

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.09.051

回转分级筛能量分析与节能减振研究*

袁锐^{1,2} 孙宇¹ 李庆凯^{1,2} 武凯¹ 陈正俊² 徐晶晶²

(1. 南京理工大学机械工程学院, 南京 210094; 2. 江苏牧羊集团研究院, 扬州 225127)

摘要: 针对回转分级筛振动大、能量浪费等问题,对其系统能量进行了分析,系统总能量在工作过程中呈周期性波动,造成能量浪费和冲击振动,提出了一种基于系统总能量恒定的节能减振方法,在系统中设置适当的弹性元件,将工作过程中的耗散能量转化为弹性势能,再将弹性势能转化为驱动能量,来保持系统总能量恒定。试验表明,该方法节能 21.71%,减振 30.89%,具有较好的节能减振效果。

关键词: 回转分级筛 节能 减振

中图分类号: TH112 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)09-0293-06

Study of Vibration Decreasing and Energy Saving of Rotary Grading Screen

Yuan Rui^{1,2} Sun Yu¹ Li Qingkai^{1,2} Wu Kai¹ Chen Zhengjun² Xu Jingjing²

(1. School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China

2. Research Institute of Jiangsu Muyang Group, Yangzhou 225127, China)

Abstract: In order to solve the high vibration and energy dissipation of rotary grading screen, the system energy of the rotary grading screen in operation process was analyzed. The total energy of system in operation process was periodic, and it caused the high vibration and energy dissipation of the rotary grading screen. A method based on the constant total energy of system was proposed and the elastic component was disposed. It transformed dissipated energy into elastic potential energy and transformed elastic potential energy into driving energy so as to remain the constant total energy of system. The experimental results showed that the proposed method saved energy consumption by 21.71% and decreased vibration by 30.89%. It had better effect in energy saving and vibration decreasing.

Key words: Rotary grading screen Energy saving Vibration decreasing

引言

回转分级筛广泛用于饲料、粮食、食品等行业物料的筛选分级作业,回转分级筛是一种平面机构,由于在高速运转过程中,平面机构的质心加速度及角加速度会产生很大的周期性变化,因此,机构在使用中存在振动和噪声过大、零部件稳定性和寿命降低等问题^[1~2],由于质量大、转速高,其振动和可靠性等问题也更严重,目前这种回转分级筛在使用中出现的振动大、零部件损坏和厂房晃动等问题影响了生产,造成了安全隐患^[3]。

平面机构的振动问题一直是研究的热点,研究者对这类机构的惯性力平衡方面研究较多^[4~13],但即使机构的惯性力得到平衡,由于某些平面机构如曲柄滑块机构具有的运动特点,机构的系统总能量具有周期性波动的特征,存在总能量增加时段和能量减少时段,在系统总能量增加时段,需要系统外电动机提供能量来驱动,在系统总能量减少时段,系统向外耗散能量,产生能源浪费和冲击振动,大型机械的问题更为明显,这可能是平面机构的振动问题不能彻底解决的原因。

振动过程也是一个能量变化过程,因此,对平面

收稿日期: 2012-12-17 修回日期: 2013-03-18

* 江苏省产学研联合创新资金前瞻性联合研究项目(BY2012023)

作者简介: 袁锐,博士后,主要从事农业机械设计和机构动力学研究,E-mail: yuanrui0521@sina.com

通讯作者: 孙宇,教授,博士生导师,主要从事先进制造工艺及装备、复杂系统检测、控制、诊断与维护研究,E-mail: sunyu@njust.edu.cn

机构进行能量分析及节能减振研究,对节约能源和提高机械的性能,都具有重要意义。目前,未见从能量分析和能量平衡方面来进行平面机构减振节能的报道,本文对此进行研究。

1 回转分级筛工作原理和运动规律

回转分级筛由筛船、驱动装置、机座等部件构成,如图1所示,主要结构特点是胶带传动、单平衡块配置、尾部弹性板支撑,其工作原理是动力通过三角胶带由电动机传给驱动装置,驱动装置再带动有一定斜度的筛船运动。驱动装置设有偏心装置,因此筛船从进料端到出料端其运动轨迹由水平圆周运动逐渐变成椭圆运动,最后变为近似往复直线运动。物料从进料口进入筛船,在筛船进料端圆周运动作用下,迅速均匀地分布在筛面宽度上,并产生自动分级。从而使料层下面粒度较小的物料迅速过筛,而上面粒度较大的物料则沿着筛船斜面向下端即向出料端运动。驱动装置通过胶带把电动机的动力转化为筛船的动力,并且装有平衡块,在旋转过程中,平衡块的位置始终与筛船所处位置相反,用来平衡筛船的惯性力。

