

受限空间下微型燃气轮机高速转子系统减振设计

谭智夫¹, 何立东^{1*}, 张芮², 贾兴运¹, 马炜栋², 邓春琰¹, 朱港¹

(1. 化工安全教育部工程研究中心(北京化工大学), 北京市 朝阳区 100029;

2. 北京动力机械研究所, 北京市 丰台区 100074)

Design of Vibration Reduction for High Speed Rotor System of Micro Gas Turbine in Confined Space

TAN Zhifu¹, HE Lidong^{1*}, ZHANG Rui², JIA Xingyun¹, MA Weidong², DENG Chunyan¹, ZHU Gang¹

(1. Ministry of Chemical Safety Education Engineering Research Center (Beijing University of Chemical Technology), Chaoyang

District, Beijing 100029, China; 2. Beijing Power Machinery Institute, Fengtai District, Beijing 100074, China)

ABSTRACT: In the process of performance enhancement for a specific type of micro gas turbine, serious issues such as the deterioration of rotor dynamic characteristics and excessive overall vibration have emerged. There is an urgent need to develop a novel vibration control structure that can match the high-speed rotor system within confined spaces. This paper presents a performance enhancement solution for a rotor system of a specific micro gas turbine model. By modifying the structure and arrangement of the conventional integral squeeze film damper elastomer, the new elastomeric components are arranged circumferentially to meet the spatial constraints in the radial direction of the support points. This configuration enables the adjustment of the stiffness and damping of the support points for high-speed rotor systems within confined spaces. To validate the vibration control effectiveness of the newly designed circumferential integral squeeze film damper, this paper conducts a test with support points incorporating the circumferential integral squeeze film damper. The experimental results demonstrate that the maximum amplitude of the rotor is reduced by 65.6% with the implementation of the damper compared to the original support. The circumferential integral squeeze film damper effectively controls the vibration levels of the entire system under spatial constraints.

KEY WORDS: confined spaces; micro gas turbine; high speed rotor system; stiffness damping adjustment; integral squeeze film damper

摘要: 针对某微型燃气轮机在性能提升过程中出现的转子动力学特性恶化、整机振动超标等问题, 亟待开发一种受限空间下能够匹配高速转子系统的新型振动控制结构。针对某定

型微型燃气轮机转子系统的性能提升方案展开研究, 通过改变常规整体式挤压油膜阻尼器弹性体结构及布置方式, 将新型弹性体元件沿周向布置, 以满足支点半径方向的空间限制, 实现受限空间下高速转子系统支点刚度阻尼调节功能。为验证新型周向整体式挤压油膜阻尼器的振动控制效果, 某单位开展支点带有周向整体式挤压油膜阻尼器的整机测试。试验结果表明, 与原始支承相比, 施加阻尼器后转子最大振幅降低 65.6%, 周向整体式挤压油膜阻尼器在空间受限的条件下有效控制了整机振动水平。

关键词: 受限空间; 微型燃气轮机; 高速转子系统; 刚度阻尼调节; 整体式挤压油膜阻尼器

0 引言

微型燃气轮机由于结构紧凑、节能环保和适用场景广泛等优点, 受到人们越来越多的关注^[1-6]。其中, 拉杆转子系统既是微型燃气轮机重要组成部分, 也是易损部件, 转子系统的振动激励种类繁多, 这些激励会影响转子系统的平稳运行^[7-10]。某微型燃气轮机在高性能改进升级过程中, 设备供电需求提升, 对微型燃气轮机的功率提取提出了新的要求, 导致原有支承结构无法满足新状态下转子稳定性需求, 整机振动问题十分突出。

目前, 整体式挤压油膜阻尼器(integral squeeze film damper, ISFD)是阻尼减振方面较为前沿的技术。ISFD 是基于 1982 年 DL Taylor 等提出的分段式挤压油膜阻尼器结构^[11], 与传统挤压油膜阻尼器(squeeze film damper, SFD)的区别在于, ISFD 采用分隔型设计, 将挤压油膜区域划分为独立的挤压油膜区, 解决了传统挤压油膜阻尼器的非线性油膜力问题^[12]。如图 1 所示, 常规 ISFD 由内外凸缘、S

基金项目: 省部级整体式挤压油膜阻尼器设计与应用技术(3501AC94)。

Design and Application Technology of Integrated Squeeze Film Dampers (3501AC94).

型弹性体、挤压油膜区和注油孔组成^[13-14]，主要涉及 7 个结构参数，即油膜间隙 g 、弹性体径向厚度 H 、弹性体分布角度 θ 、弹性体径向位置 R 、轴向长度 L 以及内圈直径 d 和外圈直径 D ^[15]。其中，弹性体用于提供刚度，阻尼液受挤压在狭窄的挤压油膜区流动，并从两侧端面回油，流动过程中阻尼液会受到较大的摩擦阻力，从而产生挤压油膜效应为转子系统提供阻尼^[16-17]，由此耗散转子系统振动能量，提高转子系统稳定性，降低整机振动水平。

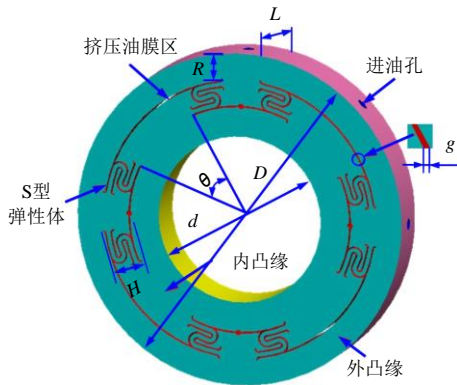


图 1 ISFD 结构

Fig. 1 Structure of ISFD

目前，ISFD 已成功应用于部分旋转机械。为提高某 CO₂ 膨胀机转子系统的稳定性，美国 GE 公司 ERTAS 等设计了适用于该膨胀机的 ISFD，并对 ISFD 的阻尼系数进行分析研究，结果表明，ISFD 能够为该膨胀机提供足够的阻尼，提高转子系统的稳定性^[18]。ERTAS 等^[19]设计了适用于汽轮机的 ISFD，并进行工程改造与试验验证，结果表明，ISFD 能有效改善转子系统的次同步振动问题，使机组可以满足负荷安全运行。在国内，何立东团队开展了 ISFD 齿轮减振研究，结果表明，ISFD 可有效降低不同转速下齿轮箱的冲击振动，改善齿轮箱的动力学性能，保证齿轮系统稳定运行^[20]。此外，该团队还开展了基于 ISFD 的重型燃气轮机转子系统振动控制研究。以上研究验证了 ISFD 对于转速较低的大型设备进行振动控制的可行性和有效性。

然而，ISFD 在微型燃气轮机高转速转子系统中的应用却报道较少，这主要是由于其在以下难点：

1) 受限空间下常规 ISFD 结构设计具有局限性，难以实现与原始结构以及滑油系统的匹配。大多数微型燃气轮机均为成熟型号，其原始设计并未预留减振装置的安装空间。此外，内部结构本身十分紧凑，导致二次设计的空间极为有限。这些因素共同导致了对 ISFD 径向厚度 H 的严格限制，进而

