

文章编号:1000-8055(2013)06-1215-08

带气膜阻尼环的转子系统动力特性试验

马艳红¹, 王 虹², 洪 杰¹

- (1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;
2. 北京控制工程研究所 空间轴承应用实验室, 北京 100190)

摘 要: 提出一种具有金属橡胶弹性外环的气膜阻尼环(AFD)作为转子系统的辅助支承阻尼元件. 建立 AFD 的力学模型, 解释其工作机理. 建立带 AFD 转子系统的试验台和测控系统, 对比无 AFD 转子系统的动力特性, 验证 AFD 的辅助支承阻尼性能. 通过对 AFD 振动位移和相位的测量, 说明气膜环在转子运转过程中的跟踪振动响应过程. 通过对比气膜环和转子轴颈在转子系统运转过程中的相位差, 验证 AFD 的工作机理和阻尼减振性能. 最后研究初始气膜间隙对 AFD 性能的影响. 研究表明: 由于 AFD 具有可动金属橡胶环, 气膜环能够跟随转子轴颈的振动量, 自动调整偏心振动量和相位, 具有自适应特性. 在金属橡胶和气膜的刚度和阻尼作用下, AFD 作为转子系统的辅助支承阻尼元件, 为转子系统提供附加支承刚度和有效阻尼, 起到限幅减振的作用. 而初始气膜间隙越小, 辅助支承阻尼作用的效果越明显.

关 键 词: 气膜; 金属橡胶; 阻尼减振; 转子系统; 动力响应

中图分类号: V231.96

文献标志码: A

Experiment on rotor dynamics of rotor system with air film damper

MA Yan-hong¹, WANG Hong², HONG Jie¹

- (1. School of Energy and Power Engineering, Beijing University of Aeronautics Astronautics, Beijing 100191, China;
2. Space Precision Bearing Applications Laboratory, Beijing Institute of Control Engineering, Beijing 100190, China)

Abstract: An air film damper (AFD) with metal rubber as the outer ring was presented, which was designed as the assistant support and damping component for rotor systems. The mechanical model of AFD was established and the mechanism of AFD was explained. A rotor system with AFD and the testing rig were constructed in order to verify the performances of AFD as an assistant support and damping component comparing with a rotor system without AFD. Based on the measurements of the displacements and the phases of AFD, the tracking vibration response process of the air film ring was captured. Comparing the phases of the air film ring with the journal, the mechanism and damping properties of AFD was testified. Moreover, the effects of the original air film clearance on the properties of AFD were studied. The results show that due to the moveable metal rubber ring, the air film ring can adjust the displacement and phase with the vibration of the journal automatically, which presents an automatic adaptability of AFD. Combining the stiffness and damping of the metal rubber ring and the air film, AFD, being an assistant support and damping component, can provide additional support stiffness and effective damping to the rotor sys-

收稿日期: 2012-06-13

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130617.0940.201306.1215_031.html

基金项目: 航空科学基金(2006ZB51028, 2007ZB51012)

作者简介: 马艳红(1975—), 女, 辽宁铁岭人, 副教授, 博士, 主要从事转子动力学、新型阻尼材料和振动控制研究.

tem, which can reduce the vibration of the rotor system. Furthermore, a smaller original air film clearance would result in a more additional stiffness and better damping effect.

Key words: air film; metal rubber; vibration reduction; rotor system; dynamic response

航空发动机等高速旋转机械的振动问题是影响发动机稳定可靠工作的主要因素之一。现代航空发动机转子系统中,典型的低压转子系统是大跨度、多支承的柔性转子系统,通过弯曲临界时会发生较大的弯曲振动。当转子系统在工作过程中不平衡量增大较多或高转速情况下,振动幅值会大幅增加,有可能出现与高压转子的碰摩,严重威胁转子系统的稳定可靠运行^[1]。传统的阻尼减振技术,以挤压油膜阻尼器^[2-3]为例,一般是按照转子系统典型状态设计的,不能在航空发动机全工作过程中提供良好的刚度和阻尼,尤其对转子系统大弯曲振动的抑制作用有限,因而也不能在航空发动机全工作过程中有效抑制转子系统的振动。因此,有必要设计一种既可以限制转子系统在弯曲临界时的大幅振动,又可以作为辅助支承阻尼装置,为转子系统提供附加支承刚度和有效的阻尼。

与此同时,随着航空涡轮发动机性能要求的提高,其功率负荷和效率大幅提高,转子系统工作在高温、高压和高速的恶劣条件下,对机械-液压部件的可靠性形成严峻挑战,并且这些液压部件占用附件很大部分质量,对先进航空发动机高性能指标的追求构成不良影响^[4]。因此,面对未来先进燃气涡轮发动机的性能和结构要求,这种现状亟待突破。2006年,Gamal等^[5-6]提出了一种环气腔式密封阻尼结构,能够在密封的同时作为转子系统辅助支承结构。虽未对阻尼的工作机理和减振效果作详细的理论和试验研究,但提供了一种在转子系统中应用气动阻尼的新思路。

