

一种转子动力吸振器的参数优化方法

刘子良¹, 许琦², 李文龙¹, 姚红良¹, 闻邦椿¹

(1. 东北大学 机械工程与自动化学院, 沈阳 110819;

2. 沈阳工业大学 机械工程学院, 沈阳 110870)

摘 要: 对于抑制转子系统启机过临界转速时过大振动的动力吸振器进行参数优化设计,以达到最优抑振目的。利用有限元方法建立动力吸振器-转子耦合系统的动力学方程,求得耦合系统的半数值半解析的响应表达式。设计优化策略利用响应解与限边界的坐标轮换法相结合,寻找动力吸振器的最佳设计变量;将所得最优参数的动力吸振器与常规优化设计方法设计的动力吸振器的抑振性能进行对比,并分析动力吸振器对参数最优偏离的敏感性。结果表明:该参数优化方法优化的动力吸振器能降低1阶共振幅值达45.4%,说明了该方法的有效性;该方法比两种有效的常规优化方法优化的动力吸振器的抑振效果分别高11.2%、9%,可见其优化效果的优越性;与阻尼最优偏离相比,该参数优化方法优化的动力吸振器的抑振性能对刚度最优偏离具有更高的敏感性。

关键词: 转子; 动力吸振器; 振动抑制; 有限元方法; 参数优化

中图分类号: TH113

文献标志码: A

Parameter optimization method of rotor dynamic vibration absorber

LIU Ziliang¹, XU Qi², LI Wenlong¹, YAO Hongliang¹, WEN Bangchun¹

(1. School of Mechanical Engineering and Automation,
Northeastern University, Shenyang 110819, China;

2. School of Mechanical Engineering,
Shenyang University of Technology, Shenyang 110870, China)

Abstract: The parameters of the dynamic vibration absorber used to suppress the excessive vibration of the rotor system were designed to optimize the vibration suppression. The dynamic equation of the dynamic vibration absorber-rotor coupling system was established by using the finite element method, and the response expression of the half-numerical half-resolution of the coupled system was obtained. The design optimization strategy was used to find the best design variable of the dynamic vibration absorber by combining the coordinate solution of the response solution and the bounded boundary. The sensitivity of the dynamic vibration absorber to the optimal deviation of different parameters was analyzed by comparing with the existing optimal design method of dynamic vibration absorber. The results show that the optimized the dynamic vibration absorber can reduce the amplitude of first order resonance by 45.4%, which shows the effectiveness of the method; this method is 11.2% and 9% higher than that of two effective conventional optimization methods, which can optimize the optimization effect of the dynamic vibration absorber; compared with the damped optimal

收稿日期: 2017-05-09

基金项目: 国家重点基础研究发展计划(2012CB026006); 国家自然科学基金(51475085)

作者简介: 刘子良(1984—),男,博士生,主要从事转子动力学及其振动控制。

引用格式: 刘子良,许琦,李文龙,等.一种转子动力吸振器的参数优化方法[J].航空动力学报,2018,33(10):2359-2366. LIU Ziliang, XU Qi, LI Wenlong, et al. Parameter optimization method of rotor dynamic vibration absorber[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(10): 2359-2366.

deviation, the vibration suppression performance of the dynamic optimized vibration absorber has a higher sensitivity the optimal deviation of stiffness.

Key words: rotor; dynamic vibration absorber; vibration suppression; finite element method; parameters optimization

旋转机械启停机过程中,由于转子系统内存在质量不平衡,通过 1 阶临界转速附近时,系统发生共振,振动异常剧烈。剧烈的振动会严重影响设备零部件间的配合精度,提高轴系间不对中等故障的产生几率,严重影响设备的稳定运行及使用寿命。若设备历经长期运转,零部件间已出现配合精度下降、关键位置疲劳磨损等问题,此时,共振又极大提高了碰摩等次生故障的发生几率。因此,对转子系统共振进行最大程度地控制具有重要的意义^[1]。