提高了减振设计的难度。不同设备的转速及其对 ISFD 径向厚度 H 的限制，如表 1 所示。

表 1 不同设备的转速及其对 ISFD 结构尺寸的限制

Table 1 Rotational speeds of different equipment and their imposed constraints on ISFD structural dimensions

设备	径向厚度/mm	转速/(r/min)
超临界 CO ₂ 膨胀机	6.9	27 000
汽轮机	14	5 500
齿轮箱	7	2 500
微型燃气轮机	3.5	60 000

2) 对于高速转子，其专用的阻尼器应力优化方法仍有欠缺。微型燃气轮机的转速较高，尤其在轻型航空动力领域，转速可达到 60 000 r/min，对减振装置的结构强度提出了较高的要求。

当前，某定型微型燃气轮机在性能提升的过程中出现了整机振动超标问题。尽管设计单位尝试了多种减振措施，但均未能解决问题。因此，亟需研究一种与原始支承结构适配性强、结构紧凑且减振效果显著的新型减振结构。本文在常规 ISFD 的结构基础上，受詹氏车钩结构启发，提出周向整体式挤压油膜阻尼器 (circumferential integral squeeze film damper, CISFD)，克服相关技术难点，实现受限空间下微型燃气轮机高速转子系统减振设计。在满足原结构空间限制条件下，使阻尼器提供转子振动控制需要的刚度、阻尼，同时减小应力，保证阻尼器结构强度；最后，对 CISFD 开展整机试验，验证 CISFD 的适配性、有效性和可靠性。

1 高速转子系统转子动力学分析

为使 CISFD 与微型燃气轮机转子系统动力学相匹配，需要通过优化设计，使阻尼器具有合适的刚度阻尼系数。对数衰减率常用于确定转子系统稳定性，负对数衰减率表示系统不稳定，其值超过 1 时则认为转子运行稳定性符合要求^[21]。因此，通过 DyRoBeS 软件平台建立安装有 CISFD 的微型燃气轮机转子动力学模型，开展施加阻尼器后转子系统的稳定性分析。

如图 2 所示，转子系统支承结构采用双支点，由两个轴承单元提供支承作用，其中轴承单元 1 一端连接到轴，另一端通过 CISFD 连接到轴承座，用于模拟安装 CISFD 后的转子系统。为模拟转子系统的不平衡激励，在离心叶轮和涡轮上分别施加了 3、4 g·mm 的不平衡量。在 0~60 000 r/min 的转速范围内进行振动分析，相关部件的材料属性如表 2 所示。

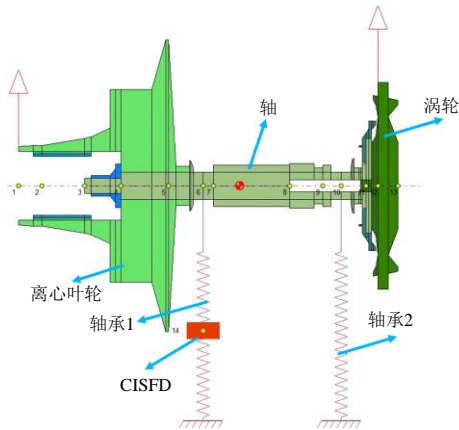


图2 转子动力学模型

Fig. 2 Dynamic model of rotor system

表2 材料属性设置

Table 2 Material property setting

部件	密度/(kg/m ³)	杨氏模量/GPa	泊松比
离心叶轮	2850	72	0.31
轴	7900	210	0.25
涡轮	7700	220	0.3

施加不同刚度与阻尼的 CISFD 时,转子系统对数衰减率的变化趋势如图 3 所示,不同颜色曲线代表不同刚度的 CISFD。从图 3 可以发现,安装 CISFD 后,转子系统的对数衰减率在图中阴影区域内大于 1,且较为稳定。因此,综合考虑理论分析计算和实际加工条件,确定阻尼器刚度系数的设计范围为 $3 \times 10^7 \sim 5 \times 10^7$ N/m,阻尼的设计范围为 4 100~6 100 N·s/m。

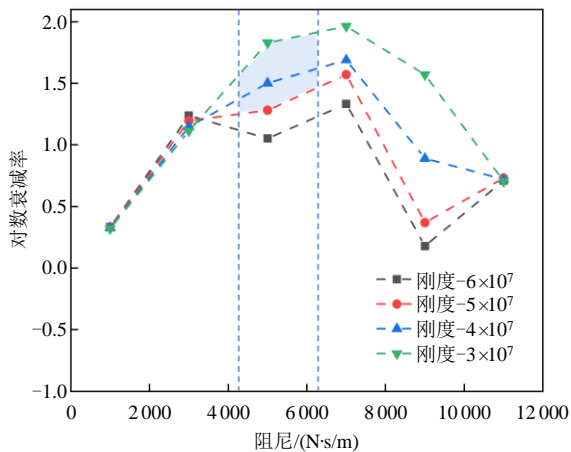


图3 转子系统对数衰减率随 CISFD 刚度阻尼变化曲线

Fig. 3 Logarithmic decrement of rotor system with CISFD stiffness damping curve

2 受限空间下高速转子系统支点刚度阻尼调节设计与优化

2.1 CISFD 结构设计

由于当前微型燃气轮机为成熟型号,转子支承

结构的可改动余量极低,而传统鼠笼式挤压油膜阻尼器轴向尺寸大^[22],且容易出现锁死、双稳态以及非协调进动等故障^[23-25],无法满足使用要求。常规 ISFD 采用弹性体径向布置,导致弹性体径向厚度 (H) 过大,而当前微型燃气轮机结构对阻尼器轴向长度 (L) 和 S 型弹性体径向厚度 (H) 均有严格限制 (L 不能超过轴承厚度, H 约为 3.5 mm), 导致常规 ISFD 结构无法满足设计要求。为满足微型燃气轮机减振改造需求,本文受詹式车钩结构启发,将弹性体元件周向布置,并使用 3 对 S 型弹性体设计,实现受限空间下的周向整体式挤压油膜阻尼器 (CISFD) 结构设计,如图 4 所示。

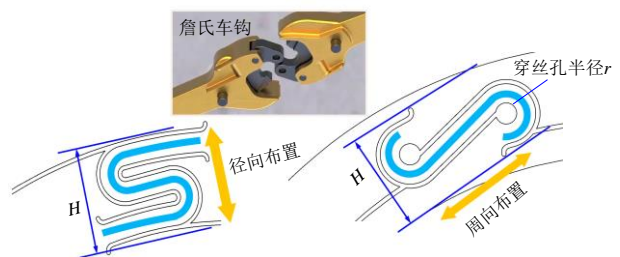


图4 CISFD 结构设计

Fig. 4 Structural design of CISFD

2.2 CISFD 初始方案分析

为了探究 CISFD 的动力学特性,采用有限元软件对 CISFD 初始方案的应力、刚度和阻尼进行分析。在阻尼器内径施加 841.5 N 的载荷,根据图 5 所示 CISFD 应力云图,在载荷作用下,阻尼器最大应力为 656.6 MPa,位于穿丝孔处。鉴于阻尼器材料的屈服强度为 865 MPa,可知其安全余量较小。

