

GNES 和 LDVA 在转子系统振动抑制中的性能比较

姚红良, 曹焱博, 李秋枫, 闻邦椿
(东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819)

摘 要: 为了抑制各向异性转子系统的横向振动,设计了一种接地式非线性能量阱(grounded nonlinear energy sink, GNES)和一种线性吸振器(linear dynamic vibration absorber, LDVA).首先介绍了 GNES 的结构、工作原理及一些固有特性;然后分别建立 GNES 和 LDVA 与转子系统组成的耦合系统的动力学模型;最后,采用数值法分析了两种吸振装置的抑振效果.结果表明,在给定参数下,GNES 的抑振性能优于 LDVA.

关 键 词: 各向异性转子系统;GNES;LDVA;振动抑制;性能比较

中图分类号: TD 451 **文献标志码:** A **文章编号:** 1005-3026(2019)10-1437-05

Performance Comparison of GNES and LDVA in Vibration Suppression of Rotor Systems

YAO Hong-liang, CAO Yan-bo, LI Qiu-feng, WEN Bang-chun
(School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China.
Corresponding author: YAO Hong-liang, E-mail: hlyao@mail.neu.edu.cn)

Abstract: In order to suppress the lateral vibration of anisotropic rotor systems, a grounded nonlinear energy sink (GNES) and a linear dynamic vibration absorber (LDVA) were designed. Firstly, the structure, working principles and some inherent characteristics of GNES were introduced. Then, the dynamic models and equations of the coupled systems composed of GNES, LDVA and rotor systems were established respectively. Finally, the vibration suppression effects of two kinds of vibration absorption devices were analyzed by the numerical method. The results showed that the vibration suppression performance of GNES is better than that of LDVA under the given parameters.

Key words: anisotropic rotor system; GNES; LDVA; vibration suppression; performance comparison

转子系统的振动有效抑振方法之一是附加 LDVA,即用 LDVA 转移转子系统的振动.目前,有环形动力吸振器^[1]等被动式吸振器在转子系统抑振中的应用和用永磁控制的变刚度吸振器^[2]等主动式吸振器抑制转子系统的振动.

随着抑振技术的发展,一些学者指出,非线性吸振器对转子系统的抑振性能更为突出.较成功的例子是用非线性能量阱(NESs)抑制转子系统的振动^[3].NES 抑制稳态振动的工作机制是强调制响应机制(SMR)^[4].

因为旋转机械运转中的振幅超标有时是在一个较宽的频段内,所以学者们设计了一些针对旋

转机械的 NES.文献[5]研究了 NES 对转子轴承系统振动的抑制.文献[6]研究了 NES 对航空发动机的多频激励振动抑制的效果.文献[7]设计一个 NES,以减少不平衡空心转子系统的振动.文献[8]用一种正负刚度联用的 NES 抑制转子系统的振动.

由以上分析可知,NES 和 LDVA 对转子系统的横向振动都有抑制作用,但两者抑振性能的优劣有待比较.以各向异性转子系统的横向振动抑制为研究背景,设计一种接地式 NES(GNES)和一种 LDVA,仿真分析了这两种吸振装置的抑振性能.

GNES 结构和转子 - GNES 系统分析

1.1 GNES 结构及工作原理

GNES 的结构及应用如图 1 所示,包括轴承组件(NES 前端轴承座和轴承的组合部分)、弱刚度弹簧、NES 质量(NES 前端与轴承组件通过弹簧配合的部分)等. 轴承组件内含滚动轴承等;弱刚度弹簧连接轴承组件与 NES 质量;弹性杆包括连接杆和分段刚度杆;NES 质量和固定环(与机架相连的部分)之间由连接杆相连;固定架一端连接于机架,另一端与固定环配合.

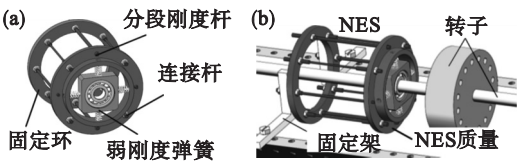


图 1 结构及应用
Fig. 1 Structure and application
(a)—具体结构; (b)—抑振应用.

