

DOI: 10.3785/j.issn.1008-973X.2011.11.006

# 长行程水平向振动台的滑台防牵拉技术

何 闻<sup>1</sup>, 郑建毅<sup>1,3</sup>, 于 梅<sup>2</sup>, 沈润杰<sup>1,4</sup>, 贾叔仕<sup>1</sup>

(1. 浙江大学 流体动力与机电系统国家重点实验室, 浙江省先进制造技术重点实验室, 浙江 杭州 310027;  
2. 中国计量科学研究院, 北京 100013; 3. 厦门大学 机电工程系, 福建 厦门 361005;  
4. 同济大学 电子与信息工程学院, 上海 201804)

**摘 要:** 为了解决长行程水平向振动台中管线对滑台牵拉引起的输出波形失真问题, 提出一种带动管线跟踪滑台同步运动的随动装置设计方法. 建立管线牵拉力作用下的水平向振动台机电耦合动力学模型, 计算管线牵拉力对振动台输出波形失真度的影响; 设计一种基于光栅尺的滑台随动装置, 带动随动平台与滑台做同步运动, 滑台上的管线经随动平台后引出, 此时管线的牵拉力直接作用在随动平台上, 而滑台上受到的牵拉力趋于零. 试验结果表明, 通过增设滑台随动装置, 水平向振动台在做超低频大行程振动时的输出波形失真度得到极大的改善.

**关键词:** 水平振动台; 波形失真度; 跟踪随动装置; 超低频

中图分类号: TB 936

文献标志码: A

文章编号: 1008-973X(2011)11-1922-05

## Anti-tension technology of slipway in long-stroke horizontal vibration table

HE Wen<sup>1</sup>, ZHENG Jian-yi<sup>1,3</sup>, YU Mei<sup>2</sup>, SHEN Run-jie<sup>1,4</sup>, JIA Shu-shi<sup>1</sup>

(1. *The State Key Laboratory of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang Province Key Laboratory of Advanced Manufacturing Technology, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China;* 2. *National Institute of Metrology, Beijing 100013, China;* 3. *Department of Mechanical and Electrical Engineering, Xiamen University, Xiamen 361005, China;* 4. *School of Electronics and Information, Tongji University, Shanghai 201804, China*)

**Abstract:** In order to solve the problem of output waveform distortion due to the pipes and wires' tension in a long-stroke horizontal vibration table, a follow-up gear design technology was put forward which drove the pipes and wires to move synchronously with the slipway. The electromechanical coupling kinetic model of a horizontal vibration table was analyzed considering the tension of pipes and wires in it, and the influences of tension forces of the pipes and wires on the output waveform distortion of the horizontal vibration table was calculated. A follow-up gear for the slipway was developed based on a precise linear encoder, and drove a following table moving synchronously with the slipway. And the pipes and wires on the slipway were led out through the following table, on which the tension forces directly acted, but the tension force on the slipway drove to zero. The experimental results indicate that the output waveform distortion improves greatly after adding the follow-up gear when the horizontal vibration table works in long-stroke and ultra-low-frequency motion.

**Key words:** horizontal vibration table; waveform distortion; follow-up gear; ultra-low frequency

收稿日期: 2010-12-05. 浙江大学学报(工学版)网址: [www.journals.zju.edu.cn/eng](http://www.journals.zju.edu.cn/eng)

基金项目: 新世纪优秀人才支持计划资助项目(NCET-08-0494); 浙江省“钱江人才计划”资助项目(2009R10026); 浙江省重点科技创新团队建设资助项目(2009R50008).

作者简介: 何闻(1969-), 男, 教授, 博导, 从事振动计量等方面的研究. E-mail: [hewens@263.net](mailto:hewens@263.net)

随着科学技术的日新月异, 传感器的测试水平不断朝着极限水平发展. 在航空航天、武器制导、地震预测、超精加工、石油勘探等领域, 人们广泛地使用着超低频测振传感器, 如下限频率低于 0.05 Hz 的速度型地震计以及零频响应的伺服加速度传感器, 按照国家计量检定规程 (JJG 134 2003, JJG 233-2008) 的规定<sup>[1-2]</sup>, 振动传感器在出厂或使用一段周期后, 均需经过计量部门采用“绝对法”<sup>[3]</sup>或“相对法”<sup>[4]</sup>进行校准. 超低频传感器的广泛使用对超低频振动校准系统的需求愈加迫切. 而超低频振动台是其中的重要设备, 其输出波形的谐波失真度是系统性能的一个重要指标, 直接影响校准精度. 超低频振动时, 在同样位移的条件下, 振动台输出加速度随着频率的减小呈平方数递减, 因此理想的超低频振动台应该具有较大的位移输出, 以提高振动台的输出信噪比, 并减小振动台输出波形的失真度<sup>[5-7]</sup>.

