

基于 ADAMS 的 4UD - 600 型马铃薯挖掘机振动机构的参数优化设计

魏丽娟, 赵武云, 牛海华
(甘肃农业大学工学院, 甘肃 兰州 730070)

摘要: 根据振动减阻机理, 对 4UD - 600 型马铃薯挖掘机振动机构进行改进设计。在 ADAMS 软件中建立了 4UD - 600 型马铃薯挖掘机振动机构的参数化模型, 通过分析物料在分离筛筛面上的相对运动, 在保证较高筛选效率的前提下, 以生产率最高为优化目标对机构进行了优化设计, 得到了机构最优参数组合: 曲柄 $L_{OA} = 5.5\text{ mm}$, 摆臂 $L_{BD} = 570\text{ mm}$, 主筛摆连杆 $L_{EF} = 110\text{ mm}$, 连杆 $L_{JK} = 160\text{ mm}$, 曲柄转速 $n_{OA} = 4\ 666^\circ \cdot \text{s}^{-1}$ 。优化后物料沿筛面的平均移动速度从 $0.089\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 提高到 $0.122\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, 挖掘机生产率显著提高, 理论的正确性在后续的实际改进设计中已得到验证。

关键词: 农业机械; ADAMS; 马铃薯挖掘机; 振动机构; 参数优化
中图分类号: S225.7 **文献标志码:** A

Optimal design of the vibrational structure of 4UD - 600 potato digger based on ADAMS

WEI Li-juan, ZHAO Wu-yun, NIU Hai-hua
(College of Engineering, Gansu Agricultural University, Lanzhou, Gansu 730070, China)

Abstract: According to the mechanism of turbulent drag reduction, improved the design of 4UD - 600 potato digger. A parametric model for the vibrating structure of 4UD - 600 potato digger was established using ADAMS software. After analyzing the relative motions of materials on separating screen surfaces, to achieve highest productivity, an optimization of this vibrating structure was performed, and resulted in optimal combination of parameters. The optimal combination of parameters were: the length of crank $L_{OA} = 5.5\text{ mm}$, the length of swing arm $L_{BD} = 570\text{ mm}$, the length of main screen pendulum rod $L_{EF} = 110\text{ mm}$, the length of connecting rod $L_{JK} = 160\text{ mm}$, the speed of crank $n_{OA} = 4.666^\circ \cdot \text{s}^{-1}$. After this optimization, results showed that the average moving speed of materials along the screen surfaces was increased from $0.089\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ to $0.122\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, significantly improving the productivity of the excavator. Validity of the theory had further been verified in subsequently actual improvement design.

Keywords: agricultural machinery; ADAMS; potato digger; vibrating structure; parameter optimization

振动机构是马铃薯挖掘机实现振动功能必不可少的关键机构, 其工作性能的好坏直接影响整机的碎土能力、生产率以及收获作物的含杂率^[1]。长期以来, 振动机构的分析与设计建立在以简化性假设为前提的图解基础上, 这种方法不仅效率低, 结果也具有近似性和粗略性, 而计算机虚拟样机技术可以克服上述缺点, 通过对机构仿真可以得到其真实运动参数^[2]。

本文采用 ADAMS 软件对 4UD - 600 型马铃薯

挖掘机振动机构进行动态仿真和参数优化, 以期得到机构最优的运动及结构参数组合, 提高筛选效率和生产效率, 为其改进设计提供依据。

1 4UD - 600 型马铃薯挖掘机振动机构的工作机理

4UD - 600 型马铃薯挖掘机的振动机构简图与工作机理如图 1 所示。曲柄 OA 以速度 ω 逆时针转动, 通过摇杆 AB, 推动摆臂 BD 带动挖掘铲架 DHG

