

四轴惯性水平振动输送机的优化研究

郭宝良

(西安建筑科技大学机电工程学院, 陕西 西安 710055)

摘要: 针对基于物料滑移理论干摩擦驱动下物料的水平振动输送速度的优化问题, 在改进并分段求解四轴惯性水平振动输送系统动力学模型的基础上, 用缝接法研究了物料与振动输送机间的五种相对运动形式, 并研究了振动输送机的频率比、偏心质量矩之比和相位差对物料输送速度的影响, 取得了这三个参数的优化取值范围, 为此类输送机的设计提供理论基础。

关键词: 水平振动输送机; 物料输送速度; 干摩擦; 频率比; 偏心质量矩之比

中图分类号: TH113.1

文献标志码: A

文章编号: 1006-7930 (2014) 06-0903-07

非共振四轴惯性水平振动输送机(以下简称振动输送机)是一种典型的基于慢进快退原理和物料滑移理论^[1-2]的典型水平振动输送设备, 尤其适用于有毒、高温、易碎物料的输送, 物料仅在干摩擦力的驱动下沿水平方向运动, 具有物料输送速度可调、低频率、低噪声等优点^[3]. 物料输送速度是该设备最重要的设计参数, 但因振动输送系统中含有干摩擦而导致非光滑和强非线性, 使理论求解非常困难, 国内外学者用各种方法对此类振动输送系统物料输送速度进行了大量的研究, 如: 实验法^[4-5]、图解法^[2]、几何近似法^[1, 6]、解析近似法^[7]、数值计算^[8-11]等方法. 物料的输送过程是计算物料速度的前提, 文献[1-10]均对物料输送过程进行了一定的研究, 但均不完善, 文献[11]在综合考虑了动、静摩擦影响的基础上, 研究了物料输送过程中物料与振动输送机的速度和加速度相互影响的动态过程, 但未进行物料与振动输送机之间相对运动的具体形式研究, 也未考虑振动输送机因悬挂结构产生的y方向加速度对物料输送速度的影响, 也未进行振动输送系统参数的优化研究。

本文在改进振动输送系统动力学模型的基础上, 详细讨论了物料输送过程中物料与振动输送机之间的五种相对运动形式, 并取得了最大物料输送速度所对应的系统参数的取值范围, 并通过试验进行了验证。

1 振动输送系统动力学微分方程

振动输送机的工作原理: 四轴激振器包括一对反向等速的高频轴及一对反向等速的低频轴, 各轴间通过齿轮互联, 如图1所示. 四轴激振器驱动与其固联的料槽产生慢进快退运动, 输送过程中干摩擦力驱动物料在水平方向上相对料槽产生滑动而达到输送物料的目的。

图1中, φ 为高低频轴的相位差; m_1 、 r_1 、 ω_1 为低频轴的偏心质量、偏心距和角频率; m_2 、 r_2 、 ω_2 为高频轴的偏心质量、偏心距和角频率; M 为料槽和激振器质量; m 为物料质量; L 、 θ 为悬挂杆的长度和摆角。

以系统静平衡位置为系统原点, 分别取料槽和物料为研究对象, 物料与料槽的受力如图2图和图3所示. 图2和图3中, $F(t)$ 为激振力; N_{12} 、 N_{21} 为正压力和支反力; F_f 为干摩擦力; F_L 为悬挂杆件对激振器的拉力。

对料槽:

$$F(t) = 2m_1\omega_1^2r_1\cos\omega_1t + 2m_2\omega_2^2r_2\cos(\omega_2t + \varphi) \quad (1)$$

$$M\ddot{x} = F(t) - 2F_L\sin\theta - F_f \quad (2)$$

$$M\ddot{y} = 2F_L\cos\theta - N_{12} - Mg \quad (3)$$

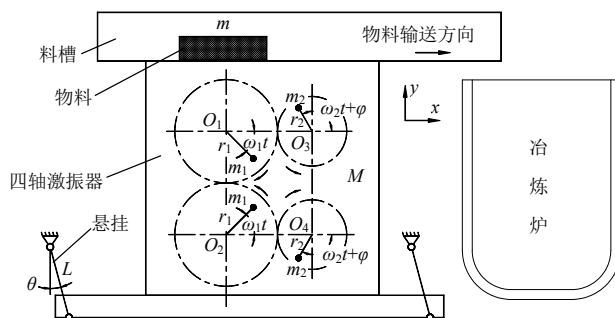


图1 物料输送示意图

Fig.1 Schematic diagram of material transportation

收稿日期: 2013-12-02

修改稿日期: 2014-11-08

基金项目: 国家自然科学基金青年科学基金项目 (51105292); 教育部博士点基金项目(20126120110009); 陕西省教育厅专项基金项目(2013JK1032); 西安建筑科技大学基础研究基金项目(JC1315)