本研究中的超低频水平振动台行程达到 1 m, 但由于采用电磁驱动, 且滑台运行采用空气静压导轨技术, 因此滑台上有气管及驱动电缆线 (管线) 需要引出, 同时当被校准的传感器放置在滑台上时, 该传感器的连接线也需引出. 在振动台做长行程运动时, 所有这些管线的牵拉将导致滑台输出的振动波形失真度增大. 现有的解决办法是增加管线的柔性, 如增加管线的长度并将其挂起, 从而减小滑台运动时管线的牵拉力, 但是这不但影响设备的外观, 且试验表明在滑台的行程超过一定行程 (如 0.4 m) 时, 管线的影响仍然不可忽略. 本文通过增设拖动管线跟随滑台同步运动的随动装置, 消除管线对滑台的牵拉作用, 以改善振动台输出波形的失真度.

### 1 管线牵拉对输出波形失真的影响

考虑到振动台中运动部件 (支撑负载部分为滑台) 的一阶轴向共振频率设计在 1 kHz 以上, 因此滑台可视为刚体, 并和支撑弹簧共同构成单自由度的力学模型, 如图 1 所示. 考虑机电耦合效应, 根据集总系统建模的原理, 建立如图 2 所示的机电耦合动力学模型<sup>[8-11]</sup>. 由此可建立振动台的机电耦合动力学方程

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} + C\dot{x} + Kx &= Bli + F_1(x), \\ L \frac{di}{dt} + Ri + Blx &= U_0 \sin(2\pi ft). \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中:  $m$  为滑台及负载的集总质量;  $C$  为滑台的运动阻尼系数;  $K$  为滑台的支撑弹簧刚度;  $B$  为工作空气隙的磁感应强度;  $l$  为动圈绕组的长度;  $i$  为动圈的

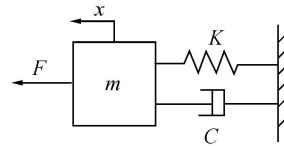


图 1 水平向振动台的力学模型

Fig. 1 Mechanical model of horizontal vibration table

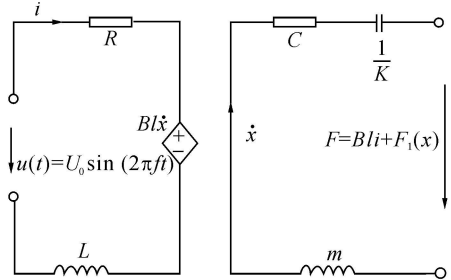


图 2 水平向振动台的机电耦合模型

Fig. 2 Electromechanical coupling model of horizontal vibration table

驱动电流;  $L$  为动圈绕组的电感;  $R$  为动圈绕组的电阻;  $u(t) = U_0 \sin(2\pi ft)$  为输入动圈绕组的电压, 是纯正弦信号;  $x$  为振动台输出位移或滑台的位移;  $\dot{x}$  为振动台输出速度或滑台的速度;  $\ddot{x}$  为振动台输出加速度或滑台的加速度;  $F = Bli + F_1(x)$  为滑台受到的合外力;  $F_1(x)$  为滑台受到的牵拉力;  $f$  为振动台的振动频率;  $t$  为时间. 考虑以下 2 种情况:

1) 无牵拉力, 即  $F_1(x) = 0$ . 滑台仅受到电磁力作用, 由式 (1) 建立滑台动力学方程

$$mL\ddot{x} + [mR + CL]\dot{x} + [RC + KL + (Bl)^2]x + KRx = BlU_0 \sin(2\pi ft). \quad (2)$$

式中:  $\ddot{x}$  为振动台输出加速度的导数. 式 (2) 为线性常微分方程, 由于动圈绕组的激励  $U_0 \sin(2\pi ft)$  为正弦信号, 方程的解  $x$  也将为同频的正弦信号, 不会发生失真.