GNES 的工作原理如图 2a 所示,NES 质量的间隙孔与分段刚度杆之间是间隙配合. 抑振时,随着振幅的增大,分段刚度杆逐一与 NES 质量接触,致使 GNES 的内部刚度分段线性变化,进一步拟合出立方刚度,如图 2b 所示,进而实现 NES

机制. 当弹性杆的直径、NES 质量等参数选择合理时,该 GNES 可对转子系统的振动实现高效抑制.

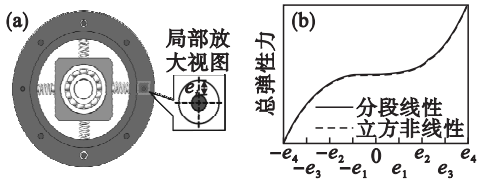


图 2 工作原理
Fig. 2 Working principles
(a)—间隙配合; (b)—刚度拟合.

1.2 GNES 的动力学特性和动力学方程

1) 刚度特性:由 GNES 的接地性和振动状态,将 GNES 的弹性杆简化成悬臂梁结构,设弹性杆长度为 l ,连接杆用 4 根,直径全为 d_0 .

弹性杆的抗弯截面模量为

$$I_i = \frac{\pi d_i^4}{64}, i = 0, 1, 2, 3, 4. \tag{1}$$

连接杆的弯曲刚度 k_{n0} 为

$$k_{n0} = 4 \times \frac{3EI_0}{l^3}. \tag{2}$$

式中: E 为材料的弹性模量; d_1, d_2, d_3, d_4 分别为分段刚度杆的直径.

在 GNES 工作中,分段刚度杆与 NES 质量接触. 设 NES 质量相对于固定环的位移 x, y ,分段刚度杆在两个方向上的分段线性恢复力可分别表示为

$$f_{nx}(x) = \begin{cases} 0, & x^2 + y^2 \leq e_1^2; \\ \sum_{i=1}^n \frac{3EI_i}{l^3} (|x| - e_{xi}) \operatorname{sgn}(|x| - e_{xi}), & e_n^2 \leq x^2 + y^2 \leq e_{n+1}^2, n = 1, 2, 3. \end{cases} \tag{3}$$

$$f_{ny}(y) = \begin{cases} 0, & x^2 + y^2 \leq e_1^2; \\ \sum_{i=1}^n \frac{3EI_i}{l^3} (|y| - e_{yi}) \operatorname{sgn}(|y| - e_{yi}), & e_n^2 \leq x^2 + y^2 \leq e_{n+1}^2, n = 1, 2, 3. \end{cases} \tag{4}$$

式中: e_{xi} 和 e_{yi} 是间隙孔在 x 和 y 方向的间隙值,具体表示见图 3.

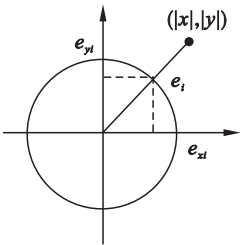


图 3 定义图
Fig. 3 Definition diagram

2) 阻尼特性:分段刚度杆采用普通金属仿真,阻尼忽略不计. 连接杆由阻尼合金制成,阻尼

比设为 ξ . 在 x 和 y 方向上 GNES 产生的阻尼仅计入连接杆的阻尼,所以 GNES 的阻尼为

$$c_{nx} = c_{ny} = 2\xi m_n \sqrt{\frac{k_{n0}}{m_n}}. \tag{5}$$

式中, m_n 是 GNES 的 NES 质量.

3) 转子 - GNES 系统的动力学方程

设各向异性转子系统的转子模型为单轴 - 单盘 - 单跨的 Jeffcott 转子,转子的圆盘质量为 m_1 ,其在 x 和 y 方向的刚度和阻尼分别是 k_x, k_y 和 c_x, c_y . 轴和 GNES 之间由弱刚度弹簧连接,其刚度为 k_c . 转子 - GNES 系统的动力学模型如图 4 所示.

