6月

2015 年

郭年琴 郝施展 郭 晟. 悬挂式四层摇床床头参数优化设计及动力学仿真分析 [J]. 煤炭学报 2015 40(S1): 265 – 271. doi: 10. 13225/j. enki. jccs. 2014. 0866

Guo Nianqin ,Hao Shizhan ,Guo Sheng. Suspended four-layer shaking table head parameter optimization and dynamics simulation [J]. Journal of China Coal Society 2015 40(S1): 265 - 271. doi: 10.13225/j. cnki. jccs. 2014.0866

悬挂式四层摇床床头参数优化设计及动力学仿真分析

郭年琴 郝施展 郭 晟

(江西理工大学 机电工程学院 江西 赣州 341000)

摘 要: 悬挂式摇床不对称系数的取值是决定摇床选别效果优劣的关键。以悬挂式四层摇床为研 究对象 利用 Matlab 的 fmincon 函数对摇床头的参数进行优化。研究结果表明,不对称系数 E 由 1.405 增加到 1.595 增加 13.5% 提高了摇床选别效率。运用 Solid Works – Motion 对两种不同摇 床头偏心块布置方式下的动力学进行分析比较,找出了偏心块不对称布置摇床头扭摆振动的原因, 改进了偏心块的布置方式,对悬挂式摇床的设计提供了参考依据。 关键词: 悬挂式摇床; 不对称系数; 优化设计; 动力学仿真分析 中图分类号: TD455.2 文献标志码: A 文章编号: 0253 – 9993(2015) S1 – 0265 – 07

Suspended four-layer shaking table head parameter optimization and dynamics simulation

GUO Nian-qin ,HAO Shi-zhan ,GUO Sheng

(School of Mechanical & Electrical Engineering Jiangxi University of Science and Technology Ganzhou 341000 China)

Abstract: The asymmetry coefficient value is the key for the suspended shaking table sorting effect. In terms of suspended four layers shaking table using Matlab fmincon function to optimize the shaking table head coefficient. The results show that the asymmetry coefficient changes from 1.405 to 1.595 an increase of 13.5% , which improves the shaking table sorting efficiency. Through SolidWorks-Motion analysis and comparison for the dynamics of shaking table head under two different eccentric block arrangements the authors found the torsional pendulum reasons of the shaking table head under the eccentric blocks asymmetrical arrangement , improved the eccentric blocks layout , and provided a reference for the suspended shaking table design.

Key words: suspended shaking table; asymmetry coefficient; optimized design; dynamics simulation

摇床作为一种重力选矿设备,应用已近百年的历 史,在过去摇床的设计参数均根据经验选取,使得悬 挂式摇床选别效果不尽理想^[1]。运用 Matlab 的 fmincon 函数对悬挂摇床进行参数优化,改善悬挂式摇床 选别效果。运用 Solidworks Motion 对摇床进行动力 学仿真^[2-4],分析比较了悬挂摇床在两种不同摇床头 偏心块布置方式下的受力,改变偏心块的布置方式, 解决了悬挂摇床头扭摆振动的现象,达到了提高悬挂 摇床产品产能和选别效果的目的。

1 悬挂摇床头的参数优化

悬挂式摇床床头主要由大小偏心块和两对大小 齿轮组成(图1) 而偏心块的水平分力决定了摇床的 往复不对称运动特性(即差动特性)。摇床床面的差 动特性对摇床分选效果的影响极大,床面作不对称往 复机械振动能造成床层间物料的剪切松散,促使床面 上物料析离分层,摇床头中以差动系数 C 和不对称 系数 E 的大小反映了摇床选别效果及效率的高低。



图1 偏心块对称安装摇床头结构

Fig. 1 Shaking table head structure of symmetrical eccentric blocks layout

1—电机机座; 2—小偏心块; 3—前吊板; 4—小齿轮; 5—摇床头中间 箱体; 6—连接法兰; 7—大偏心块; 8—大齿轮

1.1 设计变量的选取

摇床的振动是由大小偏心块的惯性力产生,摇床 头偏心块参数的选取对摇床的运动学与动力学的性 能及选矿效果影响较大,参数 *C* 和 *E* 的值亦取决于 大小偏心块参数的取值。以摇床头偏心块的参数作 为设计变量,大小偏心块的参数包括:大小偏心块外 圆弧半径 *R*₁ *R*₂;大小偏心块的厚度 *d*₁ *d*₂;大小偏心 块内圆弧半径 *r*。