本文基于动压气膜润滑原理,借鉴箔片动压气体轴承^[7-9]的结构形式,采用新型功能性结构阻尼材料——金属橡胶作为弹性外环,提出一种新型气膜阻尼环(air film damper, AFD),作为转子系统的辅助支承阻尼装置,如图1所示。径向柔性设计是该结构的主要特点。由于航空发动机转子系统的结构紧凑单薄,在频繁起停车、机动载荷和离心载荷作用下会引起转子系统较大的偏心振动,约为动压气膜厚度的数倍或数十倍^[10-11]。这将无法保证有效的动压气膜,可能导致转静子碰摩故障,这是在转子系统中应用气膜阻尼的最大

障碍。而刚度可设计的弹性外环的存在使在转子系统中气膜阻尼的应用成为可能。此外,金属橡胶这一新型的结构阻尼材料与传统的弹性阻尼材料相比,具有高阻尼、高弹性及刚度可设计的特点^[12-14],能够与气膜共同作用,为转子系统提供附加支承刚度和有效的阻尼。

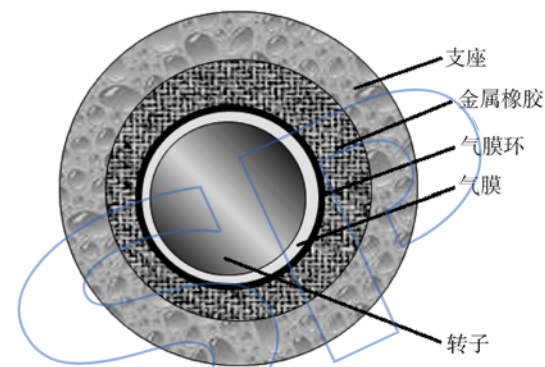


图1 AFD的结构示意图

Fig. 1 AFD structure used in a rotor system

文献^[15]中,建立了AFD工作机理的力学模型,基于气膜环和转子轴颈的稳态运动方程和3个偏心距之间的位移协调关系,建立数学模型描述了AFD中各组件间的流固耦合关系。本文通过对带AFD转子系统的试验研究,验证AFD的工作机理和阻尼减振效果。

1 AFD的工作机理

图2所示为AFD的力学模型,其中将金属橡胶等效为一系列并联的刚度阻尼单元。图中, ϕ_1 为轴颈周向角; ϕ_0 为气膜环周向角; ϕ 为轴颈相对气膜环周向角; C 为初始气膜间隙。阻尼环的工作机理是:转子系统未运转时,AFD的转子轴颈中心 O_1 、气膜环中心 O_0 与固定坐标系中心 O 重合。转子系统开始运转后,在不平衡力作用下,AFD的转子轴颈绕其形心 O_1 以轴颈转动角速度 ω 转动并且绕固定坐标系中心 O 以轴颈进动角速度 Ω_1 进动,两者共同作用产生的气膜力驱使气膜环以进动角速度 Ω_0 进动,并挤压金属橡胶环产生径向变形。与此同时,金属橡胶的刚性力和阻尼力限制了气膜环的径向移动,使气膜压力场发生

改变而影响转子轴颈的运动,即转子轴颈、动压气膜、气膜环和金属橡胶构成一个流固耦合系统,最后达到一个稳定的运转状态。

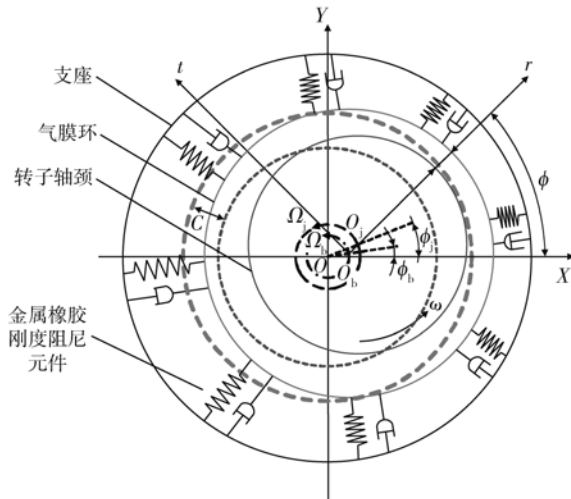


图 2 AFD 的力学模型图

Fig. 2 Mechanical model of AFD used in a rotor system

AFD 稳定运转时,转子轴颈偏心距 e_j ,气膜环偏心距 e_b 以及转子轴颈相对气膜环的偏心距 e 之间存在如图 3 所示的位置关系。其中 O_i 为转子质心, F_e 为不平衡激振力。从图中可以看出气膜环偏心距与不平衡激振力间的夹角 β_b 大于转子轴颈偏心距与不平衡激振力间的夹角 β , 即 $\beta_b > \beta$ 。这是由于金属橡胶具有迟滞特性,使气膜环滞后于转子轴颈达到其最大的偏心位置,从而 AFD 能够在金属橡胶与气膜环的共同作用下为转子系统提供阻尼,起到减振的作用。

