

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2019.12.006

整体式挤压油膜阻尼器减振 双盘悬臂转子系统研究*

万方腾,何立东*,范文强,王胜利
(北京化工大学 机电工程学院,北京 100029)

摘要:针对双盘悬臂转子系统过临界不平衡振动过大的问题,设计了一种整体式挤压油膜阻尼器(ISFD),并为ISFD设计了相应的轴承座及供油油路。搭建了双盘悬臂转子实验台,并运用有限元分析得到了该转子系统的一阶模态参数及二阶模态参数;通过有限元仿真技术计算得到了ISFD的静刚度大小,并将计算得到的一阶模态刚度与设计的弹性支承刚度大小进行了对比,验证了ISFD可以调节转子系统一阶模态参数;通过实验对比分析了弹性支承对转子系统振动的影响,及进油方式对ISFD减振效果的影响。研究表明:本文设计的ISFD弹性支承可以有效抑制转子系统过临界振动,并且齿轮泵供油方式的ISFD阻尼系数大于浸油润滑的ISFD阻尼系数。

关键词:整体式挤压油膜阻尼器;双盘悬臂转子;弹性支承;模态参数

中图分类号:TH703.3;TP24

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2019)12-1266-06

Integral squeeze film damper vibration inhibition of double-disc cantilever rotor system

WAN Fang-teng, HE Li-dong, FAN Wen-qiang, WANG Sheng-li
(College of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing University
of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

Abstract: Aiming at the problem of unbalance response of double-disc cantilever rotor system, an integral squeeze film damper (ISFD) was designed, at the same time, corresponding bearing house and oil supply circuit were designed for ISFD. A double-disc cantilever rotor test-bench whose first modal parameter and second modal parameter were calculated by ANSYS was built. The static stiffness of ISFD was calculated by finite element technology, moreover the first modal stiffness of double-disc rotor system were compared with ISFD stiffness, the first-order modal parameters of the rotor system was adjusted by ISFD elastic support. The influence of elastic support and different oil intake method on the vibration reduction effect of ISFD were analyzed in the experimental process. The results show that the ISFD elastic support can effectively suppress the over-critical vibration of the rotor system, and the ISFD damping coefficient of oil supply by gear pump is larger than that of oil-immersed lubrication.

Key words: integral squeeze film damper (ISFD); double-disc cantilever rotor system; elastic support; modal parameter

收稿日期:2019-04-08

基金项目:国家重点基础研究发展计划(“973”计划)资助项目(2012CB026000)

作者简介:万方腾(1994-),男,湖北孝感人,硕士研究生,主要从事旋转机械振动控制及管道减振方面的研究。E-mail: 982094537@qq.com

通信联系人:何立东,男,教授,博士生导师。E-mail: 1963he@126.com

0 引言

旋转机械在设计中经常采用悬臂式转子结构,某些汽轮机、发电机组、空气压缩机组结构均为悬臂转子结构^[1]。同时,悬臂结构也应用于一些大涵道比涡扇航空发动机^[2]。悬臂转子结构在力学结构上属于悬臂梁结构,悬臂转子结构抗干扰能力差^[3]。转子外伸端存在不平衡量,会导致轴承处动载荷较大的情况,大大降低轴承寿命。在飞机飞行过程中,飞机需要根据不同飞行状态调整航空发动机工作状态,当飞机突然改变飞行状态时,悬臂转子将会产生较大的离心力及陀螺力矩,此时航空发动机会产生剧烈振动。因此,悬臂转子系统的稳定性及减振研究有着极大的意义。

挤压油膜阻尼器是一种常用在转子系统中的减振装置,目前已广泛应用于航空发动机中。近些年来,对挤压油膜阻尼器在悬臂转子中的应用已有大量研究。孙涛、秦卫阳等人^[4]对带挤压油膜阻尼器的悬臂转子系统进行了动力学分析及瞬态响应分析;张鹏^[5]对大机动无人机二支点双盘悬臂转子系统进行了分析研究,探究了挤压油膜阻尼的适用性;白杰、潘豹等人^[6]对带挤压油膜阻尼器悬臂转子系统突加不平衡量响应进行了分析,探究了系统参数及突加不平衡量转速区对突加不平衡和响应的敏感性。

