

(12) 按照专利合作条约所公布的国际申请

(19) 世界知识产权组织
国际局

(43) 国际公布日
2020 年 6 月 25 日 (25.06.2020)



(10) 国际公布号
WO 2020/125088 A1

- (51) 国际专利分类号:
B02C 17/14 (2006.01) *B02C 25/00* (2006.01)
B02C 17/24 (2006.01) *G06F 17/50* (2006.01)
- (21) 国际申请号: PCT/CN2019/105529
- (22) 国际申请日: 2019 年 9 月 12 日 (12.09.2019)
- (25) 申请语言: 中文
- (26) 公布语言: 中文
- (30) 优先权:
201811545900.9 2018 年 12 月 17 日 (17.12.2018) CN
- (71) 申请人: 东北大学 (NORTHEASTERN UNIVERSITY) [CN/CN]; 中国辽宁省沈阳市和平区文化路三巷 11 号行政楼, Liaoning 110819 (CN)。
- (72) 发明人: 张学良 (ZHANG, Xueliang); 中国辽宁省沈阳市和平区文化路三巷 11 号行政楼, Liaoning 110819 (CN)。李超 (LI, Chao); 中国辽宁省沈阳市和平区文化路三巷 11 号行政楼, Liaoning

110819 (CN)。崔世举 (CUI, Shiju); 中国辽宁省沈阳市和平区文化路三巷 11 号行政楼, Liaoning 110819 (CN)。高志国 (GAO, Zhiguo); 中国辽宁省沈阳市和平区文化路三巷 11 号行政楼, Liaoning 110819 (CN)。岳红亮 (YUE, Hongliang); 中国辽宁省沈阳市和平区文化路三巷 11 号行政楼, Liaoning 110819 (CN)。李振民 (LI, Zhenmin); 中国辽宁省沈阳市和平区文化路三巷 11 号行政楼, Liaoning 110819 (CN)。马辉 (MA, Hui); 中国辽宁省沈阳市和平区文化路三巷 11 号行政楼, Liaoning 110819 (CN)。

(81) 指定国 (除另有指明, 要求每一种可提供的国家保护): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL,

(54) Title: METHOD FOR DETERMINING PARAMETER OF HIGH-FREQUENCY VIBRATION MILL HAVING THREE GRINDING CYLINDERS

(54) 发明名称: 一种三磨筒高频振动磨机的参数确定方法

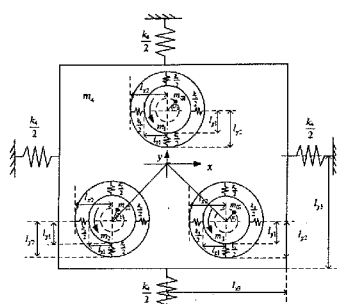


图 1

(57) Abstract: A method for determining a parameter of a high-frequency vibration mill having three grinding cylinders comprises: establishing a differential equation for a model by using principles such as an average parameter technique and a transfer function technique; acquiring a synchronization stability coefficient curve of a system, a boundless maximum coupling torque graph, and the like by means of characteristic analysis of synchronization and stability; and acquiring a velocity curve, a displacement curve, and a phase differential figure of a mass by means of simulating a vibration system, and verifying the accuracy of the techniques by means of comparing the characteristic analysis and the system simulation. The parameter of a high-frequency vibration mill reduces technical requirements for a vibration exciter and reduces deterioration of the vibration exciter while extending the service life of the machine. The invention also ensures a better crushing effect, low noise, no pollution, and high reliability; and facilitates design of structural parameters and selection of an operating region for a vibration-based feeder device.

(57) 摘要: 一种三磨筒高频振动磨机的参数确定方法, 通过应用平均参数法、传递函数法等原理对模型建立微分方程, 通过同步性和稳定性的特性分析得到系统的同步性稳定能力系数曲线, 无量纲耦合力矩最大值图等, 最后通过振动系统的仿真, 得到质体的速度曲线, 位移曲线, 相位差图, 通过特性分析和系统仿真的对比验证方法的正确性。高频振动磨机参数能够降低激振器的技术要求, 减少激振器的损耗, 提高机器的使用寿命, 同时保证粉碎的效果更好, 噪声小、无污染、可靠性好, 对于振动给料机设备的结构参数设计以及工作区域的选择具有重大指导作用。

PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL,
SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG,
US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW。

- (84) 指定国 (除另有指明, 要求每一种可提供的地区
保护): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ,
NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), 欧亚 (AM,
AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), 欧洲 (AL, AT, BE, BG,
CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU,
IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT,
RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI,
CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG)。

本国际公布:

- 包括国际检索报告 (条约第21条(3))。

一种三磨筒高频振动磨机的参数确定方法

技术领域

本发明属于振动磨机装置技术领域，涉及一种三磨筒高频振动磨机的参数确定方法。

背景技术

振动磨机是以球或棒为介质的超微粉碎设备，可以使 2mm 物料磨碎至数微米。它具有高效、节能、节省空间、产品粒度均匀等优点，在超微粉碎领域内占有重要优势，得到了广泛的应用。振动磨机工作原理是利用偏心块产生的激振力使筒体作高频振动，利用研磨介质使物料粉碎。

本发明是三磨筒磨机，能够在高频工作下达到更精细的研磨。普通的磨机使用的是激振器数量一般少于三个，本发明相对于普通的研磨机有以下优点：

1. 激振器数量少的磨机，驱动整个机器工作时，对激振器的要求很高，为了保证达到额定功率，需要激振器的技术要求很高，而本发明使用三个激振器，在保证达到额定功率和标准工作要求同时，降低了激振器的技术要求，同时减少激振器的损耗，提高机器的使用寿命。

2. 本发明使用三机驱动，能在高频状态下工作，当三个电机共振，可以达到很高的振幅，从而使物料粉碎效果更好，且噪声小、无污染、可靠性好。

发明内容

本发明是以三机四质体动力学模型为研究对象，应用平均参数法、传递函数法等原理对模型建立微分方程，通过同步性和稳定性的特性分析得到系统的同步性稳定能力系数曲线，无量纲耦合力矩最大值图等，最后通过振动系统的仿真，得到质体的速度曲线，位移曲线，相位差图，通过特性分析和系统仿真的对比验证方法的正确性。

本发明的具体技术方案为：

一种三磨筒高频振动磨机的参数确定方法，该振动磨机的动力学模型包括三个激振器、四个质体、弹簧；质体 1、质体 2、质体 3 分别为三个磨筒通过弹簧与质体 4 相连，质体 4 通过弹簧与基底相连；三个激振器分别位于质体 1、质体 2、质体 3 上；三个激振器同向旋转，并且每个激振器绕自身回转轴旋转；所述激振器的参数确定方法，包括如下步骤：

步骤一：建立系统的动力学模型和运动微分方程

振动磨机的动力学模型如图 1 所示，建立两个直角坐标系，三激振器同向旋转，机体运动可分为 x,y 方向振动及绕质心摆动，分别以 x,y 和 ψ 表示。

选择 x, y, ψ , φ_1 , φ_2 , φ_3 为广义坐标，求解系统的动能、势能、能量散逸函数，将其带入拉格朗日方程，得系统的微分方程。

$$\begin{aligned}
 M_1 \ddot{x}_1 + f_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_4) + k_1(x_1 - x_4) &= m_{01}r(\dot{\varphi}_1^2 \cos \varphi_1 + \ddot{\varphi}_1 \sin \varphi_1) \\
 M_2 \ddot{x}_2 + f_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_4) + k_2(x_2 - x_4) &= m_{02}r(\dot{\varphi}_2^2 \cos \varphi_2 + \ddot{\varphi}_2 \sin \varphi_2) \\
 M_3 \ddot{x}_3 + f_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) + k_3(x_3 - x_4) &= m_{03}r(\dot{\varphi}_3^2 \cos \varphi_3 + \ddot{\varphi}_3 \sin \varphi_3) \\
 M_4 \ddot{x}_4 - f_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_4) - k_1(x_1 - x_4) - f_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_4) - k_2(x_2 - x_4) - f_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) - k_3(x_3 - x_4) + f_4 \dot{x}_4 + k_4 x_4 &= 0 \\
 M_1 \ddot{y}_1 + f_1(\dot{y}_1 - \dot{y}_4) + k_1(y_1 - y_4) &= m_{01}r(\dot{\varphi}_1^2 \sin \varphi_1 - \ddot{\varphi}_1 \cos \varphi_1) \\
 M_2 \ddot{y}_2 + f_2(\dot{y}_2 - \dot{y}_4) + k_2(y_2 - y_4) &= m_{02}r(\dot{\varphi}_2^2 \sin \varphi_2 - \ddot{\varphi}_2 \cos \varphi_2) \\
 M_3 \ddot{y}_3 + f_3(\dot{y}_3 - \dot{y}_4) + k_3(y_3 - y_4) &= m_{03}r(\dot{\varphi}_3^2 \sin \varphi_3 - \ddot{\varphi}_3 \cos \varphi_3) \\
 M_4 \ddot{y}_4 - f_1(\dot{y}_1 - \dot{y}_4) - k_1(y_1 - y_4) - f_2(\dot{y}_2 - \dot{y}_4) - k_2(y_2 - y_4) - f_3(\dot{y}_3 - \dot{y}_4) - k_3(y_3 - y_4) + f_4 \dot{y}_4 + k_4 y_4 &= 0 \\
 J \ddot{\psi} + f_{\psi} \dot{\psi} + k_{\psi} \psi &= l_0 r \sum_{i=1}^3 m_i [\ddot{\varphi}_i \cos(\varphi_i - \beta_i) - \dot{\varphi}_i^2 \sin(\varphi_i - \beta_i)] \\
 J_{oi} \ddot{\varphi}_i + f_{di} \dot{\varphi}_i &= m_{oi} r [\ddot{y}_i \cos \varphi_i - \ddot{x}_i \sin \varphi_i - l_0 \ddot{\psi} \cos(\varphi_i - \beta_i) + l_0 \dot{\psi}^2 \sin(\varphi_i - \beta_i)]
 \end{aligned} \tag{1}$$

式中

m_{0i} ——激振器的质量($i = 1 \sim 3$); m_i ——质体的质量($i = 1 \sim 4$);

$M_1 = m_1 + m_{01}$, $M_2 = m_2 + m_{02}$, $M_3 = m_3 + m_{03}$, $M_4 = m_4 + m_{01} + m_{02} + m_{03}$

$J_\psi = J_{m4} + (m_{01} + m_{02} + m_{03})(r^2 + l^2)$ ——振动刚体的转动惯量;

$J_{oi} = m_{oi}r_i^2$ ——激振器转动惯量($i = 1 \sim 3$);

$k_\psi = \frac{1}{2}k_4(l_{x3}^2 + l_{y3}^2)$, k_i ($i = 1 \sim 4$)——弹簧刚度系数;

$f_\psi = \frac{1}{2}(f_1 + f_2 + f_3)(l_{x1}^2 + l_{x2}^2 + l_{y1}^2 + l_{y2}^2) + \frac{1}{2}f_4(l_{x3}^2 + l_{y3}^2)$, f_i ($i = 1 \sim 4$)——阻尼系数; φ_{0i} ——激振器 i 的相位角($i = 1 \sim 3$); $\dot{\varphi}_i$ ——激振器 i 的角速度($i = 1 \sim 3$); $\ddot{\varphi}_i$ ——激振器 i 的角加速度($i = 1 \sim 3$);

步骤二: 同步性分析

设激振器 1 和激振器 2 之间的相位差为 $2\alpha_1$, 激振器 2 和激振器 3 之间的相位差为 $2\alpha_2$, 三激振器之间的平均相位差为 φ 。

$$\varphi_1 - \varphi_2 = 2\alpha_1, \quad \varphi_2 - \varphi_3 = 2\alpha_2, \quad \varphi = \frac{1}{3} \sum_{i=1}^3 \varphi_i$$

重新整理上式有

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \varphi + \frac{4}{3}\alpha_1 + \frac{2}{3}\alpha_2 = \varphi + \nu_1 \\ \varphi_2 &= \varphi - \frac{2}{3}\alpha_1 + \frac{2}{3}\alpha_2 = \varphi + \nu_2 \\ \varphi_3 &= \varphi - \frac{2}{3}\alpha_1 - \frac{4}{3}\alpha_2 = \varphi + \nu_3 \end{aligned} \quad (2)$$

通过传递函数法, 可求得系统的响应:

$$\begin{aligned} x_1 &= F_1 r \cos(\varphi_1 - \gamma_1) + F_5 r \cos(\varphi_2 - \gamma_5) + F_9 r \cos(\varphi_3 - \gamma_9) \\ x_2 &= F_2 r \cos(\varphi_1 - \gamma_2) + F_6 r \cos(\varphi_2 - \gamma_6) + F_{10} r \cos(\varphi_3 - \gamma_{10}) \\ x_3 &= F_3 r \cos(\varphi_1 - \gamma_3) + F_7 r \cos(\varphi_2 - \gamma_7) + F_{11} r \cos(\varphi_3 - \gamma_{11}) \\ x_4 &= F_4 r \cos(\varphi_1 - \gamma_4) + F_8 r \cos(\varphi_2 - \gamma_8) + F_{12} r \cos(\varphi_3 - \gamma_{12}) \\ y_1 &= F_1 r \sin(\varphi_1 - \gamma_1) + F_5 r \sin(\varphi_2 - \gamma_5) + F_9 r \sin(\varphi_3 - \gamma_9) \\ y_2 &= F_2 r \sin(\varphi_1 - \gamma_2) + F_6 r \sin(\varphi_2 - \gamma_6) + F_{10} r \sin(\varphi_3 - \gamma_{10}) \\ y_3 &= F_3 r \sin(\varphi_1 - \gamma_3) + F_7 r \sin(\varphi_2 - \gamma_7) + F_{11} r \sin(\varphi_3 - \gamma_{11}) \\ y_4 &= F_4 r \sin(\varphi_1 - \gamma_4) + F_8 r \sin(\varphi_2 - \gamma_8) + F_{12} r \sin(\varphi_3 - \gamma_{12}) \\ \psi &= \frac{r_m r_l r}{\mu_\psi l_e} \sum_{i=1}^3 \sin(\varphi_i - \beta_i + \gamma_{13}) \end{aligned} \quad (3)$$