1.2 约束条件的选择

1.2.1 等式约束条件的确定

摇床头大小齿轮的齿数比为 2:1 故两轴上大、 小偏心块转速之比为 1:2 ,即大偏心块转过角度 ωt 时,小偏心块对应转动 2ωt,其中 ω 为大配重块的转 动角速度。安装时大、小偏心块按标准相位角安装, 且回转方向分别相反,简化后的模型如图 2 所示。



图2 偏心块激振力

Fig. 2 Eccentric block excitation force

在实际工作中,为了满足摇床选矿时振动所需要 的能量 将摇床在最大冲程下的激振力作为其约束条 件,摇床受到的激振力为

$$F = 4\omega^2 (m_1 r_{Z_1} \cos \omega t - 4 m_2 r_{Z_2} \cos 2\omega t) = 4\omega^2 m_2 r_{Z_2} (M \cos \omega t - 4 \cos 2\omega t)$$
(1)

$$M = \frac{m_1 r_{Z1}}{m_2 r_{Z2}} = \frac{(R_1^3 - r^3) d_1}{(R_2^3 - r^3) d_2}$$
(2)

式中 *M* 为偏心块的偏距比; *m*₁, *m*₂ 为大小偏心块的 质量。

由于大小偏心块的形状是关于 y 轴对称(图 2), 故偏心块质心横坐标 x = 0 ,扇形质心纵坐标由式(3) 确定

$$r_{Zi} = y_i = \frac{2\sin\alpha(R_i^3 - r^3)}{3\alpha(R_i^2 - r^2)}$$
 (*i* = 1 2) (3)

式中 $d_1 d_2$ 为大小偏心块的厚度; $R_1 R_2$ 为大小扇形 偏心块的外圆弧半径; r 为大小扇形偏心块的内圆弧 半径; α 为大小偏心块的扇形夹角; $r_{z1} r_{z2}$ 为大小偏心 块质心半径。

以某矿山机械公司合作研制的 4 层悬挂摇床为 例 将其原始设计参数 $R_1 = 310 \text{ mm } R_2 = 155 \text{ mm } r =$ 35 mm $\alpha = \frac{\pi}{4}$ 代入式(3) 得大小偏心块质心半径 $y_1 =$ $r_{z_1} = 193.87 \text{ mm } y_2 = r_{z_2} = 106.14 \text{ mm}.$

将 r_{Z1} = 193. 87 mm r_{Z2} = 106. 14 mm r_{T1} = 36. 8 kg m_2 = 11. 24 kg ω = 10 π rad/s 分别代入式(1) 得到 在冲程为 22 mm 时的激振力

 $F(t) = 28 \, 198.5 \cos 10\pi t - 18 \, 795.4 \cos 20\pi t$

$$|F_{\min}| = 32\omega^{2} m_{2}r_{2}\left(\frac{M^{2}}{256} + 4\right) = 8\omega^{2}\rho\pi d_{2}\left(4 + \frac{M^{2}}{256}\right)\left[\frac{2\sin\alpha(R_{2}^{3} - r^{3})}{3\alpha}\right] \quad (5)$$

将 $\rho = 7.9 \text{ g/cm}^3 \omega = 31.4 \text{ rad/s} \alpha = \frac{\pi}{4} |F_{\min}|$

46 987 N 以及式(2) 代入式(5) 得到

$$d_{2} \Big[4 + \frac{d_{1}^{2} (R_{1}^{3} - r^{3})^{2}}{256d_{2}^{2} (R_{2}^{3} - r^{3})^{2}} \Big] \times \Big[\frac{4\sqrt{2}(R_{2}^{3} - r^{3})}{3\pi} \Big] = 240 \ 143 \ 975 \ \text{mm}^{4} \qquad (6)$$

1.2.2 不等式约束条件的确定

除了输出激振力的条件约束外,大小扇形偏心块 的大小受到齿轮尺寸及摇床头内腔体大小的结构约 束。

安装偏心块的齿轮为标准外啮合圆柱齿轮,其模数为10,小齿轮齿数为32,大齿轮齿数为64,大小齿轮轴径为70mm。为保证齿轮的结构强度以及避免偏心块之间产生干涉,大偏心块的外缘不能超过大齿轮对的啮合半径,内径不能小于齿轮轴轴径。

