

悬浮整机式电子皮带秤纵向振动特性研究

姜宇杭¹ 徐旭松¹ 邱东杰²

(1. 江苏理工学院 机械工程学院, 常州 213001)

[2. 梅特勒-托利多(常州)测量技术有限公司, 常州 213125]

摘要:【目的】针对悬浮整机式电子皮带秤在物料上秤冲击下,称重稳定性受干扰的问题,以TLW-155电子皮带秤为研究对象,深入开展秤体纵向耦合振动特性研究,以提升其动态称重精度与系统运动稳定性。【方法】首先,采用分数阶Kelvin-Voigt黏弹性模型描述了输送带应力、应变的真实响应,结合弹性波波动分析法,建立了物料冲击激励下输送台面的局部分数阶纵向振动连续模型,并基于分数阶变换法求解,得到了动位移解析解;其次,根据定曲率球碗式承载装置在冲击载荷下的受力情况,建立了承载器纵向振动微分方程并采用4阶龙格-库塔法进行动态数值求解;最后,实现了输送台面与承载装置耦合的纵向振动特性分析,并辅以三维加速度测试平台进行了试验验证。【结果】研究表明,在物料冲击激励下,全悬浮整机式秤体受迫响应时间约为0.3 s。其中,输送带引起的最大动位移为4.5 mm,呈典型的阻尼波衰减特征,且选用0.6~0.8的分数阶数能够最真实地反映其黏滞蠕变特性。球碗式承载器在偏心冲击下产生的最大纵向振幅达12 mm,晃动持续约0.7 s后,依靠输送台面自重产生的恢复力返回原平衡位置,是影响称重稳定性的主导因素。试验采集的加速度曲线与分数阶耦合模型仿真结果高度吻合,最大误差不超过10.7%。

关键词: 电子皮带秤; 称重结构; 冲击; 纵向振动; 分数阶模型

中图分类号: TH113.1 **DOI:** 10.16579/j.issn.1001.9669.2026.06.010

0 引言

随着计量技术的不断发展,电子皮带秤作为连续累计称重的自动衡器,广泛应用于物流、煤矿等领域。悬浮整机式秤体是电子皮带秤承载装置中的一种特殊结构,该结构可将输送装置与计量秤体一体化,使皮带张力和摩擦力变为系统内力,从而改善“皮带效应”对称重结果的影响,具有抗侧向干扰能力强、称重精度高等优点。但在高速输送时,物料在上秤时将对悬浮秤体造成较大冲击并产生振动,影响秤体的称重稳定性,严重时还将产生共振,影响秤体使用寿命,因此,深入研究悬浮整机式秤体振动特性具有重要意义。

悬浮整机式秤体主要由输送机 and 承载装置构成,输送机运动特性分析涉及到输送带模型以及动力学模型分析方法,有较多学者对此进行研究,黄光玉^[1]研究了悬浮整机式秤体的横向及纵向振动,根据三元件模型推导出秤体振动方程,利用有限元法求得离散解。BORTNOWSKI等^[2]提出基于Bernoulli-Euler梁的运动压缩梁模型的理论假设,分析并预测了输送带横向振动频率。乐章丝^[3]采用Kelvin-Voigt黏弹性模型模拟输送带,以弹性波分析法建立了输送机纵向振

动连续动力学方程,结合分离变量法和广义坐标法求得解析解。王繁生^{[4][5]24-50}结合多体动力学理论和离散元法,构建输送机多体动力学方程,进而研究了输送机纵向振动加速度问题。SUN等^[6]建立了输送机虚拟样机,系统分析输送带横向振动与输送带张力的关系,证明了输送带张力对输送带振动的激励作用。承载装置是根据自身结构特性将物料重力传递至传感器的特殊称重结构。李冰莹^[7]分析了电子皮带秤称重结构并推导出称重误差表达式,基于试验数据研究了动态称重误差补偿。向思铭等^[8-9]剖析了电子皮带秤球碗式承重结构的运动特性,定性分析了承重结构振动对称重数据的影响机制。许文^{[10]17-41}分析并推导了5种不同曲率的球摆式承载结构动力学方程,通过数值仿真和试验,求得不同曲率下球摆式承载器的特性。

目前研究所采用模型虽然参数较少便于计算,但无法正确仿真输送带在工作时的蠕变以及黏滞特性,并且所使用的分析和求解方法多为离散法,求解得到的输送机动态特性与实际测量结果存在较大差异。为提高悬浮整机式秤体纵向振动特性分析的精度与效率,本文基于分数阶Kelvin-Voigt模型建立输送台

收稿日期: 2024-09-17

基金项目: 江苏高校“青蓝工程”项目; 江苏理工学院研究生实践创新项目(XSJCX23_69)

作者简介: 姜宇杭,男,2000年生,浙江绍兴人,硕士研究生; 主要研究方向为机械工程; E-mail: 1968252305@qq.com。

徐旭松(通信作者),男,1976年生,江苏常州人,博士,教授,硕士研究生导师; 主要研究方向为计算机辅助公差设计等; E-mail: xuxusong@163.com。

引用格式: 姜宇杭,徐旭松,邱东杰. 悬浮整机式电子皮带秤纵向振动特性研究[J]. 机械强度, 2026, 48(6): 91-98.

JIANG Yuhang, XU Xusong, QIU Dongjie. Research on longitudinal vibration characteristics of suspended whole-set electronic belt scales [J]. Journal of Mechanical Strength, 2026, 48(6): 91-98.



