

时变正压力弹支干摩擦阻尼器对发动机 转子减振分析

王胜朔¹, 范雨^{1,2}, 胡誉¹, 高钱¹, 吴亚光^{1,3}

- (1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;
2. 北京航空航天大学 航空发动机结构强度北京市重点实验室, 北京 100191;
3. 北京航空航天大学 中法工程师学院, 北京 100191)

摘 要: 针对航空发动机转子通过临界转速时的振动问题, 提出了在常值正压力基础上引入谐波分量的时变正压力弹支干摩擦阻尼器。首先根据转子系统的运动特点, 以简化的二维干摩擦动力学模型为对象, 通过扩展傅里叶全局参数敏感性分析方法, 研究了时变正压力在典型二维运动轨迹下对干摩擦阻尼的影响机制。结果表明: 对于圆形运动轨迹, 时变正压力会削弱常值正压力的减振性能; 而对于椭圆形运动轨迹, 正压力的2阶谐波分量能够进一步增强减振效果, 可使振动响应峰值进一步下降24.7%。在此基础上, 将弹支干摩擦阻尼器应用于某型航空发动机的低压转子系统, 采用2阶谐波时变正压力控制策略, 基于高保真有限元模型和谐波平衡法开展动力学仿真分析。结果显示, 对2阶谐波分量进行有效控制后, 相较于常正压力, 时变正压力弹支干摩擦阻尼器使得转子系统的2阶反进动、2阶正进动和3阶反进动的共振峰值分别进一步降低35.6%、10.6%和5.1%。

关 键 词: 弹支干摩擦阻尼器; 时变正压力; 参数敏感性分析; 谐波平衡法; 转子动力学

中图分类号: V231.96

文献标志码: A

Analysis of vibration reduction in engine rotors using elastic-support dry friction dampers with time-varying normal force

Wang Shengshuo¹, Fan Yu^{1,2}, Hu Yu¹, Gao Qian¹, Wu Yaguang^{1,3}

- (1. School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China;
2. Beijing Key Laboratory of Aero-Engine Structure and Strength,
Beihang University, Beijing 100191, China;
3. Sino-French Engineering School, Beihang University, Beijing 100191, China)

Abstract: To address the vibration issues encountered by aero-engine rotors when passing through critical speeds, a time-varying normal force elastic-support dry friction damper, incorporating a harmonic component alongside a constant normal force, was proposed. A simplified two-dimensional dry friction dynamic model, representing the rotor system's motion characteristics, was analyzed. Using an extended Fourier global parameter sensitivity analysis method, the influence of time-varying normal force on dry friction damping under typical two-dimensional motion trajectories was investigated. The results indicated that for circular motion trajectories, time-varying normal force diminished the vibration reduction

收稿日期: 2025-01-14

基金项目: 国家科技重大专项(J2022-IV-0005-0022)

作者简介: 王胜朔(2000—), 男, 博士生, 研究领域为航空发动机结构振动分析与抑制。E-mail: wangshengshuo@buaa.edu.cn

通信作者: 高钱(1995—), 男, 助理研究员, 博士, 研究领域为非线性振动与叶盘阻尼技术。E-mail: gaoqian04@buaa.edu.cn

引用格式: 王胜朔, 范雨, 胡誉, 等. 时变正压力弹支干摩擦阻尼器对发动机转子减振分析[J]. 航空动力学报, 2026, 41(8): 20250023. Wang Shengshuo, Fan Yu, Hu Yu, et al. Analysis of vibration reduction in engine rotors using elastic-support dry friction dampers with time-varying normal force[J]. Journal of Aerospace Power, 2026, 41(8): 20250023.

performance compared with constant normal force. In contrast, for elliptical motion trajectories, the inclusion of a second-order harmonic component enhanced vibration reduction, achieving a 24.7% reduction in peak vibration response. Based on these findings, the elastic-support dry friction damper was applied to the low-pressure rotor system of an aero-engine, utilizing a second-order harmonic time-varying normal force control strategy. Dynamic simulations were conducted using a high-fidelity finite element model and harmonic balance method, revealing significant improvements. Compared with constant normal force, the proposed damper reduced the resonance peak values of the second-order backward whirl, second-order forward whirl, and third-order backward whirl of the rotor system by 35.6%, 10.6%, and 5.1%, respectively.

Keywords: elastic-support dry friction damper; time-varying normal force; parameter sensitivity analysis; harmonic balance method; rotor dynamics

航空发动机属于典型的高速旋转机械,是我国“十四五”规划和 2035 远景目标中的核心工程之一。作为歼击机的核心动力装置,随着对机动飞行性能要求的不断提升,发动机工况变化显著,变转速的特征愈发突出^[1],工作过程中需要反复跨越临界转速。转子系统共振诱发的发动机整机振动故障危害巨大,严重威胁结构完整性。因此,减小转子系统振动水平成为当前航空发动机研究的重要课题^[2]。

在转子系统弹性支承处安装阻尼器是常见的减振方式。目前,挤压油膜阻尼器(SFD)的应用最为广泛,SFD作为一种被动减振装置,在设计工况下具有良好的减振效果,但其被动特性使其难以适应变工况条件下的振动抑制需求。为了提高SFD的适应性和可调性,近年来的研究主要集中在结构优化设计、新型SFD结构的开发以及智能控制技术的应用等方面。例如,通过优化阻尼器的结构参数^[3-6],如油膜间隙和弹性环刚度等,可以提高其适应性。同时,开发了多种新型SFD结构,如多孔SFD^[7]和动静压SFD^[8]等,改善了阻尼器的非线性特性。此外,将智能控制技术与SFD相结合,如通过改变供油压力、油膜间隙或润滑介质特性等,使SFD能够根据实际工况动态调整其减振性能,例如,磁流变流体SFD^[9]、电流变流体SFD^[10-11]、主动控制SFD^[12-13]等。

然而,SFD存在高度依赖润滑介质的问题,在现有技术条件下依靠单一的挤压油膜结构很难在无润滑系统下提供较好的刚度和阻尼^[14],无法满足当前发动机“轻质化、多电、无油”的发展趋势^[15]。

基于摩擦耗能的干摩擦阻尼器因其结构简单、可靠性高且易于主动控制,已广泛应用于航空

发动机叶片减振中,如叶片缘板阻尼器^[16-17]、叶冠^[18-19]、阻尼环^[20-21]等。

由于摩擦面间存在阻滞与滑移的状态转换,干摩擦阻尼属于非线性阻尼。摩擦面间的正压力是影响干摩擦阻尼器减振效果的重要因素^[22-23],研究^[24]表明,存在最优的常正压力使得阻尼器的减振效果最优。目前绝大多数干摩擦阻尼的设计也是基于上述常正压力设计理论的。

但是,干摩擦阻尼器在实际工作中,由于摩擦面切向与振动方向并不平行,正压力在一个振动周期内是时变的^[25]。研究^[26-28]表明,正压力的时变分量对干摩擦阻尼存在不可忽视的影响。吴亚光等^[29]的研究发现,针对一维运动的干摩擦阻尼器,在最优常值正压力基础上增加2倍频谐波时变正压力成分,可将阻尼效果进一步提升25%。

综上所述,时变正压力的干摩擦阻尼器在降低共振响应方面具有很大前景,由于航空发动机叶片空间狭小,通常难以在其内部或周围设置正压力调节装置。然而,转子支承系统为正压力调控提供了可能。通过合理设计弹性支承干摩擦阻尼器,可以实现正压力的主动调控。例如,王四季等^[30-31]采用压电作动器控制正压力,设计了压电型主控式弹性支承干摩擦阻尼器;张鹏等^[32-33]则提出了电磁型主控式弹性支承干摩擦阻尼器,采用电磁铁控制正压力。

目前,主控式弹性支承干摩擦阻尼器主要基于转子的运行工况来控制常值正压力,其目的是在多阶临界转速下实现各自的最优常正压力。尚未利用含有谐波分量的时变正压力来提升特定共振模态的振动抑制效果。针对这一问题,本文重点研究时变正压力弹性支承干摩擦阻尼器在航空发动机转子系统中的减振效果。为实现此研究目

标, 主要面临两个问题: ①弹性支承干摩擦阻尼器的摩擦面相对运动轨迹为二维, 时变正压力是否仍能有效提升减振效果? 最优时变正压力中的谐波成分如何确定? ②如何建立一种高效且精确的算法, 预测带有时变正压力干摩擦阻尼高保真有限元转子系统的动力学响应?