收稿日期: 2014-02-11
基金项目: 强适应性马铃薯机的研制(041001); 马铃薯系列收获机研制(1011NKCA060)
作者简介: 魏丽娟(1989—), 女, 甘肃定西人, 硕士研究生, 主要从事农业工程技术与装备方面的研究。E-mail: buyueqingweilijuan@163.com。
通信作者: 赵武云(1966—), 男, 甘肃兰州人, 教授, 博士, 主要从事农业工程技术与装备研究。E-mail: zhaowuy@gsau.edu.cn。

往复摆动,通过主筛摆连杆 EFG 带动分离筛 FILK 往复摆动,土薯经挖掘铲掘起后被依次推递到分离筛 II 上进行分离。物料在振动机构的作用下产生沿筛面上行、下行和一定程度的跃起运动,在不考虑风力及薯块之间摩擦力的前提下,物料的运动情况完全取决于机构的运动参数^[3-6]。

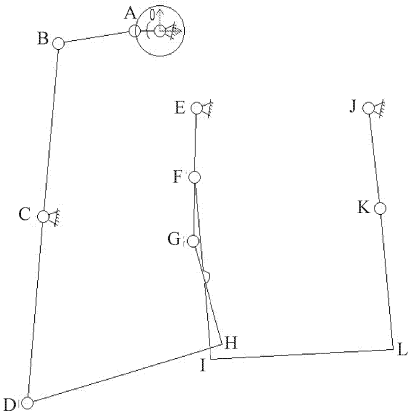


图 1 4UD-600 型马铃薯挖掘机振动机构简图
Fig.1 Mechanical sketch of the vibrating structure

2 振动机构的虚拟设计

2.1 建模与仿真

根据图 1 所示振动机构运动简图及运动参数,创建各设计点,如表 1。之后调用 ADAMS/View 中的建模实体 Link 建立机构的运动实体,再根据机构的实际状态添加约束将各个构件连接起来^[7],给曲柄添加速度为 864 r·min⁻¹ 的驱动;对机构进行模型自检以及动态仿真,并保存模型。所创建的振动机构模型如图 2 所示。

表 1 各设计点的坐标值

Table 1 Coordinate values of each design point			
坐标点 Coordinates	坐标值 Coordinate values/mm		
	x	y	z
O	0	0	0
A	-5	0	0
B	-163.37	-20.44	0
C	-187.72	-294.36	0
D	-213.83	-588.20	0
E	59.78	-121.86	0
F	57.07	-231.83	0
G	54.60	-331.80	0
H	102.69	-494.86	0
I	84.48	-518.99	0
J	339.78	-121.86	0
K	359.31	-280.67	0
L	379.70	-502.95	0

2.2 筛上物料的相对运动分析

2.2.1 振动筛运动方程 为便于研究,取一单颗粒物料为对象分析其在筛面上的受力及相对运动状态^[8]。

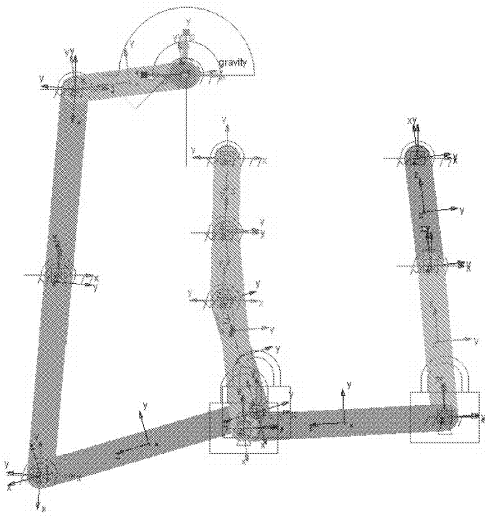


图 2 振动机构模型
Fig.2 Model of the vibrating structure

建立坐标系,取沿振动方向向右为 x 轴正方向,垂直于振动方向向上为 y 轴正方向。

实际情况下,筛子由于曲柄的带动,垂直和水平方向上都有位移,但由于连杆等的长度相对于曲柄半径来说非常长,垂直方向上的位移便非常小,因此可以对其不计,假定筛子作直线往复运动^[9-10]。