免费获取

面纵向振动连续动力学模型,并采用弹性波分析法以及分数阶复变换(Fractional Complex Transform, FCT)法,解得近似连续解;分析定曲率球碗式承载结构在冲击载荷下的受力情况,获得悬浮整机式秤体纵向振动模型的精确结果。

1 悬浮整机式秤体及物料冲击分析

悬浮整机式电子皮带秤结构是基于悬浮式电子皮带秤改进而形成的,其结构模型如图1所示。其主要结构为上秤架、下秤架、辊筒、输送带、称重传感器等。全悬浮整机式秤体通过框架式结构使称重托辊、输送皮带、电动机等输送装置与上秤架结合使整个输送台面成为整体。

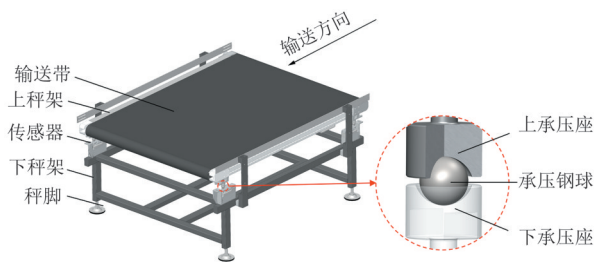


图1 悬浮整机式电子皮带秤结构

Fig. 1 Suspended whole-set electronic belt scale structure

1.1 称重结构分析

球碗式承载结构包括上、下承压座和钢球,上承压座与输送台面相连,下承压座与称重传感器固连,通过钢球的自定心功能,可将输送台面与安装于下秤架四角的称重传感器进行定位和安装。

在实际计量过程中,物料经前节输送机运输,并在接触到电子皮带秤输送带边缘时上秤,秤体在输送机带动下将物料按相应的输送速度进行计量并运输,物料压力将沿上秤架传递至上承压座,再通过承压钢球将压力输送给称重传感器并产生称重信号。以TLW-155双辊筒悬浮整机式电子皮带秤为研究对象,采用标准质量为30 kg的物料进行试验,采集称重传感器在物料上秤时的称重信号,采用快速傅里叶滤波法去除噪声信号,如图2所示。

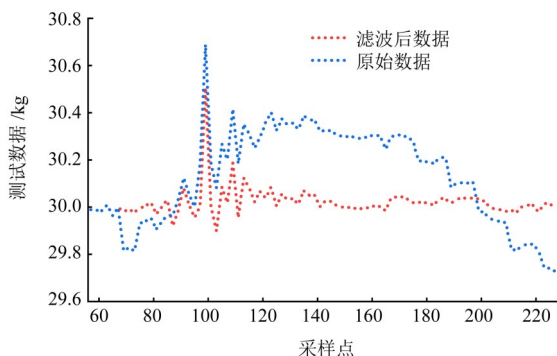


图2 物料单位计量时间称重数据

Fig. 2 Substance weight data per measurement time unit

根据悬浮整机式电子皮带秤称重原理可得,积分

型电子皮带秤称重信号表达式为

$$m_s = \frac{1}{g} \int_{t_0}^{t_0+T_w} F(t)v(t)dt \quad (1)$$

式中, m_s 为物料称重数据; g 为重力加速度, $g=9.8 \text{ m/s}^2$; t_0 为计量开始时间; T_w 为单位计量时间; $F(t)$ 为传感器压力; $v(t)$ 为物料输送速度。

当被测物料为单个质量分布均匀物体,且输送带速保持恒定时,按照悬浮整机式电子皮带秤原理可知单位计量时间内称重数据应为恒值。但由图2可知,物料上秤瞬间,称重数据将迅速增大,并使后续的称重数据产生剧烈波动,对称重稳定性产生干扰。

1.2 物料冲击激励

对于悬浮整机式秤体系统,物料上秤的过程相当于被施加了1个突变载荷,由于物料上秤时的瞬时速度与秤体带速不相同,物料将对秤体产生碰撞冲击。物料上秤时与输送台面的接触时间很短,但产生的冲击力极大,可将物料冲击激励作为瞬时冲击计算。忽略接触面摩擦作用,根据动量定理有

$$m_i v_0 = (m_i + m_r) v \quad (2)$$

式中, m_i 为物料质量; v_0 为物料的输送速度; m_r 为秤体质量; v 为上秤瞬间物料与输送台面的共同速度。

根据动量守恒定律可知,物料上秤后的动能变化为

$$Ft = m_i v_1 - (m_i + m_r) v \quad (3)$$

式中, F 为物料瞬时冲击载荷; t 为物料与输送台面接触碰撞时间; v_1 为输送台面带速。

结合式(2)、式(3),化简可得物料上秤瞬时冲击载荷 $F = m_i(v_1 - v_0)/t_0$ 。根据物料冲击产生机制及冲击载荷计算式,物料上秤冲击与输送速度密切相关,输送机主要靠电动机通过辊筒驱动。TLW-155双辊筒悬浮整机式电子皮带秤采用三相异步电动机作为驱动装置,根据电动机驱动表达式,物料冲击载荷可表示为

$$A(t) = F \sin(\omega t + \phi_0) \quad (4)$$

式中, ω 为电动机额定角频率; ϕ_0 为电动机运转初相位。

在物料冲击载荷作用下,输送台面将产生纵向振动,根据斜碰撞理论,承载装置在物料偏心冲击下将同时产生晃动,秤体纵向振动为输送台面与承载装置纵向振动相耦合的结果。

2 悬浮整机式秤体纵向振动模型

输送台面在受到物料上秤冲击后,输送带与物料接触边界将产生扰动。根据波动分析法^{[5]24-50},冲击扰动将以弹性波的形式沿输送带运动方向进行叠加和传播,并根据输送带介质进行反射和透射,从而造成输送带张力变化及台面振动。

2.1 输送带模型

输送带是输送台面的核心部件之一,通过输送带模型,分析输送台面纵向振动特性是研究输送机的重要内容。Kelvin-Voigt模型是常用的输送带模型,其由一个理想弹性体和理想黏性体元件并联构成。

常数阶 Kelvin 模型能反映输送带的蠕变现象,但无法反映输送带的滞后特性,因此在仿真时使计算结果产生较大误差。为准确描述输送带的应力-应变响应,采用分数阶力学元件来代替理想弹性体和理想黏性体,构建分数阶 Kelvin 模型^[11]。

