

文章编号: 1000-8055(2007)07-1044-06

反向旋转双转子稳态响应计算分析与试验

胡 绚, 罗贵火, 高德平

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 航空发动机采用反向旋转的双转子系统,有助于减小转子整体陀螺力矩对飞机的影响,降低机匣负荷,提高飞机机动性能.分析了一种具有中介轴承的反向旋转双转子结构的稳态响应,其中介轴承外圈与低压转子联接,内圈与高压转子联接.针对这种结构,应用传递矩阵法,结合边界条件,分析了反向旋转双转子结构稳态不平衡响应的变化规律,研究了内、外转子盘轴心轨迹和质心的变化特点,并进行了相应的试验研究,验证了计算仿真的相关结论.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 航空发动机; 反向旋转; 双转子; 稳态响应

中图分类号: V233

文献标识码: A

Numerical analysis and experiment of counter-rotating dual-rotor's steady state response

HU Xuan, LUO Gui-huo, GAO De-ping

(College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The counter-rotating dual-rotor system in aeroengines can reduce the influence of rotors' gyroscopic moments on aircrafts, cut down the torque of cases and improve the flexibility of airplanes. The steady-state response of a counter-rotating dual-rotor structure with one inter-shaft bearing was analyzed, of which the low pressure rotor is coupled with the inter-shaft bearing's outer ring, and the high pressure rotor coupled with the inter-shaft bearing's inner ring. By using transfer matrix method and corresponding boundary conditions, the steady-state responses of the counter-rotating dual-rotor system were analyzed, and the changing characteristics of the disks' orbits and the centroids' locations were studied experimentally, proving the relevant conclusions from calculations.

Key words: aerospace propulsion system; aeroengine; counter-rotating; dual-rotor; steady-state response

目前,双转子结构已被大多数航空燃气涡轮发动机采用.其中,高、低压转子同向旋转的双转子航空发动机居多,高、低压转子反向旋转的双转子结构也有应用,比如“飞马”发动机,在上世纪 60 年代末就装备在了英国“鹞”式战机上.高、低压转子反向旋转有助于减小转子陀螺力矩的影响,降低机匣负荷,提高飞机的机动性.美国的“综

合高性能涡轮发动机技术(IHPTET)”计划中,实现高效的对转高、低压涡轮结构就是其预期目标之一,这就要求采用反向旋转的双转子或多转子结构,并对其动力特性进行相应的研究.

从国内外发表的文献来看,对反向旋转双转子动力特性的研究并不多.在国内,冯国全和罗贵火等学者对反向旋转双转子的临界转速和不平衡

收稿日期: 2006-11-21; 修订日期: 2007-03-05

作者简介: 胡绚(1978-),男,湖南株洲人,博士生,主要从事转子动力学的研究.

响应等特性进行了数值分析和试验研究^[1-3]. 在国外, Ferraris 等学者对刚度不对称的反向旋转双转子的动力特性做了分析, 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^[4-5].

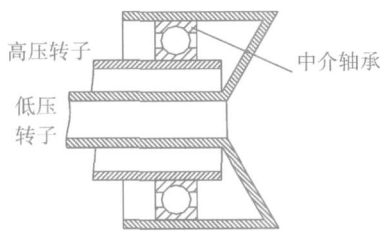


图 1 中介轴承联接结构
Fig.1 Intershaft bearing structure

本文分析对象是一种具有中介轴承的反向旋转双转子系统, 其中介联接结构的示意图见图 1. 从图中可以看到, 中介轴承的内圈与高压转子联接, 外圈与低压转子联接, RB199 发动机的高压转子和中压转子之间就采用了这种联接方式. 针对具有该中介联接方式的反向旋转双转子系统, 本文对其不平衡响应进行了计算分析和试验研究, 得到了轴心轨迹和质心位置的变化规律.

1 计算模型与分析方法

针对如图 2 的双转子结构, 可以结合边界条件, 直接应用传递矩阵法推导出内、外转子上各个站点的线位移、弯曲角、弯矩和剪切力的关系, 得到系统的稳态不平衡响应.

