

文章编号: 1003-7837(2003)02-0140-07

双柱塞砂浆泵补偿机构的运动分析和仿真

黄建雄¹, 夏建芳¹, 徐连友²

(1. 中南大学机电工程学院, 湖南长沙 410001;
2. 广东国华粤电台山发电有限公司, 广东台山 529228)

摘要: 介绍了双柱塞砂浆泵的工作原理, 通过对采用摆动滚子从动件的凸轮机构的双柱塞砂浆泵的工作凸轮机构和补偿凸轮机构进行运动学分析, 建立了砂浆泵运动机构的仿真模型. 用 Matlab 软件进行了仿真分析, 进一步验证了运动学分析模型的正确性.

关键词: 砂浆泵; 运动分析; Matlab 环境
中图分类号: TU646 **文献标识码:** A

砂浆泵^[1]工作时要求匀速出浆, 没有脉冲. 出浆不均匀或间隔脉动都会造成管路堵塞, 损坏零部件, 同时产生振动和噪声. 双柱塞砂浆泵与单柱塞砂浆泵的不同之处是, 在工作凸轮轴上同轴装有使补偿柱塞运动的补偿凸轮保证出浆口在任意瞬时连续排浆且砂浆流量恒定. 摆动滚子从动件的凸轮机构的双柱塞砂浆泵比移动滚子从动件的凸轮机构的双柱塞砂浆泵具有更大的优势. 目前, 国际上先进的双柱塞砂浆泵都采用带摆动滚子从动件的凸轮机构.

1 双柱塞砂浆泵的工作原理

双柱塞砂浆泵的机构如图 1 所示. 图 1 中, A—偏心圆凸轮圆心; B—滚子圆心; D—摆杆转动中心; O—偏心圆凸轮的回转中心; C—摆杆推动活塞的接触点. 工作机构(又称工作缸)由一摆动从动件凸轮与一移动从动件凸轮串联而成. 盘形偏心圆廓凸轮的运动由离合器、减速箱输入至凸轮轴. 上一级机构的摆动滚子从动件同时又是下一级凸轮机构的主动件. 在工作行程, 旋转凸轮经摆杆推动平底直动从动件即

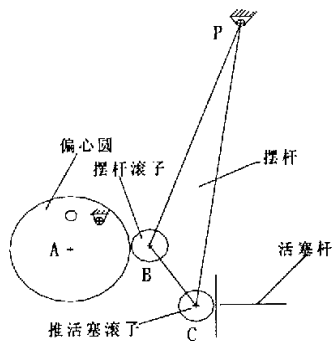


图 1 工作缸凸轮机构简图

Fig. 1 Sketch of the cam mechanism of work vat

工作缸柱塞向右运动; 回程时, 由复位弹簧使从动件依次压紧摇杆和主动凸轮轮廓, 从而实现运动副接触的力锁合. 补偿机构(又称补偿缸)凸轮与工作缸凸轮为同轴凸轮. 补偿机构与工作

收稿日期: 2003-06-17

作者简介: 黄建雄 (1971-), 男, 福建莆田人, 硕士.

机构的结构大致相同,但回程时的锁合力是由砂浆压力推动补偿缸柱塞所产生的,故不需设置复位弹簧,而凸轮轮廓线则需经理论分析求出。

双柱塞砂浆泵的工作原理:工作凸轮采用偏心圆凸轮,在凸轮的工作行程中,工作缸柱塞向右运动,工作缸排出的砂浆一部分由出浆口排出,另一部分被压入补偿缸;回程时,柱塞向左运动,砂浆被吸入工作缸,这时由补偿缸排浆,保证了出浆口连续排浆。因工作凸轮为圆廓,柱塞运动不是匀速的,所以在工作缸行程的某些瞬时仍需补偿缸排浆,以保证出口砂浆排量的恒定。

当工作凸轮轴上工作缸的工作凸轮和补偿缸的补偿凸轮同步转动一周(2π)时,工作缸和补偿缸的交替工作关系列于表 1。

表 1 工作缸和补偿缸的交替工作关系
Table 1 Work relation between work vat and compensative vat

工作缸		补偿缸		
前半周($0\sim\pi$)	后半周($\pi\sim2\pi$)	前半周($0\sim\pi$)	后半周($\pi\sim2\pi$)	
压浆	吸浆	压浆	吸浆	压浆