作者简介: 郭宝良(1973-), 男, 副教授, 博士, 主要从事新型振动机械研发和故障诊断研究. E-mail:gbl93@163.com

$$\text{对物料: } m\ddot{x}_w = F_f \quad (4)$$

$$m\ddot{y}_w = N_{21} - mg \quad (5)$$

$$\text{且 } N_{12} = N_{21} \quad (6)$$

$$x = L \sin \theta \quad (7)$$

$$y = L(1 - \cos \theta) \quad (8)$$

式中: \ddot{x}_w 、 \ddot{y}_w 为物料在x和y方向的加速度; \ddot{x} 、 \ddot{y} 为料槽在x和y方向的加速度。

因系统采用物料滑移理论, 物料与激振器槽体之间始终保持接触, 故物料和料槽在y方向的加速度相等, 即:

$$\ddot{y} = \ddot{y}_w \cap \ddot{y} \geq -g \quad (9)$$

由公式(7)、(8)可知:

$$\begin{cases} y = L - \sqrt{L^2 - x^2} \\ \dot{y} = \frac{x\dot{x}}{\sqrt{L^2 - x^2}} \\ \ddot{y} = \frac{1}{\sqrt{L^2 - x^2}} (\dot{x}^2 + x\ddot{x} + x^2\ddot{x}^2 \frac{1}{L^2 - x^2}) \end{cases} \quad (10)$$

公式(10)为物料和料槽在y方向的运动微分方程。

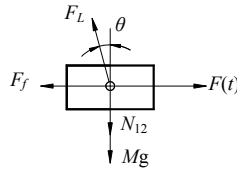


图2 输送机受力图

Fig.2 Force diagram of Conveyor

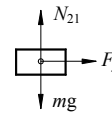


图3 物料受力图

Fig.3 Force diagram of the material

因 $L \gg x \gg y$, 故为简化系统在x方向的动力学微分方程, 可以忽略y不计。

若物料与料槽之间有相对滑动, 则将上述各式代入式(2)中并化简可得料槽的动力学方程:

$$M\ddot{x} + kx = F(t) - F_f \quad (11)$$

式中: $k = (M + m)g/L$

若物料与料槽之间无相对滑动, 则物料与料槽一起运动, 其方程为:

$$(M + m)\ddot{x} + kx = F(t) \quad (12)$$

物料所受干摩擦力 F_f 为:

$$F_f = \begin{cases} m\ddot{x} = \dot{x}_w \cap |\ddot{x}| \leq f(g + \ddot{y}) \\ \mu m(g + \ddot{y})\dot{x} > \dot{x}_w \cup (\dot{x} = \dot{x}_w \cap \ddot{x} > f(g + \ddot{y})) \\ -\mu m(g + \ddot{y})\dot{x} < \dot{x}_w \cup (\dot{x} = \dot{x}_w \cap \ddot{x} < -f(g + \ddot{y})) \end{cases} \quad (13)$$

式中: f 、 μ 为静摩擦和动摩擦系数。

由公式(4)(13)可知物料的动力学微分方程:

$$\ddot{x}_w = \begin{cases} \ddot{x} = \dot{x}_w \cap |\ddot{x}| \leq f(g + \ddot{y}) \\ \mu(g + \ddot{y})\dot{x} > \dot{x}_w \cup (\dot{x} = \dot{x}_w \cap \ddot{x} > f(g + \ddot{y})) \\ -\mu(g + \ddot{y})\dot{x} < \dot{x}_w \cup (\dot{x} = \dot{x}_w \cap \ddot{x} < -f(g + \ddot{y})) \end{cases} \quad (14)$$

2 求解振动输送系统动力学微分方程

物料输送过程是振动输送机的稳态运动过程, 故仅研究系统的稳态输送过程。物料输送过程中, 物料在水平方向有三种基本运动状态, 即相对静止、相对正向滑动和相对反向滑动, 对应每一种基本运动状态均可求得系统的稳态解; 基于Karnopp摩擦力模型建立数值仿真模型并用缝接法研究此分段线性的物料振动输送过程^[12]。