根据 Riemann-Liouville(R-L)型分数阶微积分算子理论,对 $\forall t \in (0, +\infty)$, 函数 $f(t)$ 的分数阶微分定义式为

$$\frac{d^\alpha f(t)}{dt^\alpha} = \frac{d^n}{dt^n} D_{0,t}^{\alpha-n} f(t) = \frac{1}{\Gamma(n-\alpha)} \frac{d^n}{dt^n} \int_0^t (t-\tau)^{n-\alpha-1} f(\tau) d\tau \quad (5)$$

分数阶积分定义式为

$$\frac{d^{-\alpha} f(t)}{dt^{-\alpha}} = D_{0,t}^{-\alpha} f(t) = \frac{1}{\Gamma(\alpha)} \int_0^t (t-\tau)^{\alpha-1} f(\tau) d\tau \quad (6)$$

式中, α 为阶数, $\alpha > 0$, 且 $n-1 < \alpha \leq n$, 其中, n 为正整数; $\Gamma(\alpha)$ 为 Gamma 函数, 定义式为

$$\Gamma(\alpha) = \int_0^\infty e^{-t} t^{\alpha-1} dt, \quad \text{Re}(\alpha) > 0 \quad (7)$$

根据 R-L 型分数阶微分性质, 分数阶元件的本构方程可转化为

$$\sigma(t) = \gamma \frac{d^\alpha \varepsilon(t)}{dt^\alpha}, \quad 0 \leq \alpha \leq 1 \quad (8)$$

式中, $\sigma(t)$ 为输送带受到的应力; $\varepsilon(t)$ 为输送带发生的应变。

当 $\alpha = 0$ 时, 分数阶元件为理想弹性元件; $\alpha = 1$ 时, 分数阶元件为纯黏性元件。用不同阶数的分数阶元件代替 Kelvin 模型中的理想弹性体和黏性体, 可更好地描述输送带的实际性质, R-L 型分数阶 Kelvin 模型可转变为如图 3 所示的结构。

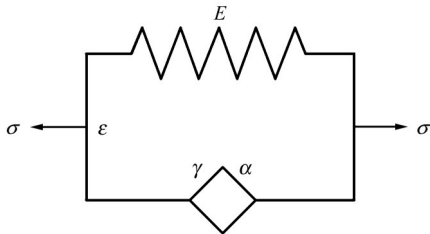


图3 分数阶 Kelvin-Voigt 模型

Fig. 3 Fractional-order Kelvin-Voigt model

按照图 3 所示的模型结构及 R-L 型分数阶微积分性质, 可推导出分数阶 Kelvin 模型的本构方程为

$$\sigma = E\varepsilon + \gamma \frac{d^\alpha \varepsilon}{dt^\alpha}, \quad 0 < \alpha < 1 \quad (9)$$

式中, E 为输送带等效弹性模量; γ 为系数。

2.2 输送台面动力学方程

为了便于研究输送台面的纵向振动特性, 可将输送带视为连续均匀体, 并忽略其在称重过程中产生的横向变形。

图 4 为输送台面系统简图, 设输送带长度为 L , 以物料与输送带接触点为坐标原点建立运动坐标系, 可将输送带沿 X 轴分解为无数个微元。

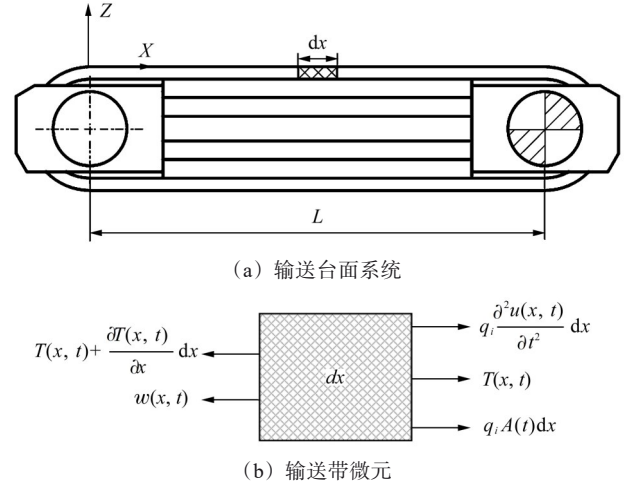


图4 输送台面系统及微元受力简图

Fig. 4 Schematic diagrams of conveyor table system and belt micro-element

在时刻 t 取距离原点 x 处输送带微元进行分析, 输送带在工作过程中受物料上秤冲击载荷 $A(t)$, 同时在张紧力 F_T 的作用下将产生静位移 $w(x, t)$ 及受扰动弹性波产生的动张力影响, 发生动位移 $u(x, t)$ 。忽略输送台面运行阻力, 根据输送带微元受力, 可得输送台面纵向运动方程为

$$q_i \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} dx + q_i A(t) dx = \frac{T(x, t)}{\partial x} dx + w(x, t), \quad i = 1, 2 \quad (10)$$

式中, q_1 为承载段单位长度等效质量, $q_1 = (m_r + m_i)/L$; q_2 为回程段单位长度等效质量, $q_2 = m_r/L$; $T(x, t)$ 为输送带动张力, $T(x, t) = B\sigma$, 其中, B 为输送带带宽。

将分数阶 Kelvin 模型本构方程代入动张力计算式, 可得

$$T(x, t) = BE(\varepsilon + \frac{\gamma}{E} \frac{d^\alpha \varepsilon}{dt^\alpha}) = BE \left[\frac{\partial u(x, t)}{\partial x} + \frac{\gamma}{E} \left(\frac{\partial^\alpha u}{\partial t^\alpha} \right) \frac{\partial u(x, t)}{\partial x} \right] \quad (11)$$

