

基于弹性动力学分析的黄豆除杂振动筛优化设计

韩宝星¹, 竺志超¹, 徐 钟², 杨文珍¹

(1. 浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018; 2. 哇哈哈研究院, 杭州 310018)

摘 要: 构建了振动筛的弹性动力学模型,推导出物料在筛面上的运动方程,以及物料在筛面上的平均推进速度计算公式。根据公式中各参数与筛分性能的关系,确定了影响振动筛筛分性能的主要结构参数与运动参数,并对相关参数进行优化。参数优化过程中利用 BP 神经网络得出振动筛的相关参数与筛分性能之间的关系,重构了振动筛的弹性动力学模型,加速了优化计算过程。优化结果表明,改进设计后振动筛的筛分效果可以达到最好,筛分效率也有提升。

关键词: 振动筛; 板簧; 动力学模型; 神经网络; 优化设计

中图分类号: TH113.1

文献标志码: A

0 引 言

振动筛是一种物料分级设备,因其结构简单、工作可靠,被广泛应用于建筑、选煤、选矿、冶金、石化等领域。振动筛的设计关系到筛分效果、生产效率和节能水平,从而直接影响企业的经济效益^[1]。目前相关的设计研究主要在刚性动力学范畴内^[2],但是实际上因为车速的提高,振动筛的动态特性对筛分效果有一定的影响。

某一自主研发的黄豆除杂振动筛,由于结构参数和转速选取不当,存在筛分效率低、筛分效果差、板簧易断裂等问题。本文构建了该振动筛的弹性动力学模型,推导出计入机构弹性后的物料相对筛面左滑、右滑的运动方程,以及物料在筛面上的平均推进速度;并且采用 BP 神经网络得出振动筛的相关参数与筛分性能之间的关系,重构弹性动力学模型,加速动力学计算过程;再以板簧的截面惯性矩、曲柄长度和转速为参数,以筛分效率为目标建立优化模型,对参数进行了优化。

1 振动筛的运动学和动力学模型

黄豆除杂振动筛连接结构如图 1 所示,摆杆为

板簧结构,由曲柄连杆驱动。由于筛体的振幅相对其结构尺寸小很多,可以将振动筛简化为图 2 所示的曲柄摇杆机构,进行刚性运动分析;然后以此为基础,建立图 3 所示的结构弹性动力学模型,进行动力学分析。