2.1 求解料槽x方向动力学微分方程的稳态解

(1) 相对滑动状态，由式(1)、式(11)、式(13)求得料槽稳态解为：

$$x(t)=\frac{2m_1\omega_1^2r_1}{k-M\omega_1^2}\cos\omega_1t+\frac{2m_2\omega_2^2r_2}{k-M\omega_2^2}\cos(\omega_2t+\varphi)\mp\frac{\mu mg}{k}$$

注： $\mp\mu mg/k$ 前的‘+’用于相对正向，‘-’用于相对反向。

$$\dot{x}(t)=-\frac{2m_1\omega_1^3r_1}{k-M\omega_1^2}\sin\omega_1t-\frac{2m_2\omega_2^3r_2}{k-M\omega_2^2}\sin(\omega_2t+\varphi)$$

$$\ddot{x}(t)=-\frac{2m_1\omega_1^4r_1}{k-M\omega_1^2}\cos\omega_1t-\frac{2m_2\omega_2^4r_2}{k-M\omega_2^2}\cos(\omega_2t+\varphi)$$

(2) 相对静止状态，由式(1)、式(12)、式(13)求得料槽的稳态解为：

$$x(t)=\frac{2m_1\omega_1^2r_1}{k-(M+m)\omega_1^2}\cos\omega_1t+\frac{2m_2\omega_2^2r_2}{k-(M+m)\omega_2^2}\cos(\omega_2t+\varphi)$$

$$\dot{x}(t)=-\frac{2m_1\omega_1^3r_1}{k-(M+m)\omega_1^2}\sin\omega_1t-\frac{2m_2\omega_2^3r_2}{k-(M+m)\omega_2^2}\sin(\omega_2t+\varphi)$$

$$\ddot{x}(t)=-\frac{2m_1\omega_1^4r_1}{k-(M+m)\omega_1^2}\cos\omega_1t-\frac{2m_2\omega_2^4r_2}{k-(M+m)\omega_2^2}\cos(\omega_2t+\varphi)$$

2.2 求解物料 x 方向动力学微分方程的一般解

(1) 相对静止状态，其解为式(18)~(20)。

(2) 相对滑动状态，由式(14)可知物料的动力学微分方程的一般解为：

$$\begin{cases} \ddot{x}_w=\pm\mu(g+\ddot{y}) \\ \dot{x}_w=\pm\mu(gt+\dot{y})+C_1 \\ x_w=\pm\mu(gt^2/2+y)+C_1t+C_2 \end{cases}$$

式中： C_1 、 C_2 为待定系数，首次可由初始条件 $x(0)$ 、 $\dot{x}(0)$ 来确定，此后可根据前一段方程的结果(时间、位移、速度)作为下一段方程的初始条件来确定^[12]。

3 振动输送系统仿真优化研究

振动输送系统主要结构参数和初值如表 1 所示。仿真过程中，系统参数值如与表 1 不同，则列于仿真图形标题中。取滑动摩擦系数 $\mu=0.2$ ，静摩擦系数 $f=0.4$ 。

并定义两个的无量纲常数：

偏心质量矩之比 $\gamma=m_2r_2/m_1r_1$

频率比 $\alpha=f_2/f_1$

式中： f_1 、 f_2 为低频和高频轴的频率， $f_i=\omega_i/2\pi$ ， $i=1,2$

表 1 初始参数表
Tab.1 Initial parameters

参数	低频轴频率 f_1/Hz	频率比 α	低频轴偏心质量矩 $m_1r_1/(\text{kg}\cdot\text{m})$	高频轴偏心质量矩 $m_2r_2/(\text{kg}\cdot\text{m})$	相位差 $\varphi/(^\circ)$
初值	3.0	2.0	126.0	55.0	180.0

3.1 相对运动形式分析

通过调整参数值，物料和振动输送机之间的三种基本运动状态可组成五种相对运动，分别是：单正向滑动(图 4)、单反向滑动(图 5)、正向滑动和反向滑动两次间断(图 6)、正向滑动和反向滑动一次间断(图 7)、连续滑动(图 8 和图 9)。系统参数变化使物料运动形式发生了变化，也使物料输送速度发生很大变化。比较图 4 和图 5，二者的相位差相反，相对运动状态由单正向变成单反向，即调整相位差可改变物料输送方向；比较图 4 与图 6，提高低频轴频率 f_1 ，相对运动状态由单正向变为两次间断，物料输送速度提高；比较图 4、图 6 与图 7，继续提高低频轴频率 f_1 ，相对运动状态由单正向变成一次间断，物料速度继续增加；图 8 与图 9 均为连续滑动状态，但物料速度的差异却非常大；图 4 至图 8 均为料槽加速度不对称导致物料相对料槽相对滑动，而图 9 主要是料槽速度不对称导致的物料相对料槽相对滑动，这表明了系统参数对物