根据波动分析法可知, 输送带弹性纵波动力学方程为

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (12)$$

式中, c 为纵波传播速度, $c = \sqrt{EB/q_b}$, 其中, q_b 为输送带单位长度等效质量。

忽略输送带运行过程中的静位移, 结合输送带弹

性纵波方程与动张力表达式,可得输送台面纵向振动方程,为

$$\frac{\partial u^2}{\partial t^2} = c^2(1 + \mu \frac{\partial^\alpha u}{\partial t^\alpha}) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - A(t) \quad (13)$$

边界条件为

$$\begin{cases} u(0, t) = 0 \\ \frac{\partial u(L, t)}{\partial x} = \frac{F_T}{BE} \end{cases} \quad (14)$$

初始条件为

$$\begin{cases} u(x, 0) = 0 \\ \frac{\partial u(x, 0)}{\partial t} = 0 \end{cases} \quad (15)$$

由式(13)可知,输送台面纵向振动方程形式相当于单自由度系统的强迫振动,其解的形式为 $u(x, t) = h(x, t) + g(x, t)$, 其中, $h(x, t)$ 为特解, $g(x, t)$ 为齐次解。根据分离变量法以及边界条件,可得其特解形式为

$$h(x, t) = \sum_{s=1}^{\infty} f_s(t) \sin \frac{\eta_s x}{L} \quad (16)$$

式中, $f_s(t)$ 为输送台面振动位移函数; η_s 为超越方程 $\alpha = \eta_s \tan \eta_s$ 的 s 阶解。

将特解代入式(13)并简化,可得非齐次局部分数阶偏微分方程为

$$f'' + \mu c^2 \lambda^2 D_{0,t}^\alpha f + c^2 \lambda^2 f = 2\lambda LM_e A(t) \quad (17)$$

式中, λ 为公共常数, $\lambda = \eta_s/L$; M_e 为等效张紧质量, $M_e = F_T/g$ 。

对于局部分数阶微分方程的求解,可采用分数阶复变换方法将分数阶微分方程转化为整数阶微分方程并进行求解。由文献[12]中的分数阶复变换理论,及文献[13]中的R-L型微分的多项式逼近方法,可将式(17)中的分数阶微分时间变量 t 通过整数阶复变换为变量 T ,可近似表示为

$$T = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{pt^{n+1-\alpha}}{(n+1-\alpha)\Gamma(n+1-\alpha)} \quad (18)$$

式中, p 为多项式修正系数,取值为0~1。

将复变换变量 T 代入式(17)后,可将分数阶微分方程近似转化为常数阶微分方程,为

$$\frac{\partial^2 f}{\partial t^2} + \mu pc^2 \lambda^2 \frac{\partial f}{\partial T} + c^2 \lambda^2 f = 2\lambda LM_e A(t) \quad (19)$$

解得输送台面动位移 u_s 的近似解为

$$u_s(x, t) = \frac{q_b L^2}{BE} \sum_{s=1}^{\infty} \frac{(\sin \lambda_s x)^{2-\alpha}}{\Gamma(2-\alpha)(2-\alpha)} H(t) \quad (20)$$

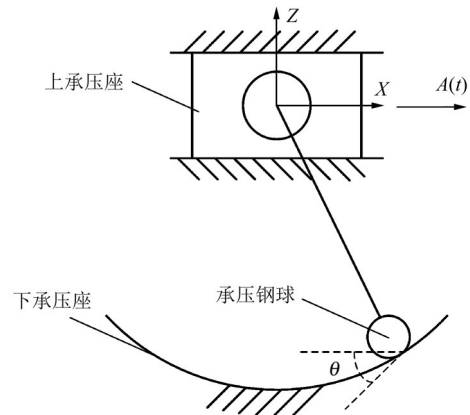
$$H(t) = \int_0^t e^{\frac{-\xi \omega_s (t-\tau)^{2-\alpha}}{\Gamma(2-\alpha)(2-\alpha)}} A(\tau) \tau^{1-\alpha} \sin(t-\tau) d\tau \quad (21)$$

式中, ω_s 为输送台面固有频率, $\omega_s = c\eta_s/L$; ξ 为输送台面阻尼系数, $\xi = \mu c\omega_s/2$; ω_d 为输送台面阻尼振动频率, $\omega_d = \omega_s \sqrt{1 - \xi^2}$ 。

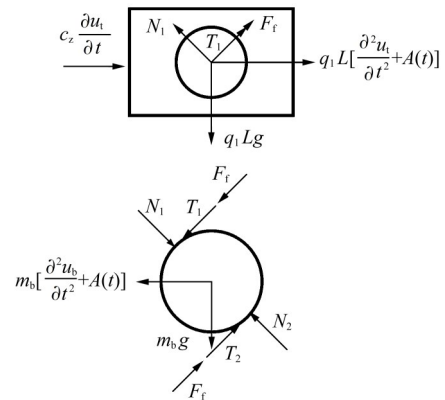
2.3 承载装置纵向振动分析

由悬浮整机式电子皮带秤承载装置装配关系可知,当受到物料冲击载荷后,下承压座保持静止状态,而钢球会在冲击作用下沿下承压座弧形槽进行晃动,同时输送台面将在钢球晃动作用下产生相对位移。

将输送台面以及被测物料视为上承压座,下承压座及下秤体可简化为弧形机架,则悬浮式电子皮带秤结构可简化为图5所示运动模型。



(a) 悬浮整机式秤体等效模型



(b) 上承压座及钢球受力分析

图5 秤体简化模型

Fig. 5 Simplified model of scale body

根据秤体简化模型中对钢球和上承压座的受力分析,可列出上承压座与承压钢球在纵向的动力学方程为

$$\begin{cases} m_b [\frac{\partial^2 u_b}{\partial t^2} + A(t)] = (T_1 - T_2) \cos \theta + (N_1 - N_2) \sin \theta \\ q_1 L [\frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} + A(t)] = -(T_1 + F_f) \cos \theta - N_1 \sin \theta - c_z \frac{\partial u_1}{\partial t} \end{cases} \quad (22)$$