定中间参量:

$$\begin{aligned}
a = & M_4 M_0^3 \omega_{m0}^8 - (3f_0^2 M_4 M_0 + 9f_0^2 M_0^2 + 3k_0 M_0^3 + 3M_4 M_0^2 k_0 \\
& + k_4 M_0^3) \omega_{m0}^6 + (3f_0^2 k_4 M_0 + 6k_0^2 M_0^2 + 15f_0^2 k_0 M_0 + 3M_4 M_0 k_0^2 \\
& + f_0^4 + 3k_4 M_0^2 k_0 + 3f_0^2 M_4 k_0) \omega_{m0}^4 - (3f_0^2 k_0^2 + 3k_4 M_0 k_0^2 + M_4 k_0^3 \\
& + 3k_0^3 M_0 + 3f_0^2 k_4 k_0) \omega_{m0}^2 + k_4 k_0^3
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
b = & -(3M_4 M_0^2 f_0 + 4f_0 M_0^3) \omega_{m0}^7 + (6M_4 M_0 k_0 f_0 + 15f_0 M_0^2 k_0 \\
& + 3k_4 M_0^2 f_0 + 6f_0^3 M_0 + f_0^3 M_4) \omega_{m0}^5 - (6k_4 M_0 k_0 f_0 + 12f_0 k_0^2 M_0 \\
& + 3f_0^3 k_0 + 3M_4 k_0^2 f_0 + f_0^3 k_4) \omega_{m0}^3 + (f_0 k_0^3 + 3k_4 k_0^2 f_0) \omega_{m0}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
c_1 = & -M_4 M_0^2 \omega_{m0}^6 + (2M_4 M_0 k_0 + 3k_0 M_0^2 + f_0^2 M_4 + 6f_0^2 M_0 \\
& + k_4 M_0^2) \omega_{m0}^4 - (M_4 k_0^2 + 4k_0^2 M_0 + 2k_4 M_0 k_0 + f_0^2 k_4 + 5f_0^2 k_0) \omega_{m0}^2 \\
& + k_4 k_0^2 + k_0^3
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
d_1 = & 2f_0 M_4 M_0 + 4f_0 M_0^2) \omega_{m0}^5 - (2f_0 k_4 M_0 + 2f_0 M_4 k_0 + 2f_0^3 \\
& + 10f_0 M_0 k_0) \omega_{m0}^3 + 2f_0 k_4 k_0 + 4f_0 k_0^2
\end{aligned}$$

$$e_1 = f_0^2 M_0 \omega_{m0}^4 - (k_0^2 M_0 + 3f_0^2 k_0) \omega_{m0}^2 + k_0^3$$

$$f_1 = -(2f_0 M_0 k_0 + f_0^3) \omega_{m0}^3 + 3f_0 k_0^2 \omega_{m0}$$

$$h_1 = f_0^2 M_0 \omega_{m0}^4 - (k_0^2 M_0 + 3f_0^2 k_0) \omega_{m0}^2 + k_0^3$$

$$p_1 = -(2f_0 M_0 k_0 + f_0^3) \omega_{m0}^3 + 3f_0 k_0^2 \omega_{m0}$$

$$u_1 = (k_0 M_0^2 + 2f_0^2 M_0) \omega_{m0}^4 - (3f_0^2 k_0 + 2k_0^2 M_0) \omega_{m0}^2 + k_0^3$$

$$z_1 = f_0 M_0^2 \omega_{m0}^5 - (f_0^3 + 4f_0 M_0 k_0) \omega_{m0}^3 + 3f_0 k_0^2 \omega_{m0}$$

$$c_2 = e_1, \quad d_2 = f_1, \quad e_2 = c_1, \quad f_2 = d_1, \quad h_2 = e_1, \quad p_2 = f_1, \quad u_2 = u_1, \quad z_2 = z_1,$$

$$c_3 = e_1, \quad d_3 = f_1, \quad e_3 = e_1, \quad f_3 = f_1, \quad h_3 = c_1, \quad p_3 = d_1, \quad u_3 = u_1, \quad z_3 = z_1$$

$$\begin{aligned}
\gamma_1 = & \begin{cases} \arctan \frac{bc_1 - ad_1}{ac_1 + bd_1}, & ac_1 + bd_1 > 0 \\ \pi + \arctan \frac{bc_1 - ad_1}{ac_1 + bd_1}, & ac_1 + bd_1 < 0 \end{cases}, & \gamma_2 = & \begin{cases} \arctan \frac{be_1 - af_1}{ae_1 + bf_1}, & ae_1 + bf_1 > 0 \\ \pi + \arctan \frac{be_1 - af_1}{ae_1 + bf_1}, & ae_1 + bf_1 < 0 \end{cases} \\
\gamma_3 = & \begin{cases} \arctan \frac{bh_1 - ap_1}{ah_1 + bp_1}, & ah_1 + bp_1 > 0 \\ \pi + \arctan \frac{bh_1 - ap_1}{ah_1 + bp_1}, & ah_1 + bp_1 < 0 \end{cases}, & \gamma_4 = & \begin{cases} \arctan \frac{bu_1 - az_1}{az_1 + bu_1}, & az_1 + bu_1 > 0 \\ \pi + \arctan \frac{bu_1 - az_1}{az_1 + bu_1}, & az_1 + bu_1 < 0 \end{cases}
\end{aligned} \tag{4}$$

$$\gamma_5 = \gamma_2, \quad \gamma_6 = \gamma_1, \quad \gamma_7 = \gamma_2, \quad \gamma_8 = \gamma_4, \quad \gamma_9 = \gamma_2, \quad \gamma_{10} = \gamma_2, \quad \gamma_{11} = \gamma_1, \quad \gamma_{12} = \gamma_4$$

式中 $\gamma_i (i=1\sim 4)$ —— 滞后角;

$$\mathbf{M} = \begin{pmatrix} M_0 & & & \\ & M_0 & & \\ & & M_0 & \\ & & & M_4 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{K} = \begin{pmatrix} k_0 & & & -k_0 \\ & k_0 & & -k_0 \\ & & k_0 & -k_0 \\ -k_0 & -k_0 & -k_0 & 3k_0 + k_4 \end{pmatrix}$$

$$\Delta(\omega^2) = \begin{pmatrix} k_0 - M_0\omega^2 & & & -k_0 \\ & k_0 - M_0\omega^2 & & -k_0 \\ & & k_0 - M_0\omega^2 & -k_0 \\ -k_0 & -k_0 & -k_0 & 3k_0 + k_4 - M_0\omega^2 \end{pmatrix} \quad (5)$$

式中, M ——质量耦合矩阵, K ——刚度耦合矩阵, $\Delta(\omega^2)$ 为特征值方程令特征值方程等于 0, 即 $\Delta(\omega^2)=0$:

$$\begin{aligned} & k_0^3 k_4 - k_0^3 \omega_{m0}^2 M_4 - 3\omega_{m0}^2 M_0 k_0^3 - 3k_0^2 \omega_{m0}^2 M_0 k_4 + 3k_0^2 \omega_{m0}^4 M_0 M_4 \\ & + 6\omega_{m0}^4 M_0^2 k_0^2 + 3k_0 \omega_{m0}^4 M_0^2 k_4 - 3k_0 \omega_{m0}^6 M_0^2 M_4 - 3\omega_{m0}^6 M_0^3 k_0 \\ & - \omega_{m0}^6 M_0^3 k_4 + \omega_{m0}^8 M_0^3 M_4 = 0 \end{aligned}$$

求得固有频率:

$$\begin{aligned} \omega_1 = \omega_2 = \omega_0 &= \sqrt{\frac{k_0}{M_0}} \\ \omega_3 &= \sqrt{\frac{3M_0 k_0 + k_0 M_4 + k_0 M_4 + \sqrt{(3M_0 k_0 + k_0 M_4)^2 + M_0 k_4 (6M_0 k_0 + M_0 k_4 - 2k_0 M_4)}}{M_0 M_4}} \\ \omega_4 &= \sqrt{\frac{3M_0 k_0 + k_0 M_4 + k_0 M_4 - \sqrt{(3M_0 k_0 + k_0 M_4)^2 + M_0 k_4 (6M_0 k_0 + M_0 k_4 - 2k_0 M_4)}}{M_0 M_4}} \end{aligned} \quad (6)$$

当三个激振器能够同步运转时, 有 $\dot{\varphi} = \omega_{m0}$, 对 x_1 、 x_2 、 x_3 、 y_1 、 y_2 、 y_3 、 ψ 关于时间 t 进行二阶求导, 并带入式, 在 $0 \sim 2\pi$ 上对 φ 进行积分, 取均值并整理后, 得到三激振器的平衡方程如下:

$$\begin{aligned} T_{e01} - f_{01}\omega_{m0} &= \bar{T}_{L1} \\ T_{e02} - f_{02}\omega_{m0} &= \bar{T}_{L2} \\ T_{e03} - f_{03}\omega_{m0} &= \bar{T}_{L3} \end{aligned} \quad (7)$$

其中

$$\begin{aligned} \bar{T}_{L1} &= T_u \{ 2F_2 [\sin(2\alpha_1 + 2\alpha_2) + \sin(2\alpha_1)] \cos \gamma_2 + 2F_2 [\cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2) + \cos(2\alpha_1)] \sin \gamma_2 \\ &\quad - l_0 F_{13} [\sin(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3) + \sin(2\alpha_1 - \beta_1 + \beta_2)] \cos \gamma_{13} + 2F_1 \sin \gamma_1 \\ &\quad - l_0 F_{13} [\cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3) + \cos(2\alpha_1 - \beta_1 + \beta_2)] \sin \gamma_{13} - l_0 F_{13} \sin \gamma_{13} \} \\ \bar{T}_{L2} &= T_u \{ 2F_2 [\sin(2\alpha_1 + 2\alpha_2) + \sin(2\alpha_1)] \cos \gamma_2 + 2F_2 [\cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2) + \cos(2\alpha_1)] \sin \gamma_2 \\ &\quad + l_0 F_{13} [\sin(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3) + \sin(2\alpha_1 - \beta_1 + \beta_2)] \cos \gamma_{13} + 2F_1 \sin \gamma_1 \\ &\quad - l_0 F_{13} [\cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3) + \cos(2\alpha_1 - \beta_1 + \beta_2)] \sin \gamma_{13} - l_0 F_{13} \sin \gamma_{13} \} \\ \bar{T}_{L3} &= T_u \{ -2F_2 [\sin(2\alpha_1 + 2\alpha_2) + \sin(2\alpha_2)] \cos \gamma_2 + 2F_2 [\cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2) + \cos(2\alpha_2)] \sin \gamma_2 \\ &\quad + l_0 F_{13} [\sin(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3) + \sin(2\alpha_2 - \beta_2 + \beta_3)] \cos \gamma_{13} + 2F_1 \sin \gamma_1 \\ &\quad - l_0 F_{13} [\cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3) + \cos(2\alpha_2 - \beta_2 + \beta_3)] \sin \gamma_{13} - l_0 F_{13} \sin \gamma_{13} \} \end{aligned} \quad (8)$$

在上述积分过程中, 对比 φ ($\dot{\varphi} = \omega_{m0}$) 随时间 t 的变化程度, $2\alpha_1$ 和 $2\alpha_2$ 的变化很小, 可将两个参数视为其慢变参数, 根据直接运动分离法, 在积分过程中 $2\alpha_1$ 和 $2\alpha_2$ 以其积分中值 $2\bar{\alpha}_1$ 和 $2\bar{\alpha}_2$ 表示。

各激振器间输出力矩之差为:

$$\begin{aligned}\Delta T_{12} = \bar{T}_{L1} - \bar{T}_{L2} = T_u \{ & 4F_2 \sin(2\alpha_1) \cos \gamma_2 - 2l_0 F_{13} \sin(2\alpha_1 - \beta_1 + \beta_2) \cos \gamma_{13} \\ & + l_0 F_{13} [\sin(2\alpha_2 - \beta_2 + \beta_3) - \sin(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3)] \cos \gamma_{13} \\ & + l_0 F_{13} [\cos(2\alpha_2 - \beta_2 + \beta_3) - \cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3)] \sin \gamma_{13} \\ & + 2F_2 [\sin(2\alpha_1 + 2\alpha_2) - \sin(2\alpha_2)] \cos \gamma_2 + 2F_2 [\cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2) - \cos(2\alpha_2)] \sin \gamma_2 \} \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned}\Delta T_{23} = \bar{T}_{L2} - \bar{T}_{L3} = T_u \{ & 4F_2 \sin(2\alpha_2) \cos \gamma_2 - 2l_0 F_{13} \sin(2\alpha_2 - \beta_2 + \beta_3) \cos \gamma_{13} \\ & + l_0 F_{13} [\sin(2\alpha_1 - \beta_1 + \beta_2) - \sin(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3)] \cos \gamma_{13} \\ & - l_0 F_{13} [\cos(2\alpha_1 - \beta_1 + \beta_2) - \cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3)] \sin \gamma_{13} \\ & + 2F_2 [\sin(2\alpha_1 + 2\alpha_2) - \sin(2\alpha_1)] \cos \gamma_2 - 2F_2 [\cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2) - \cos(2\alpha_1)] \sin \gamma_2 \} \end{aligned} \quad (10)$$