料与料槽相对运动状态和物料速度的影响非常大,同时也说明料槽加速度或速度的不对称是物料相对料槽相对滑动的根本原因。

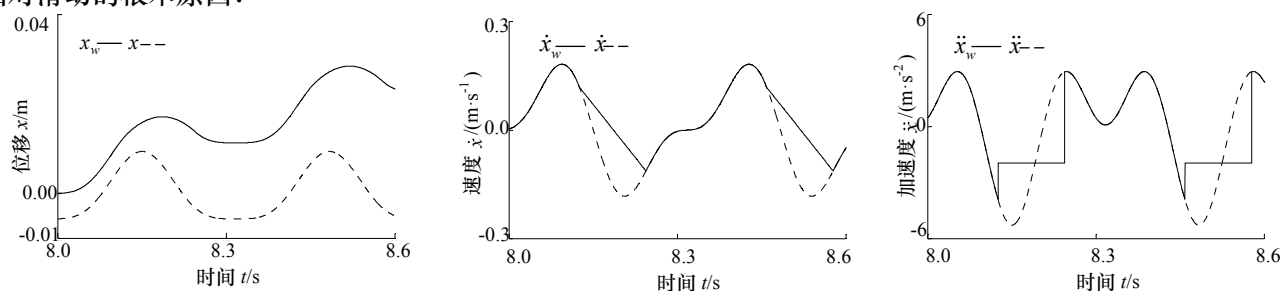


图4 单正向滑动

Fig.4 single and forward sliding

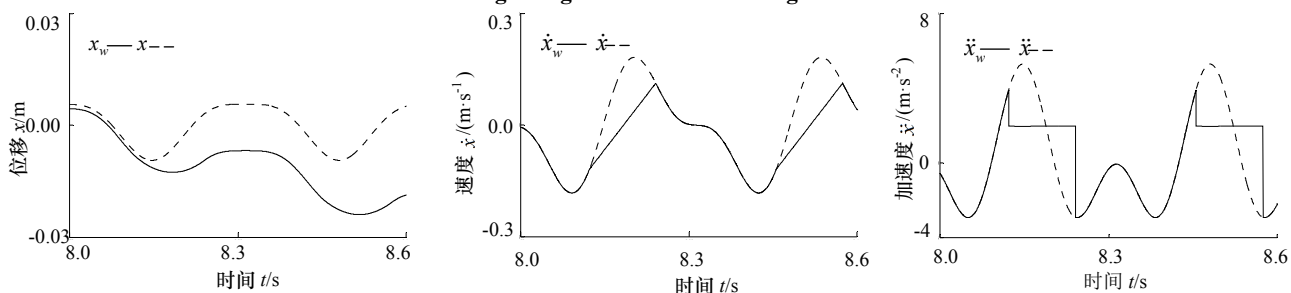


图5 单反向滑动($\varphi=0^\circ$)

Fig.5 single and backward sliding ($\varphi=0^\circ$)

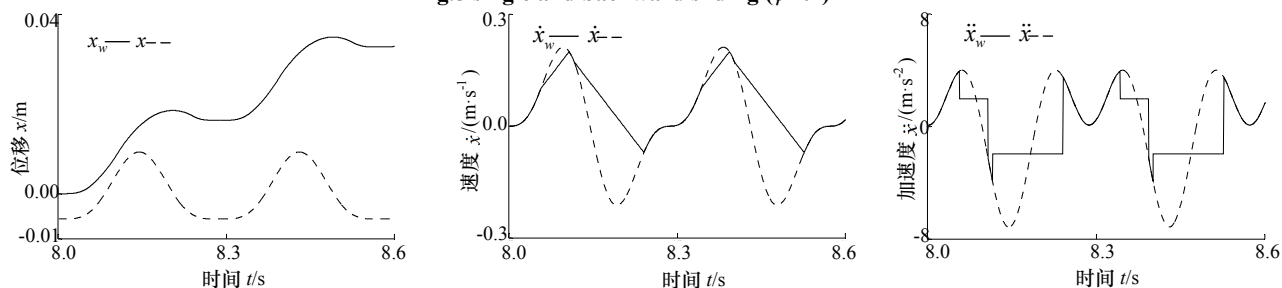


图6 两次间断滑动($f_1=3.7$)