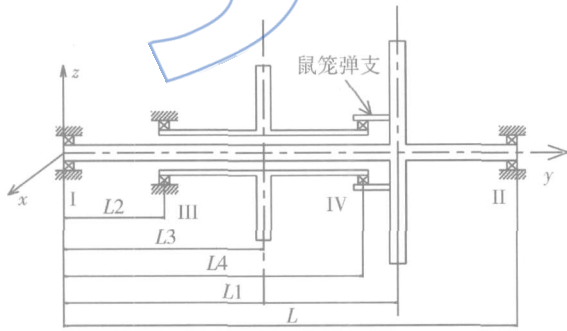


图 2 双转子试验器的简图
Fig.2 Simplified structure of the dual-rotor test equipment

根据传递矩阵法基本理论, 将双转子系统简化为具有若干个等效质量的多自由度系统, 简化后的计算模型如图 3. 整个双转子系统被分成两个子系统, 内转子为子系统 1, 外转子为子系统 2. 子系统 1 轴长为 1.2 m, 盘直径为 0.2 m; 子系统 2 轴长为 0.448 m, 盘直径为 0.216 m. 转子系统

材料的密度为 $7\,754\text{ kg/m}^3$, 抗弯弹性模量为 $2.06 \times 10^{11}\text{ N/m}^2$.

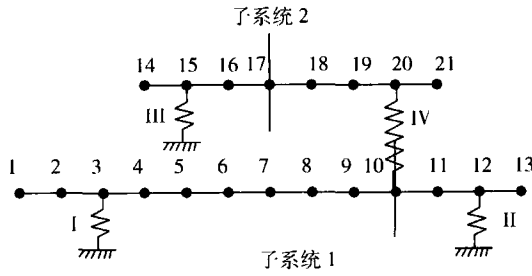


图 3 双转子系统的计算模型
Fig.3 Calculating model of the dual-rotor system

本文分析的双转子系统是一个线性系统, 内、外转子的不平衡激励力在水平或垂直平面的投影为简谐力. 从振动学角度来看, 整个双转子系统的响应为两个激励力激起的响应的矢量叠加. 所以, 可以先假设仅内转子存在不平衡量, 计算此时的稳态不平衡响应; 再假设仅外转子存在不平衡量, 计算这种情况下的稳态不平衡响应; 最后将两种情况下的不平衡响应线性叠加, 则得到内、外转子同时存在不平衡量时的稳态不平衡响应.

2 计算结果分析

考虑内、外转子反向旋转且转速比为 1 : 1.2 时的情况, 由计算可得内转子为主激励转子的第一阶临界转速为 $1\,078.02\text{ r/min}$ (此时外转子转速为 $1\,293.63\text{ r/min}$), 外转子为主激励转子的第一阶临界转速为 $1\,103.23\text{ r/min}$ (此时内转子转速为 919.36 r/min).

图 4(a) 和 (b) 分别为内转子为 $0 \sim 2\,000\text{ r/min}$ 时内转子盘和外转子盘响应幅值的变化曲线. 可以看到, 当系统处于两个第一阶临界转速时, 此时内转子与外转子响应同时达到最大.

由于存在不平衡量, 转子系统运转时转子轮盘的质心与形心并不会重合. 转子轮盘的质心在过临界时会发生“质心转向”的现象, 这会使转子的振幅大大减小, 系统的运转状态因此而趋于平稳.

图 4(c) 和 (d) 分别给出了双转子系统越过两个第一阶临界转速时内转子盘和外转子盘质心位置的变化情况. 图中, 纵坐标数值为“1”表示质心在进动圆周以外, “-1”表示质心在进动圆周以内. 可以看到, 内转子盘在越过以内转子为主激励的第一阶临界转速时会发生质心转向, 而此时外转子盘没有变化; 外转子盘在越过以外转子为主

