

螺杆挤压式生物质成型机优化设计与试验^{*}

刘圣勇¹ 杨国峰¹ 杨群发¹ 王森² 华磊¹ 王晓东³

(1. 河南农业大学机电工程学院, 郑州 450002; 2. 开封中环环保工程有限公司, 开封 475002;

3. 河南省新密市刘寨镇人民政府, 郑州 452370)

【摘要】 在对螺杆挤压式生物质成型机成型物料的受力及运动进行分析的基础上,将整体螺杆分拆为螺杆头和螺杆主体,将成型套筒拆分为成型活套和保型套筒,对成型机螺杆头部的的设计参数螺旋体叶片直径 D 、叶片螺距 S 、螺旋轴直径 d 和套筒数据进行优化设计。试验表明,通过更换螺杆头和成型活套能够降低磨损,螺杆头和螺杆主体的使用寿命可达到90 h和1 000 h,提高了生物质成型燃料的生产量,生产效率与原成型机相比提高了66.12 kg/h,从而促进生物质成型机的推广应用。

关键词: 生物质 成型机械 优化设计 试验

中图分类号: S216.2; S226.9 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2010)07-0096-05

Optimal Design and Experiment of Screw Briquetting Biomass Fuel Machine

Liu Shengyong¹ Yang Guofeng¹ Yang Qunfa¹ Wang Sen² Hua Lei¹ Wang Xiaodong³

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Henan Agricultural University, Zhengzhou 450002, China

2. Kaifeng China National Environmental Protection Ltd., Kaifeng 475002, China

3. The People's Government of Liuzhai Town Xinmi City, Zhengzhou 452370, China)

Abstract

Based on the analysis on the force and movement of biomass materials extruded by screw molding machine, disassembling the whole screw into the screw head and the main screw body, the molding sleeve into forming looper and Paul-type sleeve, and optimal design of the parameter of screw head which contains spiral leaves diameter D , blade pitch S , screw shaft diameter d , and the sleeve data was carried out. The tests showed that changing the screw head and forming looper was able to reduce the wear, the service life of the screw head and the main screw body was up to 90 h and 1 000 h respectively, biomass briquette production was increased, production efficiency compared with the original machine increased 66.12 kg/h. The optimal design promoted the applications of biomass briquetting machine.

Key words Biomass, Forming machinery, Optimization design, Experiment

引言

国内很多高校和企业围绕生物质致密成型技术展开了研究,其中螺杆挤压式生物质致密成型机由于应用广泛而成为主要的研究方向。螺杆挤压式成型机造价低,市场占有率高,但是,最大的不足是螺杆头部和成型套筒受力集中而容易磨损。根据国内

外文献检索,关于解决螺杆头部和成型套筒易磨损的问题还未见报道。本文对螺杆头部和套筒进行优化设计与试验,将整体螺杆分拆为螺杆头和螺杆主体两部分,将成型套筒拆分为成型活套和保型套筒两部分,通过更换螺杆头和成型活套来达到降低磨损、提高螺杆和套筒使用寿命的目的,进一步降低其生产成本,提高生物质成型燃料的生产量。

收稿日期: 2009-09-01 修回日期: 2009-10-22

^{*} 河南省基础与前沿技术研究计划项目(082300433205)和中国科学院知识创新工程重大项目专题(KSCX1-YW-09-05)

作者简介: 刘圣勇,教授,博士生导师,主要从事可再生能源技术研究,E-mail: liushy@vip.sina.com

1 螺杆挤压式成型机工作原理

生物质成型机是指把能源密度低的作物秸秆、农林废弃物压缩制成能源密度高、质地坚硬的棒状或颗粒状燃料,以便于储存和运输。成型燃料具有热值高、着火容易、含灰分低、热效率高、燃烧时清洁卫生等特点,广泛应用于工业、生活锅炉及民用燃料^[1]。螺杆挤压式生物质成型机的工作过程和工作原理^[2]是首先从喂料口将粉碎的物料喂入压缩室,当物料填满压缩室后,通过螺杆的旋转和挤压,在螺杆的推动下,使物料体积减少,实现成型压缩,成型燃料压缩后外径为 61 mm,中孔直径为 15 mm。螺杆挤压式成型机效果图如图 1 所示。