对上述两式进行整理, 得

$$\frac{\Delta T_{012}}{T_u} = \tau_{c12}(\bar{\alpha}_1, \bar{\alpha}_2), \quad \frac{\Delta T_{023}}{T_u} = \tau_{c23}(\bar{\alpha}_1, \bar{\alpha}_2) \quad (11)$$

其中,

$$\begin{aligned}\tau_{c12} = & 4F_2 \sin(2\alpha_1) \cos \gamma_2 - 2l_0 F_{13} \sin(2\alpha_1 - \beta_1 + \beta_2) \cos \gamma_{13} \\ & + l_0 F_{13} [\sin(2\alpha_2 - \beta_2 + \beta_3) - \sin(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3)] \cos \gamma_{13} \\ & + l_0 F_{13} [\cos(2\alpha_2 - \beta_2 + \beta_3) - \cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3)] \sin \gamma_{13} \\ & + 2F_2 [\sin(2\alpha_1 + 2\alpha_2) - \sin(2\alpha_2)] \cos \gamma_2 + 2F_2 [\cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2) - \cos(2\alpha_2)] \sin \gamma_2 \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned}\tau_{c23} = & 4F_2 \sin(2\alpha_2) \cos \gamma_2 - 2l_0 F_{13} \sin(2\alpha_2 - \beta_2 + \beta_3) \cos \gamma_{13} \\ & + l_0 F_{13} [\sin(2\alpha_1 - \beta_1 + \beta_2) - \sin(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3)] \cos \gamma_{13} \\ & - l_0 F_{13} [\cos(2\alpha_1 - \beta_1 + \beta_2) - \cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3)] \sin \gamma_{13} \\ & + 2F_2 [\sin(2\alpha_1 + 2\alpha_2) - \sin(2\alpha_1)] \cos \gamma_2 - 2F_2 [\cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2) - \cos(2\alpha_1)] \sin \gamma_2 \end{aligned} \quad (13)$$

在上述推导中, $\tau_{c12}(\alpha_1, \alpha_2)$, $\tau_{c23}(\alpha_1, \alpha_2)$ 分别为 1、2 电机之间和 2、3 电机之间无量纲耦合力矩, 其约束函数如下:

$$\begin{aligned}|\tau_{c12}(\bar{\alpha}_1, \bar{\alpha}_2)| & \leq \tau_{c12\max} \\ |\tau_{c23}(\bar{\alpha}_1, \bar{\alpha}_2)| & \leq \tau_{c23\max} \end{aligned} \quad (14)$$

综上, 结合上式, 可得三激振器的同步性判据

$$\begin{aligned} \left| \frac{\Delta T_{012}}{T_u} \right| & \leq \tau_{c12\max} \\ \left| \frac{\Delta T_{023}}{T_u} \right| & \leq \tau_{c23\max} \end{aligned} \quad (15)$$

通过上式, 可以看出任意两个激振器的无量纲残余力矩之差的绝对值小于或等于无量纲耦合力矩的最大值。

对 $\bar{T}_{L1}$ 、 $\bar{T}_{L2}$ 、 $\bar{T}_{L3}$ 求和, 并除以 $3T_u$, 即可以得到三激振器平均无量纲负载力矩, 表示为 $\tau_a(\alpha_1, \alpha_2)$ 。

$$\begin{aligned}\tau_a = \frac{1}{3T_u} \sum_{i=1}^3 \bar{T}_{Li} = \frac{1}{3} \{ & 4F_2 \sin \gamma_2 [\cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2) + \cos(2\alpha_1) + \cos(2\alpha_2)] \\ & - 2l_0 F_{13} \sin \gamma_{13} [\cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3) + \cos(2\alpha_1 - \beta_1 + \beta_2) + \cos(2\alpha_2 - \beta_2 + \beta_3)] \\ & + 6F_1 \sin \gamma_1 - 3l_0 F_{13} \sin \gamma_{13} \} \end{aligned} \quad (16)$$

三激振器平均无量纲负载力矩的约束函数如下

$$|\tau_a(\alpha_1, \alpha_2)| \leq \tau_{a\max} \quad (17)$$

定义同步能力系数为 ζ_{ij} ($i, j=1, 2, 3, 4$), 可得,

$$\zeta_{12} = \frac{\tau_{c12\max}}{\tau_{a\max}}, \quad \zeta_{23} = \frac{\tau_{c23\max}}{\tau_{a\max}} \quad (18)$$

同步能力系数越大, 系统的同步能力越强, 越容易达到同步。

步骤三: 同步状态的稳定性判据

求得整个系统动能 T 和势能 V 分别为:

$$T = \frac{1}{2} [M_1(\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2) + M_2(\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2) + M_3(\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2) + M_4(\dot{x}_4^2 + \dot{y}_4^2) + 3m_0 r^2 \omega_0^2 + J\dot{\psi}^2] \quad (19)$$

$$V = \frac{1}{2} \left\{ \begin{aligned} & k_1 [(x_1 - x_4)^2 + (y_1 - y_4)^2] + k_2 [(x_2 - x_4)^2 + (y_2 - y_4)^2] + k_3 [(x_3 - x_4)^2 + (y_3 - y_4)^2] \\ & + k_4 [(x_4)^2 + (y_4)^2] \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

单周期内可求得平均动能 E_T 与平均势能 E_V

在一个周期内系统的 Hamilton 平均作用量 (I) 为

$$I = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (T - V) d\varphi = E_T - E_V \quad (21)$$

I 的 Hesse 矩阵表示为 H , 得

$$H = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} \\ d_{21} & d_{22} \end{bmatrix} \quad (22)$$

其中

$$\begin{aligned} d_{11} &= \frac{\partial^2 I}{\partial \bar{\alpha}_1^2} \\ &= -2r^2 \{ [4k_0 F_1 F_4 \cos(\gamma_1 - \gamma_4) + 8k_0 F_2 F_4 \cos(\gamma_2 - \gamma_4) + 4\omega_{m0}^2 M_0 F_1 F_2 \cos(\gamma_1 - \gamma_2) \\ &\quad - 4k_0 F_1 F_2 \cos(\gamma_1 - \gamma_2) + 2\omega_{m0}^2 M_0 F_2^2 + 2\omega_{m0}^2 M_4 F_4^2 - 2k_0 F_2^2 - 6k_0 F_4^2] \\ &\quad \times [\cos(2\alpha_1) + \cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2)] + \omega_{m0}^2 J F_{13}^2 [\cos(2\alpha_1 - \beta_1 + \beta_2) \\ &\quad + \cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3)] \} \\ d_{12} &= d_{21} = \frac{\partial^2 I}{\partial \bar{\alpha}_1 \partial \bar{\alpha}_2} \\ &= -2r^2 \{ [4\omega_{m0}^2 M_0 F_1 F_2 \cos(\gamma_1 - \gamma_2) + 4k_0 F_1 F_4 \cos(\gamma_1 - \gamma_4) + 8k_0 F_2 F_4 \cos(\gamma_2 - \gamma_4) \\ &\quad - 4k_0 F_1 F_2 \cos(\gamma_1 - \gamma_2) + 2\omega_{m0}^2 M_4 F_4^2 + 2\omega_{m0}^2 M_0 F_2^2 - 2k_0 F_2^2 - 6k_0 F_4^2] \cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2) \\ &\quad + \omega_{m0}^2 J F_{13}^2 \cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3) \} \\ d_{22} &= \frac{\partial^2 I}{\partial \bar{\alpha}_2^2} \\ &= -2r^2 \{ [8k_0 F_2 F_4 \cos(\gamma_2 - \gamma_4) + 4\omega_{m0}^2 M_0 F_1 F_2 \cos(\gamma_1 - \gamma_2) + 4k_0 F_1 F_4 \cos(\gamma_1 - \gamma_4) \\ &\quad - 4k_0 F_1 F_2 \cos(\gamma_1 - \gamma_2) + 2\omega_{m0}^2 M_0 F_2^2 + 2\omega_{m0}^2 M_4 F_4^2 - 2k_0 F_2^2 - 6k_0 F_4^2] \\ &\quad \times [\cos(2\alpha_2) + \cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2)] + \omega_{m0}^2 J F_{13}^2 [\cos(2\alpha_2 - \beta_2 + \beta_3) \\ &\quad + \cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3)] \} \end{aligned}$$

令

$$H_1 = d_{11}$$

$$H_2 = d_{11}d_{22} - d_{12}d_{21}$$

为了使 I 的 Hesse 矩阵正定, 即 H 矩阵正定, 应满足

$$H_1 > 0, H_2 > 0 \quad (23)$$

将 H_1 与 H_2 定义为系统的同步条件下的稳定能力系数, 上式即为系统的稳定性能力的表达式, 当满足上式 (23) 时, 系统稳定。

本发明的有益效果为, 该方法得到的高频振动磨机参数, 能够降低激振器的技术要求, 减少激振器的损耗, 提高机器的使用寿命, 同时保证粉碎的效果更好, 噪声小、无污染、可靠性好。对于振动给料机设备的结构参数设计以及工作区域的选择具有重大指导作用。

附图说明

图 1 中系统动力学模型, 各参数的含义:

m_1 ——质体 1 的质量;

m_2 ——质体 2 的质量;

m_3 ——质体 3 的质量;

m_4 ——质体 4 的质量;

m_{01} ——激振器转子 1 的质量;

m_{02} ——激振器转子 2 的质量;

m_{03} ——激振器转子 3 的质量;

φ_1 ——激振器转子 1 的转角;

φ_2 ——激振器转子 2 的转角;

φ_3 ——激振器转子 3 的转角;

$k_i, i = 0 \sim 4$ ——弹簧刚度系数;

$\beta_i (i = 1 \sim 3)$ ——激振器 i 的质心和振动刚体的质心的连线与水平方向之间的夹角;

l_0 ——激振器质心到振动刚体质心的距离;

l_{x3} ——质体 4 的弹簧到振动槽质心的水平距离;

l_{y3} ——质体 4 的弹簧到振动槽质心的竖直距离;

l_{x1} ——三个质体的弹簧近端点到其质心的水平距离;

l_{x2} ——三个质体的弹簧远端点到其质心的水平距离;

l_{y1} ——三个质体的弹簧近端点到其质心的竖直距离;

l_{y2} ——三个质体的弹簧远端点到其质心的竖直距离;

图 2 三激振器之间的相位差;

图 3 相位滞后角;

图 4 稳定性能力系数 H_1 ;

图 5 稳定性能力系数 H_2 ;

图 6 同步性能力系数曲线;

- 图 7 最大耦合力矩曲线；
 图 8 区域 1 三电机转速；
 图 9 区域 1 三激振器之间的相位差；
 图 10 区域 1 在 x 方向的位移；
 图 11 区域 1 在 x 方向的位移前面局部放大图；
 图 12 区域 1 在 x 方向的后面局部放大图；
 图 13 区域 1 在 y 方向的位移；
 图 14 区域 1 在 y 方向位移前部的局部放大图；
 图 15 区域 1 在 y 方向位移后部的局部放大图；
 图 16 区域 1 摆动位移；
 图 17 区域 2 (a) 三电机转速；
 图 18 区域 2 (a) 三激振器之间的相位差；
 图 19 区域 2 (a) 在 x 方向的位移；
 图 20 区域 2 (a) x 方向的位移前部局部放大图；
 图 21 区域 2 (a) x 方向的位移后部局部放大图；
 图 22 区域 2 (a) y 方向位移图；
 图 23 区域 2 (a) y 方向的位移前部的局部放大图；
 图 24 区域 2 (a) y 方向位移后部的局部放大图；
 图 25 区域 2 (a) 摆动位移；
 图 26 区域 2 (b) 三电机转速；
 图 27 区域 2 (b) 三激振器之间的相位差；
 图 28 区域 2 (b) 在 x 方向的位移；
 图 29 区域 2 (b) x 方向的位移的前部局部放大图；
 图 30 区域 2 (b) x 方向的位移的后部局部放大图；
 图 31 区域 2 (b) y 方向的位移；
 图 32 区域 2 (b) y 方向位移的前部局部放大图；
 图 33 区域 2 (b) y 方向的位移的后部局部放大图；
 图 34 区域 2 (b) 摆动位移；
 图 35 区域 3 三电机转速；
 图 36 区域 3 三激振器之间的相位差；
 图 37 区域 3 在 x 方向的位移；
 图 38 区域 3 在 x 方向位移的前部局部放大图；
 图 39 区域 3 在 x 方向位移的后部局部放大图；
 图 40 区域 3 在 y 方向的位移；
 图 41 区域 3 在 y 方向位移的前部局部放大图；
 图 42 区域 3 在 y 方向位移的后部局部放大图；
 图 43 区域 3 摆动位移。

具体实施方式

一种三磨筒高频振动磨机，其动力学模型见图 1，包括：激振器 $m_{0i}(i=1\sim 3)$ ；质体 $m_i(i=1\sim 4)$ ，弹簧 $k_i(i=1\sim 4)$ 。该模型由三个激振器和四个质体组成。三个激振器同向旋转，并且每个激振器绕自身回转轴旋转，以 φ_{0i} 表示。

实施例 1：数值验证

给定参数，质体 1、2、3 的质量相等， $m_1 = m_2 = m_3 = 1400\text{kg}$ ，质体 4 的质

量为 2000kg, 激振器 1、2、3 的质量相等, 令三激振器的质量为 $m_0 = 10\text{kg}$, $l_0 = 1.1\text{m}$ 。设定弹簧刚度 k_1, k_2, k_3 相等, $k_1 = k_2 = k_3 = 46000\text{kN/m}$, $k_4 = 10\text{kN/m}$, $k_\psi = 4000\text{kN/m}$, 根据给定的数据, 可求得 $\omega_\psi = 52\text{rad/s}$, $\omega_0 = 179\text{rad/s}$, $\omega_3 = 319\text{rad/s}$ 。