式中, u_1 为输送台面纵向位移; u_b 为承压钢球纵向位移; θ 为钢球与承压座曲面之间的切角; m_b 为承压钢球质量; T_1 、 T_2 分别为钢球与上、下承压座的切向力; N_1 、 N_2 分别为钢球与上、下承压座的法向力; F_f 为承压座和钢球之间的滚动摩擦力, $F_f = \mu_f q_1 L g \cos \theta$, 其中, μ_f 为滚动摩擦因数; c_z 为阻尼系数。

根据文献[10]¹⁷⁻⁴¹可知,等曲率曲面函数为 $y(x) =$

$R = \sqrt{R^2 - x^2}$, 其中, R 为圆弧曲面的半径, 则承压钢球运动转角 θ 与上承压座位移 u_t 的关系为

$$\tan \theta = y'(u_t) = \frac{u_t}{\sqrt{R^2 - u_t^2}} \quad (23)$$

由于钢球质量远小于输送台面及物料的质量, 因此 $m_b/(q_1 L) \approx 0$ 。则根据式(22)、式(23)可得, 秤体纵向振动方程为

$$\frac{\partial^2 u_t}{\partial t^2} + \frac{c_z}{q_1 L} \frac{\partial u_t}{\partial t} + \frac{1}{2} g \sin 2\theta + \mu_t g \cos \theta = -A(t) \quad (24)$$

在物料冲击下, 秤体纵向振动 U 为输送台面及承载器的耦合振动, 即 $U = u_s + u_t$ 。

3 悬浮整机式秤体纵向振动数值仿真

3.1 输送台面及承载器纵向振动分析

由于秤体纵向振动微分方程难以直接求其解析解, 故采用 4 阶龙格-库塔法对秤体纵向振动特性进行数值分析, TLW-155 电子皮带秤部分仿真参数如表 1 所示。

表 1 TLW-155 电子皮带秤参数

Tab. 1 TLW-155 electronic belt scale parameters

参数	值
输送带长度 L/m	1.6
输送带宽度 B/m	1.2
输送带等效弹性模量 E/GPa	2.9
额定带速 $v_t/(\text{m/s})$	1.2
秤体质量 m_t/kg	180
物料质量 m_s/kg	30
等效张紧质量 M/kg	15
单次称重时间 T_w/s	1.8

令 $\alpha = 0.8$, 对 $x = L/2$ 处的输送台面单位使用 Matlab 软件进行数值计算, 得到 10 个称重时间内的输送台面动位移情况。

图 6 所示为物料冲击引起的输送带动态位移响应曲线。由图 6 可知, 物料冲击引起的最大动位移为 4.5 mm, 振动持续时间较长, 且整体动位移幅值呈逐渐衰减的趋势, 根据动位移表达式及图 6 可知, 物料冲击扰动造成的输送带纵向振动类似于阻尼振动。

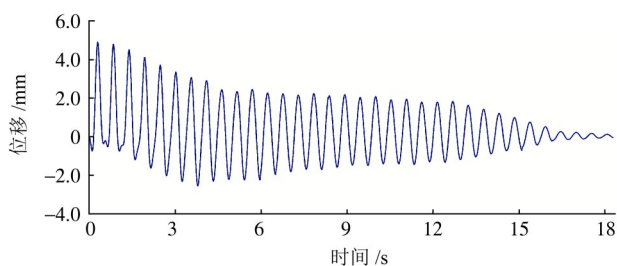


图 6 物料冲击引起的输送带动态位移响应曲线

Fig. 6 Dynamic displacement response curve of conveyor belt under material impact

在中低速运输的情况下, 输送带动张力的影响较小, 且弹性波衰减速度会随着物料远离冲击点而不断加快。在计量过程中, 输送带与辊筒等其他输送部件产生摩擦阻尼, 实际产生的动位移会远低于理论值。

图 7 所示为单次称重时间内的上承压座位移, 上承压座纵向位移曲线基本符合球摆运动规律。上承压座晃动持续时间较短, 在自身圆弧形结构及输送台面自重产生的恢复力作用下, 上承压座将在物料冲击后迅速返回到原平衡位置, 但上承压座晃动产生的纵向位移较大, 最大晃动幅度为 12 mm。因此, 在实际称重时, 应使计量开始时间晚于上承压座晃动时间 0.7 s 左右。

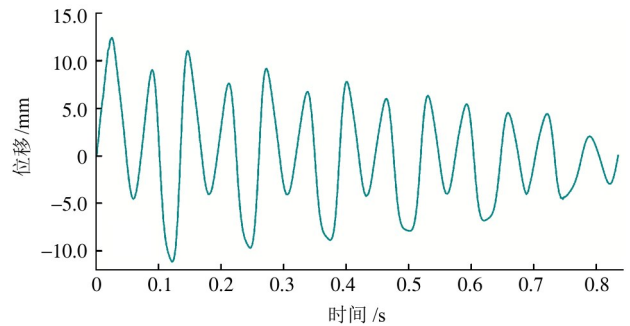
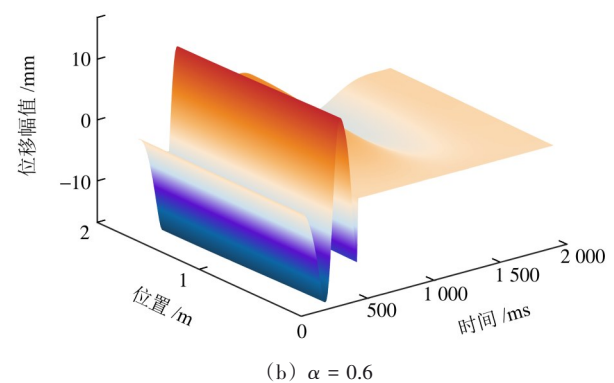
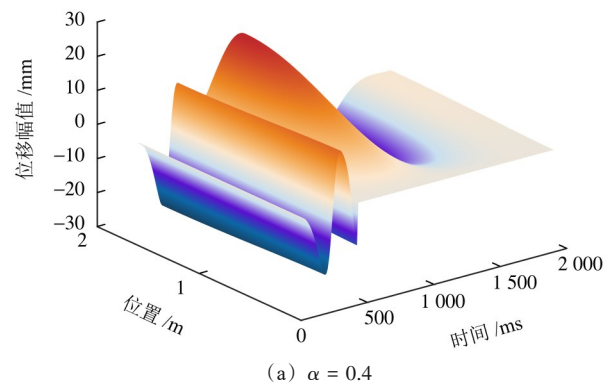