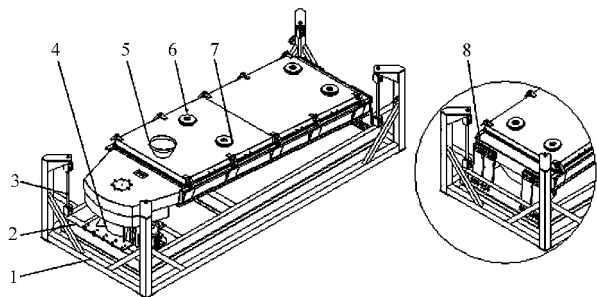


图1 回转分级筛简图

Fig.1 Schematic of rotary grading screen

1. 机座 2. 机架 3. 悬挂装置 4. 驱动装置 5. 进料口 6. 筛船 7. 观察孔 8. 支撑机构

回转分级筛工作时筛船头部做平面旋转运动,尾部做近似直线运动,因此可简化为一种曲柄滑块机构,图2是简化成曲柄滑块机构后的运动简图,图中,A为曲柄旋转中心,B为曲柄与连杆的连接点,C为连杆与滑块的连接点;曲柄长度为 R ,质量为 m_1 ,质心为 S_1 ;连杆长度为 L ,质量为 m_2 ,质心为 S_2 ;滑块的质量为 m_3 ,质心为 S_3 ;E为平衡块,平衡块质径积为 $m_e r_e$; l_{AS_1} 为A点到 S_1 的长度, l_{BS_2} 为B点到 S_2 的长度, l_{CS_2} 为C点到 S_2 的长度; α 为曲柄与x轴夹角, β 为连杆与x轴夹角; ω 为曲柄绕A旋转的角速度。

设连杆比 $\lambda = \frac{R}{L}$, 推导出滑块的行程 S 、速度 v 、加速度 a 为

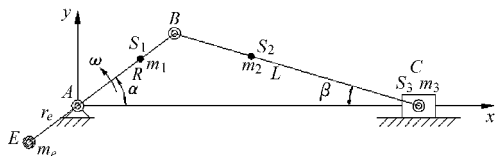


图2 曲柄滑块机构示意图

Fig.2 Schematic of slider-crank mechanism

$$S = L + R \left[\cos \alpha - \frac{\lambda}{4} (1 - \cos(2\alpha)) \right] \quad (1)$$

$$v = -\omega R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin(2\alpha) \right) \quad (2)$$

$$a = -\omega^2 R (\cos \alpha + \lambda \cos(2\alpha)) \quad (3)$$

2 回转分级筛工作时的能量分析

为了分析回转分级筛工作过程中的能量,将回转分级筛的运动部件构成一个分析系统,也就是将上述的曲柄滑块机构涉及的部件构成一个分析系统。采用质量替代法^[14],将曲柄滑块机构(去除平衡块后)的质量(包括曲柄、连杆、滑块)转换为旋转质量 m_B 和移动质量 m_C ,其中

$$m_B = \frac{l_{AS_1}}{R} m_1 + \frac{l_{CS_2}}{L} m_2 \quad (4)$$

$$m_C = \frac{l_{BS_2}}{L} m_2 + m_3 \quad (5)$$

由于回转分级筛是平面回转运动,因此各部件的重力势能基本保持不变,再忽略系统内摩擦力的影响和内能等其它非机械能的能量,则系统总能量包括移动质量的动能、旋转质量的动能以及平衡块的动能。系统总能量为

$$W = T_1 + T_2 + T_3 \quad (6)$$

式中 W ——系统总能量, J

T_1 ——移动质量 m_C 的动能, J

T_2 ——旋转质量 m_B 的动能, J

T_3 ——平衡块质量 m_e 的动能, J

其中 $T_1 = \frac{1}{2} m_C v^2 =$

$$\frac{1}{2} \left(\frac{l_{BS_2}}{L} m_2 + m_3 \right) \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin(2\alpha) \right)^2 R^2 \omega^2 \quad (7)$$