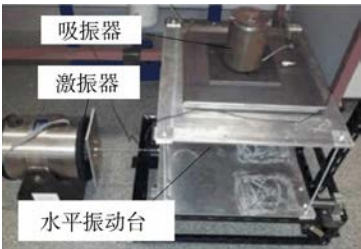
目前,转子系统的振动控制方法分为被动控制、半主动控制、主动控制三种类型。常用的被动控制方法主要为采用自适应的弹簧、阻尼元件等,例如采用形状记忆金属橡胶^[2]、挤压油膜阻尼器^[3];常用的半主动控制方法是采用智能材料实现被动抑振的同时又能在一定参数范围内实现可控抑振^[4-6];常见的主动控制方法则为利用电磁轴承^[7]或致动器^[8]对转子施加实时反馈力从而控制其振动。动力吸振器作为一种有效的振动控制方式被各领域广泛应用。同样,在转子系统的振动控制方面也可发挥重要的作用。动力吸振器根据刚度、阻尼单元参数是否可调,也可分为被动式和半主动式两大类。Al-Bedoor 等^[9]利用双重吸振器有效抑制了压缩机系统瞬间过大扭振,大幅减少了扭转振动的持续时间。Song 等^[10]利用刚度和阻尼可调的磁性动力吸振器将转子不平衡振动的振幅降低了 90%。Fontes 等^[11]利用旋转动力吸振器有效地降低了转子系统启机过程中过 1 阶临界转速时共振振幅过大的问题。张炳康等^[12]设计了一种环形动力吸振器能够降低转子系统过临界转速时的共振振幅达 70% 以上。黄秀金、王晨阳等^[13-14]也利用半主动动力吸振器有效解决了转子系统过 1 阶临界转速的振动过大问题。多项研究体现了动力吸振器在转子振动控制方面的有效性。但是,目前所有研究均未对转子动力吸振器的参数进行有效的最优化设计。虽然非最优参数的动力吸振器能够在一定程度上抑制转子系统振动,但需对振动进行更大幅度抑制时非最优参数动力吸振器的抑振性能又满足不了实际需求。此外,部分非优参数的动力吸振器可能会造成转

子系统的振动加剧,增加运行失稳的风险。因此,寻找一种转子动力吸振器的参数优化设计方法则具有重要意义。

本文从有限元理论出发,建立的动力吸振器-转子耦合系统的动力学方程,求得耦合系统的半数值半解析的响应解,然后结合数值优化方法,对用于转子系统过 1 阶共振区时因质量不平衡而产生的不良横向振动抑制的动力吸振器进行参数优化。对经参数优化后的动力吸振器的抑振性能及动力吸振器性能对参数最优偏离的敏感性进行了分析。

1 转子动力吸振器的结构及安装形式

本文的转子动力吸振器主要用于转子横向振动抑制。但是,转子系统属旋转类机械,转子动力吸振器与用于以平动为主要运动形式的主系统(简称平动主系统)抑振目的的动力吸振器相比,其结构及安装形式有很大不同。平动类主系统与动力吸振器大多数通过吸振器的弹簧或阻尼元件与主系统直接耦联即可(图 1(a))^[15];而转子动力吸振器则需要配置间接耦联的轴承连接机构与转轴配合,再将吸振器的刚度或阻尼元件与轴承连接机构相连,才能完成转轴与吸振器质量单元间的力传递,如图 1(b)^[14]、图 1(c)所示。



(a)



(b)

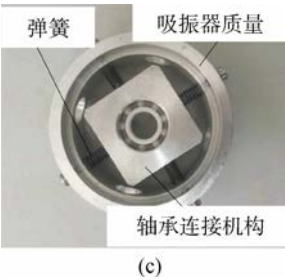


图 1 平动机构与旋转机构的动力吸振器

Fig. 1 Translation mechanism and the rotating body of the dynamic vibration absorber

2 动力吸振器-转子耦合系统的动力学方程

2.1 未附加动力吸振器时转子系统的动力学方程

本文研究的动力吸振器主要针对转子系统过共振时横向振动过大的问题,并假设造成该问题的唯一原因是转子系统中存在质量不平衡。由质量偏心产生的不平衡力作为外力作用在转子上,将其分解为横向上相互垂直的两个分力,如图 2 中的 F_x 、 F_y 所示。

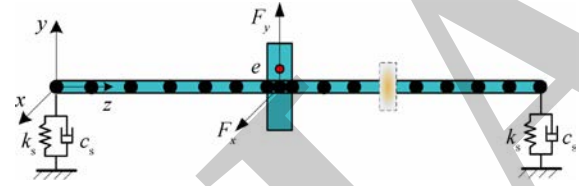


图 2 系统简图

Fig. 2 System diagram

利用有限元方法将未附加动力吸振器转子系统离散为 q 个节点,然后根据拉格朗日方程求得系统的动力学方程,如下:

$$M_p \ddot{x}_p + (C_p + G_p) \dot{x}_p + K_p x_p = F_p(t) \quad (1)$$

式中 M_p 、 C_p 、 G_p 、 K_p 分别为转子系统的质量、阻尼、陀螺、刚度矩阵; x_p 为位移向量; $F_p(t)$ 为转子系统受到的外激向量,即圆盘质量偏心产生的离心力。

2.2 转子动力吸振器的动力学模型简化

图 1(b)、图 1(c)所示转子动力吸振器结构简单,制造方便,但上述吸振器均未涉及含有阻尼元件的元件。工程应用中,许多弹簧元件的阻尼因素不能忽略,如作为弹簧元件使用的叠层橡胶、磁流变弹性体等。并且,动力吸振器采用阻尼单元,能更有效降低主系统的振动,使工作频率变化过程中主系统的振动更平稳。所以,本文优化设计

