

一种新型机械式激振器偏心装置的优化及分析

刘 丹, 邢海军

(石家庄铁道大学 机械工程学院, 河北 石家庄 050043)

摘要:根据传统机械式激振器的工作原理,设计了一种新型机械式激振器,并对其工作原理及结构组成进行了介绍。通过对激振器的偏心装置进行受力分析,推导出了新型机械式激振器激振力的计算方程,建立了优化数学模型,并利用 Matlab 优化工具箱对偏心装置的主要设计参数进行了优化。最后运用 Matlab 软件编制了相应的程序对优化后的参数进行了算例分析。结果表明,优化后的参数达到了预期的目的,实现了激振器从低频到高频变化,激振力的最大幅值在一定范围内变化的效果。

关键词:机械式激振器;偏心装置;激振力;Matlab 优化工具箱;参数优化

中图分类号:TH122;O241 **文献标志码:**A **文章编号:**2095-0373(2018)02-0046-05

0 引言

随着现代科学技术的飞速发展,振动机械得到了迅猛发展,由于其具有结构简单、成本较低、制造过程简单等特点,因而得到了广泛应用^[1-2]。在工业生产中,为了确定各种零部件以及整个机构的选材和力学性能,需要利用振动试验来检验产品的性能参数是否合理,同时对产品性能的优劣及改善具有十分重要的意义^[3-4]。激振器是振动力学实验中最关键的设备,是现代工业中所涉及到的大多数振动机械的振动主要来源^[5-6]。随着工业技术的不断发展,振动试验的方法得到逐步完善,由于传统的激振器存在研发周期长,产品更新与市场需求不同步等诸多问题,目前激振器的性能已满足不了当前的市场需求。因此,针对目前国内激振器存在的技术难题,研制出一款新型机械式激振器,是一项具有科研价值的重要课题,具有十分重要的参考意义。

结合传统机械式激振器的结构特点以及工作原理,设计了一种新型机械式激振器,针对新型机械式激振器的结构设计、激振力方程的计算以及偏心装置的参数优化等关键性问题进行了研究,这种新型机械式激振器不仅结构简单,安装方便,其最大的研究意义是在一定程度上保证了当激振频率在从低频到高频变化时,整个装置在竖直方向产生的激振力的最大幅值在较小范围内变化的效果,对激振器的研究具有重要的理论及实际意义。

1 新型机械式激振器介绍

早期的激振器的结构相对比较简单,主要由单个偏心轮构成^[7-8],目前常规的机械式激振器虽然结构简单,容易安装和拆卸,但由激振力的计算公式 $F(t) = me\omega^2$ ^[9]可知,由于偏心块的质量 m 和偏心距 e 的大小固定不变,激振力的最大幅值 F 的大小随激振频率 ω 的增大以 ω^2 的比例增加,以至于当 ω 较小时, F 值较小,起不到激振效果,而当 ω 较大时,使得 F 值过大,这样就有可能导致被测试件的损坏。为了能够有效地解决上述情况的不足,提出了一种新型机械式激振器,其结构示意图如图 1 所示。

新型机械式激振器的工作原理是驱动装置将输出的动力通过联轴器传递给花键轴一,花键轴一上的齿轮一与花键轴二上的齿轮二啮合,花键轴一和花键轴二以 ω 的激振频率反向旋转,同时带动偏心装置

收稿日期:2017-02-17 责任编辑:车轩玉 DOI:10.13319/j.cnki.sjztdxxxbzrb.2018.02.09

基金项目:河北省科技计划项目(14212202D)

作者简介:刘丹(1990—),女,硕士研究生,研究方向为机械设计及理论。E-mail:983305096@qq.com

刘丹,邢海军.一种新型机械式激振器偏心装置的优化及分析[J].石家庄铁道大学学报:自然科学版,2018,31(2):46-50.

