

DOI: 10.3901/JME.2010.06.176

液压驱动控制的偏心回转系统同步特性*

罗春雷¹ 韩清凯²

(1. 中南大学机电工程学院 长沙 410083;

2. 东北大学机械工程与自动化学院 沈阳 110004)

摘要: 以液压振动桩锤这种大功率惯性振动机械为对象, 用机电液耦合动力学理论研究液压驱动控制的偏心回转系统的自同步特性问题。建立无相位差监控的惯性振动机同步系统的机电液耦合模型, 对该模型进行仿真研究, 分析摩擦转矩、动刚度、动阻尼、激振器结构参数和液压马达泄漏等各种因素对自同步系统稳定工作过程和过渡过程的影响。建模和仿真结果显示, 上述各种因素之间及其与振动机的机体之间相互影响、具有复杂的耦合关系, 可以通过修正阻尼、刚度、泄漏系数及激振器结构参数等, 来提高同步效果, 其中刚度和泄漏系数调节效果最明显。研究表明, 建模仿真正确反映了上述各种因素影响与振动机的机体之间的耦合关系, 对于优化液压驱动的振动机械机电液系统设计具有理论指导意义。

关键词: 液压驱动控制 偏心回转振动机 自同步 液压振动桩锤

中图分类号: TH113 O322

Synchronization Characteristics Research of Eccentric Gyration System Controlled by Hydraulic Driving

LUO Chunlei¹ HAN Qingkai²

(1. School of Mechanical Engineering, Southeast University, Changsha 410083;

2. School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110004)

Abstract: A high-power inertial vibration machine-hydraulic vibratory pile hammer is taken as the object, and mechanical-electrical-hydraulic coupling dynamics theory is used to study the self-synchronization characteristics problem of eccentric gyration system controlled by hydraulic driving. A mechanical-electrical-hydraulic coupling model of inertial vibration machine synchronization system without phase difference monitoring is established. Simulation study on this model is carried out, and the effects of various factors, such as friction torque, dynamic stiffness, dynamic damping, exciter structure parameters and hydraulic motor leakage, on the stable working and transition processes of self-synchronization system. Modeling and simulation results show that there are interactions and complex coupling relationships among the above-mentioned factors and between the factors and the body of vibration machine. The synchronization effect can be improved by amending damping, stiffness, leakage coefficient and exciter structure parameters, etc. Among them, the effects of regulations of stiffness and leakage coefficient are most obvious. Research shows that the modeling and simulation correctly reflect the influences of the said factors and the coupling relations between the factors and body of vibration machine, which has a theoretical guiding significance to the optimized design of mechanical-electrical-hydraulic system of the hydraulic-driven vibration machine.

Key words: Hydraulic-driven control Eccentric gyration vibration machine Self-synchronization

Hydraulic vibratory pile driver

0 前言

在工程机械等行业, 液压驱动的偏心回转机械

系统应用非常广泛。其特点主要是功率大、做功对象的阻尼、刚度大, 往往采用同步齿轮实现强迫同步。然而, 对于采用同步齿轮进行传动的情况, 机械结构过于复杂, 齿轮等传力部件易于损坏^[1]。在机械工程领域, 自同步和控制同步理论具有独特的价值, 在振动机械等许多机械装备中得到很好的应

* 中国博士后科学基金资助项目(20080431026)。20090526 收到初稿, 20091128 收到修改稿

用^[2]。但是, 自同步振动在电动机传动的惯性振动领域已经得到比较多的研究和应用。如 BLEKHMANN^[3]的自同步设计基础理论、闻邦椿^[4]的自同步和控制同步应用、韩清凯等^[5]的同步稳定性与分岔理论探讨。但在液压驱动的惯性激振机构的同步性理论方面, 国内外的研究还较少。例如, ZHANG 等^[6]对液压马达驱动同步的基本问题进行了初步探讨。