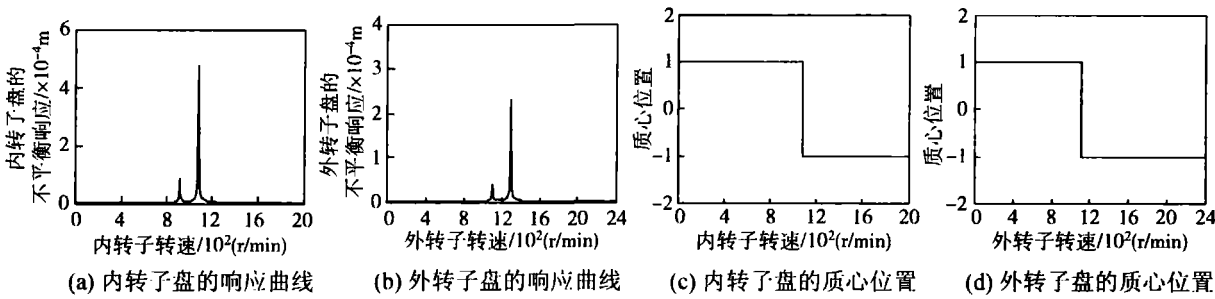


图 4 双转子系统的响应曲线和质心位置

Fig. 4 Response curve and centroid's location of the dual-rotor system

激励的第一阶临界转速时会发生质心转向,而此时内转子盘没有变化。

图 5 给出了第一阶临界转速前后几个不同转速下外转子盘的轴心轨迹。图 5(a)为内转子转速为 900 r/min 时的情况;图 5(b)为内转子转速为 920 r/min 时的情况,此时双转子系统处于以外转子为主激励的第一阶临界转速附近;图 5(c)为内转子转速为 1 000 r/min 时的情况,此时双转子系统处于两个第一阶临界转速之间;图 5(d)为内转子转速为 1 078 r/min 时的情况,此时双转子系

统处于以内转子为主激励的第一阶临界转速附近;图 5(e)为内转子转速为 1 200 r/min 时的情况,双转子系统已经越过两个第一阶临界转速。以上情况的转速比都为 1 : 1.2,相应的外转子转速可以由内转子转速计算得到。由于双转子有两个激励力作用,在非临界时,外转子盘的形心的运动轨迹为“花瓣”状;当系统接近某一个临界转速时,外转子盘的轴心轨迹形状接近圆形,其进动频率等于主激励转子的进动频率。内转子盘的轴心轨迹也有同样的变化规律,限于篇幅,不再赘述。

