

双质体自同步振动输送机的物料运动分析

贺 斌¹, 赵春雨¹, 韩彦龙², 闻邦椿¹

(1. 东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819 ; 2. 承德石油高等专科学校 机械工程系, 河北 承德 067000)

摘 要 : 通过分析基于物料滑移理论的自同步振动输送机物料运动过程, 在分段建立并求解输送机和物料的动力学微分方程的基础上, 得出输送机和物料的稳态响应, 数值分析输送机的工作频率、物料质量、摩擦系数和振动方向角对物料稳态运动时的速度和位移的影响, 并进行数值仿真验证。结果表明, 物料在水平方向的单向滑动加速度与输送机加速度呈线性关系, 物料质量的变化对物料运动没有影响。随着输送机工作频率减小, 物料的正向和反向滑动速度都增大, 但反向滑动位移也增大, 随着摩擦系数增大, 物料的平均速度、滑动位移和反向滑动时间都增大, 物料的平均速度、滑动位移以及正向滑动时间都随振动方向角的增大而增大。

关 键 词 : 振动输送机; 物料运动; 平均速度; 摩擦系数; 振动方向角

中图分类号: TH 113

文献标志码: A

文章编号: 1005 - 3026(2016) 06 - 0828 - 06

Analysis of Material Movement of Self-synchronization Vibration Conveyor for Dual-mass

HE Bin¹, ZHAO Chun-yu¹, HAN Yan-long², WEN Bang-chun¹

(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China.

2. Department of Mechanical Engineering, Chengde Petroleum College, Chengde 067000, China. Corresponding author: ZHAO Chun-yu, E-mail: chyzhao@mail. neu. edu. cn)

Abstract : Through analyzing the material movement process of the self-synchronization vibration conveyor for dual-mass based on the material slippage theory, the movement of conveyor and material stationary response were obtained on the basis of subsection establishing and solving the dynamic differential equation. The influence of conveyor frequency, material mass, friction coefficient and vibrating direction angle on the speed and displacement of material movement were discussed by numeric analysis, then the results were verified by the numerical simulation. The result shows that there exists linear relation between slip acceleration of material and vibration conveyor in single horizontal direction. The material mass has no effect on material movement. The material transportation speed and displacement of reverse slide will increase with decreasing of the conveyor frequency. As the friction coefficient increases, the material transportation displacement, time of reverse slide and average speed will increase. The material transportation displacement, time of forward slide and average speed increase along with the vibrating direction angle increasing.

Key words : vibration conveyor; material movement; average speed; friction coefficient; vibrating direction angle

双质体自同步振动输送机具有结构简单、安装维修方便、能耗低、隔振性能好等优点,且在物料输送过程中始终与工作面保持接触,不产生相互冲击力,所以输送过程中物料不易破碎、噪音

低,因而被广泛应用于输送容易产生噪声的物料和要求不被破碎的易碎性物料^[1]。近年来,国内外研究人员对双质体自同步振动输送机的动力学特性、物料运动规律的模拟、仿真以及实验做了大

量研究工作,并且取得了很多成果^[2-5].但大部分是对振动系统或者物料运动的分析^[6-8],而对振动系统参数对物料运动影响的研究较少,对其中有些参数的分析在目前文献中未见.由于物料在输送机上的运动过程是一个往返的滑动过程,而反向滑动不但无益于输送效率还会加速输送机表面的磨损,所以减小反向滑动位移是解决问题的关键.物料的输送速度以及滑动位移是设计此类振动机械最重要的技术参数,因此,分析振动系统参数对物料运动的影响有利于完善目前自同步振动输送机的理论研究工作,并可以为设计自同步振动输送机参数提供理论参考.