转子 - GNES 系统的动力学方程为

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x} + c_x \dot{x} + k_x x + k_c (x - x_n) &= m_1 r \omega^2 \cos(\omega t) , \\ m_1 \ddot{y} + c_y \dot{y} + k_y y + k_c (y - y_n) &= m_1 r \omega^2 \sin(\omega t) , \\ m_n \ddot{x}_n + c_{nx} \dot{x}_n + k_c (x_n - x) + k_{n0} x_n + f_{nx}(x) &= 0 , \\ m_n \ddot{y}_n + c_{ny} \dot{y}_n + k_c (y_n - y) + k_{n0} y_n + f_{ny}(y) &= 0 . \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式中： x, y 和 x_n, y_n 是圆盘和 NES 质量在 x 和 y 方向上的位移； r 是圆盘偏心度； ω 是转子转速。

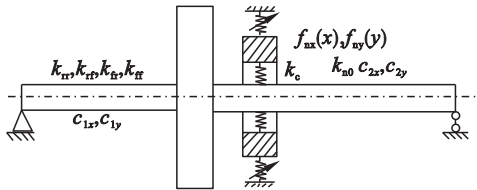


图 4 转子 - GNES 系统的动力学模型
Fig. 4 Dynamic model of rotor-GNES system

2 LDVA 结构和转子 - LDVA 系统动力学方程

1) LDVA 结构:LDVA 结构如图 5a 所示,包括轴承组件、连接杆等部分。轴承组件内含滚动轴承,连接杆产生线性刚度。抑振时,在图 5b 中吸振子质量块由软皮筋(刚度很小)系在机架上,即 LDVA 不随转子旋转。

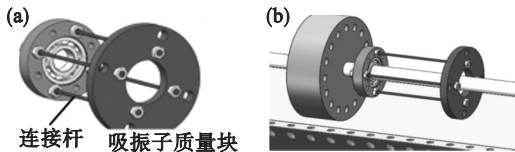


图 5 LDVA 结构及应用
Fig. 5 LDVA structure and application
(a)—具体结构；(b)—抑振应用。

2) 动力学方程:同理,还是设各向异性转子系统的转子模型为单轴 - 单盘 - 单跨的 Jeffcott 转子,转子的圆盘质量为 m_1 , 其在 x 和 y 方向的刚度和阻尼也分别是 k_x, k_y 和 c_x, c_y . 设软皮筋的刚度为 k , 转子 - LDVA 系统的动力学模型如图 6 所示。

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x} + c_x \dot{x} + k_x x + c_{2x} (\dot{x} - \dot{x}_2) + k_{01} (x - x_2) &= m_1 \omega^2 r \cos(\omega t) , \\ m_1 \ddot{y} + c_y \dot{y} + k_y y + c_{2y} (\dot{y} - \dot{y}_2) + k_{01} (y - y_2) &= m_1 \omega^2 r \sin(\omega t) , \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_{2x} (\dot{x}_2 - \dot{x}) - k_{01} (x - x_2) + k x_2 &= 0 , \\ m_2 \ddot{y}_2 + c_{2y} (\dot{y}_2 - \dot{y}) - k_{01} (y - y_2) + k y_2 &= 0 . \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

式中： x, y 和 x_2, y_2 是圆盘和吸振子质量在 x 和 y 方向上的位移； m_1, m_2 为吸振子质量块的质量； c_{2x}, c_{2y} 分别是 LDVA 连接杆的阻尼； k_{01} 是 LDVA 连接杆的弯曲刚度。

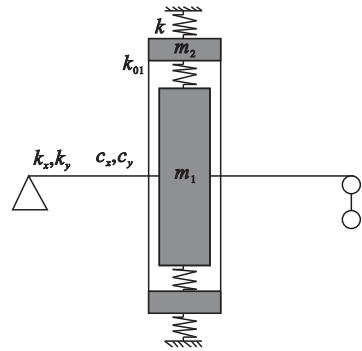


图 6 转子 - LDVA 系统的动力学模型
Fig. 6 Dynamic model of rotor-LDVA system

3 抑振性能比较

3.1 参数设定

1) 转子系统的参数:在数值仿真中,该各向异性转子系统的仿真参数见表 1。

表 1 仿真参数
Table 1 Simulation parameters

参数	数值	参数	数值
m_1/kg	1	E/Pa	2.1×10^{11}
r/m	3×10^{-5}	$k_x/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	5.3×10^4
$k_y/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	13.5×10^4		