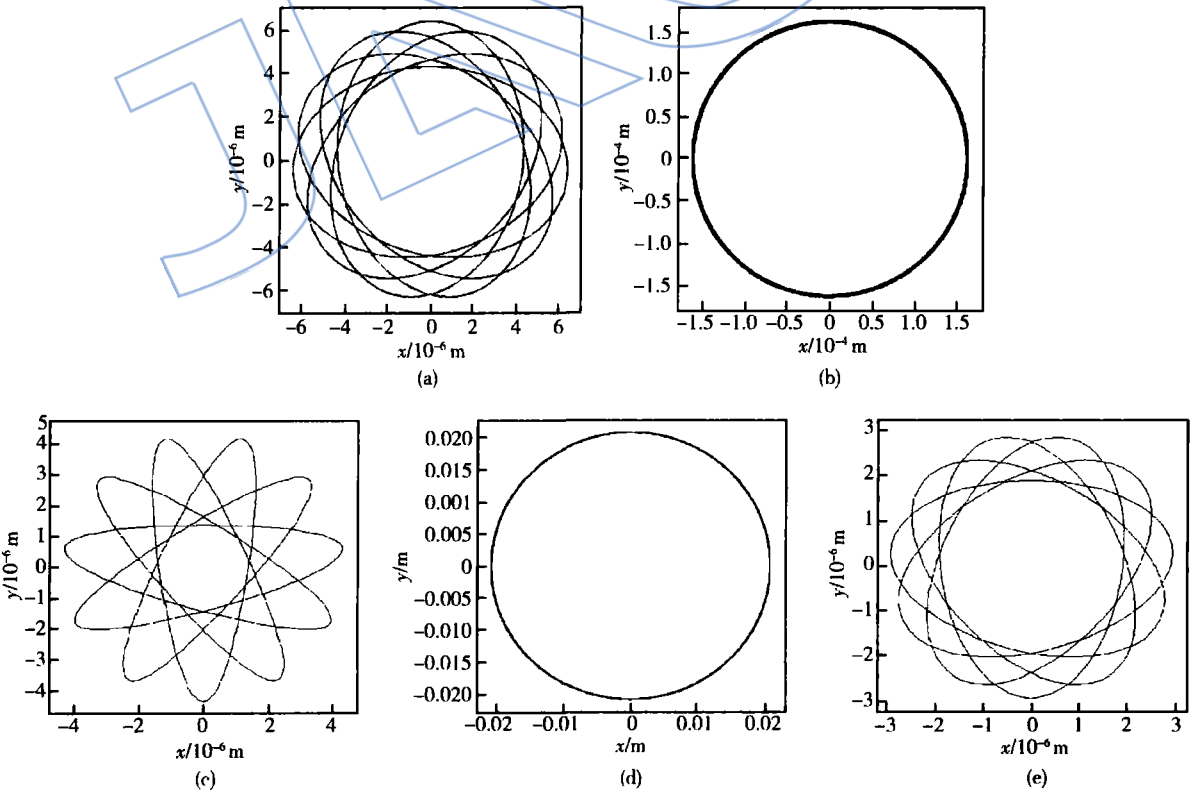


图 5 外转子盘的轴心轨迹(计算结果)

Fig. 5 Orbits plot of the outer rotor's disk (Calculated results)

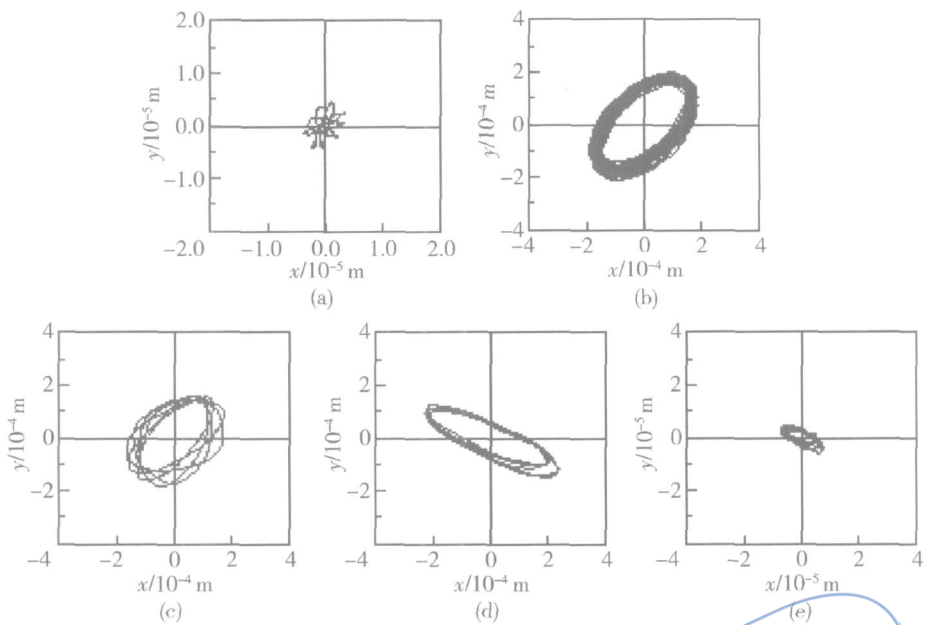


图 6 外转子盘的轴心轨迹(试验结果)

Fig. 6 Orbits plot of the outer rotor's disk (Experimental results)

通过内、外转子盘的轴心轨迹分析,可以进一步研究双转子系统处于两个第一阶临界转速之间时双转子系统的进动方向.当系统处于以外转子为激励的第一阶临界转速时,外转子作协调正进动,内转子作反进动;当内转子转速约为 975 r/min 时(此时外转子转速为 1 170 r/min),外转子由正进动变为反进动,内转子由反进动变为正进动;当系统处于以内转子为激励的第一阶临界转速时,外转子作反进动,内转子作协调正进动.

3 试验研究

当内、外转子反向旋转,且转速比为 1 : 1. 2 时,由试验可得内转子为主激励转子的第一阶临界转速为 1 134. 1 r/min,外转子为主激励转子的第一阶临界转速为 1 149. 6 r/min. 与计算结果比较可知,计算结果与试验结果吻合较好.