图 7 上承压座纵向位移曲线

Fig. 7 Longitudinal displacement curve of upper loader

3.2 参数影响分析

忽略输送台面运行过程中输送带受到的弯曲及剪切应力, 按上述纵向振动模型, 计算 TLW-155 秤体在基频时的纵向耦合振动。TLW-155 电子皮带秤采用等加速度曲线启动, 研究不同分数阶微分方程阶数 α 下, 秤体耦合纵向振动特性, 如图 8 所示。



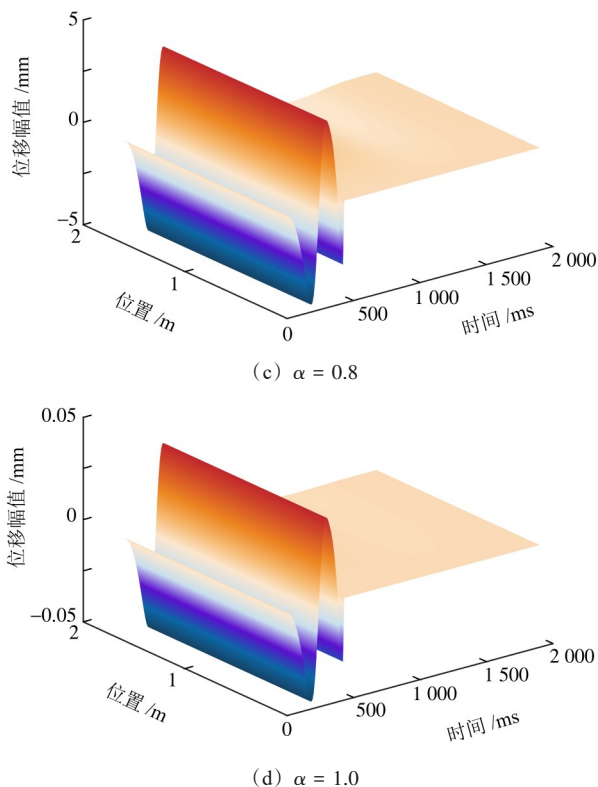


图8 不同分数阶下秤体纵向振动位移时空演化三维图

Fig. 8 Three-dimensional spatiotemporal evolution of scale longitudinal vibration displacement under different fractional orders

由图8可知,随着物料上秤后输送带远离冲击点,秤体纵向振动不断衰减,冲击载荷引起的扰动将以弹性波的形式沿输送带运动方向进行传播,直至物料离开输送带后衰减至0。

当输送带模型阶数分别为0.4、0.6、0.8、1.0时,弹性波引起的最大动位移分别为12.9、8.2、2.3、0.03 mm。当阶数增大时,弹性波引起的纵向振动幅值逐渐减小,说明输送带黏性增大后会引引起弹性波的能量损耗,增大弹性波的衰减速度,尤其是当 $\alpha=1$,即输送带为纯黏性时,弹性波引起的动位移趋近于0且衰减速度最快。但输送带黏性过大会造成输送过程中的零部件摩擦损耗增加以及物料的黏滞问题,因此在输送带选型以及仿真时,选择阶数应为0.6~0.8,可使秤体在受到物料冲击后快速恢复稳定称重状态。

分析带速 v 对秤体纵向振动特性的影响,选取带速分别为1、2、3 m/s计算秤体纵向振动加速度。根据图9及物料冲击载荷表达式可知,带速增加会使秤体纵向振动的加速度增大,其最大加速度值分别为0.512、0.819、0.987 m/s^2 。同时可知,在中低速时,带速与输送带张力变化速率为正相关,因此带速为影响秤体纵向振动特性的重要因素。

为研究不同质量的被测物料对秤体纵向振动的影响,分别以物料质量 m_i 与秤体质量 m_r 之比为10%~30%的输送工况进行数值仿真,计算得到如图10所示

的秤体纵向振动位移与质量比的变化趋势。

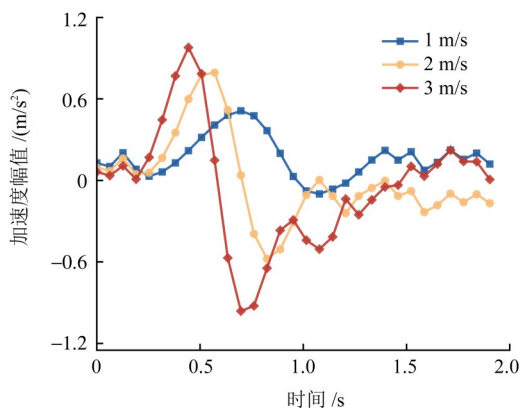


图9 不同带速下秤体纵向振动加速度

Fig. 9 Longitudinal vibration acceleration of the scale body at different belt speeds