2 运动学模型的建立

2.1 摆动从动件凸轮机构的简化和替代

摆动滚子从动件凸轮机构可用一曲柄摇杆机构来代替,分别用以两圆心处为铰中心、两圆心连线长为构件长度的一连杆代替这一对圆廓的接触,即高副低代^[2]。替代机构简图如图 2 所示。对于这类平面机构的运动分析^[3]的方法有很多种,大体上可归纳为两类:解析法和图解法。随着计算机的发展和普及,用解析法进行机构的运动分析具有精度高、速度快、调整方便等优点。而平面机构分析的解析法又有很多种,现采用基本杆组分析法。

双柱塞砂浆泵机构的运动分析按以下步骤进行:(1)工作凸轮机构运动分析;(2)工作缸柱塞运动分析;(3)补偿缸柱塞运动分析;(4)补偿凸轮机构运动分析。

2.2 工作凸轮机构的运动分析

在图 2 中用 r 表示对应向量;用 θ 表示对应向量的方向角;用 ω 表示对应向量的角速度;用 ε 表示对应的向量的角加速度。如图 2 所示, O 点为回转中心, θ_1 为曲柄 OA 的转角, ω_1 为曲柄 OA 的角速度, r_1 为 OA 矢径。则 A 点的位移 S 如下:

$$\begin{cases} S_{ax} = r_1 \cos \theta_1 \\ S_{ay} = r_1 \sin \theta_1 \end{cases} \quad (1)$$

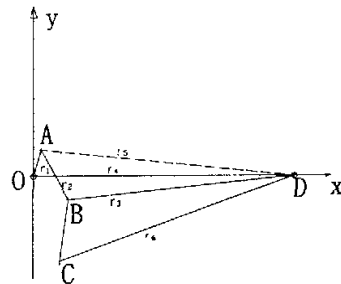


图 2 摆动滚子从动件凸轮机构简图

Fig. 2 Sketch of the cam mechanism with swing rolls

式(1)对时间求导,可得 A 点的速度 v 和加速度 a 为:

$$\begin{cases} v_{ax} = v_{ax} - \omega_1 r_1 \sin \theta_1 = -\omega_1 r_1 \sin \theta_1, \\ v_{ay} = v_{ay} + \omega_1 r_1 \cos \theta_1 = \omega_1 r_1 \cos \theta_1. \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} a_{ax} = -\varepsilon_1 r_1 \sin \theta_1 - \omega_1^2 r_1 \cos \theta_1, \\ a_{ay} = \varepsilon_1 r_1 \cos \theta_1 - \omega_1^2 r_1 \sin \theta_1. \end{cases} \quad (3)$$

通过式(1)~(3),当曲柄转到任意角时,可求得 A 点的位移 S 、速度 v 和加速度 a 。

作 AD 辅助向量,列出含有向量 AD 的向量回路方程式: $r_1 + r_5 = r_4$, 可求得: $r_5^2 = r_4^2 + r_1^2 -$

$$2r_4 r_1 \cos \theta_1, r_5 \text{ 的方向角为: } \operatorname{tg} \theta_5 = \frac{r_4 y - r_1 y}{r_4 x - r_1 x} = -\frac{r_1 \sin \theta_1}{r_4 - r_1 \cos \theta_1}.$$

(1)由向量回路方程式: $r_2 = r_5 + r_3$, 得 $\cos \alpha = \frac{r_2^2 + r_5^2 - r_3^2}{2r_2 r_5}$, 式中 α 为向量 r_3 的方向角。

$$\text{故有 } \theta_2 = \theta_5 - \alpha, \quad (4)$$

图 2 所示机构 θ_2 取正值。

(2)由向量回路方程式: $r_3 = r_5 + r_2$, 得 $\cos \beta = \frac{r_3^2 + r_5^2 - r_2^2}{2r_3 r_5}$, 式中 β 为向量 r_3 的方向角。

$$\text{故有 } \theta_3 = \theta_5 + \beta - \pi. \quad (5)$$

摇杆即推动工作缸柱塞移动的摆杆, B 点为凸轮副滚子中心, 在求得 A 点的位移、速度和加速度, 且摆杆的 D 点固定的条件下, 可求得 B 点的位移 S :

$$\begin{cases} S_{bx} = S_{ax} + r_2 \cos \theta_2 = r_4 - r_3 \cos \theta_3, \\ S_{by} = S_{ay} + r_2 \sin \theta_2 = -r_3 \sin \theta_3. \end{cases} \quad (6)$$