设机构中曲柄长度 $L_{OA} = r$,曲柄旋转的角速度为 ω ,筛面安装倾角为 α ,物料所受惯性力、摩擦力、法向反力分别为 u 、 f 、 N ,物料与筛面的静摩擦角为 φ ,筛子振动方向与水平面之间所夹锐角为 γ ,物料颗粒质量为 m ,重力加速度为 g ,则振动筛任意一点的水平位移、沿 x 轴的速度和加速度与时间的关系为^[11]:

$$x = r(1 - \cos\omega t)$$
$$v_x = \frac{dx}{dt}\omega r \sin\omega t$$
$$a_x = \frac{dv_x}{dt}\omega^2 r \cos\omega t$$

由此得 $u = m\omega^2 r \cos\omega t$

2.2.2 物料沿筛面上行时的相对运动分析

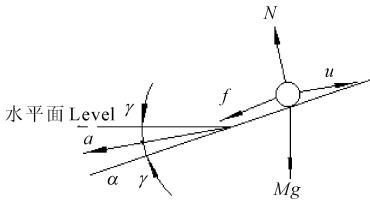
如图 3(a),要使物料颗粒相对筛面上行,则必须满足 $u\cos(\alpha - \gamma) - mg\sin\gamma > f$, $f = N\tan\varphi$

但物料颗粒相对于筛面应无跳动,即

$$N = mg\cos\gamma - u\sin(\alpha - \gamma)$$

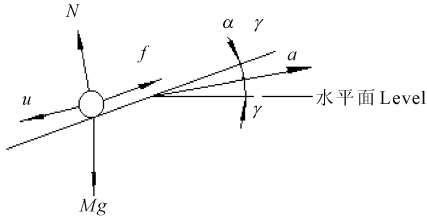
将 u 代入以上方程整理得:

$$\frac{\omega^2 r}{g} \cos \omega t > \frac{\sin(\varphi + \gamma)}{\cos(\alpha - \gamma + \varphi)}$$



(a) 物料颗粒相对筛面上行时的受力图
Diagram of force of material particles on the screener surface when materials are moving upwards

因 $-1 \leq \cos \omega t \leq 0$, 故物料颗粒能相对筛面上行的条件为:



(b) 物料颗粒相对筛面下行时的受力图
Diagram of force of material particles on the screener surface when materials are moving downwards

图 3 振动筛面上物料颗粒运动分析简图

Fig.3 Movement analysis of material particles on the screener surfaces

$$\frac{\omega^2 r}{g} > \frac{\sin(\varphi + \gamma)}{\cos(\alpha - \gamma + \varphi)}$$

由牛顿第三定律得物料颗粒相对筛面上行的加速度为:

$$\begin{aligned} a_{up} &= \frac{u \cos(\alpha - \gamma) - f - mg \sin \gamma}{m} \\ &= \omega^2 r \frac{\cos(\alpha - \gamma + \varphi)}{\cos \varphi} \cos \omega t - g \frac{\sin(\varphi + \gamma)}{\cos \varphi} \end{aligned}$$

由 a_{up} 可求得物料颗粒具有上行加速度的开始相位为:

$$\omega t_a = \arccos \left[\frac{g \sin(\varphi + \gamma)}{\omega^2 r \cos(\alpha - \gamma + \varphi)} \right]$$

则物料颗粒相对筛面开始上行的时间为:

$$t_a = \frac{1}{\omega} \arccos \left[\frac{g \sin(\varphi + \gamma)}{\omega^2 r \cos(\alpha - \gamma + \varphi)} \right]$$