$$T_2 = \frac{1}{2} J_B \omega^2 = \frac{1}{2} m_B R^2 \omega^2 =$$

$$\frac{1}{2} \left(\frac{l_{AS_1}}{R} m_1 + \frac{l_{CS_2}}{L} m_2 \right) R^2 \omega^2 \quad (8)$$

$$T_3 = \frac{1}{2} J_e \omega^2 = \frac{1}{2} m_e r_e^2 \omega^2 \quad (9)$$

式中 J_B ——旋转质量 m_B 的转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$

J_e ——平衡块质量 m_e 的转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$

则系统总能量为

$$W = \frac{1}{2} \left(\frac{l_{BS_2}}{L} m_2 + m_3 \right) \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin(2\alpha) \right)^2 R^2 \omega^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{l_{AS_1}}{R} m_1 + \frac{l_{CS_2}}{L} m_2 \right) R^2 \omega^2 + \frac{1}{2} m_e r_e \omega^2 \quad (10)$$

由式(10)可以看出,在系统总能量中,移动质量 m_c 的动能为变量,旋转质量 m_B 的动能为常量,平衡块 m_e 的动能为常量,因此系统总能量为变量。以某型号回转分级筛为例,曲柄长度 $R = 0.045$ m,质量 $m_1 = 2$ kg,质心为 S_1 ;连杆长度 $L = 3.6$ m,质量 $m_2 = 1200$ kg,质心为 S_2 ,滑块的质量 $m_3 = 4$ kg, $l_{AS_1} = 0.02$ m, $l_{BS_2} = 1.9$ m, $l_{CS_2} = 1.7$ m, $m_e = 116.62$ kg, $r_e = 0.219$ m,旋转角速度 $\omega = 21$ rad/s, $\lambda = \frac{R}{L} = 0.0125$,将数据代入式(7)~(10)中,则系统总能量 W 、旋转质量的动能 T_2 、移动质量的动能 T_1 、平衡块的动能 T_3 随时间 $0 \sim 0.5$ s 的变化情况如图3所示。

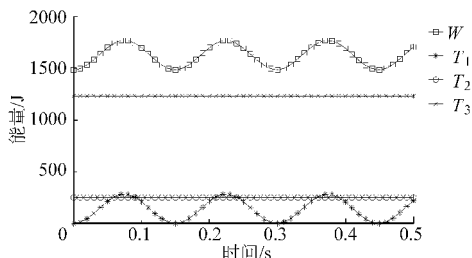


图3 机构的能量-时间关系曲线

Fig.3 Curves of energy and time for mechanism

从图3可以看出,移动质量的动能呈周期性波动,波动区间为 $0 \sim 284.58$ J,旋转质量的动能为 253.42 J,是常量,平衡块的动能为 1233.31 J,是常量,系统总能量是变量,波动区间为 $1486.73 \sim 1771.31$ J,系统总能量呈周期性波动,最大波动量为 284.58 J,即移动质量动能的最大值。即使曲柄处配置不同平衡块时,由于平衡块的动能是恒定的,不管平衡块取什么参数,系统总能量还是处于不断增减变动之中。

根据能量守恒定律和功能关系^[14],当不考虑重力、摩擦、内能等的影响时,输入扭矩作为外力使曲柄运动,使得整个机构的能量发生变化,其微分关系可表示为

$$dW = M_{in} d\alpha \quad (11)$$

$$\text{其中 } M_{in} = \frac{dW}{d\alpha} = \frac{dW dt}{dt d\alpha} = \frac{dW}{dt} \frac{1}{\omega} \quad (12)$$

式中 M_{in} ——输入扭矩, N·m

式(12)说明,输入扭矩是由系统总能量的波动引起的,系统总能量的波动大小决定了输入扭矩的大小,当系统总能量波动大时,输入扭矩大,能量消耗就多,当系统总能量波动小时,输入扭矩小,能量

消耗就少。

从式(10)和图3可知,系统总能量呈周期性变化,存在总能量增加段和总能量减少段。在系统总能量增加段,需要外界输入能量,由电动机输入能量,这个能量变动量越大,电动机能耗越大;在系统总能量减少段,输入扭矩为负,系统总能量减少为冲击能、热能形式的耗散以及对电动机做功(负扭矩发电),工作中电动机短暂的发电运行是不良的工作状态,将加重电网在无功功率上的负担,降低电网的功率因数,即使有一小部分能量转变为电能反馈给电网,但可能由于频率和相位都不能达到电网要求,而不能被利用,这些都对系统的可靠性产生不利影响。