的转子动力吸振器采用质量-阻尼-弹簧系统。动力吸振的基本原理是利用动力吸振器对主系统的反作用力平衡主系统上所受外激励,从而使系统振动降低。根据转子系统的受力形式,可将转子动力吸振器分解为与不平衡力相对应的两个独立的单自由度质量-阻尼-弹簧系统,即 $m_{ax}-c_{ax}-k_{ax}$ 系统和 $m_{ay}-c_{ay}-k_{ay}$ 系统如图 3 中虚线框所示。当转子系统对称支承时,可将两个方向吸振器设计为等参吸振器。

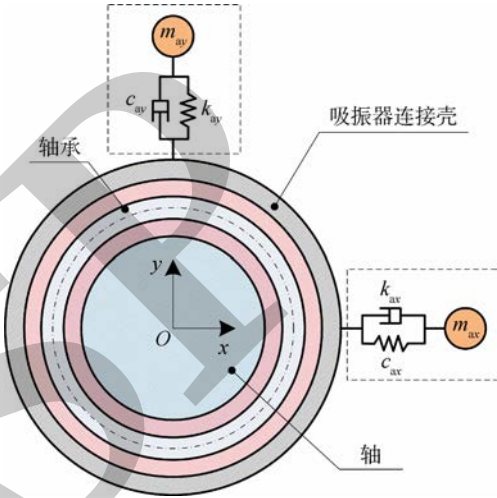


图 3 转子动力吸振器的模型简化

Fig. 3 Model simplification of rotor dynamic vibration absorber

2.3 动力吸振器-转子耦合系统的动力学建模

将简化后的吸振器引入到转子系统中,则动力吸振器-转子耦合系统的动力学方程为

$$M \ddot{x} + (C + G) \dot{x} + Kx = F(t) \quad (2)$$

其中,

$$M = \begin{bmatrix} M_p & 0 \\ 0 & M_a \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} C_p + C_{a1} & C_{pa} \\ C_{pa}^T & C_a \end{bmatrix},$$
$$K = \begin{bmatrix} K_c + K_{a1} & K_{pa} \\ K_{pa}^T & K_a \end{bmatrix}, G = \begin{bmatrix} G_p & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix},$$
$$F(t) = \begin{bmatrix} F_p(t) \\ 0 \end{bmatrix}$$

式中 M_a 、 C_a 、 K_a 为动力吸振器系统的质量、阻尼和刚度矩阵, C_{a1} 、 K_{a1} 表示分别将 c_{ax} 、 c_{ay} 和 k_{ax} 、 k_{ay} 加到与 C_p 等维的零矩阵中的第 $j-1$ 个和第 j 个对角线位置。

$$M_a = \begin{bmatrix} m_{ax} & 0 \\ 0 & m_{ay} \end{bmatrix}, C_a = \begin{bmatrix} c_{ax} & 0 \\ 0 & c_{ay} \end{bmatrix},$$
$$K_a = \begin{bmatrix} k_{ax} & 0 \\ 0 & k_{ay} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{C}_{pa} = \begin{bmatrix} 0 \cdots 0 & -c_{ax} & 0 & 0 \cdots 0 \\ 0 \cdots 0 & 0 & -c_{ay} & 0 \cdots 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 \cdots 0 & 0 & 0 & 0 \cdots 0 \end{bmatrix}^T,$$
$$\mathbf{K}_{pa} = \begin{bmatrix} 0 \cdots 0 & -k_{ax} & 0 & 0 \cdots 0 \\ 0 \cdots 0 & 0 & -k_{ay} & 0 \cdots 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 \cdots 0 & 0 & 0 & 0 \cdots 0 \end{bmatrix}^T.$$

将激励力写成 $\mathbf{F}(t) = \mathbf{F}_0(\omega) e^{i\omega t}$, 将系统的响应 $\mathbf{x}$ 表示为 $\mathbf{x} = \mathbf{X} e^{i\omega t}$, 则公式(2)可变化为

$$-i\omega^2 \mathbf{M} \mathbf{X} + i\omega(\mathbf{C} + \mathbf{G}_p) \mathbf{X} + \mathbf{K} \mathbf{X} = \mathbf{F}_0(\omega) \quad (3)$$

其中, i 为复数单位;

则, 系统的响应幅值可表示为

$$\mathbf{X} = \mathbf{H}^{-1} \mathbf{F}_0(\omega) \quad (4)$$

其中, $\mathbf{H} = -i\omega^2 \mathbf{M} + i\omega(\mathbf{C} + \mathbf{G}_p) + \mathbf{K}$.