在试验器的内、外转子盘附近放置位移传感器,采集不同转速情况下内、外转子盘的稳态不平衡响应信号,可以分析出双转子系统不平衡响应的变化规律.

图 6 给出了不同转速下外转子盘的轴心轨迹,内、外转子的转速比都为 1 : 1. 2. 图 6(a) 为双转子系统处于两个第一阶临界转速以下时的情况;图 6(b) 为双转子系统处于以外转子为主激励的第一阶临界转速附近时的情况;图 6(c) 为双转子系统处于两个第一阶临界转速之间时的情况;

图 6(d) 为双转子系统处于以内转子为主激励的第一阶临界转速附近时的情况;图 6(e) 为双转子系统已越过两个第一阶临界转速时的情况. 与理论计算结论一样,在非临界转速时,外转子盘的形心的运动轨迹呈“花瓣”状;当系统接近某一个临界转速时,外转子盘的轴心轨迹形状接近圆形,内转子盘的轴心轨迹也有相同的变化规律.

为了观察转子质心位置的变化情况,可以在转子表面贴上一块薄金属片,然后在水平和垂直方向采集转子的位移信号. 因为转子表面贴有金属片,当该位置经过传感器时,传感器测得的位移信号上会产生一个脉冲. 通过脉冲位置的变化就可以判断转子是否发生了“质心转向”的现象.

图 7 是质心位置变化测试方法的示意图. 图中, G 是转子圆盘的质心, O 是自转中心, O' 是进动中心. 当系统分别处于亚临界和超临界时,金属片的位置如图 7(a) 和 (b) 所示,那么传感器采集到的轴心轨迹如图 7(c) 和 (d). 当转子系统处在亚临界时,水平方向脉冲在轴心轨迹的左侧,垂直方向脉冲在轴心轨迹的下方;当转子系统处在超临界状态时,水平方向脉冲在轴心轨迹的右侧,垂直方向脉冲在轴心轨迹的上方. 也就是说,在转子临界状态前后,随着质心位置的变化,水平和垂直方向脉冲的位置都变化了 180° . 用这种方法,可以研究转子质心的位置的变化情况.

