻机匣的质量^[1]. 但是, 对转与同转相比, 高、低压转子相对转速大幅度提高, 发动机转子的临界转速和不平衡响应等方面均发生变化.

目前, 在国内, 廖明夫、刘永泉和王四季等人^[2-3]运用解析方法分析了双转子的振动特性, 重点分析了中介轴承对双转子振动特性的影响, 得到了转子设计和中介轴承装配的一般性指导准则和普适性结论. JIN 和柴山等人^[4-5]利用整体传递矩阵法对多转子系统进行了动力学特性分析, 胡绚、冯国权、罗贵火等人^[1,6-9]对对转双转子的临界转速和不平衡响应等特性进行了数值分析和实验研究. 胡绚^[10]对对转双转子系统的动力学特性进行了研究, 指出陀螺力矩是同转和对转双转子临界转速特性存在差异的主要原因. 在国外, Ferraris 等^[11]对刚度不对称的对转双转子的动力学特性进行了分析, 得到了临界转速、不平衡响应曲线以及进动方向的变化规律. 从国内外文献来看, 很少有文献专门分析同转/对转双转子的动力学特性差异, 以及造成差异的根本原因. 然而, 导致动力学特性存在差异的动力学参数, 以及该

参数对同转/对转双转子动力学特性的影响, 对于双转子动力学设计有十分重要的意义. 因此, 本文建立了双转子动力学模型, 引入中介轴承刚度和高、低压转子陀螺力矩的影响, 利用数值分析和实验验证, 揭示了同转/对转双转子动力学特性的差异以及存在差异的根本原因, 对双转子系统的动力学设计和动平衡具有一定的参鉴意义.

1 双转子动力学模型

双转子结构中, 高压转子前端通过前轴承支承在与机匣连接的固定支承结构上, 而后端通过中介轴承支承在低压涡轮轴上. 如图 1 所示, 两个盘偏置安装, 分别代表高压和低压涡轮, 转速分别为 Ω_h 和 Ω_l . 取图 1 所示的双转子模型, 假设各个支承的刚度各向均匀, 考虑高压转子前支承及低压支座弹性和阻尼, 引入中介轴承径向刚度、耦合刚度、力矩刚度以及高、低压转子陀螺力矩的影响.

设高压盘盘心的坐标为 (x_h, y_h) , 低压盘盘心坐标为 (x_l, y_l) , $r_h = x_h + jy_h$, $r_l = x_l + jy_l$, 根据达朗贝尔原理, 得到转子的运动方程为

$$m_h \ddot{r}_h + S_m r_h - S_m r_l + j S_{m12} (\varphi_h - \varphi_l - \varphi_{bh}) + S_h (r_h - r_{b3}) + j S_{h12} (\varphi_h - \varphi_{bh}) = m_h \Omega_h^2 \epsilon_h e^{j(\Omega_h t + \beta_h)} \quad (1)$$

$$I_{hd} \ddot{\varphi}_h - j I_{hp} \Omega_h \dot{\varphi}_h - j S_{m21} (r_h - r_l) + S_{m22} (\varphi_h - \varphi_l - \varphi_{bh}) - j S_{h21} (r_h - r_{b3}) + S_{h22} (\varphi_h - \varphi_{bh}) = (I_{hd} - I_{hp}) \Omega_h^2 \alpha_h e^{j(\Omega_h t + \gamma_h)} \quad (2)$$

$$m_l \ddot{r}_l - S_m (r_h - r_l) + S_l (r_l - r_{b2} - r_0) + j S_{l12} (\varphi_l - \varphi_{bl}) - j S_{m12} (\varphi_h - \varphi_l - \varphi_{bh}) = m_l \Omega_l^2 \epsilon_l e^{j(\Omega_l t + \beta_l)} \quad (3)$$

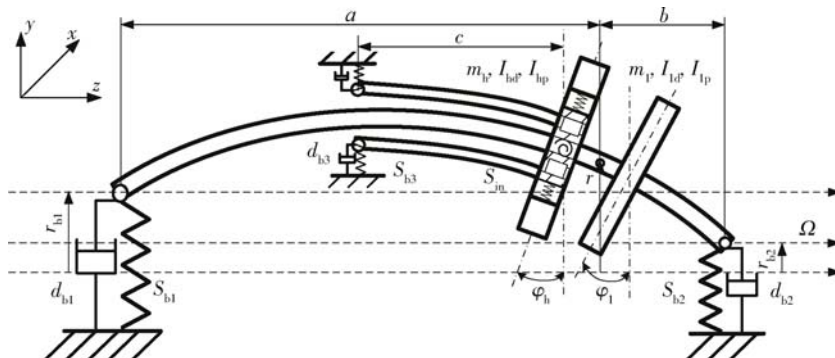


图 1 双转子模型

Fig. 1 Dual-rotor model

$$I_{ld} \ddot{\varphi}_l - j I_{lp} \Omega_l \dot{\varphi}_l - j S_{l21} (r_l - r_{b2} - r_0) + S_{l22} (\varphi_l - \varphi_{bl}) + j S_{m21} (r_h - r_l) - S_{m22} (\varphi_h - \varphi_l - \varphi_{bh}) = (I_{ld} - I_{lp}) \Omega_l^2 \alpha_l e^{j(\Omega_l t + \gamma_l)} \quad (4)$$

$$S_l (r_l - r_{b2} - r_0) + j S_{l12} (\varphi_l - \varphi_{bl}) = S_{b1} r_{b1} + d_{b1} \dot{r}_{b1} + S_{b2} r_{b2} + d_{b2} \dot{r}_{b2} \quad (5)$$

$$(S_{b1} r_{b1} + d_{b1} \dot{r}_{b1}) a - j S_{l21} (r_l - r_{b2} - r_0) + S_{l22} (\varphi_l - \varphi_{bl}) - (S_{b2} r_{b2} + d_{b2} \dot{r}_{b2}) b = 0 \quad (6)$$

$$S_h (r_h - r_{b3}) + j S_{h12} (\varphi_h - \varphi_{bh}) = S_{b3} r_{b3} + d_{b3} \dot{r}_{b3} \quad (7)$$