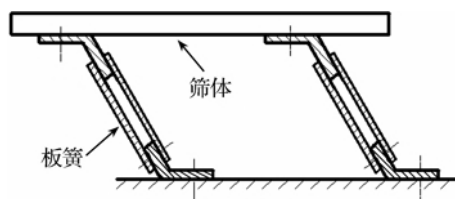


图 1 振动筛连接结构

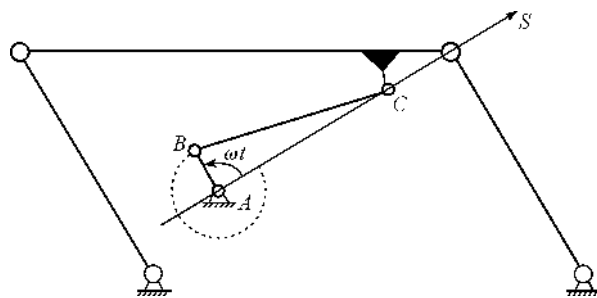


图 2 振动筛的曲柄摇杆机构

收稿日期: 2013-10-16

作者简介: 韩宝星(1989-),男,河南商丘人,硕士研究生,主要从事机械动力学方面的研究。

通信作者: 竺志超,电子邮箱: zczhu@zstu.edu.cn

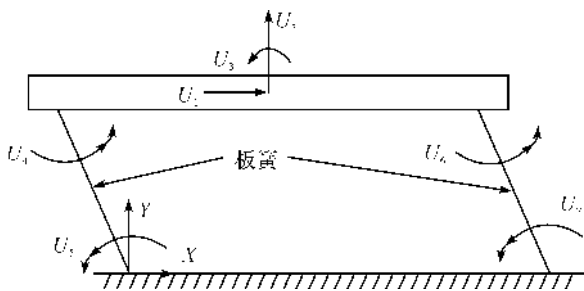


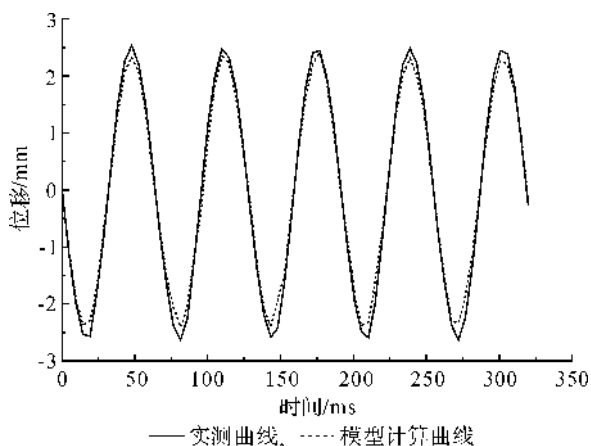
图3 振动筛板簧的动力学模型

图1中板簧为弹性单元,筛体、曲柄及连杆均作为刚体。设 U_1, U_2, U_3 分别为筛体质心的横向位移、纵向位移和筛体绕质心的转角, U_4, U_5, U_6, U_7 分别为板簧各连接点处的曲率。先通过坐标转换矩阵,将两板簧与筛体连接节点处的弹性位移坐标用广义坐标 U_1, U_2, U_3 表示,然后通过拉格朗日方程建立振动筛系统的弹性动力学模型^[3]:

$$M\ddot{U} + C\dot{U} + KU = Q \quad (1)$$

其中, $U = [U_1 \ U_2 \ U_3 \ U_4 \ U_5 \ U_6 \ U_7]$, M, C, K 为系统参数矩阵, Q 为系统广义力列阵。

在计算弹性动力学模型时采用“瞬时刚化”方法,离散后求解在刚性运动作用下引起的振动筛的弹性运动,然后将筛面的刚性运动和弹性运动叠加作为振动筛的实际输出。图4为由振动筛的弹性动力学模型计算所得的综合位移和振动筛质心在 X 轴方向上的实测位移。模型计算曲线与实测结果比较,误差约为8%,说明所构建的振动筛系统弹性动力学模型具有一定的合理性,可应用于工程实际。

图4 振动筛质心在 X 轴方向上的由模型计算所得运动与实测运动曲线

2 筛面上物料的相对运动分析

为达到筛分物料的目的,物料必须相对筛面向左滑动,且相对筛面法向无跳动。

2.1 物料相对筛面滑动以及无跳动的条件

2.1.1 物料相对筛面向左滑动的条件

在图2中,当振动筛的曲柄转动时,筛面作弧形往复平动。因为连杆和摇杆的长度远大于曲柄长度 r ,所以可将筛面的运动轨迹看作 S 轴方向上的直线平动。设筛体加速度为 a ,根据简化公式 $a = -r\omega^2 \cos\omega t$ 可知,曲柄在 II、III 象限时 $a > 0$,而在 I、IV 象限时 $a < 0$ 。由此可以确定物料惯性力 P_k 的方向。

如图5所示,当曲柄转动至第 II、III 象限时,物料在惯性力作用下有相对筛面向左滑动的趋势,物料能相对筛面向左滑动的条件为^[4]:

$$a > g \cdot \frac{\sin\varphi}{\cos(\beta + \varphi)} \quad (2)$$

式中, β 为振动方向角,即筛体振动方向与筛面的夹角,由振动筛曲柄、连杆的长度以及电动机的安装位置确定,本文研究的振动筛 $\beta = 31^\circ$; g 为重力加速度, $g = 9.8 \text{ m/s}^2$; φ 为物料与筛面间的摩擦角, $\varphi = 12.6^\circ$ ^[5]。