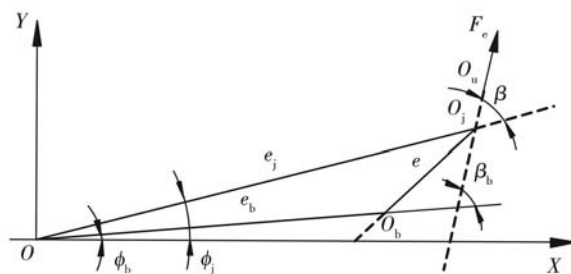


图 3 3 个偏心距的位置关系图

Fig. 3 Position of the three eccentricities

2 带 AFD 转子系统的试验台

带 AFD 转子系统试验台的实物和原理图如

图 4 所示。试验台由传动系统、润滑系统、供气系统、测量系统以及采集分析系统五部分组成。

转子系统由一台功率为 30 kW 的直流电动机驱动,通过一台增速比为 11.05 的增速器带动,最高转速可达 30 000 r/min。增速器输出轴和转子系统由柔性联轴器连接。试验中的转子系统靠近电动机的一端采用刚性支承,另一端采用鼠笼弹性支承。为了更利于气膜的形成,由空气压缩机为 AFD 提供加压过滤气体,从 AFD 进气腔的进气孔引入,并用压力传感器测定进口环形气腔的压力。

试验中通过转子系统的升速过程,采用 4 个电涡流传感器,分别测试在不平衡量为 22.8 g·cm 时,无 AFD 和带 AFD 转子系统的振动响应,提取时域振动信号、频谱分析曲线、伯德图和极坐标图。图 5 分别给出无 AFD 和带 AFD 转子系统电涡流传感器的安装示意图。带 AFD 转子系统图中, X_1 和 Y_1 分别表示气膜环水平方向和垂直方向的位移响应, X_2 和 Y_2 分别表示转子轴颈水平方向和垂直方向的位移响应。由于水平方向与垂直方向的位移响应曲线的规律是一致的,只是幅值大小略有差异,篇幅所限,文中只给出水平方向的试验结果。

试验中气膜阻尼环的结构如图 6 所示,其结构参数见表 1。表中分别给出气膜阻尼环中金属橡胶的刚度 K_{mr} ,金属橡胶的阻尼 η ,气膜长度 L ,转轴直径 D 以及初始气膜间隙 C 。从图 6 中可知, AFD 的静子部分由左、右端盖组成进气环腔,空气压缩机提供的高压气体从进气腔右端盖的进气孔进入环腔,并采用压力传感器测定进气环腔的压力。金属橡胶环由 6 个单块金属橡胶组成,两个金属橡胶环采用密封薄膜包裹后分别放置于左右两个进气腔端盖的卡槽中,气膜环支承在金属橡胶环上,与转子盘之间的形成气膜。