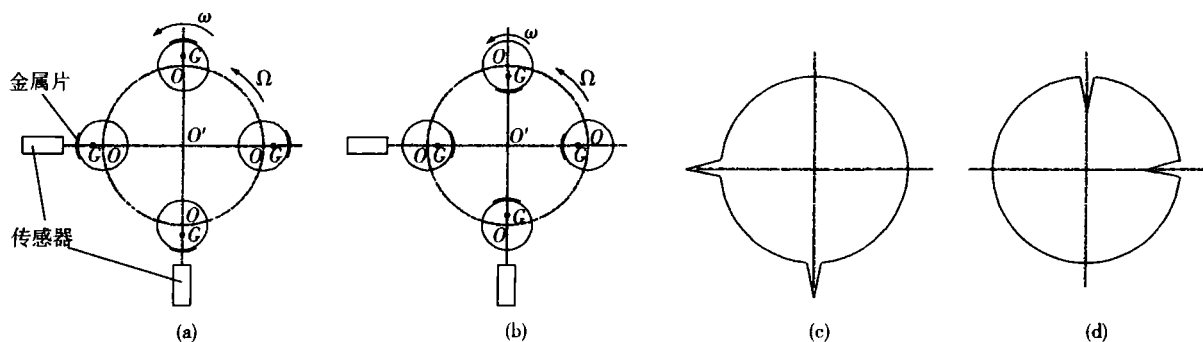


图7 观察质心位置变化的方法

Fig. 7 Method for observing changes of the centroid's location

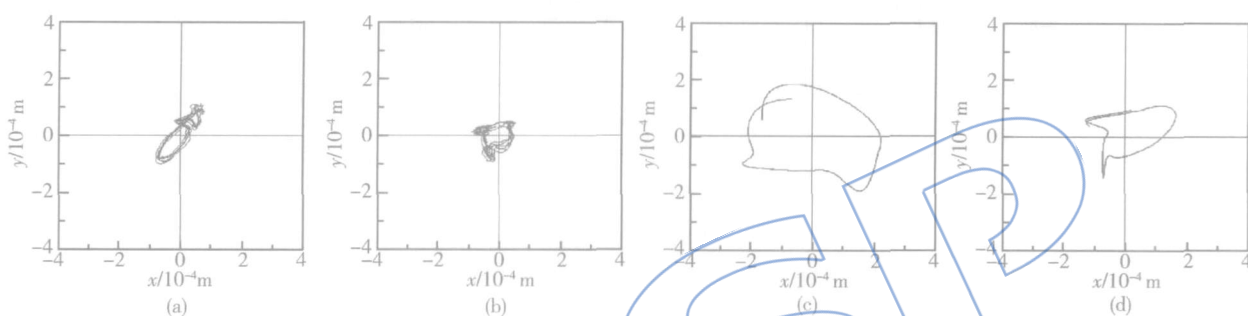


图8 双转子系统的质心位置变化

Fig. 8 Centroid location's changes of the dual-rotor system

图8(a)给出了试验中内转子盘在越过以内转子为主激励的第一阶临界转速前两个脉冲的位置,可以看到,水平方向的脉冲在轴心轨迹的右侧,垂直方向的脉冲在轴心轨迹的上方,这和示意图7(d)中的脉冲位置是基本一致的;图8(b)给出了第一阶临界转速后两个脉冲的位置,可以看到,水平方向的脉冲在轴心轨迹的左侧,垂直方向的脉冲在轴心轨迹的下方,这和示意图7(c)中的脉冲位置是基本一致的,这说明临界转速前后质心位置变化了约 180° ,即内转子盘发生了质心转向.图8(c)给出了试验中外转子盘在越过以外转子为主激励的第一阶临界转速前两个脉冲的位置,图8(d)给出了第一阶临界转速后两个脉冲的位置,同样,两个脉冲的位置变化了约 180° ,说明外转子盘发生了质心转向.

试验现象说明,双转子系统的外转子在越过以外转子为主激励的第一阶临界转速时,外转子会发生质心转向;当内转子在越过以内转子为主激励的第一阶临界转速时,内转子会发生质心转向,这与理论计算的结果是吻合的.

4 结 论

本文利用边界条件,应用传递矩阵法,在考虑

内、外转子同时存在不平衡量的情况下,对具有中介轴承的双转子系统的临界转速和稳态不平衡响应进行了数值分析,并对结果进行了相关的试验验证,得到的主要结论如下:

- (1) 临界转速的计算结果与试验结果是吻合的;
- (2) 试验转子在非临界转速下运转时,内、外转子盘形心的运动轨迹呈“花瓣”状;当系统接近某一个第一阶临界转速时,内、外转子盘的轴心轨迹形状接近圆形,二者响应的大小是同步变化的;
- (3) 试验转子处于两个第一阶临界转速之间时,外转子由正进动变为反进动,内转子反之,且变化是同步的;
- (4) 试验转子的内、外转子在越过以各自为主激励的第一阶临界转速时,内、外转子会分别发生质心转向.

参考文献:

- [1] 冯国权,岳承熙,张连祥. 对转式双转子发动机动力特性分析[J]. 航空发动机, 1993(5): 43-48.
FENG Guoquan, YUE Chengxi, ZHANG Lianxiang. Dynamic analysis of a two-spool engine with counter rotating rotors[J]. Aeroengine, 1993(5): 43-48.
- [2] 冯国权,张连祥,伊峰. 反向旋转双转子发动机机稳态不平

- 衡响应分析[J]. 哈尔滨工业大学学报,1998,30:249-252.
- 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,1998,30:249-252.
- [3] 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 & Astronautics,1999.
- [4] Ferraris G,Lalanne M. Prediction of the dynamic behavior of non-symmetric coaxial co-rotor counter-rotating rotors[J]. Journal of Sound and Vibration,1996,195(4):649-666.
- [5] Lalanne M,Ferraris G. Rotor-dynamics prediction in engineering[M]. England:Wiley,1989.