DOI: 10.3901/JME.2020.23.098

用于飞轮微振动抑制的黏弹性-干摩擦阻尼环设计*

贺晓东^{1,2} 黄修长^{1,2} 华宏星^{1,2}

(1. 上海交通大学机械系统与振动国家重点实验室 上海 200240;

2. 上海交通大学振动、冲击、噪声研究所 上海 200240)

摘要: 工程界采用阻尼环抑制飞轮的发射段振动放大和在轨微振动, 其抑振机理之一为动力吸振器。受飞轮工作环境的宽域温差影响, 阻尼环中采用的黏弹性材料的阻尼和刚度性能将发生变化, 破坏有阻尼动力吸振器工作的最优参数条件。针对该问题, 进一步研究阻尼环各界面可能存在的干摩擦阻尼的影响机理。建立了黏弹性-干摩擦阻尼环-飞轮系统的多自由度集中参数模型, 首先不考虑干摩擦阻尼, 根据飞轮系统的有效模态质量确定了黏弹性阻尼环的最优参数; 然后以该最优参数为初值, 利用遗传算法得到了干摩擦阻尼环和黏弹性-干摩擦阻尼环的最优参数。对比分析了黏弹性阻尼环、干摩擦阻尼环和黏弹性-干摩擦阻尼环在最优参数及非最优参数下飞轮传递到基础的扰动力响应。结果表明, 干摩擦阻尼能进一步拓宽黏弹性阻尼环的抑振频率范围, 并提高其鲁棒性。

关键词: 阻尼环; 动力吸振器; 干摩擦阻尼; 遗传算法; 有效模态质量

中图分类号: TB535, O322

Design of Viscoelastic-dry Friction Damping Ring for Micro-vibration Suppression of a Flywheel

HE Xiaodong^{1,2} HUANG Xiuchang^{1,2} HUA Hongxing^{1,2}

(1. State Key Laboratory of Mechanical System and Vibration, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240;

2. Institute of Vibration, Shock and Noise, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240)

Abstract: In the engineering field, damping ring is used to suppress the vibration amplification in launching phase and the micro vibration on orbit of the flywheel. One of the vibration suppression mechanisms is the dynamic vibration absorber (DVA). Due to the wide range of temperature difference in the working environment, the damping and stiffness properties of the viscoelastic materials used in the damping ring will change, which will destroy the optimal parameters of the damped DVA. For this problem, the influence of dry friction damping on the interface of the damping ring is further studied. A multi-degree-of-freedom lumped parameter model of the viscoelastic-dry friction damping ring-flywheel system is established. Firstly, the dry friction damping is not considered, according to the effective modal mass of the flywheel, the optimal parameters of the viscoelastic damping ring are determined. Then the optimal parameters of both the dry friction damping ring and the viscoelastic-dry friction damping ring are obtained by using the genetic algorithm. The disturbing forces transmitted to foundation by flywheel under both the optimal and non-optimal parameters are compared and analyzed. The results show that the dry friction damping can not only further broaden the viscoelastic damping ring's frequency range of vibration suppression, but also improve the robustness of the ring.

Key words: damping ring; dynamic vibration absorber(DVA); dry friction damping; genetic algorithm; effective modal mass

0 前言

在航天器发射段飞轮受到强大的振动冲击力, 飞轮轮体和轴承组件很容易损坏, 工程界提出采用

阻尼环(黏弹性材料提供刚度和阻尼)作为动力吸振器抑制飞轮的振动, 阻尼环的设计问题即动力吸振器的设计问题^[1]。动力吸振器设计的难点是其抑振性能对结构的振动特性十分敏感, 如果设计参数偏离最优值, 动力吸振器的抑振效果会降低, 尤其对于质量比较小的情况, 动力吸振器的性能恶化更明显^[2-3]。从实用性的角度讲, 要求动力吸振器的性能

* 国家自然科学基金资助项目(11672181)。20200305 收到初稿, 20200818 收到修改稿

对温度变化等环境因素不敏感, 当工作环境改变时仍使动力吸振器的性能保持稳定十分重要^[3]。阻尼环中采用的黏弹性材料的阻尼和刚度性能容易受温度影响, 导致阻尼环的抑振效果下降。如何使阻尼环在宽频率范围内对飞轮的振动保持稳定良好的抑制效果是阻尼环设计中需要解决的问题。在航空发动机叶片中, 干摩擦阻尼是目前应用最广泛的增加叶片阻尼、减小叶片振动的阻尼形式, 干摩擦阻尼具有阻尼受温度影响小的优点^[4-7]。本文根据干摩擦阻尼动力吸振器^[8-9]的相关研究工作, 进一步研究阻尼环中可能存在的干摩擦阻尼的影响。