由于液压驱动的偏心回转系统中, 需要考虑大阻尼、大功率和电液比例控制等复杂因素, 明确液压驱动和电液控制下的偏心回转系统的运动规律、转速特性、两转子间的相位差关系以及受扰动后两个转子恢复同步的过渡过程等。本文以液压振动桩锤的四轴惯性振动机械为对象, 根据非线性振动理论和电液控制理论, 建立机电液耦合模型, 仿真研究上述同步特性的理论问题, 分析各种因素对齿轮受力影响, 为这类机械装备的系统优化乃至简化齿轮传动机构提供理论依据。

1 惯性激振系统的同步动力学方程

由某液压振动桩锤简化得到的惯性激振回转结构原理图如图1所示。其中, 每个齿轮均由液压动力元件直接驱动。液压动力元件采用定量柱塞泵, 液压控制元件采用BT32型先导控制式带位移-电反馈高压大流量比例流量阀, 液压执行元件采用定量柱塞马达。

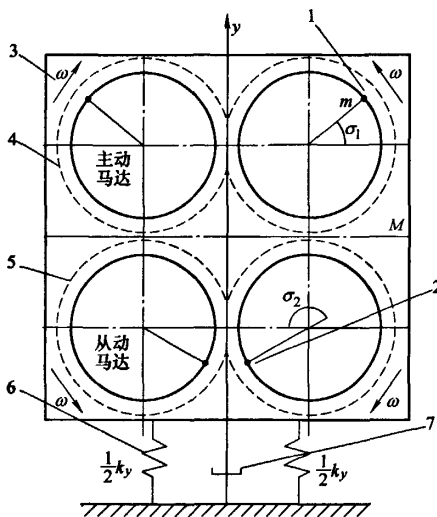


图1 新型振动锤桩锤—土壤模型

1. 上层偏心块 2. 下层偏心块 3. 桩锤机体 4. 上层啮合齿轮
5. 下层啮合齿轮 6. 地基土弹性 7. 地基土壤阻尼

假设各回转系偏心块的质量、偏心半径、转动惯量均相等。各回转系液压马达泄漏差异不可忽略, 振动功率消耗对象阻尼力和刚度不可忽略^[7]。电液比例闭环控制的输出流量控制精度足够^[8]。在同一层的偏心回转能够完全强迫同步的情况下, 由于同一层两个轴系的反向回转采用啮合齿轮对4和5进行强迫同步, 故可以只分析垂直方向 y 上的振动系统方程为

$$m_0 \ddot{y} + c_y \dot{y} + k_y y = 2(m\omega^2 r \sin \sigma_1 + m\omega^2 r \sin \sigma_2 + m\dot{\omega} r \cos \sigma_1 + m\dot{\omega} r \cos \sigma_2) \quad (1)$$

式中 m_0 ——桩锤和桩的总质量

c_y ——地基土阻尼系数

k_y ——地基土和隔振弹簧的合成刚度

m ——偏心块的质量

ω ——偏心块角速度

r ——偏心半径

σ_1, σ_2 ——图1中上层(回转系1)、下层(回转系2)偏心相角

式(1)等号右边括号里前面两项为上、下层偏心回转系统的惯性力在 y 向分力, 最后两项为上、下层偏心回转系在一个周期内因角加速度作周期性变化而引起的切向惯性力在 y 方向上的合力, 上述各力构成了激振振动系统的激振力。

上层偏心回转系和下层偏心回转系及质心回转的振动方程为

$$mr^2 \ddot{\sigma}_i + c_i \dot{\sigma}_i + mr \ddot{y} \cos \sigma_i + mgr \cos \sigma_i = T_{Mi} \quad i=1, 2 \quad (2)$$

式中 c_i ——回转轴系1、2的阻尼系数

T_{Mi} ——液压马达1、2的有效力矩

式(2)中等号左边第1项为回转惯性力矩, 第2项为转轴的摩擦阻矩, 第3项为各偏心块随机体沿 y 向振动而产生的惯性力对各质心的惯性力矩(振动阻矩)。第4项为偏心体重力对于各质心的力矩。

$$T_{Mi} = \mu_i p_i q_i \quad i=1, 2 \quad (3)$$

式中 μ_i ——马达1、2的机械效率

p_i ——马达1、2的工作压力

q_i ——马达1、2的有效排量

令

$$T_{zi} = mr \ddot{y} \cos \sigma_i \quad i=1, 2 \quad (4)$$

令式(1)的解为

$$y = a_1 \sin \sigma_1 + a_2 \sin \sigma_2 + a_3 \cos \sigma_3 + a_4 \cos \sigma_4 \quad (5)$$