因此根据 $\omega_0 = 179\text{rad/s}$ 和 $\omega_3 = 319\text{rad/s}$ 可划分成三个区: 1 区为 $\omega_{m0} < \omega_0$, 2 区为 $\omega_0 < \omega_{m0} < \omega_3$, 3 区为 $\omega_3 < \omega_{m0}$ 。

图 2 表示两个激振器的相位角关系, 在相对于 ω_0 的亚共振区域, 相位差出现两组解, 0° 和 120° , 以及 120° ; 在相对于 ω_3 的亚共振区域, 0° 和 120° , 以及 120° ; 在相对于 ω_3 的过共振区域, 0° 和 120° , 以及 120° 。

图 3 表示三个质体的滞后角, γ 为滞后角, 在第一区域, γ_1 为 0 , γ_2, γ_4 为 180 ; 在第二区域, γ_2 为 360 , γ_1, γ_4 为 180 ; 在第三区域, γ_4 为 360 , γ_1, γ_2 为 180 。

图 4 和图 5 表示稳定性能力系数曲线, 且通过曲线的放大图可以看出, 稳定性能力系数曲线在整个区间大于等于 0 。且在 1 区内, 稳定性系数明显增大。

图 6 表示同步性能力系数, 可以看出, 在 ω_ψ 处取得极值, 在 ω_0, ω_3 处同步性能力系数为 0 。

图 7 表示最大耦合力矩曲线, 可以看出, 最大耦合力矩在 ω_ψ 处取得极值, 在 ω_3 也有明显的增大。

数值分析结果表明: 当系统在相对于 ω_0 的亚共振状态和相对于 ω_3 的超共振状态下, 即区域 1 ($\omega_{m0} < \omega_0$) 与区域 3 ($\omega_3 < \omega_{m0}$), 两个激振器之间的相位差存在两组稳定解, 出现了非线性系统多样性情况; 当系统在相对于 ω_3 的亚共振状态或相对于 ω_0 的超共振状态下, 即区域 2 ($\omega_0 < \omega_{m0} < \omega_3$), 以 $\omega_{m0} = 250\text{rad/s}$ 为中点将区域 2 分成前半部分和后半部分。在前半部分中系统有一组稳定解, 而在后半部中, 系统出现两组稳定解, 之后又变成一组稳定解。

实施例 2: 振动系统的仿真

振动系统的仿真主要使用四阶 **Rouge-Kutta** 程序进行仿真, 根据之前划分的三个区域逐一进行仿真。实际工程应用中, 一般取相同的激振器, 四电机的参数相同, 即 $\eta = 1.0$ 。系统整体参数选用如下: 转子电阻 $R_r = 3.40\Omega$, 定子电阻 $R_s = 3.35\Omega$, 转子电感 $L_r = 170\text{mH}$, 定子电感 $L_s = 170\text{mH}$, 互感 $L_m = 164\text{mH}$, $f_{1y} = f_{2y} = 0.05$ 。振动系统的其他参数: $r = 0.15\text{m}$, $m_1 = m_2 = m_3 = 1400\text{kg}$, $m_0 = 10\text{kg}$, $k_1 = k_2 = k_3 = k_0$, 调整参数, 使系统分别处于亚共振状态和超共振状态。

对区域 1 进行仿真, 假定 $k_0 = 30000\text{KN/m}$, $k_4 = 30\text{KN/m}$, $k_\psi = 4000\text{KN/m}$:

仿真结果对应的电机转速为 894r/min , 通过计算, 此时对应于数值分析相位差图中 114rad/s 。

图 8 表示两个激振器速度的稳定状态, 在短时间内, 两个激振器的速度很快稳定下来, 并且同步速度基本稳定在 893r/min 左右, 在 30s 时, 激振器 2 增加干扰, 转速未发生明显变化。

图 9 表示相位差稳定状态, 稳定状态下, 激振器 1 和 2, 2 和 3, 1 和 3 之间的相位差为 120° , 30s 处加干扰, 位移曲线产生小的波动后又恢复为原来的相位差关系。

图 10, 11 和 12 表示质体 1, 2, 3 在 x 方向的位移。由局部位移放大关系图可以看出, 质体 1、2、3 之间的位移大小相等, 质体 4 在 x 方向没有运动, 在 30s 处加干扰, 位移曲线未发生明显变化。

图 13, 14 和 15 表示质体 1, 2, 3 在 y 方向的位移。由局部放大图可以看出, 质体 1、2、3 之间的位移大小相等, 质体 4 处于在 y 方向没有位移。质体在加干扰前后的位移曲线保持一致。

图 16 为系统摆动情况,可以看出,摆动角度在 0° 附近,增加干扰并未发生明显变化。

对区域 2 (a 部分) 进行仿真,假定 $k_0 = 9000\text{KN/m}$, $k_4 = 30\text{KN/m}$, $k_{\psi} = 3000\text{KN/m}$, 仿真结果对应的电机转速为 870r/min ,通过计算,此时对应于数值分析相位差图中 205rad/s 。

图 17 表示两个激振器速度的稳定状态,在短时间内,两个激振器的速度很快稳定下来,并且同步速度基本稳定在 870r/min ,在 30s 时,激振器 2 增加干扰,转速未发生明显变化。

图 18 表示相位差稳定状态,激振器 1 和 2,激振器 2 和 3,激振器 1 和 3 之间的相位差为 0° ; 30s 处加干扰,相位差保持不变。

图 19, 20 和 21 表示质体 1,2,3 在 x 方向的位移。由位移放大关系图可以看出,质体 1、2、3 之间的位移量大小相等,质体 4 的运动位移与质体 1、2、3 的运动方向相反; 30s 处加干扰,位移曲线保持稳定。

图 22, 23 和 24 表示质体 1,2,3 在 y 方向的位移。由局部放大图可以看出,质体 1、2、3 之间的位移大小相等,质体 4 的运动位移与质体 1、2、3 的运动方向相反; 30s 处加干扰,位移曲线保持稳定。

图 25 表示系统的摆动情况,可以看出,摆动角度在 0° 附近,增加干扰并未发生明显变化。

对区域 2 (b 部分) 进行仿真,假定 $k_0 = 9000\text{KN/m}$, $k_4 = 30\text{KN/m}$, $k_{\psi} = 3000\text{KN/m}$, 仿真结果对应的电机转速为 982r/min ,通过计算,此时对应于数值分析相位差图中 264rad/s 。

图 26 表示两个激振器速度的稳定状态,在短时间内,两个激振器的速度很快稳定下来,并且同步速度基本稳定在 982r/min ,在 30s 时,激振器 2 增加干扰,转速未发生明显变化。

图 27 表示相位差稳定状态,激振器 1 和 2,激振器 2 和 3,激振器 1 和 3 之间的相位差为 0° ; 30s 处加干扰,相位差突变,变为 120° 。

图 28, 29 和 30 表示质体 1,2,3 在 x 方向的位移。由位移放大关系图可以看出,质体 1、2、3 之间的位移大小相等,质体 4 的运动位移与质体 1、2、3 的运动方向相反; 30s 处加干扰,位移发生改变,质体 4 处于静止状态,质体 1、2、3 的位移量大小相等。

图 31, 32 和 33 表示质体 1,2,3 在 y 方向的位移。由位移放大关系图可以看出,质体 1、2、3 之间的位移大小相等,质体 4 的运动位移与质体 1、2、3 的运动方向相反; 30s 处加干扰,位移发生改变,质体 4 处于静止状态,质体 1、2、3 的位移量大小相等。图 34 表示系统的摆动情况,可以看出,摆动角度在 0° 附近,增加干扰并未发生明显变化。

对区域 3 进行仿真,假定 $k_0 = 3200\text{KN/m}$, $k_4 = 30\text{KN/m}$, $k_{\psi} = 2000\text{KN/m}$, 仿真结果对应的电机转速为 982r/min ,通过计算,此时对应于数值分析相位差图中 376rad/s 。

图 35 表示两个激振器速度的稳定状态,在短时间内,两个激振器的速度很快稳定下来,并且同步速度基本稳定在 982r/min ,在 30s 时,激振器 2 增加干扰,转速未发生明显变化。

图 36 表示相位差稳定状态,激振器 1 和 2,激振器 2 和 3,激振器 1 和 3 之间的相位差为 0° ; 30s 处加干扰,相位差突变,变为 120° 。

图 37, 38 和 39 表示质体 1,2,3 在 x 方向的位移。由位移放大关系图可以看出,质体 1、2、3 之间的位移大小相等,质体 4 的运动位移与质体 1、2、3 的运动方向相反; 30s 处加干扰,质体 4 处于静止状态,质体 1、2、3 的位移量大小相等。

图 40, 41 和 42 表示质体 1,2,3 在 y 方向的位移。由位移放大关系图可以看出,质体 1、2、3 之间的位移大小相等,质体 4 的运动位移与质体 1、2、3 的运动方向相反; 30s 处加干扰,位移发生改变,质体 4 处于静止状态,质体 1、2、3 的位移量大小相等。

图 43 表示系统的摆动情况,可以看出,摆动角度在 0° 附近,增加干扰并未发生明显变化。

系统仿真结果表明: 区域 1, 区域 3 和区域 2 的后半部分的相位差在干扰后并未恢复到原状态,而在区域 2 前半部分,系统受到干扰后仍然稳定,同时可以看到系统在工作区域(即区域 2 的前半部分)的工作状态,质体 1、质体 2 和质体 3 在 x 和 y 方向的位移大小相等且同向,质体 4 在 x 和 y 方向的位移较大且与反向振动。

结论

(1) 根据步骤四的结果和步骤五的结果对比可知，数值验证和系统仿真结果相同。因此本发明的参数确定方法正确。

(2) 本发明给出了振动磨机新的模型，使用双机驱动四质体，根据微分方程的建立、数值分析和仿真得到本发明的振动给料机的区域 1，区域 3 和工作区域 2 的后半部分相位差在干扰后并不能恢复到原状态，稳定性不足，因此工作区域为 2 区的后半部分，并可以分析出该振动磨机的工作时的运动状态。

(3) 从仿真结果得知，质体 1，2，3 与质体 4（机体）反向运动，且机体振幅较大，从而使介质和物料充分研磨，提高研磨精度，从而证明本发明的模型合理性。

(4) 本发明的研究内容对于振动给料机设备的结构参数设计以及工作区域的选择具有重大指导作用。

实施例 3：一款振动给料机的示例数据参数。本发明并不仅限于此设计参数。

弹簧刚度： $k_0 = 9000 \text{KN/m}$ ， $k_4 = 30 \text{KN/m}$ ， $k_\psi = 3000 \text{KN/m}$ ， $k_1 = k_2 = k_3 = k_0$ ；

阻尼系数： $f_{1y} = f_{2y} = 0.05$

质体质量： $m_1 = m_2 = m_3 = 1400 \text{kg}$ ， $m_4 = 2000 \text{kg}$ ；

$r = 0.15 \text{m}$ ； $l_0 = 1.1 \text{m}$ ；同步转速： $\omega_{m0} = 790 \text{r/min} \sim 811 \text{r/min}$

激振器偏心转子质量： $m_{01} = m_{02} = m_{03} = 10 \text{kg}$ ；

电机参数：转子电阻 $R_r = 3.4 \Omega$ ，定子电阻 $R_s = 3.3 \Omega$ ，转子电感 $L_r = 170 \text{mH}$ ，定子电感 $L_s = 170 \text{mH}$ ，互感 $L_m = 164 \text{mH}$ 。

两个电机型号一致，三相鼠笼式(型号 VB-1082-W，380V，50Hz，6-极， Δ -连接，0.75kw，转速 980r/min，39kg)。

权利要求书

1.一种三磨筒高频振动磨机的参数确定方法,其特征在于,该振动磨机的动力学模型包括三个激振器、四个质体、弹簧;质体 1、质体 2、质体 3 分别为三个磨筒且均通过弹簧与质体 4 相连,质体 4 通过弹簧与基底相连;三个激振器分别位于质体 1、质体 2、质体 3 上;三个激振器同向旋转,并且每个激振器绕自身回转轴旋转;所述激振器的参数确定方法,包括如下步骤:

步骤一:建立系统的动力学模型和运动微分方程

建立两个直角坐标系,三个激振器同向旋转,机体运动分为 x, y 方向振动及绕质心摆动,分别以 x, y 和 ψ 表示;

选择 $x, y, \psi, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ 为广义坐标,求解系统的动能、势能、能量散逸函数,将其带入拉格朗日方程,得系统的运动微分方程;

$$\begin{aligned}
 M_1 \ddot{x}_1 + f_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_4) + k_1(x_1 - x_4) &= m_{01}r(\dot{\varphi}_1^2 \cos \varphi_1 + \ddot{\varphi}_1 \sin \varphi_1) \\
 M_2 \ddot{x}_2 + f_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_4) + k_2(x_2 - x_4) &= m_{02}r(\dot{\varphi}_2^2 \cos \varphi_2 + \ddot{\varphi}_2 \sin \varphi_2) \\
 M_3 \ddot{x}_3 + f_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) + k_3(x_3 - x_4) &= m_{03}r(\dot{\varphi}_3^2 \cos \varphi_3 + \ddot{\varphi}_3 \sin \varphi_3) \\
 M_4 \ddot{x}_4 - f_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_4) - k_1(x_1 - x_4) - f_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_4) - k_2(x_2 - x_4) - f_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) - k_3(x_3 - x_4) + f_4 \dot{x}_4 + k_4 x_4 &= 0 \\
 M_1 \ddot{y}_1 + f_1(\dot{y}_1 - \dot{y}_4) + k_1(y_1 - y_4) &= m_{01}r(\dot{\varphi}_1^2 \sin \varphi_1 - \ddot{\varphi}_1 \cos \varphi_1) \\
 M_2 \ddot{y}_2 + f_2(\dot{y}_2 - \dot{y}_4) + k_2(y_2 - y_4) &= m_{02}r(\dot{\varphi}_2^2 \sin \varphi_2 - \ddot{\varphi}_2 \cos \varphi_2) \\
 M_3 \ddot{y}_3 + f_3(\dot{y}_3 - \dot{y}_4) + k_3(y_3 - y_4) &= m_{03}r(\dot{\varphi}_3^2 \sin \varphi_3 - \ddot{\varphi}_3 \cos \varphi_3) \\
 M_4 \ddot{y}_4 - f_1(\dot{y}_1 - \dot{y}_4) - k_1(y_1 - y_4) - f_2(\dot{y}_2 - \dot{y}_4) - k_2(y_2 - y_4) - f_3(\dot{y}_3 - \dot{y}_4) - k_3(y_3 - y_4) + f_4 \dot{y}_4 + k_4 y_4 &= 0 \\
 J \ddot{\psi} + f_{\psi} \dot{\psi} + k_{\psi} \psi &= l_0 r \sum_{i=1}^3 m_i [\ddot{\varphi}_i \cos(\varphi_i - \beta_i) - \dot{\varphi}_i^2 \sin(\varphi_i - \beta_i)] \\
 J_{oi} \ddot{\varphi}_i + f_{di} \dot{\varphi}_i &= m_{oi} r [\ddot{y}_i \cos \varphi_i - \ddot{x}_i \sin \varphi_i - l_0 \ddot{\psi} \cos(\varphi_i - \beta_i) + l_0 \dot{\psi}^2 \sin(\varphi_i - \beta_i)]
 \end{aligned} \tag{1}$$