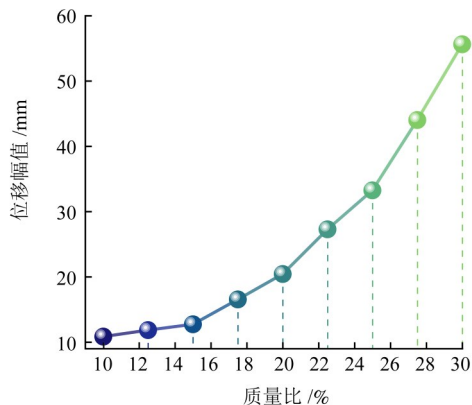


图10 不同质量比下秤体纵向位移

Fig. 10 Longitudinal displacement of the scale at different mass ratios

由图10可知,被测物料质量越接近秤体质量,所产生纵向振动幅度越大。为提高称重稳定性以及保护称重传感器,在实际计量过程中,应尽量避免被测物料接近或超过秤体额定量程。

4 试验验证

通过六轴加速度传感器实际测量TLW-155电子皮带秤在30 kg标准砝码、单次计量过程中的纵向振动加速度,被测悬浮整机式秤体如图11所示。

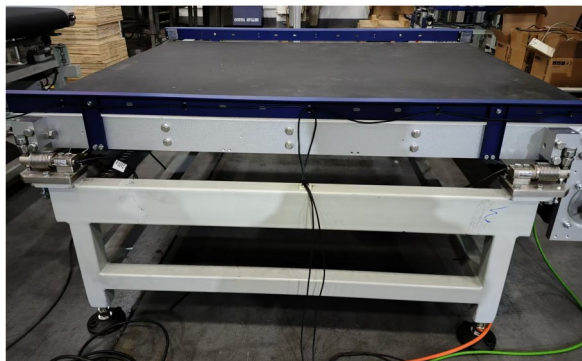


图11 TLW-155悬浮整机式电子皮带秤

Fig. 11 TLW-155 suspended whole-set electronic belt scale

将传感器粘接于秤体中间位置,即 $x = L/2$ 处,传感器采样频率为 90 Hz,采集次数共 100 次,利用卡尔曼滤波法消除干扰数据并绘制均值加速度曲线。同时利用上述纵向振动模型以及常规的常数阶振动模型分别进行仿真,得到如图 12 所示的加速度曲线。

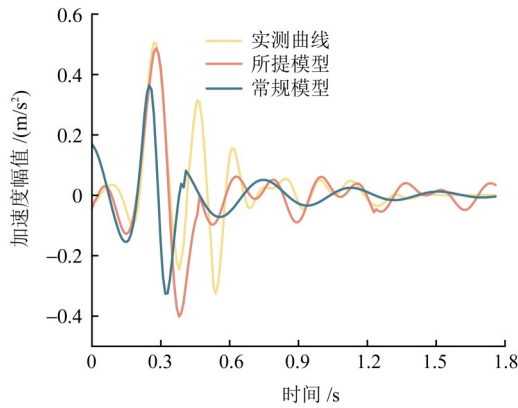


图 12 实测及仿真加速度曲线对比

Fig. 12 Comparison of measured and simulated acceleration

由实际测量得到的纵向振动加速度曲线可知,物料冲击载荷下悬浮整机式秤体纵向耦合振动为单自由度有阻尼受迫振动。根据仿真和测试得到的加速度数据,分别计算实测加速度与所提模型及常规模型的 Hausdorff 距离以及 Pearson 相关系数,如表 2 所示。

表 2 实测值与分数阶、常数阶模型的纵向振动特征参数值对比

Tab. 2 Comparison of characteristic parameters among empirical measurement, fractional-order model, and constant-order model

参数	加速度峰值 $a_{\max}/(\text{m/s}^2)$	加速度谷值 $a_{\min}/(\text{m/s}^2)$	均值 $a/$ (m/s^2)	Hausdorff 距离	Pearson 相关系数
实测值	0.505 7	-0.327 3	0.012 6	—	—
分数阶 模型	0.486 4	-0.362 6	-0.001 2	1.768 1	0.756 7
常数阶 模型	0.363 9	-0.324 9	-0.002 3	1.761 3	0.314 8

由表 2 可知,分数阶纵向振动与常数阶纵向振动模型在纵向振动峰值时都有较高的精准性,但从 Pearson 系数及整体波形可以体现分数阶纵向振动模型可以更好地描述纵向振动特性,体现了本文所提纵向振动模型的可靠性及优越性。

5 结论

通过在电子皮带秤振动分析中引入分数阶 Kelvin-Voigt 模型以及球碗式等效受力模型,建立分数阶整机悬浮式电子皮带秤的纵向振动模型,研究不同工作条件下整机悬浮式秤体的纵向振动特性,并以 TLW155 电子皮带秤进行了相应的仿真与试验。得出以下主要结论:

1) 当输送带黏性不断增大时,输送秤体动位移将大幅减小,且在输送过程中,弹性波会随着输送带运动而不断衰减。当 $\alpha = 0.6$ 时,模型与所用皮带实际性能最接近,仿真所得的输送带动位移最大值为 4.5 mm,通过对比分析与实际测量值整体误差不超过 10.7%,且相关性与准确性均优于常规模型。

2) 采用龙格-库塔法求得承载器纵向振动位移的数值解,证明承载器振动特性符合球摆结构运动特性。且承载器振动持续时间约为 0.7 s,产生的最大振幅约为 12 mm,相较于输送带动张力引起的纵向振动,承载器对秤体纵向振动的影响更大,是影响称重稳定性的主要因素。

3) 试验和仿真结果说明,悬浮整机式电子皮带秤纵向振动特性与单自由度有阻尼振动基本一致,通过仿真结果可知,影响秤体纵向振动特性的主要工作条件为物料质量、输送带工作带速以及承载器的结构特性。

参考文献 (References)