求出 y 向振动速度 $\dot{y}$ 和加速度 $\ddot{y}$ 的解析解, 将它们代入式(1), 根据微分方程线性解存在条件, 并略去一阶以上微量, 得

$$\begin{cases} a_1 \approx \frac{2mr[(k_y - m_0\dot{\sigma}_1^2)\dot{\sigma}_1^2]}{(k_y - m_0\dot{\sigma}_1^2)^2 + c_y^2\dot{\sigma}_1^2} \\ a_2 \approx \frac{2mr[(k_y - m_0\dot{\sigma}_2^2)\dot{\sigma}_2^2]}{(k_y - m_0\dot{\sigma}_2^2)^2 + c_y^2\dot{\sigma}_2^2} \\ a_3 \approx \frac{-2mrc_y\dot{\sigma}_1^3}{(k_y - m_0\dot{\sigma}_1^2)^2 + c_y^2\dot{\sigma}_1^2} \\ a_4 \approx \frac{-2mrc_y\dot{\sigma}_2^3}{(k_y - m_0\dot{\sigma}_2^2)^2 + c_y^2\dot{\sigma}_2^2} \end{cases} \quad (6)$$

忽略振动加速度 $\ddot{y}$ 解析解中的一阶以上微量, 则

$$\begin{aligned} \ddot{y} \approx & -a_1 \sin \sigma_1 \times \dot{\sigma}_1^2 - a_2 \sin \sigma_2 \times \dot{\sigma}_2^2 - \\ & a_3 \cos \sigma_1 \times \dot{\sigma}_1^2 - a_4 \cos \sigma_2 \times \dot{\sigma}_2^2 \end{aligned} \quad (7)$$

定义

$$\sigma_1 = \sigma_{01} + \Delta\sigma_1 \quad \sigma_2 = \sigma_{02} + \Delta\sigma_2 \quad (8)$$

$$\sigma_{0i} = \omega_{0i}t \quad i=1, 2 \quad (9)$$

$$\begin{cases} \dot{\sigma}_i = \omega_{0i}' + \Delta\dot{\sigma}_i \\ \ddot{\sigma}_i = \Delta\ddot{\sigma}_i \end{cases} \quad i=1, 2 \quad (10)$$

在稳定振动状态下, ω_{01}' 、 ω_{02}' 即为偏心回转系 1 和 2 在一周内的平均转速。由上述分析可以看出, 液压系统的稳态流量驱动的偏心回转振动体系的瞬时角频率在一周内是周期性变化的, 因而液压马达所需流量是脉动的, 但一周内的平均转速是一定的, 等于液压系统的有效流量。

将式(7)、(8)代入式(5), 利用积分法得一周内的平均振动阻矩, 并对式(2)的两端在一周内对于角度积分, 假定初始位置时回转系 1 相位比回转系 2 相位超前 γ_0 , 同时令 $\gamma = \gamma_0 + \Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_2$, 并忽略高阶微量, 则得

$$\begin{cases} \frac{1}{2}mr^2\Delta\ddot{\sigma}_1 + (c_1 - mra_3\omega_{01}')\Delta\dot{\sigma}_1 + mr(a_2\omega_{02}'\sin\gamma - \\ a_4\omega_{02}'\cos\gamma)\Delta\dot{\sigma}_2 + c_1\omega_{01}' + \frac{mr}{2}(a_2\omega_{01}'^2\sin\gamma - \\ a_3\omega_{01}'^2 - a_4\omega_{02}'^2\cos\gamma) - \mu_1p_1q = 0 \\ \frac{1}{2}mr^2\Delta\ddot{\sigma}_2 - mr(a_1\omega_{01}'\sin\gamma + a_3\omega_{01}'\cos\gamma)\Delta\dot{\sigma}_1 + \\ (c_2 - mra_4\omega_{02}')\Delta\dot{\sigma}_2 + c_2\omega_{02}' - \frac{mr}{2}(a_1\omega_{01}'^2\sin\gamma + \\ a_4\omega_{02}'^2 - a_3\omega_{01}'^2\cos\gamma) - \mu_2p_2q = 0 \end{cases} \quad (11)$$