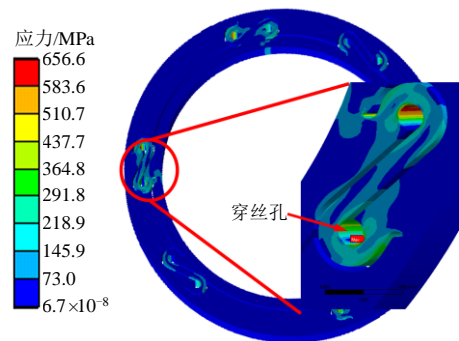


图5 初始方案最大应力

Fig. 5 Maximum stress of initial scheme

根据图 6 所示 CISFD 位移云图,得到阻尼器刚度系数为 2.57×10^7 N/m。

ISFD 采用分段式挤压油膜设计,旨在实现精确的阻尼控制与稳定的刚度特性,避免了传统 SFD 的非线性问题^[26]。CISFD 的流场三维模型如图 7 所示,主要由进油口、长油膜和短油膜构成,阻尼器

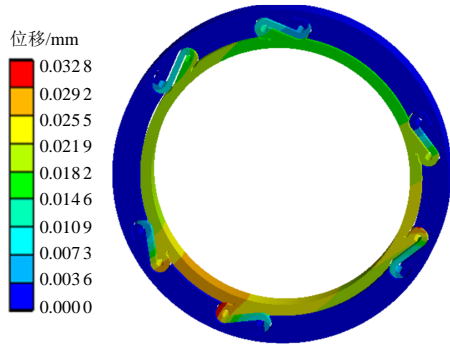


图 6 CISFD 位移云图

Fig. 6 Displacement nephogram of CISFD

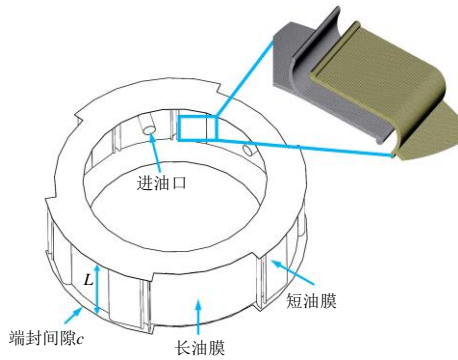


图 7 CISFD 三维流场模型

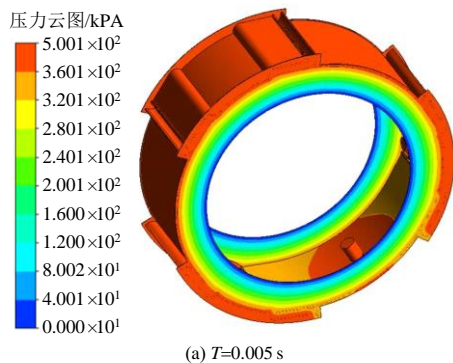
Fig. 7 Three-dimensional flow field model of the CISFD
 轴向长度为 L ，端封间隙为 c 。对阻尼器进行流体仿真分析(computational fluid dynamics, CFD)，主要参数如表 3 所示。设置进、出油压力，开启残差监视，求解器采用瞬态分析，收敛残差为 0.001。

表 3 CISFD 的 CFD 分析参数

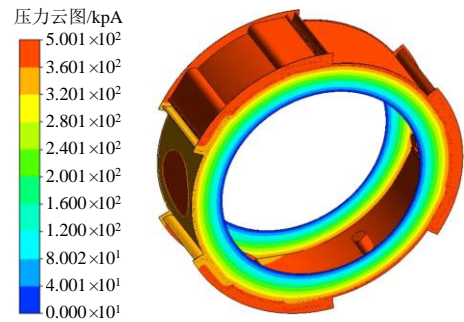
Table 3 CFD analysis parameters of CISFD

参数	数值
进油压力/MPa	0.5
出油压力/MPa	0
滑油粘度/(Pa s)	0.04
涡动频率/Hz	50
涡动幅度/ μm	12
涡动角速度/(rad/s)	314.16

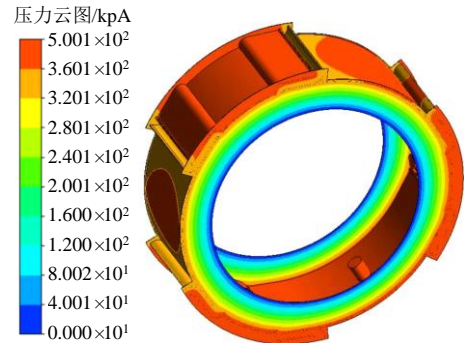
通过 CFD 分析，获得了 0.005~0.02 s 时间段内阻尼器流场的压力分布云图(参见图 8)。将 CFD 分析得到的流场压力积分可得挤压油膜区域产生的



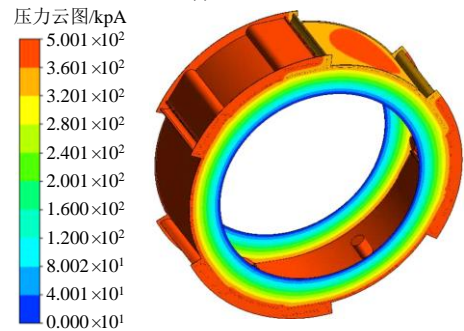
(a) $T=0.005\text{ s}$



(b) $T=0.01\text{ s}$



(c) $T=0.015\text{ s}$



(d) $T=0.02\text{ s}$

图 8 不同时刻下 CISFD 流场压力分布

Fig. 8 Pressure distribution diagram of CISFD flow field at different moments

油膜力，油膜力随时间的变化曲线如图 9 所示。

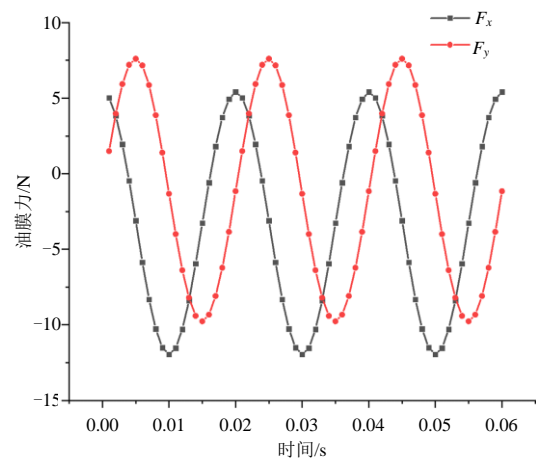


图 9 CISFD 中油膜力随时间的变化曲线

Fig. 9 Variation curve of oil film force with time in CISFD

阻尼系数的计算公式为

$$\begin{cases} C_{xx} = \partial F_x / \partial u = \Delta F_x / \Delta u \\ C_{yy} = \partial F_y / \partial w = \Delta F_y / \Delta w \end{cases} \quad (1)$$