正确使用挤压油膜阻尼器可有效抑制转子系统振动,提高转子系统稳定性。然而挤压油膜阻尼器安装误差较大,会导致静偏心较大,或出现转子系统负载过大、不平衡振动过大等现象。挤压油膜阻尼器不在正常工作范围,油膜会出现刚度急剧上升的情况,此时转子极易出现锁死、双稳态、非协调振动等非线性振动现象^[7-8]。设计不同结构的挤压油膜阻尼器,可改善挤压油膜阻尼器非线性振动问题,是一种比较普遍的思路,目前已经有了各种新型结构的挤压油膜阻尼器。整体式挤压油膜阻尼器是近些年发展起来的一种新型弹性阻尼支承。ISFD 具有刚度稳定好、阻尼系数大的特点,其挤压油膜分区结构可以有效缓解由油膜引起的非线性振动^[9-10]。不仅如此,与传统鼠笼式挤压油膜阻尼器相比,ISFD 具有安装结构简单,且轴向安装空间小等优点。ISFD 目前在工业上也得到了相应的应用。美国陶氏化学公司在某悬臂鼓风机转子末级叶轮安装 ISFD,解决了由不平衡量引起的强烈同步振动问题^[11-13]。同时,ISFD 在某超临界 CO₂、多级汽轮机上都得以应用,有效解决了转子系统次同步振动问题,提高了转子系统的稳定性^[14-16]。

本文将 ISFD 应用于双盘悬臂转子系统,并探究

ISFD 进油方式对转子系统振动抑制效果的影响,为 ISFD 的工业化应用提供借鉴。

1 整体式挤压油膜阻尼器结构参数

1.1 ISFD 结构特点

本文中所采用的整体式挤压油膜阻尼器结构由 8 个 S 型弹性支承结构组成,并且将传统联通的挤压油膜区分为 4 个相互独立的挤压油膜区。ISFD 的 4 个相互独立的挤压油膜区可以有效解决由油膜周向流动所引起的转子系统非线性振动问题,提高转子系统的稳定性。转子振动时,ISFD 内凸缘产生偏心,在挤压油膜区形成挤压产生阻尼,从而降低转子系统振动。ISFD 弹性支承可有效调节转子系统临界转速,提高挤压油膜阻尼器工作效率,有效降低转子系统振动及轴承外传力。

在使用时,整体式挤压油膜阻尼器通常与滚动轴承及可倾瓦轴承并联使用,并联的弹性结构的刚度一般比与其串联的轴承刚度要低一个量级。ISFD 的支承刚度主要由弹性结构的刚度决定,振动和变形将主要分布在弹性支承上,可大大提高转子和轴承的疲劳寿命^[17-18]。

ISFD 结构示意图如图 1 所示。

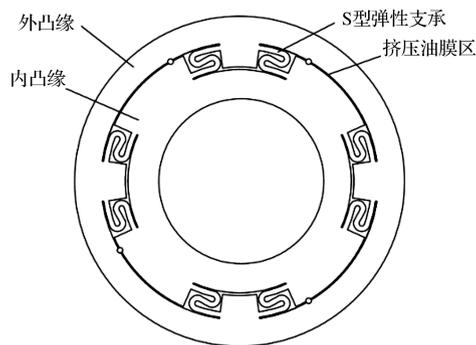


图 1 ISFD 结构示意图

1.2 ISFD 刚度计算

为计算 ISFD 的静态刚度大小,本文使用 Solid185 实体单元对 ISFD 进行建模。建模时采用与 ISFD 相同材料的弹性模量、泊松比及密度。计算过程中,对 ISFD 外圈施加全约束,并分别在 ISFD 内圈上 X 方向以及 Y 方向施加不同大小的力,并运用谐响应分析,对 ISFD 施加不同频率的力,计算在不同静载荷下 ISFD 的静刚度,以及交变载荷下的动刚度。