物料颗粒相对筛面的上行速度 v_{up} 可由 a_{up} 对时间积分求得:

$$\begin{aligned} v_{up} &= \int_{t_a}^t a_{up} dt \\ &= \omega r \frac{\cos(\alpha - \gamma + \varphi)}{\cos \varphi} \sin \omega t - gt \frac{\sin(\varphi + \gamma)}{\cos \varphi} \\ &\quad - \omega r \frac{\cos(\alpha - \gamma + \varphi)}{\cos \varphi} \sin \omega t_a - gt_a \frac{\sin(\varphi + \gamma)}{\cos \varphi} \end{aligned}$$

因物料颗粒结束相对上行时,其相对于筛面的速度为零,故令 $v_{up} = 0$ 可求得上行的结束相位 ωt_b 及结束时间 t_b 。

而物料颗粒在区间 $\omega t_a \sim \omega t_b$ 中相对于筛面的上行位移由 v_{up} 对时间积分求得:

$$\begin{aligned} s_{up} &= \int_{t_a}^{t_b} v_{up} dt \\ &= -r \frac{\cos(\alpha - \gamma + \varphi)}{\cos \varphi} (\cos \omega t_b - \cos \omega t_a) \\ &\quad - \frac{1}{2} g \frac{\sin(\varphi + \gamma)}{\cos \varphi} (t_b^2 - t_a^2) \\ &\quad - \left[\omega r \frac{\cos(\alpha - \gamma + \varphi)}{\cos \varphi} \sin \omega t_a \right. \end{aligned}$$

$$\left. - gt_a \frac{\sin(\varphi + \gamma)}{\cos \varphi} \right] (t_b - t_a)$$

2.2.3 物料沿筛面下行时的相对运动分析

同理,物料颗粒相对筛面下行时,根据(b)图,应有 $u \cos(\alpha - \gamma) + mg \sin \gamma > f, f = N \tan \varphi$

$$N = mg \cos \gamma + u \sin(\alpha - \gamma)$$

因 $0 \leq \cos \omega t \leq 1$, 可得物料颗粒相对筛面下行的条件为:

$$\frac{\omega^2 r}{g} > \frac{\sin(\varphi - \gamma)}{\cos(\alpha - \gamma - \varphi)}$$

物料颗粒相对筛面下行的加速度为:

$$\begin{aligned} a_{down} &= \frac{-u \cos(\alpha - \gamma) + f - mg \sin \gamma}{m} \\ &= -\omega^2 r \frac{\cos(\alpha - \gamma - \varphi)}{\cos \varphi} \cos \omega t \\ &\quad + g \frac{\sin(\varphi - \gamma)}{\cos \varphi} \end{aligned}$$

物料颗粒具有下行加速度的开始相位为:

$$\omega t_c = \arccos \left[\frac{g \sin(\varphi - \gamma)}{\omega^2 r \cos(\alpha - \gamma - \varphi)} \right]$$

物料颗粒相对筛面开始下行的时间为:

$$t_c = \frac{1}{\omega} \arccos \left[\frac{g \sin(\varphi - \gamma)}{\omega^2 r \cos(\alpha - \gamma - \varphi)} \right]$$

物料颗粒相对筛面的下行速度为:

$$\begin{aligned} v_{down} &= \int_{t_c}^t a_{down} dt \\ &= -\omega r \frac{\cos(\alpha - \gamma - \varphi)}{\cos \varphi} \sin \omega t + gt \frac{\sin(\varphi - \gamma)}{\cos \varphi} \\ &\quad + \omega r \frac{\cos(\alpha - \gamma - \varphi)}{\cos \varphi} \sin \omega t_c - gt_c \frac{\sin(\varphi - \gamma)}{\cos \varphi} \end{aligned}$$