Fig.6 Sliding with double idles ($f_1=3.7$)

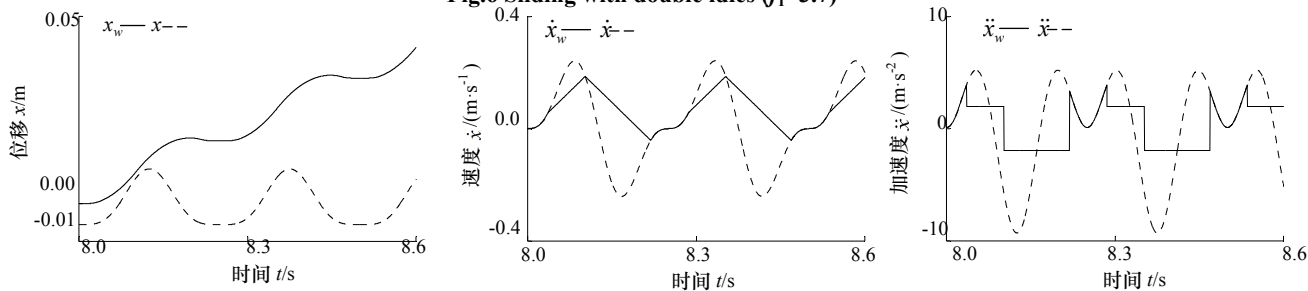


图7 一次间断滑动($f_1=4$)

Fig.7 Sliding with single idle ($f_1=4$)

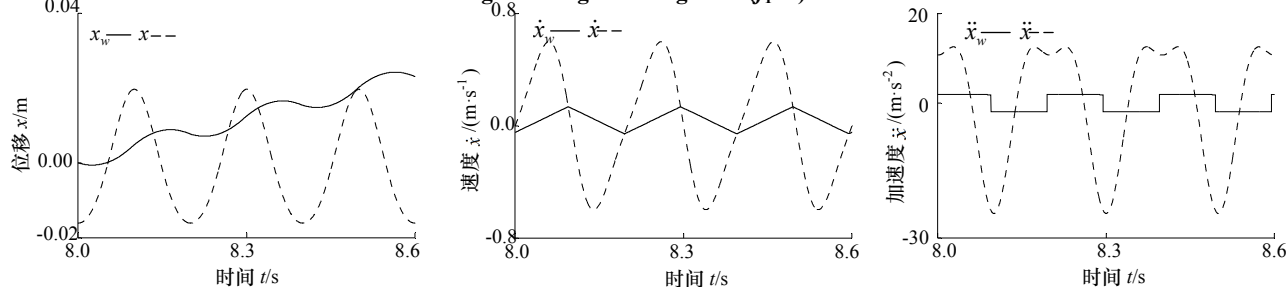


图8 连续滑动($f_1=6.5, \varphi=90^\circ$)

Fig.8 Sliding without idle ($f_1=6.5, \varphi=90^\circ$)

图10表明,在不同的 $m_1 r_1$ 下,随着 f_1 的增加,最佳相位差 φ 逐步趋近并等于 90° 和 270° ,且 $m_1 r_1$ 越大趋近

得越快. 图11表明, 随着 f_1 的增加, 最佳频率比 α 快速趋近并等于2. 图12表明, 随着 f_1 的增加, 最佳偏心质量矩之比 γ 逐渐减小, 但大部分取值仍在0.225~0.25之间, 且 m_1r_1 越大减小得越快. 图10、图11和图12同时表明, 当 f_1 较低时, 各参数的优化值需另行计算, 各参数均处于向高频最优值的趋近阶段.