ISFD 刚度计算结果如图 2 所示。

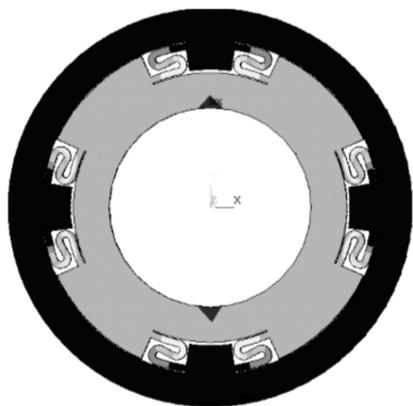


图 2 ISFD 刚度计算结果

本文以所设计的 ISFD 为例,计算其静刚度大小。在 ISFD 的 X 方向以及 Y 方向施加 200 N 的力,计算得到 ISFD 的静变形。

由图 2 可以看出:在 ISFD 内圈施加载荷时,ISFD 内凸缘作为一个刚体,运动挤压油膜区中的润滑油。运用负载与静变形的比值,可以求得 S 型弹性体的 X 方向与 Y 方向刚度分别为 $5.72 \times 10^5 \text{ N/m}$, $5.8 \times 10^5 \text{ N/m}$ 。

与此同时,为探究 ISFD 刚度对不同静载荷的敏感性,以及对不同频率载荷的稳定程度,笔者分别在 X 和 Y 方向施加 20 N、40 N、80 N、200 N、400 N 的静载荷,计算得到不同大小力下的静变形量,并由此计算得到 ISFD 不同载荷下 X 方向与 Y 方向上的静刚度,同样为 $5.72 \times 10^5 \text{ N/m}$, $5.8 \times 10^5 \text{ N/m}$ 。

1.3 ISFD 油膜流动特点

ISFD 将传统相互联通的挤压油膜区分割为 4 个相互独立的挤压油膜区。4 个相互独立的挤压油膜区消除了油膜周向流动,使得转子系统可承受更大的不平衡振动,可以设计更大的油膜间隙。分区后的 ISFD 油膜间隙较大,油膜间隙大挤压油膜刚度较小,且非线性度小,转子系统稳定性高。当挤压油膜阻尼器油膜刚度较小,对转子系统影响较小,因此,在计算过程中,ISFD 只需考虑由挤压油膜阻尼器支承刚度对转子系统所带来的影响。

2 双盘悬臂转子实验台

2.1 双盘悬臂结构实验台介绍

本文搭建了双盘悬臂转子实验台,设计了一种 ISFD,并为 ISFD 设计了相应的轴承座与密封结构,通过在轴承座中加入润滑油,引入阻尼减振效应。

为探究进油方式对减振效果的影响,本文对 ISFD、ISFD 轴承座及密封结构进行了改造,通过

2.5 MPa 齿轮泵供油。本文通过实验,对比了加齿轮泵供油及不加齿轮泵供油对 ISFD 减振效果的影响,探究了 ISFD 动压效应对减振效果的影响。

双盘悬臂转子实验台实物图如图 3 所示。

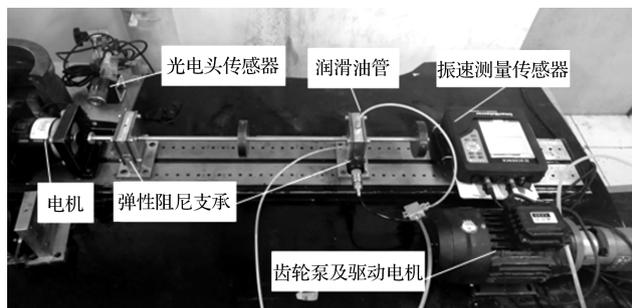


图 3 双盘悬臂转子实验台

2.2 双盘悬臂转子实验台有限元仿真

轴承支承刚度是设计转子系统重要的参数,不同转子系统所设计的轴承刚度大小不同,轴承刚度越低转子系统临界越低,转子系统通过临界转速附近时的不平衡响应就越小^[19]。

在设计弹性支承时,一般应根据转子系统刚性支承一阶模态来选取参数。弹性支承可以有效调节转子系统模态,使得转子振型节点远离 ISFD 安装位置。振型节点远离 ISFD 安装位置,可以有效发挥阻尼减振效果^[20]。因此,在对双盘悬臂转子系统进行减振实验之前,需对转子系统模态参数进行有限元分析。