式中

m_{0i} ——激振器的质量 ($i = 1 \sim 3$); m_i ——质体的质量 ($i = 1 \sim 4$);

$M_1 = m_1 + m_{01}$, $M_2 = m_2 + m_{02}$, $M_3 = m_3 + m_{03}$, $M_4 = m_4 + m_{01} + m_{02} + m_{03}$

$J = J_{m4} + (m_{01} + m_{02} + m_{03})(r^2 + l^2)$ ——振动刚体的转动惯量;

$J_{oi} = m_{oi} r_i^2$ ——激振器转动惯量 ($i = 1 \sim 3$);

$k_{\psi} = \frac{1}{2} k_4 (l_{x3}^2 + l_{y3}^2)$;

$k_i (i = 1 \sim 4)$ ——弹簧刚度系数;

$f_{\psi} = \frac{1}{2} (f_1 + f_2 + f_3) (l_{x1}^2 + l_{x2}^2 + l_{y1}^2 + l_{y2}^2) + \frac{1}{2} f_4 (l_{x3}^2 + l_{y3}^2) - \frac{1}{2} (f_1 + f_2 + f_3) (l_{x1} l_{x2} + l_{y1} l_{y2})$;

$f_i (i = 1 \sim 4)$ ——阻尼系数;

φ_i ——激振器 i 的相位角 ($i = 1 \sim 3$); $\dot{\varphi}_i$ ——激振器 i 的角速度 ($i = 1 \sim 3$); $\ddot{\varphi}_i$ ——激振器 i 的角加速度 ($i = 1 \sim 3$);

步骤二:同步性分析

设激振器 1 和激振器 2 之间的相位差为 $2\alpha_1$, 激振器 2 和激振器 3 之间的相位差为 $2\alpha_2$, 三个激振器之间的平均相位差为 φ ;

$$\varphi_1 - \varphi_2 = 2\alpha_1, \quad \varphi_2 - \varphi_3 = 2\alpha_2, \quad \varphi = \frac{1}{3} \sum_{i=1}^3 \varphi_i$$

重新整理上式有

$$\begin{aligned}\varphi_1 &= \varphi + \frac{4}{3}\alpha_1 + \frac{2}{3}\alpha_2 = \varphi + \nu_1 \\ \varphi_2 &= \varphi - \frac{2}{3}\alpha_1 + \frac{2}{3}\alpha_2 = \varphi + \nu_2 \\ \varphi_3 &= \varphi - \frac{2}{3}\alpha_1 - \frac{4}{3}\alpha_2 = \varphi + \nu_3\end{aligned}\quad (2)$$

通过传递函数法，可求得系统的响应：

$$\begin{aligned}x_1 &= F_1 r \cos(\varphi_1 - \gamma_1) + F_5 r \cos(\varphi_2 - \gamma_5) + F_9 r \cos(\varphi_3 - \gamma_9) \\ x_2 &= F_2 r \cos(\varphi_1 - \gamma_2) + F_6 r \cos(\varphi_2 - \gamma_6) + F_{10} r \cos(\varphi_3 - \gamma_{10}) \\ x_3 &= F_3 r \cos(\varphi_1 - \gamma_3) + F_7 r \cos(\varphi_2 - \gamma_7) + F_{11} r \cos(\varphi_3 - \gamma_{11}) \\ x_4 &= F_4 r \cos(\varphi_1 - \gamma_4) + F_8 r \cos(\varphi_2 - \gamma_8) + F_{12} r \cos(\varphi_3 - \gamma_{12}) \\ y_1 &= F_1 r \sin(\varphi_1 - \gamma_1) + F_5 r \sin(\varphi_2 - \gamma_5) + F_9 r \sin(\varphi_3 - \gamma_9) \\ y_2 &= F_2 r \sin(\varphi_1 - \gamma_2) + F_6 r \sin(\varphi_2 - \gamma_6) + F_{10} r \sin(\varphi_3 - \gamma_{10}) \\ y_3 &= F_3 r \sin(\varphi_1 - \gamma_3) + F_7 r \sin(\varphi_2 - \gamma_7) + F_{11} r \sin(\varphi_3 - \gamma_{11}) \\ y_4 &= F_4 r \sin(\varphi_1 - \gamma_4) + F_8 r \sin(\varphi_2 - \gamma_8) + F_{12} r \sin(\varphi_3 - \gamma_{12}) \\ \psi &= \frac{r_m r_l r}{\mu_\psi l_e} \sum_{i=1}^3 \sin(\varphi_i - \beta_i + \gamma_{13})\end{aligned}\quad (3)$$

定中间参量：

$$\begin{aligned}a &= M_4 M_0^3 \omega_{m0}^8 - (3f_0^2 M_4 M_0 + 9f_0^2 M_0^2 + 3k_0 M_0^3 + 3M_4 M_0^2 k_0 \\ &\quad + k_4 M_0^3) \omega_{m0}^6 + (3f_0^2 k_4 M_0 + 6k_0^2 M_0^2 + 15f_0^2 k_0 M_0 + 3M_4 M_0 k_0^2 \\ &\quad + f_0^4 + 3k_4 M_0^2 k_0 + 3f_0^2 M_4 k_0) \omega_{m0}^4 - (3f_0^2 k_0^2 + 3k_4 M_0 k_0^2 + M_4 k_0^3 \\ &\quad + 3k_0^3 M_0 + 3f_0^2 k_4 k_0) \omega_{m0}^2 + k_4 k_0^3 \\ b &= -(3M_4 M_0^2 f_0 + 4f_0 M_0^3) \omega_{m0}^7 + (6M_4 M_0 k_0 f_0 + 15f_0 M_0^2 k_0 \\ &\quad + 3k_4 M_0^2 f_0 + 6f_0^3 M_0 + f_0^3 M_4) \omega_{m0}^5 - (6k_4 M_0 k_0 f_0 + 12f_0 k_0^2 M_0 \\ &\quad + 3f_0^3 k_0 + 3M_4 k_0^2 f_0 + f_0^3 k_4) \omega_{m0}^3 + (f_0 k_0^3 + 3k_4 k_0^2 f_0) \omega_{m0} \\ c_1 &= -M_4 M_0^2 \omega_{m0}^6 + (2M_4 M_0 k_0 + 3k_0 M_0^2 + f_0^2 M_4 + 6f_0^2 M_0 \\ &\quad + k_4 M_0^2) \omega_{m0}^4 - (M_4 k_0^2 + 4k_0^2 M_0 + 2k_4 M_0 k_0 + f_0^2 k_4 + 5f_0^2 k_0) \omega_{m0}^2 \\ &\quad + k_4 k_0^2 + k_0^3 \\ d_1 &= 2f_0 M_4 M_0 + 4f_0 M_0^2 \omega_{m0}^5 - (2f_0 k_4 M_0 + 2f_0 M_4 k_0 + 2f_0^3 \\ &\quad + 10f_0 M_0 k_0) \omega_{m0}^3 + 2f_0 k_4 k_0 + 4f_0 k_0^2 \\ e_1 &= f_0^2 M_0 \omega_{m0}^4 - (k_0^2 M_0 + 3f_0^2 k_0) \omega_{m0}^2 + k_0^3 \\ f_1 &= -(2f_0 M_0 k_0 + f_0^3) \omega_{m0}^3 + 3f_0 k_0^2 \omega_{m0} \\ h_1 &= f_0^2 M_0 \omega_{m0}^4 - (k_0^2 M_0 + 3f_0^2 k_0) \omega_{m0}^2 + k_0^3 \\ p_1 &= -(2f_0 M_0 k_0 + f_0^3) \omega_{m0}^3 + 3f_0 k_0^2 \omega_{m0} \\ u_1 &= (k_0 M_0^2 + 2f_0^2 M_0) \omega_{m0}^4 - (3f_0^2 k_0 + 2k_0^2 M_0) \omega_{m0}^2 + k_0^3\end{aligned}$$

$$z_1 = f_0 M_0^2 \omega_{m0}^5 - (f_0^3 + 4f_0 M_0 k_0) \omega_{m0}^3 + 3f_0 k_0^2 \omega_{m0}$$

$$c_2 = e_1, \quad d_2 = f_1, \quad e_2 = c_1, \quad f_2 = d_1, \quad h_2 = e_1, \quad p_2 = f_1, \quad u_2 = u_1, \quad z_2 = z_1,$$

$$c_3 = e_1, \quad d_3 = f_1, \quad e_3 = e_1, \quad f_3 = f_1, \quad h_3 = c_1, \quad p_3 = d_1, \quad u_3 = u_1, \quad z_3 = z_1$$

$$\gamma_1 = \begin{cases} \arctan \frac{bc_1 - ad_1}{ac_1 + bd_1}, & ac_1 + bd_1 > 0 \\ \pi + \arctan \frac{bc_1 - ad_1}{ac_1 + bd_1}, & ac_1 + bd_1 < 0 \end{cases}, \quad \gamma_2 = \begin{cases} \arctan \frac{be_1 - af_1}{ae_1 + bf_1}, & ae_1 + bf_1 > 0 \\ \pi + \arctan \frac{be_1 - af_1}{ae_1 + bf_1}, & ae_1 + bf_1 < 0 \end{cases}$$

$$\gamma_3 = \begin{cases} \arctan \frac{bh_1 - ap_1}{ah_1 + bp_1}, & ah_1 + bp_1 > 0 \\ \pi + \arctan \frac{bh_1 - ap_1}{ah_1 + bp_1}, & ah_1 + bp_1 < 0 \end{cases}, \quad \gamma_4 = \begin{cases} \arctan \frac{bu_1 - az_1}{az_1 + bu_1}, & az_1 + bu_1 > 0 \\ \pi + \arctan \frac{bu_1 - az_1}{az_1 + bu_1}, & az_1 + bu_1 < 0 \end{cases} \quad (4)$$

$$\gamma_5 = \gamma_2, \quad \gamma_6 = \gamma_1, \quad \gamma_7 = \gamma_2, \quad \gamma_8 = \gamma_4, \quad \gamma_9 = \gamma_2, \quad \gamma_{10} = \gamma_2, \quad \gamma_{11} = \gamma_1, \quad \gamma_{12} = \gamma_4$$

式中 $\gamma_i (i=1\sim 4)$ —— 滞后角;

$$M = \begin{pmatrix} M_0 & & & \\ & M_0 & & \\ & & M_0 & \\ & & & M_4 \end{pmatrix}, \quad K = \begin{pmatrix} k_0 & & & -k_0 \\ & k_0 & & -k_0 \\ & & k_0 & -k_0 \\ -k_0 & -k_0 & -k_0 & 3k_0 + k_4 \end{pmatrix}$$

$$\Delta(\omega^2) = \begin{pmatrix} k_0 - M_0 \omega^2 & & & -k_0 \\ & k_0 - M_0 \omega^2 & & -k_0 \\ & & k_0 - M_0 \omega^2 & -k_0 \\ -k_0 & -k_0 & -k_0 & 3k_0 + k_4 - M_0 \omega^2 \end{pmatrix} \quad (5)$$

式中, M —— 质量耦合矩阵, K —— 刚度耦合矩阵, $\Delta(\omega^2)$ 为特征值方程,

令特征值方程等于 0, 即 $\Delta(\omega^2)=0$:

$$k_0^3 k_4 - k_0^3 \omega_{m0}^2 M_4 - 3\omega_{m0}^2 M_0 k_0^3 - 3k_0^2 \omega_{m0}^2 M_0 k_4 + 3k_0^2 \omega_{m0}^4 M_0 M_4 \\ + 6\omega_{m0}^4 M_0^2 k_0^2 + 3k_0 \omega_{m0}^4 M_0^2 k_4 - 3k_0 \omega_{m0}^6 M_0^2 M_4 - 3\omega_{m0}^6 M_0^3 k_0 \\ - \omega_{m0}^6 M_0^3 k_4 + \omega_{m0}^8 M_0^3 M_4 = 0$$

求得固有频率:

$$\omega_1 = \omega_2 = \omega_0 = \sqrt{\frac{k_0}{M_0}}$$

$$\omega_3 = \sqrt{\frac{3M_0 k_0 + k_0 M_4 + k_0 M_4 + \sqrt{(3M_0 k_0 + k_0 M_4)^2 + M_0 k_4 (6M_0 k_0 + M_0 k_4 - 2k_0 M_4)}}{M_0 M_4}} \quad (6)$$

$$\omega_4 = \sqrt{\frac{3M_0 k_0 + k_0 M_4 + k_0 M_4 - \sqrt{(3M_0 k_0 + k_0 M_4)^2 + M_0 k_4 (6M_0 k_0 + M_0 k_4 - 2k_0 M_4)}}{M_0 M_4}}$$