式中 Ω_h, Ω_l 为高压转子转速、低压转子转速; m_h, m_l 为高压转子质量、低压转子质量; I_{hd}, I_{hp} 为高压转子直径转动惯量、高压转子极转动惯量; I_{ld}, I_{lp} 为低压转子直径转动惯量、低压转子极转动惯量; S_m 为中介支承主刚度; S_{m12}, S_{m21} 为中介支承耦合刚度; S_{m22} 为中介支承力矩刚度; S_h 为高压轴主刚度; S_{h12}, S_{h21} 为高压轴耦合刚度; S_{h22} 为高压轴力矩刚度; S_l 为低压轴主刚度; S_{l12}, S_{l21} 为低压轴耦合刚度; S_{l22} 为低压轴力矩刚度; S_{b1}, S_{b2} 为低压转子前支承刚度、低压转子后支承刚度; S_{b3} 为高压转子前支承刚度; d_{b1}, d_{b2} 为低压转子前支承阻尼、低压转子后支承阻尼; d_{b3} 为高压转子前支承阻尼; φ_h 为高压盘偏角; φ_l 为低压盘偏角; $\epsilon_h, \epsilon_l, \beta_h, \beta_l$ 为高、低压盘质心偏移量和相位; $\alpha_h, \alpha_l, \gamma_h, \gamma_l$ 为高、低压盘初始偏角和相位。

式(1)~式(7)中,如图 2 所示, φ_{bh} 为高压转子两支承刚性不同使高压涡轮盘产生的偏角;如图 3 所示, r_0 和 φ_{bl} 分别为低压转子两支承刚性不同使低压涡轮盘产生的位移和偏角。

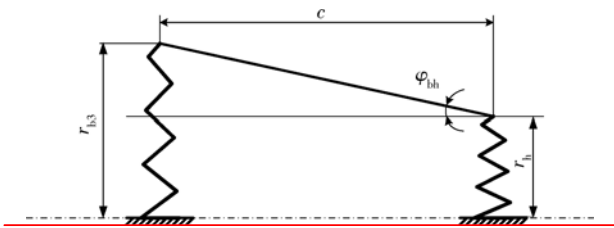


图 2 高压转子运动方程参数示意图

Fig. 2 Schematic diagram of motion equation parameters of high pressure rotor

$$\varphi_{bh} = \arctan \frac{r_{b3} - r_h}{c} \approx \frac{r_{b3} - r_h}{c} \quad (8)$$

$$r_0 = \frac{r_{b1} - r_{b2} b}{a + b} \quad (9)$$

$$\varphi_{bl} = \arctan \frac{r_{b1} - r_{b2}}{a + b} \approx \frac{r_{b1} - r_{b2}}{a + b} \quad (10)$$

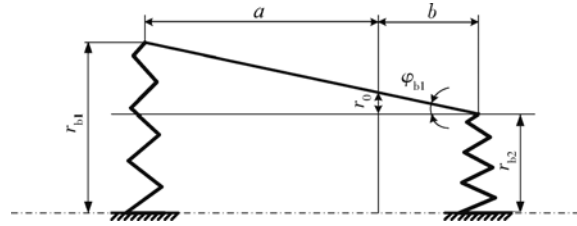


图 3 低压转子运动方程参数示意图

Fig. 3 Schematic diagram of motion equation parameters of low pressure rotor

假设双转子系统的主激励源以角速度 ω 旋转,则式(1)~式(7)的系数行列式为

$$\Delta = \begin{vmatrix} \Delta_{11} & \Delta_{12} & \Delta_{13} & \Delta_{14} & 0 & 0 & \Delta_{17} \\ \Delta_{21} & \Delta_{22} & \Delta_{23} & \Delta_{24} & 0 & 0 & \Delta_{27} \\ \Delta_{31} & \Delta_{32} & \Delta_{33} & \Delta_{34} & \Delta_{35} & \Delta_{36} & \Delta_{37} \\ \Delta_{41} & \Delta_{42} & \Delta_{43} & \Delta_{44} & \Delta_{45} & \Delta_{46} & \Delta_{47} \\ 0 & 0 & \Delta_{53} & \Delta_{54} & \Delta_{55} & \Delta_{56} & 0 \\ 0 & 0 & \Delta_{63} & \Delta_{64} & \Delta_{65} & \Delta_{66} & 0 \\ \Delta_{71} & \Delta_{72} & 0 & 0 & 0 & 0 & \Delta_{77} \end{vmatrix} \quad (11)$$

式(11)中

$$\begin{aligned} \Delta_{11} &= -m_h \omega^2 + S_m + S_h + \frac{j S_{h12} + j S_{m12}}{c}, \\ \Delta_{12} &= j S_{m12} + j S_{h12}, \quad \Delta_{13} = -S_m, \\ \Delta_{14} &= -j S_{m12}, \quad \Delta_{17} = -S_h - \frac{j S_{h12} + j S_{m12}}{c}, \\ \Delta_{21} &= -j S_{m21} - j S_{h21} + \frac{S_{h22} + S_{m22}}{c}, \\ \Delta_{22} &= -I_{hd} \omega^2 + I_{hp} \Omega_h \omega + S_{m22} + S_{h22}, \\ \Delta_{23} &= j S_{m21}, \quad \Delta_{24} = -S_{m22}, \\ \Delta_{27} &= j S_{h21} - \frac{S_{h22} + S_{m22}}{c}, \quad \Delta_{31} = -S_m - \frac{j S_{m12}}{c}, \\ \Delta_{32} &= -j S_{m12}, \quad \Delta_{33} = -m_l \omega^2 + S_m + S_l, \\ \Delta_{34} &= j S_{l12} + j S_{m12}, \quad \Delta_{35} = -\frac{S_l \cdot b + j S_{l12}}{a + b}, \\ \Delta_{36} &= -S_l + \frac{j S_{l12} + S_l \cdot b}{a + b}, \quad \Delta_{37} = \frac{j S_{m12}}{c}, \\ \Delta_{41} &= j S_{m21} - \frac{S_{m22}}{c}, \quad \Delta_{42} = -S_{m22}, \\ \Delta_{43} &= -j S_{l21} - j S_{m21}, \\ \Delta_{44} &= -I_{ld} \omega^2 + I_{lp} \Omega_l \omega + S_{m22} + S_{l22}, \\ \Delta_{45} &= \frac{j S_{l21} \cdot b - S_{l22}}{a + b}, \\ \Delta_{46} &= j S_{l21} + \frac{S_{l22} - j S_{l21} \cdot b}{a + b}, \quad \Delta_{47} = \frac{S_{m22}}{c}, \\ \Delta_{53} &= S_l, \quad \Delta_{54} = j S_{l12}, \\ \Delta_{55} &= -\frac{S_l \cdot b + j S_{l12}}{a + b} - S_{b1} - j \omega d_{b1}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\Delta_{56} &= -S_1 + \frac{S_1 \cdot b + jS_{12}}{a+b} - S_{b2} - j\omega d_{b2}, \\
\Delta_{63} &= -jS_{121}, \quad \Delta_{64} = S_{122}, \\
\Delta_{65} &= aS_{b1} + j\omega d_{b1} + \frac{jS_{121} \cdot b - S_{122}}{a+b}, \\
\Delta_{66} &= -bS_{b2} - j\omega d_{b2} + jS_{121} + \frac{S_{122} - jS_{121} \cdot b}{a+b}, \\
\Delta_{71} &= S_h + \frac{jS_{h12}}{c}, \quad \Delta_{72} = jS_{h12}, \\
\Delta_{77} &= -S_h - \frac{jS_{h12}}{c} - S_{b3} - j\omega d_{b3}
\end{aligned}$$

