

TQLZ 型往复振动筛动力学模型与虚拟样机仿真

Dynamic model and virtual prototype simulation of TQLZ type reciprocating vibration screen

王中营 任 宁 武文斌 李永祥

WANG Zhong-ying REN Ning WU Wen-bin LI Yong-xiang

(河南工业大学机电工程学院, 河南 郑州 450007)

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Henan University of Technology, Zhengzhou, Henan 450007, China)

摘要:为预测 TQLZ 型往复振动筛的振幅和运动轨迹,在建立振动筛动力学模型和确定橡胶弹簧刚度的基础上,基于刚体动力学分析软件 ADAMS 建立振动筛的虚拟样机模型,通过动力学理论模型计算和虚拟样机仿真得到振动筛的振幅和运动轨迹。结果表明:振动体质心振幅和振动方向角的理论计算结果与虚拟样机仿真结果基本一致;激振力作用线通过振动体质心时,振动体各点振幅基本相同,振动体沿振动方向做往复直线运动而无绕质心转动。研究结果可为分析激振力偏移质心式振动筛和优化振动筛工作性能提供依据。

关键词:往复振动筛;动力学模型;ADAMS;虚拟样机

Abstract: To predict vibration amplitude and trajectory of the TQLZ type reciprocating vibration screen. A dynamic model of the vibration screen was established, and the stiffness of the rubber springs was determined. A virtual prototype model of the vibration screen was established based on the rigid body dynamics analysis software ADAMS. By calculating the dynamic theory virtual prototype simulation, the amplitude and trajectory of the screen were gotten. The results showed that the theoretical calculation results of the centroid amplitude of the vibrating body were consistent with the results of the virtual prototype simulation. There was a certain angle between the vibration direction of the vibration body and the direction of the exciting force in the vertical plane. When then action line of the exciting force through the centroid of the vibrating body, the vibration amplitudes of each point on the vibrating body are same basically. The vibrating body done reciprocating linear motion was along the direction vibration without rotation about the centroid. The results lay a foundation for research on the vibration force offset centroid type

vibration screen and optimal performance for the vibration screen.

Keywords: reciprocating vibration screen; dynamic model; ADAMS; virtual prototype

TQLZ 型往复振动筛是粮食加工业中应用最为广泛的清理设备,是利用往复直线运动的筛面对物料颗粒进行筛选和分级^[1-2]。近年来,由于激烈的市场竞争,粮食加工企业逐步向规模化和集约化的方向发展,对大型、高效和性能稳定的惯性往复振动筛的需求也日益强烈。然而,目前众多粮食机械制造企业对振动筛的研发仍然停留在传统的类比方法或依赖经验数据上,设备研发周期长,开发成本高。采用三维 CAD 设计软件建立振动筛的三维实体模型,随后将模型导入机械系统动力学分析软件 ADAMS 中并建立振动筛的虚拟样机仿真模型,通过改变各种动力学参数,对模型进行虚拟样机仿真试验,可以更快、更有效地对振动筛进行动态特性分析,实现振动筛动态性能的改善,可大幅度缩短新产品的研发周期和降低研发成本^[3]。

文章以某粮食机械制造企业生产的 TQLZ100×200 型往复振动筛为研究对象,简化振动筛模型和建立振动筛动力学模型,确定虚拟样机仿真所需的部分参数;基于 ADAMS 软件建立振动筛的虚拟样机模型并进行虚拟样机仿真,得到振动筛的振幅和运动轨迹;对虚拟样机的仿真结果和动力学模型的计算结果进行对比和分析。旨在为分析激振力偏移质心式振动筛和优化振动筛工作性能提供理论依据。

1 TQLZ 型往复振动筛的结构与工作原理

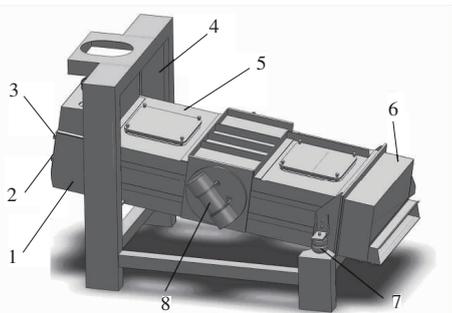
TQLZ 型往复振动筛三维模型如图 1 所示,主要由筛箱、机架、橡胶弹簧、振动电机、进料箱和出料箱等部分组成。整个筛体由 4 个橡胶弹簧支撑,两台振动电机分别对称安装在筛箱质心的两侧,筛箱内安装有上、下两层筛格。振动筛工作时,两台振动电机以相同的速度做相向旋转运动,偏心块产生的离心力沿筛体横向方向上互相抵消,而沿筛体纵向方向上相叠加,筛体在这一简谐力的作用下做往复直线运动^[4]。