将油膜力代入式(1), 得到 CISFD 阻尼系数的数值分析值 $C_{xx}=C_{yy}=2.553 \times 10^3 \text{ N s/m}$ 。

通过上述分析可知, 初始方案虽然通过更改弹性体设计、使用 3 对 S 型弹性体等措施压低了径向空间占用, 适应了原始结构限制, 但同时也牺牲了阻尼器结构强度, 且刚度和阻尼与预期的设计范围有一定差距, 需要进一步优化设计。

2.3 CISFD 结构优化

为适应微型燃气轮机高速转子系统工况, 改善阻尼器受力情况, 保证阻尼器具有良好的结构强度和合适的刚度阻尼, 综合考虑微型燃气轮机原始结构限制和 CISFD 初始方案的有限元分析结果, 选择油膜间隙 g 、端封间隙 c 、阻尼器轴向长度 L 和穿丝孔半径 r 为阻尼器结构优化参数。首先, 构造正交方案, 通过仿真分析得到 4 个参数与阻尼器应力、刚度和阻尼之间的对应关系, 从而找到与微型燃气轮机转子系统最适配的阻尼器结构参数设计。采用正交设计法构造四因素四水平正交方案, 选取的四因素四水平编码如表 4 所示。

表 4 结构参数水平编码

水平	油膜间隙 g	端封间隙 c	轴向长度 L	穿丝孔半径 r
1	0.1	0.03	6	0.3
2	0.15	0.05	8	0.5
3	0.2	0.07	10	0.7
4	0.25	0.09	12	0.9

根据正交方案, 建立 16 组不同结构参数的 CISFD 三维模型, 得到正交方案的仿真分析结果如表 5 所示。

表 5 仿真分析正交方案

编号	油膜间隙/mm	端封间隙/mm	轴向长度/mm	穿丝孔半径/mm	应力/MPa	刚度/(N/m)	阻尼/(N s/m)
1	0.1	0.03	6	0.3	889.44	2.92×10^7	8351.2
2	0.1	0.05	8	0.5	601.87	3.79×10^7	7353.8
3	0.1	0.07	10	0.7	490.32	4.54×10^7	6903.6
4	0.1	0.09	12	0.9	468.45	5.12×10^7	6867.7
5	0.15	0.03	8	0.7	682.31	3.29×10^7	7647.2
6	0.15	0.05	6	0.9	1143.8	1.99×10^7	4623.8
7	0.15	0.07	12	0.3	447.21	6.60×10^7	7517.6
8	0.15	0.09	10	0.5	472.11	4.81×10^7	6282.2
9	0.2	0.03	10	0.9	577.23	3.80×10^7	6228.9
10	0.2	0.05	12	0.7	429.65	5.22×10^7	6541.8
11	0.2	0.07	6	0.5	974.69	2.36×10^7	2700.6
12	0.2	0.09	8	0.3	690.71	3.85×10^7	2861.1
13	0.25	0.03	12	0.5	411.0	5.49×10^7	4609.2
14	0.25	0.05	10	0.3	535.6	4.85×10^7	3246.3
15	0.25	0.07	8	0.9	805.16	2.75×10^7	1877.8
16	0.25	0.09	6	0.7	1131.2	2.00×10^7	1215.0

根据正交试验结果, 阻尼器应力、刚度系数和阻尼系数随各结构参数取值的变化曲线如图 10 所示。由图 10 可知, 阻尼器应力受油膜间隙和端封

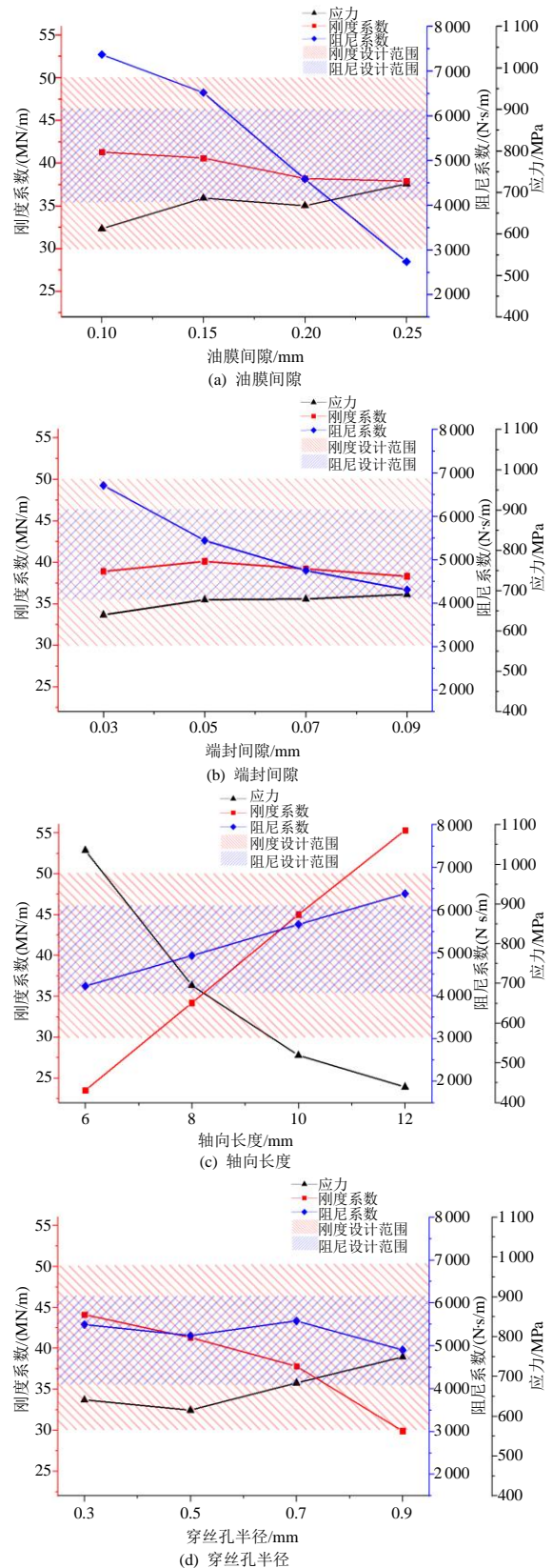


图 10 各因素对应力、刚度和阻尼系数的作用规律
Fig. 10 Interaction patterns of various factors on stress, stiffness, and damping coefficient

间隙变化的影响较小，但随穿丝孔半径的增大表现为先减小后增大，并随轴向长度的增加而显著降低。阻尼器刚度系数随油膜间隙和端封间隙的变化不大，随穿丝孔半径增大而减小，随轴向长度增大而显著上升。阻尼器阻尼系数随穿丝孔半径的变化不大，随轴向长度增大而增加，随油膜间隙和端封间隙的增大而显著降低。

阻尼器参数优化的目的是找到一组结构参数使阻尼器刚度系数和阻尼系数均在设计范围内，且应力值越低越好，如式(2)所示。

$$\begin{cases} K_{\min} \leq K \leq K_{\max} \\ C_{\min} \leq C \leq C_{\max} \\ \sigma = \sigma_{\min} \end{cases} \quad (2)$$