由于回转分级筛筛网下装有弹性橡胶球,弹性橡胶球的不断跳动能有效地消除物料对筛孔的堵塞,筛分过程中的理想状态是筛子没有剧烈的振动和垂直方向的跳动,这样可使被筛物料始终紧贴筛面,始终处于自动分级状态,并使小于筛孔尺寸的颗粒随时穿过筛面。可见,与一般的振动筛不同,回转分级筛工作过程中筛船不需要部件间的作用力引起的击振力来提高筛分效率和防止筛孔堵塞,对于回转分级筛,前述的冲击能越小,部件间的作用力越小,性能也越可靠。

从图3的实例看,在一个工作周期内(曲柄旋转一周),移动质量的动能2次由0变为最大值 284.58 J,再由最大值 284.58 J变为0,经过计算,此处消耗功率为 1.90 kW,而此型号的回转分级筛的总装机功率也仅是 4.0 kW,此处消耗功率占总装机功率的 47.5% ,再考虑电动机效率等因素,电动机的作功大部分消耗在这里,最后产生冲击能、热量和负扭矩发电,这不但使系统的能耗升高,也使系统的可靠性降低。可见,曲柄滑块机构的系统总能量的大幅波动对系统的能耗和可靠性产生不利影响,减小系统总能量的大幅波动,使系统总能量保持恒定,对节能和提高机构的可靠性具有重要意义。

3 基于系统总能量恒定的曲柄滑块机构节能减振方法

为了保持系统总能量恒定,本文提出一种新的方法,如图4所示,在机构的滑块处添加弹簧 D ,其刚度系数为 K 。利用弹簧的形变储存移动质量的动能,把移动质量的动能转化为弹簧的弹性势能,使系统总能量保持基本恒定。

配置的弹簧一端固定在基础上,另一端(动点)固定在曲柄滑块机构的滑块上,弹簧的原长在曲柄与滑块移动方向夹角为 90° 或 270° 时对应的滑块位置上,并规定弹簧在此位置时的势能为零,以其作为

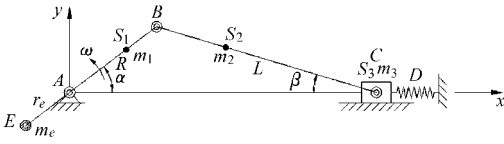


图4 添加弹簧后机构示意图

Fig.4 Schematic of mechanism with added spring

势能的零点。弹簧的动点位移 S' 为

$$S' = S - \sqrt{L^2 - R^2} = R \left[\cos\alpha + \frac{\lambda}{4}(1 + \cos(2\alpha)) \right] \quad (13)$$

移动质量的动能转换为弹簧势能的条件为

$$T_{1\max} = V_{1\max} \quad (14)$$

式中 $T_{1\max}$ ——移动质量的最大动能, J

$V_{1\max}$ ——弹簧最大形变时势能, J

由式(7), 并且由于 λ 较小, 可得

$$T_{1\max} = \frac{1}{2} \left(\frac{l_{BS_2}}{L} m_2 + m_3 \right) R^2 \omega^2 \quad (15)$$

$$V_{1\max} = \frac{1}{2} K R^2 \quad (16)$$

联立式(14) ~ (16) 得

$$K = m_c \omega^2 = \omega^2 \left(\frac{l_{BS_2}}{L} m_2 + m_3 \right) \quad (17)$$

弹簧的势能为

$$V_1 = \frac{1}{2} K S'^2 =$$

$$\frac{1}{2} \omega^2 R^2 \left(\frac{l_{BS_2}}{L} m_2 + m_3 \right) \left[\cos\alpha + \frac{\lambda}{4}(1 + \cos(2\alpha)) \right]^2 \quad (18)$$

采用改进方法后, 系统总能量为

$$W' = T_1 + T_2 + T_3 + V_1 =$$

$$\frac{1}{2} \left(\frac{l_{BS_2}}{L} m_2 + m_3 \right) \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin(2\alpha) \right)^2 R^2 \omega^2 +$$

$$\frac{1}{2} \left(\frac{l_{AS_1}}{R} m_1 + \frac{l_{CS_2}}{L} m_2 \right) R^2 \omega^2 + \frac{1}{2} m_e r_e \omega^2 +$$

$$\frac{1}{2} \omega^2 R^2 \left(\frac{l_{BS_2}}{L} m_2 + m_3 \right) \left[\cos\alpha + \frac{\lambda}{4}(1 + \cos(2\alpha)) \right]^2 \quad (19)$$