基金项目:国家“十二五”科技支撑计划项目(编号:2011BA D03B 01-03);河南省重大科技专项(编号:121199110120);河南工业大学高层次人才基金项目(编号:2010BS050)

作者简介:王中营(1979—),男,河南工业大学讲师,博士。

E-mail: wangzhongying@aliyun.com

收稿日期:2015-12-01



1. 筛箱 2. 第2层筛面 3. 第1层筛面 4. 机架 5. 筛体
6. 出料箱 7. 橡胶弹簧 8. 振动电机

图1 TQLZ型振动筛三维模型

Figure 1 Three-dimensional model of TQLZ type vibration screen

2 振动筛动力学理论分析

2.1 振动筛动力学模型

为建立 TQLZ 型往复振动筛的动力学模型,需将振动筛简化为两自由度线性振动系统,简化后的力学模型见图 2。其中,进料箱、筛箱、筛格、出料箱和振动电机视为一个振动体,振动体简化成质量为 M 的刚体,质心为 O ;支承弹簧分解为沿水平和铅垂方向的线性弹簧,其刚度系数分别为 k_x 和 k_y ;振动系统阻尼较为复杂,包括机械结构阻尼、摩擦阻尼和空气阻尼等,目前这些阻尼还无法精确计算,多是根据经验或试验确定^[5],但由于振动筛的运动速度较低,可将阻尼简化为沿水平方向和铅垂方向的两个粘性阻尼,阻尼系数分别为 c_x 和 c_y ;旋转偏重合成的离心惯性激振力 $f(t)$ 作用在振动体的质心上,激振力方向与水平方向的夹角为 α ;振动体质心、支承弹簧、阻尼器和激振力均位于铅垂平面内。

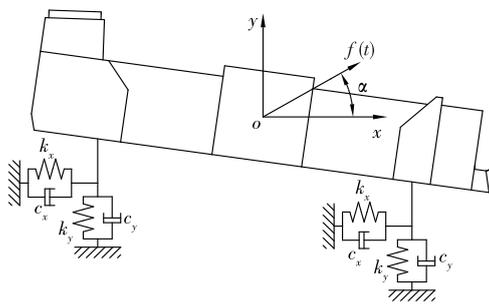


图2 振动筛简化模型

Figure 2 Simplified model of vibration screen

参照力学模型,设偏心块质量为 m ,偏心距为 r ,振动电机角频率为 ω ,则双振动电机产生的激振力为:

$$f(t) = 4m\omega^2 r \sin\omega t \quad (1)$$

激振力 $f(t)$ 沿 x 轴和 y 轴方向的分量分别为:

$$f_x(t) = 4m\omega^2 r \cos\alpha \sin\omega t \quad (2)$$

$$f_y(t) = 4m\omega^2 r \sin\alpha \sin\omega t \quad (3)$$

利用拉格朗日方程建立振动体的动力学微分方程^[6]:

$$\begin{cases} (M+4m)\ddot{x} + c_x\dot{x} + k_x x = f_x(t) \\ (M+4m)\ddot{y} + c_y\dot{y} + k_y y = f_y(t) \end{cases} \quad (4)$$

振动筛在远超共振状态下工作,激振力和筛体惯性力远

大于弹簧的弹性力和阻尼力,为简化分析过程,略去阻尼力的作用,此外,振动筛工作过程中的瞬态自由振动因阻尼作用而快速衰减,最终振动筛是在稳态强迫振动条件下工作,则微分方程(4)的稳态解为:

$$\begin{cases} x(t) = A_x \cos\omega t \\ y(t) = A_y \sin\omega t \end{cases} \quad (5)$$

其中:

$$A_x = \frac{F \cos\alpha}{(M+4m)\omega^2 - k_x};$$

$$A_y = \frac{F \sin\alpha}{(M+4m)\omega^2 - k_y}。$$

振动筛 x 向振幅与 y 向振幅的合成即为振动筛沿振动方向的合成振幅:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} \quad (6)$$

由于 x 向与 y 向的弹簧刚度不相等,因此振动筛的振动方向与激振力方向并不一致,实际的振动方向角为:

$$\beta = \arctan \frac{A_y}{A_x} = \arctan \left[\frac{(M+4m)\omega^2 - k_x}{(M+4m)\omega^2 - k_y} \tan\alpha \right] \quad (7)$$