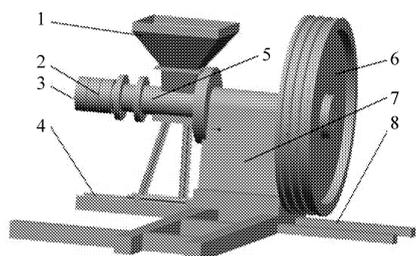


图 1 成型机设计整体外形图

Fig. 1 Drawings of the biomass briquetting machine

1. 进料口 2. 套筒 3. 出料口 4. 机架 5. 螺杆 6. 转动轮
7. 机身 8. 机架

2 成型生物质颗粒受力分析及优化设计方案

物料颗粒在输送过程中,物料的运动由于受旋转螺旋的影响,并非沿轴线作纯直线运动,而是在复合运动中沿螺旋轴作空间运动。当螺旋面的升角 α 在展开状态时,螺旋线可用一条斜直线表示,则旋转螺旋面作用于半径为 r (离螺旋轴线的距离) 处的物料颗粒 A 上的力为 P_a ,由于磨擦的原因, P_a 的方向与螺旋线的法线方向偏离了 φ 角,此力可分解为切向分力 P_b 和法向分力 P_c ,如图 2 所示。物料颗粒在合力的作用下,有圆周速度 v_b 和轴向速度 v_c ,其合成速度为 v_a ,图 3 表示了其速度的分解;转速一定,螺距 S 在某一范围内物料可以得到较好的轴向输送速度,螺距过大或者过小,都会影响物料的轴向速度。螺旋输送面上任一直径上物料的轴向运动速度是相等的。则可以得出,单位长度单位面积输送面的轴向负荷仅与单位长度单位面积上物料量成正比^[3]。

通过上述分析,在成型燃料生产过程中螺杆头部和成型套筒的收缩区是受力集中区,如图 4 所示,白色显示了受力强度情况^[4]。因此,往往是螺杆头部已经完全磨损,而螺杆后部(2 倍“导程”之后的部分)仍然完好如初,本文通过将整体螺杆分拆为螺

杆头和螺杆主体两部分,将成型套筒拆分为成型活套和保型套筒两部分,来提高两部分主体寿命。由于螺杆主体的应力不集中,使两者的寿命都显著增长。从而通过更换螺杆头和成型活套来达到降低生产磨损的目的,从而降低生物质成型燃料的生产成本。

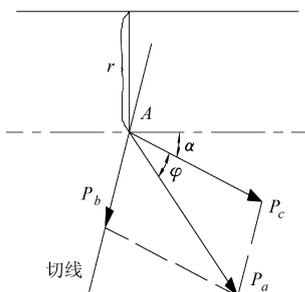


图 2 物料颗粒受力分析图

Fig. 2 Material particle force analysis

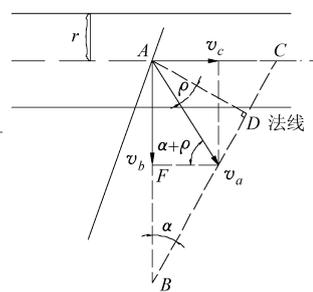


图 3 物料颗粒速度分解图

Fig. 3 Material particle velocity analysis

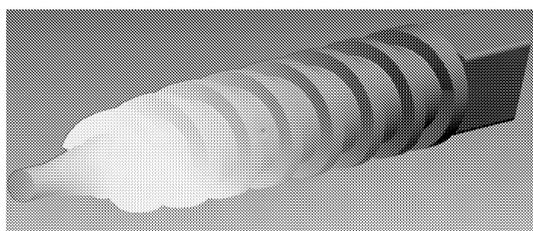


图 4 螺杆受力示意图

Fig. 4 Sketch of the force on the screw

3 主要部件的设计及计算

3.1 螺旋体的优化设计

螺旋体的主要尺寸有:螺旋直径 D 、螺旋轴直径 d 、螺距 S 、长度 L 、叶片厚度 t (图 5)。参照原成型机螺旋体的结构参数: $L = 450 \text{ mm}$, $t = 6 \text{ mm}$, $D = 61 \text{ mm}$, $d = 30 \text{ mm}$, $S = 25 \text{ mm}$,若在保证螺旋体有足够的强度、刚度,同时还要保证有足够的输送量和消耗较小的动力,则螺旋体叶片直径 D 、叶片螺距 S 、螺旋轴直径 d 、长度 L 、叶片厚度 t 存在一个最佳组合问题。在此优化设计中,取 $L = 450 \text{ mm}$, $t = 6 \text{ mm}$,以 D 、 d 、 S 为本机需要确定的优化设计变量,即 $X = [x_1, x_2, x_3]^T$ 。