当双转子系统以高压转子为主激励时,假设高压转子作协调正进动,令 $\Delta = \Delta_h$, 式(11)中 $\omega = \Omega_h$. 设高压不平衡响应为 $r_h = r_{hh} e^{j\Omega_h t}$, $\varphi_h = \varphi_{hh} e^{j\Omega_h t}$, $r_1 = r_{1h} e^{j\Omega_h t}$, $\varphi_1 = \varphi_{1h} e^{j\Omega_h t}$, $r_{b1} = r_{b1h} e^{j\Omega_h t}$, $r_{b2} = r_{b2h} e^{j\Omega_h t}$, $r_{b3} = r_{b3h} e^{j\Omega_h t}$, 带入式(1)~式(7),得到

$$\Delta_h \cdot \begin{Bmatrix} r_h \\ \varphi_h \\ r_1 \\ \varphi_1 \\ r_{b1} \\ r_{b2} \\ r_{b3} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} m_h \Omega_h^2 \varepsilon_h e^{j\beta_h} \\ (I_{hd} - I_{hp}) \Omega_h^2 \alpha_h e^{j\gamma_h} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (12)$$

高、低压转子同转时,令 $\Delta_h = \Delta_{h1}$, 其中 $\Delta_{h144} = -I_{hd} \Omega_h^2 - I_{hp} \Omega_h^2 / R + S_{in22} + S_{122}$, R 为转速比;高、低压转子对转时,令 $\Delta_h = \Delta_{h2}$, 其中 $\Delta_{h244} = -I_{hd} \Omega_h^2 - I_{hp} \Omega_h^2 / R + S_{in22} + S_{122}$.

当双转子系统以低压转子为主激励时,假设低压转子作协调正进动,令 $\Delta = \Delta_l$, 式(11)中 $\omega = \Omega_l$. 设低压不平衡响应为 $r_h = r_{hl} e^{j\Omega_l t}$, $\varphi_h = \varphi_{hl} e^{j\Omega_l t}$, $r_1 = r_{1l} e^{j\Omega_l t}$, $\varphi_1 = \varphi_{1l} e^{j\Omega_l t}$, $r_{b1} = r_{b1l} e^{j\Omega_l t}$, $r_{b2} = r_{b2l} e^{j\Omega_l t}$, $r_{b3} = r_{b3l} e^{j\Omega_l t}$, 带入式(1)~式(7),得到

$$\Delta_l \cdot \begin{Bmatrix} r_h \\ \varphi_h \\ r_1 \\ \varphi_1 \\ r_{b1} \\ r_{b2} \\ r_{b3} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ m_l \Omega_l^2 \varepsilon_l e^{j\beta_l} \\ (I_{ld} - I_{lp}) \Omega_l^2 \alpha_l e^{j\gamma_l} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (13)$$

高、低压转子同转时,令 $\Delta_l = \Delta_{l1}$, 其中 $\Delta_{l122} = -I_{hd} \Omega_l^2 + I_{hp} \Omega_l^2 R + S_{in22} + S_{h22}$, R 为转速比;高、低压转子对转时,令 $\Delta_l = \Delta_{l2}$, 其中 $\Delta_{l222} = -I_{hd} \Omega_l^2 - I_{hp} \Omega_l^2 R + S_{in22} + S_{h22}$.

若不考虑阻尼,即 $d_{b1} = d_{b2} = d_{b3} = 0$, 分别

令 $\Delta_{l1} = 0, \Delta_{l2} = 0, \Delta_{h1} = 0, \Delta_{h2} = 0$, 即可求得双转子系统同转和对转时,以低压转子为主激励和以高压转子为主激励的临界转速,改变系数行列式中的转速比 R ,即可求得不同转速比下双转子系统的临界转速.将 Δ_{h1} 和 Δ_{h2} 带入式(12),将式 Δ_{l1} 和 Δ_{l2} 带入式(13),即可分别求得高、低压转子同转和对转时,高压转子不平衡响应和低压转子不平衡响应.

2 数值分析

由于文献[4]中的计算参数是根据文献[12]设计的双转子实验器确定的.因此,为了使数值分析与实验具有可比性,本文使用与文献[4]中相同的转子结构参数和支承刚度,即 $a = 1\,036\text{ mm}$, $b = 210\text{ mm}$, $c = 546\text{ mm}$, $m_h = 10.795\,3\text{ kg}$, $m_l = 9.977\,1\text{ kg}$, $I_{hp} = 0.090\,2\text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $I_{hd} = 0.045\,1\text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $I_{lp} = 0.087\,7\text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $I_{ld} = 0.043\,9\text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $S_{b1} = 5 \times 10^6\text{ N/m}$, $S_{b2} = 2 \times 10^7\text{ N/m}$, $S_{b3} = 2 \times 10^7\text{ N/m}$, $S_{in} = 5 \times 10^6\text{ N/m}$;取支承阻尼 $d_{b1} = 1\,000\text{ N} \cdot \text{s/m}$, $d_{b2} = 1\,500\text{ N} \cdot \text{s/m}$, $d_{b3} = 2\,000\text{ N} \cdot \text{s/m}$;根据文献[13]计算得到的结果,取中介轴承耦合刚度 $S_{m12} = S_{m21} = -2 \times 10^2\text{ N/m}$,中介轴承力矩刚度 $S_{m22} = 6 \times 10^5\text{ N/m}$,双转子高、低压轴各刚度根据材料力学^[14]相关公式计算得到.