因 k_y 大于 k_x ,由式(7)可以看出振动方向角 β 比激振力方向角 α 稍大。

2.2 橡胶弹簧刚度确定

通常情况下,振动筛工作频率 ω 与固有频率 ω_n 之比为 2.5~4.0^[7],为使振动筛在远超共振状态下工作,取 ω/ω_n 为 4,已知振动筛工作频率 ω 为 100 rad/s,则 ω_n 取 25 rad/s。振动系统的固有频率取决于振动体质量 M 和振动方向上的弹簧刚度 K ,其关系满足:

$$\omega_n^2 = K/M \quad (8)$$

根据振动筛虚拟样机模型和材料属性,由软件计算出振动体质量 M 为 747 kg,代入式(8)可得 K 为 466.8 kN/m,假设每个橡胶弹簧均匀承重,则每个橡胶弹簧的刚度为 116.7 kN/m,又因橡胶弹簧的轴向刚度 k_y 与横向刚度 k_x 之比约为 6.5,并且振动方向弹簧刚度 K 与弹簧刚度 k_x 和 k_y 应满足以下关系式^[8]:

$$k = k_x \cos^2\alpha + k_y \sin^2\alpha \quad (9)$$

因此有 $k_x = 49$ kN/m, $k_y = 319$ kN/m。

3 振动筛虚拟样机模型

振动筛三维模型在 SolidWorks 软件中建模和装配,将整机装配模型文件保存为 *.x_t 格式,随后将模型导入 ADAMS/View 中完成模型数据交换。为便于建立虚拟样机模型,在 ADAMS 软件环境中需要对导入的模型做如下处理:布尔合并筛箱、筛格、振动电机、进料箱和出料箱等相互连接的零部件,使之构成一个刚体;机架与大地之间设置为固定约束副;橡胶弹簧由 4 组 x 和 y 向拉压弹簧阻尼器来模拟,每组弹簧刚度按 x 与 y 向之比为 1:6.5 的比例进行分解;激振力 $f_x(t)$ 和 $f_y(t)$ 平均施加在振动筛两侧振动电机安装圆盘的圆心位置,使激振合力作用线经过振动体的质心,同时考虑到振动电机存在瞬态启动过程,激振力幅值及频率在瞬态启动阶段是由零初始值逐渐增加到稳定值,假设瞬态启动时间为 2 s;添加振动筛重力加速度和各零部件的材料密度等,并从 ADAMS 模型信息中提取出振动体的质量 M 。所建立的虚拟样机模型见图 3。

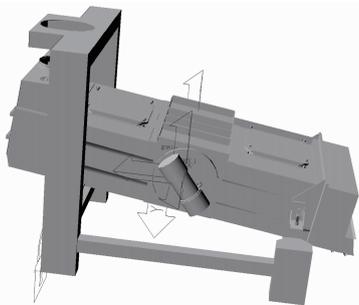


图 3 振动筛虚拟样机仿真模型

Figure 3 Virtual prototype simulation model of vibration screen

表 1 振动筛虚拟样机仿真参数

Table 1 Simulation parameters of virtual prototype

| 振动体质 量 M/kg | 偏心块质 量 m/kg | 材料密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$) | 偏心块偏心 距 e/mm | 振动角频率 $\omega/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$ | 激振力方向 角 $\alpha/(\text{°})$ | 单个支撑弹簧刚度 $k_x/(\text{kN} \cdot \text{m}^{-1})$ | 单个支撑弹簧刚度 $k_y/(\text{kN} \cdot \text{m}^{-1})$ | 支撑橡胶 弹簧数量 | 阻尼系数 c |
|-------------------------|-------------------------|--|--------------------------|--|--------------------------------|---|---|--------------|-------------|
| 747 | 6 | 7 800 | 100 | 100 | 30 | 49 | 319 | 4 | 0.8 |

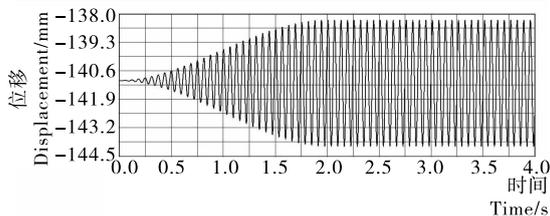
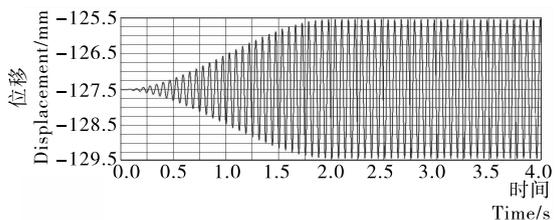
图 4 振动体质心 x 向位移Figure 4 x displacement of vibration body centroid图 5 振动体质心 y 向位移Figure 5 y displacement of vibration body centroid