显然求解出 θ_2 和 θ_3 后, 再由 $r_1 + r_2 + r_3 = r_4$, 可得:

$$\begin{cases} r_2 \cos \theta_2 = r_4 \cos \theta_4 - r_1 \cos \theta_1 - r_3 \cos \theta_3 = r_4 - r_1 \cos \theta_1 - r_3 \cos \theta_3, \\ r_2 \sin \theta_2 = r_4 \sin \theta_4 - r_1 \sin \theta_1 - r_3 \sin \theta_3 = -r_1 \sin \theta_1 - r_3 \sin \theta_3. \end{cases} \quad (7)$$

将式(7)对时间 t 求导, 整理后可得:

$$\begin{cases} \omega_2 = \frac{r_1 \omega_1 \sin(\theta_3 - \theta_1)}{r_2 \sin(\theta_2 - \theta_3)}, \\ \omega_3 = \frac{r_1 \omega_1 \sin(\theta_2 - \theta_1)}{r_3 \sin(\theta_3 - \theta_2)}. \end{cases} \quad (8)$$

将式(8)对时间 t 求导, 整理后可得:

$$\begin{cases} \varepsilon_2 = \frac{\varepsilon_1 \omega_2}{\omega_1} - \omega_2 (\omega_2 - \omega_3) \operatorname{ctg}(\theta_2 - \theta_3) + \frac{r_1 \omega_1 (\omega_3 - \omega_1) \cos(\theta_3 - \theta_1)}{r_2 \sin(\theta_2 - \theta_3)}, \\ \varepsilon_3 = \frac{\varepsilon_1 \omega_3}{\omega_1} - \omega_3 (\omega_3 - \omega_2) \operatorname{ctg}(\theta_3 - \theta_2) + \frac{r_1 \omega_1 (\omega_2 - \omega_1) \cos(\theta_2 - \theta_1)}{r_3 \sin(\theta_3 - \theta_2)}. \end{cases} \quad (9)$$

对式(6)求导, 可求出 B 点的速度 v 和加速度 a :

$$\begin{cases} v_{bx} = \omega_3 r_3 \sin \theta_3, \\ v_{by} = -\omega_3 r_3 \cos \theta_3. \end{cases} \quad (10)$$

$$\begin{cases} a_{bx} = \varepsilon_3 r_3 \sin \theta_3 + \omega_3^2 r_3 \cos \theta_3, \\ a_{by} = -\varepsilon_3 r_3 \cos \theta_3 + \omega_3^2 r_3 \sin \theta_3. \end{cases} \quad (11)$$

双柱塞砂浆泵的第二级机构为偏置圆廓平底直动从动件凸轮机构。因平底接触点的曲率中心为无穷远处。因此, 柱塞 E 位移 X_1 的运动分析就简单地转换成求出铰点 C 点运动的水平分量, 凸轮机构驱动轴心 O 与摆杆固定点 D 的连线 OD 与柱塞杆的运动方向相差 δ 角。

若从动摆杆机构的摆杆 BD 和 CD 相差 γ 角度, 则 CD 的摆角 θ_6 为:

$$\theta_6 = \theta_3 + \gamma \quad (12)$$

故

$$\begin{cases} S_{cx} = r_4 - r_6 \cos \theta_6, \\ S_{cy} = -r_6 \sin \theta_6. \end{cases} \quad (13)$$

由图2所示的几何关系:C点位移在水平方向的分量 X_1 就是柱塞运动的位移;

故

$$X_1 = r_4 \cos \delta - r_6 \cos(\theta_6 + \delta). \quad (14)$$

将式(12)求导,得 $\omega_6 = \omega_3$.