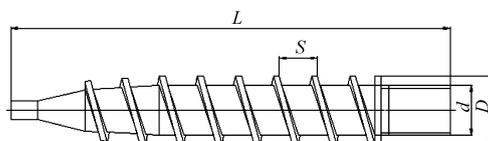


图 5 螺旋体结构简图

Fig. 5 Screw leptospira configuration sketch

由于螺杆挤压式生物质成型机工作时,有时需要经常移动,故以螺旋体的质量为目标函数^[5]

$$G = (V_1 + V_2)\rho$$

式中 V_1 ——螺旋轴体积, m^3

V_2 ——螺旋面体积, m^3

ρ ——螺旋体材料的密度, kg/m^3

$$\text{则 } G = \left[\frac{1}{4}\pi d^2 L + 0.25(D-d) \left(\sqrt{\pi^2 D^2 + S^2} + \sqrt{\pi^2 d^2 + S^2} \right) tL/S \right] \rho$$

由此确定目标函数为

$$\min f(\mathbf{X}) = 0.25\rho L \left[\pi x_2^2 + (x_1 - x_2) \left(\sqrt{\pi^2 x_1^2 + x_3^2} + \sqrt{\pi^2 x_2^2 + x_3^2} \right) t/x_3 \right]$$

(1) 刚度限制条件

即限制挠度 f_{\max} 不超过许用值 $[f]$ 。螺旋体力学模型如图 6 所示。

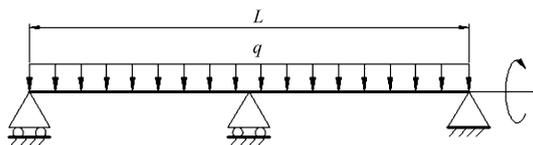


图 6 螺旋体力学模型图

Fig. 6 Screw leptostrica mechanics model

最大挠度为

$$f_{\max} = \alpha \frac{qL^4}{16EI}$$

$$\text{其中 } I = \frac{\pi d^4}{64} \quad q = \frac{9.8G}{L}$$

式中 α ——计算系数, $\alpha = 0.0052$

E ——螺旋体弹性模量, N/m^2

I ——螺旋轴的惯性矩, m^4

q ——均布载荷, N/m

整理得

$$f_{\max} = 0.05096 \left[\pi d^2 + (D-d) \left(\sqrt{\pi^2 D^2 + S^2} + \sqrt{\pi^2 d^2 + S^2} \right) t/S \right] \frac{\rho L^4}{\pi d^4 E}$$

由相关的设计手册, 可以查到许用挠度值 $[f]$ ^[6]。故约束条件为

$$g_1(x) = [f] - 0.05096 \left[\pi x_2^2 + (x_1 - x_2) \left(\sqrt{\pi^2 x_1^2 + x_3^2} + \sqrt{\pi^2 x_2^2 + x_3^2} \right) t/x_3 \right] \frac{\rho L^4}{\pi d^4 E} \geq 0 \quad (1)$$

(2) 功率限制条件

限定螺杆挤压式生物质成型机的电动机功率在 9 kW 以下。螺杆挤压式生物质成型机在带载启动条件下的功率计算式为

$$N = \frac{Q}{360} K \mu' \lambda \left[8L_1(\mu' + \lambda) + \frac{15H'l}{r'} \right]$$

式中 Q ——产量, 本设计中确定 $Q = 0.20 \text{ t/h}$

K ——电动机的安全系数, $K = 1.2$

μ' ——物料与料槽的摩擦因数, 取 $\mu' = 0.35$

λ ——螺距与直径之比, $\lambda = S/D$

L_1 ——物料输送的工作长度, 取 $L_1 = 0.6 \text{ m}$

H' ——进料口物料堆积压力的等效计算高度, 取 $H' = 0.3 \text{ m}$

r' ——送料筒横截面半径, 取 $r = D/2 + 0.01$

l ——进料口长度, 取 $l = 0.3 \text{ m}$

将上述参数代入并整理得

$$N = 2.068 \frac{S}{D} + 5.74 \frac{S^2}{D^2} + \frac{0.53S}{(D+0.02)D} + 2.327$$