(a) 实物图

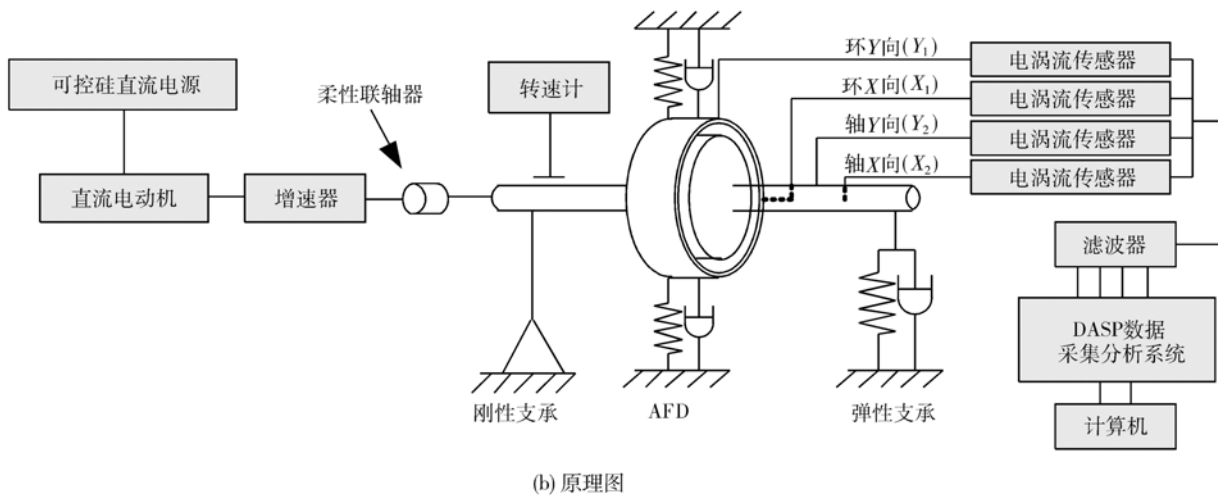


图 4 带 AFD 的转子系统试验台
Fig. 4 Rotor system testing rig with AFD

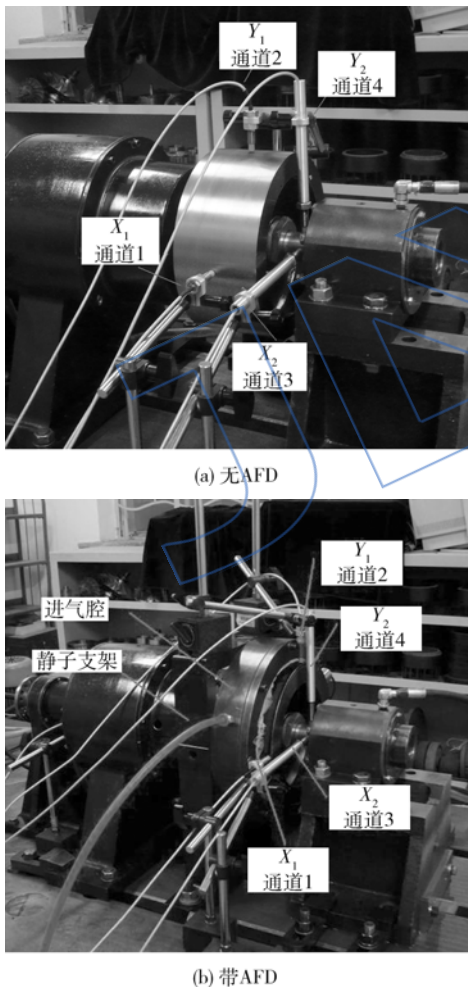


图 5 电涡流传感器安装示意图
Fig. 5 Installation of eddy current sensors

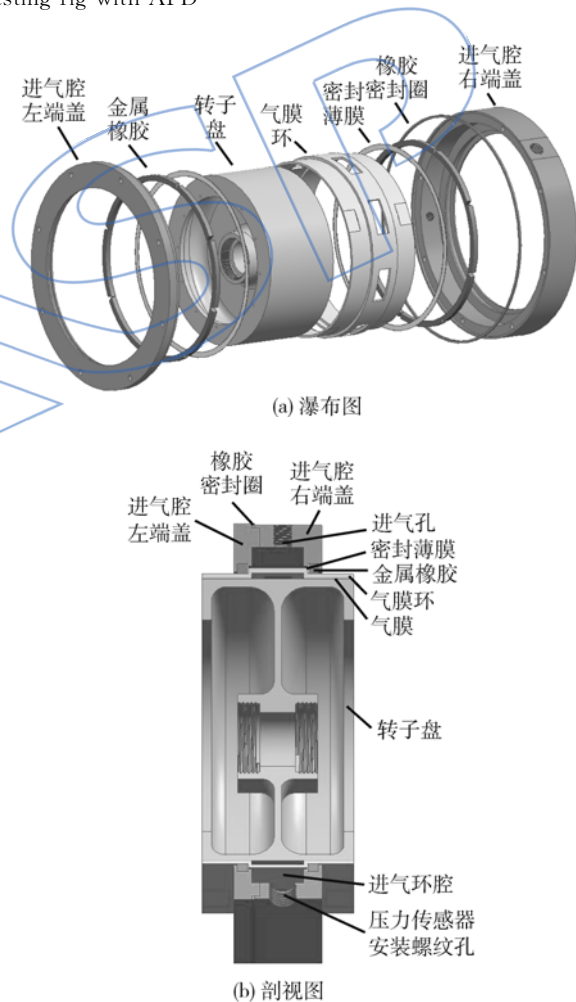


图 6 AFD 结构示意图
Fig. 6 Rotor system with AFD

表 1 AFD 结构参数

Table 1 Structural parameters of AFD

$K_{mr}/10^5 (N/m)$	η	L/mm	D/mm	C/mm
9.44	0.22	76	240	0.40

3 带 AFD 转子系统动力特性的试验

3.1 带 AFD 转子系统的振动响应

图 7、图 8 分别给出无 AFD 的转子轴颈、带

AFD 转子系统的气膜环和转子轴颈在通过临界转速时水平方向的振动信号及其频谱分析. 从图 8(a)和图 8(b)可以看出:在通过临界转速时,气膜环产生于与转子轴颈同频的振动,且同时达到振动最大值. 此外,对比图 7(b)和图 8(d)可知:与无 AFD 的转子系统比较,转子系统的振动响应降低,在通过 1 阶临界转速时,水平方向频响曲线的峰值从 $272.6 \mu\text{m}$ 下降到 $218.8 \mu\text{m}$,下降了约 19.1%,说明 AFD 为转子系统提供了有效的阻尼. 此外,转子系统的 1 阶固有频率由 117.8 Hz 提升到 129.5 Hz,即带 AFD 的转子系统的 1 阶临界转速约提高了 8.4%,说明 AFD 为转子系统提

供了有效的附加刚度. 因此,AFD 能够作为转子系统的辅助支承阻尼结构,起到提供附加刚度和限幅减振的作用.

3.2 AFD 气膜环的跟踪振动响应过程

图 9(a)和图 9(b)分别给出带 AFD 转子系统的气膜环和转子轴颈在水平方向的伯德图. 从图中的 AB 段可以看出,转子系统开始运转后,随着转速的升高,转子轴颈的振动量逐渐增加,而起初气膜环几乎没有振动,随后产生极小的振动,说明在转子轴颈振动量较小的情况下,产生的气膜力需要平衡气膜环的自重,不足以推动气膜环发生