大齿轮的啮合半径为

$$\frac{mZ_{\rm d}}{2} = \frac{64 \times 10}{2} = 320 \text{ mm}$$

所以有 $35 \leq R_1 \leq 320 \text{ mm}$ 。

当大小偏心块安装在同一平面内时,避免大小偏 心块产生干涉,大小偏心块的半径还需满足以下条 件:

大小齿轮轴中心距为

$$\frac{m(Z_{\rm d} + Z_{\rm x})}{2} = \frac{(64 + 32) \times 10}{2} = 480 \text{ mm}$$
$$R_1 + R_2 \leq 480 \text{ mm}$$

为了减小摇床头的体积 将大小偏心块安装在同 一平面内 偏心块最大的安装厚度在 90 mm 范围内 出 于结构稳定和重心偏离等因素 冷偏心块的厚度 $d_1 d_2$ $\leq 90 mm$ 而且 $R_1 R_2 r d_1 d_2$ 五个参数均大于 0。

最终得到的约束条件为

 $\begin{array}{l} R_1 \! \leqslant \! 320 \mbox{ mm } \! \! \! 35 \mbox{ mm } \! \leqslant \! R_2 \! \leqslant \! R_1 \mbox{ } \! \rho \! < \! R_1 \mbox{ } \! \rho \! < \! R_2 \mbox{ } \! \rho \! < \! R_1 \mbox{ } \! r \mbox{ } \! \rho \! < \! d_1 \! < \! 90 \mbox{ } \! \rho \! < \! d_2 \! < \! 90 \mbox{ } \! R_1 \! + \! R_2 \! \leqslant \! 480 \mbox{ mm} \end{array}$

1.3 目标函数的确定

床面位移曲线的不对称性在一定程度上反映了 摇床头差动效率的高低,其中对摇床差动特性影响最 大的参数为 *C* 和 *E*^[5]。参数 *E* 的大小是反映摇床床

$$E = \frac{t_{11} + t_{22}}{t_{12} + t_{21}} = \frac{\omega t}{180 - \omega t}$$
(7)

式中 ωt 为摇床的偏心块转过的角度; t_{11} 为床面前进 的前半段时间; t_{22} 为床面后退的后半段时间; t_{12} 为床 面前进的后半段时间; t_{21} 为床面后退的前半段时间。

根据悬挂式摇床的运动规律可以求得:

$$E = \frac{\arccos \frac{M - \sqrt{1.5M^2 - 4M + 24}}{4}}{180 - \arccos \frac{M - \sqrt{1.5M^2 - 4M + 24}}{4}}$$
(8)

参数 *C* 的大小是实现颗粒在床面单项运搬强弱 的重要因素,它同时也反映了床面差动运动的不对称 程度,由于悬挂式摇床头的结构限制,*C* 的取值范围 为[1 2]¹⁶¹,此时 *C* 由式(9)表示

$$C = \left| \frac{a_{\text{max}}}{+ a_{\text{min}}} \right| = \frac{128 + 32M}{128 + M^2} \tag{9}$$

选取 E 作为目标函数。

根据函数的增减性得到要求 E 的最大值即求式
 (10)的最小值,则目标函数为 f。

$$f = -\arccos\frac{\frac{\left(R_{1}^{3} - r^{3}\right)d_{1}}{\left(R_{2}^{3} - r^{3}\right)d_{2}} - \sqrt{1.5\left[\frac{\left(R_{1}^{3} - r^{3}\right)d_{1}}{\left(R_{2}^{3} - r^{3}\right)d_{2}}\right]^{2} - 4\frac{\left(R_{1}^{3} - r^{3}\right)d_{1}}{\left(R_{2}^{3} - r^{3}\right)d_{2}} + 24}}{4}$$
(10)