刚性支承条件下双盘悬臂转子系统模态参数如表 1 所示。

表 1 双盘悬臂转子系统模态参数

阶数	临界转速/ ($r \cdot \text{min}^{-1}$)	模态质量/kg	模态刚度/ ($\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$)
一阶	2 617	0.80	6.22×10^4
二阶	5 175	1.30	3.85×10^5

表 1 表明:双盘悬臂转子系统一阶模态刚度为 $6.22 \times 10^4 \text{ N/m}$ 。由此可见,本文所设计的 ISFD 比转子系统模态刚度大一个数量级,在一定程度上对转子系统动力学特性具有调节作用。

3 双盘悬臂转子减振实验

本研究将 ISFD 应用于双盘悬臂转子系统。实验中,采用刚度大小为 $5.8 \times 10^5 \text{ N/m}$ 的 ISFD 弹性阻尼支承,及刚度大小为 $2 \times 10^9 \text{ N/m}$ 的刚性支承。

本文对装入刚性支承的双盘悬臂转子系统进行升速实验。升速过程中,测量左支承及右支承的振速大小。在装入弹性支承后,重复上述过程,测量得到左支

承、右支承振速大小。并且,为对比阻尼减振效果的影响,笔者在轴承座内加入润滑油,对 ISFD 采用浸油润滑,在相同位置处测量其振动。

左支承升速曲线如图 4 所示。

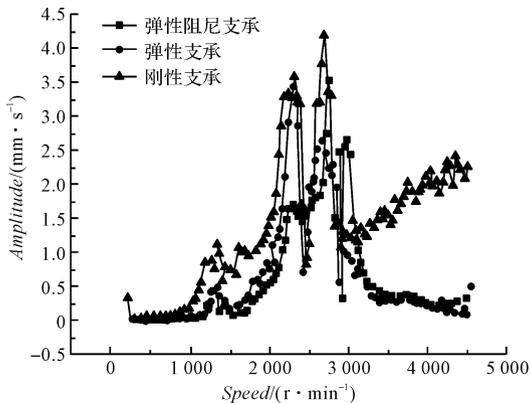


图 4 左支承弹性阻尼支承升速曲线

右支承升速曲线如图 5 所示。

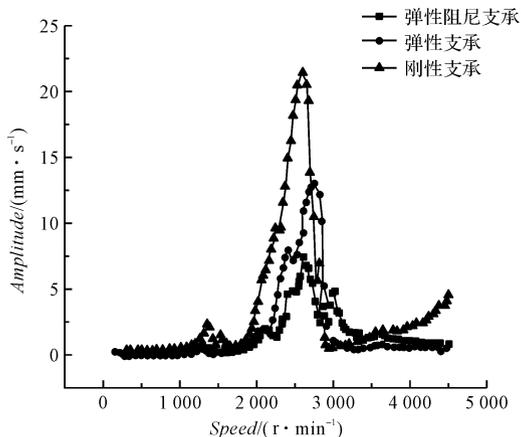


图 5 右支承弹性阻尼支承升速曲线

图(4,5)表明:

弹性阻尼支承对左支承,及右支承对转子系统振动均有抑制效果,其中,右支承减振效果要好于左支承效果;并且左支承振动要小于右支承振动。由于双盘悬臂转子左支承与右支承约束条件不同,左支承靠近联轴器,不仅降低了左支承处的振动,并且在一定程度削弱了 ISFD 的减振作用,而右支承为自由端,因此,ISFD 减振效果及振幅要高于左支承振幅。

图 4 还表明:由于装配关系,双盘悬臂转子系统存在明显的不对中现象,具体表现为在 1 300 r/min 附近出现了一个小的波峰,并且在 2 500 r/min 附近又出现了一个新的波峰,分别为一阶临界转速的一半,及二阶临界转速的一半;在 2 800 r/min 处,则由转子系统一阶临界激起了不平衡振动。