式(11)出现了耦合项, 其中 $\Delta\sigma_1$ 、 $\Delta\sigma_2$ 项在方程式(11)的两个方程中交叉出现。式(5)、(6)和式(5)~(11)描述了两个偏心回转系统之间相互作用的特征, 而且耦合程度的强弱与振动系统的结构参数相关。令

$$\begin{cases} g_{11} = \frac{2}{mr^2}(c_1 - mra_3\omega_{01}') \\ g_{12} = \frac{2}{r}a_2\omega_{02}' \\ g_{21} = \frac{2c_1\omega_{01}'}{mr^2} - \frac{1}{r}a_3\omega_{01}'^2 - \frac{2\mu_1p_1q}{mr^2} \\ g_{22} = \frac{2}{r}a_4\omega_{02}' \\ g_{32} = \frac{1}{r}a_2\omega_{01}'^2 \\ g_{42} = \frac{1}{r}a_4\omega_{01}'^2 \end{cases} \quad (12)$$

考虑 $\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_2$ 是微量, 将式(12)代入式(11)第 1 个方程, 并令

$$\begin{cases} g_{a2} = g_{12}\sin\gamma_0 - g_{22}\cos\gamma_0 \\ g_{b2} = g_{12}\cos\gamma_0 + g_{22}\sin\gamma_0 \\ g_{c2} = g_{32}\sin\gamma_0 - g_{22}\cos\gamma_0 \\ g_{d2} = g_{32}\cos\gamma_0 + g_{22}\sin\gamma_0 \end{cases} \quad (13)$$

则式(11)化为

$$\begin{aligned} \Delta\ddot{\sigma}_1 + g\Delta\dot{\sigma}_1 + [g_{a2} + g_{b2}(\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_2)]\Delta\dot{\sigma}_2 + \\ g_{d2}(\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_2) + g_{c2} + g_{21} = 0 \end{aligned} \quad (14)$$

用与上述相同的方法可将式(11)的第 2 个方程化为

$$\begin{aligned} \Delta\ddot{\sigma}_2 - [S_{a1} + S_{b1}(\Delta\sigma - \Delta\sigma_2)]\Delta\dot{\sigma}_1 + S_{12}\Delta\dot{\sigma}_2 + \\ S_{d1}(\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_2) - S_{c1} + S_{22} = 0 \end{aligned} \quad (15)$$

令

$$\begin{aligned} X_{11} = \Delta\sigma_1 \quad X_{12} = \Delta\dot{\sigma}_1 \quad X_{13} = \Delta\ddot{\sigma}_1 \\ X_{21} = \Delta\sigma_2 \quad X_{22} = \Delta\dot{\sigma}_2 \quad X_{23} = \Delta\ddot{\sigma}_2 \end{aligned} \quad (16)$$

2 考虑液压驱动同步振动系统的机电液耦合模型

为了认识同步系统的动态特性, 下面结合电液比例调速系统, 分析同步振动系统的机电液耦合特性。

由式(14)~(16)可得到偏心回转振动系统的状态方程的解析表达式如下

$$\begin{cases} \dot{X}_{11} = X_{12} \\ \dot{X}_{12} = -g_{11}X_{12} - [g_{a2} + g_{b2}(X_{11} - X_{21})]X_{22} - g_{d2}(X_{11} - X_{21}) - g_{c2} - g_{21} \\ \dot{X}_{21} = X_{22} \\ \dot{X}_{22} = [S_{a1} + S_{b1}(X_{11} - X_{21})]X_{12} - S_{12}X_{22} + S_{d1}(X_{11} - X_{21}) - S_{c1} - S_{22} \end{cases} \quad (17)$$