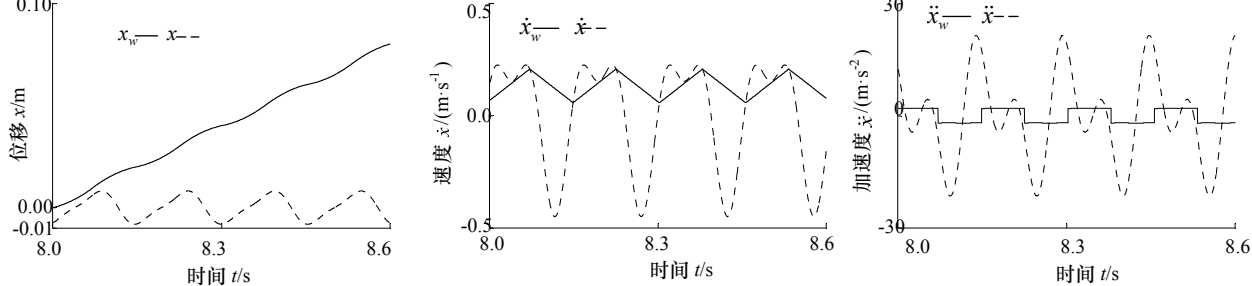


图9 连续滑动($f_1=5, m_1r_1=314$)
Fig.9 Sliding without idle ($f_1=5, m_1r_1=314$)

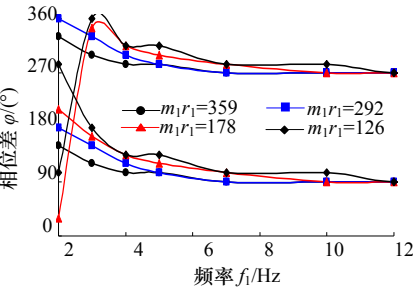


图 10 物料最大速度与
相位差 φ 的关系
Fig.10 relationship between
material maximum velocity
and phase difference φ

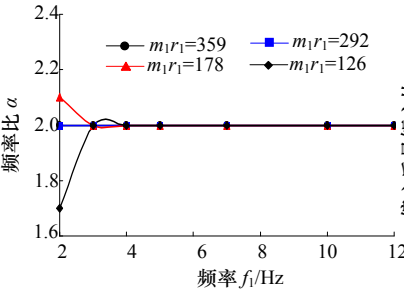


图 11 物料最大速度与
频率比 α 的关系
Fig.11 relationship between material
maximum velocity
and frequency ratio α

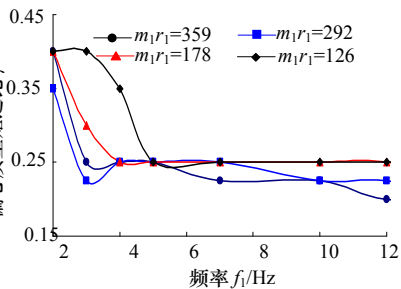


图 12 物料最大速度与偏心
质量矩之比 γ 的关系
Fig.12 relationship between material
maximum velocity and
eccentric mass moment ratio γ

4 试验研究

为了确定试验样机的参数, 对 m_1r_1 取 178.0 kg·m 时的各参数进行了进一步细化研究, 得到了物料正向输送速度 \dot{x}_w 最大时在不同频率 f_1 对应的各参数的取值, 如表 2 所示. 由此确定样机结构参数如表 3 所示, 此类输送机的低频轴工作频率 f_1 在 3~6 Hz 之间, 此时优化相位差 φ 的取值是一个范围, 故取相位差 φ 的平均值 120°为优化参数值, 并根据表 3 参数制造样机如图 13 所示, 参振质量为 32.6 t, 试验物料质量为 6.0 t.

表 2 优化参数

Tab.2 optimization parameters

频率/Hz	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50	3.75	4.00	4.25	4.50	4.75	5.00	5.25	5.50	5.75	6.00
偏心质量矩之比 γ	0.400	0.350	0.375	0.275	0.275	0.225	0.225	0.25	0.250	0.250	0.250	0.250	0.250	0.250	0.250	0.250	0.250
频率比 α	2.1	2.0	2.1	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0
相位差 $\varphi/(^{\circ})$	180	180	177.5	172.5	152.5	155.0	145.0	127.5	125.0	120.0	112.5	110.0	110.0	112.5	105.0	105.0	102.5
物料最大正向输送速度 $\dot{x}_w/(m \cdot s^{-1})$	0.048	0.063	0.077	0.091	0.106	0.119	0.133	0.144	0.157	0.167	0.179	0.190	0.200	0.210	0.221	0.231	0.241

表 3 试验参数

Tab.3 experimental parameters

参数	低频轴偏心质量矩 $m_1r_1/(kg \cdot m)$	偏心质量矩之比 γ	频率比 α	相位差 $\varphi/(^{\circ})$
初值	178.0	0.25	2.0	120.0

共进行三个试验:

(1) 为了验证理论的正确性, 首先在表 3 参数下进行物料输送速度的理论值与实测值的对比实验, 结果如图 14 所示. 图 14 表明, 当 f_1 大于 4Hz 时, 理论值和实测值吻合, 物料处于全滑动状态; 当 f_1 小 4Hz 时, 理论值和实测值基本吻合, 物料处于间歇滑动状态, 此状态下理论采用的 Karnopp 摩擦力模型与实际

摩擦力仍存在一定误差,导致理论值与实测值仍有一定的偏差.