令 $v_{down} = 0$ 可求得下行的结束相位 ωt_d 及结束时间 t_d 。

对下行速度 v_{down} 求积分得物料颗粒相对筛面的下行位移:

$$s_{down} = \int_{t_c}^{t_d} v_{down} dt$$

$$\begin{aligned} &= r \frac{\cos(\alpha - \gamma - \varphi)}{\cos\varphi} (\cos\omega t_d - \cos\omega t_c) \\ &+ \frac{1}{2} g \frac{\sin(\varphi - \gamma)}{\cos\varphi} (t_d^2 - t_c^2) \\ &+ \left[\omega r \frac{\cos(\alpha - \gamma - \varphi)}{\cos\varphi} \sin\omega t_c \right. \\ &\left. - g t_c \frac{\sin(\varphi - \gamma)}{\cos\varphi} \right] (t_d - t_c) \end{aligned}$$

2.2.4 物料在筛面上跳动时的相对运动分析

当物料颗粒上行时才有可能相对筛面跳动。若物料颗粒跳离筛面,此时它所受到的法向反力为:

$$\begin{aligned} N &= mg\cos\gamma + usin(\alpha - \gamma) \\ &= mg\cos\gamma - m\omega^2 r\cos\omega t\sin(\alpha - \gamma) \end{aligned}$$

当 $N < 0$ 时,物料颗粒跳离筛面,故物料颗粒相对筛面跳动的条件为:

$$\frac{\omega^2 r}{g} > \frac{\cos\gamma}{\sin(\alpha - \gamma)}$$

3 振动机构的参数化

3.1 创建设计变量

设 DV_L_OA 为 OA 的长度,初始值为 5 mm; DV_L_AB 为 AB 的长度,初始值为 165 mm; DV_L_BD 为 BD 的长度,初始值为 570 mm; DV_L_EF 为 EF 的长度,初始值为 110 mm; DV_L_FG 为 FG 的长度,初始值为 100 mm; DV_L_JK 为 JK 的长度,初始值为 160 mm; DV_1 为 IL 相对水平面的倾角,初始值为 3°; DV_n_OA 为 OA 的转速,初始值为 5 184°·s⁻¹。设计变量上、下限变化幅度分别为 + 10%、- 10%。

3.2 参数化机构

选定关键点为 A、B、D、F、G、H、I、L、K,参数化后各点的坐标值如图 4。

修改运动约束,在函数表达式栏把转速 DV_n_OA 作为参照,完成曲柄转速的参数化。

	Loc_X	Loc_Y	Loc_Z
POINT_O	0.0	0.0	0.0
POINT_A	{-model.1.DV_L_OA}	0.0	0.0
POINT_B	{-model.1.DV_L_OA - DV_L_AB * SIN(7.36)}	0.0	0.0
POINT_C	-187.72	-294.36	0.0
POINT_D	{-model.1.DV_L_BD * SIN(5.08) * {-model.1.DV_L_BD * COS(5.08)}}	0.0	0.0
POINT_E	59.78	-121.86	0.0
POINT_F	{59.78 - model.1.DV_L_EF * SIN(-121.86 - model.1.DV_L_EF *)}	0.0	0.0
POINT_G	{59.78 - model.1.DV_L_EF * SIN(-121.86 - model.1.DV_L_EF *)}	0.0	0.0
POINT_H	{59.78 - model.1.DV_L_EF * SIN(-121.86 - model.1.DV_L_EF *)}	0.0	0.0
POINT_I	{59.78 - model.1.DV_L_EF * SIN(-121.86 - model.1.DV_L_EF *)}	0.0	0.0
POINT_L	{339.78 + model.1.DV_L_JK * {-121.86 - model.1.DV_L_JK *)}	0.0	0.0
POINT_K	{339.78 + model.1.DV_L_JK * {-121.86 - model.1.DV_L_JK *)}	0.0	0.0
POINT_J	339.78	-121.86	0.0

图 4 参数化后各点的坐标值

Fig.4 Coordinate values of each point after parameterization

4 虚拟样机的参数优化设计

4.1 设计研究

打开设计研究操作界面,取物料在筛面上的峰值平均移动速度 Maximum of v_p 为测量目标,依次选取设计变量 DV_L_OA、DV_L_AB、DV_L_BD、DV_L_EF、DV_L_FG、DV_L_JK、DV_n_OA、DV_1 分别研究,结果如表 2。