飞轮是多自由度系统, 阻尼环的设计是多自由度系统的动力吸振器设计问题。基于单自由度系统的动力吸振器设计的成熟方法^[3, 10], 本文借鉴有效模态质量^[11]的概念, 通过计算多自由度主系统中被抑制模态的有效模态质量, 将阻尼环的设计问题转化为单自由度系统的动力吸振器设计。针对黏弹性-干摩擦阻尼环的设计, 本文利用遗传算法^[9, 12]计算其最优参数。其中, 优化变量是阻尼环的相关设计参数; 优化目标是飞轮传递到基础的扰动力峰值响应最小, 通过谐波平衡法和时频域交互法^[5-7, 13-15]获得飞轮的扰动力响应。

1 理论模型

1.1 集中参数模型

本文的研究对象和文献[1]中图 3 所示的阻尼环-飞轮系统相同, 进行抑制的目标模态是飞轮的“拍动振型”模态, 其特征为轮缘的上下舞动; 阻尼环的吸振模态表现为相邻弹性垫之间的部分上下舞动; 当阻尼环的吸振模态和飞轮的“拍动振型”模态相互作用时, 阻尼环起到动力吸振的作用。

在“拍动振型”模态中, 轴向和径向的振动耦合较弱。飞轮旋转产生的陀螺效应、离心力和应力刚化等效应对径向变形为主的模态影响较大, 而对轴向变形为主的“拍动振型”模态影响较小。因此本文仅考虑轴向方向的振动, 对阻尼环-飞轮系统的动力学特性进行抽象。如图 1 所示, 飞轮有 5 根轮辐, 将飞轮和阻尼环分成 5 个成对的扇区, 建立黏弹性-干摩擦阻尼环-飞轮系统的集中参数模型。图中, 飞轮系统由飞轮和轴承组件组成, 飞轮的各集中质量相等 $m_{r,i} = m_r (i = 1, 2, \dots, 5)$, 各质量的位移、连接刚度及各质量和轴承组件的连接刚度分别为 $x_{r,i}$ 、 k_{r0} 、 k_f ; 轴承组件的质量、刚度和位移分别为 m_b 、 k_b 、 x_b ; 不计飞轮系统的阻尼。阻尼环的

各集中质量也相等 $m_{r,i} = m_r$, 各质量的位移及连接刚度分别为 $x_{r,i}$ 、 k_{r0} 。考虑“拍动振型”模态时, 模型中各质量的振动方向均沿轴向, 各飞轮质量的位移 $x_{r,i}$ 均相等, 各阻尼环质量的位移 $x_{r,i}$ 也均相等。各对阻尼环质量和飞轮质量之间具有相同的刚度 k_r 、阻尼系数 c_r 和摩擦力 $f_{nl,i}$, 其中摩擦接触点的切向刚度、正压力和位移分别为 k_t 、 N 、 $x_{d,i}$ 。各飞轮质量受到相同相位的简谐激励力 $F = F_0 \cos \omega t$ 作用, 激励力的幅值和频率分别为 F_0 和 ω 。建立黏弹性-干摩擦阻尼环-飞轮系统的运动微分方程

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} + \mathbf{F}_{nl} = \mathbf{F} \quad (1)$$

式中, $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{C}$ 、 $\mathbf{K}$ 分别为系统的质量、阻尼和刚度矩阵, $\mathbf{x}$ 、 $\dot{\mathbf{x}}$ 、 $\ddot{\mathbf{x}}$ 、 $\mathbf{F}_{nl}$ 、 $\mathbf{F}$ 分别为系统的位移、速度、加速度、摩擦力和激励力向量。

图 1 黏弹性-干摩擦阻尼环-飞轮系统的集中参数模型

式(1)中各矩阵和向量的表达式如下。

质量矩阵

$$\mathbf{M} = \begin{pmatrix} \mathbf{M}_{rr} & \\ & \mathbf{M}_{ff} \end{pmatrix} \quad (2)$$

式中, $\mathbf{M}_{rr} = \text{diag}\{m_r\}_{5 \times 5}$, $\mathbf{M}_{ff} = \begin{pmatrix} \mathbf{M}_f & \\ & m_b \end{pmatrix}$,

$\mathbf{M}_f = \text{diag}\{m_r\}_{5 \times 5}$ 。

阻尼矩阵

$$\mathbf{C} = \begin{pmatrix} \mathbf{C}_{rr} & -\mathbf{C}_{rf} \\ -\mathbf{C}_{fr} & \mathbf{C}_{ff} \end{pmatrix} \quad (3)$$

式中, $\mathbf{C}_{rr} = \text{diag}\{c_r\}_{5 \times 5}$, $\mathbf{C}_{rf} = \mathbf{C}_{fr}^T = (\mathbf{C}_{rr} \mathbf{0}_{5 \times 1})$,

$$\mathbf{C}_{\text{ff}} = \begin{pmatrix} \mathbf{C}_{\text{rr}} & \\ & 0 \end{pmatrix}.$$