2) 有牵拉力, 即  $F_1(x) \neq 0$ . 此时滑台受到的力  $F = Bli + F_1(x)$ . 根据牵拉力作用的特点可知, 管线牵拉力是  $x$  的函数, 且牵拉力随着  $x$  增加呈显著上升趋势, 即牵拉力是  $x$  非线性函数, 同时牵拉力与位移  $x$  方向相反, 可假设牵拉力模型为

$$F_1(x) = -\alpha - \beta x^3. \quad (3)$$

式中:  $\alpha$  和  $\beta$  为实常数. 取  $\alpha = 20 \text{ N/m}$ ,  $\beta = 8000 \text{ N/m}^3$ , 如图 3 所示为该模型的曲线.

将  $F = Bli - \alpha - \beta x^3$  代入式 (1), 可以建立考虑管线的牵拉作用时振动台的动力学方程

$$mL\ddot{x} + (mR + CL)\dot{x} + [CR + (K + \alpha)L + (Bl)^2]x + (K + \alpha)Rx + 3\beta Lx^2 + \beta Rx^3 = BlU_0 \sin(2\pi ft). \quad (4)$$

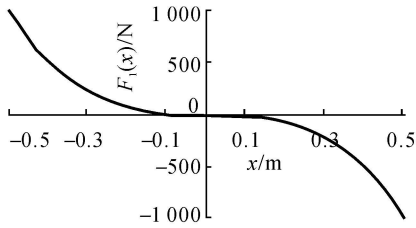


图3 管线牵拉力模型曲线

Fig. 3 Curve of pipes and wires' tension model

式(4)为非线性常微分方程,在激励  $u(t)$  为正弦信号时,方程的解  $x$  除了含有同频的正弦解外,还将会出现谐波解,即振动台输出发生了谐波失真。

对以上2种情况进行数值分析.根据振动台的设计参数,取  $B = 0.2 \text{ T}$ ,  $l = 40 \text{ m}$ ,  $R = 0.2 \Omega$ ,  $L = 0.0006 \text{ H}$ ,  $m = 18 \text{ kg}$ ,  $K = 360 \text{ N/m}$ ,  $C = 3.78 \text{ N/(m/s)}$ .不失一般性,设  $f = 0.02 \text{ Hz}$ ,采用 Matlab 分别对式(2)、(4)进行数值仿真计算.通过调节  $U_0$  使得在式(2)的动力学方程作用下,滑台的行程达到最大值  $1 \text{ m}$ ,在同样的  $U_0$  作用下,对式(4)进行计算.如图4所示为此时滑台的加速度  $a$  的稳态解,由图4可见,在驱动电压不变的情况下,由于管线牵拉力的非线性,加速度波形产生了很大的失真。

当  $f = 0.02 \sim 20 \text{ Hz}$  时,采用谐波分析的方法对计算得到的加速度波形进行失真度分析.如表1分析了理论计算得到的有牵拉情况下加速度失真度值,表中  $a_0$ 、 $v_0$ 、 $A$  分别为滑台的加速度,速度及位移峰值,  $\gamma$  为加速度失真度.根据实际测试条件,当  $f = 0.02$  和  $0.05 \text{ Hz}$  时,调节  $U_0$  使得  $A = 0.5 \text{ m}$ ;当  $f = 0.1 \sim 8.0 \text{ Hz}$  时,调节  $U_0$  使得  $v_0 = 0.160 \text{ m/s}$ ;当  $f = 16.0$  和  $20.0 \text{ Hz}$  时,调节  $U_0$  使得  $a_0 = 10.000 \text{ m/s}^2$ .从计算结果可见,当  $f \geq 1.0 \text{ Hz}$  时,由于管线的牵拉力对滑台基本没有影响,  $\gamma$  均控制在  $1\%$  以内;而当频率  $f < 1.0 \text{ Hz}$  时,管线的牵拉力对  $\gamma$  开始产生影响,特别是当  $f = 0.02 \text{ Hz}$  时,  $\gamma$  达到了  $121.4\%$ .说明管线牵拉对于水平向振动台做超低频

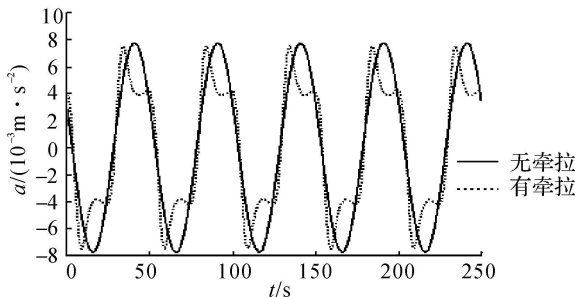


图4 滑台加速度特性的计算结果

Fig. 4 Calculation results of slipway's acceleration characteristic

长行程的运行是非常不利的,因此必须设法控制管线的牵拉作用。

表1 管线牵拉时加速度失真度的计算结果

Tab. 1 Calculation results of acceleration distortion when considering pipes and wires' tension