系统中第 j 个节点半数值半解析的响应幅值可以表示为

$$\mathbf{X}_j = \mathbf{H}_{r_j}^{-1} \mathbf{F}_0(\omega) \quad (5)$$

其中, $\mathbf{H}_{r_j}^{-1}$ 表示 $\mathbf{H}^{-1}$ 的第 j 行。

为称呼方便, 下文将未附加动力吸振器的转子系统简称主系统, 两者构成的新系统简称为耦合系统。

3 主系统的仿真参数及模态分析

3.1 仿真参数

本文采用具有对称支承的圆盘偏置的 Jeffcott 转子系统作为主系统, 将主系统离散为 10 个节点 n_i 。节点 n_5 处为圆盘的中心位置, 存在质量偏心, 质量偏心积为 $me = 1 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}$ 。节点 n_1, n_{10} 处为支承位置, 支承刚度 $k_s = 1 \times 10^8 \text{ N/m}$, 阻尼为 $c_s = 7 \times 10^5 \text{ (N} \cdot \text{s)/m}$, 轴段参数如表 1 所示, L_i, d_i 分别表示轴段 l_i 的长度、直径。

表 1 轴段参数
Table 1 Parameters of shaft

参数	轴段								
	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6	l_7	l_8	l_9
L_i/mm	60	60	50	10	10	50	50	50	50
d_i/mm	10	10	10	80	80	10	10	10	10

3.2 模态分析

对如上参数的主系统建模并进行模态分析, 得到主系统的前 3 阶的临界转速和 1 阶 y 向振型, 分别如表 2 和图 4 所示。

表 2 主系统前 3 阶临界转速
Table 2 Main third-order critical speed of the primary system

阶次	1 阶	2 阶	3 阶
临界转速/ 10^4 (r/min)	0.3191	2.428	6.136

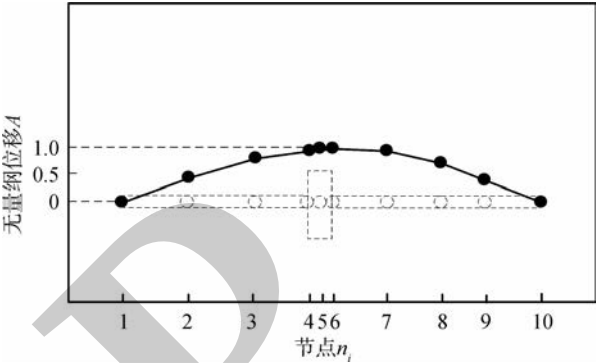


图 4 主系统的 1 阶振型图

Fig. 4 The first order form of the primary system

通过观察振型图可知, 发生 1 阶共振时主系统上振幅最大点为节点 n_5 。因此, 将节点 n_5 作为目标抑振点, 并以该点的振幅作为动力吸振器抑振性能的评估载体。

4 动力吸振器的参数优化设计

4.1 三种常规设计方法

对连续体主系统进行某阶共振抑制, 比较常用的方法是计算得出对应于该阶的等效质量和等效刚度, 将主系统简化为单自由度系统, 然后附加固有频率与主系统固有频率相等或相近的单自由度动力吸振器构成二自由度耦合系统。二自由度耦合系统按主系统及吸振器系统是否存在阻尼分为三类, 对应着三种常用的动力吸振器参数优化设计方法, 本节将分别利用三种方法对转子动力吸振器进行参数设计。

利用固有模态法计算得到主系统的 1 阶等效质量为 $m_p = 1.1073 \text{ kg}$ 。动力吸振器与主系统的质量之比记为 $\mu = m_a/m_p$, 令动力吸振器的质量比 $\mu = 0.15$ 。

方法 1 主系统假设为单自由度质量-弹簧系统, 动力吸振器设计为单自由度质量-弹簧系统 DVA1。此类型的动力吸振器只需使 $\omega_a = \omega_p$ 即可, 图 1(b)、图 1(c) 所示动力吸振器的设计方法即该方法。

方法 2 主系统假设为单自由度质量-弹簧

系统,动力吸振器设计为单自由度质量-阻尼-弹簧系统 DVA2。Den Hartog^[16] 和 Brock^[17] 的研究证明,此类型动力吸振器的参数只需满足式(6)即可达到最优抑振性能。

$$\left. \begin{aligned} \gamma_{\text{opt}} &= \omega_a/\omega_p = 1/(1+\mu) \\ \zeta_{\text{opt}} &= \sqrt{3\mu/8(1+\mu)^3} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式中 γ_{opt} 为最优频率比; ζ_{opt} 为最优阻尼比。

方法 3 主系统假设为单自由度质量-阻尼-弹簧系统,动力吸振器设计为单自由度质量-阻尼-弹簧系统 DVA3。池田健等^[18] 利用数值解析的方法推导了此类型的最优设计公式,当动力吸振器的参数满足式(7)即可达到最优抑振性能。