刚度矩阵

$$\mathbf{K} = \begin{pmatrix} \mathbf{K}_{\text{rr}} & -\mathbf{K}_{\text{rf}} \\ -\mathbf{K}_{\text{fr}} & \mathbf{K}_{\text{ff}} \end{pmatrix} \quad (4)$$

$$\mathbf{K}_{\text{rr}} = \begin{pmatrix} k_r + 2k_{r0} & -k_{r0} & 0 & 0 & -k_{r0} \\ -k_{r0} & & 0 & 0 & \\ 0 & & & 0 & \\ 0 & 0 & & -k_{r0} & \\ -k_{r0} & 0 & 0 & -k_{r0} & k_r + 2k_{r0} \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{K}_{\text{ff}} = \begin{pmatrix} k_r + k_f + 2k_{f0} & -k_{f0} & 0 & 0 & -k_{f0} & -k_f \\ -k_{f0} & & 0 & 0 & 0 & \\ 0 & & & 0 & 0 & \\ 0 & 0 & & -k_{f0} & 0 & \\ -k_{f0} & 0 & 0 & -k_{f0} & k_r + k_f + 2k_{f0} & -k_f \\ -k_f & & & -k_f & 5k_f + k_b \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{K}_{\text{rf}} = \mathbf{K}_{\text{fr}}^T = (\mathbf{K}_{\text{r}} \mathbf{0}_{5 \times 1}) \quad \mathbf{K}_{\text{r}} = \text{diag}\{k_r\}_{5 \times 5}$$

位移向量

$$\mathbf{x} = (\{x_{r,i}\}_{1 \times 5}, \{x_{f,i}\}_{1 \times 5}, x_b)^T \quad (5)$$

摩擦力向量

$$\mathbf{F}_{\text{nl}} = (\{1\}_{1 \times 5}, \{-1\}_{1 \times 5}, 0)^T f_{\text{nl}} \quad (6)$$

激励力向量

$$\mathbf{F} = (\{0\}_{1 \times 5}, \{1\}_{1 \times 5}, 0)^T F_0 \cos \omega t \quad (7)$$

对于飞轮和阻尼环之间的摩擦力, 本文采用弹性库仑摩擦模型, 摩擦力滞回曲线如图 2 所示。图中, 纵坐标 $f_{\text{nl},i}$ 表示非线性摩擦力, 横坐标 $z_i = x_{f,i} - x_{r,i}$ 表示飞轮和阻尼环的相对位移。倾斜段 1-2 和 3-4 对应摩擦接触点的黏滞状态, 其中斜率为切向刚度; 水平段 2-3 和 4-1 对应摩擦接触点的滑移状态, 其中极限摩擦力为 $\mu_f N$, μ_f 为摩擦系数。摩擦力的表达式为^[15, 7, 13]

$$f_{\text{nl},i}(z_i) = \begin{cases} k_t(z_i - x_{d,i}) & (\text{黏滞状态}) \\ \mu_f N \text{sgn}(\dot{x}_{d,i}) & (\text{滑移状态}) \end{cases} \quad (8)$$

式中, $\dot{x}_{d,i}$ 为摩擦接触点的速度。

图 2 摩擦力滞回曲线

1.2 量纲一模型

定义量纲一时间 $\tau = \omega t$ 及量纲一参数如下。

质量比

$$\mu_1 = m_r/m_f, \quad \mu_2 = m_b/m_f \quad (9)$$

刚度比

$$\bar{k}_b = k_b/k_f, \quad \bar{k}_{r0} = k_{r0}/k_f, \quad \bar{k}_{r0} = k_{r0}/k_r \quad (10)$$

频率比

$$g = \omega/\omega_{f,i}, \quad f_1 = \omega_f/\omega_{f,i}, \quad f_2 = \omega_b/\omega_{f,i} \quad (11)$$

式中, $\omega_{f,i}$ 为飞轮系统的第 i 阶频率, $\omega_f = \sqrt{k_f/m_f}$, $\omega_b = \sqrt{k_b/m_b}$ 。

阻尼环的阻尼比和刚度

$$\zeta_r = c_r/(2m_r\omega_{f,i}), \quad \bar{k}_r = k_r/k_f \quad (12)$$

切向刚度和极限摩擦力

$$\bar{k}_t = k_t/k_r, \quad \kappa = \mu_f N/F_0 \quad (13)$$

位移和传递力

$$X_i = x_i/\delta, \quad F = k_b x_b/(k_f \delta) \quad (14)$$

式中, $\delta = F_0/k_f$ 为静变形。

由式(1)得到黏弹性-干摩擦阻尼环-飞轮系统的量纲一运动微分方程

$$\bar{\mathbf{M}}\mathbf{x}'' + \bar{\mathbf{C}}\mathbf{x}' + \bar{\mathbf{K}}\mathbf{x} + \bar{\mathbf{F}}_{\text{nl}} = \bar{\mathbf{F}} \quad (15)$$