图(4,5)均表明:在一阶临界转速之后,转子系统转速升高,而振动又开始逐渐增大,该现象说明转子系

统开始向二阶临界转速靠近。该现象与有限元仿真计算所得二阶临界 5 175 r/min 相吻合。

以上现象表明:所设计的 $5.8 \times 10^5 \text{ N/m}$ 的 ISFD 弹性支承可以有效发挥减振作用,并且对转子系统存在的不对中振动现象,也有一定的抑制效果。

ISFD 抑制双盘悬臂转子系统左支承减振效果如表 2 所示。

表 2 ISFD 抑制双盘悬臂转子系统左支承减振效果

支承类型	最大振速/($\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$)	降幅/(%)
刚性支承	4.19	0
弹性支承	3.42	18
弹性阻尼支承	3.49	16.7

ISFD 抑制双盘悬臂转子系统右支承减振效果如表 3 所示。

表 3 ISFD 抑制双盘悬臂转子系统右支承减振效果

支承类型	最大振速/($\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$)	降幅/(%)
刚性支承	21.38	0
弹性支承	13.12	38.6
弹性阻尼支承	7.41	65

为探究油压对减振效果的影响,本研究通过齿轮泵对轴承座进行供油。与此同时,笔者对双盘悬臂转子系统进行升速实验,并测量其左支承、右支承振动速度大小。

双盘悬臂转子系统不同进油方式左支承升速曲线如图 6 所示。

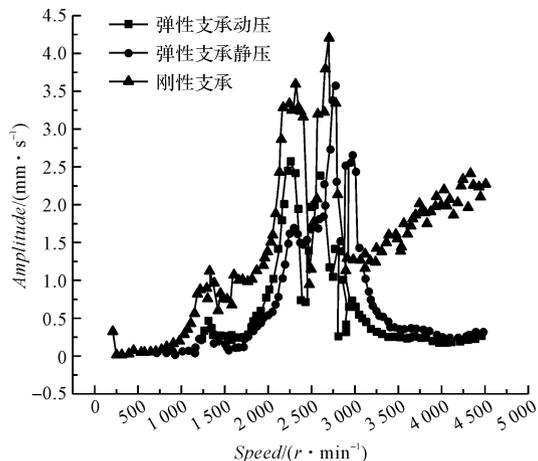


图 6 双盘悬臂转子系统不同进油方式左支承升速曲线

双盘悬臂转子系统不同进油方式右支承升速曲线如图 7 所示。

对比图(6,7)可得:

- (1)左支承在浸油润滑时,减振效果不明显,而在引入齿轮泵供油后,减振效果大大提高,证明了在动压条件下,ISFD 可以大大提高阻尼大小,并保证转子系统的稳定运行;
- (2)右支承在原有弹性阻尼支承的基

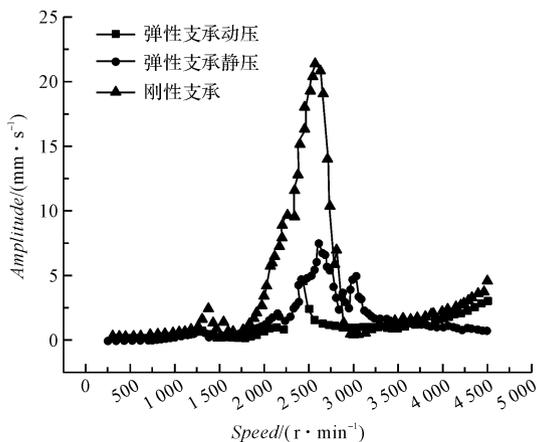


图 7 双盘悬臂转子系统不同进油方式右支承升速曲线

础之上,又降低了转速大小。

以上现象说明,采用齿轮泵供油,使得 ISFD 内部产生了动压效应。动压效应使得 ISFD 阻尼系数大大提高,更好地抑制了转子系统在临界转速附近的不平衡振动。

ISFD 抑制双盘悬臂转子系统左支承减振效果如表 4 所示。

表 4 ISFD 抑制双盘悬臂转子系统左支承减振效果

支承类型	最大转速/($\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$)	降幅/(%)
刚性支承	4.19	0
弹性支承静压	3.42	18
弹性支承动压	2.38	43