将式(13)对时间 t 求导并整理,可得出C点和柱塞E的速度 v 及加速度 a 为:

$$v_c = \omega_3 r_6 \sin(\theta_6 + \delta), \quad (15)$$

$$\begin{cases} v_{cx} = \omega_3 r_6 \sin \theta_6, \\ v_{cy} = -\omega_3 r_6 \cos \theta_6. \end{cases} \quad (16)$$

$$a_c = \varepsilon_3 r_6 \sin(\theta_6 + \delta) + \omega_3^2 r_6 \cos(\theta_6 + \delta), \quad (17)$$

$$\begin{cases} a_{cx} = \varepsilon_3 r_6 \sin \theta_6 + \omega_3^2 r_6 \cos \theta_6, \\ a_{cy} = -\varepsilon_3 r_6 \cos \theta_6 + \omega_3^2 r_6 \sin \theta_6. \end{cases} \quad (18)$$

由主动凸轮的运动参数转角 θ_1 和角速度 ω_1 , 可求得柱塞运动的位移 X_1 和速度 v_c .

2.3 补偿缸柱塞的运动分析

补偿机构的运动学模型与工作机构是相似的,运动方程式也相似,因此可用运动倒置方法获得凸轮1的轮廓曲线,即由补偿缸柱塞运动的位移、速度和加速度求得摆动滚子从动件的运动规律.对于凸轮轮廓线的设计,就是求得摆角 θ_3 随凸轮转角 θ_1 变化的关系 $\theta_3 = f(\theta_1)$.

流量等于速度乘横截面积.如果砂浆泵出口的砂浆流量连续且恒定,则可求得:

$$V_2 = \begin{cases} \frac{VA - V_1 A_1}{A_2} \text{ (工作缸排浆行程),} \\ \frac{VA}{A_2} \text{ (工作缸吸浆行程).} \end{cases} \quad (19)$$

式中 V_1, V_2 和 V 分别表示工作缸、补偿缸柱塞的运动速度和泵出口处砂浆的运动速度; A_1, A_2 和 A 分别表示工作缸、补偿缸和泵出口处砂浆的截面积; VA 是常量;通常砂浆泵常取 $A_1 = A_2 = A$.

工作缸吸浆行程与工作缸排浆行程的区间的确定: $v_c = 0$ 时,在 $[0, 2\pi]$ 中吸浆起始点 θ_A 和压浆起始点 θ_B 为:

$$\begin{cases} \theta_A = \arccos \frac{r_4^2 + (r_2 - r_1)^2 - r_3^2}{2r_4(r_2 - r_1)}, \\ \theta_B = \arccos \frac{r_4^2 + (r_2 + r_1)^2 - r_3^2}{2r_4(r_2 + r_1)}. \end{cases} \quad (20)$$

当曲柄逆时针转时,以 2π 为周期,工作缸排浆行程为 $[\pi - \theta_A, 2\pi - \theta_B]$,工作缸吸浆行程为 $[2\pi - \theta_B, 3\pi - \theta_A]$;当曲柄顺时针转时,工作缸吸浆行程为 $[\theta_B, \pi + \theta_A]$,工作缸排浆行程为 $[\pi + \theta_A, 2\pi + \theta_B]$.

从表1所列工作缸和补偿缸的交替工作关系可知:补偿缸在吸浆起始点和压浆起始点时,它的柱塞运动速度为0,此时工作缸的柱塞运动速度为出浆口砂浆的运动速度 V ,

即 $v_c = \omega_3 r_6 \sin(\theta_6 + \delta) = V$.

补偿缸在吸浆起始点为 θ_C 和压浆起始点时为 θ_D ,当曲柄逆时针转时,利用 v_c 中的 θ_6 和 θ_1 的关系(上面已推导出),可以解出在 $[\pi - \theta_A, 3\pi - \theta_A]$ 中的 θ_C 和 θ_D ,且 θ_C 小于 θ_D ,吸浆行程为

$[\theta_C, \theta_D]$, 补偿缸排浆行程为 $[\pi - \theta_A, \theta_C]$ 和 $[\theta_D, 3\pi - \theta_A]$.

当曲柄顺时针转时, 利用 v_c 中的 θ_6 和 θ_1 的关系(上面已推导出), 可以解出在 $[\theta_B, 2\pi + \theta_B]$ 中的 θ_C 和 θ_D , 且 θ_C 小于 θ_D ; 当 θ_C 小于 θ_B 时, 补偿缸排浆行程为 $[\theta_B, \theta_C]$ 和 $[\theta_D, 2\pi + \theta_B]$, 吸浆行程为 $[\theta_C, \theta_D]$.