本文首先通过扩展傅里叶全局敏感性分析方法^[34], 揭示了典型二维运动轨迹下时变正压力对于摩擦减振的增强机制, 明确了谐波型时变正压力的最优形式(第2章)。随后, 联合 ANSYS 和 MATLAB 开发了适用于转子-弹支干摩擦阻尼系统的谐波平衡法, 用于预测转子系统高保真有限元模型的动力学响应, 并将时变正压力控制策略应用于某型航空发动机低压转子系统, 分析其对多阶模态的减振效果, 定量评估其相较于正压力干摩擦阻尼的优越性(第3章)。

1 某型发动机低压转子系统与时变正压力弹支干摩擦阻尼器

某型涡轮风扇发动机的低压转子部件如图1所示, 包括两级风扇和一级低压涡轮, 采用 0-2-1 形式的 3 支点支承方案。为阐述简便, 以下用符号 WS-X-LR 替代某型涡扇发动机低压转子。



图1 某型涡轮风扇发动机低压转子结构简图

Fig. 1 Schematic diagram of the low-pressure rotor structure in a turbofan engine

时变正压力弹支干摩擦阻尼器构型如图2所示, 由弹性支承、干摩擦阻尼器和作动器 3 个部分组成。干摩擦阻尼器由动摩擦片和静摩擦片组成。动摩擦片固定在弹性支承上, 随弹性支承发生二维平面内的平动但不发生转动。静摩擦片安装在转子机匣上, 径向固定, 轴向不完全固定从而可使作动器调节动、静摩擦片之间的正压力。作动器可为压电陶瓷式也可以电磁式, 作动器可根据转子实时运动工况来调节动、静摩擦片之间的正压力从而达到主动控制的目的。

转子在运动的过程中, 由于不平衡量等原因会发生振动, 固定在弹性支承上的动摩擦片便会发生平动, 与静摩擦片发生相对运动, 通过摩擦耗能的方式对转子进行减振^[35]。

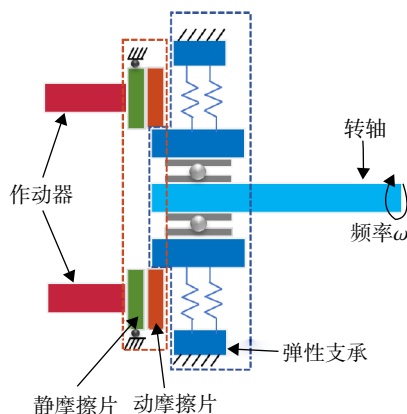


图2 时变正压力弹支干摩擦阻尼器构型

Fig. 2 Configuration of a time-varying normal force elastic-support dry friction damper

2 二维运动下时变正压力的控制策略研究

对于二维运动的干摩擦阻尼器, 时变的谐波正压力是否能提升减振效果, 以及最优时变正压力中包含的谐波分量, 都尚需研究。本章建立了一个二自由度的干摩擦系统, 采用谐波平衡法和轨迹跟踪法求解系统响应, 并通过扩展傅里叶振幅全局敏感性分析方法, 识别出对响应影响较大的正压力谐波分量, 从而确定最优时变正压力的形式。

2.1 二维干摩擦系统的动力学模型

二自由度干摩擦系统模型如图3所示, 在切向接触平面内仅采用一个迟滞弹簧, 以表征两个正交方向的耦合运动, 其中 k_t 表示切向接触刚度, μ 表示摩擦因数。该模型的动力学方程为:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x}(t) \\ \ddot{y}(t) \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} c_x & 0 \\ 0 & c_y \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x}(t) \\ \dot{y}(t) \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} k_x & 0 \\ 0 & k_y \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x(t) \\ y(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_x^{\text{ext}}(t) \\ f_y^{\text{ext}}(t) \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} f_x^{\text{nl}}(t) \\ f_y^{\text{nl}}(t) \end{pmatrix} \quad (1)$$

式中 m 为质量块的质量, x 和 y 为位移, c_x 和 c_y 分别为质量块在 x 方向和 y 方向的阻尼系数, k_x 和 k_y 分别为质量块在 x 方向和 y 方向的刚度系数, $f_x^{\text{ext}}(t)$ 和 $f_y^{\text{ext}}(t)$ 分别为质量块在 x 方向和 y 方向所受的外部激振力, $f_x^{\text{nl}}(t)$ 和 $f_y^{\text{nl}}(t)$ 分别为质量块在 x 方向和 y 方向所受的非线性摩擦力。

本文采用高阶谐波平衡法^[36-38]和 Newton-Raphson 迭代法求解式(1)。摩擦力采用一种名为“轨迹跟踪法”^[39-40]的时域数值算法来计算。求解过程还涉及到时频转换技术和解析雅可比矩阵。

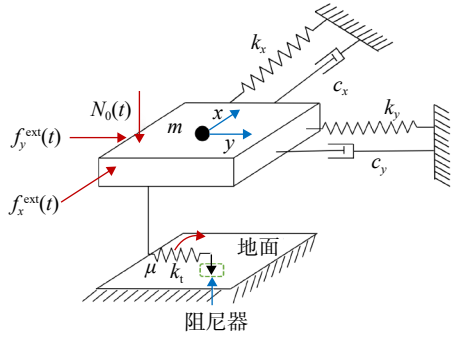


图 3 二自由度干摩擦系统模型示意图

Fig. 3 Schematic diagram of a two-dimensional dry friction system model

关于更详细的求解方法和流程,可参考文献[41]。

2.2 参数敏感性分析

对于稳态振动,时变正压力可以表示为以激励频率为基频的傅里叶级数形式^[29]。对于稳态的二维运动轨迹,摩擦界面上的摩擦力表现为常值或近似方波,其中低阶谐波成分在方波中占主导地位。因此,将时变正压力 $N(t)$ 的傅里叶级数截断至前 4 阶谐波,其表达式为:

$$N(t) = N_0 + \sum_{n=1}^4 N_n \sin(n\omega t + \phi_n) \quad (2)$$

式中 t 为时间, N_0 为最优的常值正压力, N_n 为第 n 阶谐波幅值, ω 为频率, ϕ_n 为第 n 阶谐波相位。本节通过扩展傅里叶全局敏感性分析的方法探讨 $N_1 \sim N_4$ 和 $\phi_1 \sim \phi_4$ 对减振性能的影响并找出最优时变正压力的形式。

2.2.1 扩展傅里叶振幅全局敏感性分析方法

扩展傅里叶振幅全局敏感性分析(EFAST)是一种基于方差的全局敏感性分析,其算法的核心为通过一个转换函数,将多维输入参数映射为一维输入参数,并周期性地探索输入空间^[42]。例如,一个 n 维系统 $y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$, 其中 $x_i (i = 1, 2, \dots, n)$ 为随机变量,设定转换函数 $x_i = G_i(\sin \omega_i) s$, 在转换过程中为系统的输入参数 x_i 分配一个频率 ω_i , 并为除 x_i 外的其他输入参数 $\{x_{-i}\}$ 分配一个频率集 $\{\omega_{-i}\}$, 通过输出频谱中的傅里叶振幅来计算输入参数 x_i 的敏感性指数。

假设系统输出频谱中所有阶次傅里叶振幅之和为 D , 频率 ω_i 及其高阶谐波的傅里叶振幅和为 D_i , 频率集 $\{\omega_{-i}\}$ 及其高阶谐波的傅里叶振幅和为 D_{-i} , 则输入参数 x_i 的 1 阶敏感性指数 M_i 和全局敏感性指数 M_{ti} 可表示为^[34]:

$$M_i = \frac{D_i}{D} \quad (3)$$

$$M_{ti} = 1 - \frac{D_{-i}}{D} \quad (4)$$

式中 1 阶敏感性指数表示输入参数 x_i 单独变化时对系统方差的贡献量,全局敏感性指数代表该输入参数与其他输入参数共同变化时对系统方差的贡献量。

2.2.2 分析结果与正压力优化

当支承-转子系统的刚度轴对称时,轴心轨迹为圆形;而由于加工误差等原因,实际状态偏离刚度轴对称的理想状态时,轴心轨迹呈椭圆形。因此,本文分别针对质量块的运动轨迹为圆形和椭圆形两种情况,开展了时变正压力的参数敏感性分析。需要说明的是,圆形和椭圆形运动轨迹是指在不考虑干摩擦阻尼作用下,仅受外部激励力影响时,质量块的运动轨迹。

图 3 所示的二自由度干摩擦系统的各参数取值如表 1 所示。该系统在不同常值正压力下的频响曲线如图 4 所示。结果表明,运动轨迹为圆形或者椭圆形时,减振效果最优的常值正压力均为 34 N。

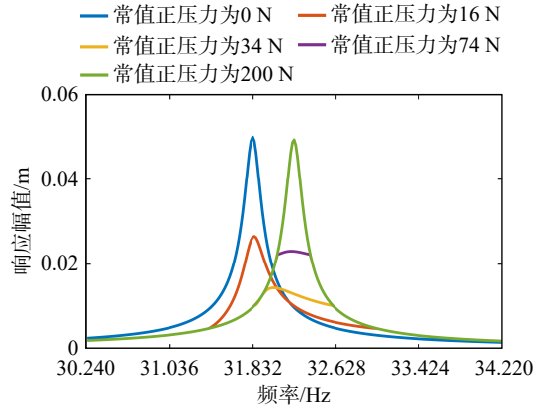
表 1 二自由度干摩擦系统的参数

Table 1 Parameters of two-dimensional dry friction system

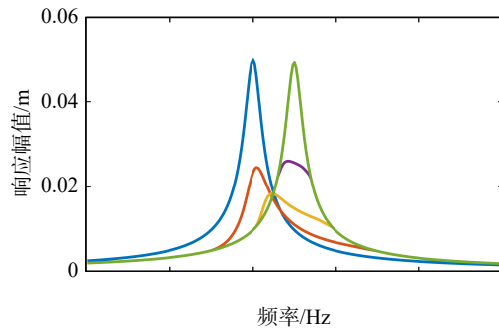
参数	数值	含义
m/kg	1	质量
$c_x/(\text{N}\cdot\text{s}/\text{m})$	1	x 方向阻尼系数
$c_y/(\text{N}\cdot\text{s}/\text{m})$	1	y 方向阻尼系数
$k_x/10^4 (\text{N}/\text{m})$	4	x 方向刚度系数
$k_y/10^4 (\text{N}/\text{m})$	4	y 方向刚度系数
$f_x^{\text{ext}}(t)/\text{N}$	$10 \cos(\omega t)$	x 方向激励力(圆形)
	$10 \cos(\omega t)$	x 方向激励力(椭圆形)
$f_y^{\text{ext}}(t)/\text{N}$	$10 \sin(\omega t)$	y 方向激励力(圆形)
	$5 \sin(\omega t)$	y 方向激励力(椭圆形)
μ	0.3	摩擦因数
$k_t/10^3 (\text{N}/\text{m})$	1	接触刚度