当三个激振器能够同步运转时, 有 $\dot{\phi} = \omega_{m0}$, 对 x_1 、 x_2 、 x_3 、 y_1 、 y_2 、 y_3 、 ψ 关于时

间 t 进行二阶求导，并带入式，在 $0 \sim 2\pi$ 上对 φ 进行积分，取均值并整理后，得到三个激振器的平衡方程式如下：

$$\begin{aligned} T_{e01} - f_{01}\omega_{m0} &= \bar{T}_{L1} \\ T_{e02} - f_{02}\omega_{m0} &= \bar{T}_{L2} \\ T_{e03} - f_{03}\omega_{m0} &= \bar{T}_{L3} \end{aligned} \quad (7)$$

其中

$$\begin{aligned} \bar{T}_{L1} &= T_u \{ 2F_2 [\sin(2\alpha_1 + 2\alpha_2) + \sin(2\alpha_1)] \cos \gamma_2 + 2F_2 [\cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2) + \cos(2\alpha_1)] \sin \gamma_2 \\ &\quad - l_0 F_{13} [\sin(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3) + \sin(2\alpha_1 - \beta_1 + \beta_2)] \cos \gamma_{13} + 2F_1 \sin \gamma_1 \\ &\quad - l_0 F_{13} [\cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3) + \cos(2\alpha_1 - \beta_1 + \beta_2)] \sin \gamma_{13} - l_0 F_{13} \sin \gamma_{13} \} \\ \bar{T}_{L2} &= T_u \{ 2F_2 [\sin(2\alpha_2) + \sin(2\alpha_2)] \cos \gamma_2 + 2F_2 [\cos(2\alpha_2) + \cos(2\alpha_2)] \sin \gamma_2 \\ &\quad + l_0 F_{13} [\sin(2\alpha_2 - \beta_2 + \beta_3) - \sin(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3)] \cos \gamma_{13} + 2F_1 \sin \gamma_1 \\ &\quad - l_0 F_{13} [\cos(2\alpha_2 - \beta_2 + \beta_3) - \cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3)] \sin \gamma_{13} - l_0 F_{13} \sin \gamma_{13} \} \\ \bar{T}_{L3} &= T_u \{ -2F_2 [\sin(2\alpha_1 + 2\alpha_2) + \sin(2\alpha_2)] \cos \gamma_2 + 2F_2 [\cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2) + \cos(2\alpha_2)] \sin \gamma_2 \\ &\quad + l_0 F_{13} [\sin(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3) + \sin(2\alpha_2 - \beta_2 + \beta_3)] \cos \gamma_{13} + 2F_1 \sin \gamma_1 \\ &\quad - l_0 F_{13} [\cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3) + \cos(2\alpha_2 - \beta_2 + \beta_3)] \sin \gamma_{13} - l_0 F_{13} \sin \gamma_{13} \} \end{aligned} \quad (8)$$

各激振器间输出力矩之差为：

$$\begin{aligned} \Delta T_{12} &= \bar{T}_{L1} - \bar{T}_{L2} = T_u \{ 4F_2 \sin(2\alpha_1) \cos \gamma_2 - 2l_0 F_{13} \sin(2\alpha_1 - \beta_1 + \beta_2) \cos \gamma_{13} \\ &\quad + l_0 F_{13} [\sin(2\alpha_2 - \beta_2 + \beta_3) - \sin(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3)] \cos \gamma_{13} \\ &\quad + l_0 F_{13} [\cos(2\alpha_2 - \beta_2 + \beta_3) - \cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3)] \sin \gamma_{13} \\ &\quad + 2F_2 [\sin(2\alpha_1 + 2\alpha_2) - \sin(2\alpha_2)] \cos \gamma_2 + 2F_2 [\cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2) - \cos(2\alpha_2)] \sin \gamma_2 \} \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \Delta T_{23} &= \bar{T}_{L2} - \bar{T}_{L3} = T_u \{ 4F_2 \sin(2\alpha_2) \cos \gamma_2 - 2l_0 F_{13} \sin(2\alpha_2 - \beta_2 + \beta_3) \cos \gamma_{13} \\ &\quad + l_0 F_{13} [\sin(2\alpha_1 - \beta_1 + \beta_2) - \sin(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3)] \cos \gamma_{13} \\ &\quad - l_0 F_{13} [\cos(2\alpha_1 - \beta_1 + \beta_2) - \cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3)] \sin \gamma_{13} \\ &\quad + 2F_2 [\sin(2\alpha_1 + 2\alpha_2) - \sin(2\alpha_1)] \cos \gamma_2 - 2F_2 [\cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2) - \cos(2\alpha_1)] \sin \gamma_2 \} \end{aligned} \quad (10)$$

对上述两式进行整理，得

$$\frac{\Delta T_{012}}{T_u} = \tau_{c12}(\bar{\alpha}_1, \bar{\alpha}_2), \quad \frac{\Delta T_{023}}{T_u} = \tau_{c23}(\bar{\alpha}_1, \bar{\alpha}_2) \quad (11)$$

其中，

$$\begin{aligned} \tau_{c12} &= 4F_2 \sin(2\alpha_1) \cos \gamma_2 - 2l_0 F_{13} \sin(2\alpha_1 - \beta_1 + \beta_2) \cos \gamma_{13} \\ &\quad + l_0 F_{13} [\sin(2\alpha_2 - \beta_2 + \beta_3) - \sin(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3)] \cos \gamma_{13} \\ &\quad + l_0 F_{13} [\cos(2\alpha_2 - \beta_2 + \beta_3) - \cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3)] \sin \gamma_{13} \\ &\quad + 2F_2 [\sin(2\alpha_1 + 2\alpha_2) - \sin(2\alpha_2)] \cos \gamma_2 + 2F_2 [\cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2) - \cos(2\alpha_2)] \sin \gamma_2 \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \tau_{c23} &= 4F_2 \sin(2\alpha_2) \cos \gamma_2 - 2l_0 F_{13} \sin(2\alpha_2 - \beta_2 + \beta_3) \cos \gamma_{13} \\ &\quad + l_0 F_{13} [\sin(2\alpha_1 - \beta_1 + \beta_2) - \sin(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3)] \cos \gamma_{13} \\ &\quad - l_0 F_{13} [\cos(2\alpha_1 - \beta_1 + \beta_2) - \cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3)] \sin \gamma_{13} \\ &\quad + 2F_2 [\sin(2\alpha_1 + 2\alpha_2) - \sin(2\alpha_1)] \cos \gamma_2 - 2F_2 [\cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2) - \cos(2\alpha_1)] \sin \gamma_2 \end{aligned} \quad (13)$$

在上述推导中， $\tau_{c12}(\alpha_1, \alpha_2)$ ， $\tau_{c23}(\alpha_1, \alpha_2)$ 分别为电机 1、电机 2 之间和电机 2、电机 3 之间无量纲耦合力矩，其约束函数如下：

$$\begin{aligned} |\tau_{c12}(\bar{\alpha}_1, \bar{\alpha}_2)| &\leq \tau_{c12\max} \\ |\tau_{c23}(\bar{\alpha}_1, \bar{\alpha}_2)| &\leq \tau_{c23\max} \end{aligned} \quad (14)$$

综上，结合上式，可得三个激振器的同步性判据

$$\begin{aligned} \left| \frac{\Delta T_{012}}{T_u} \right| &\leq \tau_{c12\max} \\ \left| \frac{\Delta T_{023}}{T_u} \right| &\leq \tau_{c23\max} \end{aligned} \quad (15)$$

上式表示任意两个激振器的无量纲残余力矩之差的绝对值小于或等于无量纲耦合力矩的最大值；

步骤三：同步状态的稳定性判据

求得整个系统动能 T 和势能 V 分别为：

$$T = \frac{1}{2} [M_1(\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2) + M_2(\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2) + M_3(\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2) + M_4(\dot{x}_4^2 + \dot{y}_4^2) + 3m_0 r^2 \omega_0^2 + J\dot{\psi}^2] \quad (19)$$

$$V = \frac{1}{2} \left\{ \begin{aligned} &k_1 [(x_1 - x_4)^2 + (y_1 - y_4)^2] + k_2 [(x_2 - x_4)^2 + (y_2 - y_4)^2] + k_3 [(x_3 - x_4)^2 + (y_3 - y_4)^2] \\ &+ k_4 [(x_4)^2 + (y_4)^2] \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

单周期内可求得平均动能 E_T 与平均势能 E_V ，在一个周期内系统的 Hamilton 平均作用量 I 为

$$I = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (T - V) d\varphi = E_T - E_V \quad (21)$$

I 的 Hesse 矩阵表示为 H ，得

$$H = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} \\ d_{21} & d_{22} \end{bmatrix} \quad (22)$$

其中

$$\begin{aligned} d_{11} &= \frac{\partial^2 I}{\partial \bar{\alpha}_1^2} \\ &= -2r^2 \{ [4k_0 F_1 F_4 \cos(\gamma_1 - \gamma_4) + 8k_0 F_2 F_4 \cos(\gamma_2 - \gamma_4) + 4\omega_{m0}^2 M_0 F_1 F_2 \cos(\gamma_1 - \gamma_2) \\ &\quad - 4k_0 F_1 F_2 \cos(\gamma_1 - \gamma_2) + 2\omega_{m0}^2 M_0 F_2^2 + 2\omega_{m0}^2 M_4 F_4^2 - 2k_0 F_2^2 - 6k_0 F_4^2] \\ &\quad \times [\cos(2\alpha_1) + \cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2)] + \omega_{m0}^2 J F_{13}^2 [\cos(2\alpha_1 - \beta_1 + \beta_2) \\ &\quad + \cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3)] \} \\ d_{12} &= d_{21} = \frac{\partial^2 I}{\partial \bar{\alpha}_1 \partial \bar{\alpha}_2} \\ &= -2r^2 \{ [4\omega_{m0}^2 M_0 F_1 F_2 \cos(\gamma_1 - \gamma_2) + 4k_0 F_1 F_4 \cos(\gamma_1 - \gamma_4) + 8k_0 F_2 F_4 \cos(\gamma_2 - \gamma_4) \\ &\quad - 4k_0 F_1 F_2 \cos(\gamma_1 - \gamma_2) + 2\omega_{m0}^2 M_4 F_4^2 + 2\omega_{m0}^2 M_0 F_2^2 - 2k_0 F_2^2 - 6k_0 F_4^2] \cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2) \\ &\quad + \omega_{m0}^2 J F_{13}^2 \cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3) \} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
d_{22} &= \frac{\partial^2 I}{\partial \bar{\alpha}_2^2} \\
&= -2r^2 \{ [8k_0 F_2 F_4 \cos(\gamma_2 - \gamma_4) + 4\omega_{m0}^2 M_0 F_1 F_2 \cos(\gamma_1 - \gamma_2) + 4k_0 F_1 F_4 \cos(\gamma_1 - \gamma_4) \\
&\quad - 4k_0 F_1 F_2 \cos(\gamma_1 - \gamma_2) + 2\omega_{m0}^2 M_0 F_2^2 + 2\omega_{m0}^2 M_4 F_4^2 - 2k_0 F_2^2 - 6k_0 F_4^2] \\
&\quad \times [\cos(2\alpha_2) + \cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2)] + \omega_{m0}^2 J F_{13}^2 [\cos(2\alpha_2 - \beta_2 + \beta_3) \\
&\quad + \cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3)] \}
\end{aligned}$$

令

$$H_1 = d_{11}$$

$$H_2 = d_{11}d_{22} - d_{12}d_{21}$$

H 矩阵正定, 满足

$$H_1 > 0, \quad H_2 > 0 \quad (23)$$

将 H_1 与 H_2 定义为系统的同步条件下的稳定能力系数, 上式即为系统的稳定性能力的表达式, 当满足上式 (23) 时, 系统稳定。

2. 根据权利要求 1 所述的三磨筒高频振动磨机的参数确定方法, 其特征在于, 对 $\bar{T}_{L1}$ 、 $\bar{T}_{L2}$ 、 $\bar{T}_{L3}$ 求和, 并除以 $3T_u$, 即得到三个激振器平均无量纲负载力矩, 表示为 $\tau_a(\alpha_1, \alpha_2)$;

$$\begin{aligned}
\tau_a &= \frac{1}{3T_u} \sum_{i=1}^3 \bar{T}_{Li} = \frac{1}{3} \{ 4F_2 \sin \gamma_2 [\cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2) + \cos(2\alpha_1) + \cos(2\alpha_2)] \\
&\quad - 2l_0 F_{13} \sin \gamma_{13} [\cos(2\alpha_1 + 2\alpha_2 - \beta_1 + \beta_3) + \cos(2\alpha_1 - \beta_1 + \beta_2) + \cos(2\alpha_2 - \beta_2 + \beta_3)] \\
&\quad + 6F_1 \sin \gamma_1 - 3l_0 F_{13} \sin \gamma_{13} \}
\end{aligned} \quad (16)$$

三个激振器平均无量纲负载力矩的约束函数如下

$$|\tau_a(\alpha_1, \alpha_2)| \leq \tau_{a\max} \quad (17)$$

定义同步能力系数为 ζ_{ij} ($i, j = 1, 2, 3, 4$), 可得,

$$\zeta_{12} = \frac{\tau_{c12\max}}{\tau_{a\max}}, \quad \zeta_{23} = \frac{\tau_{c23\max}}{\tau_{a\max}} \quad (18)$$