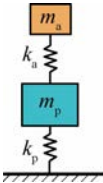
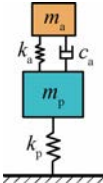
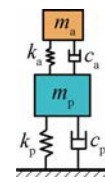
$$\left. \begin{aligned} \gamma_{\text{opt}} &= 1/(1+\mu) - (0.241 + 1.74\mu - 2.6\mu^2)Z - (1 - 1.9\mu + \mu^2)Z^2 \\ \zeta_{\text{opt}} &= \sqrt{3\mu/8(1+\mu)} + (0.13 + 0.12\mu + 0.4\mu^2)Z - (0.01 + 0.9\mu + 3\mu^2)Z^2 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

式中 Z 为主系统的结构材料阻尼比。

利用如上三种常规方法设计单自由度动力吸振器,参数如表 3 所示。将三种动力吸振器分别应用于主系统,对主系统节点 n_s 的 y 向共振的抑振效果如图 5 所示。图中纵坐标振幅放大率 β 指附加动力吸振器后主系统的共振振幅与未附加动力吸振器时共振振幅之比,横坐标 λ 为转速与 1 阶临界转速之比。由于附加 DVA1,主系统在原本的 1 阶临界转速区域出现了两个新共振峰。其前一峰值虽然小于未附加吸振器的共振峰值,但后一峰值却远远大于原峰值。根据方法 1 设计的 DVA1 的抑振效果远远未达到理想状态。观察附

表 3 三种动力吸振器及振幅放大率

Table 3 Three kinds of dynamic vibration absorber and amplitude magnification

系统与最优参数	动力吸振器类型		
	DVA1	DVA2	DVA3
耦合系统简图			
$k_{\text{aopt}} / 10^4 \text{ (N/m)}$	1.67	1.26	1.25
$c_{\text{aopt}} / ((\text{N} \cdot \text{s})/\text{m})$	0	19.43	22.5

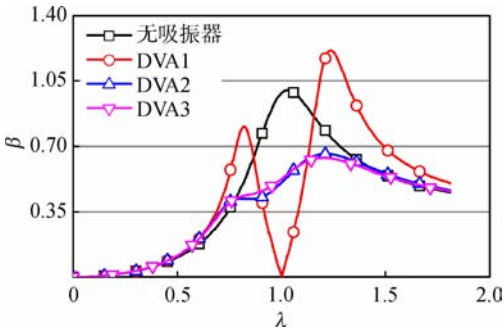


图 5 附加常规方法设计的动力吸振器的主系统的振幅放大率

Fig. 5 Amplitude magnification of the primary system with the dynamic vibration absorber designed conventional method

加 DVA2、DVA3 后的主系统频响曲线。虽然两个新的共振峰值均小于原峰值,但后者的振幅要远大于前者。可知,这两种动力吸振器对主系统的抑振并没有达到最优效果。因此,有必要对动力吸振器的参数进一步优化。

4.2 本文提出的优化设计方法

4.2.1 优化数学模型

本文动力吸振器的最优化问题为寻找最优的 k_a 、 c_a 使主系统启机过程中过 1 阶临界转速时节点 n_j 的共振振幅 X_j 的最大值最小。目标函数为 $f(\mathbf{V}_d) = X_j = \mathbf{H}_{r_j}^{-1} \mathbf{F}_0(\omega)$; 设计变量为 $\mathbf{V}_d = [k_a, c_a]^T$; 约束条件为 $0 \leq k_a \leq 4m_a\omega_p, 0 \leq c_a \leq 2\sqrt{m_a k_a}$ 。

动力吸振器的最优化问题可表示为如下：

在 $0 \leq k_a \leq 4m_a\omega_p, 0 \leq c_a \leq 2\sqrt{m_a k_a}$ 范围内寻找最佳设计变量 $\mathbf{V}_{\text{dopt}} = [k_{\text{aopt}} c_{\text{aopt}}]^T$ 满足于

$$\min\{\max[f(\mathbf{V}_d)]\} \quad (8)$$

变换为放大率形式为

在 $0 \leq \gamma_a \leq 2, 0 \leq \zeta_a \leq 1$ 范围内寻找最佳设计变量 $\mathbf{V}'_{\text{dopt}} = [\gamma_{\text{aopt}} \zeta_{\text{aopt}}]^T$ 满足于

$$\min\{\max[\beta(\mathbf{V}'_d)]\} \quad (9)$$

其中,动力吸振器的频率比 $\gamma_a = \omega_a/\omega_p$, 动力吸振器的阻尼比 $\zeta_a = c_a/2\sqrt{m_a k_a}$ 。