式中, $\mathbf{x}' = d\mathbf{x}/d\tau$ 、 $\mathbf{x}'' = d^2\mathbf{x}/d\tau^2$ 分别为量纲一系统的速度和加速度向量。

式(15)中其余各矩阵和向量的表达式如下。

质量矩阵

$$\bar{\mathbf{M}} = \text{diag}\{g^2\}_{11 \times 11} \quad (16)$$

阻尼矩阵

$$\bar{\mathbf{C}} = \begin{pmatrix} \bar{\mathbf{C}}_{\text{rr}} & -\bar{\mathbf{C}}_{\text{rf}} \\ -\bar{\mathbf{C}}_{\text{fr}} & \bar{\mathbf{C}}_{\text{ff}} \end{pmatrix} \quad (17)$$

式中, $\bar{\mathbf{C}}_{\text{rr}} = \text{diag}\{2\zeta_r g\}_{5 \times 5}$, $\bar{\mathbf{C}}_{\text{ff}} = \begin{pmatrix} \mu_1 \bar{\mathbf{C}}_{\text{rr}} & \\ & 0 \end{pmatrix}$,

$\bar{\mathbf{C}}_{\text{rf}} = (\bar{\mathbf{C}}_{\text{rr}} \mathbf{0}_{5 \times 1})$, $\bar{\mathbf{C}}_{\text{fr}} = \mu_1 \bar{\mathbf{C}}_{\text{rf}}^T$ 。

刚度矩阵

$$\bar{\mathbf{K}} = \begin{pmatrix} \bar{\mathbf{K}}_{\text{rr}} & -\bar{\mathbf{K}}_{\text{rf}} \\ -\bar{\mathbf{K}}_{\text{fr}} & \bar{\mathbf{K}}_{\text{ff}} \end{pmatrix} \quad (18)$$

式中, $\bar{\mathbf{K}}_{\text{rr}} = \frac{1}{\mu_1} f_1^2 \bar{k}_r \begin{pmatrix} 1 + 2\bar{k}_{r0} & -\bar{k}_{r0} & 0 & 0 & -\bar{k}_{r0} \\ -\bar{k}_{r0} & & 0 & 0 & \\ 0 & & & 0 & \\ 0 & 0 & & -\bar{k}_{r0} & \\ -\bar{k}_{r0} & 0 & 0 & -\bar{k}_{r0} & 1 + 2\bar{k}_{r0} \end{pmatrix}$,

$$\bar{\mathbf{K}}_{\text{ff}} = \begin{pmatrix} \bar{k}_r + 1 + 2\bar{k}_{r0} & -\bar{k}_{r0} & 0 & 0 & -\bar{k}_{r0} & -1 \\ -\bar{k}_{r0} & & 0 & 0 & 0 & \\ 0 & & & 0 & -\bar{k}_{r0} & \\ 0 & 0 & & -\bar{k}_{r0} & \bar{k}_r + 1 + 2\bar{k}_{r0} & -1 \\ -\bar{k}_{r0} & 0 & 0 & -\bar{k}_{r0} & \bar{k}_r + 1 + 2\bar{k}_{r0} & -1 \\ -\frac{1}{\mu_2} & & & -\frac{1}{\mu_2} & \frac{5}{\mu_2} + \left(\frac{f_2}{f_1}\right)^2 & \end{pmatrix},$$

$$\bar{\mathbf{K}}_{\text{rf}} = (\bar{\mathbf{K}}_r \mathbf{0}_{5 \times 1}), \bar{\mathbf{K}}_r = \text{diag} \left\{ \frac{1}{\mu_1} f_1^2 \bar{k}_r \right\}_{5 \times 5}, \bar{\mathbf{K}}_{\text{ff}} = \mu_1 \bar{\mathbf{K}}_{\text{rf}}^T.$$

摩擦力向量

$$\bar{\mathbf{F}}_{\text{nl}} = (\{\mathbf{1}\}_{1 \times 5}, \{-\mu_1\}_{1 \times 5}, \mathbf{0})^T \bar{f}_{\text{nl}} \quad (19)$$

式中, 摩擦力的表达式为

$$\bar{f}_{\text{nl}} = \begin{cases} \frac{1}{\mu_1} f_1^2 \bar{k}_r \bar{k}_t (z - x_d) \\ \frac{1}{\mu_1} f_1^2 \kappa \delta \text{sgn}(x'_d) \end{cases} \quad (20)$$

激励力向量

$$\bar{\mathbf{F}} = (\{\mathbf{0}\}_{1 \times 5}, \{\mathbf{1}\}_{1 \times 5}, \mathbf{0})^T f_1^2 \delta \cos \tau \quad (21)$$