由表可知,各个变量的敏感度中, DV_L_OA、DV_L_EF、DV_L_BD、DV_L_JK、DV_n_OA 的变化对 v_p 的影响要大于其余的因素,故优化时选取 DV_L_OA、DV_L_EF、DV_L_BD、DV_L_JK、DV_n_OA 为设计变量。

表 2 设计研究结果

Table 2 Research results of the design

设计变量 Design variables	初始值 Original values	敏感度 Sensitivity
DV_L_OA	5 mm	5119.0
DV_L_AB	165 mm	- 75.644
DV_L_BD	570 mm	79.301
DV_L_EF	110 mm	110.98
DV_L_FG	100 mm	- 112.32
DV_L_JK	160 mm	5.5460
DV_n_OA	5184°·s ⁻¹	9.8158
DV_1	3°	- 0.20081

4.2 参数的优化

4.2.1 设计变量的确定 据上述分析,取对物料在筛面上的平均移动速度 v_p 影响较其他因素大的 DV_L_OA、DV_L_EF、DV_L_BD、DV_L_JK、DV_n_OA 为设计变量。

4.2.2 目标函数的确定 生产率和筛选效率是衡量振动筛工作性能的两个重要指标,其中生产率的高低取决于物料沿筛面的平均移动速度,平均移动速度快则生产率高^[12];但相应的,物料沿筛面的移动速度太快,薯块与土壤、杂质等就得不到较好的分离,从而降低筛选效率,而筛选效率的高低取决于物料沿筛面滑动路程的长短,滑动路程长,物料与筛面栅条间隙接触机会多,则筛选效率就高。为使目标函数成为单一目标函数,本文以生产率最高为优化目标,而将筛选效率列入约束条件中考虑。

根据以上分析,以物料在筛面上的平均移动速度最大为目标函数,即目标函数为:

$$\max f(x) = v_p = \frac{|s_{up}| - |s_{down}|}{T}$$

$$\text{式中 } T = \frac{2\pi}{\omega}.$$

4.2.3 约束条件的确定

物料沿筛面上行的条件为:

$$\frac{\omega^2 r}{g} > \frac{\sin(\varphi + \gamma)}{\cos(\alpha - \gamma + \varphi)}$$

下行的条件为:

$$\frac{\omega^2 r}{g} > \frac{\sin(\varphi - \gamma)}{\cos(\alpha - \gamma - \varphi)}$$

保证物料在筛面上只滑动不跳动的条件为:

$$\frac{\omega^2 r}{g} \leq \frac{\cos \gamma}{\sin(\alpha - \gamma)}$$

保证较高的筛选效率,使物料获得较大振动惯性力的条件为:

$$\frac{\cos \gamma}{\sin(\alpha - \gamma)} - \frac{\omega^2 r}{g} - 0.1 \leq 0$$

物料沿筛面的上行位移大于下行位移的条件为:

$$|s_{down}| - |s_{up}| < 0$$

取摩擦角 φ 为 30° (中等轻质土); γ 为 2° 。

4.2.4 参数优化设计结果及分析 根据所确定的设计变量、目标函数和约束条件,对 4UD-600 型马铃薯挖掘机振动机构进行参数优化,其目标函数迭代过程如图 5 所示,其中纵轴表示筛上物料平均移动速度的绝对值;优化结果见表 3。

从表 3 可以看出,该机构在收获马铃薯时,对其筛分性能影响较大的参数,即曲柄 $L_{OA} = 5.5\text{ mm}$,摆臂 $L_{BD} = 570\text{ mm}$,主筛摆连杆 $L_{EF} = 110\text{ mm}$,连杆 $L_{JK} = 160\text{ mm}$,曲柄转速 $n_{OA} = 4\ 666^\circ\text{ s}^{-1}$ 为最佳值;筛上物料平均移动速度从 $0.089\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 提高到 $0.122\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$,即 v_p 提高了约 38%,因此通过此次优化设计,整机生产率理论上可比原设计方案提高约 38%,并且根据此次优化后的参数改进挖掘机,田间试验表明其生产率确有显著提高,在实际上验证了理论的正确性。