4.2.2 优化方法

虽然利用有限元法求得了耦合系统的半数值半解析方法响应解,但由于离散化后系统的自由度数量较大,难以给出类似于 Den Hartog 文中的确切的最优解公式。所以,只能采取数值优化的方法求解满足于式(9)的最优设计变量。具体步骤分两步:①利用特征向量法,先将主系统等效

为单自由度的质量-阻尼-弹簧系统,然后根据池田方法,求解该系统的最优值 k_{0opt}, c_{0opt} , 将其转化为 V'_{d0opt} ; ②将 V'_{d0opt} 作为优化搜索基点,将设计变量的约束条件作为搜索边界,利用坐标轮换法进行优化求解,寻找 V'_{dopt} 使之满足式(9)。由于动力吸振器的固有频率和所需抑制主系统的振动频率相等或相近,所以设定搜索频率范围为 $0.5 \leq \lambda \leq 1.5$ 。

4.3 数值结果

根据如上优化方法,对 $\mu=0.15$ 的动力吸振器进行参数优化。通过参数优化,得到该质量比的动力吸振器的最优参数分别为 $V'_{dopt}=[0.983, 0.302]^T$, 即 $k_{aopt}=1.606 \times 10^4 \text{ N/m}$, $c_{aopt}=30.48 \text{ (N} \cdot \text{s)}/\text{m}_0$ 。将该参数的动力吸振器 DVA4 应用于主系统的振动抑制。由图 6 可见,主系统因附加 DVA4 而产生的两个新共振峰的幅值相等,证明了该吸振器为主系统在 1 阶临界转速区的最佳动力吸振器。本文方法优化的动力吸振器降低 1 阶共振幅值达 45.4%,该值远高于 DVA2、DVA3 的 34.2%和 36.4%,这也证明了本文优化设计方法较两种常规设计方法更为优异。

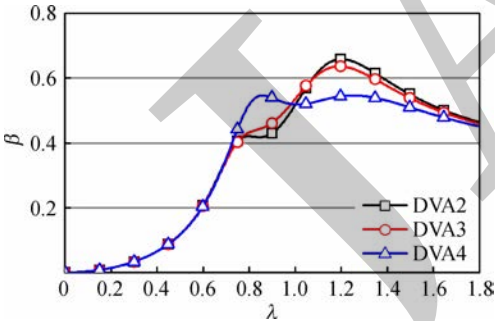


图 6 分别附加本文方法与常规方法设计的动力吸振器的主系统的振幅放大率

Fig. 6 Amplitude magnification of the primary system with the dynamic vibration absorber designed with the dynamic method and conventional methods respectively

分别利用 DVA2、DVA3 的设计方法及本文的优化方法对不同质量比的动力吸振器进行了参数优化设计,优化结果如图 7 所示。图 7(a)~图 7(c)分别表示不同质量比下三种类型动力吸振器最优频率比、阻尼比及主系统振动放大率。由结果可见,任意质量比下,本文方法优化后的动力吸振器相比其他两种方法设计的动力吸振器具有更高的频率比与阻尼比。从主系统振动放大率来

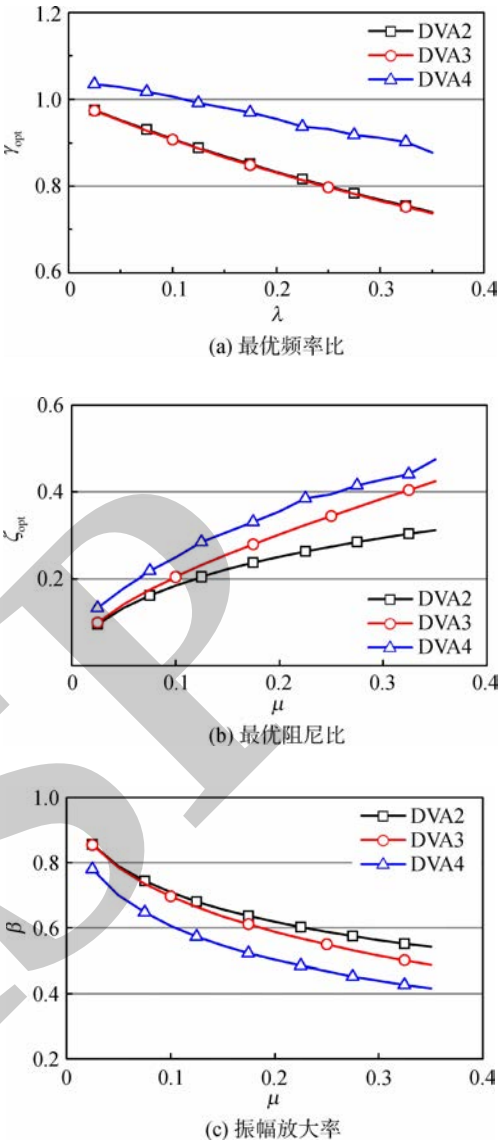


图 7 不同质量比的动力吸振器的最优参数及主系统振幅放大率

Fig. 7 Optimal parameters of dynamic absorber with different mass ratios and amplitude magnification of the primary system