- [1] 黄光玉. 全悬浮整机式电子皮带秤动力特性研究与数值模拟[D]. 昆明:昆明理工大学,2005:46-70.
HUANG Guangyu. Dynamic characteristic research and numerical simulation of full suspended whole set electronic belt weighing conveyor [D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology, 2005:46-70. (In Chinese)
- [2] BORTNOWSKI P, GLADYSIEWICZ L, KRÓL R, et al. Models of transverse vibration in conveyor belt—investigation and analysis [J]. Energies, 2021, 14(14):4153.
- [3] 乐章丝. 带式输送机动力学特性分析及仿真研究[D]. 武汉:武汉理工大学,2016:24-50.
LE Zhangsi. Study on dynamics analysis and simulation of belt conveyor [D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2016:24-50. (In Chinese)
- [4] 王繁生. 输送带柔性多体动力学建模方法研究[J]. 机械传动, 2018, 42(4):43-46.
WANG Fansheng. Research of flexible multibody dynamics modeling of conveyor belt [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2018, 42(4):43-46. (In Chinese)
- [5] 王繁生. 带式输送机柔性多体动力学分析方法研究[D]. 徐州:中国矿业大学,2010:24-50.
WANG Fansheng. Study on the flexible multi-body dynamics analysis method of belt conveyor [D]. Xuzhou: China University of Mining and Technology, 2010:24-50. (In Chinese)
- [6] SUN X X, XIAO H, MENG W J. Research on the tension of steel cord conveyor belts based on transverse vibration modelling [J]. Measurement Science and Technology, 2024, 35(3):035028.
- [7] 李冰莹. 电子皮带秤动态称重误差机理和补偿方法研究[D]. 南京:南京理工大学,2022:15-38.

- LI Bingying. The research on mechanism and compensation method of the dynamic weighing error of electronic belt weighers [D]. Nanjing: Nanjing University of Science & Technology, 2022: 15-38. (In Chinese)
- [8] 向思铭, 王沈辉, 沈金荣. 动态秤称重结构晃动特性及影响机理分析[J]. 机械设计与制造工程, 2022, 51(1): 37-41.
- XIANG Siming, WANG Shenhui, SHEN Jinrong. Analysis of vibration characteristics and influence mechanism of the weighing structure in dynamic scales [J]. Machine Design and Manufacturing Engineering, 2022, 51(1): 37-41. (In Chinese)
- [9] 向思铭, 王沈辉, 沈金荣. 动态秤称重过程的结构变形及数据曲线研究[J]. 机械工程与自动化, 2021, 50(2): 43-45.
- XIANG Siming, WANG Shenhui, SHEN Jinrong. Research on structural deformation and data curve of dynamic weighing process [J]. Mechanical Engineering & Automation, 2021, 50(2): 43-45. (In Chinese)
- [10] 许文. 变曲率优化曲面球摆水平隔震方法研究[D]. 哈尔滨: 中国地震局工程力学研究所, 2019: 17-41.
- XU Wen. Study on horizontal ball pendulum isolation with optimized changing curvature surface [D]. Harbin: Institute of Engineering Mechanics, China Earthquake Administration, 2019: 17-41. (In Chinese)
- [11] 庞晓旭. 带式输送机纵向振动特性研究[D]. 太原: 太原理工大学, 2015: 15-35.
- PANG Xiaoxu. Research on longitudinal vibration characteristics of belt conveyor [D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2015: 15-35. (In Chinese)
- [12] 王康乐. 几类分数阶微分方程的近似解析解[D]. 西安: 西安电子科技大学, 2017: 81-100.
- WANG Kangle. Approximate analytical solutions of several fractional differential equations [D]. Xi'an: Xidian University, 2017: 81-100. (In Chinese)
- [13] CAJIĆ M, LAZAREVIĆ M P. Fractional order spring/spring-pot/actuator element in a multibody system; application of an expansion formula [J]. Mechanics Research Communications, 2014, 62: 44-56.

Research on longitudinal vibration characteristics of suspended whole-set electronic belt scales

JIANG Yuhang¹ XU Xusong¹ QIU Dongjie²

(1. School of Mechanical Engineering, Jiangsu University of Technology, Changzhou 213001, China)

(2. Mettler-Toledo (Changzhou) Measurement Technology Co., Ltd., Changzhou 213125, China)

Abstract: [Objective] To address the issue of weighing instability caused by material loading impact on suspended whole-set electronic belt scales, a coupled longitudinal vibration model was established for the TLW-155 belt scale to investigate its dynamic vibration characteristics and optimize system structural parameters. [Methods] Firstly, the viscoelastic behavior of the conveyor belt was characterized utilizing a fractional-order Kelvin-Voigt model combined with wave fluctuation analysis. The resulting local fractional differential equations for the conveyor table were solved analytically via the fractional complex transform method. Secondly, a mechanics model for the ball-bowl loader under eccentric impact load was derived and solved numerically using the fourth-order Runge-Kutta method. Finally, dynamic longitudinal coupling profiles were simulated across different fractional orders and belt speeds, which were then validated through empirical measurements using a six-axis acceleration sensor. [Results] The forced response duration of the suspended scale body under material impact excitation is approximately 0.3 s. The maximum dynamic displacement of the conveyor belt is 4.5 mm, exhibiting typical damped attenuation, with fractional orders of 0.6-0.8 yielding the best agreement with actual viscoelastic features. The ball-bowl loader tests a larger maximum longitudinal displacement amplitude of 12 mm, lasting for about 0.7 s before returning to its equilibrium position under gravity, which serves as the dominant disturbing factor for weighing stability. The measured longitudinal acceleration curves correlate strongly with the fractional-order simulation model, with a maximum error below 10.7%.

Key words: Electronic belt scale; Weighing structure; Impact; Longitudinal vibration; Fractional order model

Corresponding author: XU Xusong, E-mail: xuxusong@163.com

Fund: Jiangsu Universities "QingLan Project" Program; Graduate Student Practice and Innovation Program of Jiangsu University of Technology (XSJCX23_69)

Received: 2024-09-17

(编辑: 李立)