同步转动。由于偏心装置的对称性,整个偏心装置在水平方向产生的激振力的合力为零,质量块 m 在竖直方向上产生的激振力对偏心块 M 在垂直方向上产生的激振力部分抵消,使得整个激振器产生的激振力在竖直方向上的合力相互叠加。随着激振频率 ω 在一定范围内变化时,使得新型机械式激振器产生的激振力达到在较小范围内变化的效果。

2 偏心装置优化模型的建立

新型机械式激振器要实现激振频率从低频到高频变化时,激振力在较小范围内的变化效果达到最优,需要对偏心装置的结构参数进行优化设计,数学模型的建立是优化设计的关键。

新型机械式激振器的激振力由偏心装置产生,由于整个偏心装置采用对称结构,因此只对偏心装置一进行分析即可。

偏心装置一的结构简图如图2所示,其中偏心装置一的连杆 AB 的长度为 l ,连杆 BC 的长度为 al ,连杆 BD 的长度为 bl ,连杆的线密度为 m_0 ,弹簧原长为 $(1+b)l$,弹簧刚度为 k ,销轴连接处的质量为 m' ,偏心块 M 和质量块 m 所对应的偏心距分别为 E 和 e ,其中偏心距 E 与偏心距 e 反向布置,连杆 AC 和连杆 AD 之间的夹角为 φ ,连杆 BD 和连杆 AD 之间的夹角为 θ 。

根据偏心装置一的结构简图,在不考虑摩擦的情况下,对偏心块 M 进行受力分析,如图3所示。

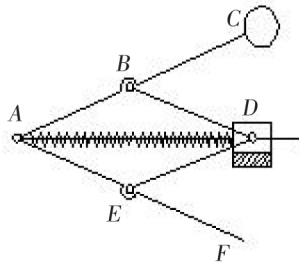


图2 偏心装置一的结构简图

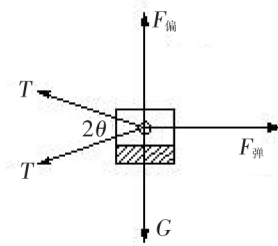


图3 偏心块 M 的受力分析图

图3中, T 为连杆 BD 和连杆 DE 对偏心块的拉力; $F_{\text{偏}}$ 为偏心块产生的激振力; $T_{\text{弹}}$ 为弹簧的弹力; G 为偏心块的质量。

由已知条件可知

$$bl \sin \theta = l \sin \varphi \quad (1)$$

得到

$$\theta = \arcsin \frac{\sin \varphi}{b} \quad (2)$$

$$\cos \theta = \sqrt{1 - \sin^2 \theta} = \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \varphi}{b^2}} \quad (3)$$

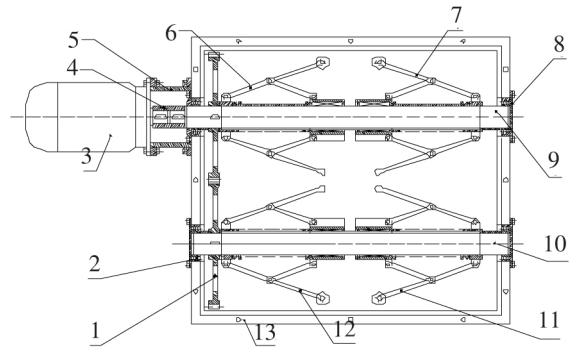
偏心装置一在运动的过程中,弹簧的压缩量

$$x = (1+b)l - [l \cos \varphi + l \sqrt{b^2 - \sin^2 \varphi}] = l [(1+b) - \cos \varphi - \sqrt{b^2 - \sin^2 \varphi}] \quad (4)$$

运动过程中,认为激振器在每一个运动瞬间都是平衡的。因此,偏心块 M 在水平方向上受力平衡,得

$$2T \cos \theta = kx \quad (5)$$

将式(3)和式(4)代入式(5),得



1.传动装置; 2.轴承; 3.驱动装置; 4.联轴器; 5.连接罩; 6.偏心装置四; 7.偏心装置三; 8.轴承端盖; 9.花键轴一; 10.花键轴二; 11.偏心装置二; 12.偏心装置一; 13.箱体。