在图 10 中，刚度系数与阻尼系数的设计范围分别以红色和蓝色的剖面线表示。由图 10 可知，对于油膜间隙 g 而言，当 $g=0.2\text{ mm}$ 时满足设计要求；对于端封间隙 c 而言，当 $c=0.05\text{ mm}$ 时满足设计要求；对于阻尼器轴向长度 L 而言，当 $L=10\text{ mm}$ 时满足设计要求；对于穿丝孔半径 r 而言，当 $r=0.5\text{ mm}$ 时满足设计要求。因此，综合考虑仿真分析结果和实际微型燃气轮机结构限制，阻尼器结构参数优化为油膜间隙 $g=0.2\text{ mm}$ 、端封间隙 $c=0.05\text{ mm}$ 、阻尼器轴向长度 $L=10\text{ mm}$ 和穿丝孔半径 $r=0.5\text{ mm}$ 。

2.4 CISFD 优化方案分析

根据优化后参数加工相应的 CISFD，并搭建 CISFD 刚度阻尼系数测量实验台，开展 CISFD 刚度系数和阻尼系数的实验研究，实验过程中环境温度为 $20^{\circ}\text{C}\sim 25^{\circ}\text{C}$ ，湿度约为 40%，如图 11 所示。该实验台由 CISFD、固定套筒、电磁激振器、力传感器、加速度传感器、位移传感器以及供油系统组成。其中，CISFD 位于固定套筒的下方，CISFD 外圈与固定套筒通过紧定螺钉安装在一起，内圈通过螺栓连接固定在底座上。

开展 CISFD 刚度系数测量试验，在测量过程中，保持 CISFD 内圈固定，激振器对 CISFD 外圈施加不同大小的载荷，使外圈发生位移，通过力传感器和位移传感器采集试验过程中的载荷和外圈位移值，测量多组数据取平均值后，得到 CISFD 位移随载荷大小变化的曲线，如图 12 所示。刚度系数测量数据汇总到表 6 中。

基于 Grubbs 检验法对表 6 中的测量数据进行数据误差分析，探测数据中偏离平均值很远的“可

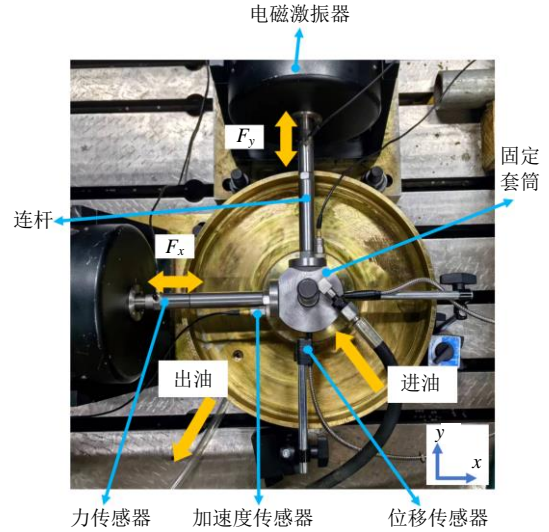


图 11 刚度阻尼系数测量实验台
Fig. 11 Stiffness damping coefficient measurement test bench

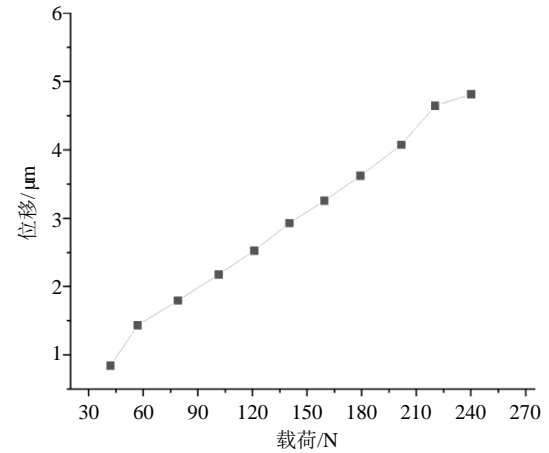


图 12 CISFD 位移随载荷的变化曲线图
Fig. 12 Variation curve of CISFD displacement with load

表 6 刚度系数测量数据汇总表
Table 6 Summary table of stiffness coefficient measurement data

序号	刚度系数/(N/m)
1	3.97×10^7
2	4.4×10^7
3	4.65×10^7
4	4.74×10^7
5	4.78×10^7
6	4.78×10^7
7	4.89×10^7
8	4.94×10^7
9	4.94×10^7
10	4.97×10^7
11	4.98×10^7

疑值”并剔除，确保实验结果的可靠性^[27-28]。

将具体分析步骤叙述如下：

1) 计算数据平均值 $\bar{x}=4.73 \times 10^7\text{ N/m}$ ，标准差

$S=0.3053$;

2) 确定“可疑值”，将测量结果的最大值和最小值与平均值相减，选择差值绝对值较大的最小值，即序号为1的测量数据 x_1 为“可疑值”；

3) 计算“可疑值”统计量 G_i 值，如式(3)所示，得到 $G_1=2.493$;

$$G_i = (x_i - \bar{x})/S \tag{3}$$

4) 根据检测水平 α 和测量次数 n 查表得到临界值 $G(n)$ ，确定检测水平 $\alpha=0.05$ ，则置信概率 $p=0.95$ ，查表知 $G_{95}(11)=2.234$ 。若 $G_i > G(n)$ ，则判定 x_i 为异常值，由 $G_1 > G_{95}(11)$ 可知 x_1 为异常值；

5) 剔除一个异常值后，重复上述步骤至无可疑值。

经过重复循环，共探测并剔除测量数据2个，如表7所示。

表7 Grubbs 检验法探测发现并剔除的测量数据

Table 7 Measurement data identified and removed by the Grubbs test

序号	刚度系数/(N/m)
1	3.97×10^7
2	4.4×10^7

进一步计算剔除异常值前后数据之间的相关性系数，皮尔逊相关系数 ρ 定义如下：

$$\rho = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \sqrt{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}} \tag{4}$$

首先，根据式(4)计算原始数据的相关系数，得到 $\rho=0.860$ ；随后，在剔除异常值后，重新计算数据的相关系数，得到 $\rho=0.965$ 。计算结果表明，经过 Grubbs 检验法进行数据误差分析后，测量数据内部的相关性增强，数据结果更加准确。

基于处理后的数据，根据式(5)计算 CISFD 的刚度系数：

$$k = \frac{[\sum (F_i / D_i)]}{n} \tag{5}$$

式中： k 为刚度系数； F_i 为径向载荷； D_i 为 CISFD 在载荷 F_i 作用下的位移； n 为载荷的数量。

将剔除异常值后的阻尼器位移-载荷数据代入式(5)，经计算，CISFD 的刚度系数为 4.85×10^7 N/m。

应用阻抗法识别 CISFD 的阻尼系数，在实验过程中测量并记录激振力的大小，以及 CISFD 外圈的位移、加速度，然后将测试数据代入式(6)、(7)，得

到 CISFD 的阻尼系数。

$$\begin{bmatrix} F_x - M_D A_{Dx} \\ F_y - M_D A_{Dy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{xx} & H_{xy} \\ H_{yx} & H_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_D \\ Y_D \end{bmatrix} \tag{6}$$