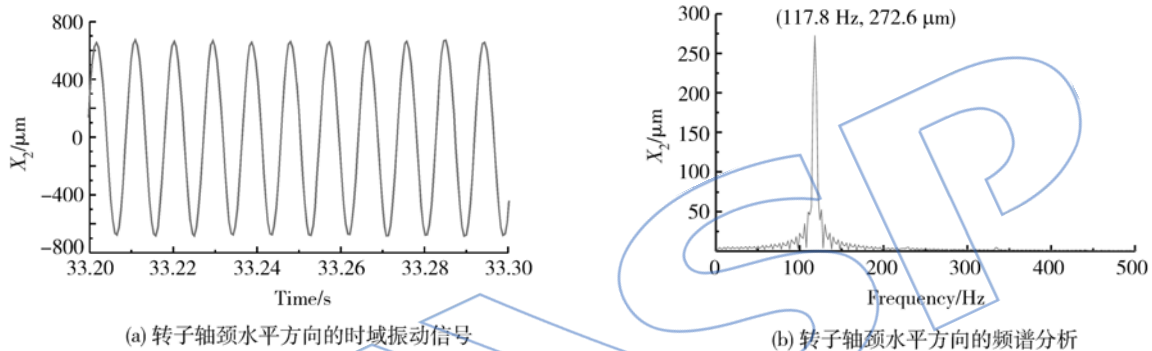


图 7 无 AFD 转子系统通过临界转速时水平方向振动信号及其频谱分析

Fig. 7 Displacement signals and frequency response of the rotor system without AFD at the critical speed

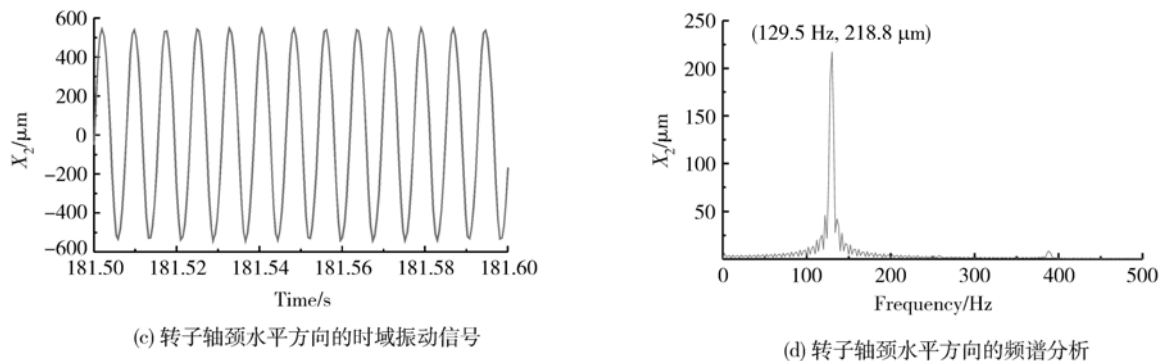
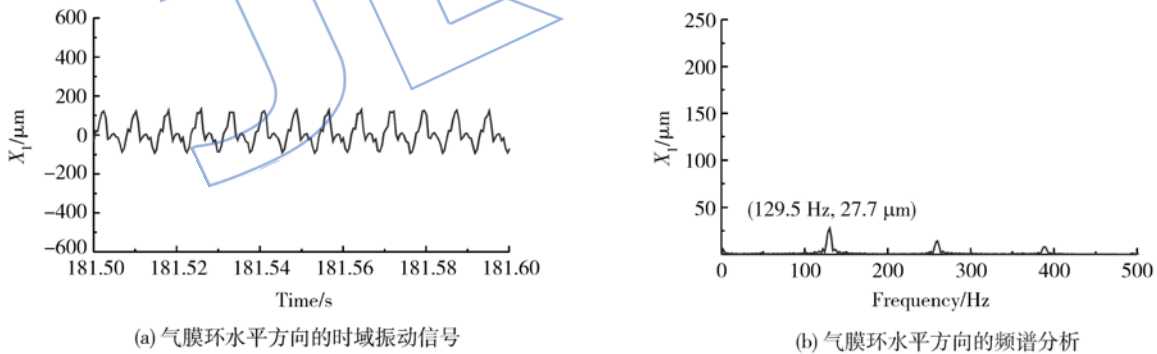
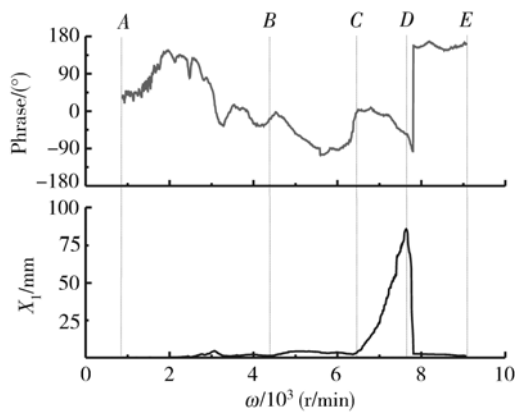
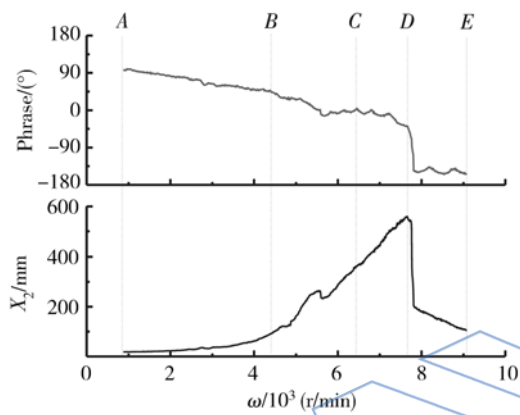