将前述的回转分级筛数据代入式(7)、(8)、(9)、(18)、(19)中, 则系统总能量、移动质量的动能、旋转质量的动能、平衡块的动能、弹簧的势能随时间 $0 \sim 0.5$ s 的变化情况如图5所示。

从图5可以看出, 采用改进方法后, 系统总能量波动基本为一直线, 下面对系统总能量波动幅度进行分析。

系统总能量的波动是由移动质量的动能波动引起的, 改进方法就是用弹簧的弹性势能使移动质量的动能与弹簧的弹性势能之和达到动态恒定, 来实

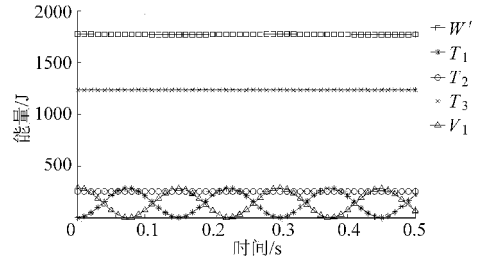


图5 添加弹簧后机构能量-时间关系曲线

Fig.5 Curves of energy and time for mechanism with added spring

现变量的动态平衡, 移动质量的动能与弹簧的弹性势能之和为

$$W_1 = T_1 + V_1 =$$

$$\frac{1}{2} \left(\frac{l_{BS_2}}{L} m_2 + m_3 \right) \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin(2\alpha) \right)^2 R^2 \omega^2 + \frac{1}{2} \omega^2 R^2 \left(\frac{l_{BS_2}}{L} m_2 + m_3 \right) \left[\cos\alpha + \frac{\lambda}{4}(1 + \cos(2\alpha)) \right]^2 \quad (20)$$

将前述数据代入式(7)、(18)、(20)中, 移动质量的动能与弹簧的弹性势能以及它们之和随时间 $0 \sim 0.5$ s 的变化情况如图6所示。

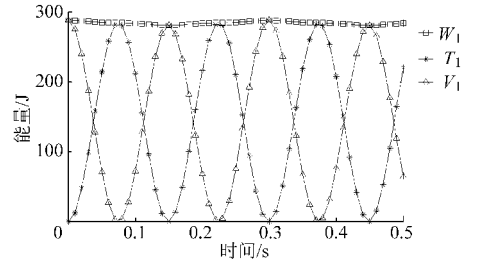


图6 添加弹簧后机构的变量动态平衡能量-时间关系曲线

Fig.6 Curves of energy and time of variable dynamic equilibrium for mechanism with added spring

从图6可以看出, 移动质量的动能与弹簧的弹性势能之和 W_1 基本为一直线, 波动幅度较小。

将式(15)代入式(20), 由于 λ 较小, 忽略式中的 λ^2 项, 可得

$$W_1 = T_{1\max} (1 + 3\lambda \sin^2 \alpha \cos \alpha) \quad (21)$$

对式(21)求导得

$$W'_1 = 3T_{1\max} \lambda (2\sin\alpha \cos^2 \alpha - \sin^3 \alpha) = 3T_{1\max} \lambda \sin\alpha (2 - 3\sin^2 \alpha) \quad (22)$$

令 $W'_1 = 0$, 得当 $\sin\alpha = \pm \frac{\sqrt{6}}{3}$ 时, W_1 有极值。

将 $\sin\alpha = \pm \frac{\sqrt{6}}{3}$ 代入式(21), 得 W_1 的极值为

$$W_{1\max} = T_{1\max} \left(1 + \frac{2\lambda}{3} \sqrt{3} \right) \quad (23)$$

$$W_{1\min} = T_{1\max} \left(1 - \frac{2\lambda}{3} \sqrt{3} \right) \quad (24)$$

W_1 以 $T_{1\max}$ 为中轴, 在 $T_{1\max} \left(1 + \frac{2\lambda}{3}\sqrt{3}\right)$ 和 $T_{1\max} \left(1 - \frac{2\lambda}{3}\sqrt{3}\right)$ 之间波动。

W_1 的最大波动量为

$$W_{1r\max} = W_{1\max} - W_{1\min} = \frac{4\lambda}{3}\sqrt{3}T_{1\max} \quad (25)$$