同步能力系数越大, 系统的同步能力越强, 越容易达到同步。

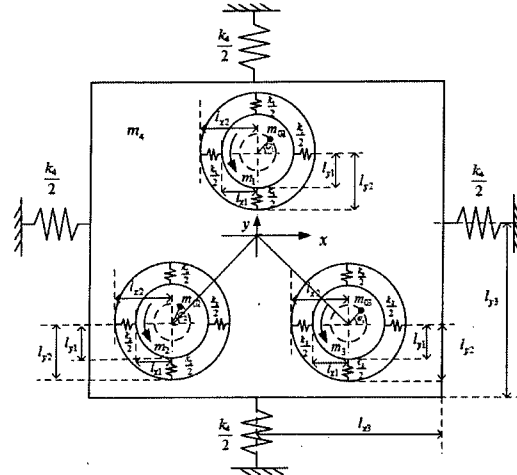


图 1

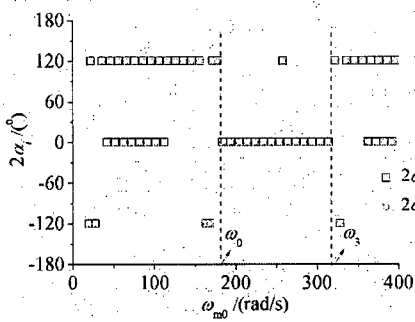


图 2

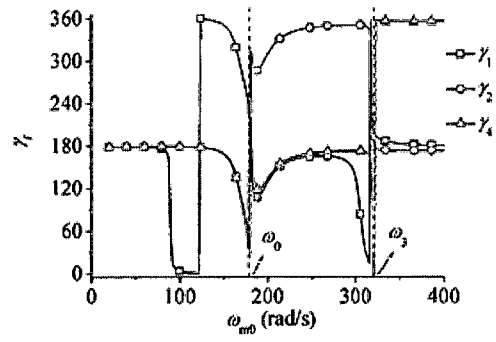


图 3

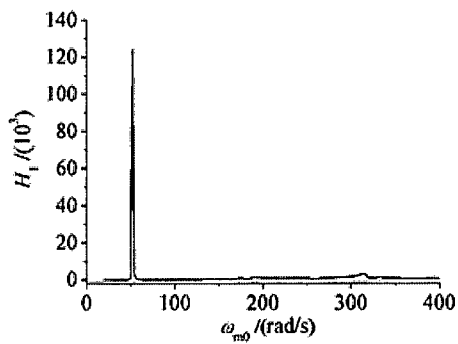


图 4

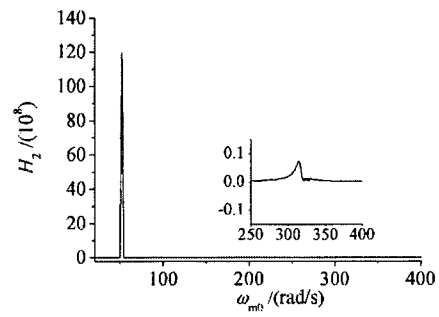


图 5

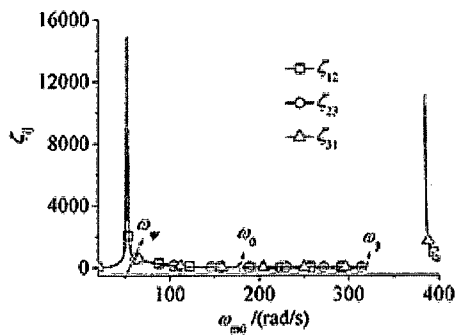


图 6

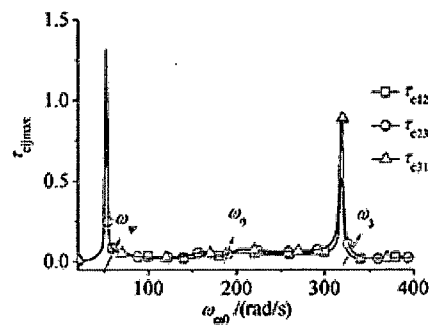


图 7

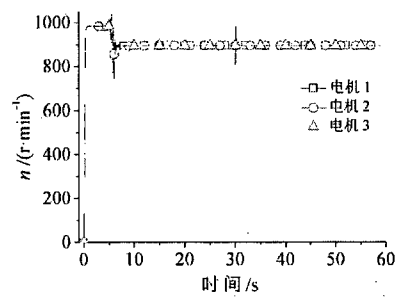


图 8

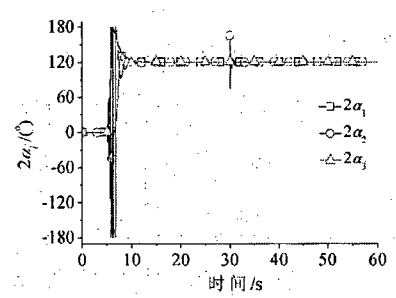


图 9

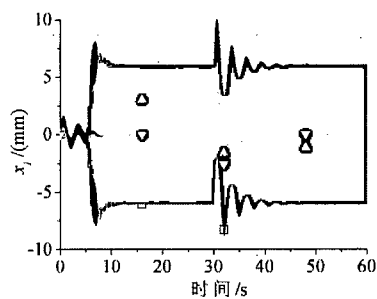


图 10

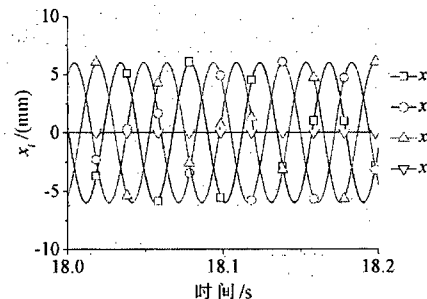


图 11

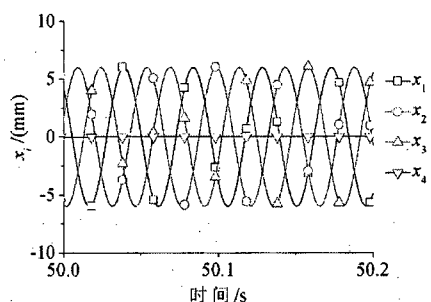


图 12

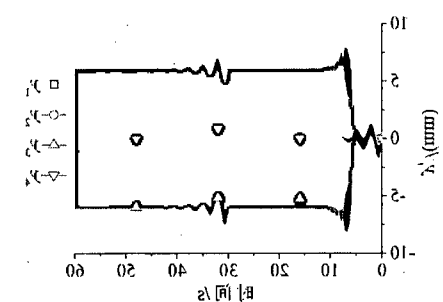


图 13

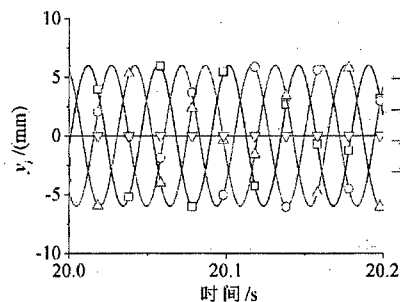


图 14

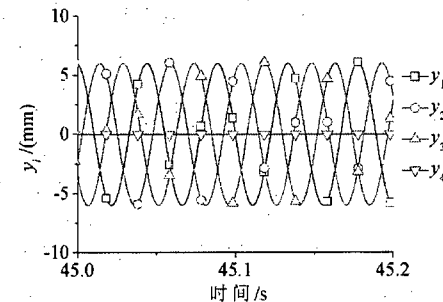


图 15

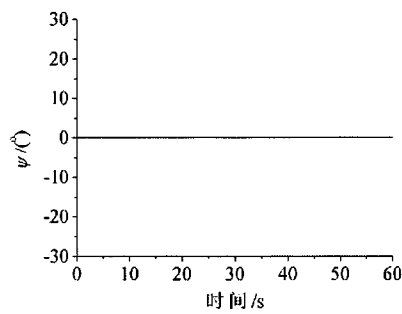


图 16

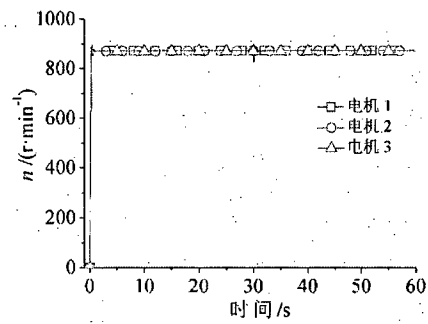


图 17

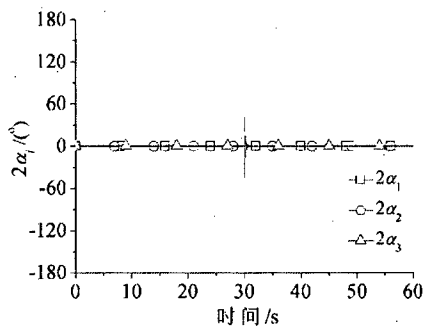


图 18

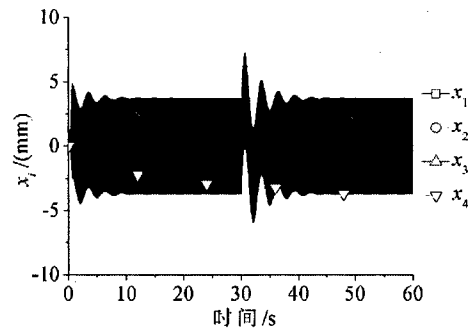


图 19

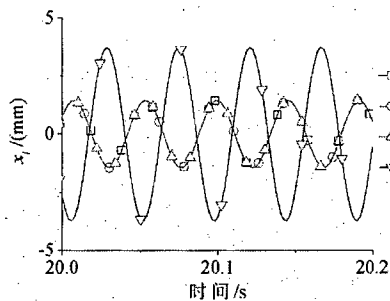


图 20

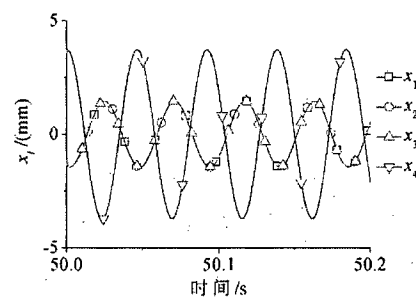


图 21

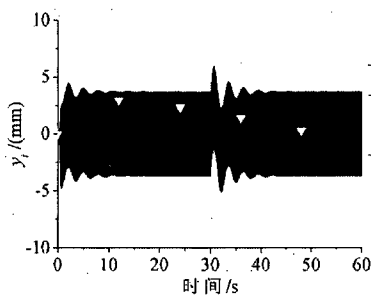


图 22

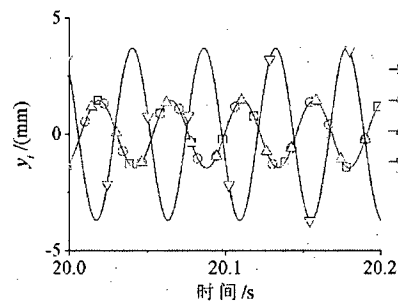


图 23

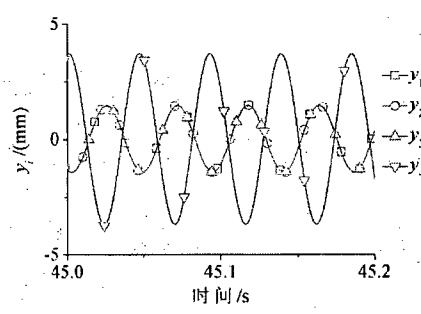


图 24

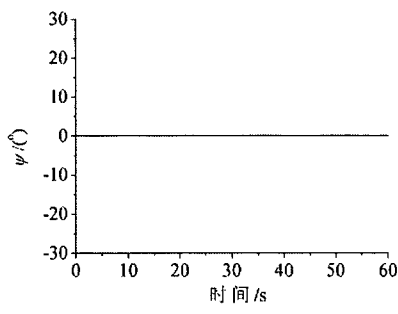


图 25

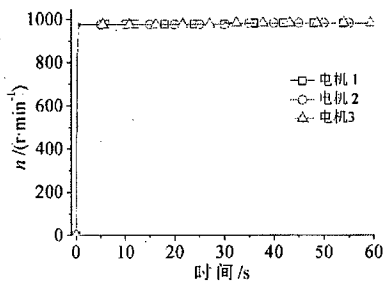


图 26

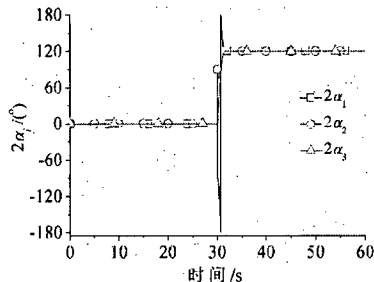


图 27

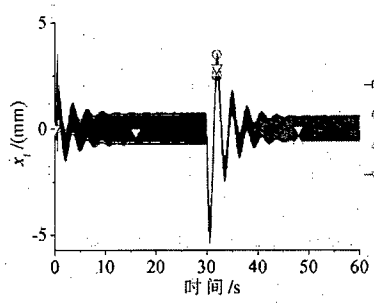


图 28

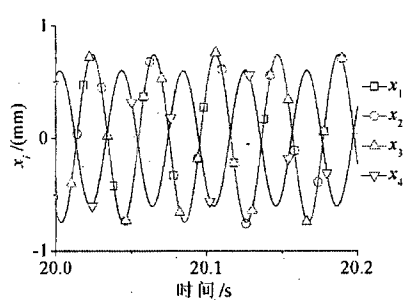


图 29

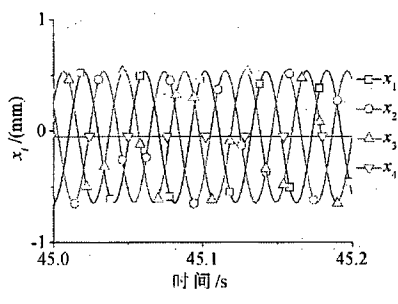


图 30

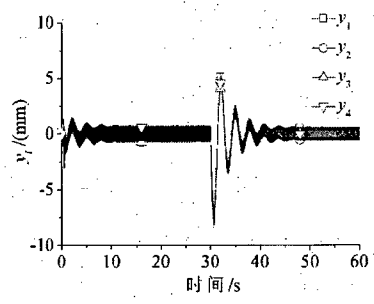


图 31

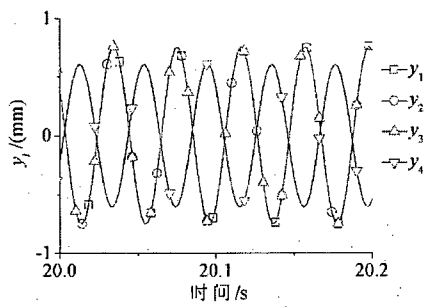


图 32

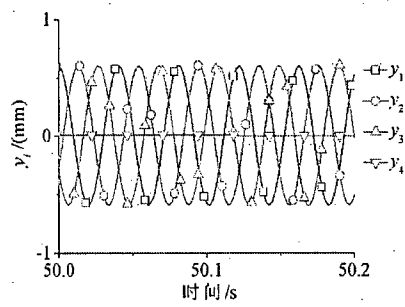


图 33

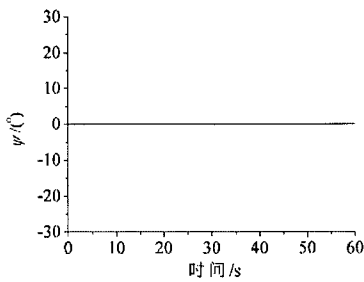


图 34

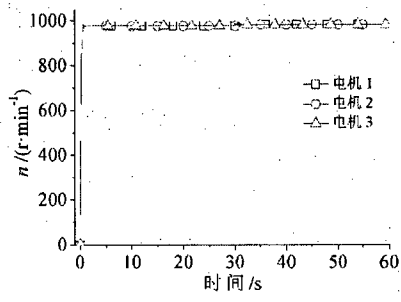


图 35

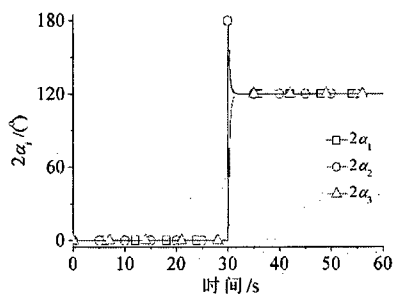


图 36

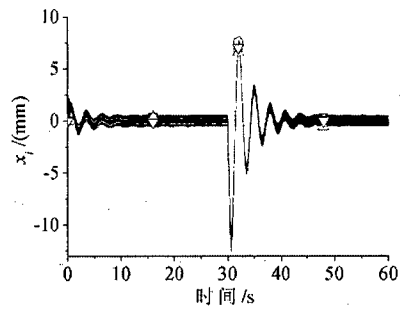


图 37

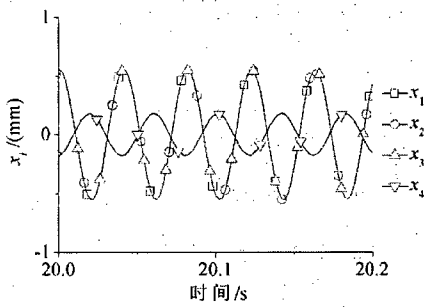


图 38

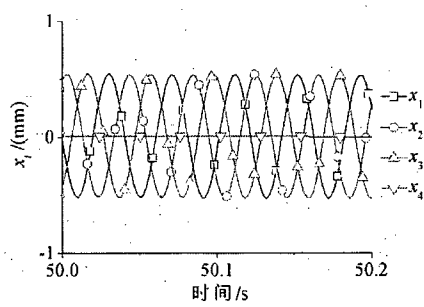


图 39

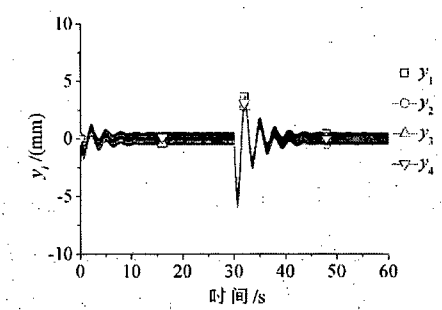


图 40

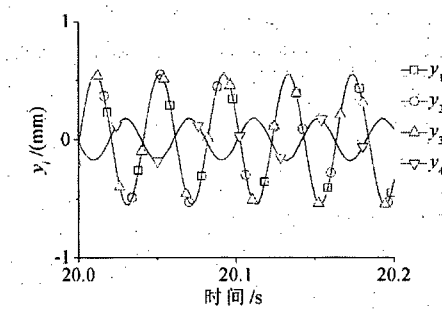


图 41

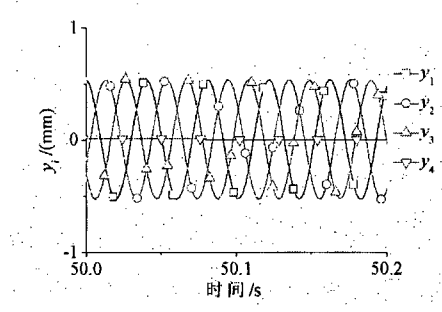


图 42

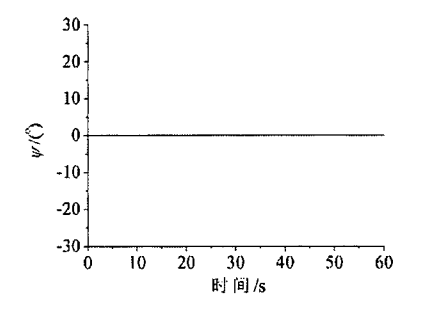


图 43

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/CN2019/105529

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

B02C 17/14(2006.01)i; B02C 17/24(2006.01)i; B02C 25/00(2006.01)i; G06F 17/50(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

B02 B23 B65 G06F

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

CNABS, DWPI, VEN, CNKI: 双机, 多机, 双质体, 共振, 振动, 激振器, 自同步, 动力学, 参数, 耦合, three-cylinder, high-frequency, vibrat+, mill, parameter, determin+, coefficient

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
PX	CN 109499697 A (NORTHEASTERN UNIVERSITY) 22 March 2019 (2019-03-22) claims 1 and 2	1, 2
A	CN 104809342 A (NORTHEASTERN UNIVERSITY) 29 July 2015 (2015-07-29) description, specific embodiment	1, 2
A	DE 102007024510 B3 (JENOPTIK AUTOMATISIERUNGSTECH) 11 September 2008 (2008-09-11) see entire document	1, 2
A	CN 101662248 A (NORTHEASTERN UNIVERSITY) 03 March 2010 (2010-03-03) see entire document	1, 2
A	EP 0558135 B1 (PHILIPS ELECTRONICS N. V. et al.) 26 June 1996 (1996-06-26) see entire document	1, 2
A	CN 107252780 A (NORTHEASTERN UNIVERSITY) 17 October 2017 (2017-10-17) see entire document	1, 2
A	CN 105426564 A (ZHEJIANG UNIVERSITY) 23 March 2016 (2016-03-23) see entire document	1, 2



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

“A” document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

“E” earlier application or patent but published on or after the international filing date

“L” document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

“O” document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

“P” document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

“T” later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

“X” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