图1 新型机械式激振器

$$2T\sqrt{1-\frac{\sin^2\varphi}{b^2}}=kl[(1+b)-\cos\varphi-\sqrt{b^2-\sin^2\varphi}] \quad (6)$$

整理式(6),得到连杆 BD 和连杆 DE 对偏心块的拉力 T 的计算公式为

$$T=\frac{kbl[(1+b)-\cos\varphi-\sqrt{b^2-\sin^2\varphi}]}{2\sqrt{b^2-\sin^2\varphi}} \quad (7)$$

设拉力 T 绕 A 点的力矩为 M_T , 连杆 AC 产生的激振力绕 A 点的力矩为 $M_{\text{并}}$, 偏心块 m 产生的激振力绕 A 点的力矩为 M_m , m' 产生的激振力绕 A 点的力矩为 M' 。偏心装置处于平衡位置时, 连杆 AC 上的力在 A 点的力矩平衡, 有

$$M_T=M_m+M_{\text{并}}+M' \quad (8)$$

即

$$Tl\sin(\varphi+\theta)=m(\alpha+1)l\sin\varphi\omega^2\cdot(\alpha+1)l\cos\varphi+\int_0^{(\alpha+1)l}m_0x^2\sin\varphi\cos\varphi\omega^2dx+m'l\sin\varphi\omega^2\cdot l\cos\varphi \quad (9)$$

将式(7)代入式(9)整理后, 得

$$\frac{kbl^2[(1+b)-\cos\varphi-\sqrt{b^2-\sin^2\varphi}]}{2\sqrt{b^2-\sin^2\varphi}}\cdot\sin(\varphi+\arcsin\frac{\sin\varphi}{b})=l^2\omega^2\sin\varphi\cos\varphi[m(\alpha+1)^2+\frac{1}{3}m_0(\alpha+1)^3l+m'] \quad (10)$$

解得

$$\omega^2=\frac{kbl[(1+b)-\cos\varphi-\sqrt{b^2-\sin^2\varphi}]\sin(\varphi+\arcsin\frac{\sin\varphi}{b})}{2\sqrt{b^2-\sin^2\varphi}(\alpha+1)^2\sin\varphi\cos\varphi[m(\alpha+1)^2+\frac{1}{3}m_0(\alpha+1)^3l+m']} \quad (11)$$

根据激振力的计算公式可以得到偏心装置一在垂直方向上产生的激振力的最大幅值为

$$F=ME\omega^2-me\omega^2=(ME-me)\omega^2=[ME-(\alpha+1)lmsin\varphi]\omega^2 \quad (12)$$

将式(11)代入式(12)中, 得

$$F=\frac{[ME-m(\alpha+1)l\sin\varphi]kb[(1+b)-\cos\varphi-\sqrt{b^2-\sin^2\varphi}]\sin(\varphi+\arcsin\frac{\sin\varphi}{b})}{2\sqrt{b^2-\sin^2\varphi}(\alpha+1)^2\sin\varphi\cos\varphi[m(\alpha+1)^2+\frac{1}{3}m_0(\alpha+1)^3l+m']} \quad (13)$$

新型机械式激振器的激振力合力的最大幅值为

$$F_{\text{总}}=4F=\frac{2[ME-m(\alpha+1)l\sin\varphi]kb[(1+b)-\cos\varphi-\sqrt{b^2-\sin^2\varphi}]\sin(\varphi+\arcsin\frac{\sin\varphi}{b})}{\sqrt{b^2-\sin^2\varphi}(\alpha+1)^2\sin\varphi\cos\varphi[m(\alpha+1)^2+\frac{1}{3}m_0(\alpha+1)^3l+m']} \quad (14)$$