最大波动量与移动质量最大动能的比值为

$$P_r = \frac{W_{1r\max}}{T_{1\max}} = \frac{4\lambda}{3} \frac{\sqrt{3}T_{1\max}}{T_{1\max}} = \frac{4\lambda}{3}\sqrt{3} \quad (26)$$

从式(26)看出, 采用改进方法后, P_r 仅与 λ 有关, 当 $\lambda = 0.0125$ 时, $P_r = 0.028$, 移动质量的动能与弹簧的势能之和 W_1 的波动范围为 $0.986 \sim 1.014T_{1\max}$ 之间, 波动极小, 基本保持恒定, 系统总能量也基本保持恒定。

原来结构的系统总能量由移动质量的动能、旋转质量的动能、平衡块的动能组成, 系统总能量处于周期性波动之中, 波动幅度为最大移动质量的动能 $T_{1\max}$ 。系统总能量的增加是由电动机输入能量实现, 这个能量变动量越大, 电动机能耗越大; 系统总能量的减少使本系统的能量向系统外耗散, 这个能量变动量越大, 产生冲击能、热量和负扭矩发电的能量也越大, 能源浪费和冲击振动越严重。

采用改进方法后, 系统总能量由移动质量的动能、旋转质量的动能、平衡块的动能、弹簧的弹性势能组成, 系统总能量的波动幅度为 $\frac{4\lambda}{3}\sqrt{3}T_{1\max}$, 当 $\lambda = 0.0125$ 时, 波动幅度为 $0.028T_{1\max}$, 系统总能量基本保持恒定, 电动机输入能量和向系统外耗散能量都大幅减小, 同时实现了节能和减振的目的。

4 试验

根据前面的理论分析和计算, 设计了节能减振装置, 如图7所示, 安装在样机上, 安装节能减振装置的样机如图8所示。对安装节能减振装置的样机与原样机的电耗和振动指标进行试验研究。

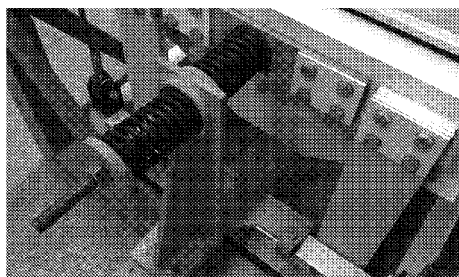


图7 节能减振装置

Fig. 7 Device of energy saving and vibration decreasing

电耗测量用上海存昊电子科技有限公司生产的DZFC-1型电能综合分析测试仪, 测定运转一定时

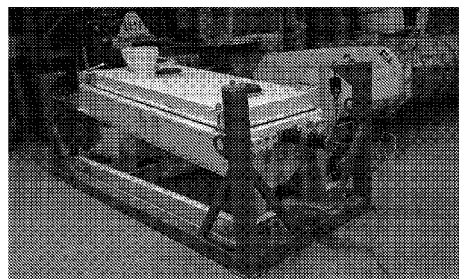


图8 安装新装置的回转分级筛

Fig. 8 Rotary grading screen with proposed device

间的有功电能。

振动测量用北京时代之峰科技有限公司的TV310便携式测振仪, 采用ISO2372的标准, 以振动速度来评定机械的振动程度, 以机架的四根钢绳悬挂点附近作为测试点, 每点测纵向、横向和垂直方向的各自振动速度的有效值, 计算平均值, 以振动速度的均方值来衡量机器的振动烈度^[15]。

经过试验和测量, 安装节能减振装置的样机与原样机相比, 电耗由 $1.718 \text{ kW}\cdot\text{h}$ 降到 $1.345 \text{ kW}\cdot\text{h}$, 降低 21.71% , 振动由 0.5129 cm/s 降到 0.3546 cm/s , 降低 30.89% , 节能减振效果明显。

5 结论

(1) 对回转分级筛工作时的能量进行了分析, 回转分级筛简化为曲柄滑块机构, 将曲柄滑块机构作为分析系统, 系统总能量由移动质量的动能、旋转质量的动能、平衡块的动能组成, 研究表明, 工作过程中系统总能量处于周期性波动之中, 波动幅度为最大移动质量的动能 $T_{1\max}$, 由于系统总能量的增加等于外力向系统作的功, 系统总能量的减少等于系统向外作的功, 因此系统总能量的大幅波动造成能量浪费和冲击振动问题。