式中： (F_x, F_y) 为 CISFD 受到的激振力； M_D 和 (A_{Dx}, A_{Dy}) 分别为 CISFD 外圈及其连接组件的质量和加速度； (X_D, Y_D) 为 CISFD 的位移； H_{ij} 为阻抗函数。

$$H_{ij}(\omega) = Ki_{ij} - \omega^2 M_{ij} + i\omega C_{ij} \tag{7}$$

式中： ω 为涡动频率； C_{ij} 为阻尼系数。

将测得的数据代入式(6)、(7)，得到阻尼系数测量数据，如表8所示。对表8所示数据进行基于 Grubbs 检验法的误差分析，结果表明数据中无异常值。对表8中的数据取平均值，得到 CISFD 的阻尼系数为 4652.9 N s/m。

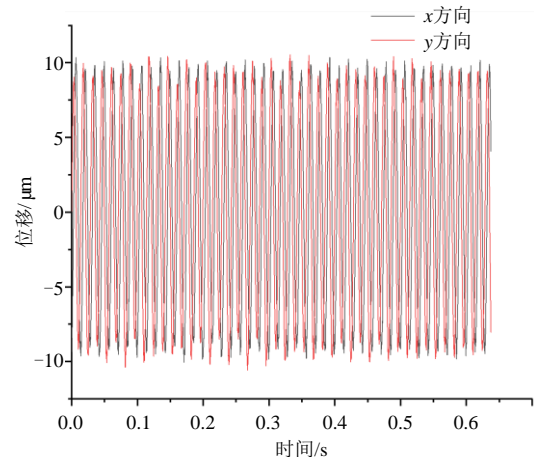
表8 阻尼系数测量数据汇总表

Table 8 Summary table of damping coefficient measurement data

序号	刚度系数/(N/m)
1	4608.1
2	4623.2
3	4630.5
4	4630.6
5	4645.4
6	4645.4
7	4667.8
8	4682.7
9	4690.2
10	4705.1

图13给出 CISFD 外圈涡动频率 20 Hz、振幅峰值 $10 \mu\text{m}$ 的波形图和涡动轨迹图。

开展优化后 CISFD 的应力分析，优化后阻尼器最大应力由初始方案的 656.6 MPa 降低至 487.6 MPa。优化方案的分析结果表明：应力显著降低，阻尼器受力情况得到改善，安全裕度提升；同



(a) 波形图

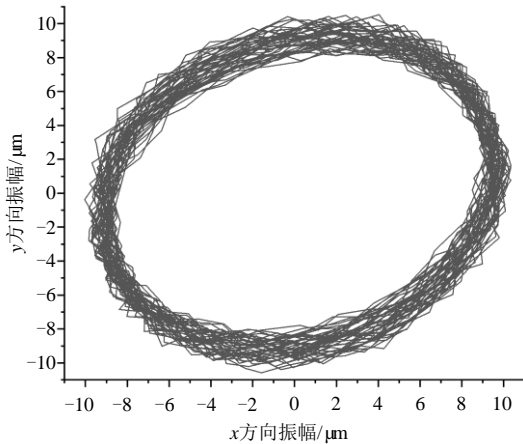


图 13 CISFD 的波形图和涡动轨迹图

Fig. 13 CISFD waveform diagram and whirl orbit diagram
时，刚度与阻尼系数均落在设计范围之内。

3 试验验证

3.1 模拟转子试验

为初步验证 CISFD 对双支点单盘悬臂转子系统不平衡振动的减振效果，搭建模拟转子试验台进行减振试验，测试 CISFD 对转子在不平衡激励下的振动抑制效果。试验台由单盘悬臂转子、轴承座和电机组成，单盘悬臂转子由两个相同的轴承座支承，旋转盘安装在两个支承外形成悬臂结构，旋转盘上开有配重孔，可以将质量块安装在旋转盘上形成不平衡激励。试验台的支承结构形式、支点个数、跨距、轴承型号和轴径与实际微型燃气轮机转子系统保持一致，尽量还原实际转子系统结构。试验过程中，单盘悬臂转子系统的轴承座 2 均为刚性支承，而轴承座 1 则使用刚性支承和 CISFD 支承两种支承方式进行对比。刚性支承由刚性套筒、轴承和轴承座组成，CISFD 支承由 CISFD、轴承和轴承座组成，如图 14 所示。

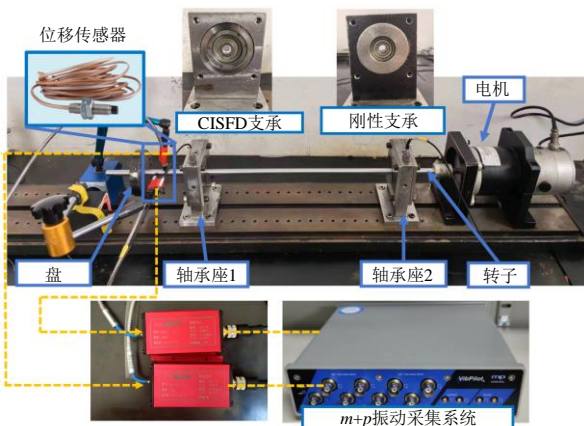


图 14 模拟转子试验台

Fig. 14 Simulated rotor test bench

试验转速设定为 1 500~2 700 r/min。待试验台运转平稳、振动数据稳定后，利用 m+p 振动测试平台采集数据，并采用两个位移传感器分别测量转子转轴在水平与垂直方向的振动位移。对数据进行处理后，转子在不同转速下的最大振幅如图 15 所示，可以看出安装 CISFD 后，转子在各转速下的振动均得到抑制。

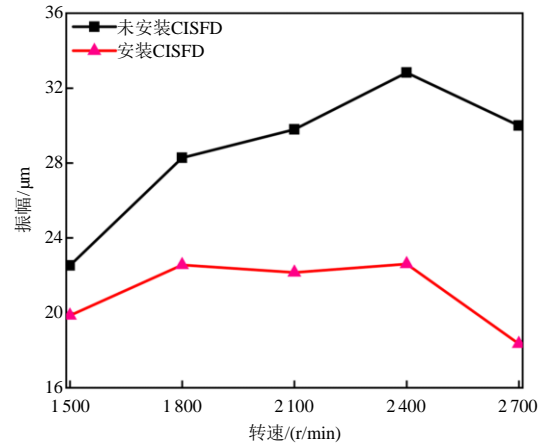


图 15 各转速下转子振幅

Fig. 15 Rotor amplitude at each speed

以 2 400 r/min 转速为例，图 16、17 为 2 400 r/min 下的时域图，可见转子的最大振幅由 32.8 μm 降至 20.9 μm，降幅达到 36.28%，转子运行更加平稳，试验结果表明 CISFD 对转子振动有良好的抑制效果。