(2) 为了考查偏心质量矩之比 γ 对物料输送速度的影响,取 $\gamma=0.25$ 和 $\gamma=0.19$ 两种情况,其它参数取表 3 中的值,并与理论值进行对比分析,结果如图 15 所示.图 15 表明, $\gamma=0.25$ 时物料输送速度的理论和实测值明显大于 $\gamma=0.19$ 时的理论和实测值,且随着频率 f_1 的增加,二者之间的差距不断变大,直到全滑动状态的频率后差距保持不扩大趋势,说明 γ 取 0.25 更为合理,且 $\gamma=0.19$ 时物料输送速度的理论值与实测值的相对关系与 $\gamma=0.25$ 时的理论值与实测值的相对关系一致,从而验证了理论的正确性.

(3) 为了考查相位差 φ 对物料输送速度的影响,取 $\varphi=120^\circ$ 和 $\varphi=60^\circ$,其它参数取表 3 中的值,并与理论值进行对比分析,结果如图 16 所示.图 16 表明, $\varphi=120^\circ$ 时物料输送速度的理论和实测值明显大于 $\varphi=60^\circ$ 时的理论和实测值,且随着频率 f_1 的增加,二者之间的差距变大,直到全滑动状态的频率后差距保持不扩大趋势,且 $\varphi=60^\circ$ 时物料输送速度的理论值与实测值的相对关系与 $\varphi=120^\circ$ 时的理论值与实测值的相对关系一致,验证了理论的正确性.

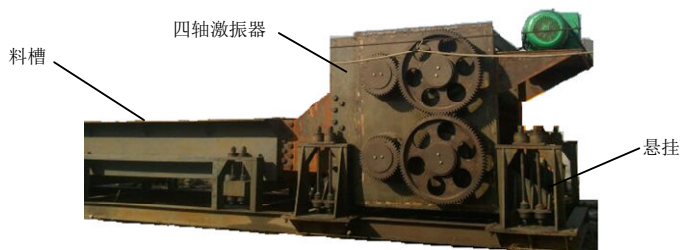


图 13 试验样机

Fig.13 experimental prototype

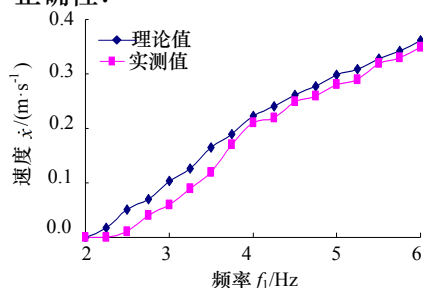


图 14 优化参数的试验曲线

Fig.14 experiment curve of optimization different parameters

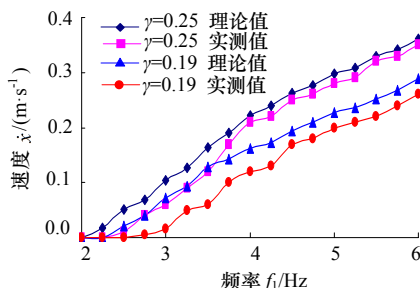


图 15 不同偏心质量矩之比的试验曲线

Fig.15 experiment curve of different eccentric mass moment

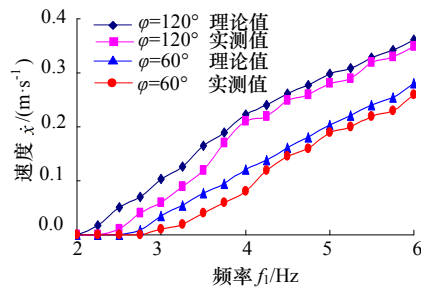


图 16 不同相位差的试验曲线

Fig.16 experiment curve of phase difference

5 结论

本文在改进非共振四轴惯性水平振动输送系统动力学模型的基础上,分析了物料与振动输送机的五种相对运动形式,并研究了最大物料输送速度与振动输送系统参数的关系.研究表明,振动输送机加速度或速度的不对称是物料相对振动输送机相对滑动的根本原因;最佳频率比 $\alpha=2$,最佳偏心质量矩之比 $\gamma=0.25$,当物料处于连续滑动状态且频率 f_1 较高时,最佳相位差 $\varphi=90^\circ$ 或 270° ;当频率 f_1 较低时,偏心质量矩之比 γ 和相位差 φ 的最佳优化值需要具体计算.