2) GNES 的参数:在数值仿真中,GNES 的仿真参数见表 2。

表 2 仿真参数
Table 2 Simulation parameters

参数	数值	参数	数值
m_n/kg	0.08	l/mm	90
d_0/mm	1.5	ξ	0.08
$k_c/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	2 000	r/m	3×10^{-5}
$k_x/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	5.3×10^4	$k_y/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	13.5×10^4

由于 GNES 的立方刚度是用分段线性刚度拟合实现,而分段线性系统又属于强非线性系统,所以当参数设计不当时,将会引起 GNES 的大幅振动。

本文将分段刚度杆和 NES 质量间隙孔间的配合间隙定义为两种。间隙 1： $e_1 = 0.25 \text{ mm}, e_2 = 0.5 \text{ mm}, e_3 = 0.75 \text{ mm}, e_4 = 1.0 \text{ mm}$ 。间隙 2： $e_1 = 0.5 \text{ mm}, e_2 = 1.0 \text{ mm}, e_3 = 1.5 \text{ mm}, e_4 = 2.0 \text{ mm}$ 。

而相应的两组分段刚度杆的直径序列是经过优化分析得到^[9]. 序列 1: $d_1 = 1.9\text{ mm}$, $d_2 = 3.2\text{ mm}$, $d_3 = 4.1\text{ mm}$, $d_4 = 4.8\text{ mm}$. 序列 2: $d_1 = 2.8\text{ mm}$, $d_2 = 3.9\text{ mm}$, $d_3 = 4.6\text{ mm}$, $d_4 = 5.4\text{ mm}$.

3) LDVA 的参数: 由于转子系统的各向异性, 其在 x, y 方向上的固有特性不同(例如一阶共振频率不等), 则此部分将设计两个 LDVA 分别用于转子系统两个方向的抑振, 且对 LDVAs 的主要参数进行优化, 以保证其最佳的抑振性能, 具体的优化过程参见文献[10].

LDVA1 在吸振点 40 Hz 处进行参数优化: $m_2 = 0.08\text{ kg}$, $c_2 = 6.2\text{ N}\cdot\text{s/m}$, $k_2 = 4.33 \times 10^3\text{ N/m}$. LDVA2 在吸振点 60 Hz 处进行参数优化: $m_2 = 0.08\text{ kg}$, $c_2 = 9.3\text{ N}\cdot\text{s/m}$, $k_2 = 9.75 \times 10^3\text{ N/m}$. 由这些参数可进一步确定 LDVA 连接杆的长度和直径.

3.2 两种方案的稳态响应减振结果

1) 无 LDVA 和 GNES: 首先, 未加 GNES 和 LDVA 时, 转子系统的稳态响应幅频曲线如图 7 所示. 在 x, y 方向各产生了一个共振峰, 两个一阶临界转速的共振频率分别为 40, 60 Hz, 相应的峰值分别约为 0.53, 0.77 mm.

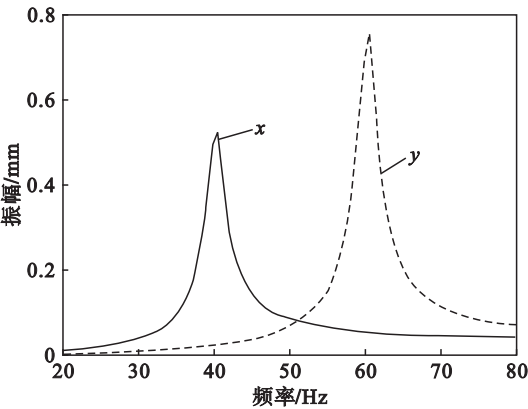


图 7 无 GNES 和 LDVA 时转子系统的幅频响应曲线
Fig. 7 Amplitude-frequency response curves of rotor system without GNES and LDVA

2) 附加 LDVA: 将 3.1 部分设计的两个 LDVA 分别加在该各向异性转子系统上, 分析稳态响应减振. 由图 8a 知, 添加 LDVA1 后, 转子系统在 x, y 方向上的最大幅值分别为 0.28 和 0.65 mm, x 方向上, LDVA1 的抑振率为 48%. 同样, 转子系统在添加 LDVA2 后, 在 x, y 方向上的最大幅值分别为 0.58, 0.31 mm, 见图 8b. y 方向上, LDVA2 的抑振率为 59%.