(2) 提出了一种基于系统总能量恒定的节能减振方法, 在系统中设置适当的弹性元件, 系统总能量由移动质量的动能、旋转质量的动能、平衡块的动能、弹簧的弹性势能组成, 将工作过程中的耗散能量转换为弹性势能, 弹性势能再转换为驱动能量, 保持系统总能量基本恒定, 并进行了理论分析。研究表明, 改进方法使系统总能量波动幅度由原来的 $T_{1\max}$ 变为 $\frac{4\lambda}{3}\sqrt{3}T_{1\max}$, 当 $\lambda = 0.0125$ 时, 波动幅度为 $0.028T_{1\max}$, 系统总能量保持基本恒定, 需要电动机的作功减小, 系统向外耗散能量造成能量浪费和冲击振动也减小, 从原理上实现了既节能又减振的目标。

(3) 根据理论研究结果, 设计了节能减振装置, 并安装在样机上进行对比试验, 经过试验验证, 节能 21.71% , 减振 30.89% , 节能减振效果明显。

参 考 文 献

- 1 Arakelian V H, Smith M R. Shaking force and shaking moment balancing of mechanisms: a historical review with new examples [J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2005, 127(2): 334 ~ 339.
- 2 Chaudhary H, Saha S K. Balancing of shaking forces and shaking moments for planar mechanisms using the equimomental systems [J]. Mechanism and Machine Theory, 2008, 43(3): 310 ~ 334.
- 3 袁锐, 孙宇, 范文海, 等. 回转分级筛的动力学仿真研究[J]. 农机化研究, 2012, 34(12): 52 ~ 55.
Yuan Rui, Sun Yu, Fan Wenhai, et al. Dynamic simulation study of the rotary grading screen [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2012, 34(12): 52 ~ 55. (in Chinese)
- 4 Bageci C. Complete shaking force and shaking moment balancing of link mechanisms using balancing idler loops [J]. ASME Journal of Mechanical Design, 1982, 104(2): 482 ~ 493.
- 5 柳志远, 冯占广. 小型单缸卧式发动机一阶往复惯性力整体平衡法的理论研究[J]. 农业机械学报, 1990, 21(1): 23 ~ 28.
Liu Zhiyuan, Feag Zhanguang. Theoretical study of integral balancing of first-order reciprocal inertia of small-sized single-cylinder horizontal engine [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1990, 21(1): 23 ~ 28. (in Chinese)
- 6 Esat I, Bahai H. A theory of complete force and moment balancing of planer linkage mechanisms [J]. Mechanism and Machine Theory, 1999, 34(6): 903 ~ 922.
- 7 Kochev I S. General theory of complete shaking moment balancing of planar linkages: A critical review [J]. Mechanism and Machine Theory, 2000, 35(11): 1 501 ~ 1 514.
- 8 Arakelian V H, Dahan M, Smith M R. Complete shaking force and partial shaking moment balancing of planar four-bar linkages [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part K, 2001, 215(1): 31 ~ 34.
- 9 Arakelian V H, Dahan M. Partial shaking moment balancing of fully force balanced linkages [J]. Mechanism and Machine Theory, 2001, 36(11): 1 241 ~ 1 252.
- 10 Demeulenaere B, Aertbelien E, Verschuure M, et al. Ultimate limits for counterweight balancing of crank-rocker four-bar linkages [J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2006, 128(6): 1 272 ~ 1 284.
- 11 Arakelian V H. Shaking moment cancellation of self-balanced slider-crank mechanical systems by means of optimum mass redistribution [J]. Mechanics Research Communication, 2006, 33(6): 846 ~ 850.
- 12 Moore B, Schicho J, Gosselin C M. Determination of the complete set of shaking force and shaking moment balanced planar four-bar linkages [J]. Mechanism and Machine Theory, 2009, 44(11): 1 338 ~ 1 347.
- 13 高名旺, 张宪民. 平面宏动并联机器人动态模拟 [J]. 农业机械学报, 2012, 43(8): 205 ~ 209, 214.
Gao Mingwang, Zhang Xianmin. Dynamic modeling of planar macro-driven parallel robot [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(8): 205 ~ 209, 214. (in Chinese)
- 14 陆震. 高等机械原理 [M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2001.
- 15 成大先. 机械设计手册 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2007.