表 2 振动筛质心振幅理论值与仿真值对比

Table 2 Comparison of theoretical value and simulation value of vibration screen centroid

| 参数 | 理论结果 | 仿真结果 |
|---------------------------|-------|-------|
| x 向振幅/mm | 2.80 | 2.77 |
| y 向振幅/mm | 1.68 | 1.85 |
| 合成振幅/mm | 3.27 | 3.33 |
| 振动方向角 $\alpha/(\text{°})$ | 30.79 | 33.53 |

图 6 为振动体质心在铅垂面平面内的运动轨迹,当振动筛达到稳定工作状态时,筛体质心合成运动轨迹呈现出一条倾斜的直线段,也即振动筛沿着这条直线段做往复直线运动,这与振动筛的实际工作状态相符。

4 振动筛动力学仿真结果与分析

4.1 振动体质心位移

根据前述理论分析及厂家提供的参数,该振动筛的基本参数见表 1。动力学仿真参数按照表 1 进行设置,设定仿真时间为 4 s,仿真步数为 4 000,取振动体质心作为测量点,模型由零初始状态开始仿真。图 4 和图 5 分别是振动体质心沿 x 和 y 向的振动位移曲线。由图 4、5 可知, x 和 y 向振幅均由初始平衡状态逐渐过渡到稳定状态,此后振动筛做有规律的简谐振动, x 和 y 向稳态振幅分别为 2.77 mm 和 1.85 mm,依据式(6)和(7)计算出合成振幅和振动方向角,表 2 是虚拟样机仿真与理论计算结果比较,可以看出二者数据非常接近。

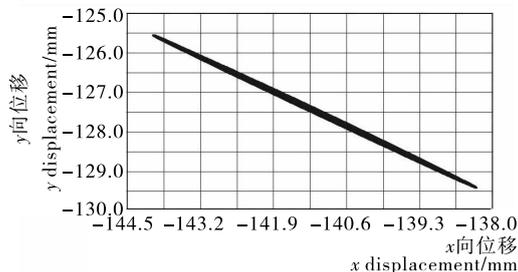


图 6 振动体质心在铅垂平面内的运动轨迹

Figure 6 Trajectory of vibration screen centroid in the vertical plane

4.2 不同位置的振幅比较

振动筛筛面的不同位置对处理物料的主要功能不尽相同,所需要的振幅也不相同,合理的振幅分布应该是物料层较厚的部位振幅应该大一些,而物料层较薄的部位振幅应该小一些,这样有利于物料的自动分级和筛分^[7],因此有必要在振动体上选择几个典型测量点以研究其振幅的变化规律。在第 1 层筛格前端沿宽度方向建立 3 个测量点 A、B 和 C,在 C 点正下方对应第 2 层筛格位置取测量点 D,见图 7;沿第 1 层筛面长度方向取测量点 E、F 和 G,见图 8。表 3 为各测量点的振幅,分析结果可以看出各测量点的 x 和 y 向振幅以及合成振幅基本一致,说明振动筛在激振力通过振动体质心时,振动体各点振幅基本相同,且振动体没有绕质心产生转动。

5 结论

在建立 TQLZ 型往复振动筛动力学模型和确定橡胶弹簧刚度的基础上,基于刚体动力学分析软件 ADAMS 建立了振动筛的虚拟样机模型,并对振动筛进行了动力学理论计算和虚拟样机仿真,依据分析结果得出以下结论:

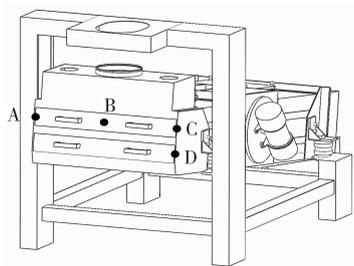


图7 筛面宽度方向测量点分布

Figure 7 Measurement points distribution along the screen width direction

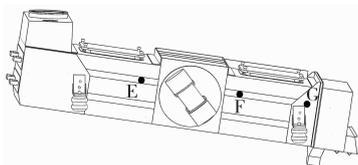


图8 筛面长度方向测量点分布

Figure 8 Measurement points distribution along the screen length direction

表3 各测量点的振幅

Table 3 Amplitude of each measurement point mm

| 测点 | x向振幅 | y向振幅 | 合成振幅 |
|----|------|------|------|
| A | 2.76 | 1.80 | 3.29 |
| B | 2.76 | 1.80 | 3.29 |
| C | 2.76 | 1.81 | 3.30 |
| D | 2.76 | 1.83 | 3.31 |
| E | 2.76 | 1.86 | 3.33 |
| 质心 | 2.77 | 1.85 | 3.33 |
| F | 2.75 | 1.89 | 3.34 |
| G | 2.76 | 1.82 | 3.31 |