2.1 临界转速特性

为了研究同转双转子和对转双转子系统的临界转速特性,以图1所示的双转子动力学模型为基础,通过数值分析得到不同转速比下,同转/对转双转子以高压转子为主激励和低压转子为主激励的临界转速特性.

图4为转速比对同转/对转双转子临界转速特性的影响.从图4中可以看出,同转时,随着转速比增大,以高压转子为主激励的系统临界转速逐渐减小,以低压转子为主激励的系统临界转速逐渐增大;对转时,随着转速比增大,以高压转子为主激励的系统临界转速逐渐增大,以低压转子为主激励的系统临界转速逐渐减小;高、低压转子对转时的系统临界转速小于同转时的系统临界转速.从图5中可以看出,无论高、低压转子同转或对转,以高压转子为主激励的系统临界转速均小于以低压转子为主激励的系统临界转速.

同转/对转双转子系统的临界转速特性主要受陀螺力矩的影响.陀螺力矩的方向垂直于进动平面,当陀螺力矩为正时,会使得自转轴转向进动

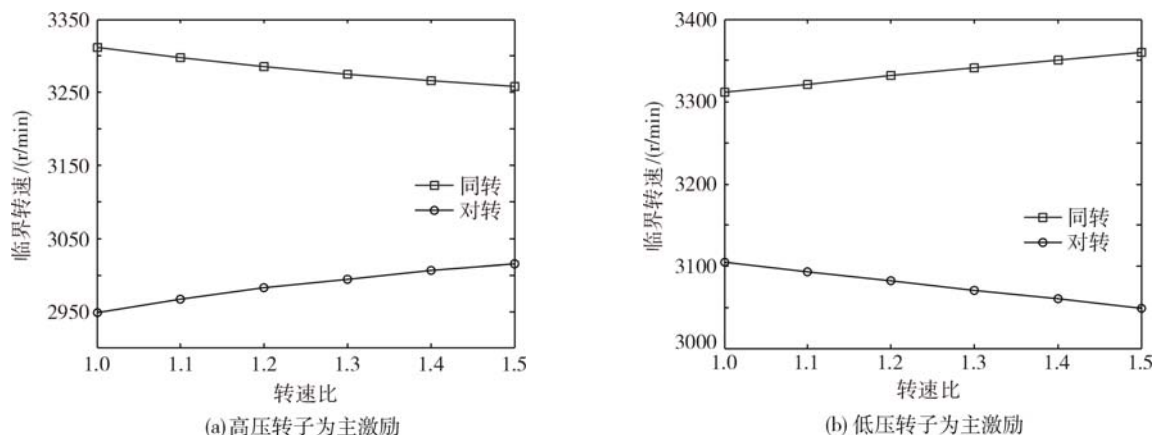


图 4 转速比对同转/对转双转子临界转速的影响

Fig. 4 Influence of speed ratio on co-rotating/counter-rotating dual-rotor's critical speed

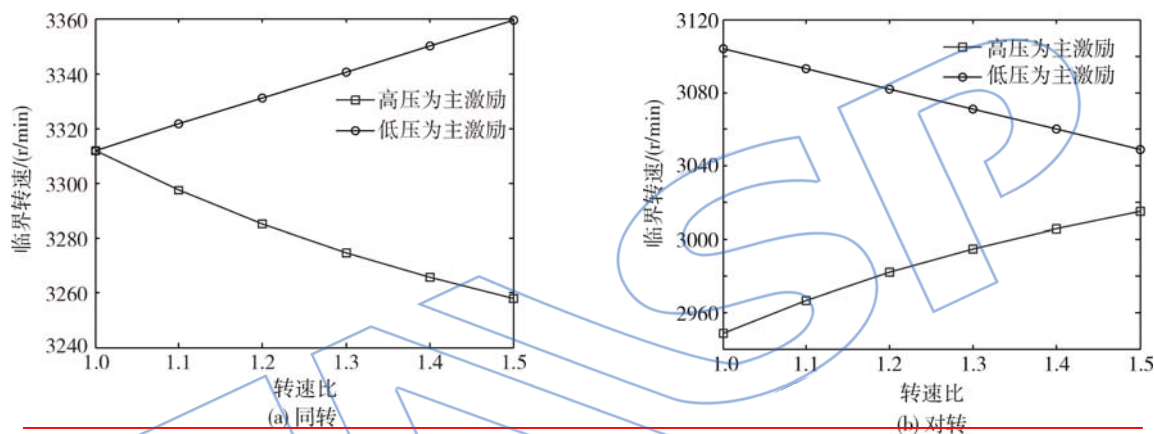


图 5 不同主激励源激起的临界转速对比

Fig. 5 Comparison of critical speeds excited by different exciting sources

轴,相当于增大了轴系的抗弯刚度,使转子的临界转速提高;当陀螺力矩为负时,会使得自转轴偏离进动轴,相当于降低了轴系的抗弯刚度,使转子的临界转速减小。

当高、低压转子同转时,在临界转速处,主激励转子作协调正进动,另一个转子作非协调正进动,两转子始终作正进动;当高、低压转子对转时,在临界转速下,主激励转子作协调正进动,另一个转子作非协调反进动,高、低压转子的陀螺力矩会相互抵消掉一部分。因此,相比同转双转子,对转双转子系统的转子抗弯刚度有所降低,对转双转子系统的临界转速也低于同转双转子。由于转速比对转子系统的陀螺力矩存在影响,因此,同转/对转双转子系统的转子抗弯刚度会随着转速比的变化而发生变化,导致临界转速发生变化。