1.4 优化设计数学模型

将 R_1 R_2 r d_1 d_2 五个设计变量对应设为 x_1 x_2 x_3 x_4 x_5 。这样目标函数表示为

$$f(x) = -\arccos \frac{\frac{\left(x_1^3 - x_3^3\right)x_4}{\left(x_2^3 - x_3^3\right)x_5} - \sqrt{1.5\left[\frac{\left(x_1^3 - x_3^3\right)x_4}{\left(x_2^3 - x_3^3\right)x_5}\right]^2 - 4\frac{\left(x_1^3 - x_3^3\right)x_4}{\left(x_2^3 - x_3^3\right)x_5} + 24}{4}$$

由式(6)得到等式约束条件为

$$t(x) = x_5 \left[4 + \frac{x_4^2 (x_1^3 - x_3^3)^2}{256x_5^2 (x_2^3 - x_3^3)^2} \right] \left[\frac{4\sqrt{2}(x_2^3 - x_3^3)}{3\pi} \right] - 240\ 143\ 975$$

不等式约束条件为

$$g_1(x) = 35 - x_2 \le 0 \ g_2(x) = x_2 - x_1 \le 0 \ g_3(x) = x_1 - 320 \le 0 ,$$

$$g_4(x) = x_4 - 90 \le 0 \ g_5(x) = x_5 - 90 \le 0 \ g_6(x) = x_1 + x_2 - 480 \le 0$$

最终悬挂摇床头的参数优化数学模型由下式表述:

$$\begin{cases} \min f(x) = -\arccos \frac{\left(\frac{x_1^3 - x_3^3}{(x_2^3 - x_3^3)x_4} - \sqrt{1.5\left[\frac{(x_1^3 - x_3^3)x_4}{(x_2^3 - x_3^3)x_5}\right]^2 - 4\frac{(x_1^3 - x_3^3)x_4}{(x_2^3 - x_3^3)x_5} + 24}{4} \\ X = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5 \ x_6] \\ g_u(X) \le 0 \qquad (u = 1 \ 2 \ 3 \ \cdots \ 6) \\ t(X) = x_5 \left[4 + \frac{x_4^2 (x_1^3 - x_3^3)^2}{256x_5^2 (x_2^3 - x_3^3)^2}\right] \left[\frac{4\sqrt{2}(x_2^3 - x_3^3)}{3\pi}\right] - 240 \ 143 \ 975 = 0 \end{cases}$$

1.5 结果分析

调用 Matlab 的 fmincon 函数对目标函数进行优化^[7-12] 经过优化后得到结果

 $x_1 = 317.75$ $x_2 = 158.7$ $x_3 = 35$ $x_4 = 55.7$ $x_5 = 86.6$ C = 1.88 E = 1.595

当 *M* = 1 ~ 8 时,悬挂式摇床的不对称系数的取 值范围为 *E* = 2.55 ~ 1.36^[13] *E* 的优化值在合理的范 围内 不会引起床面急回过快而导致破坏矿粒的松 散 优化有效。优化前后的数据对比见表1。

由表 1 可知,通过 fmincon 函数优化后,参数 *M* 由 6 减小到 4.92 参数 *C* 减小了 3.6%,满足正常选 矿的需要。在保持较大的 *C* 值下,参数 *E* 增加了 13.5% 较好地提高了悬挂摇床的产品产能及选别效 果。

表1 各参数优化前后对比

Table 1	Contrast of	' narameters	optimization	before	and	after
	Contrast of	parameters	opumization	Delute	anu	ance

参数	R_1 / mm	R_2 / mm	r/mm	d_1 / mm	d_2 / mm	m_1/kg	m_2/kg	С	М	Ε
优化前	310.00	155.0	35	62.8	79.5	36.96	11.24	1.95	6.00	1.405
优化后	317.75	158.7	35	55.7	86.6	34.50	12.92	1.88	4.92	1.595
优化百分比/%	-2.5	-2.4	—	11.3	-8.9	6.7	- 14. 9	- 3.6	-21.95	13.5

2 悬挂摇床头动力学仿真分析

2.1 悬挂摇床头动力学分析

摇床头的振动系统为多刚体振动系统^[14],其机 械系统可以简化成式(11)动力学模型

 $d[J_e\omega^2/2] = (M_{ed} - M_{er}) d\varphi \qquad (11)$

式中 J_e 为摇床头大小偏心块系统转动惯量; $\omega \varphi$ 为大小偏心块转动角速度与角位移; M_{ed} , M_{er} 为摇床头系统等效驱动力矩和等效阻力矩。