首先不考虑干摩擦阻尼, 推导黏弹性阻尼环的最优阻尼比和刚度。黏弹性阻尼环等同于分布式动力吸振器, 不考虑飞轮的阻尼时, 黏弹性阻尼环的最优调谐频率比和最优阻尼比分别为^[2-3, 10]

$$f = \frac{\omega_r}{\omega_{t,i}} = \frac{1}{1 + A\mu} \quad (22)$$

$$\zeta_r = \sqrt{\frac{3A\mu}{8(1 + A\mu)^3}} \quad (23)$$

式中, $\omega_r = \sqrt{k_r/m_r}$ 定义为阻尼环的频率, μ 为阻尼环和飞轮的质量比, 参数 A 取决于飞轮的振型。

由式(12)和(22)得到阻尼环的最优刚度为

$$\bar{k}_r = \frac{m_r}{m_t} \frac{\omega_r^2/\omega_{t,i}^2}{\omega_f^2/\omega_{t,i}^2} = \mu_1 \frac{f^2}{f_1^2} \quad (24)$$

下面确定 μ 和 A 的值。针对飞轮的第 i 阶模态设计阻尼环时, 每个阻尼环质量和飞轮的有效模态质量之比为

$$\mu = m_r/m_{\text{eff},i} \quad (25)$$

式中, 飞轮的有效模态质量为^[11]

$$m_{\text{eff},i} = \frac{(\boldsymbol{\Phi}_i^T \mathbf{M}_{\text{ff}} \mathbf{r})^2}{\boldsymbol{\Phi}_i^T \mathbf{M}_{\text{ff}} \boldsymbol{\Phi}_i} \quad (26)$$

式中, $\boldsymbol{\Phi}_i$ 为飞轮的第 i 阶振型向量; $\mathbf{r}$ 为影响向量, 表示在单位基础位移的静态作用下各飞轮质量的位

移, 考虑“拍动振型”模态中各飞轮质量均沿轴向振动且位移相等, 取 $\mathbf{r} = \{\mathbf{1}\}_{6 \times 1}$ 。

若振型向量满足 $\boldsymbol{\Phi}_i^T \mathbf{M}_{\text{ff}} \boldsymbol{\Phi}_i = 1$, 则可由矩阵

$$\bar{\boldsymbol{\Phi}} = (\boldsymbol{\Phi}_1 \sqrt{m_{\text{eff},1}} \cdots \boldsymbol{\Phi}_6 \sqrt{m_{\text{eff},6}}) \quad (27)$$

直接计算得到飞轮的有效模态质量矩阵及对应的刚度矩阵

$$\mathbf{M}_{\text{eff}} = \bar{\boldsymbol{\Phi}}^T \mathbf{M}_{\text{ff}} \bar{\boldsymbol{\Phi}} = \begin{pmatrix} m_{\text{eff},1} & & & & & \\ & 0 & & & & \\ & & \ddots & & & \\ & & & 0 & & \\ & & & & & m_{\text{eff},6} \end{pmatrix} \quad (28)$$

$$\mathbf{K}_{\text{eff}} = \bar{\boldsymbol{\Phi}}^T \mathbf{K}_{\text{ff}} \bar{\boldsymbol{\Phi}} = \begin{pmatrix} k_{\text{eff},1} & & & & & \\ & 0 & & & & \\ & & \ddots & & & \\ & & & 0 & & \\ & & & & & k_{\text{eff},6} \end{pmatrix} \quad (29)$$

可见飞轮系统被减缩成了两自由度系统, 容易由式(28)和(29)计算出该减缩系统的振型矩阵为

$$\hat{\boldsymbol{\Phi}} = \begin{pmatrix} \hat{\phi}_{11} & \hat{\phi}_{12} & \cdots & \hat{\phi}_{16} \\ \hat{\phi}_{21} & \hat{\phi}_{22} & \cdots & \hat{\phi}_{26} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \hat{\phi}_{61} & \hat{\phi}_{62} & \cdots & \hat{\phi}_{66} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & & & & & \\ & 0 & & & & \\ & & \ddots & & & \\ & & & 0 & & \\ & & & & & 0 \\ & & & & & 1 \end{pmatrix} \quad (30)$$

于是参数 A 的值为^[2]

$$A = 5\hat{\phi}_{11}^2 = 5 \quad (31)$$

则黏弹性阻尼环的最优阻尼比和刚度分别为

$$\zeta_r = \sqrt{\frac{15\mu}{8(1 + 5\mu)^3}}, \bar{k}_r = \mu_1 f^2/f_1^2 \quad (32)$$

2 计算分析

2.1 黏弹性阻尼环的最优参数

已确定的系统参数如表 1 所示, 根据表 1 中的参数计算黏弹性阻尼环的最优参数, 如表 2 所示。根据表 2 中的最优参数计算飞轮传递到基础的扰动力(传递力)及位移响应, 并和无阻尼环的结果进行对比, 如图 3 所示。