式(17)表达了振动系统中回转系 1 和 2 的回转运动的耦合关系。各回转系统中的参数差异(主要包括轴的摩擦转阻系数 c_1 、 c_2 之差异、马达的转矩系数 U_1 、 U_2 之差异, 以及由电液比例调速系统控制的马达的有效公称转速 ω_{01} 、 ω_{02} 之差异)决定了系统的同步性和同步稳定性。

电液比例调频控制系统状态方程为^[1]

$$\begin{cases} \dot{X}_{\omega i} = \frac{q_i}{J} X_{P_i} - \frac{B}{J} X_{\omega i} - \frac{T_{L_i}}{J} - \frac{q_i}{J} P_{0i} \\ \dot{X}_{P_i} = n_A X_u - n_{B_i} X_{P_i} - n_{C_i} X_{\omega i} + \frac{\beta_e}{V_0} C_{m0} P_{0i} \\ X_{\omega i} = \omega_{0i} \quad X_{P_i} = T_{L_i} \\ n_A = \frac{\beta_e}{V_0} K_q K_u \\ n_{B_i} = \frac{\beta_e}{V_0} K_{C_i} + \frac{\beta_e}{V_0} C_{m0} + \frac{\beta_e}{V_0} C_{m1} \\ n_{C_i} = \frac{\beta_e}{V_0} q_i \\ i = 1, 2 \end{cases} \quad (18)$$

式中 ω_{0i} ——偏心块 1、2 的平均转速
 T_{L_i} ——马达 1、2 的力矩
 J ——回转体的转动惯量
 B ——负载粘性阻尼系数
 P_{0i} ——马达 1、2 出流压力
 β_e ——油液有效弹性模量
 V_0 ——阀出口与马达进油腔油体积
 K_q ——流量增益
 K_u ——电压增益
 K_{C_i} ——压力—流量系数
 C_{m0} ——马达外泄漏系数
 C_{m1} ——马达内泄漏系数

联立式(17)、(18), 即构成了电液比例调速控制系统与振动机械系统构成的液压四轴惯性振动机的机电液耦合模型。

3 仿真案例

仿真基本参数如下: $m_0=8\,000\text{ kg}$, $m=100\text{ kg}$, $r=0.11\text{ m}$, 转阻系数 $k_f=0.16$, $\mu=0.93$, $q_f=0.000\,08\text{ m}^3/\text{rad}$, $p_0=0.5 \times 10^6\text{ MPa}$, $k_f=143\,180\text{ kN/m}$, $f_y=232\,070$, $\omega_0=126\text{ rad/s}$ 。

上述结构参数为 zzyy160 振动锤, 地基土刚度和阻尼系数是根据湘江长沙流域某工地的地基地质工程检测结果推算得到的^[8-9], 深度在 18 m 左右。下面各图中实线代表回转系 1, 虚线代表回转系 2, 应增加仿真软件 and 环境的简略描述。

3.1 结构参数的影响

根据式(17), 在理想条件下, 即振动机的几何参数对称、回转系 1 和 2 液压马达平均转速完全相同时, 仿真结果表明系统是完全同步的。当几何参数(如转阻系数或液压马达机械效率)存在足够小的差异, 仿真结果表明系统同样可以同步。但当几何参数的差异达到一定程度, 两回转系将不同步。如图 2 所示为转阻系数相差 50% 时, 相位发散的情况。