当等效驱动力矩为恒力矩时,等效驱动力矩与等 效阻力矩有以下关系^[15]

$$M_{\rm ed} = \frac{1}{2\pi} \int M_{\rm er} d\varphi \qquad (12)$$

单个偏心块对摇床头中心面产生的扭矩由式 (13)计算

$$M_{i} = m_{i}r_{i}\omega^{2}L = \frac{1}{4}\pi\rho d_{i}\frac{\sin\alpha(R_{i}^{3}-r^{3})}{3\alpha}\omega^{2}L$$

$$(i = 1 \ 2)$$
(13)

式中 L 为大小偏心块质心到齿轮中心面距离。

原设计摇床头内偏心块的布置结构采用非对称 布置方式,即大小齿轮轴上的偏心块采用交错布置方 式,导致偏心块与摇床头齿轮中心面的距离不相等 (图3)。由于大小偏心块惯性力的周期作用,使得大 小轴左右两端的受力不均衡,对齿轮中心面产生的扭 矩在空间中不能平衡,从而导致摇床头在空间产生扭 摆振动现象。改变摇床头偏心块的布置方式,使各偏 心块距齿轮中心面的距离相等(图4),由式(13)知 此时 L 大小相等,摇床头在空间上所受的力矩相互平 衡。

2.2 动力学仿真及结果分析

用 SolidWorks 建立两种偏心块布置方式的摇床



图 3 偏心块非对称布置结构

 3 Eccentric blocks asymmetrical installation 1一小齿轮轴; 2一小齿轮; 3一小偏心块;
 一大齿轮轴; 5一大齿轮; 6一大偏心块; 7一进油孔



图4 偏心块对称布置结构

Fig. 4 Eccentric blocks symmetrical installation
1一小齿轮轴; 2一小偏心块; 3一小齿轮; 4一进油孔;
5一大偏心块; 6一大齿轮; 7一大齿轮轴

头三维模型,使摇床在空间有六个自由度。对摇床头的箱体赋予2600kg的实际工作质量,确保摇床的整体质心在摇床头的几何中心上,添加恒定电机转速600r/min。由于轴与箱体之间处于滚动接触状态,设置动态摩擦因数为0.15静态摩擦因数为0.2^[16],得到大小偏心块非对称安装时的振动受力,结果如图5所示。

由图 5 分析可知,大小偏心块非对称安装对轴的 两端轴承受力产生较大的影响,且偏心块越靠近轴承 安装 轴承的受力也越大。其中小偏心块轴左右两端 受力大小为 – 3 452 ~ 3 382 N 和 – 4 882 ~ 4 884 N, 右端轴承的受力最大值比左端大1430~1502 N,大 偏心块轴左右两端受力大小为-7864~8085 N和 -5935~5334 N,左端轴承受力最大值比右端大 1929~2751 N。大小齿轮轴两端的受力对摇床头的 中心面产生不对称扭矩,这将使摇床产生明显的扭摆 振动,在现场实验时发现,随着电机转数及偏心块质 量的增加这将更加显著。受力情况对比见表2,摇床 头绕X轴、Y轴和Z轴扭摆角度如图6所示。





Table 2	Contrast of different	t shaking table	e head bearing	forces under	asymmetrical	eccentric l	blocks installation
	contrast or uniterent	- Summing weeks	- noute would in the	ion ees anaer			

参数	小齿轮轴 右端/N	小齿轮轴 左端/N	力相 差/N	相差百 分比/%	扭矩相 差/(N・m)	大齿轮轴 右端/N	大齿轮轴 左端/N	力相 差/N	相差百分 比/%	扭矩相 差/(N・m)
最大值	4 884	3 382	1 502	30. 8	395.0	5 334	8 085	2 751	34.0	723.5
最小值	-4 882	-3 452	1 430	29.3	376. 1	- 5 935	-7 864	1 929	24. 5	507.3