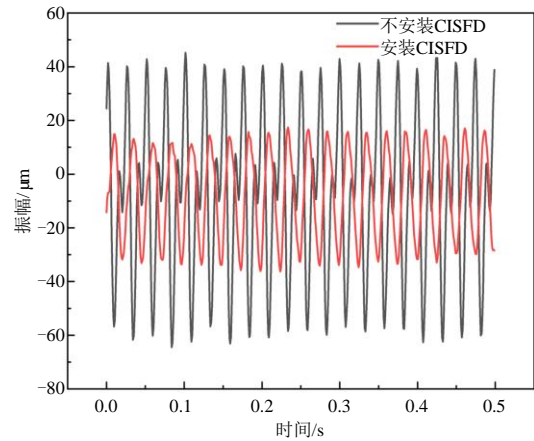


图 16 2 400 r/min 时水平方向时域图

Fig. 16 Time domain diagram of horizontal direction at 2 400 r/min

3.2 整机试验

为验证 CISFD 对微型燃气轮机整机振动的抑制效果、结构强度和使用寿命是否满足要求，开展安装阻尼器前后整机振动对比试验。试验中 CISFD 安装在离心叶轮端，供油、涡轮端支承和装配等条件保持一致，CISFD 与转子系统装配关系如图 18 所示，对比数据如表 9 所示。

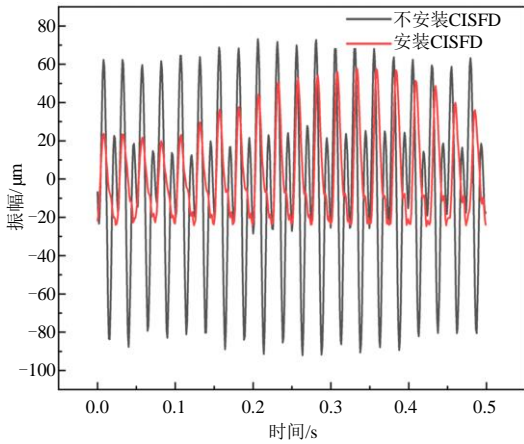


图 17 2400 r/min 时垂直方向时域图
Fig. 17 Time domain diagram of vertical direction at 2400 r/min

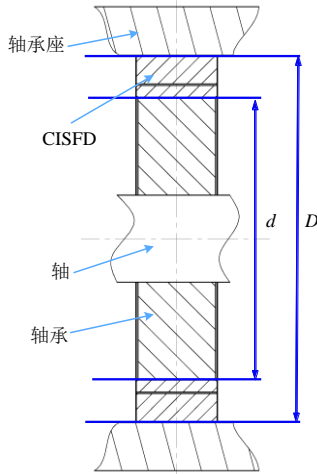


图 18 CISFD 与转子系统装配关系示意图
Fig. 18 Schematic diagram of the assembly relationship between the CISFD and the rotor system

表 9 不同支承条件下转子振动对比

Table 9 Comparison of rotor vibration under different support conditions

工况/%	原始支承振动/(mm/s)	CISFD 支承振动/(mm/s)	降幅/%
86	8.3	6.2	25.3
94	13.1	4.5	65.6
100	11.2	4.2	62.5

测试结果表明, 装载 CISFD 后最大振幅降低了 65.6%, 整机振动水平明显降低, 刚度阻尼调节功能得到验证。试验全程各转速工况下阻尼器都正常工作, 未发生失效或断裂情况, 结构设计合理, 阻尼器性能可靠稳定, 验证了 CISFD 的可靠性。

4 结论

针对某定型微型燃气轮机在性能提升过程中出现整机振动超标的问题, 本文提出基于弹性体元件周向布置的 CISFD 结构, 突破常规 ISFD 在受限

空间应用的局限性, 实现了微型燃气轮机高速转子振动控制。主要结论如下:

1) 揭示了 CISFD 在受限空间下的振动抑制机理, 通过正交优化定量获得了刚度阻尼的匹配关系, 明确了结构参数对系统动力特性的影响规律, 为阻尼器设计提供依据。

2) CISFD 能够有效降低转子系统振动, 模拟试验中最大振幅降低 36.28%, 整机试验中转子最大振幅降低 65.6%, 验证了该结构在真实工况下的振动抑制能力和可靠性。

3) 基于 CISFD 的减振设计方法为受限空间下微型燃气轮机高速转子系统整机振动控制提供了新的技术途径, 为微型燃气轮机高性能化发展提供支撑, 具有实际工程应用价值。

参考文献

[1] 迟志伟, 王文欢, 黄阳, 等. 进气温度对微型燃气轮机燃烧室燃烧与排放特性的影响[J]. 中国电机工程学报, 2022, 42(23): 8600-8607.
CHI Zhiwei, WANG Wenhuan, HUANG Yang, et al. Numerical simulation of the effect of inlet gas temperature on the combustion and emission characteristics of a micro gas turbine combustion chamber[J]. Proceedings of the CSEE, 2022, 42(23): 8600-8607(in Chinese).

[2] 李月明, 丁泽民, 余又红, 等. 采用变分模态分解的微型燃气轮机发电系统混合储能功率分配策略[J]. 西安交通大学学报, 2023, 57(10): 183-195.
LI Yueming, DING Zemin, YU Youhong, et al. Hybrid energy storage power distribution strategy for micro gas turbine power generation system based on variational mode decomposition[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2023, 57(10): 183-195(in Chinese).

[3] 张俊礼, 沈炯, 李益国. 微型燃气轮机分布式能源系统混合逻辑建模研究[J]. 中国电机工程学报, 2016, 36(12): 3354-3365.
ZHANG Junli, SHEN Jiong, LI Yiguo. Mixed logic modeling of the microturbine-based distributed energy system[J]. Proceedings of the CSEE, 2016, 36(12): 3354-3365(in Chinese).

[4] 罗保洋, 祝培旺, 吕洪坤, 等. 微型燃气轮机的动态建模与优化控制研究[J]. 中国电机工程学报, 2025, 45(1): 175-183.
LUO Baoyang, ZHU Peiwang, LYU Hongkun, et al. Dynamic simulation and optimization control of micro gas