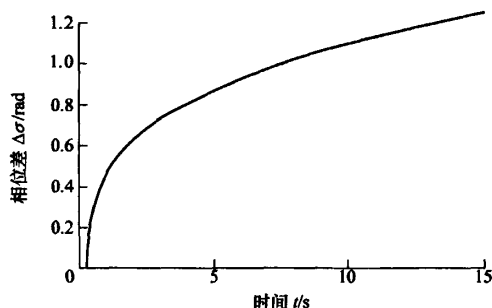


图 2 转阻系数差异影响

3.2 刚度、阻尼系数对同步性影响

当结构参数完全对称时, 若对仿真基本参数提供的刚度 k_f 乘以 20 倍, 系统仍然是同步的, 这个刚度大概相当于地基深度 300 m 以外了, 实际沉桩不可能达到。当对仿真基本参数提供的刚度 k_f 乘以 50 倍(实际不存在这种地质), 仿真结果才出现相位差发散。因此可以断定, 对于结构参数完全对称时, 地基土刚度对同步实际上没什么影响。但对于结构参数并不完全对称时, 情况就完全不同, 当回转系 1 的转阻系数是回转系 2 的 1.2 倍时, 取地基土刚度为仿真基本参数提供数值的 5 倍时, 就已经出现不同步, 如图 3 所示, 相位差是发散的。可见, 转阻系数差异是否为 0, 对于同步性有决定性影响。

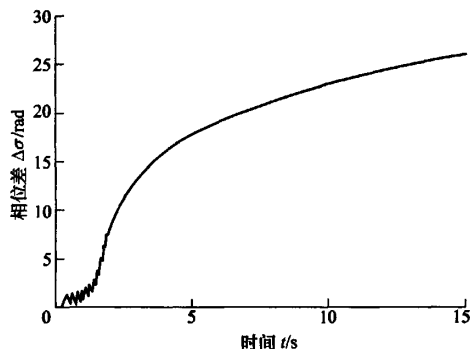


图 3 转阻系数差异影响

3.3 马达泄漏系数微小差异影响

当马达泄漏系数(即容积效率) C_{21} 、 C_{22} 分别为 1.0 和 0.8 时, 如图 4 所示, 振动系统的仿真结果是发散的, 这说明两回转系不同步。

3.4 受到速度和相位扰动时的同步过渡过程

从图 5 可看出, 在稳态同步运行的初始条件下, 如果外界扰动使回转系 2(图 5a 中的虚线)的角速度在 3 s 处比回转系 1 角速度低 6 rad/s, 回转系 1(图 5a 中的实线)在极短时间增速后又迅速下降, 而回转系 2 速度迅速上升, 甚至在 3.05 s 时超出回转系 1 的转速。两者在速度交叉变化过程中逐渐稳定, 最终恢复到扰动前的状态。再看相位差的变化曲线,

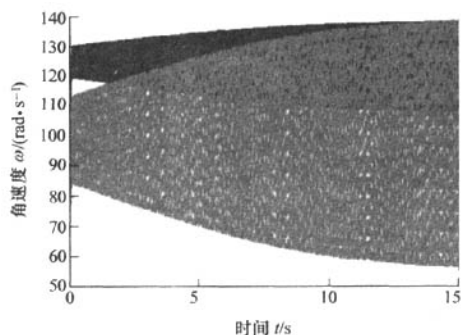
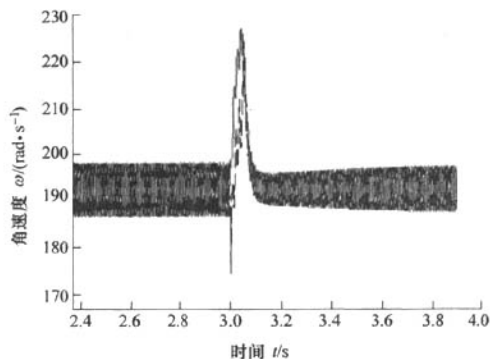


图4 马达泄漏系数差异影响

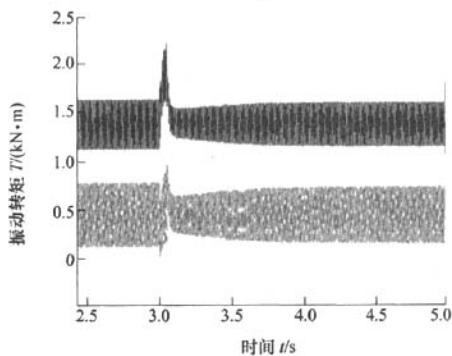
扰动初始阶段由于两回转系转速差很大,导致相应偏心块的相位差迅速增大,这时由于转速高的回转系开始减速,而转速低回转开始加速,偏心块的相位差开始减小,最后相位差逐渐恢复到扰动前的稳定状态,而振幅则显示了与转速和相位差的变化相应的交错振荡。转速、相位差和振幅受干扰后的振动过渡过程达到了一致性。这个过程历经振荡,阻尼的作用使振荡后重新趋于稳定。由于振动转矩受速度和相位差的影响,观察图5b,从总体过程看,两偏心块的振动转矩均经历较大幅度的振荡后趋于平稳,而从进一步局部放大的图5c可看出,两振荡曲线的波峰波谷是瞬时交错的,这说明在其中一个偏心振动转矩瞬时增大时,另一个则瞬时减小。