2.2 不平衡响应

为了对比相同结构的同转/对转双转子不平衡响应特性,以及转速比对同转/对转双转子不平

衡响应的影响,根据图 1 所示的双转子模型及其动力学方程,得到同转/对转双转子高、低压涡轮盘的不平衡响应如图 6 所示,不同转速比对同转/对转双转子高、低压转子不平衡响应的影响如图 7 和图 8 所示。

从图 6 中可以看出,在相同不平衡量的作用下,无论是高压涡轮盘还是低压涡轮盘,在临界转速处,高、低压转子对转时的不平衡响应均大于同转时的不平衡响应。从图 7 中可以看出:在相同不平衡量的作用下,当高、低压转子同转时,随着转速比的增大,以高压转子为主激励时,高压涡轮盘的不平衡响应逐渐增大,以低压转子为主激励时,低压涡轮盘的不平衡响应逐渐减小;当高、低压转子对转时,随着转速比的增大,以高压转子为主激励时,高压涡轮盘的不平衡响应逐渐减小,以低压转子为主激励时,低压涡轮盘的不平衡响应也逐渐减小。

类似于对临界转速特性的分析,同转/对转双

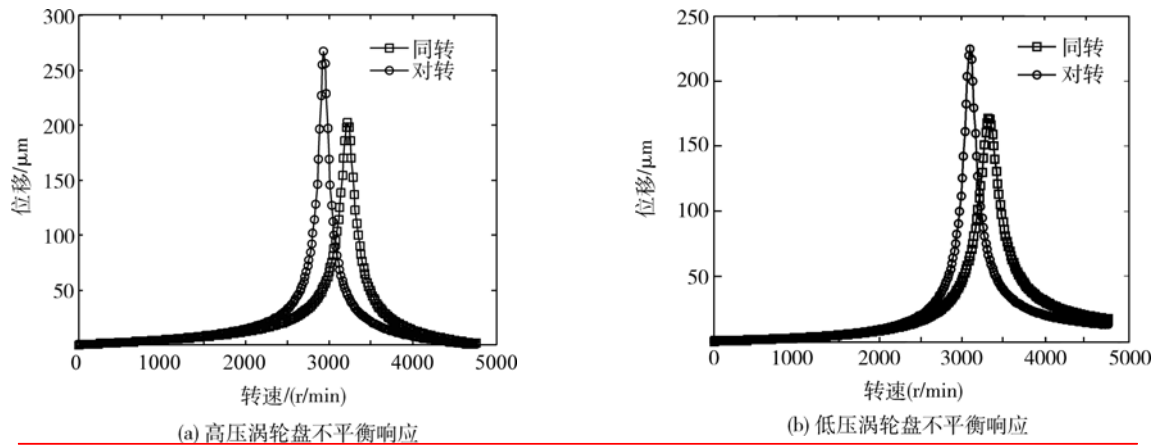


图6 同转/对转双转子不平衡响应对比

Fig. 6 Comparison of co-rotating/counter-rotating dual-rotor's unbalance response

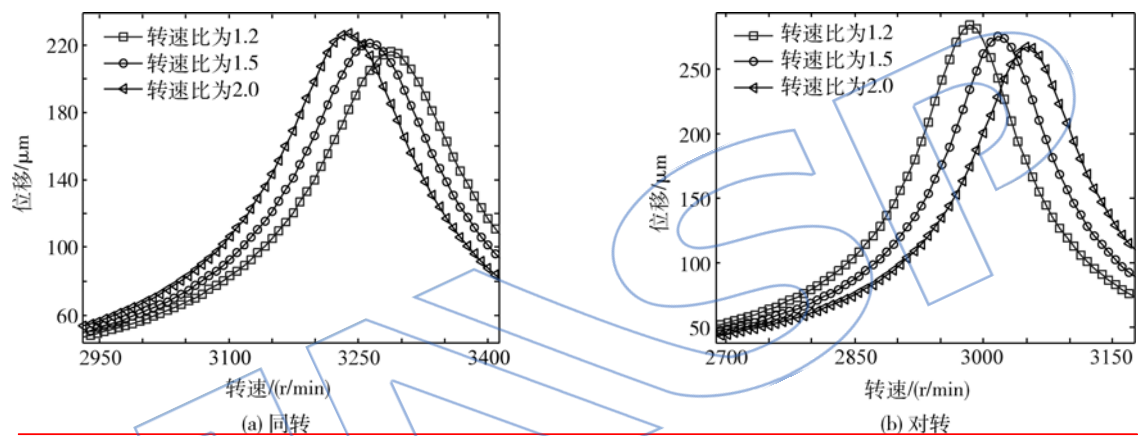


图7 转速比对高压涡轮盘不平衡响应的影响

Fig. 7 Influence of speed ratio on high pressure turbine disk's unbalance response

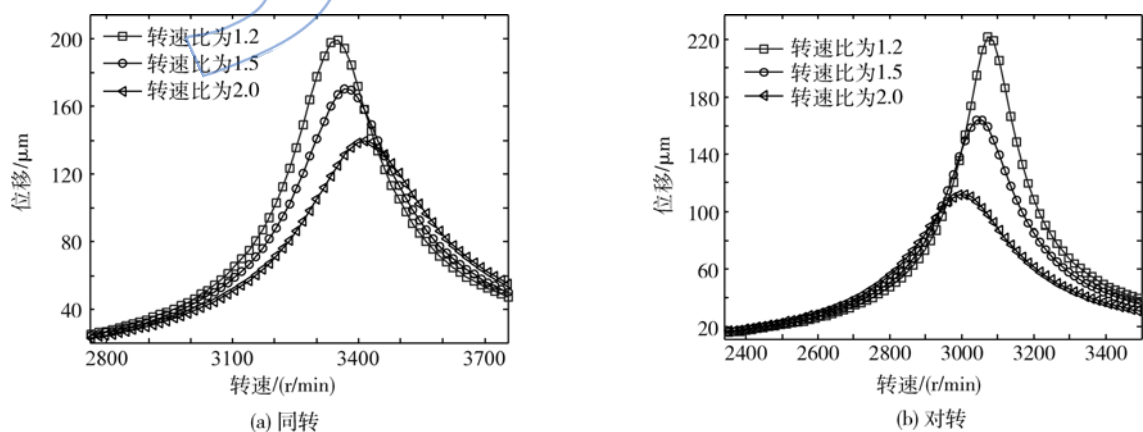


图8 转速比对低压涡轮盘不平衡响应的影响

Fig. 8 Influence of speed ratio on low pressure turbine disk's unbalance response