由图 6 可以得到,当偏心块非对称安装时由于大 小齿轮轴左右两端受力不等,导致大小齿轮轴左右两 端所受的扭矩不相等,最终使摇床头在空间产生扭摆 现象。由于摇床头在空间有六自由度,所产生的扭摆 运动是由沿 *X*, *Y* 和 *Z* 轴扭摆的综合所致。当摇床头 振动趋于稳定时,沿 X,Y和 Z 轴的扭摆角度范围为 -0.8°~1.8°,由摇床头悬挂钢绳长为1062 mm,则 扭摆幅度为 $2\pi \times 1062 \times \frac{2.6}{360} = 48.2 \text{ mm}$,最终使悬挂 摇床产生周期性扭摆振动。

改变悬挂摇床头偏心块的布置方式 将非对称的 布置形式改为对称的形式,将模型导入到 MOTION 中做动力学仿真分析得到偏心块对称安装时的结果 如图 7 所示。

由图 7 分析得到,大小偏心块在对称安装后左右 两端受力比较均衡,其中小偏心块轴左右两端受力大 小分别为 -4 212 ~4 274 N 和 -4 208 ~4 277 N,小 偏心块轴端受力在 4 200 N 左右;大偏心块轴左右两 端受力大小为 -6 179 ~6 214 N 和 -6 213 ~6 242 N,大偏心块轴端受力在 6 218 N 左右,对于摇床头的 振动起到了较好地优化作用。受力情况对比见表 3。



图 7 大小偏心块对称安装轴左右端轴承受力

Fig. 7Mounting shaft left and right bearing force of the big and small eccentric blocks symmetrical installation表3摇床头偏心块对称布置各轴轴承受力对比

Table 3 Contrast of different shaking table head bearing forces under symmetrical eccentric blocks installation

参数	小齿轮轴 右端/N	小齿轮轴 左端/N	力相差/N	相差百分 比/%	扭矩相差/ (N・m)	大齿轮轴 右端/N	大齿轮轴 左端/N	力相 差/N	相差百 分比/%	扭矩相差/ (N・m)
最大值	4 277	4 274	3	0. 07	0. 789	6 242	6 214	28	0. 45	7.36
最小值	- 4 208	- 4 212	4	0. 09	1. 052	-6 213	- 6 179	34	0. 55	8.94

由表 2 和表 3 得到,大小齿轮轴左右两端受力不 相等产生的不平衡扭矩是摇床头产生扭摆振动的原 因。表 2 中大小齿轮轴左右两端的扭矩差最大值比 最小值分别大 216.2 N·m 和 18.9 N·m,摇床头受 到大小为 197.3 N·m 的不平衡扭矩。由表 3 可知, 经过改进设计的大小齿轮轴左右两端的扭矩差最大 值比最小值分别大 1.58 N·m 和 0.263 N·m,不平 衡力矩减小到 1.371 N·m,改进了摇床头的振动受 力,不会产生扭摆振动现象。

3 结 论

(1)选取悬挂摇床的不对称系数为目标函数,利 用 Matlab fmincon 对摇床头进行参数优化,优化结果 显示摇床的差动系数减小了 3.6%,满足正常选矿要 求。不对称系数 E 增加了 13.5%,在有较大 C 值的 前提下提高了摇床的急回特性,较好地提高了悬挂摇 床的产品产能和选别效果,对悬挂式摇床的偏心块计 算取值有一定的借鉴作用。

(2) 改变悬挂摇床头偏心块的布置方式,使各转动轴两端的受力更趋于合理,运用 SolidWorks – Motion 对参数优化后的摇床进行动力学仿真,得到大小 轴左右两端的受力,原设计摇床头的偏心块不对称布 置受到大小为197.3 N・m的不平衡扭矩,导致产生 扭摆振动现象 影响了选别效果。改进后的偏心块对 称布置的摇床头不平衡力矩变为1.371 N・m,不会 产生扭摆振动,运行平稳,提高了选别效果,对悬挂式 摇床的设计提供了参考依据。

X

参考文献:

- [1] 郭年琴,王胜平,郭 晟.新型3层悬挂式摇床三维设计及运动 学仿真分析[J].矿山机械 2013 A1(3):96-100.
 Guo Nianqin, Wang Shengping Guo Sheng. 3D design and kinematic simulation of new+ype three-layered suspension shaking table [J].
 Mining Machinery 2013 A1(3):96-100.
- [2] 同志学,史丽晨,郭瑞峰.基于 SolidWorks Motion 的 CST 的动力 学仿真研究[J]. 机械科学与技术 2011 30(7):1116-1119.
 Tong Zhixue, Shi Lichen, Guo Ruifeng. Dynamics simulation of a controlled starting transmission by SolidWorks motion [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2011, 30 (7):1116-1119.
- [3] 廉自生,刘楷安.采煤机摇臂虚拟样机及其动力学分析[J].煤 炭学报 2005 30(6):801-804.
 Lian Zisheng,Liu Kaian. Virtual prototype of shearer ranging arm

and its dynamics analysis [J]. Journal of China Coal Society 2005, 30(6):801-804.