可得约束条件为

$$g_2(x) = 9 - 2.068 \frac{x_3}{x_1} +$$

$$5.74 \frac{x_3^2}{x_1^2} + \frac{0.53x_3}{(x_1+0.02)x_1} + 2.327 \geq 0 \quad (2)$$

(3) 转速约束条件

螺杆挤压式生物质成型机的转速与输送量密切相关。转速与输送量的关系为

$$Q = 47\psi\beta_0 S \rho' n D^2$$

式中 ψ ——物料充填系数, $\psi = 0.5$

β_0 ——倾斜影响系数, $\beta_0 = 0.6$

ρ' ——物料的堆积密度, $\rho' = 0.75$

$$\text{整理得 } n = \frac{9.456}{SD^2}$$

为了降低物料的破碎率和成型机震动, 取 $n < 360 \text{ r/min}$ 。可以得到约束条件为

$$g_3(x) = 360 - \frac{9.456}{x_3 x_1^2} \geq 0 \quad (3)$$

(4) 抗扭强度限制条件

根据螺旋轴受力条件, 螺旋轴所受的最大剪应力

$$\tau_{\max} = \frac{T}{W_n} = \frac{9549N}{nW_n}$$

其中

$$W_n = \frac{\pi d^3}{16}$$

将 N 、 n 、 W_n 的计算式代入上式, 整理可得

$$\tau_{\max} = 10^4 DSd \cdot \frac{1.06S + 2.95S^2/D + 0.27S/(D+0.02) + 1.12D}{d^4}$$

按照强度条件, $\tau_{\max} \leq [\tau]$, 此处, 取 $[\tau] = 8 \times 10^7$ ^[7]。

故约束条件为

$$g_4(x) = 8 \times 10^7 - 10^4 x_1 x_2 x_3 \cdot \frac{1.06x_3 + 2.95x_3^2/x_1 + 0.27x_3/(x_1+0.02) + 1.12x_1}{x_2^4} \geq 0 \quad (4)$$

(5) 边界约束条件

为保证正常运送物料, 螺旋直径 D 和螺距 S 应

满足 $D - d \geq 0.1$; $0.7D \leq S \leq D$; 另外螺旋直径 D 和螺旋轴直径 d 不应过大, 限定条件为: $D \leq 0.35$; $d \leq 0.13$ 。转换为优化问题的约束条件为

$$g_5(x) = x_1 - x_2 - 0.1 \geq 0 \quad (5)$$

$$g_6(x) = x_3 - 0.7x_1 \geq 0 \quad (6)$$

$$g_7(x) = x_1 - x_3 \geq 0 \quad (7)$$

$$g_8(x) = 0.35 - x_1 \geq 0 \quad (8)$$

$$g_9(x) = 0.13 - x_2 \geq 0 \quad (9)$$

3.2 螺旋体优化设计的数学模型及计算

由约束条件建立的数学模型是一个3维9个约束的小型优化问题, 本设计采用约束随机方向法计算^[8-10], 用本程序在可行域内取初始点 $X_0 = [x_1, x_2, x_3]^T = [0.067, 0.035, 0.03]^T$, 搜索初始步长: $\alpha_0 = 0.01$, 随机方向数 $m = 500$, 迭代精度 $Z = 0.00001$, 经过计算, 计算机输出最优解为

$$f_{\min} = 4.892 \text{ kg}$$

$$X = [0.05845, 0.03164, 0.01613]^T$$

将最优点进行圆整处理后得: $X = [0.059, 0.032, 0.016]^T$ 。计算出其质量 $G = 4.966 \text{ kg}$ 、转速 $r = 355 \text{ r/min}$ 、功率 $N = 9.06 \text{ kW}$ 、最大挠度 $f_{\max} = 0.065 \text{ cm}$, 而原始可行方向的目标函数值为 5.25 kg 。通过对改进后的试验机型和原有机型进行对比试验, 在同样产量条件下, 质量可减少 0.284 kg , 说明本程序对螺旋体的设计是有效的, 对提高使用寿命和降低成本, 提高产品质量具有实用价值。

3.3 套筒数据的计算

成型套锥角与锥长的大小直接影响每次喂入秸秆前后的体积之比、成型压强及成型棒的密度。秸秆种类不同, 所需的成型压强、成型套锥角和锥长也不相同。当成型套锥角一定时, 增加成型套的锥长, 或成型套锥长一定, 增加成型套的锥角, 成型后所得成型棒的密度都较大, 所需的成型压强也较高, 消耗能量也越多。