转子高、低压转子的相对旋转方向不同,由于陀螺力矩的影响,在某一转速比下,相同结构的同转/对转双转子轴系抗弯刚度存在差异,即同转双转子系统的轴系抗弯刚度大于对转双转子系统.因

此,在相同不平衡量的作用下,高、低压转子对转时的不平衡响应均大于同转时的不平衡响应.对于同转双转子系统,在高压转子为主激励的临界转速时,随着转速比的增大,低压转子转速越来越

低,转子系统抗弯刚度逐渐降低,因此,高压涡轮盘的不平衡响应逐渐增大;在低压转子为主激励的临界转速时,随着转速比的增大,高压转子的转速越来越高,转子系统抗弯刚度逐渐提高,因此,低压涡轮盘的不平衡响应逐渐减小.对于对转双转子系统,在高压转子为主激励的临界转速时,随着转速比的增大,高、低压转子的陀螺力矩抵消的越来越少,转子系统抗弯刚度逐渐提高,因此,高压涡轮盘的不平衡响应逐渐减小;以低压转子为主激励时,随着转速比的增大,高、低压转子的陀螺力矩抵消的也越来越多,因此,低压涡轮盘的不平衡响应也逐渐减小.

通过上述分析可见,在相同的不平衡量作用下,对转双转子不平衡响应较同转双转子更为显著.对转双转子进行动平衡时,应更加严格的控制内、外转子的不平衡量.

3 实验验证

在数值分析中,根据图 1 所示的双转子动力学模型,得到了同转/对转双转子临界转速特性和不平衡响应随转速比的变化规律,并对比了同转/对转双转子临界转速特性和不平衡响应的差异.为了验证本文建立的双转子动力学模型的正确性,利用文献[12]中的双转子实验器进行同转/对转双转子动力学特性实验.

3.1 临界转速特性

表 1 为同转双转子系统 1 阶临界转速实验数据,表 2 为对转双转子系统 1 阶临界转速实验数据.图 9 和图 10 是根据表 1 和表 2 中的实验数据,绘制得到的不同转速比对同转/对转双转子临界转速特性的影响,以及不同主激励源激起的双转子系统临界转速的对比.

表 1 同转双转子系统 1 阶临界转速实验数据

Table 1 Experimental data first order critical speed of co-rotating dual-rotor system

转速比	高压转子为主激励的 临界转速/(r/min)	低压转子为主激励的 临界转速/(r/min)
1.2	3 382	3 581
1.3	3 298	3 590
1.4	3 190	3 679
1.5	3 096	3 762

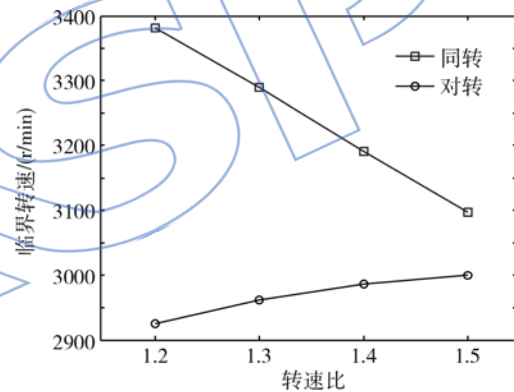
对比图 9、图 10 和图 4、图 5 可以看出,转速

比对同转/对转双转子系统临界转速的影响规律与数值分析一致.高、低压转子对转时的系统临界转速小于同转时的系统临界转速;无论高、低压转子同转或对转,以高压转子为主激励的系统临界转速均小于以低压转子为主激励的系统临界转速,实验与数值分析规律一致.

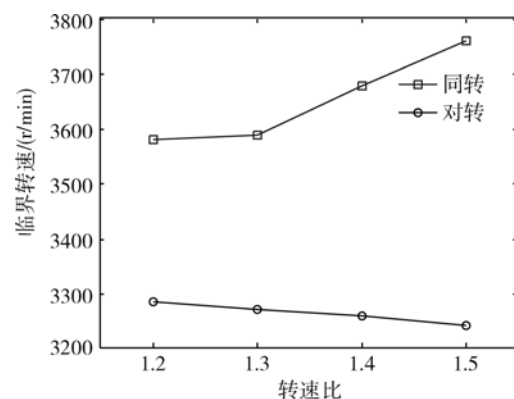
表 2 对转双转子系统 1 阶临界转速实验数据

Table 2 Experimental data first order critical speed of counter-rotating dual-rotor system

转速比	高压转子为主激励的 临界转速/(r/min)	低压转子为主激励的 临界转速/(r/min)
1.2	2 926	3 287
1.3	2 962	3 272
1.4	2 987	3 260
1.5	3 000	3 243



(a) 高压转子为主激励



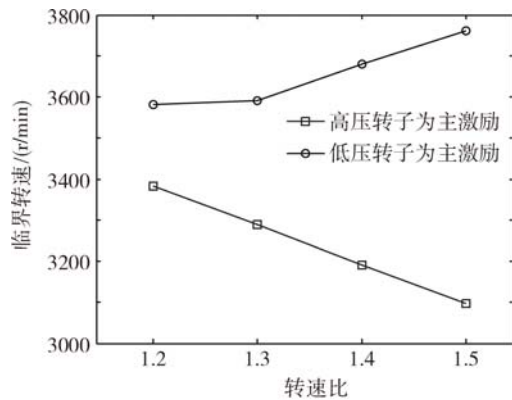
(b) 低压转子为主激励

图 9 转速比对同转/对转双转子临界转速的影响

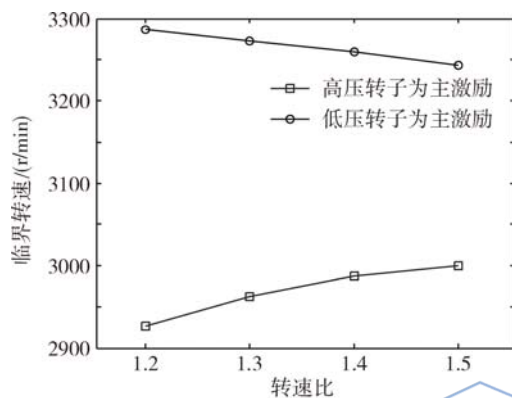
Fig. 9 Influence of speed ratio on co-rotating/counter-rotating dual-rotor's critical speed