$f / \text{Hz}$	$a_0 / (\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	$v_0 / (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	$A / \text{m}$	$\gamma / \%$
0.02	0.008	0.063	0.500	121.4
0.05	0.049	0.157	0.500	89.6
0.1	0.101	0.160	0.255	17.3
0.2	0.201	0.160	0.127	2.140
0.5	0.503	0.160	0.051	1.060
1.0	1.005	0.160	0.025	0.270
2.0	2.011	0.160	0.013	0.035
5.0	5.027	0.160	0.005	0.018
8.0	8.042	0.160	0.003	0.021
16.0	10.000	0.099	0.001	0.023
20.0	10.000	0.080	0.001	0.024

## 2 滑台防牵拉随动装置的设计

超低频长行程水平振动台的滑台上有很多气管和电缆线要引出,尽管设备中特意选用柔性很大的气管和电缆线,但是这些管线组合在一起后对滑台的作用力还是非常显著.如图5所示为超低频长行程水平振动台系统的滑台防牵拉技术的原理图.图5(a)反映了滑台对管线的牵拉作用,当滑台离开平衡位置以位移  $x(t)$  开始运动时,随着  $x$  的增大,  $F_1(x)$  也将不断增大.图5(b)是通过在滑台的一侧增设一个随动平台,将所有引出的管线压紧于随动平台后再引出,然后驱动随动平台以位移  $x'$  运动,只要能够严格保证  $x' = x$ ,即实现随动平台和振动台滑台的同步跟踪运动,则管线的牵拉力直接作用在随动平台上,而管线对滑台的牵拉力  $F_1(x)$  趋于零.为了实现随动装置的同步跟踪,对引入的装置提出如下技术要求:随动平台的跟踪定位精度  $\leq 0.1 \text{ mm}$ ,动态响应时

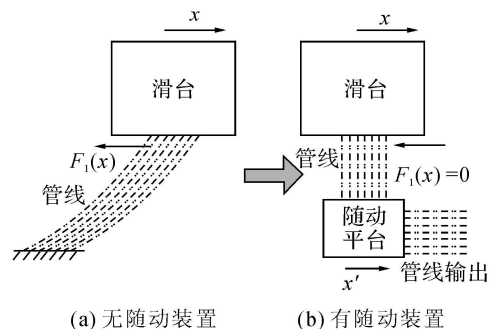


图5 滑台防牵拉技术的原理图

Fig. 5 Principle of anti-tension technology of slipway

间  $\leq 10$  ms, 最大运行速度  $> 0.2$  m/s.

采用光栅尺、伺服电机、精密同步带机构、花岗岩导轨等组建随动装置, 如图 6 所示. 滑台的一侧增设随动平台, 将管线用压块压紧于随动平台上, 再穿过拖链引出. 为了使随动平台低噪声平稳地运行, 随动平台的导轨采用花岗岩基体的空气静压技术. 滑台的一侧装有高精度光栅尺及其读数头, 用于识别和检测滑台的位移, 并产生相位差为  $90^\circ$  的 A/B 信号, 该信号经过调理及伺服驱动处理后, 驱动伺服电机产生受控的运转. 伺服电机输出通过减速器增大扭矩后, 由联轴器将转动输入带轮, 以驱动精密同步带拖动随动平台跟随滑台做同步运动.