至此, 新型机械式激振器偏心装置的优化模型已基本完成。

3 Matlab 优化与求解

偏心装置的结构优化是在保证了新型机械式激振器的结构刚度、强度以及稳定性等条件的基础上, 实现当激振频率从低频到高频变化时, 激振器的激振力在一定范围内变化的效果。通过改变偏心装置连杆 AB 的长度 l , 连杆 BC 的长度 al , 连杆 BD 的长度为 bl , 连杆的线密度为 m_0 , 弹簧刚度为 k , 销轴连接处的质量为 m' , 偏心块的质量 M , 质量块的质量 m , 偏心块的偏心距 E , 以及连杆 AC 和连杆 AD 之间的夹角 φ , 目的是使得激振器的激振力的最大幅值与最小幅值之间变化量达到最小。

首先需要确定新型机械式激振器的目标函数和相关约束:

3.1 优化目标

使激振器的激振力的最大幅值与最小幅值之间变化量变化达到最小,即

$$f(x) = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{(F_{\max} + F_{\min}) / 2} \rightarrow \min \quad (15)$$

3.2 设计变量

为优化偏心装置的结构参数,现将 M 、 m 、 E 、 l 、 α 、 b 、 k 、 m_0 及 m' 定义为设计变量。

3.3 约束条件

第一,激振器的激振频率在 $3 \sim 30$ Hz(转化为激振频率为 $6\pi \sim 60\pi$) 之间;第二,激振力的最小幅值不小于 15 N,最大幅值不大于 150 N。

至此,新型机械式激振器的目标函数和相关约束已经确定。很明显,这是一个由线性不等式和非线性等式组成的约束非线性函数。求解约束非线性最优化问题,在 Matlab 优化工具箱中一般使用 fmincon 函数。fmincon 是一种局部优化函数,利用目标函数以及约束函数的一阶导数信息,从给的初始点开始,在满足约束的条件下,沿着目标函数下降的方向迭代,最后收敛到局部最优解。fmincon 函数的一般调用格式为: $[x, fval, exitflag, output, lambda, grad, hessian] = \text{fmincon}(\text{fun}, x_0, A, b, Aeq, beq, lb, ub, \text{nonlcon}, \text{options})$ 。其中, x 、 b 、 beq 、 lb 和 ub 为向量; A 和 Aeq 为矩阵; $c(x)$ 和 $ceq(x)$ 是返回值为向量的函数,分别表示非线性不等式约束和非线性等式约束; $f(x)$ 是一个返回值为标量的函数。

利用 Matlab 优化工具箱中的 fmincon 函数,对新型机械式激振器偏心装置建立的数学模型进行求解时,首先需要建立两个文件,分别为目标函数文件和约束函数文件,另外需要建立一个原本文件,用于原始数据的输入,函数的调用以及结果的输出,经优化求解得到偏心装置的结构参数见表 1。

表 1 偏心装置参数优化结果

设计参数	优化后参数	设计参数	优化后参数
M	0.6 kg	b	0.7
m	0.1 kg	m_0	2 g/cm ³
l	0.1 m	m'	0.1 kg
E	0.02 m	k	30 N/m
α	1		

4 算例分析

根据上文推导得到的新型机械式激振器激振力的计算方程,利用 Matlab 软件编制求解激振力计算方程的程序,仿真分析新型机械式激振器的结构参数为 $\alpha=1$, $b=0.7$, $m=0.1$ kg, $l=0.1$ m, $M=0.6$ kg, $E=0.02$ m, $k=30$ N/mm, $m_0=2$ g/cm³, $m'=0.1$ kg。当激振频率 ω 在 $18 \sim 174$ rad · s⁻¹ 之间变化(φ 的变化范围为 $5^\circ \sim 36.5^\circ$) 时,新型机械式激振器产生的激振力与传统机械式激振器产生的激振力进行对比,如图 4 所示。

图 4 为传统机械式激振器与经过优化后新型机械式激振器产生的激振力 F 随激振频率 ω 的变化情况。由图 4 可以得到,当激振频率 ω 在 $18 \sim 174$ rad · s⁻¹ 之间变化时,传统激振器产生的激振力在