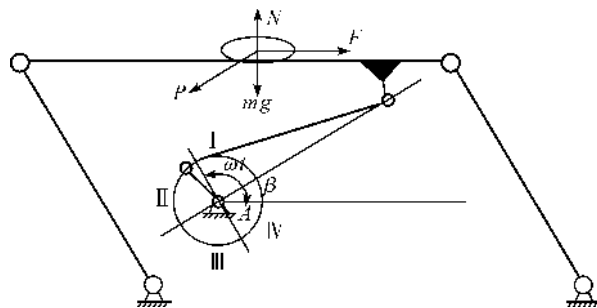


图5 物料相对筛面向左滑动时的受力状态

2.1.2 物料相对筛面向右滑动的条件

如图6所示,当曲柄转动至第 I、IV 象限时,物料有相对筛面向右滑动的趋势,物料能相对筛面向右滑动的条件为^[4]:

$$a > g \cdot \frac{\sin\varphi}{\cos(\beta - \varphi)} \quad (3)$$

式(3)中各变量的含义与式(2)中相同。

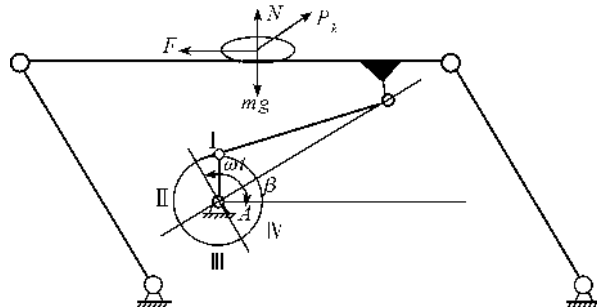


图6 物料相对筛面向右滑动时的受力状态

2.1.3 物料相对筛面无跳动的条件

由于往复振动筛分机械是利用物料的自动分级

性进行筛选分级的,所以振动筛设计时要使物料相对于振动面仅滑动而无跳动,且获得尽可能大的竖直方向上的振动惯性力^[6]。在图6中,当曲柄处于第I、IV象限时,物料有沿筛面法向运动的趋势,其临界条件为^[6]:

$$a \sin \beta = g \quad (4)$$

式(4)中各变量的含义与式(2)中相同。

2.2 物料相对筛面滑动的位移和平均推进速度

在以往的研究中,对于物料相对筛面的滑动位移和平均推进速度的计算都是建立在振动筛各构件为刚体的基础上,没有考虑振动筛弹性运动的影响,因此计算所得与实测结果有较大误差。为减少误差,本文考虑了振动筛的弹性运动,即后文中的变量 a 是筛体质心的实际加速度值,包含了振动筛的弹性运动。

2.2.1 物料相对筛面向左滑动的位移 S_L

2.2.1.1 物料相对筛面向左滑动的加速度 a_L

如图5所示,当曲柄转至第II、III象限时,物料受到四个力的作用:重力 G 、筛面的支撑力 N 、筛面的摩擦力 F 和惯性力 P_k 。当 P_k 沿筛面方向的分力大于滑动摩擦力 F 时,物料相对筛面向左滑动,设相对滑动的速度为 v_L ,则相对滑动加速度 $a_L = \frac{dv_L}{dt}$ 。设 v_L 、 a_L 向右为正,则:

$$ma_L = m \frac{dv_L}{dt} = -P_k \cos \beta + F \quad (5)$$

其中 $P_k = ma$, $F = N \cdot \tan \varphi$, $N = mg + P_k \sin \beta$,代入(5)式后得出:

$$a_L = -a \frac{\cos(\beta + \varphi)}{\cos \varphi} + g \tan \varphi$$

2.2.1.2 物料相对筛面向左滑动的速度 v_L

设物料相对筛面向左滑动的开始时刻为 t_a ,终止时刻为 t_b 。由式(2)可知, t_a 时刻筛面的加速度 $a_u = \frac{g \sin \varphi}{\cos(\beta + \varphi)}$,据此可以求出 t_a ,对应 $i=0$ 。将 a_L 对时间逐段积分得到物料在II、III象限内的任一时刻相对筛面向左滑动的速度:

$$v_{L_{i+1}} = \sum_{i=0}^i \frac{a_{L_i} + a_{L_{i+1}}}{2} \Delta t$$

式中, Δt 为离散单元法中所取的时间间隔,取 $\Delta t = T/360$,其中 T 是振动筛曲柄转动周期。当 $v_{L_{i+1}} = 0$ 时可求得 t_b ,此时 $i=x$, $x = \frac{(t_b - t_a)}{\Delta t}$ 。

2.2.1.3 物料相对筛面向左滑动的位移 S_L

物料在时间区间 $[t_a, t_b]$ 中相对筛面向左滑动的

位移 S_L 为:

$$S_L = \sum_{i=0}^x \frac{v_{L_i} + v_{L_{i+1}}}{2} \Delta t \quad (6)$$

2.2.2 物料相对筛面向右滑动的位移 S_R

2.2.2.1 物料相对筛面向右滑动的加速度 a_R

如图6所示,当曲柄转至第I、IV象限时,物料的受力为:

$$ma_R = P_k \cos \beta - F \quad (7)$$

将 $P_k = ma$, $F = N \cdot \tan \varphi$ 及 $N = mg - P_k \sin \beta$ 代入(7)式后得出,

$$a_R = a \frac{\cos(\beta - \varphi)}{\cos \varphi} - g \tan \varphi$$

2.2.2.2 物料相对筛面向右滑动的速度 v_R

设物料相对筛面向右滑动的开始时刻为 t_c ,终止时刻为 t_d 。由式(3)知, t_c 时刻物料相对筛面的加速度 $a_u = \frac{g \sin \varphi}{\cos(\beta - \varphi)}$,据此可求得 t_c ,对应 $j=0$ 。同理积分可得物料在I、IV象限内任一时刻相对筛面向右滑动的速度,

$$v_{R_{j+1}} = \sum_{j=0}^j \frac{a_{R_j} + a_{R_{j+1}}}{2} \Delta t$$

当 $v_{R_{j+1}} = 0$ 时,可求得 t_d ,此时 $j=y$, $y = \frac{(t_d - t_c)}{\Delta t}$ 。

2.2.2.3 物料相对筛面向右滑动的位移 S_R

物料在时间区间 $[t_c, t_d]$ 中相对筛面向右滑动的位移为,

$$S_R = \sum_{j=0}^y \frac{v_{R_j} + v_{R_{j+1}}}{2} \Delta t \quad (8)$$

t_a, t_b, t_c, t_d 在曲柄转动周期中的位置如图7所示。

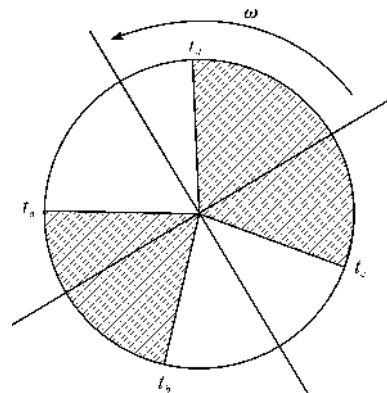


图7 t_a, t_b, t_c, t_d 在曲柄转动周期中的位置

2.2.3 物料相对筛面的平均推进速度

在振动筛曲柄的一个转动周期内,物料相对筛面向右滑动的位移、相对筛面向左滑动的位移以及物料相对筛面跳起后沿筛面方向的相对位移,三者矢量和除以曲柄转动周期为物料相对筛面的平均推