(1) 振动体质心振幅和振动方向角的虚拟样机仿真结果与理论计算结果基本一致,且振动体质心的运动轨迹为一条直线。

(2) 激振合力通过振动体质心时,振动体各点振幅基本相同,振动体沿振动方向做往复直线运动而无绕质心转动。

(3) 根据处理物料的功能不同,若想振动体各点振幅有差异,激振合力方向需要偏离振动体质心,偏离距离、各点振幅分布规律与差别有待进一步研究。

参考文献

[1] 阮竞兰, 屈少敏. 往复振动筛运动参数的优化设计[J]. 中国粮油学报, 2001, 16(3): 60-62.

[2] 任宁, 李永祥, 周峰. TQLZ型直线振动筛的静态特性研究[J]. 食品与机械, 2014, 30(6): 92-94.

[3] 霍鹏飞, 杨洁明. 基于Pro/E和ADAMS的直线振动筛动力学仿真[J]. 煤矿机电, 2010, 16(3): 60-62.

[4] 胡继云, 张玺斌, 南瑞民. 惯性往复振动机械水平和铅垂支承刚度设计[J]. 中国粮油学报, 2009, 24(10): 120-123.

[5] 胡继云, 雷飞, 秦玉良. 惯性往复振动机械阻尼值设计的理论研究[J]. 河南工业大学学报: 自然科学版, 2010, 31(2): 19-23.

[6] 闻邦椿, 刘树英. 振动机械的理论及动态设计方法[M]. 北京: 机械工业出版社, 2001: 132-170.

[7] 刘绍文. TQLZ振动分级筛振动设计[J]. 粮食与饲料工业, 1992(6): 15-17.

[8] 李伟, 王红中, 段永波, 等. 沥青混合料搅拌设备激振力偏移式振动筛的仿真分析[J]. 工程机械, 2012, 43(9): 24-28.

(上接第62页)

表1 热泵型间歇式巴氏杀菌机和普通巴氏杀菌机的综合比较

Table 1 Comparison between heat pump intermittent pasteurization machine and normal pasteurization machine

| 设备 | 电功率/ kW | 水箱体积/L | 初投资/ 万元 | 每罐耗电/ (kW·h) | 每年电费/ 元 | 其他 |
|-------------|------------|--------|------------|-----------------|------------|---------------------------|
| 普通巴氏杀菌机 | 15~20 | 300 | 2.3 | 13.33 | 16 316 | 1~3年需更换一次电加热管,有过热、漏电等安全隐患 |
| 热泵型间歇式巴氏杀菌机 | 3.5~4.0 | 750 | 2.8 | 2.56 | 3 133 | 热泵寿命可达15年,安全性好 |

4 结论

与采用电加热的普通巴氏杀菌机相比,热泵型间歇式巴氏杀菌机初投资增加不多,而电功率配置仅为为其1/4,耗电仅为为其1/5,且工作寿命长,安全性好,具有较大的综合优势。

进一步可对热泵型间歇式巴氏杀菌机的关键部件、部件间匹配及工艺参数进行系统优化,以期获得更好的综合性能。

参考文献

[1] 谷鸣, 恽海程. 国内液态奶制品的生产现状及对策[J]. 食品与机械, 2000(1): 40-41.

[2] 郭本恒. 中国乳品工业2003年现状分析及2004年展望[J]. 食品与机械, 2004(2): 8.

[3] 巫庆华, 龚广予. 巴氏杀菌牛乳与UHT牛乳的差别[J]. 乳业科学与技术, 2004(4): 149-153.

[4] 姚新奎, 车驰. 巴氏杀菌乳营养价值及发展前景[J]. 新疆畜牧业, 2010(6): 10-13.

[5] 顾佳升. 关于巴氏杀菌奶[J]. 乳业科学与技术, 2005(3): 97-99.

[6] 陈东, 谢继红. 热泵技术手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2012.

[7] Ozyurt O, Comakli O, Yilmaz M, et al. Heat pump use in milk pasteurization: an energy analysis[J]. International Journal of Energy Research, 2004, 28(9): 833-846.

[8] 时祥. 热泵型巴氏杀菌系统的研究[D]. 天津: 天津科技大学, 2015.