为了确保摩擦界面始终保持接触,设定时变正压力前 4 阶谐波幅值 $N_1 \sim N_4$ 的取值范围为 $[0, 8.5) \text{ N}$, 相位 $\phi_1 \sim \phi_4$ 的取值范围为 $[0, 2\pi]$ 。本文设置 EFAST 的采样点为 8 200, 对 $N_1 \sim N_4$ 和 $\phi_1 \sim \phi_4$ 共 8 个参数开展了扩展傅里叶全局敏感性分析。

图 5 所示为二自由度干摩擦系统在所有采样点下的频响分布。从图 5(a)中可以看出,圆形运



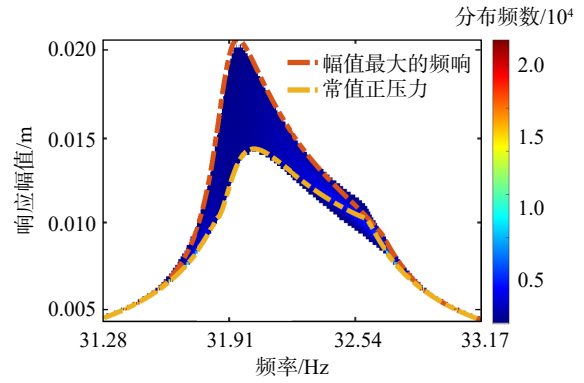
(a) 圆形运动轨迹



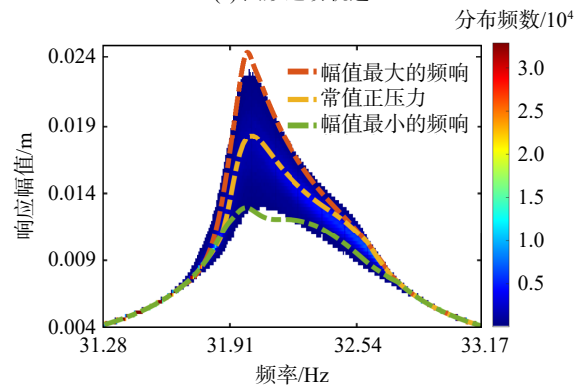
(b) 椭圆形运动轨迹

图4 不同常值正压力下的频响曲线

Fig. 4 Frequency response curves under different constant normal forces



(a) 圆形运动轨迹



(b) 椭圆形运动轨迹

图5 时变正压力的频响分布

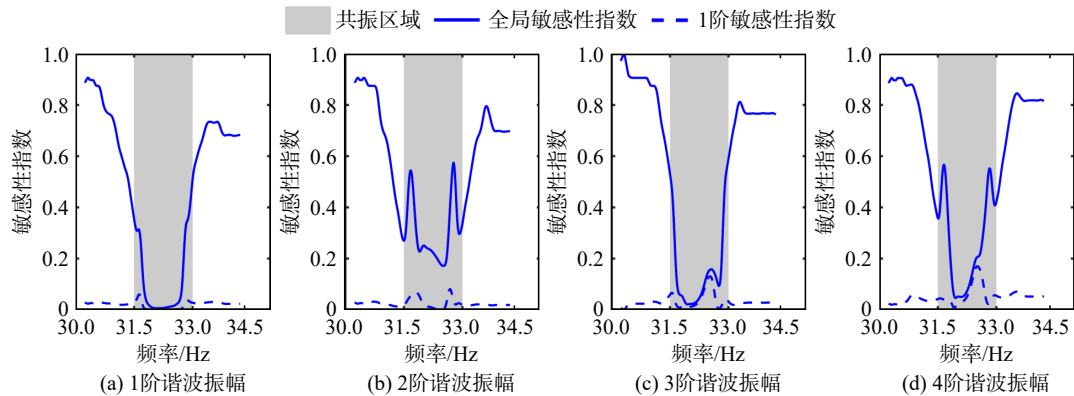
Fig. 5 Frequency response distribution under time-varying normal forces

动轨迹下时变正压力的频响值整体高于常值正压力,表明时变正压力削弱了常值正压力的减振性能。对于该现象的具体原因,将在第2.3节讨论。图5(b)显示,椭圆形运动轨迹下,超过一半的采样点频响值低于常值正压力,表明时变正压力在此情况下有效提升了减振效果。因此,本节后续的参数敏感性分析将重点围绕椭圆运动轨迹展开。

椭圆运动轨迹的参数敏感性分析结果如图6所示。从图中可见,在共振区域内,2阶谐波的敏感性指数最高。其中,2阶谐波相位的1阶敏感性指数和全局敏感性指数均为最高,且明显高于其

他阶谐波。此外,2阶谐波振幅的全局敏感性指数较高,而1阶敏感性指数较低,表明2阶谐波振幅与相位的共同作用对系统响应产生了显著影响。

参数敏感性分析结果表明,2阶谐波分量对振动响应的影响显著,但并未明确其作用是正面还是负面。因此,接下来以最优常值正压力为基础,仅引入2倍频谐波分量,将其幅值范围设为 $[0, 34)$ N,相位范围设为 $[0, 2\pi]$,采用拉丁超立方采样方法,在幅值与相位构成的二维采样空间中选取8000个样本点,计算对应的频响曲线。根据各样本点频响曲线峰值相对于最优常值正压力



(a) 1阶谐波振幅

(b) 2阶谐波振幅

(c) 3阶谐波振幅

(d) 4阶谐波振幅

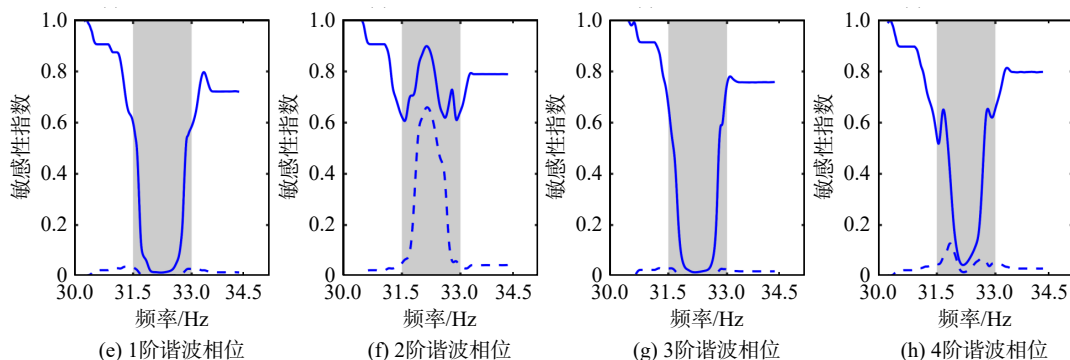


图 6 参数敏感性分析结果

Fig. 6 Results of parameter sensitivity analysis

频响曲线峰值下降的百分比, 绘制等高线图, 如图 7 所示。

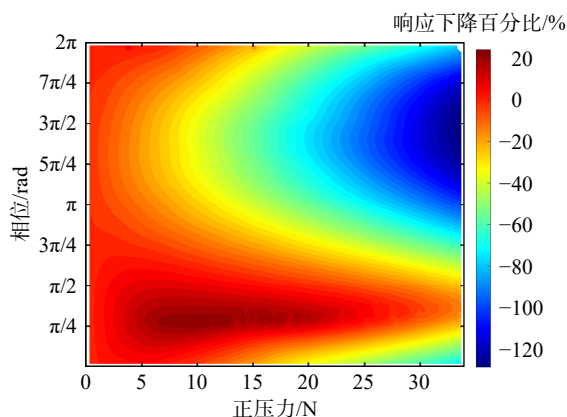


图 7 振动响应下降百分比

Fig. 7 Percentage reduction in vibration response

图 7 表明, 在最优常值正压力基础上添加 2 阶谐波分量后, 响应幅值最大可下降 24.7%(左下侧), 但也可能上升至 130.0%(右上侧)。这表明 2 阶谐波分量的影响既可能是正面的, 也可能是负面的, 具体效果取决于幅值和相位的取值。进一步观察图 7, 当振幅较大时, 减振效果普遍较差, 而振幅较小时, 减振效果无法达到最优。因此, 最优时变正压力的形式应为在最优常值正压力的基础上添加 2 阶谐波分量, 并将 2 阶谐波的幅值控制在最优常值正压力的 0.2~0.6 倍之间, 在此范围内优化相位以获得最佳减振效果和最优的时变正压力。