进速度^[7]。因为一般情况下物料在筛面上没有相对跳动现象,所以在计算物料相对筛面的平均推进速度时,仅考虑物料相对筛面左右滑动的情况。故物料相对筛面的平均推进速度,

$$V = \frac{\omega}{2\pi} (|S_L| - |S_R|) \quad (9)$$

式(9)中 ω 表示振动筛曲柄的转动角速度,单位为 rad/s。

3 振动筛的优化

3.1 振动筛优化模型的建立

3.1.1 参数选择

影响筛架横向往复运动的主要因素有板簧的截面惯性矩、曲柄的长度和转速,故选取设计参数如下:

$$\mathbf{X} = [X_1 \ X_2 \ X_3 \ X_4]^T = [b \ h \ r \ \omega]^T \quad (10)$$

其中: b 为板簧截面的宽度,单位为 mm; h 为板簧截面的厚度,单位为 mm; r 为曲柄长度,单位为 mm; ω 为曲柄角速度,单位为 rad/s。

3.1.2 约束条件

$$20 \leq b \leq 30; g_1(\mathbf{X}) = X_1 - 0.02 \geq 0,$$

$$g_2(\mathbf{X}) = 0.03 - X_1 \geq 0,$$

$$2 \leq h \leq 4; g_3(\mathbf{X}) = X_2 - 0.002 \geq 0,$$

$$g_4(\mathbf{X}) = 0.004 - X_2 \geq 0,$$

$$2 \leq r \leq 5; g_5(\mathbf{X}) = X_3 - 0.002 \geq 0,$$

$$g_6(\mathbf{X}) = 0.005 - X_3 \geq 0,$$

$$41.9 \leq \omega \leq 125.7; g_7(\mathbf{X}) = X_4 - 41.9 \geq 0,$$

$$g_8(\mathbf{X}) = 125.7 - X_4 \geq 0.$$

由公式(4)得物料相对筛面无跳动的条件: $g_9(\mathbf{X}) = g - a \sin \beta \geq 0$ 。

3.1.3 目标函数

为达到良好的筛分效果,物料相对筛面向左滑动的位移和相对筛面向右滑动的位移绝对值之和应最大,即增加物料在单位时间内相对筛面滑动的距离,将增加物料透过筛孔的概率。建立目标函数如下:

$$Q(\mathbf{X}) = |S_R| + |S_L| \quad (11)$$

按前述,式(11)中所涉及的加速度 a ,为计入板簧弹性后的筛体质心在图2中S轴方向的加速度,可通过动力学分析求得,但求解动力学模型的动态响应较为耗时。为加速优化进程,通过BP神经网络重构振动筛的弹性动力学模型,即首先对所建动力学模型按不同参数进行计算,得到的数据作为样本;其次将优化设计变量对应的数据作为神经网络的输入,目标函数对应的数据作为神经网络的输出,得到神经网络训练样本,如表1所示;然后设置好神经网络的输入层、输出层和中间层的神经元个数以及网络的训练次数和误差后,就可以对网络进行训练。训练后的神经网络,可用于振动筛的优化。

表1 神经网络的训练样本

序号	输入				输出
	截面宽度 b/mm	截面厚度 h/mm	曲柄长度 r/mm	角速度 $\omega/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$	$ S_R + S_L /\text{mm}$
1	0.0200	0.0020	0.0020	125.70	7.1530
2	0.0220	0.0024	0.0026	108.94	11.3435
...
20	0.0295	0.0039	0.0048	46.09	16.7761
21	0.0300	0.0040	0.0050	41.90	16.9035