生产指标中成型棒外径为 61 mm , 中孔直径为 15 mm , 考虑到成型误差, 保型筒内径设计为 63.5 mm ; 螺杆头部的锥度为 14° , 螺杆头部和锥形套筒的间隙为 $\delta_1 = 1.5 \text{ mm}$, 可计算锥形套筒锥度约为 4.5° 。螺杆挤压物料的部分呈圆柱型, 为防止转动过程中物料被反送, 螺纹和套筒的间隙不宜过大, 一般 $\delta_2 = 1 \text{ mm}$, 则物料输送部分套筒内径为 67 mm 。成型套筒分成了两个可以拆卸的部分, 即锥形套筒和保形套筒部分, 有上述数据可知, 锥型套筒(活套)内部大径为 63.5 mm , 小径为 58 mm , 锥形套筒长度为 70 mm 。

当螺杆转动时, 被挤压的秸秆原料进入保型筒内, 需保型一段时间以便成型, 然后被再次进入保型

筒前部的秸秆依次推出成为棒状。保型时间或保型筒长度越长, 保证成型所需的最低成型压强越小, 能耗也较小。保型时间与保型筒长度和生产率有关, 当保型时间一定时, 生产率越高, 保型筒长度应适当加长。根据设计的保型时间和挤出速度, 可计算出该保型套筒的长度为 100 mm 。

4 试验仪器及试验方法

试验仪器包括: 15 kW 螺杆挤压式生物质成型机; 新型(11 kW) 螺杆挤压式生物质成型机; ACS-30 型计价电子秤(量程 $0 \sim 30 \text{ kg}$, 精确度 $\pm 5 \text{ g}$); 1000 mL 量筒; 380 V 、 25 A 三相电度表; VIB-4 型振动噪声测量仪; 普通电子秒表(24 h 误差不超过 1 s)。使用两种螺杆挤压式生物质成型机分别生产生物质成型燃料 A 和 B, 计时 30 min , 并用电度表计量生产能耗 E_A 、 E_B ; 用 ACS-30 型计价电子秤分别称量 A、B 的质量 m'_A 、 m'_B 以及单根成型棒质量 m_a 、 m_b ; 计算生产率 $m_A = m'_A/0.5$ 、 $m_B = m'_B/0.5$; 用量筒测量 a 的体积 V_a 和 b 的体积 V_b ; 计算 a、b 的密度 ρ_a 、 ρ_b ; 测量两种成型机生产时的振动噪声, 取最大噪声为 N_A 、 N_B 。重复试验 3 次, 求取 $\overline{E_A}$ 、 $\overline{E_B}$ 、 $m_{A,\max}$ 、 $m_{B,\max}$ 、 $\overline{\rho_a}$ 、 $\overline{\rho_b}$ 、 $N_{A,\max}$ 、 $N_{B,\max}$ 。

5 试验结果及分析

试验结果如表 1 所示, 在螺杆材质等不变条件下, 原成型机螺杆的维修周期为 80 h , 而且螺杆磨损后就报废; 采用分体设计后, 螺杆磨损后只需更换螺杆头, 螺杆头的维修周期为 90 h , 而螺杆主体的维修周期可长达 1000 h , 如果更换耐磨度更高的合金螺头, 其螺杆头维修周期将会更长。新型成型机的生产率为 201.22 kg/h 与原有机型相比有明显提高, 成型能耗从 $13.34 \text{ kW}\cdot\text{h}$ 下降到 $10.37 \text{ kW}\cdot\text{h}$, 试验过程中工作噪声明显低于原有机型, 装机功率都有所下降; 虽然生物质成型密度相比原有机型有所下降, 从 1.123 kg/dm^3 左右下降到 1.014 kg/dm^3 左右, 但仍能达到生物质成型燃料保型的要求。综合分析, 新型螺杆挤压式生物质成型机能够提高螺杆的使用寿命, 其生产效率远远高于原有成型机的生产效率, 提高幅度达到 35.9% , 各项技术指标能够达到设计要求。

6 结束语

通过对成型生物质颗粒的受力及运动分析, 对成型机主要零件的设计参数进行优化, 得出了螺杆质量最小和长度 $L = 450 \text{ mm}$ 、叶片厚度 $t = 6 \text{ mm}$ 的目标条件下的螺旋体叶片直径 D 、螺旋轴直径 d 、叶