看,各质量比下主系统附加 DVA4 时振幅放大率均要小于附加 DVA2、DVA3 时的振幅放大率,也进一步证明了本文优化设计方法的有效性与优异性。

选取附加有质量比为 $\mu=0.15$ 的动力吸振器的耦合系统作为研究对象,调整 λ_a, ζ_a 其中任一(或两者均)偏离最优参数 $\pm 10\%$,检验参数最优偏离对动力吸振器的性能影响,研究结果如图 8 所示。研究表明,当 γ_a, ζ_a 中任意一个(或两者)参数值小于最优值 10% 时,均会造成两个新峰值的右侧峰值变大;而任意一个(或两者)大于最优值 10% 时均会造成左侧峰值变大。参数的

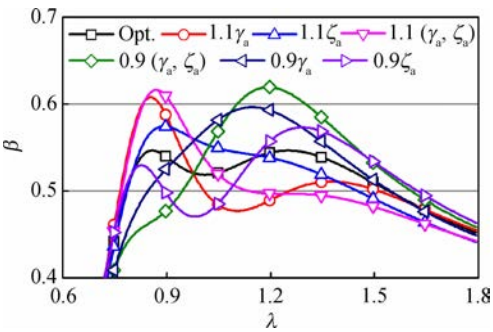


图 8 动力吸振器的频率比、阻尼比偏离最优 20% 时主系统振幅放大率

Fig. 8 Amplitude magnification of the primary system when the frequency ratio and damping ratio of the dynamic absorber deviation from the optimal value by 20%

偏离均降低了动力吸振器的抑振性能。观察图中还可发现,无论偏大或偏小 10% 时, γ_a 最优偏离的振幅放大率均要大于相应 ζ_a 最优偏离时的振幅放大率。这也反映出:在参数最优偏离 10% 时,动力吸振器抑振性能对 γ_a 最优偏离比 ζ_a 最优偏离更为敏感。

为进一步验证本文优化设计方法设计的动力吸振器的抑振性能对 γ_a 、 ζ_a 最优偏离的敏感性,令两者分别在 $[-0.8 \sim 1.16] \times V'_{\text{dopt}}$ 范围内存在最优偏离,测试结果如图 9 所示。研究表明,在任何最优偏离的情况下,动力吸振器抑振性能对频率比 γ_a 最优偏离的敏感性均高于对阻尼比 ζ_a 最优偏离的敏感性。这也意味着,为保证动力吸振器能有更优异的抑振性能,当在制备动力吸振器时,实际制备条件下不能满足弹簧元件和阻尼元件参数均为最优的情况下,应当更加注重弹簧元件参数贴近最优值。图 9 中横坐标 η_x 表示 γ_a 、 ζ_a 与最优参数之比,纵坐标 η_y 为最优偏离后的振幅放大率与最优振幅放大率的差与最优振幅

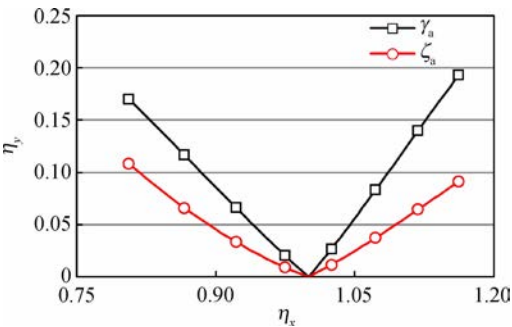


图 9 动力吸振器抑振性能对参数最优偏离的敏感性

Fig. 9 Sensitivity of vibration suppression capability of dynamic absorber to parameters optimal deviation

放大率的比值。

5 结 论

1) 本文提出了一种有限元法求解半解析半数值响应解与限边界坐标轮换法相结合的参数优化设计方法,用于转子共振抑制的动力吸振器参数优化问题。该方法有效解决了应用于无限自由度连续体类转子系统的动力吸振器的参数优化。同时,该方法也适用于受任意简谐力作用下的转子的动力吸振器的参数优化设计问题。

2) 任意质量比下,本文优化设计方法设计的动力吸振器与常规设计方法设计的动力吸振器相比,均能够更大幅度的降低转子系统的共振振幅。证明了本文方法具有更优异的优化效果。

3) 本文参数优化方法设计出的最优动力吸振器的抑振性能对刚度最优偏离更具敏感性。所以,实际制备动力吸振器时,若刚度、阻尼不能全部保证最优,应首先满足弹簧元件的参数最优性。

参考文献:

[1] 闻邦椿,顾家柳,夏松波,等. 高等转子动力学[M]. 北京:机械工业出版社,2000:378.