由式(17)积分求得补偿缸柱塞的位移 X_2 :

$$X_2 = \begin{cases} \frac{VA}{A_2}t - \frac{X_1 A_1}{A_2} + C_1 (\text{工作缸排浆行程}), \\ \frac{VA}{A_2}t + C_2 (\text{工作缸吸浆行程}). \end{cases} \quad (21)$$

由于 X_2 是连续周期函数, 用上面求得的工作缸和补偿缸的吸浆和压浆的起始点值, 可求出 C_1 和 C_2 的值.

由式(12)和(14)可对应求出补偿凸轮的从动摆杆 C' 点的摆角 θ'_6 和 B' 点的摆角 θ'_3 :

$$\theta'_6 = \arccos \frac{(r'_4 \cos \delta' - X_2)}{r'_6} - \delta', \quad (22)$$

$$\theta'_3 = \arccos \frac{(r'_4 \cos \delta' - X_2)}{r'_6} - \delta' - \gamma'. \quad (23)$$

因泵出口处的砂浆流量恒定, 即 $dV=0$, 故补偿缸活塞的加速度 a_2 可由式(19)微分求得:

$$a_2 = \begin{cases} -\frac{dV_1 A_1}{A_2 dt} = -\frac{A_1}{A_2} A_c (\text{工作缸排浆行程}), \\ 0 (\text{工作缸吸浆行程}). \end{cases} \quad (24)$$

与工作凸轮机构一样, 补偿凸轮的从动摆杆系统是将 θ'_6 和 θ'_3 , X_2 和 a_2 代入式(8)和(12), 求出 ω'_3 和 ϵ'_3 , 再通过式(6)、(10)、(11)、(13)、(16)、(18), 求出 B' 和 C' 的位移 S 、速度 v 和加速度 a .

通过式(21)和(22)算出补偿凸轮的从动摆杆系统的摆角 θ'_6 和 θ'_3 之后, 利用反转法原理, 求解出补偿凸轮的轮廓线.

$$\begin{cases} X_B = r'_4 \cos \theta_1 - r'_3 \cos(\theta_1 - \theta'_3), \\ Y_B = r'_3 \sin(\theta_1 - \theta'_3) - r'_4 \sin \theta_1. \end{cases} \quad (25)$$

补偿凸轮实际轮廓线上一点 A 的坐标可由下式求得:

$$\begin{cases} X_A = X_B + r_r \frac{dY_B/d\theta}{\sqrt{(dX_B/d\theta)^2 + (dY_B/d\theta)^2}}, \\ Y_A = Y_B - r_r \frac{dX_B/d\theta}{\sqrt{(dX_B/d\theta)^2 + (dY_B/d\theta)^2}}. \end{cases} \quad (26)$$

3 补偿缸凸轮机构的凸轮压力角的计算

凸轮机构压力角^[3]的增大会使凸轮机构受力状况恶化, 工作效率降低, 同时对凸轮机构的尺寸也有影响. 凸轮最大压力角应小于最大压力角许用值 $[\alpha]$. 凸轮压力角的计算式^[4]为:

$$\text{tg} \alpha = \text{ctg} \theta'_3 - \frac{r'_3 (1 + d\theta'_3/d\theta)}{r'_4 \sin(\theta'_3)}. \quad (27)$$

为了避免凸轮表面的接触应力过大, 凸轮实际轮廓线上任一点的曲率半径一般不小于 3 mm, 而且滚子半径 r_r 对凸轮实际轮廓线上任一点的曲率半径有影响, 因此凸轮理论轮廓线上任一点的曲率半径 ρ_B 大于 $r_r + 3$ mm. ρ_B 的计算式^[4]为:

$$\rho_B = \frac{\sqrt{[r_B^2 + (dr_B/d\theta)^2]^3}}{r_B^2 + 2(dr_B/d\theta)^2 - r_B + (d^2r_B/d\theta^2)} \quad (28)$$

4 运动仿真

美国 Mathworks 公司出品的 Matrixlaboratory (缩写 Matlab) 6. X^[6], 是一种功能强、效率高, 便于进行科学和工程计算的交互式软件, 它包括: 一般数值分析、矩阵运算、数字信号处理、建模、系统控制和优化等应用程序, 并集应用程序和图形于同一环境, 便于使用。在 Matlab 中有一个仿真工具箱——SIMULINK 仿真系统, 可以帮助实现一些对现实系统进行仿真的功能。