表1 两种成型机主要技术指标比较

Tab. 1 Comparison of the main indexes of two briquetting machines

| 指标 | 15 kW 螺杆挤压式生物质成型机 | | | | 新型螺杆挤压式生物质成型机 | | | |
|------------------------|-------------------|--------|--------|--------|---------------|--------|--------|-----------|
| | I | II | III | 综合 | I | II | III | 综合 |
| 生产率/kg·h ⁻¹ | 133.55 | 135.45 | 136.30 | 135.10 | 205.25 | 201.65 | 196.75 | 201.22 |
| 装机功率/kW | 19.50 | 19.50 | 19.50 | 19.50 | 15.50 | 15.50 | 15.50 | 15.50 |
| 成型能耗/kW·h | 13.25 | 13.36 | 13.40 | 13.34 | 10.35 | 10.21 | 10.56 | 10.37 |
| 加热功耗/kW·h | 4.00 | 4.00 | 4.00 | 4.00 | 4.50 | 4.50 | 4.50 | 4.50 |
| 比装机功率/kW·kg | 0.13 | 0.13 | 0.13 | 0.13 | 0.07 | 0.07 | 0.08 | 0.07 |
| 密度/kg·dm ⁻³ | 1.125 | 1.119 | 1.124 | 1.123 | 0.976 | 1.045 | 1.021 | 1.014 |
| 噪声/dB | 75 | 69 | 72 | 75 | 69 | 68 | 66 | 69 |
| 维修周期/h | | | | 80 | | | | 90/1 000* |

* 分别表示活头和螺杆的维修周期。

片螺距 S 的最佳配合值 $X = [0.059, 0.032, 0.016]^T$; 保型筒内径为 63.5 mm, 锥型套筒(活套)的内大径为 63.5 mm, 小径为 58 mm。并计算出其质量 $G = 4.966$ kg、转速 $n = 355$ r/min、功率 $N = 9.06$ kW、最大挠度 $f_{\max} = 0.065$ cm。在同样产量条件下,原可行方向目标函数值为 5.25 kg,质量减少 0.284 kg。通过试验分析,采用分体设计后,螺头的

维修周期提高了 10 h,螺杆主体的维修周期为 1 000 h,成型机的生产效率从 135.10 kg/h 提高到 201.22 kg/h,耗电量从 13.34 kW·h 下降到 10.37 kW·h;比装机功率和噪声都有显著降低。因此该优化设计可行,能够达到降低螺杆磨损,延长使用寿命,提高生产效率,降低生产成本,提高生物质成型燃料的生产量,从而达到促进生物质成型机推广应用的目的。

参 考 文 献

- 付融冰,张慧明. 中国能源现状[J]. 能源环境保护,2005,19(2):8~13.
Fu Rongbing, Zhang Huiming. Status on energy sources in China[J]. Energy Environmental Protection, 2005,19(2):8~13. (in Chinese)
- Woodcock C R, Mason J S. Bulk solids handling: an introduction to the practice and technology[M]. London: Blackie Academic & Professional, 1987: 335~357.
- 袁全红,蒋恩臣. 基于 Pro/E mechanical 的生物质成型机螺杆的有限元分析[J]. 林业机械与木工设备,2008,36(11):15~17.
Yuan Quanhong, Jiang Enchen. Finite element analysis on biomass briquetting screw based on Pro/E mechanical[J]. Forestry Machinery & Wood Working Equipment,2008,36(11):15~17. (in Chinese)
- 杨波,张洪良,赵伟利,等. HPB-III型生物质成型机试点运行状况分析及优化设计[J]. 安徽农业科学,2008,36(3):1 269~1 270.
Yang Bo, Zhang Hongliang, Zhao Weili, et al. Analysis of experiment-site movement situation and optimized-design of HPB-III biomass briquetting machine[J]. Journal of Anhui Agri. Sci., 2008,36(3):1 269~1 270. (in Chinese)
- 成大先. 机械设计手册[M]. 北京:化学工业出版社,2004.
- 汪恺. 机械设计标准应用手册:3卷[M]. 北京:机械工业出版社,1996.
- ISO7119-1981. Continuous mechanical handling equipment for loose bulk materials-screw conveyors-designing rules for drive power[S].
- 周承高. 优化方法及其程序设计[M]. 北京:中国铁道出版社,1989.
- 余俊,周济. 优化方法程序库[M]. 北京:机械工业出版社,1989.
- 王国彪. 机械优化设计方法微机程序与应用[M]. 北京:机械工业出版社,1994.