[4] 陈永峰. 绞接式防爆胶轮车转向运动学动力学分析与试验[J].煤炭科学技术 2012 40(7):66-68 71.

Chen Yongfeng. Analysis and experiment on steering kinematics and dynamics of flame proof rubber tyre articulated vehicle [J]. Coal Science and Technology 2012 A0(7):66-68 71.

[5] 张东晨.关于摇床差动特性评定的研究[J].中国矿业大学学报 2003 32(3):321-323.

Zhang Dongchen. Research on evaluation of nonsymmetric vibrating characters of shaking table [J]. Journal of China University of Mining & Technology 2003 32(3):321-323.

- [6] 袁冀孔. 对双谐激振悬挂式摇床运动特性的探讨[J]. 选煤技术,1980(5):4-14.
 Yuan Jikong. Discussion on the double harmonic excitation hanging shaker movement characteristics [J]. Coal Technology,1980(5):4-14.
- [7] Li Y ,Tan D ,Wen D H ,et al. Parameters optimization of a novel 5 DOF gasbag polishing machine tool [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering 2013 26(4):680 – 688.
- [8] Zhai H X. Integral optimization of systematic parameters of flip-flow screens [J]. Journal of China University of Mining & Technology, 2004, 14(1):77-81.
- [9] Zhao B F. The continuous excavating techique system parameters optimization and economic assessment simulation model in oprnpit mine [J]. Journal of Coal Science & Engineering (China) 2001 7(2): 40-44.
- [10] Shong Z ,Bai R C ,Jiao B S. Optimizing the design parameter of mine dynamic system [J]. Journal of Coal Science & Engineering (China) ,1999 5(1):60 66.

[11] 李晓豁 *法* 健. 基于产尘量最小的掘进机参数优化设计[J]. 煤炭学报 2003 28(4):437-439.
 Li Xiaohuo Jiang Jian. Optimized design of roadheader parameters

In Xiaonuo Jiang Jian. Optimized design of roadheader parameters on the basis of minimum dust production [J]. Journal of China Coal Society 2003 28(4):437 – 439.

[12] 李建平 涨永忠 杜长龙. 螺旋钻采煤机钻杆的结构参数优化设 计[J]. 煤炭科学技术 2006 34(8):8-10.

Li Jianping Zhang Yongzhong ,Du Changlong. Optimized design of drilling rod structure parameter for screw miner [J]. Coal Science and Technology 2006 34(8):8 – 10.

[13] 黎建国. 悬挂三层摇床[J]. 昆明工学院学报,1985,22(3):22 -28.

Li Jianguo. Triple-deck suspended concentrating table [J]. Journal of Kunming Institute of Technology ,1985 22(3):22-28.

[14] 许文良 涨树有 伊国栋 ,等. 面向多体动力学仿真的零部件运动约束识别与应用 [J]. 机械工程学报 ,2008 ,44(6):137 – 142.

Xu Wenliang Zhang Shuyou ,Yi Guodong ,et al. Motion constraint recognition and its application oriented to multibody simulation [1]. Chinese Journal of Mechanical Engineering 2008 ,44(6) : 137 - 142.

[15] 同志学 郭瑞峰. 基于 COSMOS Motion 和 Excel 的牛头刨床动 力学分析[J]. 机床与液压 2008 ,36(8):150-152.

Tong Zhixue ,Guo Ruifeng. Dynamics analysis of shaping mechanism based on COSMOS Motion and excel[J]. Machine Tool & Hydraulics 2008 36(8):150-152.

[16] 陈超祥,胡其登. SolidWorks Motion 运动仿真教程[M].北京: 机械工业出版社 2012:50-53.