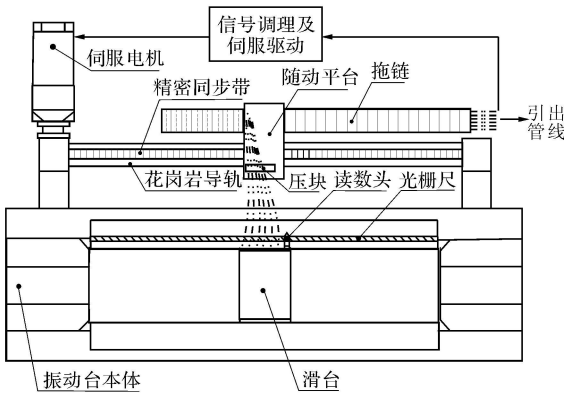


图 6 增设随动装置的水平振动台系统结构图

Fig. 6 Configuration of horizontal vibration table system with follow-up gear

如图 7 所示为随动装置的同步运动控制原理图. 滑台运动时, 光栅尺产生相应的 A/B 信号, 根据 A/B 信号的相位关系和脉冲个数可以计算出滑台的运动方向和位移大小. 通过匹配 A/B 脉冲信号和随动平台位移的关系, 可以实现随动平台和滑台的同步运动控制. 信号调理单元主要是对 A/B 脉冲信号进行整形、分频、辨向、光电隔离和电平转换等处理, 以产生匹配的跟踪控制信号. 伺服控制及驱动部分采用 PID 控制, 通过位置控制环、转速控制环、电流控制环组成的级联多环控制, 然后经过功率驱动单元输出. 另外伺服电机的输出轴端装有旋转编码器, 用于检测电机的实际转速和转角, 以完成位置控制环和转速控制环的半闭环反馈控制.

实验测试表明, 该随动装置能够实现随动平台和振动台滑台的同步跟踪, 满足跟踪定位精度不大于  $0.1$  mm, 动态响应时间不大于  $10$  ms, 能够克服管线对滑台的牵拉作用. 考虑到振动台做高频振动时位移较小, 管线的牵拉作用不再显著, 同时随动平台的高频抖动将会给系统带来新的噪声, 因而, 当振

动台输出位移小于某值时, 随动装置将不再作用, 从而提高系统高频工作时的可靠性.

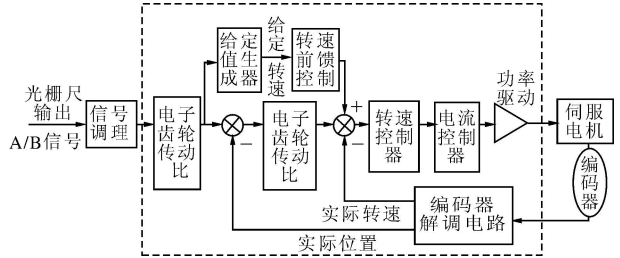


图 7 随动装置的同步运动控制原理图

Fig. 7 Schematic diagram of synchronous moving control of follow-up gear

### 3 试验结果和分析

在超低频长行程水平振动台系统增设该随动装置后, 通过基于 NI 数据采集器构成的失真度测量系统和 MSA-II 型伺服低频加速度计套组, 对振动频率为  $0.02 \sim 20.0$  Hz 的  $\gamma$  进行了测试分析. 振动台的最大输出振幅为  $0.5$  m, 最大速度为  $0.2$  m/s, 最大加速度为  $10$  m/s<sup>2</sup>.

考虑到振动台做高频振动时位移较小, 管线的牵拉作用不再显著, 这里当滑台的振幅  $A < 0.015$  m 且频率  $f > 2.0$  Hz 时, 将随动跟踪装置关闭, 如表 2 所示为增设了跟踪随动装置后, 对振动台的各个频率点进行测试的结果. 测试结果表明, 在全频段振动波形的  $\gamma$  均小于  $1\%$ , 特别在振动频率为  $0.02$  Hz 时, 振动台工作的行程达到了  $1.014$  m, 而  $\gamma = 0.74\%$ .

表 2 增设跟踪随动装置后加速度失真度的实验结果

Tab.2 Experimental results of acceleration distortion after adding follow-up gear

$f$ / Hz	$a$ / (m · s <sup>-2</sup> )	$v$ / (m · s <sup>-1</sup> )	$A$ / m	$\gamma$ / %
0.02	0.008	0.064	0.507	0.74
0.05	0.045	0.143	0.456	0.84
0.10	0.096	0.153	0.243	0.73
0.20	0.202	0.161	0.128	0.59
0.50	0.523	0.166	0.053	0.73
1.00	1.038	0.165	0.026	0.73
2.00	2.008	0.160	0.013	0.79
5.00	4.996	0.159	0.005	0.64
8.00	7.932	0.158	0.003	0.95
16.00	9.933	0.099	0.001	0.81
20.00	10.024	0.080	0.0006	0.75

### 4 结论

(1) 通过在长行程的超低频水平振动台系统中

增设拖动管线跟随滑台做同步运动的随动装置,管线的牵拉力直接作用在随动平台上,由于随动平台相对于滑台保持静止,从而消除了管线对滑台的牵拉作用,改善振动台输出波形失真度.考虑到振动台做高频振动时位移较小,管线的牵拉作用不再显著.同时为克服随动平台的高频抖动给系统带来的噪声,在 $f > 2.0 \text{ Hz}$ 且 $A < 0.015 \text{ m}$ 时,将随动跟踪装置关闭.