$16 \sim 1\,200$ N 之间变化,而新型机械式激振器产生的激振力变化范围为 $16 \sim 140$ N。由此可以看出,传统机械式激振器由于偏心块的质量和偏心距的大小固定不变,使得激振力以 2 的倍数增加,当激振器在高

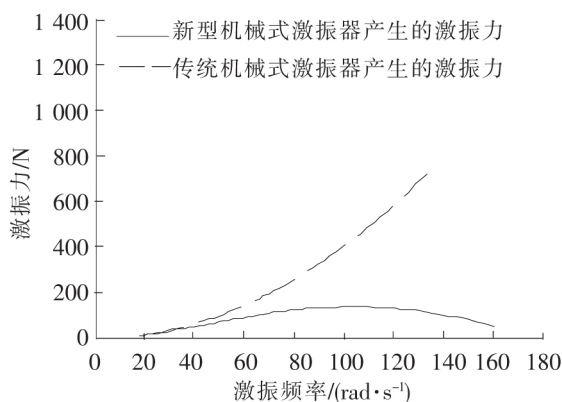


图 4 新型机械式激振器与传统机械式激振器产生的激振力比较

频状态下工作时,产生的激振力很大;而当新型机械式激振器的激振频率从低频到高频变化时,激振力先增大后减小,且在较小范围内变化,达到了预期的效果。

5 结论

根据传统机械式激振器的工作原理,设计了一种新型机械式激振器。通过对新型机械式激振器的偏心装置进行受力分析,推导出了激振力的计算方程,并建立了优化数学模型。在此基础上,利用 Matlab 优化工具箱对偏心装置的主要设计参数进行了优化,得出了满足要求的设计参数。由算例分析可知,优化后的参数达到了预期的目的,具有实际的推广意义。

参 考 文 献

- [1] 闻邦椿,刘树英,何勃. 振动机械的理论与动态设计方法[M]. 北京:机械工业出版社,2001:103-115.
- [2] 赵淳生. 高能激振器研究及其在工程中的应用[J]. 测控技术,1996(3):8-11.
- [3] José Luis Pompa. Functional relationships between genes of the shaker gene complex of drosophila[J]. MGG Molecular & General Genetics, 1994,244(2): 24-42.
- [4] 陈亮亮. 小型多方向环境振动模拟平台研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2011.
- [5] 张杰,杜宇波,杨明亮. 一种内凸轮摇块式激振器原理与运动分析[J]. 陕西工学院学报,2002,18(3):1-3.
- [6] 杨万东. 同一轴线上双激振器驱动的振动系统同步运动状态分析[D]. 上海:复旦大学,2009.
- [7] 唐经世. 工程机械[M]. 北京:中国铁道出版社,1980.
- [8] Xu Han, Alan Palazzolo. Unstable force analysis for induction motor eccentricity[J]. Journal of Sound and Vibration, 2016,370: 230-258.
- [9] 倪振华. 振动力学[M]. 西安:西安交通大学出版社,1989.

Optimization and Analysis of a New Type of Mechanical Vibration Exciter

Liu Dan, Xing Haijun

(School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

Abstract: A new type of mechanical vibration exciter is designed according to the working principle of traditional mechanical vibration exciter, and its working principle and structure are introduced. Through the force analysis of the eccentric vibration exciter, the calculation equation of the new mechanical vibration exciter is deduced, and then the optimal mathematic model is established. The main design parameters of eccentric device are optimized using Matlab optimization toolkit. Finally, the corresponding program is compiled by Matlab software to analyze the optimized parameters. The results show that the optimized parameters satisfy the intended purpose, and make the exciter change from low frequency to high frequency, meanwhile, ensure the maximum amplitude of vibration varies in a certain range.

Key words: mechanical vibration exciter; eccentric device; exciting force; Matlab optimization toolbox; parameter optimization