1 系统的运动微分方程

1.1 振动输送机运动微分方程

图 1 为双质体自同步振动输送机的动力学模型^[9].建立水平与竖直方向为坐标系 xoy , 固连弹簧与连杆方向为坐标系 $x'o'y'$, 沿振动方向为坐标轴 x' . m_m 为物料质量, m_1 为输送机工作质体的质量, m_2 为隔振质体的质量, ω 为系统的激励频率, r 为两偏心转子的偏心半径. F_{mx} 为 x' 方向物料对输送机的作用力, F_{my} 为 y' 方向物料对输送机的作用力,当抛掷指数小于 1 时,物料与输送机之间始终保持接触,故系统可简化为图 1b 模型.选择 m_1 在 x' 和 y' 方向的运动 x'_1 和 y'_1 , m_2 在 x' 和 y' 方向的运动 x'_2 和 y'_2 以及两偏心转子相位角 φ_1 和 φ_2 为广义坐标,利用拉格朗日方程得到振动系

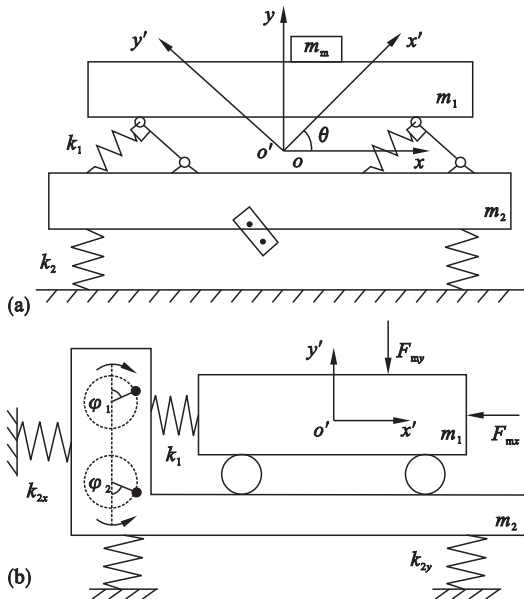


图 1 振动输送机的动力学模型

Fig. 1 Kinetics model of the vibration conveyor
(a)—输送机结构图;(b)—输送机动力学模型.

统的运动微分方程为

$$\left. \begin{aligned} M_1 \ddot{y}' + f_3 \dot{y}' + k_3 y' + F_{my} &= 0, \\ m_1 \ddot{x}'_1 + f_1(\dot{x}'_1 - \dot{x}'_2) + k_1(x'_1 - x'_2) + F_{mx} &= 0, \\ M_2 \ddot{x}'_2 + (f_1 + f_2)\dot{x}'_2 - f_1 \dot{x}'_1 + (k_1 + k_2)(x'_2 - x'_1) &= \\ m_0 r \omega^2 (\sin \varphi_1 + \sin \varphi_2). \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: M_1 为系统的总质量, $M_1 = 2m_0 + m_1 + m_2$; M_2 为隔振质体的总质量, $M_2 = 2m_0 + m_2$; $k_1 = k_{1x}$; $k_2 = k_{2xx} + k_{2yx}$; $k_3 = k_{2xy} + k_{2yy}$; $f_1 = f_{1x}$; $f_2 = f_{2xx} + f_{2yx}$; $f_3 = f_{2xy} + f_{2yy}$.

1.2 物料运动微分方程

取物料为研究对象,物料的受力情况如图 2 所示. F_N 为输送机对物料的支持力, F_F 为物料和输送机之间的摩擦力, θ 为振动方向角.在稳态之后,当物料连续滑动时,物料和输送机之间的形式分为物料相对输送机向 $x -$ 方向和 $x +$ 方向两种运动状态.

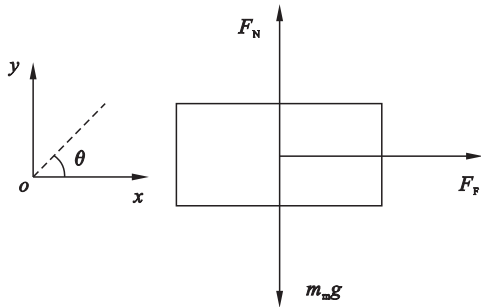


图 2 物料受力简图

Fig. 2 The force diagram of material

根据牛顿运动定律可得物料的运动微分方程为

$$\left. \begin{aligned} m_m \ddot{y} &= F_N - m_m g, \\ m_m \ddot{x} &= \pm F_F = \pm \mu F_N. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中:“+”表示物料相对输送机向 $x -$ 方向运动;“−”表示物料相对输送机向 $x +$ 方向运动; μ 为输送机与物料之间的滑动摩擦系数.