一个参数确定的 LDVA 只能抑制一个方向的稳态共振, 而对另一个方向的稳态共振没有抑制效果, 需要另外设计相应的 LDVA.

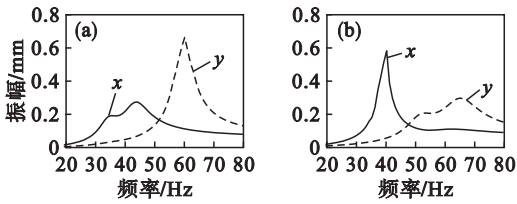


图 8 添加 LDVA 后转子系统的幅频响应曲线
Fig. 8 Amplitude-frequency response curves of rotor system after adding LDVA
(a)—LDVA1; (b)—LDVA2.

3) 附加 GNES: 分析转子 - GNES 系统的稳态响应减振, 转子系统和间隙 1 的 GNES 的幅频响应曲线如图 9 所示, 此时转子系统在 x 和 y 方向的最大振幅分别为 0.14, 0.35 mm, 比原转子系统分别降低了 73% 和 55%.

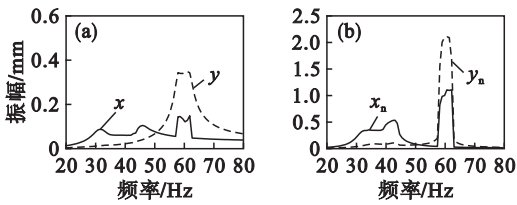


图 9 添加间隙 1 的 GNES 后耦合系统的幅频响应曲线
Fig. 9 Amplitude-frequency response curves of coupled system after adding GNES with gap 1
(a)—转子系统; (b)—GNES.

耦合系统分别在 x 方向的 38 ~ 43 Hz 和 y 方向的 58 ~ 62 Hz 的频段内发生了 SMR 行为, GNES 显示出优异的抑振性能.

图 10 为 41 Hz 时耦合系统在 x 方向的时域曲线, 图 11 为 59 Hz 时, 耦合系统 y 方向的时域曲线. 综合这两个拍振波动图, 可验证转子 - GNES 系统在各自的共振区内都有 SMR 行为的发生.

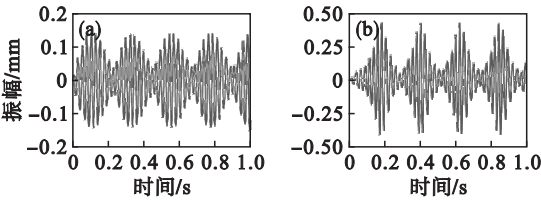


图 10 在 41 Hz 时耦合系统 x 方向的时域响应曲线
Fig. 10 Time domain response curve of coupled system in the x direction at 41 Hz
(a)—转子系统; (b)—GNES.

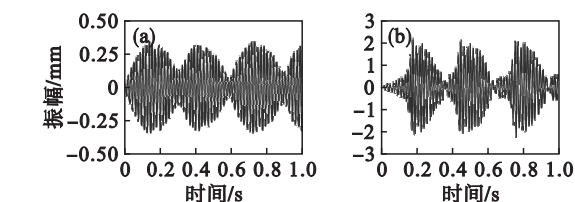


图 11 在 59 Hz 时耦合系统 y 方向的时域响应曲线
Fig. 11 Time domain response curve of coupled system in the y direction at 59 Hz
(a)—转子系统; (b)—GNES.

将间隙 2 的 GNES 加在该转子系统上,耦合系统的幅频响应曲线如图 12 所示,转子系统在 x 和 y 方向的最大振幅分别为 0.21, 0.61 mm, 比原转子系统分别降低了 59% 和 21% .