2.3 时变正压力对干摩擦阻尼的影响机制

2.3.1 圆形运动轨迹

图 8(a)展示了在常值正压力和频响峰值最大的时变正压力作用下的频响曲线, 图 8(b)则对应显示了一个运动周期内滑移状态占比随频率的变化。

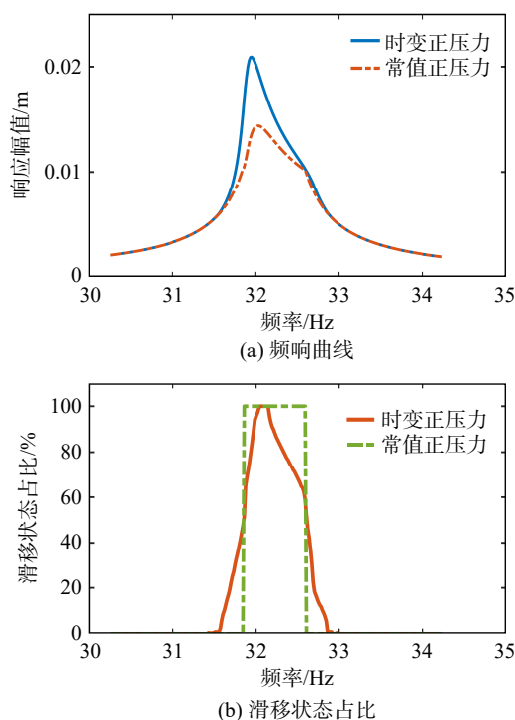


图 8 常值正压力和时变正压力的频响曲线和滑移状态占比 (圆形运动轨迹)

Fig. 8 Frequency response curves and slip ratios of constant normal forces and time-varying normal forces (circular)

由图 8(b)可知, 当只有常值正压力作用时, 一个周期内的接触状态只有全滑移和全阻滞两种。而当时变正压力作用时, 在运动频率为 31.9~32.6 Hz 的运动范围内, 全滑移的接触状态中出现了阻滞的接触状态, 导致了摩擦耗能的降低, 从而使频响增大。

另一方面, 谐波变化的正压力会导致质量块的运动轨迹由圆形转变为椭圆形, 如图 9 和图 10 所示。图 9 和图 10 展示了运动频率为 31.8 Hz 和 32.1 Hz 时, 常值正压力与时变正压力作用下质量块、阻尼器和迟滞弹簧的运动轨迹。其中, 质量块

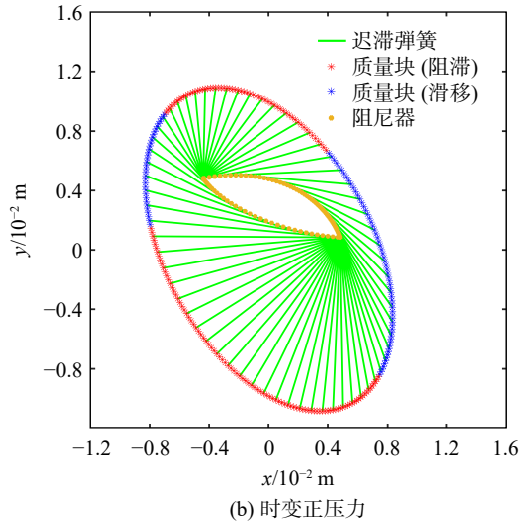
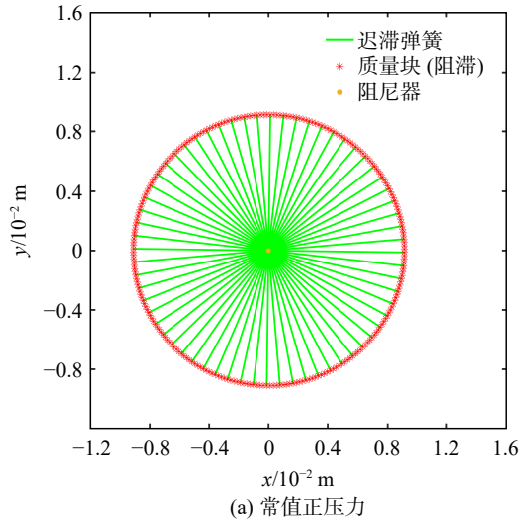


图9 频率为 31.8 Hz 时质量块、阻尼器和迟滞弹簧轨迹
Fig. 9 Trajectory of mass, damper and hysteresis spring at frequency of 31.8 Hz

的运动轨迹以蓝色表示滑动状态,红色表示阻滞状态。在阻滞状态下,阻尼器不发生运动。由于椭圆轨迹具有长轴和短轴特性,其长轴方向的响

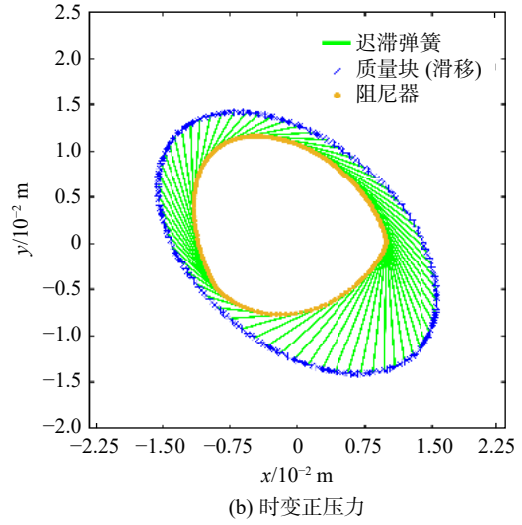
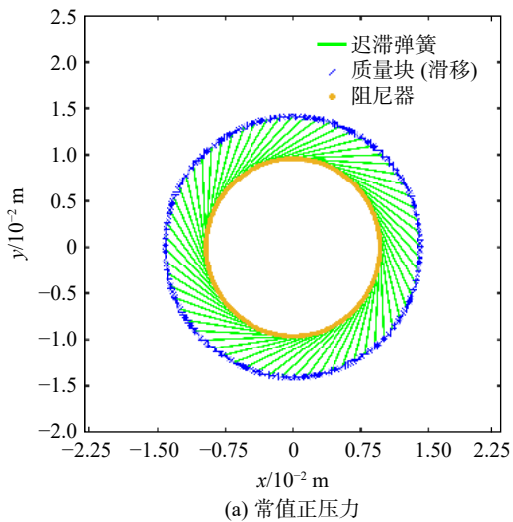


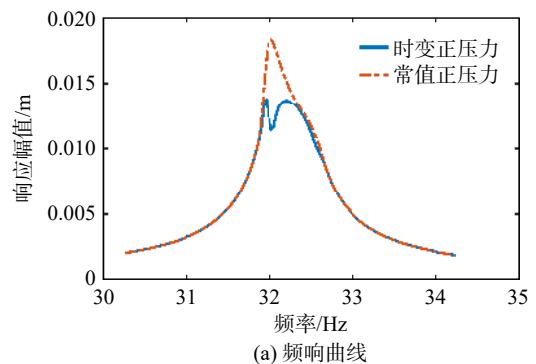
图10 频率为 32.1 Hz 时质量块、阻尼器和迟滞弹簧轨迹
Fig. 10 Trajectory of mass, damper and hysteresis spring at frequency of 32.1 Hz

应幅值高于圆形轨迹的响应幅值。因此,即便在时变正压力作用下,原本在常值正压力作用下处于全阻滞接触状态的频率区间(如 31.4~31.9 Hz 和 32.6~33.0 Hz)出现了滑动状态,由于运动轨迹转为椭圆形,时变正压力作用下的响应幅值仍显著高于常值正压力作用下的响应幅值。

综上所述,对于圆形运动轨迹而言,在常值正压力的基础上引入谐波变化的正压力未能有效降低响应幅值。

2.3.2 椭圆形运动轨迹

图11展示了在常值正压力与含有2阶谐波分量的最优时变正压力作用下长轴方向的频响曲线,同时给出了对应一个运动周期内滑动状态占比。图12和图13分别呈现了在运动频率为 32.0 Hz 和 32.1 Hz 时,常值正压力与时变正压力作用下,质量块、阻尼器和迟滞弹簧的运动轨迹,其中对于质量块的运动轨迹,蓝色表示滑动状态,红色表示阻滞状态。在阻滞状态下,阻尼器保持静止状态。



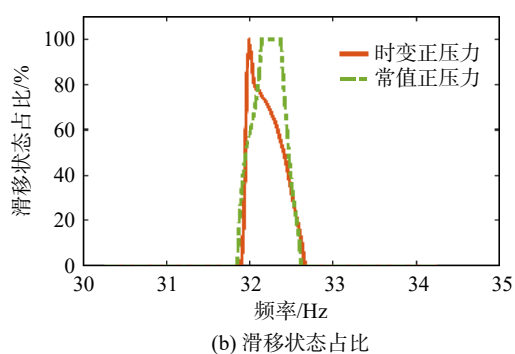


图 11 常值正压力和时变正压力的频响曲线和滑移状态占比
(椭圆形运动轨迹)

Fig. 11 Frequency response curves and slip ratios of constant normal forces and time-varying normal forces (elliptical)