“Y” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

“&” document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

17 October 2019

Date of mailing of the international search report

29 October 2019

Name and mailing address of the ISA/CN

China National Intellectual Property Administration (ISA/
CN)No. 6, Xitucheng Road, Jimenqiao Haidian District, Beijing
100088

China

Facsimile No. (86-10)62019451

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/CN2019/105529

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	CN 107187810 A (NORTHEASTERN UNIVERSITY) 22 September 2017 (2017-09-22) see entire document	1, 2

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.

PCT/CN2019/105529

Patent document cited in search report			Publication date (day/month/year)	Patent family member(s)	Publication date (day/month/year)
CN	109499697	A	22 March 2019	None	
CN	104809342	A	29 July 2015	CN	104809342 B
DE	102007024510	B3	11 September 2008	KR	101443391 B1
				JP	4637202 B2
				FR	2916374 A1
				US	2008290075 A1
				JP	2009000746 A
				US	7989728 B2
				KR	20080103449 A
				FR	2916374 B1
CN	101662248	A	03 March 2010	CN	101662248 B
EP	0558135	B1	26 June 1996	DE	4206002 A1
				JP	H06664 A
				EP	0558135 A1
				AT	139721 T
				US	5468932 A
				JP	3327972 B2
CN	107252780	A	17 October 2017	None	
CN	105426564	A	23 March 2016	CN	105426564 B
CN	107187810	A	22 September 2017	CN	107187810 B

国际检索报告

国际申请号

PCT/CN2019/105529

A. 主题的分类

B02C 17/14(2006.01)i; B02C 17/24(2006.01)i; B02C 25/00(2006.01)i; G06F 17/50(2006.01)i

按照国际专利分类(IPC)或者同时按照国家分类和IPC两种分类

B. 检索领域

检索的最低限度文献(标明分类系统和分类号)

B02 B23 B65 G06F

包含在检索领域中的除最低限度文献以外的检索文献

在国际检索时查阅的电子数据库(数据库的名称, 和使用的检索词(如使用))

CNABS, DWPI, VEN, CNKI: 双机, 多机, 双质体, 共振, 振动, 激振器, 自同步, 动力学, 参数, 耦合, three-cylinder, high-frequency, vibrat+, mill, parameter, determin+, coefficient

C. 相关文件

类 型*	引用文件, 必要时, 指明相关段落	相关的权利要求
PX	CN 109499697 A (东北大学) 2019年 3月 22日 (2019 - 03 - 22) 权利要求1-2	1-2
A	CN 104809342 A (东北大学) 2015年 7月 29日 (2015 - 07 - 29) 说明书具体实施方式	1-2
A	DE 102007024510 B3 (JENOPTIK AUTOMATISIERUNGSTECH) 2008年 9月 11日 (2008 - 09 - 11) 参见全文	1-2
A	CN 101662248 A (东北大学) 2010年 3月 3日 (2010 - 03 - 03) 参见全文	1-2
A	EP 0558135 B1 (PHIG PHILIPS ELECTRONICS NV等) 1996年 6月 26日 (1996 - 06 - 26) 参见全文	1-2
A	CN 107252780 A (东北大学) 2017年 10月 17日 (2017 - 10 - 17) 参见全文	1-2
A	CN 105426564 A (浙江大学) 2016年 3月 23日 (2016 - 03 - 23) 参见全文	1-2

☒ 其余文件在C栏的续页中列出。☒ 见同族专利附件。

* 引用文件的具体类型:

“A” 认为不特别相关的表示了现有技术一般状态的文件

“E” 在国际申请日的当天或之后公布的在先申请或专利

“L” 可能对优先权要求构成怀疑的文件, 或为确定另一篇引用文件的公布日而引用的或者因其他特殊理由而引用的文件 (如具体说明的)

“O” 涉及口头公开、使用、展览或其他方式公开的文件

“P” 公布日先于国际申请日但迟于所要求的优先权日的文件

“T” 在申请日或优先权日之后公布, 与申请不相抵触, 但为了理解发明之理论或原理的在后文件

“X” 特别相关的文件, 单独考虑该文件, 认定要求保护的发明不是新颖的或不具有创造性

“Y” 特别相关的文件, 当该文件与另一篇或者多篇该类文件结合并且这种结合对于本领域技术人员为显而易见时, 要求保护的发明不具有创造性

“&” 同族专利的文件

国际检索实际完成的日期

2019年 10月 17日

国际检索报告邮寄日期

2019年 10月 29日

ISA/CN的名称和邮寄地址

中国国家知识产权局 (ISA/CN)
中国北京市海淀区蓟门桥西土城路6号 100088

受权官员

方华

传真号 (86-10)62019451

电话号码 62084652

C. 相关文件		
类 型*	引用文件，必要时，指明相关段落	相关的权利要求
A	CN 107187810 A (东北大学) 2017年 9月 22日 (2017 - 09 - 22) 参见全文	1-2

国际检索报告
关于同族专利的信息

国际申请号

PCT/CN2019/105529

检索报告引用的专利文件			公布日 (年/月/日)	同族专利			公布日 (年/月/日)
CN	109499697	A	2019年 3月 22日	无			
CN	104809342	A	2015年 7月 29日	CN	104809342	B	2017年 9月 19日
DE	102007024510	B3	2008年 9月 11日	KR	101443391	B1	2014年 9月 24日
				JP	4637202	B2	2011年 2月 23日
				FR	2916374	A1	2008年 11月 28日
				US	2008290075	A1	2008年 11月 27日
				JP	2009000746	A	2009年 1月 8日
				US	7989728	B2	2011年 8月 2日
				KR	20080103449	A	2008年 11月 27日
				FR	2916374	B1	2014年 6月 13日
CN	101662248	A	2010年 3月 3日	CN	101662248	B	2012年 7月 25日
EP	0558135	B1	1996年 6月 26日	DE	4206002	A1	1993年 9月 2日
				JP	H06664	A	1994年 1月 11日
				EP	0558135	A1	1993年 9月 1日
				AT	139721	T	1996年 7月 15日
				US	5468932	A	1995年 11月 21日
				JP	3327972	B2	2002年 9月 24日
CN	107252780	A	2017年 10月 17日	无			
CN	105426564	A	2016年 3月 23日	CN	105426564	B	2018年 8月 21日
CN	107187810	A	2017年 9月 22日	CN	107187810	B	2019年 4月 16日

表 PCT/ISA/210 (同族专利附件) (2015年1月)