5 结 论

- 1) 利用 ADAMS 软件建立了 4UD-600 型马铃薯挖掘机振动机构的参数化模型。
- 2) 通过分析筛上物料的相对运动情况,得出了物料颗粒相对筛面的运动状态判别式,及在筛面上的平均移动速度。
- 3) 合理确定了设计变量、目标函数及约束条件,在此基础上利用 ADAMS 优化工具对机构进行了参数优化,得到了其最优工作参数值组合。优化后挖掘机生产率提高约 38%,并通过实际验证。

参 考 文 献:

[1] 牛海华. 强适应性小型振动式马铃薯挖掘机的设计[D]. 兰州: 甘肃农业大学, 2011.

[2] 李 杰, 闫楚良, 杨方飞. 联合收割机振动筛的动态仿真与参数优化[J]. 吉林大学学报(工学版), 2006, 36(5): 701-704.

[3] 李 军. 谷子脱粒装置的设计与研究[D]. 山西太谷: 山西农业大学, 2005.

[4] 赵满全, 赵士杰, 余大庆, 等. 组合分离式马铃薯挖掘机设计与研究[J]. 农机化研究, 2007, (4): 69-72.

[5] 王志华, 陈翠英. 基于 ADAMS 的联合收割机振动筛虚拟设计[J]. 农业机械学报, 2003, 34(4): 53-56.

[6] 吴鸿欣. 联合收割机振动筛的虚拟设计研究[D]. 北京: 中国农业机械化科学研究院, 2005.

[7] 李增刚. ADAMS 入门详解与实例[M]. 北京: 国防工业出版社, 2006.

[8] 阮竞兰, 阮少兰, 武 毅. 振动筛参数对工作效率影响的分析研究[J]. 粮食与饲料工业, 2000, (1): 15-18.

[9] 杨 莉. 马铃薯挖掘机摆动分离筛的仿真与参数优化[D]. 呼和浩特: 内蒙古农业大学, 2009.

[10] 李 志, 周 龙, 王 东. 基于蚁群算法的往复振动筛运动参数优化设计[J]. 农业机械学报, 2004, 35(3): 76-79, 82.

[11] 镇江农业机械学院. 农业机械学(下册)[M]. 北京: 中国农业机械出版社, 1981.

[12] 王志伟, 孟玲琴, 刘 丹, 等. 振动筛选机的优化设计[J]. 农业机械学报, 2006, 37(5): 67-71.

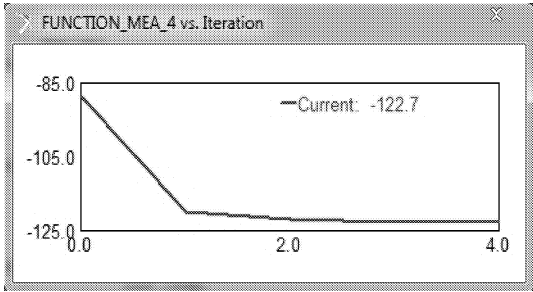


图 5 目标函数迭代过程

Fig.5 Iterative process of the objective function

表 3 振动机构参数优化结果

Table 3 Optimization results of the vibrating structure

设计参数 Design parameters	传统设计参数值 Traditional design parameters	优化设计参数值 Optimizational design parameters
L_{OA}/mm	5	5.5
L_{EF}/mm	110	110
L_{BD}/mm	579	570
L_{JK}/mm	160	160
$n_{OA}/(^{\circ}\cdot\text{s}^{-1})$	5184	4666
$v_p/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	0.089	0.122