表 1 已确定的系统参数

参数	取值	参数	取值
质量比 μ_1	0.064 4	刚度比 $\bar{k}_{r0}$	1
质量比 μ_2	0.653 9	刚度比 $\bar{k}_{t0}$	1
刚度比 $\bar{k}_b$	5.138 9	—	—

表 2 黏弹性阻尼环的最优参数

参数	质量比 μ	阻尼比 ζ_r	阻尼环刚度 $\bar{k}_r$
取值	0.011 7	0.136 0	0.028 0

由图 3 可见, 在共振频率 $g=1$ 附近, 传递力及位移响应均明显减小, 黏弹性阻尼环的动力吸振效果十分显著, 且飞轮的两个响应峰值相等, 满足有阻尼动力吸振器的最优设计。

图 3 有/无阻尼环时的传递力及位移响应

2.2 干摩擦阻尼环的最优参数

不考虑黏弹性阻尼时, 以表 2 中的最优参数为初值, 采用遗传算法^[9, 12]计算干摩擦阻尼环的最优参数。为了避免计算不收敛, 设定阻尼环具有 $\zeta_r=0.5\%$ 的小阻尼, 同时保持阻尼环和飞轮的质量比 $\mu=0.011 7$ 不变, 优化变量是 $\bar{k}_r$ 、 $\bar{k}_t$ 和 κ , 优化目标是传递力峰值响应最小。计算过程如下, 首先遗传算法根据给定的优化变量初值生成若干组随机变量, 然后将这些组随机变量代入式(15)中, 通过谐波平衡法和时频域交互法^[5-7, 13-15]计算传递力响应, 最终遗传算法经过多次优化计算, 筛选出传递力峰值响应最小时对应的一组变量取值为干摩擦阻尼环的最优参数。

优化变量的初值、变化范围及由遗传算法计算得到的最优值, 如表 3 所示。根据表 3 中的最优参数计算传递力及位移响应, 并和黏弹性阻尼环的结果进行对比, 如图 4 所示。计算在共振频率 $g=1$ 处, 量纲一的摩擦力滞回曲线及摩擦接触点的位移, 如

图 5 所示。

表 3 优化变量的初值、变化范围及最优值

参数	初值	变化范围	最优值
阻尼环刚度 $\bar{k}_r$	0.028 0	$\pm 50\%$	0.026 4
切向刚度 $\bar{k}_t$	1	[0.5, 5]	3.086 0
极限摩擦力 κ	0.3	$\pm 50\%$	0.219 9

由图 4 可见, 在两个峰值之间干摩擦阻尼环和黏弹性阻尼环的抑振效果接近, 但是在两个峰值处响应曲线出现跳跃现象, 可知若只采用干摩擦阻尼抑制飞轮振动, 干摩擦阻尼的抑振效果不稳定。

图 4 不同阻尼环时的传递力及位移响应

图 5a、5b 中, 倾斜段(1-2、3-4)和水平段(2-3、4-1)分别对应摩擦接触点的黏滞状态和滑移状态; 由图 5b 可见, 摩擦接触点的位移 X_d 始终与飞轮和阻尼环的相对位移 Z 保持同步变化; 由于切向刚度大于阻尼环刚度的 3 倍 ($\bar{k}_t > 3$), 因此摩擦接触点处于滑移状态的时间大于其处于黏滞状态的时间, 同时摩擦接触点的位移 X_d 与飞轮和阻尼环的相对位移 Z 大小接近。

图 5b 中摩擦接触点的位移变化情况和图 5a 中摩擦力滞回曲线的分段特性具有如下对应关系: 对于黏滞状态 1-2 段, 摩擦接触点的位移 X_d 不变(极大值), 摩擦力 F_m 、飞轮和阻尼环的相对位移 Z 及位移差 $Z - X_d$ 均由极大值减小至滑移状态出现; 对于滑移状态 2-3 段, 摩擦力 F_m 和位移差 $Z - X_d$ 不变,

摩擦接触点的位移 X_d 及飞轮和阻尼环的相对位移 Z 均继续减小至黏滞状态出现; 对于黏滞状态 3-4 段, 摩擦接触点的位移 X_d 不变(极小值), 摩擦力 F_{nl} 、飞轮和阻尼环的相对位移 Z 及位移差 $Z - X_d$ 均由极小值增大至滑移状态出现; 对于滑移状态 4-1 段, 摩擦力 F_{nl} 和位移差 $Z - X_d$ 不变, 摩擦接触点的位移 X_d 及飞轮和阻尼环的相对位移 Z 均继续增大至黏滞状态出现。一个完整的摩擦力滞回环的形成过程, 是摩擦接触点的状态周期性变化的结果。