由于物料与工作面始终保持接触,采取滑移理论,而且系统是微幅摆动,所以物料和输送机在 y 方向的位移、速度和加速度相等,输送机在 y' 方向的位移、速度和加速度远远小于其 x' 方向,为简化动力学模型,可以忽略不计^[10].则可得输送机在 y 方向的位移为 $y = x'_1 \sin \theta$,在 x 方向的位移为 $x = x'_1 \cos \theta$,故式(2)可简化为

$$\left. \begin{aligned} F_N &= m_m \ddot{y}_z + m_m g, \\ \ddot{x} &= \pm \mu (\ddot{y}_z + g). \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

则在式(1)中, $F_{mx} = F_N \sin \theta \pm F_F \cos \theta$, $F_{my} = F_N \cos \theta \mp F_F \sin \theta$, F_{mx} 表达式中“+”和 F_{my} 表达式

中“ - ”表示物料相对输送机向 $x -$ 方向运动, F_{mx} 表达式中“ - ”和 F_{my} 表达式中“ + ”表示物料相对输送机向 $x +$ 方向运动。

2 求解系统的运动微分方程

为简化系统求解, 将系统运动状态分为物料相对输送机向 $x -$ 方向和 $x +$ 方向两种状态, 进行分段求解。把式 (3) 中的 F_N 代入式 (1), 得到输送机和物料的稳态响应解分别为

$$\left. \begin{aligned} x_1' &= \frac{\eta}{1 + \tau_2 \eta_2} r \mu_1 [\sin(\varphi_1 - \gamma_1) + \sin(\varphi_2 - \gamma_1)] - \\ &\tau_1 \eta_2 h_1 - \tau_1 \eta_1 \eta_2 h_2, \\ x_2' &= \eta r \mu_2 [\sin(\varphi_1 - \gamma_2) + \sin(\varphi_2 - \gamma_2)] - \tau_1 \eta_1 \eta_2 h_2. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$\left. \begin{aligned} x &= \pm \frac{\eta}{1 + \tau_2 \eta_2} r \mu_1 \frac{\sin \theta}{\mu_1} [\sin(\varphi_1 - \gamma_1) + \sin(\varphi_2 - \gamma_1)] + \\ &0.5 \mu g t^2, \\ y &= \frac{\eta}{1 + \tau_2 \eta_2} r \mu_1 \frac{\sin \theta}{\mu_1} [\sin(\varphi_1 - \gamma_1) + \sin(\varphi_2 - \gamma_1)] \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

其中 $\tau_1 = \sin \theta \pm \mu \cos \theta$, $\tau_2 = \sin \theta \tau_1$, τ_1 和 y 表达式前的“ + ”表示物料相对输送机向 $x -$ 方向运动, “ - ”表示物料相对输送机向 $x +$ 方向运动。 $h_1 = m_1 g / k_1$, $h_2 = M_2 g / k_2$, $h_3 = M_1 g / k_3$ 。

式 (4) 与 (5) 中的无量纲参数定义如下：

$$\begin{aligned} \eta &= m_0 / m_1, \quad \eta_1 = m_1 / M_2, \quad \eta_2 = m_m / m_1, \\ \omega_{x1} &= \sqrt{k_1 / m_1}, \quad \xi_{x1} = f_1 / (2 \sqrt{m_1 k_1}), \quad \omega_{x2} = \sqrt{k_2 / M_2}, \\ \omega_y &= \sqrt{k_3 / M_1}, \quad \xi_{x2} = f_2 / (2 \sqrt{M_2 k_2}), \quad n_{x1} = \omega / \omega_{x1}, \\ n_{x10} &= \sqrt{1 + \tau_2 \eta_2} n_{x1}, \quad n_{x2} = \omega / \omega_{x2}, \quad n_y = \omega / \omega_y, \\ c_1 &= \eta_1 n_{x2}^2, \quad c_2 = \eta_1 n_{x2}^2 (1 - n_{x10}^2), \\ d_1 &= d_2 = 2 \eta_1 \xi_{x1} n_{x10} n_{x2}^2, \\ a &= (1 - n_{x10}^2) (1 - n_{x2}^2) - n_{x2} (\eta_1 n_{x2} + 4 \xi_{x1} \xi_{x2} n_{x10}), \\ b &= 2 \xi_{x1} n_{x10} (1 - \eta_1 n_{x2}^2 - n_{x2}^2) + 2 \xi_{x2} n_{x2} (1 - n_{x10}^2), \\ \mu_1 &= \sqrt{\frac{c_1^2 + d_1^2}{a^2 + b^2}}, \quad \gamma_1 = \arctan \frac{bc_1 - ad_1}{ac_1 + bd_1}, \\ \mu_2 &= \sqrt{\frac{c_2^2 + d_2^2}{a^2 + b^2}}, \quad \gamma_2 = \arctan \frac{bc_2 - ad_2}{ac_2 + bd_2}. \end{aligned}$$