图 8 带 AFD 转子系统通过临界转速时水平方向振动信号及其频谱分析

Fig. 8 Displacement signals and frequency response of the rotor system with AFD at the critical speed



(a) 气膜环



(b) 转子轴颈

图9 带AFD转子系统中气膜环和转子轴颈在水平方向的伯德图

Fig.9 Bode diagram of air film ring and the journal in the rotor system with AFD in the horizontal direction

运动.此外,在AB段中,气膜环的相位随转速的增加产生较大波动,说明从转子轴颈发生偏心振动开始,气膜环逐渐出现振动并自动调整其相位,以应对转子轴颈偏心振动量的增加.

随着转子转速的不断增大,如图9中的BC段所示,转子轴颈的振动量大幅提高,气膜环的振动量也随之增大,但增大幅度有限,说明此时的气膜力已平衡气膜环的自重,气膜力挤压金属橡胶环,使气膜环出现了一定幅度的偏心运动.当转子转速逐渐靠近并达到1阶临界转速时,如图9中的CD段所示,转子轴颈的振动逐渐增大到最大,气膜力逐渐增加,并挤压金属橡胶环使气膜环的振动量随之迅速增大并达到最大值,说明气膜力随转子轴颈振动量的增大而大幅提升,推动气膜环产生较大的偏心振动并达到最大偏心量.当转子系统通过临界转速后,如图中DE段所示,转子

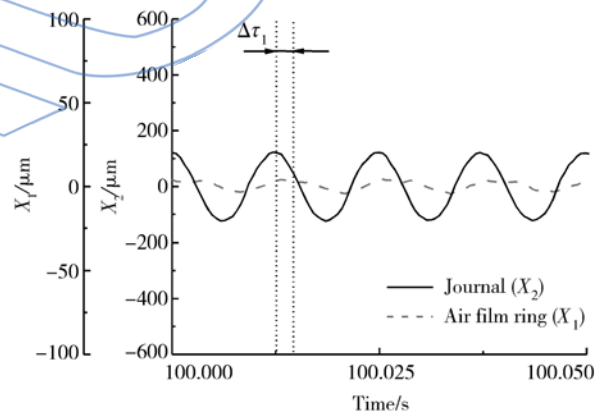
轴颈的振动量大幅降低,气膜力降低到BC段的水平,而气膜环的振动量也随之大幅减小,并随转速的逐渐升高,转子轴颈和气膜环的振动量逐渐减小.此外,通过临界转速后,气膜环随转子轴颈相位的变化发生相位突变,充分说明了气膜环的随动特点.

从以上试验结果得知,在转子系统逐渐升速、通过1阶临界转速并再升速的整个过程中,由于金属橡胶环的存在,气膜环能够随转子轴颈的振动量,自动调整偏心位移和相位,具有自动跟踪转子轴颈振动响应的能力,充分说明了气膜阻尼环的自适应特性.

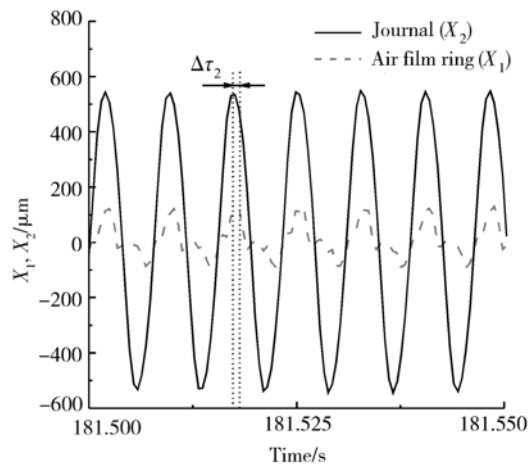
3.3 AFD 阻尼减振机理的试验验证

从AFD工作机理的理论分析可知,AFD能够对转子轴颈产生阻尼减振的作用是因为在运转过程中,气膜环始终滞后于转子轴颈,即气膜环与转子轴颈之间存在相位差,如图3所示.在试验中,时域信号和极坐标图均可反映出气膜环和转子轴颈的相位差.

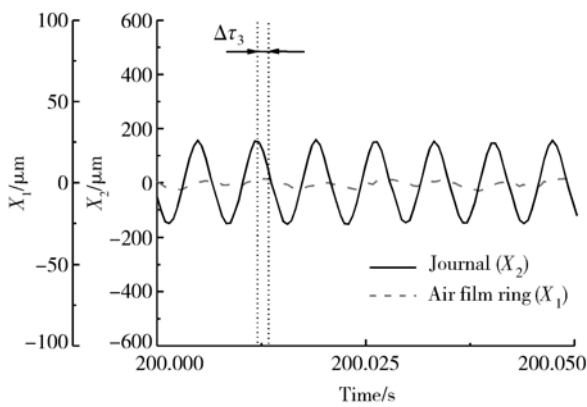
图10(a)、图10(b)和图10(c)分别给出转速



(a) 转速为4776 r/min (79.6 Hz)