图5 摩擦力滞回曲线及摩擦接触点的位移

为了找出图4中跳跃现象产生的原因, 计算两个跳跃点处飞轮和阻尼环的相对位移、摩擦接触点的位移及摩擦力滞回曲线, 如图6~8所示。首先由图5可知, 在两个峰值对应的频率之间(如 $g=1$ 处), 阻尼环有动力吸振的作用, 此时图5a中的摩擦力曲线是滞回环。图6和图7表明, 当远离峰值对应的频率时(如低频 $g=0.5$ 处或高频 $g=1.5$ 处), 飞轮和阻尼环的相对位移及摩擦接触点的位移都接近0, 可知阻尼环基本没有动力吸振的作用, 此时图8中的滞回环($g=0.5$ 和 $g=1.5$)趋近于直线。

考虑频率由小到大变化, 由图6a和图7a可见, 从第一处跳跃出现, 飞轮和阻尼环的相对位移及摩擦接触点的位移在很窄的频率范围内迅速变大, 可知第一处跳跃是阻尼环的动力吸振效果产生($g=0.8705$)并增强($g=0.8780$)的过程; 此时图8a中滞回环的包络面积也迅速变大, 表明摩擦阻尼在一个振动周期内消耗的能量增加。由图6b和图

7b可见, 从第二处跳跃出现, 飞轮和阻尼环的相对位移及摩擦接触点的位移在很窄的频率范围内迅速变小, 可知第二处跳跃是阻尼环的动力吸振效果开始减弱($g=1.0807$)并消失($g=1.0995$)的过程; 此时图8b中滞回环的包络面积也迅速变小, 表明摩擦阻尼在一个振动周期内消耗的能量减少。因此每经过一处跳跃, 阻尼环的工作状态都发生改变, 其中摩擦力起到了“开关”的作用。

图6 跳跃点处飞轮和阻尼环的相对位移

图7 跳跃点处摩擦接触点的位移

图8 跳跃点处的摩擦力滞回曲线

2.3 黏弹性-干摩擦阻尼环的最优参数

仍采用遗传算法计算黏弹性-干摩擦阻尼环的最优参数,保持阻尼环和飞轮的质量比 $\mu=0.0117$ 不变,优化变量的初值、变化范围及由遗传算法计算得到的最优值,如表4所示。根据表4中的最优参数计算传递力及位移响应,并和黏弹性阻尼环的结果进行对比,如图9所示。计算在共振频率 $g=1$ 处,量纲一的摩擦力滞回曲线及摩擦接触点的位移,如图10所示。

表4 优化变量的初值、变化范围及最优值

参数	初值	变化范围	最优值
阻尼比 ζ_r	0.136 0		0.093 8
阻尼环刚度 $\bar{k}_r$	0.028 0	$\pm 50\%$	0.015 8
切向刚度 $\bar{k}_t$	1		0.893 5
极限摩擦力 κ	0.3		0.384 8

由图9可见,黏弹性-干摩擦阻尼环和黏弹性阻尼环的抑振效果十分接近,黏弹性-干摩擦阻尼环也具有动力吸振的特性且抑振频率范围更宽,可知干摩擦阻尼进一步拓宽了黏弹性阻尼环的抑振频率范围。由图10可见,除了可以得到图5中相同的结论外,由于在黏弹性-干摩擦阻尼环中切向刚度小于阻尼环的刚度($\bar{k}_t < 1$),因此摩擦接触点处于黏滞状态的时间大于其处于滑移状态的时间,摩擦接触点的位移远小于飞轮和阻尼环的相对位移。

图9 不同阻尼环时的传递力及位移响应

图10 摩擦力滞回曲线及摩擦接触点的位移

2.4 非最优参数下的传递力

考虑阻尼比和刚度均可能变化 $\pm 50\%$ 的情形,对比分析黏弹性-干摩擦阻尼环和黏弹性阻尼环在非最优参数下的抑振效果,计算传递力响应如图11所示。由图11ab可见,阻尼比和刚度的变化均导致传递力响应峰值增大,其中刚度的影响更显著。由图11a可见,在共振频率 $g=1$ 附近,当阻尼比变小时,采用黏弹性-干摩擦阻尼环时传递力变化较小;

当阻尼比变大时, 黏弹性-干摩擦阻尼环的抑振效果略好于黏弹性阻尼环。由图 11b、11c 可见, 对于这两种阻尼环, 当刚度变小时, 在高频处的传递力峰值明显增大, 且随着阻尼比增大, 峰值对应的频率接近共振频率; 当刚度变大时, 在低频处的传递力峰值明显增大, 但采用黏弹性-干摩擦阻尼环时传递力峰值明显较小。同时由图 11b、11c、11d 可见, 只要刚度发生变化, 在共振频率附近, 黏弹性-干摩擦阻尼环的抑振效果均好于黏弹性阻尼环。可知, 干摩擦阻尼提高了黏弹性阻尼环的鲁棒性。