在建立了砂浆泵的工作机构和补偿机构的运动学模型之后, 可以直接在 Matlab 环境下构造出仿真模型, 在仿真工具箱的帮助下, 可以很好地对仿真模型进行调试。由于在双柱塞砂浆泵的运动学方程中, 位移 S 、速度 v 、加速度 a 之间存在导数或积分的关系, 因此可利用 Matlab 仿真工具箱中的求导和积分的功能来求解, 然后与实际方程仿真出的结果相比较, 进一步验证所求解方程的正确性。

通过对双柱塞砂浆泵运动学的仿真研究, 可以得出以下结论:

(1) 对于卧式砂浆泵, 从计算式中算出 θ_A 和 θ_B (图 2), 当 θ_A 大于 θ_B 时, 曲柄采用逆时针转动情况比较好。此时推程压力角较小, 凸轮摆动件和活塞运动速度、加速度的变化较为平稳, 受力状况较好。当 θ_A 小于 θ_B 时, 采用顺时针转动情况比较好。

(2) 增加基圆半径, 可以减小压力角, 大大改善凸轮机构的受力情况, 但单独增加基圆半径, 会造成活塞行程减小, 从而使泵的输出流量减小。

(3) 增加凸轮从动件摆杆 CD 的长度, 可以增加活塞的行程, 使泵的输出流量增加, 同时在输出压力一定的情况下, 可以减少输入扭矩, 使凸轮机构受力得到一定的改善。

(4) 通过仿真结果调试, 可以清楚地了解活塞和凸轮机构的运动情况, 为机构设计提供了理论参考。

文中所有计算公式, 都在 Matlab 环境下编写了砂浆泵的运动仿真程序和凸轮机构设计程序, 可很方便地求得所有补偿凸轮机构的设计参数。

参考文献:

- [1] 田维铎. 机械零件及建筑机械[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1987. 177—179.
- [2] 孙恒. 机械原理[M]. 北京: 高等教育出版社, 1984.
- [3] 赵韩, 丁爵曾, 梁锦华. 凸轮机构设计[M]. 北京: 高等教育出版社, 1993. 26—29.
- [4] 朱孝录. 中国机械设计大典[M]. 南昌: 江西科技出版社, 2002. 1641—1650.
- [5] 尹泽明, 丁春利. 精通 MATLAB 6 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2002.

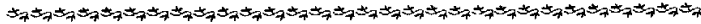
Kinematic analysis and simulation for compensation mechanism of double-piston mortar pump

HUANG Jian-xiong¹, XIA Jian-fang¹, XU Lian-you²

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Zhongnan University, Changsha 410001, China; 2. Guangdong Guohua Yuedian Taishan Electric Power Co. Ltd., Taishan 529228, China)

Abstract: This paper describes working principle of double-piston mortar pump with swing rolls. A simulation model of the pump is established by kinematic analysis of its cam mechanism. After simulated in the Matlab environment, the model proved to be verified.

Key words: mortar pump; kinematic analysis; Matlab environment



纳米晶稀土贮氢合金

广州有色金属研究院开发的纳米晶稀土贮氢合金材料,具有优良的性能,适合于制作高容量的普通型及动力型的Ni/MH电池。该合金有适宜的平衡氢压, $p(\text{H}_2)=8.31 \times 10^4 \text{ Pa}$;较低的磁滞 $\lg(p_s/p_a)=0.077$;低的平台斜率 $\lg(p_3/p_{1.5})=0.035$ 。用该合金制备的模拟电池的0.2C放电比容量为 $340 \text{ mA} \cdot \text{h/g}$ 。用该合金制备的AA1800,AA2000电池具有高的重量比能量和体积比能量。用该纳米晶贮氢合金制备的动力型Ni/MH电池,其0.2C放电比容量为 $320 \text{ mA} \cdot \text{h/g}$,10C放电比容量大于 $230 \text{ mA} \cdot \text{h/g}$,高倍率放电能力HRD为80%,其充放电循环稳定性可与用进口贮氢合金粉制备的动力型电池相媲美。目前,已建成了纳米晶稀土贮氢合金的生产线。