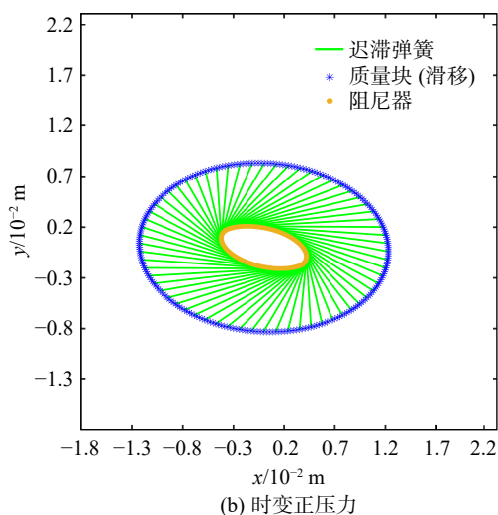
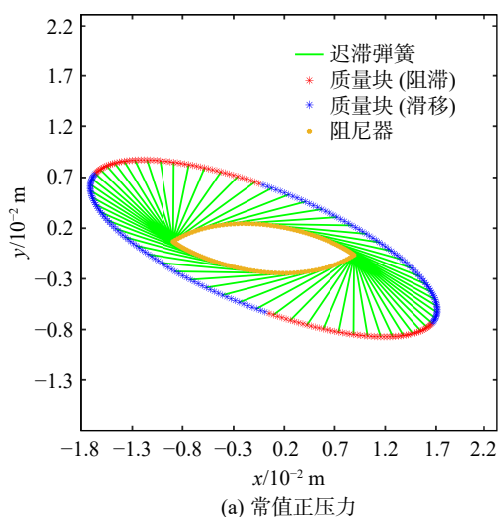


图 12 频率为 32.0 Hz 时质量块、阻尼器和迟滞弹簧轨迹
Fig. 12 Trajectory of mass, damper and hysteresis spring at frequency of 32.0 Hz

从图 11(b)可以看出, 2 阶谐波正压力的引入显著改变了一个运动周期内接触状态的分布。图 12 和图 13 进一步表明, 2 阶谐波正压力使阻

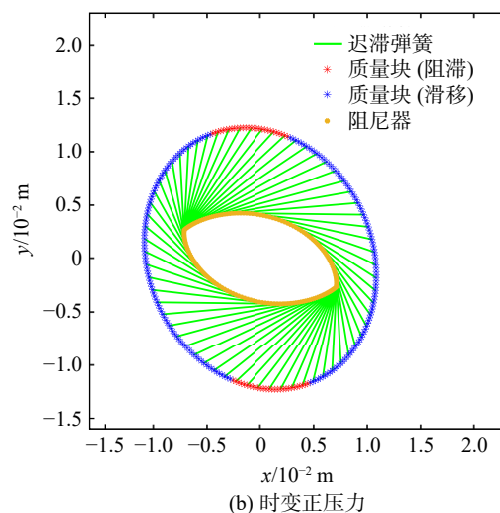
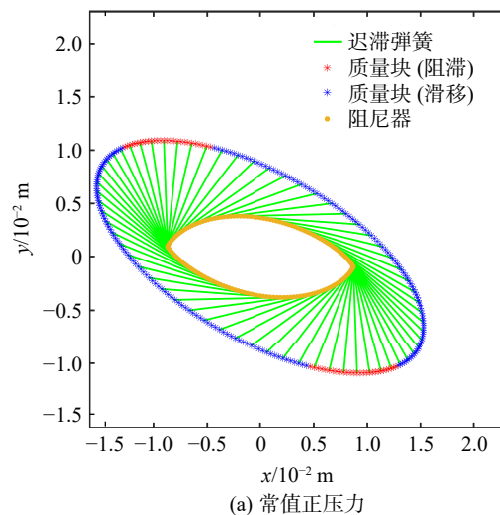


图 13 频率为 32.1 Hz 时质量块、阻尼器和迟滞弹簧轨迹
Fig. 13 Trajectory of mass, damper and hysteresis spring at frequency of 32.1 Hz

滞状态出现的位置发生了变化。对于椭圆运动轨迹, 时变正压力通过调控阻滞与滑移状态的分布位置和占比, 有效降低了长轴方向的响应幅值。

3 某型发动机低压转子系统的减振分析

本章针对第 1 章中所述的航空发动机低压转子模型, 开展了时变正压力弹支干摩擦阻尼器的减振分析。

3.1 转子系统有限元模型

WS-X-LR 的实体有限元模型和各部件材料的选取如图 14 所示, 模型长为 1 776.8 mm、最大叶尖半径为 308.6 mm, 该模型采用 SOLID185 单元建立, 二级轴流式风扇叶盘采用钛合金材质, 一级轴流式低压涡轮为镍基高温合金材质, 低压轴采用轴承钢材质。

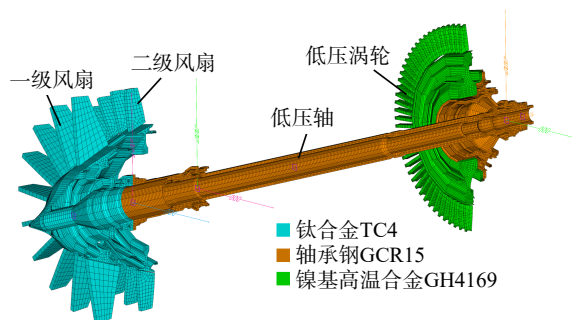


图 14 WS-X-LR 有限元模型

Fig. 14 Finite element model of WS-X-LR

在建模过程中, 对该低压转子共设置了 3 个加载点、3 个响应观测点和 3 个支点, 如图 15 所示。其中 3 个加载点分别位于一级风扇叶盘、二级风扇叶盘和涡轮叶盘的轴心, 每个加载点耦合了各级叶盘轮缘处的整圈节点。3 个响应测点分别位于风扇进气锥中部、转轴中段截面和涡轮盘后转轴的轴心, 每个响应测点与有限元模型对应

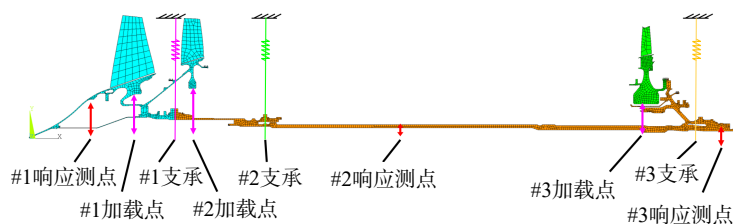


图 15 WS-X-LR 有限元模型及测点示意图

Fig. 15 Finite element model and measurement point diagram of WS-X-LR

3.2 转子系统动力学特性

当转子支承的刚度不对称时。转子系统的反/正进动均会被不平衡力触发, 使用 ANSYS 计算 WS-X-LR 系统的临界转速及振型, 坎贝尔图如图 16 所示, 1 阶~3 阶的反/正进动临界转速和振型特点如表 2 所示, 振型如图 17 所示。WS-X-LR 的 4 阶反/正进动临界转速均较高, 在后续分析中不做考虑。

在 #1 风扇叶盘加载点添加 200 g·cm 的转子不平衡量, 以比例阻尼的形式设置 1% 的模态阻尼比, 响应测点 1~3 的不平衡响应如图 18 所示。由图中的不平衡响应曲线峰值可知, 风扇测点的不平衡响应显著大于其他测点。在 2 阶反/正进动及 3 阶反进动临界转速处, 风扇测点的不平衡响应尤为突出。因此, 在后续有关干摩擦减振的分析与计算中, 主要关注风扇测点在上述 3 阶临界转速处的不平衡响应。

位置的整圈节点耦合。当转子的刚度不对称时, 会产生椭圆形的轴心轨迹^[43], 3 个支点分别使用 COMBIN14 单元提供集总参数化的支承刚度, x 方向的刚度都设置为 5 MN/m, y 方向的刚度都设置为 10 MN/m。干摩擦阻尼器应该放置在振动响应大的支点处^[30,32], 根据本节后续对转子系统模态振型的分析, 在 1 号支承和 3 号支承处配备了干摩擦阻尼器。本文将干摩擦阻尼器简化为一个摩擦接触对, 动摩擦片位移即为其所在支承处转子的轴心位移, 静摩擦片即为摩擦界面局部坐标系的原点。

该转子系统共有节点 36 185 个, 自由度数超过 10 万, 如果直接进行后续的动力学分析, 耗时巨大。因此先在 ANSYS 中使用固定界面的部件模态综合法对实体单元低压转子模型进行减缩。选取图 15 中的转子支承节点、观测节点和加载节点作为主节点保留物理自由度, 其他节点采用模态自由度, 保留 40 阶模态。

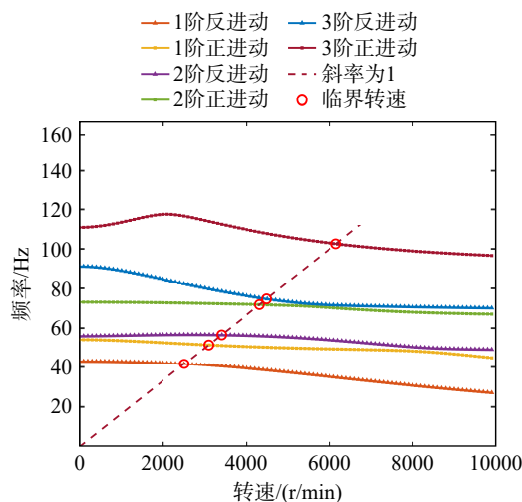


图 16 WS-X-LR 的坎贝尔图

Fig. 16 Campbell diagram for WS-X-LR

3.3 数值算法求解流程

带干摩擦阻尼器的转子系统动力学方程为:

表 2 前 3 阶临界转速和振型特点

Table 2 First three-order critical speeds and vibration characteristics

阶次	临界转速/(r/min)	振型特点
1 阶反进动	2 507	涡轮主导的整体俯仰
1 阶正进动	3 089	涡轮主导的整体俯仰
2 阶反进动	3 395	风扇主导的局部摆动
2 阶正进动	4 312	风扇主导的局部摆动
3 阶反进动	4 483	转轴弯曲与涡轮摆动
3 阶正进动	6 155	转轴弯曲与涡轮摆动

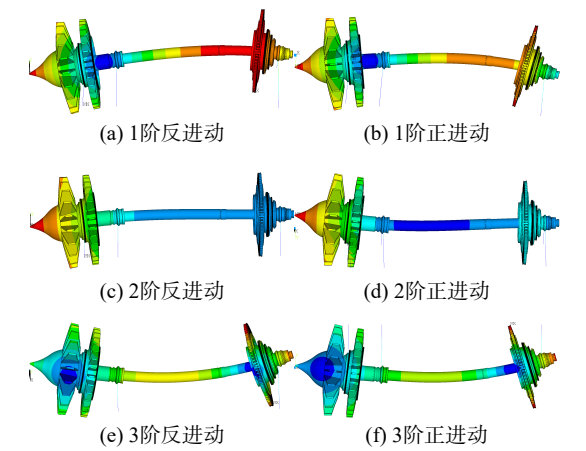


图 17 WS-X-LR 的前 3 阶模态振型

Fig. 17 First three-order mode shapes of WS-X-LR

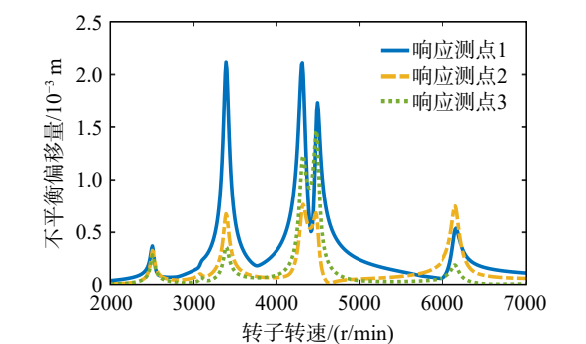


图 18 WS-X-LR 的不平衡响应图

Fig. 18 Unbalanced response diagram of WS-X-LR

$$M\ddot{\mathbf{x}} + (\mathbf{C} - \omega\mathbf{G})\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{F}_{\text{ext}} - \mathbf{F}_{\text{nl}}$$

(5)

式中 M 、 C 、 G 和 K 分别为转子系统的质量矩阵、阻尼矩阵、陀螺力矩矩阵和刚度矩阵, $\mathbf{x}$ 为位移向量, $\mathbf{F}_{\text{ext}}$ 和 $\mathbf{F}_{\text{nl}}$ 分别为不平衡外力向量和摩擦非线性力向量。

本文联合 ANSYS 和 MATLAB 开发了可以快速准确计算具有高保真有限元模型的带有弹支干摩擦阻尼器的转子系统动力学响应算法。该算法的计算框架和流程如图 19 所示。

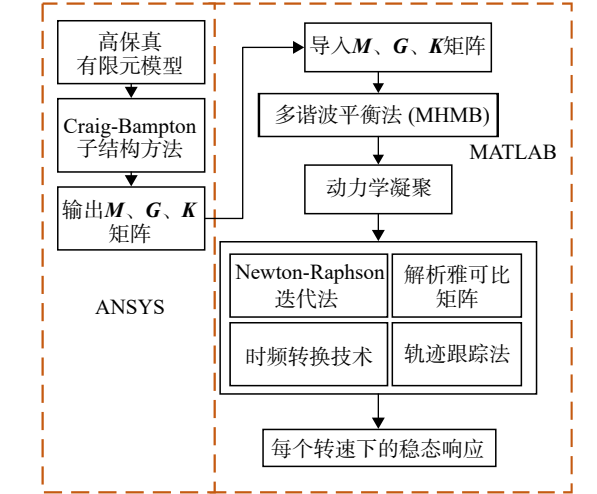


图 19 算法框架

Fig. 19 Algorithm framework

该算法的具体流程如下: 在 ANSYS 中建立转子系统的高保真有限元模型, 并采用固定界面模态综合法对结构的质量矩阵 M 、刚度矩阵 K 和陀螺力矩矩阵 G 进行减缩, 阻尼矩阵 C 在 MATLAB 中通过给定模态阻尼比的形式给出。将减缩后的 M 、 G 、 K 矩阵导入 MATLAB 中通过高阶谐波平衡法将非线性微分方程转换为一系列的线性方程组, 然后再通过动力学凝聚方法进一步地减缩方程的自由度。最后通过轨迹跟踪法、时频转换技术以及带有解析雅可比矩阵的 Newton-Raphson 迭代法求解降阶后的方程。关于该算法更详细的信息可以参考文献 [41]。

3.4 最优常值正压力

根据转子系统的振型, 在 [3 180, 4 460] r/min 转速区间启用 1 号支承处的干摩擦阻尼器。在 (4 460, 4 850] r/min 转速区间启用 3 号支承处的干摩擦阻尼器。在常值正压力从 0 N 变化到 1 500 N 的过程中, 以 50 N 为间距, 计算风扇测点在不同转速区间的响应幅值, 如图 20 所示, 为便于观察, 图中展示了风扇测点在部分常值正压力下长轴的频响曲线。

由图 20 可知, 2 阶反进动共振区域(图 20 中第 1 个共振峰区域)的最优常值正压力为 800 N, 减振后的振动峰值为 0.87 mm, 相对降低 58.8%。2 阶正进动共振区域(图 20 中第 2 个共振峰区域)的最优常值正压力为 1 000 N, 减振后的振动峰值为 0.94 mm, 相对降低 55.6%。3 号支承处干摩擦阻尼器的启用使转子系统的临界转速发生了较大的改变。为使 3 阶反进动共振区域(图 20 中第 3 个共振峰区域)的振动响应都较小, 选择最优常

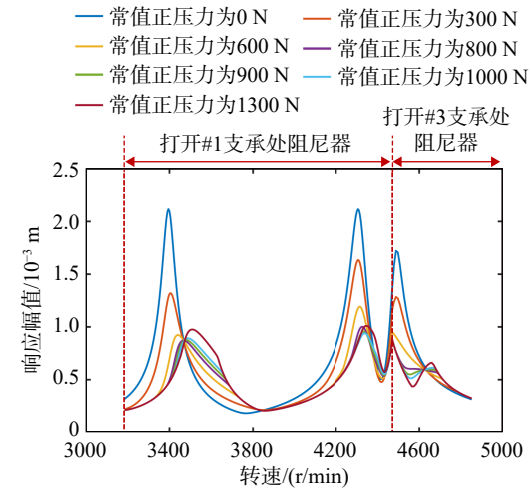


图 20 风扇测点在不同常值正压力下长轴的频响曲线
Fig. 20 Frequency response curve of the long axis of the fan measuring point under different constant normal forces

值正压力为 900 N, 减振后的振动峰值为 0.59 mm,

相对降低 65.5%。

3.5 时变正压力减振效果

根据第 3.1.4 中的分析, 分别在 3 个最优常值正压力的基础上添加 2 阶谐波分量, 谐波分量振幅的取值范围设置为常值正压力的 20%~60%, 相位的取值范围为 $[0, 2\pi]$ 。采用拉丁超立方采样的方法在振幅和相位的取值空间上内采样 1 000 个点, 计算风扇测点的频响曲线。时变正压力的具体取值和转速计算区间如表 3 所示。

所有样本点的长轴频响分布如图 21 所示, 从图中可以看出, 添加 2 阶谐波分量后, 2 阶反进动共振区域的振动峰值降至 0.56 mm, 相比于常值正压力降低了 35.6%; 2 阶正进动共振区域的振动峰值降至 0.84 mm, 相比于常值正压力降低了 10.6%; 3 阶反进动临界共振区域的振动峰值降至 0.56 mm, 相比于常值正压力降低了 5.1%。

表 3 时变正压力的取值和转速计算区间
Table 3 Values of time-varying normal force and speed range

参数	数值		
	2 阶反进动	2 阶正进动	3 阶反进动
转速区间/(r/min)	[3 180, 3 860]	(3 860, 4 460]	(4 460, 4 850]
常值正压力/N	800	1 000	900
谐波振幅/N	[160, 480]	[200, 600]	[180, 540]
谐波相位/rad	$[0, 2\pi]$	$[0, 2\pi]$	$[0, 2\pi]$

常值正压力和最优时变正压力作用下, 滑移状态占比随转速的变化如图 22 所示, 时变正压力使接触状态的分布发生了很大的改变, 在转速为 3 438 r/min 处(2 阶反进动临界转速附近)滑移状态占比由 48.4% 变为 23.4%, 在转速为 4 342 r/min 处(2 阶正进动进动临界转速附近)滑移状态占比由 100% 变为 89.1%, 在转速为 4 641 r/min 处(3 阶