图 11 非最优参数下的传递力响应

3 结论

(1) 关于阻尼环的最优参数, 黏弹性阻尼环的最优参数根据飞轮系统的有效模态质量获得, 干摩擦阻尼环和黏弹性-干摩擦阻尼环的最优参数利用遗传算法获得。

(2) 关于阻尼环的抑振性能, 在最优参数下, 黏弹性阻尼环满足最优有阻尼动力吸振器的设计要求, 干摩擦阻尼环及黏弹性-干摩擦阻尼环都和黏弹性阻尼环的抑振效果接近, 其中黏弹性-干摩擦阻尼环的抑振频率范围更宽, 而干摩擦阻尼环的抑振效果不稳定; 在非最优参数下的研究表明, 干摩擦阻尼能够提高黏弹性阻尼环的鲁棒性。

参 考 文 献

- [1] 黄修长, 丁泉惠, 王勇, 等. 发射段阻尼环对飞轮轮体振动放大的黏弹性阻尼动力吸振抑振机理分析和实验研究[J]. 振动与冲击, 2019, 38(9): 266-270.
HUANG Xiuchang, DING Quanhui, WANG Yong, et al. Theoretical analysis and tests for mechanisms of viscoelastic damping ring as a dynamic absorber and vibration amplification of flywheel in launching phase[J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(9): 266-270.
- [2] 朱学治, 刘潇翔, 焦映厚, 等. 用于含阻尼薄板结构减振的分布式动力吸振器的优化方法研究[J]. 振动与冲击, 2019, 38(11): 75-79.
ZHU Xuezhi, LIU Xiaoxiang, JIAO Yinghou, et al. Optimization method for distributed dynamic vibration absorbers applied in vibration reduction of damped thin plate structures[J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(11): 75-79.
- [3] 背户一登. 动力吸振器及其应用[M]. 任明章, 译. 北京: 机械工业出版社, 2013.
SETO K. Dynamic vibration absorber and its application [M]. REN Mingzhang, Trans. Beijing: China Machine Press, 2013.
- [4] GRIFFIN J H. A review of friction damping of turbine blade vibration[J]. International Journal of Turbo and Jet Engines, 1990, 7(3/4): 297-308.
- [5] LAXALDE D, THOUVEREZ F, SINOUE J J, et al. Qualitative analysis of forced response of blisks with friction ring dampers[J]. European Journal of Mechanics A/Solids, 2007(26): 676-687.
- [6] 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(1): 011013.
- [7] 李琳, 刘久周, 李超. 干摩擦阻尼器对宽频多阶次激励减振效果分析[J]. *航空动力学报*, 2016, 31(9): 2171-2180.
- LI Lin, LIU Jiuzhou, LI Chao. Analysis on damping effect of dry friction damper under wideband multi-harmonic excitation[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2016, 31(9): 2171-2180.
- [8] 白鸿柏, 张培林, 黄协清. 干摩擦动力吸振器简谐激励响应计算的最优化方法研究[J]. *振动与冲击*, 2000, 19(3): 43-45.
- BAI Hongbai, ZHANG Peilin, HUANG Xieqing. Study on the response computation method of a two degrees-of-freedom vibration absorber system with variable coefficient of sliding friction using optimum approximate technique[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2000, 19(3): 43-45.
- [9] SINHA A, TRIKUTAM K T. Optimal vibration absorber with a friction damper[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2018, 140(2): 021015.
- [10] 吴天行, 华宏星. *机械振动*[M]. 北京: 清华大学出版社, 2014.
- WU Tianxing, HUA Hongxing. *Mechanical vibration*[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2014.
- [11] PAPADRAKAKIS M, LAGAROS N D, PLEVRIS V. Optimum design of structures under seismic loading[C]// *European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering*, 2000, 95(1): 8-10.
- [12] 黄修长. 舱筏隔振系统声学设计及优化、控制[D]. 上海: 上海交通大学, 2011.
- HUANG Xiuchang. Acoustic modeling, optimization and control of floating raft system[D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2011.
- [13] LIU J Z, LI L, FAN Y. A comparison between the friction and piezoelectric synchronized switch dampers for blisks[J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2018, 29(12): 2693-2705.
- [14] CAMERON T M, GRIFFIN J H. An alternating frequency/time domain method for calculating the steady-state response of nonlinear dynamic systems[J]. *Journal of Applied Mechanics*, 1989, 56(1): 149-154.
- [15] LIU J, LI L, HUANG X, et al. Dynamic characteristics of the blisk with synchronized switch damping based on negative capacitor[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2017, 95(1): 425-445.
-
- 作者简介: 贺晓东, 男, 1992 年生, 博士研究生。主要研究方向为振动分析与控制。
E-mail: hexiaodong@sjtu.edu.cn
- 黄修长(通信作者), 男, 1983 年生, 博士, 副研究员, 博士研究生导师。主要研究方向为振动分析与控制。
E-mail: xchhuang@sjtu.edu.cn