- turbine[J]. Proceedings of the CSEE, 2025, 45(1): 175-183, 14(in Chinese).
- [5] 张宝凯. 基于混合自适应选择模型的燃气轮机建模[J]. 中国电机工程学报, 2024, 44(7): 2737-2747.
ZHANG Baokai. Gas turbine modeling based on Hybrid-form adaptive selection model[J]. Proceedings of the CSEE, 2024, 44(7): 2737-2747(in Chinese).
- [6] 曹启威, 陈时熠, 向文国. 数据驱动的燃气轮机联合循环机组退化分析与预测[J]. 中国电机工程学报, 2025, 45(6): 2243-2250.
CAO Qiwei, CHEN Shiyi, XIANG Wenguo. Data-driven degradation analysis and prediction of gas turbine combined cycle[J]. Proceedings of the CSEE, 2025, 45(6): 2243-2250(in Chinese).
- [7] 孙扬. 弹用涡喷发动机振动故障诊断技术探讨[J]. 推进技术, 1997, 18(6): 60-63.
SUN Yang. A investigation on the technique of flutter failure diagnosis of the turbojet engine for missile[J]. Journal of Propulsion Technology, 1997, 18(6): 60-63(in Chinese).
- [8] 彭刚, 李超, 曹冲, 等. 冲击激励转子系统动力学响应及安全性设计[J]. 推进技术, 2018, 39(5): 1111-1121.
PENG Gang, LI Chao, CAO Chong, et al. Dynamic response and safety design of rotor system with impact excitation[J]. Journal of Propulsion Technology, 2018, 39(5): 1111-1121(in Chinese).
- [9] LOCKE S R, FALLER W. Recycle gas compressor designed for high unbalance tolerance and stability[C]// Proceedings of the 32nd Turbomachinery Symposium. Houston: Turbomachinery Laboratory, 2003: 137-144.
- [10] 武玉才, 范轩杰, 纪璇, 等. 水轮发电机转子不圆度诱发的定子铁心振动特性研究[J]. 中国电机工程学报, 2025, 45(1): 342-351.
WU Yucan, FAN Xuanjie, JI Xuan, et al. Study on vibration characteristics of stator core induced by rotor Non-roundness in Hydro-generator[J]. Proceedings of the CSEE, 2025, 45(1): 342-351(in Chinese).
- [11] ADILETTA G, DELLA PIETRA L. The squeeze film damper over four decades of investigations. Part II: rotor dynamic analyses with rigid and flexible rotors[J]. Shock and Vibration Digest, 2002, 34(2): 97-126.
- [12] FERRARO R, CATANZARO M, KIM J, et al. Suppression of subsynchronous vibrations in a 11 MW steam turbine using integral squeeze film damper technology at the exhaust side bearing[C]//ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Seoul: ASME, 2016: GT2016-57410.
- [13] LU Kaihua, HE Lidong, ZHANG Yipeng. Experimental study on vibration suppression of gear shaft misalignment with ISFD[J]. High Technology Letters, 2019, 25(1): 17-27.
- [14] VANNINI G, INNOCENTIA, CANGIOLI F, et al. Rotor dynamic evaluation of a large high-speed rotor equipped with flexure pivot journal bearings and integral squeeze film damper[C]//ASME Turbo Expo 2021 : Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Virtual, Online: ASME, 2021: GT2021-58800.
- [15] YAN Wei, HE Lidong, ZHU Gang, et al. Effect of G-type integral squeeze film damper on the dynamic characteristics in rotor system[J]. International Journal of Turbo & Jet-Engines, 2023, 40(S1): s195-s205.
- [16] ANDRE'S L S, DE SANTIAGO O. Imbalance response of a rotor supported on flexure pivot tilting pad journal bearings in series with integral squeeze film dampers[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2003, 125(4): 1026-1032.
- [17] DE SANTIAGO O, ANDRE'S L S, 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.
- [18] ERTAS B, DELGADO A, MOORE J. Dynamic characterization of an integral squeeze film bearing support damper for a supercritical CO₂ expander [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2018, 140(5): 052501.
- [19] ERTAS B, CERNY V, KIM J, et al. Stabilizing a 46 MW multistage utility steam turbine using integral squeeze film bearing support dampers[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2015, 137(5): 052506.
- [20] 路凯华, 何立东, 闫伟, 等. 整体式挤压油膜阻尼器在齿轮箱中的应用[J]. 振动、测试与诊断, 2020, 40(4): 765-774.
LU Kaihua, HE Lidong, YAN Wei, et al. Application of integral squeeze film damper in gearbox[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2020, 40(4): 765-774(in Chinese).
- [21] 冀沛尧, 何立东, 胡航领, 等. 涡轮泵密封对转子动力特性的影响[J]. 润滑与密封, 2019, 44(1): 52-57.

- JI Peiyao, HE Lidong, HU Hangling, et al. Effect of turbo pump seal on rotor dynamic characteristics[J]. Lubrication Engineering, 2019, 44(1): 52-57(in Chinese).
- [22] 赵璐, 廖明夫, 王四季, 等. 弹性环式挤压油膜阻尼器减振实验研究[J]. 推进技术, 2021, 42(5): 1129-1137. ZHAO Lu, LIAO Mingfu, WANG Siji, et al. Experimental study on vibration reducing effect of elastic ring squeeze film damper[J]. Journal of Propulsion Technology, 2021, 42(5): 1129-1137(in Chinese).
- [23] SAN ANDRES L A, VANCE J M. Effect of fluid inertia on the performance of squeeze film damper supported rotors[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1988, 110(1): 51-57.
- [24] 韩清凯, 王浩博, 吕昊, 等. 大型挤压油膜阻尼器非线性动力学分析与优化研究进展[J]. 动力学与控制学报, 2022, 20(5): 1-19. HAN Qingkai, WANG Haobo, LÜ Hao, et al. Progress review on nonlinear dynamic analyses and optimization for large-scale squeeze film dampers[J]. Journal of Dynamics and Control, 2022, 20(5): 1-19(in Chinese).
- [25] 刘展翅, 廖明夫, 丛佩红, 等. 挤压油膜阻尼器非线性特性实验研究[J]. 机械科学与技术, 2016, 35(1): 23-28. LIU Zhanchi, LIAO Mingfu, CONG Peihong, et al. Experimental investigation of a rotor bearing system with non-linear squeeze film damper[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2016, 35(1): 23-28(in Chinese).
- [26] FERFECKI P, ZAPOMĚL J, GEBAUER M, et al. A computational fluid dynamics investigation of the segmented integral squeeze film damper[J]. MATEC Web of Conferences, 2019, 254: 08005.
- [27] 胡长明, 田明辉, 朱武卫, 等. 重塑黄土直剪试验误差分析及对边坡可靠性影响评价[J]. 西安建筑科技大学学报(自然科学版), 2024, 56(2): 159-165, 191. HU Changming, TIAN Minghui, ZHU Wuwei, et al. Error analysis of remolded loess by direct shear test and evaluation of influence on slope reliability[J]. Journal of Xi'an University of Architecture & Technology(Natural Science Edition), 2024, 56(2): 159-165, 191(in Chinese).
- [28] 韩红超. 基于 Grubbs 检验法的沉降监测数据粗差探测及剔除[J]. 测绘通报, 2018(S1): 229-231. HAN Hongchao, Gross error detection and elimination of subsidence monitoring data based on Grubbs test method [J] Bulletin of Surveying and Mapping, 2018(S1): 229-231(in Chinese).



谭智夫

在线出版日期: 2025-07-24。

收稿日期: 2025-01-13。

作者简介:

谭智夫(1999), 男, 博士研究生, 主要研究方向为旋转机械振动控制, zhifutan99@126.com;

*通信作者: 何立东(1963), 教授, 博士生导师, 主要研究方向为旋转机械及管道振动控制技术, 1963he@163.com。

(编辑 陈娟, 李新洁)