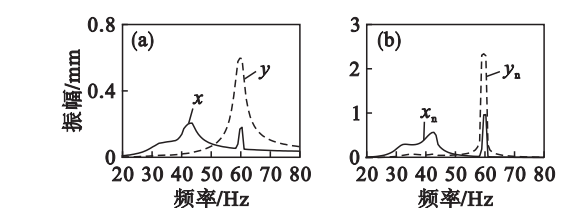


图 12 添加间隙 2 的 GNES 后耦合系统的幅频响应曲线
Fig. 12 Amplitude-frequency response curves of coupled system after adding GNES with gap 2
(a)—转子系统; (b)—GNES.

对于各向异性转子系统稳态共振区内两个方向上两个临界转速的共振峰值,GNES 都可以实现抑制,GNES 显示出显著的抑振作用和宽频抑振能力.但随着配合间隙的增大,GNES 的抑振效果下降.

3.3 分析比较

由以上两种吸振装置对各向异性转子系统稳态振动抑振性能的分析,有如下的比较和结论:

1) 比较添加间隙 1 的 GNES(或间隙 2 的 GNES)和添加 LDVA1(或 LDVA2)后,耦合系统中转子系统的幅频响应情况,即比较图 9a 中(或图 12a)和图 8 中相应吸振装置的抑振结果.

2) 在图 8a 中,耦合系统中转子系统 y 方向上的最大振幅在 60 Hz 处为 0.65 mm.类似地,图 8b 中转子系统 x 方向上的最大振幅在 40 Hz 时为 0.58 mm. 它们都明显大于图 9a(或图 12a)中添加间隙 1 的 GNES(或间隙 2 的 GNES)后转子系统最大振幅.

3) 综合以上两点比较有:对于各向异性转子系统的稳态振动的抑制,GNES 的抑振性能优于相应的 LDVA.

4 结 论

1) GNES 可以抑制各向异性转子系统的两个方向上的稳态共振,而参数确定 LDVA 只能抑制一个方向的稳态共振,对另一个方向的稳态共振没有效果.

2) GNES 对于该转子系统的稳态响应共振的最佳抑制率为 73% ;而 LDVA 的最佳抑振率为 59% .

3) 对于给定的各向异性转子系统,GNES 的抑振效果优于 LDVA.

参考文献:

[1] 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 Bing-kang, He Li-dong, Yang Xiu-feng, et al. Experimental study on rotor vibration control by annular dynamic vibration absorber[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2015,30(4):972-978.)

[2] Yang K,Zhang Y W,Ding H,et al. Nonlinear energy sink for whole-spacecraft vibration reduction[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*,2017,139(2):021011.

[3] Bab S,Khadem S E,Shahgholi M,et al. Vibration attenuation of a continuous rotor-blisk-journal bearing system employing smooth nonlinear energy sinks[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*,2017,84:128-157.

[4] Gendelman O V, Starosvetsky Y. Quasi-periodic response regimes of linear oscillator coupled to nonlinear energy sink under periodic forcing[J]. *Journal of Applied Mechanics*, 2007,74(2):325-331.

[5] Bab S,Khadem S E,Shahgholi M. Vibration attenuation of a rotor supported by journal bearings with nonlinear suspensions under mass eccentricity force using nonlinear energy sink[J]. *Meccanica*,2015,50(9):2441-2460.

[6] Wang D,Hao Z, Chen Y, et al. Dynamic and resonance response analysis for a turbine blade with varying rotating speed[J]. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2018,56(1):31-42.

[7] Guo C,Al-Shudeifat M A, Vakakis A F, et al. Vibration reduction in unbalanced hollow rotor systems with nonlinear energy sinks [J]. *Nonlinear Dynamics*, 2015, 79 (1): 527-538.

[8] Yao H,Zheng D,Wen B. Magnetic nonlinear energy sink for vibration attenuation of unbalanced rotor system[J]. *Shock and Vibration*,2017,2017:1-15.

[9] Yao H, Cao Y, Ding Z, et al. Using grounded nonlinear energy sinks to suppress lateral vibration in rotor systems [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*,2019,124: 237-253.

[10] 背户一登,任明章. 动力吸振器及其应用[M]. 北京:机械工业出版社,2013:25-40.
(Kazuto Seto, Ren Ming-zhang. Dynamic vibration absorber and its application[M]. Beijing:Mechanical Industry Press, 2013:25-40.)