从图6可以看出,在稳定同步运行的初始条件下,当外界扰动在3 s时刻处使回转系1相位差比回转系2增加4 rad时,振动系统经过一个振荡过程后重新恢复稳定。从图6a速度图可看出,由于相位差的瞬间增加,尽管从整体上看两者速度均上升,但相位差落后的偏心块平均转速明显高于相位差超前的偏心块转速,使得两者的相位差逐渐缩小,当相位差趋于稳定时,两者的转速也逐渐回到了扰动前的动态平衡状态,即两者的平均转速动态相等。在这个过程中,相位差发生了复杂的变化,振动振幅也经历了剧烈振荡,然后进入稳定状态。相位差落后的液压马达振动转矩在过渡过程的开始阶段逐渐低于相位差超前的马达振动转矩,在负载压力作用下相位落后的偏心块所受的加速度高于相位超前的偏心块,使得相位超前的偏心块“拖”着相位落后的偏心块运动,直到两偏心块转速最后趋于一致。

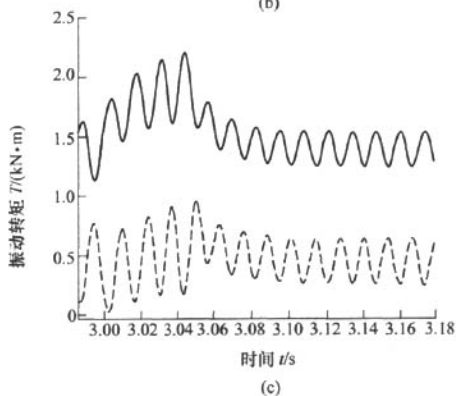
进一步的仿真还可以看出,随着回转系之间的摩擦转矩系数之差或地基土刚度的增加,都将使相位差的动态幅值和平均值增加,即恶化了系统同步性条件。



(a)



(b)



(c)

图5 两回转系转速发生差异时系统恢复同步的过渡过程

上述各仿真结果显示,由于阻尼的作用,在受到外界扰动作用下,系统各参数才能经过振荡后重新进入平衡。若系统阻尼设置为零,则在扰动作用下系统无法恢复平衡。在任意时刻,一个偏心块振动转矩增加的同时,另一个偏心块振动转矩必然同步下降,反之亦然,同时,同步状态下的转速、相位差、振幅等各项指标都是处于动态平衡,而非恒定值。这正是两回转系之间能够持续保持动态同步或由失衡状态又恢复同步的力学原因所在。可见,液压系统设置高响应蓄能器很有必要。

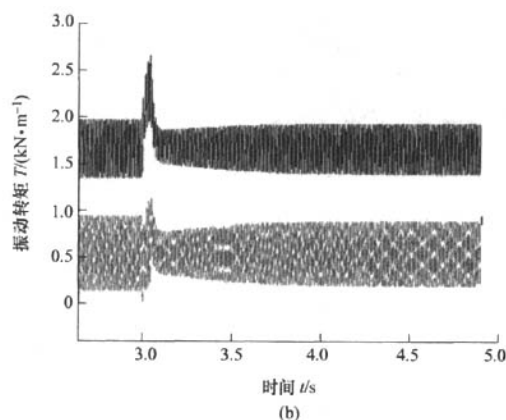
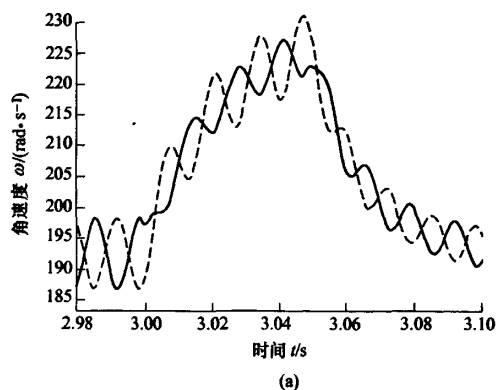