3 数值分析

二次隔振质体的质量为振动质体质量的 0.4 ~ 0.6 倍时可获得良好的隔振效果, 所以选取振动质体的质量 $m_1 = 1\,000\text{ kg}$, 隔振质体的质量

$m_2 = 500\text{ kg}$, 两偏心转子质量相同 $m_0 = 2\text{ kg}$ 。文献 [9] 讨论了本系统自同步问题, 按照理论计算方法可知, n_y 较大时, 容易保证系统同步性能指标。在数值计算中, 取 n_y 为 4 即可保证两偏心转子 0 相位差自同步。由于振动机械阻尼比较小, 通常取 $\xi = 0.07$ 。取 $n_{x1} = 1$, $n_{x2} = 4$, $\eta_2 = 0.1$, $\mu = 0.1$, $r = 0.15\text{ m}$, $\theta = 45^\circ$, $\omega = 40\pi\text{ (rad/s)}$ 。

3.1 物料和输送机的速度以及加速度

由式 (4) 和 (5) 可知, 物料和输送机在 x 方向的加速度分别为 \ddot{x} 和 \ddot{x}_z , 速度分别为 \dot{x} 和 \dot{x}_z 。由式 (3) 可知, 当物料正向滑动或者反向滑动时, 物料的加速度与输送机的加速度呈线性关系。由于系统和物料均处于稳态周期运动, 故选择前 0.12 s 物料运动规律作数值分析。图 3 给出了物料和输送机之间的速度、加速度关系图。由图可知, 由于输送机速度的对称使驱动物料运动的摩擦力也对称, 从而使物料的运动也对称。当 $\dot{x} < \dot{x}_z$ 时, 物料向 $x -$ 方向运动, 且物料运动的加速度一直在增大; 当 $\dot{x} > \dot{x}_z$ 时, 物料向 $x +$ 方向运动, 但物料运动的加速度一直在减小。当 $\dot{x} > 0$, 物料属于正向滑动, 此时有利于物料的输送; 当 $\dot{x} < 0$, 物料属于反向滑动, 此时, 不仅不能完成输送任务, 反而会降低输送效率和增加工作面的磨损, 故应尽量避免或减小反向滑动时间, 增大正向滑动时间。

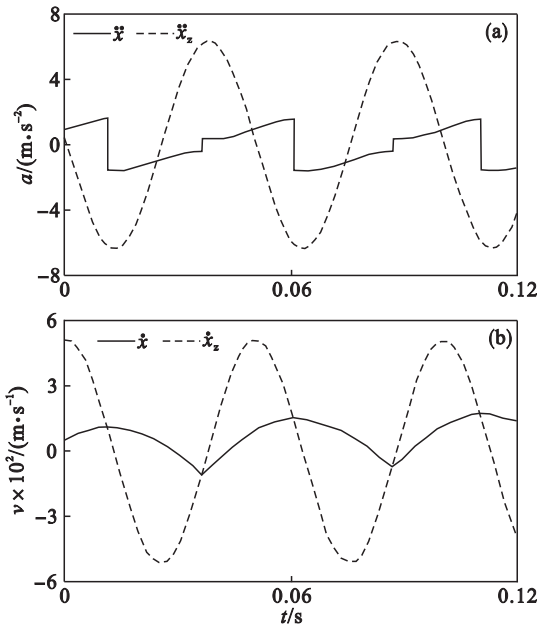


图 3 物料和输送机的加速度和速度与时间的关系
Fig. 3 Relations between time and speed, accelerated speed of conveyer and material
(a)—加速度; (b)—速度。