3.2 不平衡响应

图 11 和图 12 分别为高、低压转子同转和对



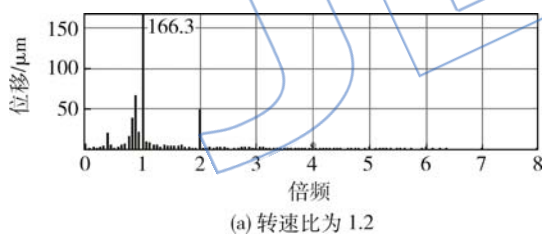
(a) 同转



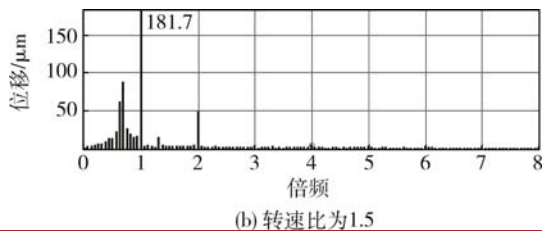
(b) 对转

图 10 不同主激励源激起的临界转速对比

Fig. 10 Comparison of critical speeds excited by different exciting sources



(a) 转速比为 1.2



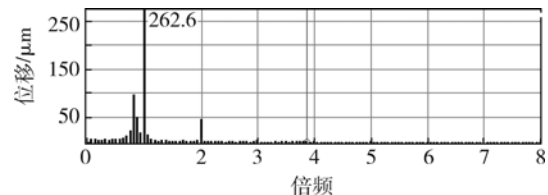
(b) 转速比为 1.5

图 11 同转, 高压涡轮盘不平衡响应

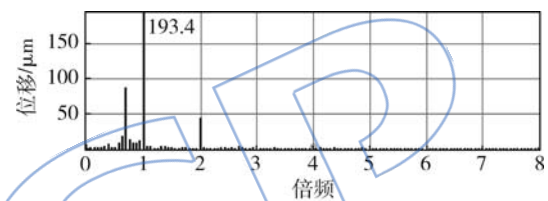
Fig. 11 Co-rotating, high pressure turbine disk's unbalance response

转时, 在高压转子为主激励的 1 阶临界转速附近, 高压涡轮盘的一维频谱, 频谱中的 1 倍频幅值即可反映高压涡轮盘的不平衡响应^[15]. 图 13 和图 14 分别为高、低压转子同转和对转时, 在低压转

子为主激励的 1 阶临界转速附近, 低压涡轮盘的一维频谱. 频谱中的 1 倍频幅值即可反映低压涡轮盘的不平衡响应. 图 15(a) 是根据图 11、图 12 中的 1 倍频幅值绘制的高压涡轮盘不平衡响应, 图中反映了不同转速比下, 同转/对转双转子高压涡轮盘在以高压转子为主激励的 1 阶临界转速附近的不平衡响应; 图 15(b) 是根据图 13、图 14 中



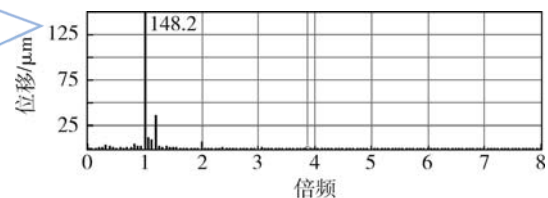
(a) 转速比为 1.2



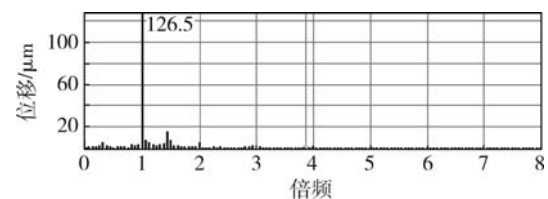
(b) 转速比为 1.5

图 12 对转, 高压涡轮盘不平衡响应

Fig. 12 Counter-rotating, high pressure turbine disk's unbalance response



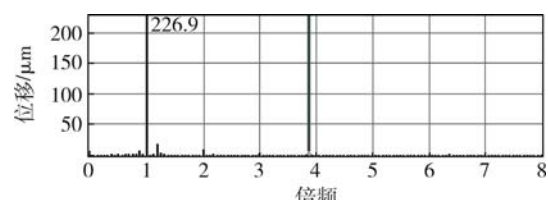
(a) 转速比为 1.2



(b) 转速比为 1.5

图 13 同转, 低压涡轮盘不平衡响应

Fig. 13 Co-rotating, low pressure turbine disk's unbalance response



(a) 转速比为 1.2

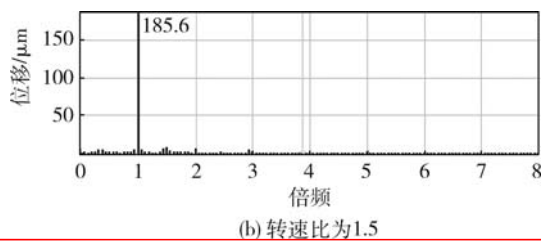
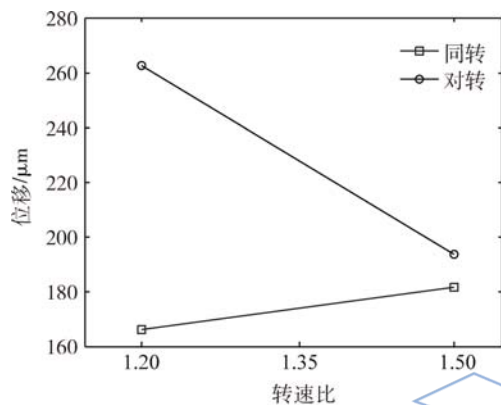
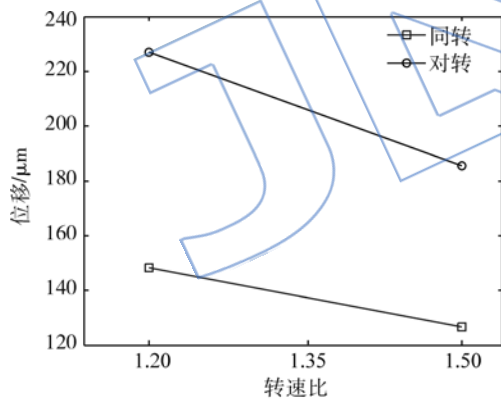