ISFD 抑制双盘悬臂转子系统右支承减振效果如表 5 所示。

表 5 ISFD 抑制双盘悬臂转子系统右支承减振效果

支承类型	最大转速/($\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$)	降幅/(%)
刚性支承	21.38	0
弹性支承静压	7.41	65
弹性支承动压	4.51	78.9

表(4,5)表明:

加入齿轮泵润滑后,左支承转速下降幅度由 18% 增加至 43%,右支承转速下降幅度由 65% 增加至 78.9%。由此说明,齿轮泵供油可以提高 ISFD 减振效率。

4 结束语

本文设计了一种刚度大小为 $5.8 \times 10^5 \text{ N/m}$ 的 ISFD 弹性阻尼支承,并将其应用于双盘悬臂转子实验台;通过有限元仿真技术,分析了双盘悬臂转子一阶及二阶

模态参数,得到了双盘悬臂转子临界转速;将所设的刚度为 $5.8 \times 10^5 \text{ N/m}$ 的 ISFD 与转子系统模态刚度进行了对比,结果表明:ISFD 对双盘悬臂转子系统表现为弹性支承特性。

双盘悬臂转子减振实验结果表明:将 $5.8 \times 10^5 \text{ N/m}$ 的 ISFD 弹性支承应用于双盘悬臂转子实验台,可以在一定程度上抑制转子系统振动;同时,在弹性支承中引入阻尼减振效应,可以更好地抑制转子系统振动,保证转子系统在通过临界转速时仍正常运行;齿轮泵供油在 ISFD 内形成动压效应,其减振效果要远远好于浸油润滑 ISFD 减振效果。

综上所述,将 ISFD 应用于双盘悬臂转子系统,可以有效降低转子系统的振动。

参考文献 (References):

- [1] 田昊洋,杨建刚. 带有外伸悬臂端的汽轮发电机组动平衡方法研究[J]. 汽轮机技术,2011,53(2):151-153.
- [2] 徐敏,廖明夫,刘启洲. 机动飞行条件下双盘悬臂转子的振动特性[J]. 航空动力学报,2002,17(1):105-109.
- [3] 安学利,周建中,李超顺. 悬臂转子系统振动特性分析[J]. 热能动力工程,2009,24(3):281-285.
- [4] 孙涛,秦卫阳,焦旭东. 带挤压油膜阻尼器的悬臂转子的动力学建模与响应瞬态计算[C]. 全国振动理论及应用学术会议,南京:中国振动工程学会,2017.
- [5] 张鹏. 大机动飞行条件下转子系统动力特性及振动抑制研究[D]. 南京:南京航空航天大学能源与动力学院,2018.
- [6] 夏南,孟光,冯心海. 双盘悬臂柔性转子一挤压油膜阻尼器系统的突加不平衡和加速响应特性[J]. 机械强度,2000,22(1):10-16.
- [7] 陈照波,焦映厚,陈明,等. 挤压油膜阻尼器转子系统非线性动力特性分析[J]. 推进技术,2001,22(1):33-35.
- [8] GUNTER E J, BARRETT L E, ALLAIRE P E. Design of nonlinear squeeze-film dampers for aircraft engines [J]. *Journal of Tribology*, 1977,99(1):57-64.
- [9] 余栋栋,何立东. 弹性阻尼支撑抑制不对中转子振动试验研究[J]. 机电工程,2018,35(11):1184-1189.
- [10] DE SANTIAGO O, SAN ANDRE S L, OLIVERAS J. Imbalance response of a rotor supported on open-ends integral squeeze film dampers [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1999,121(4):718-724.

(下转第 1281 页)

本文引用格式:

万方腾,何立东,范文强,等. 整体式挤压油膜阻尼器减振双盘悬臂转子系统研究[J]. 机电工程,2019,36(12):1266-1270,1281.

WAN Fang-teng, HE Li-dong, FAN Wen-qiang, et al. Integral squeeze film damper vibration inhibition of double-disc cantilever rotor system [J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2019,36(12):1266-1270,1281.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>