3.2 激励频率对物料运动的影响

图 4 给出了不同激励频率下物料速度和位移

随时间变化的关系图. 由上面的结论可知 ,激励频率增大 ,物料运行一个周期的时间减小. 由图 4a 可知 ,激励频率减小 ,物料的正向和反向滑动的最大速度的数值都增大 ,因此若要增大物料的滑动速度 ,可减小激励频率 ;但减小激励频率 ,物料在一个周期内正向滑动的的时间所占的周期比减小. 由图 4b 可知 ,激励频率越小 ,物料的位移变化幅度越大 ,且反向滑动的位移也越大. 随着激励频率的增大 ,物料的滑动位移随着运行时间的增加有增大的趋势 ,因此若要提高输送效率和减小无益的工作面的磨损 ,需增大激励频率.

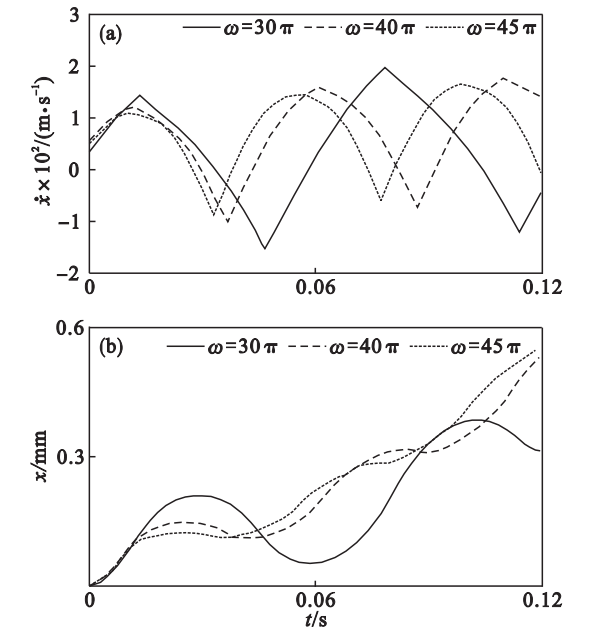


图 4 不同激励频率下的物料速度和位移与时间的关系
Fig. 4 Relations between speed , displacement of material and time with different driving frequencies
(a)—物料速度 ; (b)—物料位移.

3. 3 物料质量对物料运动的影响

图 5 给出了不同物料质量比下的物料速度和位移的时间关系图. 在一个周期内 ,物料的位移 $x = T \bar{x}$,所以物料的位移表示在一个周期内物料的平均速度的大小. 物料质量比增大即运送的物料质量增大 ,从图可知 ,随着物料质量的变化 ,物料在 x 方向的滑动速度以及滑动位移都不变 ,由此可知 ,在物料稳态运行之后 ,物料质量对于物料的运动没有影响.

3. 4 摩擦系数对物料运动的影响

图 6 给出了不同摩擦系数下的物料速度和位移的时间关系图. 从图 6a 可知 ,在同一摩擦系数下 ,当物料正向和反向滑动达到输送机的速度时 ,其值先增大后稳定 ,并且摩擦系数越大 ,这种趋势越明显. 摩擦系数越大 ,物料在 $x -$ 和 $x +$ 方向的

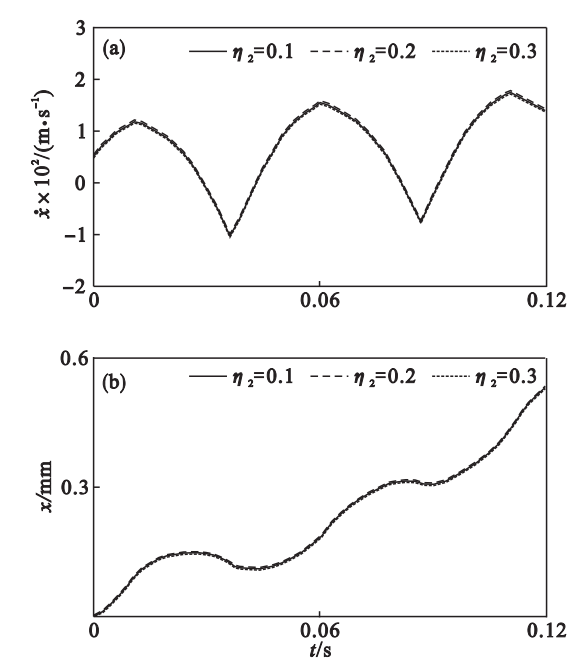


图 5 不同物料质量比下的物料速度和位移与时间的关系
Fig. 5 Relations between speed , displacement of material and time with different material mass ratios
(a)—物料速度 ; (b)—物料位移.