参考文献

References

- [1] WINKLER G. Analysing the vibrating conveyor[J]. Int. J. Mech. Sci.,1978, 20(9): 561-570.
- [2] 闻邦椿, 刘树英. 振动机械的理论与动态设计方法[M].北京:机械工业出版社,2001:58-60.
WEN Bangchun, LIU Shuying. Design theory and Dynamic design method of vibration machine[M]. Beijing: China Machine Press, 2001: 58-60.
- [3] 冯维明, 孙艺瑕. 非谐和简谐滑动输送机激振器频率设计优化[J].振动与冲击,2007,26(11):76-78, 128.
FENG Weiming, SUN Yixia. Optimal design for frequency of the vibration exciter on a slip- stick conveyor [J]. Journal of Variation and Shock, 2007, 26(11):76-78, 128.
- [4] BOOTH J.H, MCCALLION H. On predicting the mean conveying velocity of a vibratory conveyor[J]. Proc. Inst. Mech. Eng.,1963,178(20):521-538.
- [5] SAEKI M, MINAGAWA T, TAKANO E. Study on vibration conveyance of granular materials[J]. JSME International Journal,1998,41(4):704-709.
- [6] WINKLER G. Analysing the hopping conveyor[J]. Mechanical Sciences,1979,21(11): 651-658.
- [7] 段志善, 史丽晨. 水平振动输送机的动力学分析与应用[J].煤矿机械,2009,30(1):97-100.
DUAN Zhishan, SHI Lichen. Dynamics analysis and application of horizontally vibrated conveyor[J]. Coal Mine Machinery,2009,30(1):97-100.
- [8] 吕燕, 段志善. 基于 MATLAB 水平振动给料机给料过程求解与仿真[J].矿山机械,2007,35(8):61-63.

- LÜ Yan, DUAN Zhishan. Solution and Simulation to Material Fed Process of Horizontal Vibrating Feeder with MATLAB[J]. Mining & Processing Equipment, 2007, 35(8): 61-63.
- [9] 何育民, 刘凯. 水平振动输送机运动机理的研究[J]. 重型机械, 2003(5): 35-37.
HE Yumin, LIU Kai. The mechanism of a horizontally vibrated conveyer[J]. Heavy Machinery, 2003(5): 35-37.
- [10] 郭宝良, 段志善. 基于虚拟样机技术的水平振动输送机的仿真试验研究[J]. 煤矿机械, 2010, 31(8): 85-87.
GUO Baoliang, DUAN Zhishan. Simulation Experimental Study on Horizontal Vibration Conveyor Based on Virtual Prototyping[J]. Coal Mine Machinery, 2010, 31(8): 85-87.
- [11] 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 Baoliang, DUAN Zhishan, ZHENG Jianxiao, et al. Analysis of Material Movement of Non-harmonic Horizontally Vibrated Conveyer[J]. JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING, 2012, 48(1): 104-110.
- [12] 郑兆昌. 机械振动(中册)[M]. 北京: 机械工业出版社, 1986: 21-26.
ZHENG Zhaochang. Mechanical Vibrations (Volume 2) [M]. Beijing: China Machine Press, 1986: 21-26.

Optimization of four-shaft inertial and horizontal vibrating conveyer

GUO Baoliang

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Xi'an University of Architecture and Technology, Xi'an 710055, China)

Abstract: Aiming at the optimization problem of the material horizontal vibrated transportation speed under the dry friction drive in the material slippage theory, on the basis of the improved and sectional solving the dynamics model of four-shaft inertial and horizontal vibrating transportation system, five relative movement forms between material and vibrating conveyer with the joint method are studied. The influences of frequency ratio, eccentric mass moment ratio and phase difference for material conveying speed, the optimal ranges of three parameters are obtained is providing the theoretical basis for the sort of conveyer design.

Key words: horizontal vibrating conveyer; material transportation velocity; dry friction; frequency ratio; eccentric mass moment ratio

(本文编辑 吴海西)



西安建筑科技大学学报(自然科学版)

荣获第五届中国高校优秀科技期刊

刊奖。特颁此证。

教育部科学技术司

2014年10月