(2)滑台随动装置采用精密光栅尺检测滑台的位移产生控制信号,驱动伺服装置带动随动平台与滑台做同步运动,随动平台的跟踪精度不大于 $0.1 \text{ mm}$ ,动态响应时间不大于 $10 \text{ ms}$ ,满足防管线牵拉作用的要求.

## 参考文献(References):

- [1] JJG 134-2003. 磁电式速度传感器检定规程[S]. 北京: 中国计量出版社, 2004.  
JJG 134-2003. Verification regulation of electromagnetic velocity transducer [S]. Beijing: China Metrology Publishing House, 2004.
- [2] JJG 233-2008. 压电加速度计检定规程[S]. 北京: 中国计量出版社, 2009.  
JJG 233-2008. Verification regulation for piezoelectric accelerometer [S]. Beijing: China Metrology Publishing House, 2008.
- [3] ISO 16063-11-1999. Methods for the calibration of vibration and shock transducers— Part 11: Primary vibration calibration by laser interferometry [S]. Switzerland: International Organization for Standardization, 1999.
- [4] JJG 298-2005. 中频标准振动台(比较法)检定规程[S]. 北京: 中国计量出版社, 2005.

- JJG 298-2005. Verification regulation of standard vibrator in middle frequency band (comparison method) [S]. Beijing: China Metrology Publishing House, 2005.
- [5] OHM W S, WU Li-xue, HANES P, et al. Generation of low-frequency vibration using a cantilever beam for calibration of accelerometers [J]. **Journal of Sound and Vibration**, 2006, 289(1/2): 192-209.
- [6] GEORGE F L. Electrodynamic shaker fundamentals [J]. **Sound and Vibration**, 1997, 31(4): 14-23.
- [7] 韩冬. 地震计校准用超低频标准振动系统关键技术的研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2007.  
HAN Dong. Study on key techniques of ultra-low frequency standard vibration system for seismometer calibration [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2007.
- [8] (美) 绪方胜彦. 系统动力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1983: 21, 117.
- [9] HE W, ZHU C P, MA F. Realization of low-distortion ultra-low frequency Vibration based on feedback control technology [C] // **2005 IEEE Networking, Sensing and Control Proceeding**. California: IEEE, 2005: 795-798.
- [10] 沈润杰, 何闻. 大型宽频带水下振动台流固耦合动力学特性的研究[J]. 浙江大学学报: 工学版, 2006, 40(4): 724-728.  
Shen Run-jie, HE Wen. Study on fluid-solid coupling dynamic characteristics of large wide-frequency-range underwater vibration tables [J]. **Journal of Zhejiang University: Engineering Science**, 2006, 40(4): 724-728.
- [11] 张逸波, 齐晓军, 张丽新. 200 kN 振动台动圈建模与仿真分析[J]. 航天器环境工程, 2009, 26(3): 244-247.  
Zhang Yi-bo, Qi Xiao-jun, Zhang Li-xin. Modeling of armature of 200 kN shaker and its simulation [J]. **Spacecraft Environment Engineering**, 2009, 26(3): 244-247.

下期论文摘要预登

## Petri 网融合蚁群算法的物流配送路径规划

朱 伟, 徐克林, 孙 禹, 高 丽

(同济大学 机械工程学院, 上海 201804)

**摘 要:** 为实现物流配送路径的全局优化, 提出 Petri 网融合蚁群算法. 引入一种扩展 Petri 网模型并定义了它的使能规则, 提出“动态托肯”和“静态托肯”的概念, 定义了它们的数据结构及其在网络运行时的行为特征: 动态托肯携带各自的变迁序列及变迁成本等信息, 静态托肯记录库所中最优动态托肯的变迁特征. 改进了蚁群算法的概率选择规则, 选择规则中加入配送约束检验因子, 对不符合配送约束的变迁, 以概率 0 将其排除. 改变了禁忌表的设置方式, 以蚁群共享禁忌表替代传统禁忌表, 既保证了对配送路径的全网遍历又加快了问题的解算速度. 算例对比说明: 用 Petri 网融合蚁群算法优化物流配送路径问题, 可快速有效地获得问题的最优解或近似最优解.

**关键词:** 扩展 Petri 网; 动态托肯; 静态托肯; Petri 蚁群算法; 共享禁忌表