图6 两回转系相位差发生差异时系统恢复同步的过渡过程

4 结论

(1) 建模仿真表明, 减小回转系的摩擦转阻系数及两者之差、减少不同液压马达的泄漏之差是提高同步性最有效措施, 减小地基土的弹性刚度和阻尼, 以及减小隔振弹簧刚度、加大静偏心矩、增加工作频率都有利于提高同步性。

(2) 对于转速扰动和相位差扰动的仿真研究表明, 在没有相位差监控条件下, 同步性运动的同步精度和稳定性都较差。

(3) 本文通过振动耦合建模仿真所展示的关系特征, 与文献[1]通过转速特性求解推导稳态平均值数学模型所表达的关系特征完全吻合。从不同角度研究的结果一致, 表明了本文进行的同步性理论研究是正确的。

(4) 对无相位差监控的惯性振动机同步系统机电液耦合建模与仿真结果表明, 模型正确反映了摩擦转矩、动刚度、动阻尼、激振器结构参数和液压马达泄漏系数等各种因素影响与振动机的机体之间的耦合关系, 对于优化液压驱动的振动机械机电液系统设计具有理论指导意义。

参考文献

- [1] 罗春雷. 液压振动桩锤沉桩动力学及调频调矩控制研究[D]. 长沙: 中南大学, 2005.
LUO Chunlei. Hydraulic vibratory pile hammer sinking pole's dynamics, adjustment frequency and adjustment moment of force's research[D]. Changsha: Central South University, 2005.
- [2] BLEKHMANN I I. Synchronization in science and technology[M]. New York: ASME Press, 1988.
- [3] BLEKHMANN I I. Self-synchronization and controlled synchronization: General definition and example design[J]. Mathematics and Computers in Simulation, 2002, 58: 367-384.
- [4] 闻邦椿. 机械系统的振动同步与控制同步[M]. 北京: 科学出版社, 2003.
WEN Bangchun. Vibration synchronization and control synchronization of mechanical system[M]. Beijing: Science Press, 2003.
- [5] 韩清凯, 秦朝烨, 闻邦椿. 自同步振动系统的稳定性与分岔[J]. 振动与冲击, 2007, 26(1): 31-34.
HAN Qingkai, QIN Chaoye, WEN Bangchun. Stability and bifurcation of self-synchronization vibration system[J]. Vibration and Shock, 2007, 26(1): 31-34.
- [6] ZHANG T X, WEN B C, FAN J. Study on synchronization of two eccentric rotors driven by hydraulic motors in one vibrating system[J]. Shock and Vibration, 1997(4): 305-310.
- [7] 罗春雷. 液压振动桩锤调矩结构新方案及其特性分析[J]. 凿岩机械气动工具, 2004(4): 31-34.
LUO Chunlei. Hydraulic vibratory pile hammer adjustment moment's New program and its characteristic analysis[J]. Rock Drilling Machinery Pneumatic Tools, 2004(4): 31-34.
- [8] RAUSCHE F. Modeling of vibratory pile driving[J]. Journal of Geotechnical Engineering, 1985, 111(3): 367-383.
- [9] HOLEYMAN A E, LEGRAND C. Soil modeling for pile vibratory pile driving[J]. Int. Cont. on Design and Construction of Deep Foundations, 1994(2): 116-178.

作者简介: 罗春雷(通信作者), 男, 1968年出生, 博士, 副教授。主要研究方向为机电液控制。

E-mail: luoclok@163.com

韩清凯, 男, 1969年出生, 博士, 教授。主要研究方向为机械动力学。

E-mail: qingkai_han@sohu.com