(b) 转速为7770 r/min (129.5 Hz)



(c) 转速为8472 r/min (141.2 Hz)

图 10 转子系统运转过程中,气膜环与转子轴颈的时域振动信号

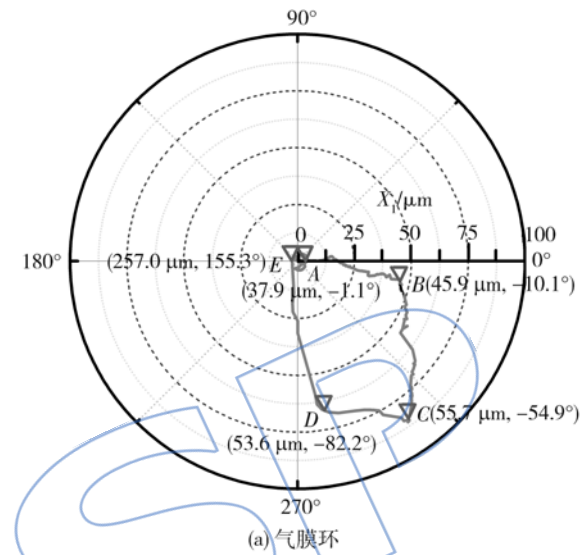
Fig. 10 Signals of the air film ring and the journal at the time domain

为 4776,7770 r/min 和 8472 r/min 时,气膜环与转子轴颈的时域振动信号图。在时域图中,相位差的直接体现是气膜环与转子轴颈达到峰值的时间差,如图中在不同转速下的 $\Delta\tau_1, \Delta\tau_2, \Delta\tau_3$ 。从图 10 中可以清晰地看出:在整个转子系统的运转过程中,气膜环总是滞后转子轴颈达到其振动峰值,即气膜环与转子轴颈之间存在相位差,说明 AFD 对转子系统产生有效的阻尼。此外,在不同转速下的时间差大小不同,即气膜环与转子轴颈的相位差不同,说明气膜环能够根据转子轴颈的振动量自适应调节偏心位置,满足系统的流固耦合关系,反映了气膜阻尼环的自适应特性。

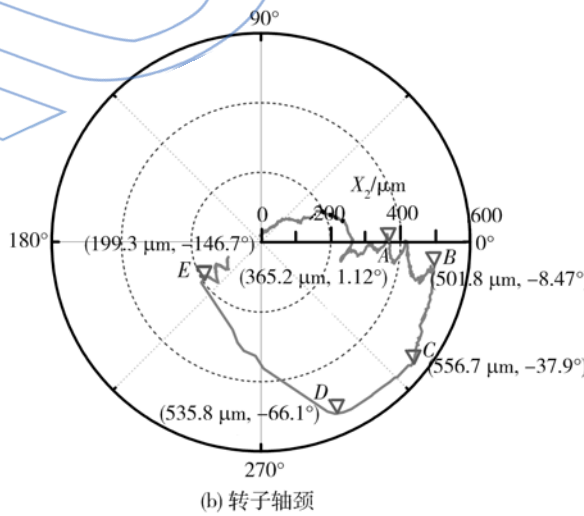
图 11 给出带 AFD 转子系统的极坐标图,极坐标图中的相位实际上反映的是转子系统的不平衡激振力与转子轴颈或气膜环的偏心位置之间的夹角,即图 3 中的 β 和 β_b 。基于此,从极坐标图中可以清晰地比较转子系统运转过程中,气膜环和转子轴颈的振动幅值和相位,如图中各点的横、纵坐标。在 OA 段,随转速的升高,转子轴颈的振动量逐渐增大,气膜环的振动量也从无到有,比较图 11(a)与图 11(b)中 A 点的相位可知,气膜环滞后于转子轴颈。在 AB 段及 BC 段,转子轴颈和气膜环的振动量均大幅上升并逐渐接近转子系统的 1 阶临界转速,比较气膜环与转子轴颈的相位可知,气膜环滞后于转子轴颈的相位角逐渐增大。在通过临界转速后,气膜环与转子轴颈的相位均发生跳跃,但气膜环仍滞后于转子轴颈,如图中的 CD 段,随后继续升高转速,气膜环与转子轴颈的振动量均逐渐减小,两者之间的相位差始终存在,气膜

环始终滞后于转子轴颈,如 DE 段所示。

从时域信号及极坐标图中均可看出,在整个转子系统的运转过程中,气膜环始终滞后于转子轴颈,这与 AFD 工作机理的理论分析一致,说明 AFD 在转子系统运转的任意时刻,均能够为转子系统提供有效的阻尼,起到限幅减振的作用。



(a) 气膜环



(b) 转子轴颈

图 11 带 AFD 转子系统的极坐标图

Fig. 11 Polar diagram of the rotor system with AFD

3.4 初始气膜间隙对带 AFD 转子系统振动响应的影响

图 12 给出通过临界转速时,无 AFD 的转子系统、初始气膜间隙分别为 0.4, 0.5 mm 的 AFD 的转子系统水平方向的频响曲线。与初始气膜间隙为 0.4 mm 的转子系统相比,初始气膜间隙增大到 0.5 mm 后,转子系统的振动响应增加,但与无 AFD 的转子系统相比仍有所下降。此外,带有

初始气膜间隙为 0.5 mm 的气膜阻尼环的转子系统,其 1 阶临界转速为 121.9 Hz,与无 AFD 的转子系统性相比略有提高,但小于初始气膜间隙为 0.4 mm 的转子系统的临界转速.以上试验结果充分说明:初始气膜间隙越小,气膜刚度越大,为转子提供的有效附加刚度越大,从而使转子系统的临界转速提高,且对转子系统的振动抑制效果更明显.