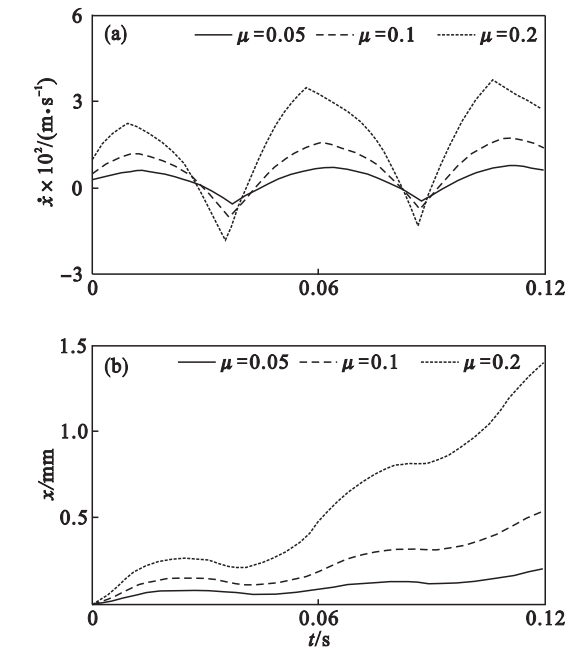


图 6 不同摩擦系数下的物料速度和位移与时间的关系
Fig. 6 Relations between speed , displacement of material and time with different friction coefficients
(a)—物料速度 ; (b)—物料位移.

速度变化幅度越大 ,正向和反向滑动的最大速度的值也越大 ,且速度增大和减小的趋势都越大. 由图 6b 可知 ,摩擦系数增大 ,物料在 x 方向的位移

越大,由此可知,摩擦系数增大,物料的平均速度越大,但物料反向滑动的位移也增大.由此可见,当输送的物料与输送机之间的摩擦系数越大时,运送物料的速度越大,单位时间内运送的物料位移也越大.

3.5 振动方向角对物料运动的影响

图 7 给出了不同振动方向角下的物料速度和位移的时间关系图.从图 7a 可知,振动方向角越大,物料正向滑动的速度越大,反向滑动的最大速度越小,且正向滑动的的时间增大,并且物料在 x^- 和 x^+ 方向的速度变化幅度也越大.由图 7b 可知,振动方向角增大,物料的位移增大,故其平均速度越大,但振动方向角过大,输送机在 x 方向的位移就越小,此时,物料正向的最大速度就减小.

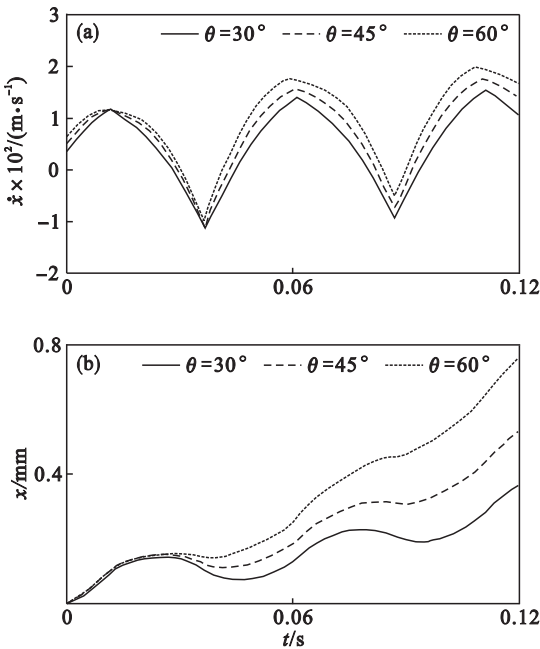


图 7 不同振动方向角下的物料速度和位移与时间的关系

Fig. 7 Relations between speed, displacement of material and time with different vibrating direction angles

(a)—物料速度;(b)—物料位移.