[2] MA Y H,ZHANG Q C,ZHANG D Y,et al. Tuning the vibration of a rotor with shape memory alloy metal rubber supports[J]. Journal of Sound and Vibration,2015,351:1-16.

[3] ZHOU H L,LUO G H,CHEN G,et al. Analysis of the nonlinear dynamic response of a rotor supported on ball bearings with floating-ring squeeze film dampers [J]. Mechanism and Machine Theory,2013,59(4):65-77.

[4] 汪建晓,孟光,陈运西. 挤压式磁流变液阻尼器—转子系统的动力学特性与控制[J]. 机械工程学报,2004,40(3):76-83.

WANG Jianxiao, MENG Guang, CHEN Yunxi. Dynamic performance and control of squeeze mode MR fluid damper-rotor system[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering,2004,40(3):76-83. (in Chinese)

[5] 王铜,何立东,邢健,等. 基于磁流变阻尼器的转子系统振动主动控制[J]. 航空动力学报,2016,31(1):72-77.

WANG Kai, HE Lidong, XING Jian, et al. Rotor system's vibration servo control based on magneto-rheological dampers[J]. Journal of Aerospace Power,2016,31(1):72-77. (in Chinese)

[6] HEMMATIAN M, OHADI A. Sliding mode control of flexible rotor based on estimated model of magnetorheological squeeze film damper[J]. Journal of Vibration & Acoustics,2013,135(5):592-598.

[7] DOHNALI F, SEKHAR A S. Current signature analysis for unbalance fault detection in a rotor supported by active magnetic bearings[J]. International Journal of Condition Monitoring,2014,4(1):2-8.

[8] MAJEWSKA K M,ZAK A J,OSTACHOWICZ W M. Vi-
bration control of a rotor by magnetic shape memory actu-
ators; an experimental work [J]. Smart Materials and
Structures,2010,19(8):085004. 1-085004. 8.

[9] AL-BEDOOR B O, MOUSTAFA K A, AL-HUSSAIN K
M. Dual dynamic absorber for the torsional vibrations of
synchronous motor-driven compressors [J]. Journal of
Sound and Vibration,1999,220(4):729-748.

[10] SONG Fangzhen,SHAO Haiyan,SONG Bo. Control of ro-
tor unbalance vibration with magnetic dynamic absorber
[C]// Proceedings of 2007 IEEE International Conference
on Control and Automation. Guangzhou, China; IEEE,
2007:329-331.

[11] FONTES Y C,NICOLETTI R. Rotating dynamic absorber
with viscoelastic element[J]. Journal of the Brazilian Soci-
ety of Mechanical Sciences and Engineering,2016,38(2) :
1-7.

[12] 张炳康,何立东,杨秀峰,等. 环形动力吸振器进行转子振
动控制的实验[J]. 航空动力学报,2015,30(4):972-978.
ZHANG Bingkang,HE Lidong,YANG Xiufeng,et al. Ex-
periment on vibration control of rotor with ring dynamic
vibration absorber[J]. Journal of Aerospace Power,2015,
30(4):972-978. (in Chinese)

[13] 黄秀金,何立东,邢健,等. 变频调谐质量阻尼器在线控制
转子振动的应用研究[J]. 振动工程学报,2015,28(5) :
778-784.

HUANG Xiujin,HE Lidong,XING Jian,et al. Applied re-
search on online control of rotor vibration with variable
frequency tuned mass damper[J]. Journal of Vibration En-
gineering,2015,28(5):778-784. (in Chinese)

[14] 王晨阳,何立东. 转子动力吸振器在线抑制多跨转子过临
界振动的实验研究[J]. 中国电机工程学报,2015,35(18):
4715-4724.

WANG Chenyang,HE Lidong. Experimental study on o-
vercritical speed vibration online control of multi-span ro-
tors by rotor dynamic vibration absorber[J]. Proceedings of
the CSEE,2015,35(18):4715-4724. (in Chinese)

[15] SUN Shuaishuai,DENG Huaxia,YANG Jian,et al. An a-
daptive tuned vibration absorber based on multilayered
MR elastomers[J]. Smart Materials and Structures,2015,
24(4):1-13.

[16] DEN HARTOG J P. Mechanical vibrations [M]. New
York,McGraw-Hill,1947.

[17] BROCK J E. Theory of the damped dynamic vibration ab-
sorber for inertial disturbances[J]. Journal of Applied Me-
chanics,1949,16(1):86-92.

[18] 池田健,五百井俊宏. 減衰を有する振動系の動吸振器に
ついて[J]. 日本機械學會論文集,1977,43:1707-1715.

(编辑:李岩梅)