图 14 对转, 低压涡轮盘不平衡响应

Fig. 14 Counter-rotating, low pressure turbine disk's unbalance response



(a) 高压涡轮盘不平衡响应



(b) 低压涡轮盘不平衡响应

图 15 转速比及转子旋向对双转子不平衡响应的影响

Fig. 15 Influence of speed ratio and rotating direction on dual-rotor's unbalance response

的 1 倍频幅值绘制的低压涡轮盘不平衡响应, 图中反映了不同转速比下, 同转/对转双转子低压涡轮盘在以低压转子为主激励的 1 阶临界转速附近的不平衡响应。

对比图 15 和图 6~图 8 可以看出, 相同结构的同转/对转双转子在相同不平衡量的作用下, 转速比对高、低压转子不平衡响应的影响规律与数值分析一致; 对转双转子系统的不平衡响应比同

转双转子系统更为显著, 实验与数值规律一致。

4 结 论

本文建立了双转子动力学模型, 在此基础上, 通过数值分析和实验验证, 对比研究了同转/对转双转子临界转速和不平衡响应特性, 得到了转速比对同转/对转双转子临界转速和不平衡响应特性的影响。数值分析和实验结果表明:

1) 陀螺力矩是造成同转/对转双转子动力学特性存在差异的主要原因, 转速比变化会使得双转子系统的陀螺力矩产生变化, 进而导致双转子系统的动力学特性发生改变。

2) 相同结构的同转/对转双转子, 在相同的不平衡量作用下, 对转双转子不平衡响应较同转双转子更为显著, 对转双转子进行动平衡时, 应更加严格的控制内、外转子的不平衡量。

3) 实验与数值分析规律一致, 本文建立的双转子动力学模型是正确的, 可以为同转/对转双转子的动力学分析和设计提供参考。

参考文献:

- [1] 胡绚, 罗贵火, 高德平. 反向旋转双转子稳态响应计算分析与试验[J]. 航空动力学报, 2007, 22(7): 1044-1049.
HU Xuan, LUO Guihuo, GAO Deping. Numerical analysis and experiment of counter-rotating dual-rotor's steady state response[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(7): 1044-1049. (in Chinese)
- [2] 廖明夫, 于潇, 王四季, 等. 双转子系统的振动[J]. 机械科学与技术, 2013, 32(4): 475-480.
LIAO Mingfu, YU Xiao, WANG Siji, et al. The vibration features of a twin spool rotor system[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2013, 32(4): 475-480. (in Chinese)
- [3] 廖明夫, 刘永泉, 王四季, 等. 中介轴承对双转子振动的影响[J]. 机械科学与技术, 2013, 32(5): 641-646.
LIAO Mingfu, LIU Yongquan, WANG Siji, et al. The vibration features of a twin spool rotor system with an inter-bearing[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2013, 32(5): 641-646. (in Chinese)
- [4] JIN Lu, LIAO Mingfu, WANG Siji. A whole transfer matrix method for the counter-rotating dual-rotor system[R]. Xi'an: The 4th International Symposium on Jet Propulsion and Power Engineering Meeting, 2012.
- [5] 柴山, 刚宪约, 姚福生, 等. 计算多转子系统临界转速的整体传递矩阵法[J]. 上海理工大学学报, 2002, 24(1): 8-12.
CHAI Shan, GANG Xianyu, YAO Fusheng, et al. A whole transfer matrix method for calculating the critical speed of multi-rotor system[J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology, 2002, 24(1): 8-12.

- (in Chinese)
- [6] 胡绚, 罗贵火, 高德平. 反向旋转双转子系统动力特性分析[J]. 现代机械, 2007(4): 45-49.
HU Xuan, LUO Guihuo, GAO Deping. Dynamic performance analysis of counter-rotating dual-rotor system[J]. Modern Machinery, 2007(4): 45-49. (in Chinese)
- [7] 罗贵火. 反向旋转双转子系统振动特性分析与试验研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 1999.
LUO Guihuo. Analysis of vibration characteristic and research of experiment of dual-rotor system of opposite-rotating[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 1999. (in Chinese)
- [8] 冯国权, 岳承熙, 张连祥. 对转式双转子发动机动特性分析[J]. 航空发动机, 1993(5): 43-48.
- [9] 冯国权, 张连祥, 伊峰. 反向旋转双转子发动机稳态不平衡响应分析[J]. 哈尔滨工业大学学报, 1998, 30(增刊): 249-252.
FENG Guoquan, ZHANG Lianxiang, YI Feng. Stationary unbalance response analysis of a two-spool engine with counter-rotating rotors[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 1998, 30(suppl.): 249-252. (in Chinese)
- [10] 胡绚. 反向旋转双转子系统动力学特性研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2007.
HU Xuan. Research on the dynamical characteristics of counter-rotating dual-rotor system [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2007. (in Chinese)
- [11] Ferraris G, Maisonneuve V, Lalanne M. Prediction of the dynamic behavior of non-symmetric coaxial co-or counter-rotating rotors[J]. Journal of Sound and Vibration, 1996, 195(4): 649-666.
- [12] JIANG Yunfan, LIAO Mingfu, WANG Siji. The design of counter-rotating dual-rotor experimental apparatus [R]. Xi'an: The 4th International Symposium on Jet Propulsion and Power Engineering Meeting, 2012.
- [13] 陈时锦, 张春玉. 轴承刚度矩阵的解析推导与计算机求解[J]. 轴承, 2006(2): 1-4.
CHEN Shijin, ZHANG Chunyu. Analytic derivation and computer solution of rigidity matrix of bearings[J]. Bearing, 2006(2): 1-4. (in Chinese)
- [14] 苟文选, 金保森, 卫丰, 等. 材料力学[M]. 北京: 科学出版社, 2005.
- [15] 顾家柳, 丁奎元, 刘启洲, 等. 转子动力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1984.