3.6 数值仿真

在上述参数下,通过 Matlab 数值仿真,得到图 8 仿真结果.图 8a 为物料从静止开始滑动的速度-时间关系图,由图可知,物料在开始接触输送机表面时,属于机器启动状态,所以振动很不规律,约 4 s 之后进入稳态运行阶段.图 8b 为物料稳态运行之后,物料与输送机速度之间的关系图,其仿真图和图 3b 结果一致.图 8c 为物料从静止开始滑动的位移-时间关系图,由图可知,物料在质体上面属于往返运动,4 s 之前,物料的位移波动

较大,反向滑动位移较大;运行 4 s 之后,物料运动位移与时间基本上是正比例关系,整个过程平均速度为 7.2 mm/s.图 8d 为物料稳态运行之后的位移关系图,与上述理论分析的结果一致.

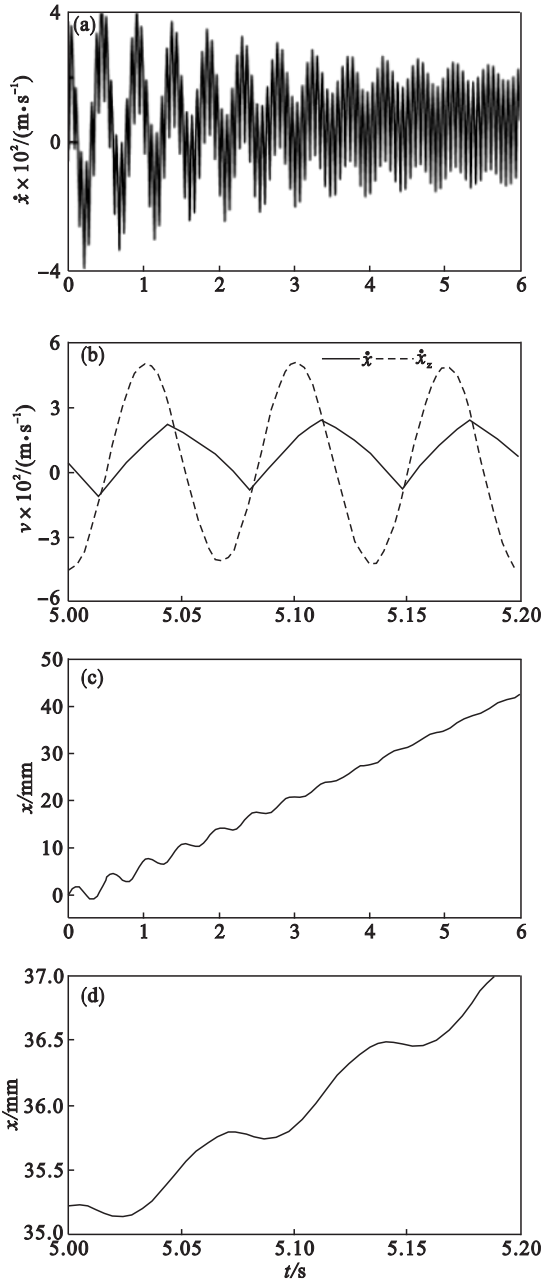


图 8 物料的速度以及位移仿真结果

Fig. 8 The simulation of material speed and displacement

(a)—物料速度;(b)—物料与输送机的稳态速度;(c)—物料位移;(d)—物料稳态位移.

4 结 论

1) 由于输送机运动的周期性,使得物料在水平方向的单向滑动加速度与输送机加速度呈线性

关系.

2) 若要提高物料的滑动速度,需减小输送机工作频率,若要增大输送效率和减小无益的工作面磨损,需增大输送机工作频率.

3) 物料质量对物料运动没有影响. 摩擦系数越大,平均速度越大,物料滑动的位移越大,但物料反向滑动的位移也越大. 振动方向角越大,平均速度越大,物料滑动的位移增大,正向滑动的时间增加.