反进动临界转速附近)滑移状态占比由 100% 变为 39.1%。在上述 3 个转速处, 常值正压力和最优时变正压力作用下的轴心、阻尼器和迟滞弹簧的运动轨迹如图 23 所示。在转速为 3 438 r/min 处, 阻滞状态出现的位置发生了很大的变化, 在转速为 4 342 r/min 和 4 641 r/min 处, 全滑移的接触状态中出现了阻滞的接触状态。时变正压力通过调节阻滞与滑移状态的位置及占比, 有效地减小了长轴的振动响应。

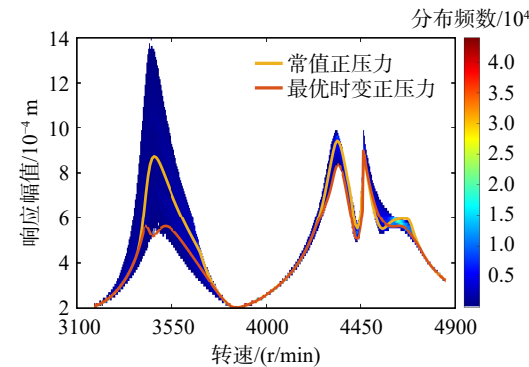


图 21 风扇测点在时变正压力作用下长轴的频响分布
Fig. 21 Frequency response distribution of the long axis of the fan measurement point under time-varying normal force

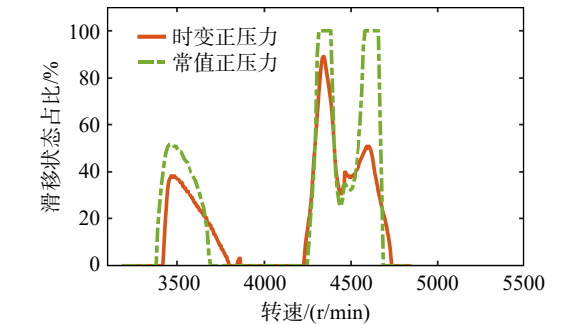


图 22 滑移状态占比随转速的变化
Fig. 22 Variation of slip ratio with rotational speed

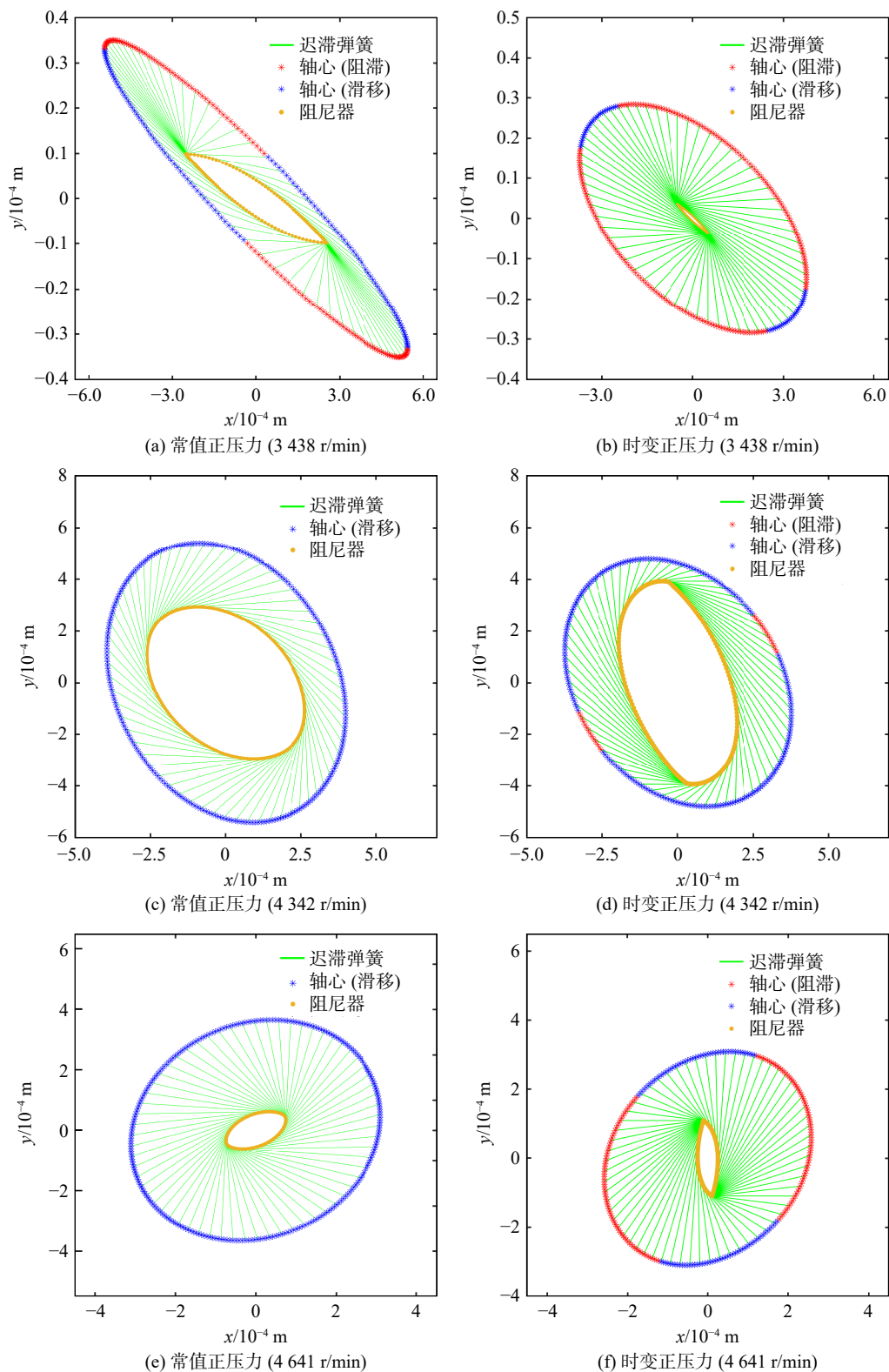


图 23 轴心、阻尼器和迟滞弹簧的运动轨迹

Fig. 23 Trajectory of the axis, damper and hysteresis spring

4 结 论

本文通过扩展傅里叶全局敏感性分析方法,研究了时变正压力干摩擦阻尼器在二维运动轨迹下的减振性能,形成了 2 倍频时变正压力控制策

略,并将其应用于某型航空发动机低压转子系统,评估了其针对多阶模态的减振效果,得出以下结论:

1) 对于圆形运动轨迹,时变正压力削弱了常

值正压力的减振性能; 对于椭圆形运动轨迹, 时变正压力可以增强常值正压力的减振性能。

2) 对于椭圆形运动轨迹, 时变正压力的减振效果主要由 2 阶谐波分量决定; 在最优常值正压力的基础上添加 2 阶谐波分量后, 振动响应可进一步降低 24.7%。

3) 在某型航空发动机低压转子系统中, 对弹支干摩擦阻尼器采用 2 倍频时变正压力控制策略, 与最优常正压力相比, 2 阶反进动、2 阶正进动和 3 阶反进动的共振峰值可分别进一步降低 35.6%、10.6% 和 5.1%。

参考文献:

- [1] 林京, 张博瑶, 张大义, 等. 航空燃气涡轮发动机故障诊断研究现状与展望[J]. 航空学报, 2022, 43(8): 626565.
Lin Jing, Zhang Boyao, Zhang Dayi, et al. Research status and prospect of fault diagnosis for gas turbine aeroengine[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2022, 43(8): 626565. (in Chinese)
- [2] 航空发动机设计手册编委会. 航空发动机设计手册: 第 19 册 转子动力学和整机振动[M]. 北京: 航空工业出版社, 2000.
- [3] 韩雪岩, 李晓健, 高俊. 挤压油膜阻尼器高速永磁电机转子动力学分析及优化设计[J]. 电机与控制学报, 2023, 27(10): 74-84, 95.
Han Xueyan, Li Xiaojian, Gao Jun. Rotor dynamics analysis and optimization design of squeeze oil film damper for high speed permanent magnet motor[J]. Electric Machines and Control, 2023, 27(10): 74-84, 95. (in Chinese)
- [4] 张广辉, 黄延忠, 陈亚龙, 等. 突加不平衡下弹性环挤压油膜阻尼器减振性能实验[J]. 航空动力学报, 2023, 38(1): 32-40.
Zhang Guanghui, Huang Yanzhong, Chen Yalong, et al. Experiment on vibration reduction performance of elastic ring squeeze film damper under sudden unbalance[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(1): 32-40. (in Chinese)
- [5] 周明, 李其汉, 晏砺堂. 弹性环式挤压油膜阻尼器减振机理研究 (2): 弹性环式挤压油膜阻尼器油膜力特性的求解[J]. 燃气涡轮试验与研究, 1999, 12(1): 30-33.
Zhou Ming, Li Qihan, Yan Litang. Study on vibration reduction mechanism of elastic ring squeezed oil film damper (2): solution of oil film force characteristics of elastic ring squeezed oil film damper [J]. Gas Turbine Experiment and Research, 1999, 12(1): 30-33. (in Chinese)
- [6] 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, Lyu 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)
- [7] 晏砺堂, 张世平, 李其汉. 高效多孔环挤压油膜阻尼器的减振特性研究[J]. 航空动力学报, 1993, 8(3): 225-233, 306.
Yan Litang, Zhang Shiping, Li Qihan. Vibration characteristics of rotor systems with porous squeeze film damper(psf) supports[J]. Journal of Aerospace Power, 1993, 8(3): 225-233, 306. (in Chinese)
- [8] 祝长生, 汪希莹. 新型动静压挤压油膜阻尼器减振特性的实验研究[J]. 振动工程学报, 1995(3): 281-285.
Zhu Changsheng, Wang Xixuan. An experimental investigation on the effectiveness of advanced hybrid squeeze film damper[J]. Journal of Vibration Engineering, 1995(3): 281-285. (in Chinese)
- [9] Zhu Changsheng. Dynamics of a rotor supported on magnet-rheological fluid squeeze film damper[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2001, 14(1): 6-12.
- [10] Ahn Y K, Yang B S, Morishita S. Directionally controllable squeeze film damper using electro-rheological fluid[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2002, 124(1): 105-109.
- [11] Vance J M, Ying D. Experimental measurements of actively controlled bearing damping with an electrorheological fluid[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2000, 122(2): 337-344.
- [12] Mu C, Darling J, Burrows C R. An appraisal of a proposed active squeeze film damper[J]. Journal of Tribology, 1991, 113(4): 750-754.
- [13] Thanh T Q, Kwan A K, Yoon J I. An application of the novel linear magnetic actuator to controllable squeeze film damper[C]//2008 International Conference on Smart Manufacturing Application. Piscataway, US: IEEE, 2008: 276-281.
- [14] 马艳红, 陆宏伟, 朱海雄, 等. 弹性环金属橡胶支承结构刚度设计与试验验证[J]. 航空学报, 2013, 34(6): 1301-1308.
Ma Yanhong, Lu Hongwei, Zhu Haixiong, et al. Structural stiffness design and experimental evaluation of elastic ring-metal rubber damper[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2013, 34(6): 1301-1308. (in Chinese)
- [15] Liu Yixiong, Mo Da, Nalianda D, et al. Review of more electric engines for civil aircraft[J]. International Journal of Aeronautical and Space Sciences, 2022, 23(4): 784-793.
- [16] Yuan Jie, Fantetti A, Denimal E, et al. Propagation of friction parameter uncertainties in the nonlinear dynamic response of turbine blades with underplatform dampers[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, 156: 107673.
- [17] Gao Qian, Fan Yu, Wu Yaguang, et al. Correction to: a harmonic balance-based method to predict nonlinear forced response and temperature rise of dry friction systems including frictional heat transfer[J]. Nonlinear Dynamics, 2023, 111(15): 14293.
- [18] Ferhatoglu E, Zucca S. On the non-uniqueness of friction forces and the systematic computation of dynamic response boundaries for turbine bladed disks with contacts[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, 160: 107917.
- [19] Ahmed R, Firrone C M, Zucca S. A test rig for the full characterization of the dynamics of shrouded turbine blades[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2023, 189: 110080.
- [20] Laxalde D, Thouverez F, Lombard J P. Forced response analysis of integrally bladed disks with friction ring dampers[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2010, 132: 011013.
- [21] Wu Y G, Li L, Fan Y, et al. Design of dry friction and piezoelectric hybrid ring dampers for integrally bladed disks based on complex nonlinear modes[J]. Computers & Structures, 2020, 233: 106237.
- [22] 范雨, 陈杰波, 吴亚光, 等. 基于压电纤维复合材料半主动干摩擦阻尼器的设计与实验研究[J]. 推进技术, 2024, 45(10): 2312075.
Fan Yu, Chen Jiebo, Wu Yaguang, et al. Design and experimental study of semi-active dry friction damper based on macro-fiber com-

- posite[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2024, 45(10): 2312075. (in Chinese)
- [23] 孙业凯, 吴亚光, 王兴, 等. 叶片/叶盘摩擦阻尼结构的非线性模态分析综述[J]. *航空动力学报*, 2022, 37(10): 2167-2187. Sun Yekai, Wu Yaguang, Wang Xing, et al. Review of nonlinear modal analysis in friction damping structures of blades/blade disks [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2022, 37(10): 2167-2187. (in Chinese)
- [24] Menq C H, Griffin J H, Bielak J. The forced response of shrouded fan stages[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 1986, 108(1): 50-55.
- [25] Menq C H, Griffin J H, Bielak J. The influence of a variable normal load on the forced vibration of a frictionally damped structure [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1986, 108(2): 300-305.
- [26] Gaul L, Nitsche R. Friction control for vibration suppression[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2000, 14(2): 139-150.
- [27] Lu L Y, Lin T K, Jheng R J, et al. Theoretical and experimental investigation of position-controlled semi-active friction damper for seismic structures[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2018, 412: 184-206.
- [28] Garrido H, Curadelli O, Ambrosini D. Semi-active friction tendons for vibration control of space structures[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2014, 333(22): 5657-5679.
- [29] Wu Y G, Li L, Fan Y, et al. Design of semi-active dry friction dampers for steady-state vibration: sensitivity analysis and experimental studies[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2019, 459: 114850.
- [30] 王四季, 王程阳, 林大方, 等. 主控式弹支干摩擦阻尼器一体化构型设计及减振实验研究[J]. *推进技术*, 2023, 44(8): 2203011. Wang Siji, Wang Chengyang, Lin Dafang, et al. Integrated configuration design and experimental research on vibration reduction of an active elastic support/dry friction damper[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2023, 44(8): 2203011. (in Chinese)
- [31] 王程阳, 王四季, 刘源, 等. 基于主控式弹支干摩擦阻尼器的航空发动机转子系统振动控制方法研究[J]. *航空动力学报*, 2025, 40(10): 20230529. Wang Chengyang, Wang Siji, Liu Yuan, et al. Research on vibration control methods of aircraft engine rotor system based on an active elastic support/dry friction damper[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2025, 40(10): 20230529. (in Chinese)
- [32] 张鹏, 何俊旭, 高象宏, 等. 主控式干摩擦阻尼器-双转子系统基于转速区间开关控制的振动抑制[J]. *航空动力学报*, 2025, 40(5): 20230478. Zhang Peng, He Junxu, Gao Xianghong, et al. Vibration control of active dry friction damper-dual rotor system based on rotational speed region on-off control[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2025, 40(5): 20230478. (in Chinese)
- [33] 高象宏, 蒋明宏, 张鹏, 等. 主控式弹支干摩擦阻尼器-单转子系统减振特性[J]. *振动工程学报*, 2025, 38(8): 1688-1698. Gao Xianghong, Jiang Minghong, Zhang Peng, et al. Vibration reduction characteristic of rotor system with active elastic support dry friction damper[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2025, 38(8): 1688-1698. (in Chinese)
- [34] Saltelli A, Tarantola S, Chan K P S. A quantitative model-independent method for global sensitivity analysis of model output[J]. *Technometrics*, 1999, 41(1): 39-56.
- [35] 廖明夫. 航空发动机转子动力学[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2015.
- [36] Ma H Y, Li L, Wu Y G, et al. Design of dry friction dampers for thin-walled structures by an accelerated dynamic Lagrange method [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2020, 489: 115550.
- [37] 李琳, 高钱, 吴亚光, 等. 考虑参数关联的缘板阻尼器减振性能分析[J]. *航空动力学报*, 2021, 36(8): 1657-1668. Li Lin, Gao Qian, Wu Yaguang, et al. On the vibration reduction performance of underplatform dampers considering parameter correlation[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2021, 36(8): 1657-1668. (in Chinese)
- [38] 高钱, 李琳, 吴亚光, 等. 考虑盘片耦合的缘板阻尼器减振性能分析方法[J]. *推进技术*, 2022, 43(7): 210034. Gao Qian, Li Lin, Wu Yaguang, et al. Vibration reduction performance of underplatform dampers considering blade-disk coupling [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2022, 43(7): 210034. (in Chinese)
- [39] Sun He, Zhang Dayi, Wu Yaguang, et al. A semi-analytical multi-harmonic balance method on full-3D contact model for dynamic analysis of dry friction systems[J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2024, 37(2): 309-329.
- [40] Afzal M, Lopez Arteaga I, Kari L. An analytical calculation of the Jacobian matrix for 3D friction contact model applied to turbine blade shroud contact[J]. *Computers & Structures*, 2016, 177: 204-217.
- [41] Fan Y, Wang S S, Wu Y G, et al. Dynamic prediction of elastic-supported rotor with friction damper based on 3D contact model[R]. London, UK: ASME Turbo Expo 2024: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, 2024.
- [42] 胡涛, 申立群, 朱镜达, 等. 基于 FAST 和 Sobol 指数法的雷达系统效能敏感性分析[J]. *系统工程与电子技术*, 2024, 46(2): 561-569. Hu Tao, Shen Liqun, Zhu Jingda, et al. Sensitivity analysis of radar system effectiveness based on FAST and Sobol index method [J]. *Systems Engineering and Electronics*, 2024, 46(2): 561-569. (in Chinese)
- [43] 李胜远, 张欢, 权亚旭, 等. 支承刚度各向异性对双转子系统进动状态的影响[J]. *噪声与振动控制*, 2024, 44(5): 93-99, 127. Li Shengyuan, Zhang Huan, Quan Yaxu, et al. Effect of support stiffness anisotropy on whirl state of dual-rotor systems[J]. *Noise and Vibration Control*, 2024, 44(5): 93-99, 127. (in Chinese)

(编辑: 秦理曼)