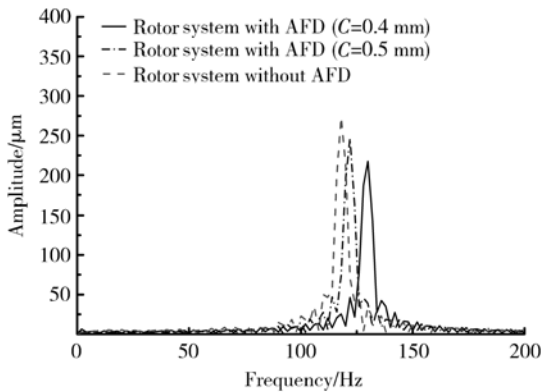


图 12 通过临界转速时,初始气膜间隙对转子系统水平方向频率响应的影响

Fig. 12 Effects of original air film clearance on the frequency response in the horizontal direction of the rotor system at the critical speed

4 结论

本文建立了带 AFD 的转子系统和试验测控系统,验证了 AFD 的工作机理和阻尼减振效果,得到以下结论:

1) AFD 的气膜环与转子轴颈间能够形成有效的气膜.与无 AFD 的转子系统相比,带 AFD 的转子系统 1 阶临界转速升高,转子系统的振动响应下降.说明带金属橡胶弹性外环的 AFD 作为转子系统的辅助支承阻尼元件,能够为转子系统提供有效的附加刚度,起到限幅和阻尼减振作用.

2) 由于金属橡胶环的存在,气膜环能够随转子轴颈的振动量,自动调整偏心振动量和相位,具有自动跟踪转子轴颈振动响应的能力,充分说明了 AFD 的自适应特性.

3) 试验验证了 AFD 的工作机理.在转子系统运转过程中,AFD 中的气膜环滞后于转子轴颈,说明 AFD 始终能够为转子系统提供有效的

阻尼.

4) 初始气膜间隙直接影响 AFD 对转子系统的稳态响应.初始气膜间隙越小,为转子系统提供的有效附加刚度越大,对转子系统的振动抑制效果更加明显.

参考文献:

- [1] 顾家柳. 转子动力学[M]. 北京:国防工业出版社,1985.
- [2] 晏砺堂,朱梓根,宋兆泓,等. 结构系统动力特性分析[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,1989.
- [3] 付才高,郑大平,欧园霞,等. 航空发动机手册,第 19 册 转子动力学及整机振动[M]. 北京:航空工业出版社,2000.
- [4] 陈光. 航空发动机结构设计分析[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2006.
- [5] Gamal A, Ertas B, Vance J. High pressure pocket damper seals leakage rates and cavity pressures[R]. ASME Paper GT2006-90858, 2006.
- [6] Ertas B, Gamal A, Vance J. Rotordynamic force coefficients of pocket damper seals[R]. ASME Paper GT2006-91058, 2006.
- [7] 刘占生,许怀锦. 波箔型动压气体径向轴承的研究与应用进展[J]. 轴承, 2008(1): 39-43.
LIU Zhansheng, XU Huaijin. Application and research progress of bump-type foil aerodynamic journal bearings [J]. Bearing, 2008(1): 39-43. (in Chinese)
- [8] Bruckner R J. An assessment of gas foil bearing scalability and the potential benefits to the civilian turbo fan engines [R]. ASME Paper GT2010-22118, 2010.
- [9] 王云飞. 气体润滑理论与气体轴承设计[M]. 北京:国防工业出版社,1999.
- [10] Steing B M, Hendricks R C. Engine seal technology requirements to meet NASA's advanced subsonic technology program goals[R]. AIAA-94-2698, 1994.
- [11] 沈心敏,刘雨川,马纲. 航空燃气轮机摩擦学[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2008.
- [12] Zarzour M, Vance J. Experimental evaluation of a metal mesh bearing damper[R]. ASME Paper 2001-GT-0247, 2001.
- [13] MA Yanhong, WANG Hong, LI Haoyu, et al. Study on metal rubber material's characteristics of damping and sound absorption[R]. ASME Paper 2008-GT-50961, 2008.
- [14] WANG Hong, Rongong J A, Tomlinson G R, et al. Nonlinear static and dynamic properties of metal rubber dampers [R]. ISMA Paper 2010-0064, 2010.
- [15] 王虹,洪杰,马艳红. 用于转子系统的气膜密封阻尼结构稳态特性[J]. 航空动力学学报, 2012, 27(1): 190-197.
WANG Hong, HONG Jie, MA Yanhong. Steady-state properties of gas film seal damper used in a rotor system [J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(1): 190-197. (in Chinese)