3.2 优化模型求解及结果

以原始设计参数为一组初始变量,因初始设计时振动筛的结构参数和运动参数分别为:板簧截面宽度 $h=25$ mm、板簧截面厚度 $b=2$ mm、曲柄长度 $r=2.5$ mm、曲柄角速度 $\omega=98.1$ rad/s,故

$$\mathbf{X}^0 = [0.025 \ 0.002 \ 0.0025 \ 98.1]^T$$

利用 Matlab 自带的约束最优化函数 fmincon 得到最优设计变量和最优函数值为:

$$\mathbf{X}^* = [0.025 \ 0.002 \ 0.0044 \ 63.2]^T,$$

$$Q(\mathbf{X}^*) = 17.930 \ 0 \text{ mm}$$

根据上述结果,可以得到振动筛的优化方案,即保持板簧截面宽度、厚度不变,曲柄长度改为 4.4

mm,转速变为 63.2 rad/s。这样改进能获得最好的筛分效果。

3.3 优化结果分析与验证

由式(9)可知,当 $r=2.5$ mm, $\omega=98.1$ rad/s 时,

$$V = \frac{\omega}{2\pi} [|S_R| - |S_L|] = 66.127 \ 6 \text{ mm/s}$$

而当 $r=4.4$ mm, $\omega=63.2$ rad/s 时,

$$V = 86.117 \ 2 \text{ mm/s}$$

对比上述结果可知,优化后物料的推进速度加快,从而提高了振动筛的工作效率。

另外,优化前筛面在竖直方向的加速度最大值为 7.95×10^3 mm/s²,优化后筛面在竖直方向的加速度最大值为 9.87×10^3 mm/s²。比较这两个结

果,可以看出优化后物料在筛分过程中获得了变化幅度更大的惯性力,这更有利于物料的分级,使筛分效果更好。

4 结 语

本文结合弹性动力学模型,针对振动筛的筛分效率和筛分效果建立关于结构参数与运动参数的优化模型,且得出了可行的优化结果,提高了振动筛的筛分效果和筛分效率。所以,从机构弹性动力学的角度出发对振动筛进行优化是一种改进设计的有效方法,也进一步完善了振动筛的设计理论,对工程实际有较好的指导作用。但是,实际上影响振动筛工作性能的相关因素比较多,也比较复杂,这里也仅仅将柔度较大的板簧作为弹性件、转速作为运动参数来考虑,未将物料特性联系起来,所以仍存在一定的局限性。

参考文献:

- [1] 郭年琴,匡永江. 振动筛国内外研究现状及发展[J]. 世界有色金属, 2009(5): 26-27.
- [2] Zhao Y, Liu C, He X, et al. Dynamic design theory and application of large vibrating screen[J]. Procedia Earth and Planetary Science, 2009, 1(1): 776-784.
- [3] 许富强. 八宝粥原料除杂设备的研究与设计[D]. 杭州: 浙江理工大学, 2012: 23-41.
- [4] 陆振曦, 陆守道. 食品机械原理与设计[M]. 北京: 中国轻工业出版社, 1995: 82-83.
- [5] 李艳洁. 堆积问题的离散元模拟: 实验研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2004: 26-34.
- [6] 阮竞兰. 振动机械参数优化设计的研究[J]. 轻工机械, 2002(1): 19-22.
- [7] 阮竞兰, 阮少兰, 伍毅. 振动筛参数对工作效率影响的分析研究[J]. 粮食与饲料工业, 2000(1): 71-73.

Optimization Design of Vibrating Screen for Soybean Purification Based on Elastic Dynamic Analysis

HAN Bao-xing¹, ZHU Zhi-chao¹, XU Zhong², YANG Wen-zhen¹

(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China; 2. Wahaha Research Institute, Hangzhou 310018, China)

Abstract: This paper establishes elastic dynamic model of vibrating screen, infers the equation of motion of materials on the screen surface and the computational formula of average advance rate of materials on the screen surface, determines main structural parameters and motion parameters influencing the screening performance of vibrating screen, optimizes relevant parameters, obtains the relationship between relevant parameters of vibrating screen and screening performance by using BP neural network in the process of parameter optimization, rebuilds elastic dynamic model of vibrating screen and accelerates optimal computation process. The optimization result shows that the vibrating screen after improved design can achieve the optimal screening performance and screening efficiency is also improved.

Key words: vibrating screen; leaf spring; dynamic model; neural network; optimization design

(责任编辑: 康 锋)