参考文献：

[1] 闻邦椿,刘树英. 现代振动筛分技术及设备设计[M]. 北京:冶金工业出版社,2013.
 (Wen Bang-chun ,Liu Shu-ying. The technology of modern vibration screen and design of equipment[M]. Beijing : Metallurgical Industry Press ,2013.)

[2] He X M ,Liu C S. Dynamics and screening characteristics of a vibrating screen with variable elliptical trace[J]. *Mining Science and Technology* 2009 ,19(4) :508 – 513.

[3] Zhao C Y ,Zhao Q H ,Gong Z M ,et al. Synchronization of two self-synchronous vibrating machines on an isolation frame[J]. *Shock and Vibration* 2011 ,18(1/2) :73 – 90.

[4] Chen Y H ,Tong X. Application of the DEM to screening

process : a 3D simulation [J]. *Mining Science and Technology* 2009 ,19(4) :493 – 497.

[5] Standish N ,Bharadwaj A K ,Akbari G H. A study of the effect of operating variables on the efficiency of a vibrating screen[J]. *Powder Technology* ,1986 ,48 :161 – 172.

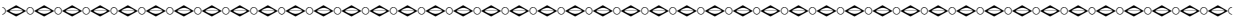
[6] Baragetti S ,Villa F. A dynamic optimization theoretical method for heavy loaded vibrating screens[J]. *Nonlinear Dynamics* 2014 ,78(1) :609 – 627.

[7] Liu C S ,Zhang S M ,Zhou H P ,et al. Dynamic analysis and simulation of four-axis forced synchronizing banana vibrating screen of variable linear trajectory[J]. *Journal of Central South University of Technology* ,2012 ,19(6) :1530 – 1536.

[8] Weingerl U ,Schaflinger U. Feeding of granular material on conveyer bands or chutes[J]. *Powder Technology* 2000 ,108 (1) :1 – 5.

[9] Wen B C ,Fan J ,Zhao C Y ,et al. Vibration synchronization and controlled synchronization in engineering[M]. Beijing : Science Press ,2009.

[10] 郭宝良,段志善,郑建校,等. 非谐和水平振动输送机的物料运动分析[J]. *机械工程学报* ,2012 ,48(1) :104 – 110.
 (Guo Bao-liang ,Duan Zhi-shan ,Zheng jian-xiao ,et al. Analysis of material movement of non-harmonic horizontally vibrated conveyer[J]. *Journal of Mechanical Engineering* , 2012 ,48(1) :104 – 110.)



(上接第 823 页)

[6] Yu H Q ,Zhu M Y. Three-dimensional magnetohydrodynamic calculation for coupling multiphase flow in round billet continuous casting[J]. *IEEE Transactions on Magnetics* , 2010 ,46(1) :82 – 86.

[7] Liu H P ,Xu M G ,Qiu S T ,et al. Numerical simulation of fluid flow in a round bloom mold with in-mold rotary electromagnetic stirring[J]. *Metallurgical and Materials Transactions B* 2012 ,43(6) :1657 – 1675.

[8] 任兵芝,朱苗勇,王宏丹,等. 大方坯连铸结晶器电磁搅拌三维电磁场与流场的数值模拟[J]. *金属学报* ,2008 ,44 (4) :507 – 512.
 (Ren Bing-zhi ,Zhu Miao-yong ,Wang Hong-dan ,et al. 3D

numerical simulation of electromagnetic field and flow field in bloom continuous casting mold with electromagnetic stirring[J]. *Acta Metallurgica Sinica* ,2008 ,44(4) :507 – 512.)

[9] Trindade L B ,Vilela A C F ,Filho A F F ,et al. Numerical model of electromagnetic stirring for continuous casting billets[J]. *IEEE Transactions on Magnetics* ,2002 ,38(6) : 3658 – 3660.

[10] 毛斌,张桂芳,李爱武. 连续铸钢用电磁搅拌的理论与技术[M]. 北京:冶金工业出版社,2012.
 (Mao Bin ,Zhang Gui-fang ,Li Ai-wu. Theory and technology of electromagnetic stirring for continuous casting [M]. Beijing Metallurgical Industry Press ,2012.)