开式压力机曲轴的优化设计

钱祯业，孟微，李立峰

摘要：介绍了630kN开式固定台压力机主要零件曲轴的优化设计模型的建立方法，并给出曲轴优化前后的计算结果，各危险部位的强度计算及滑块的许用负荷曲线。

当前我国的压力机曲轴的设计，基本上是采用强度设计方法，其计算大都用以清华大学何德誉教授提出的方法，这个计算模型虽然与实际有一定差距，但在使用中还比较接近，而且较简单。因此，在本优化模型的建立过程中，还是以此为基础进行的。

一、设计变量的选取

从结构上来看，主要结构尺寸有9个（这里将曲轴上安装轮或转键的部分略去，因这一段对曲轴本身的影响较小），如图1所示。

图1中9个尺寸中曲柄半径R是与压力机主参数——行程长度有密切关系的量，这里将它定为常量，为保证计算方便和精度，这里把剩余的8个量，描述成压力机公称压力和曲柄半径的函数形式，即：

$$d_0 = X_1\sqrt[3]{P_gR}$$

$$L_0 = X_2\sqrt[3]{P_gR}$$

$$d_A = X_3\sqrt[3]{P_gR}$$

$$L_a = X_4\sqrt[3]{P_gR}$$

$$r = X_5\sqrt[3]{P_gR}$$

$$a = X_6\sqrt[3]{P_gR}$$

$$L_1 = X_7\sqrt[3]{P_gR}$$

$$H = X_8\sqrt[3]{P_gR}$$

式中 P_g——公称压力（kN）；

R——曲柄半径（cm）；

X_1~X_8——系数，即设计变量。

所以取设计变量为

$$X = [X_1\ \ X_2\ \ X_3\ \ X_4\ \ X_5\ \ X_6\ \ X_7\ \ X_8]$$

二、建立目标函数

在曲轴的设计中，主要希望曲轴在强度满足刚度适当的情况下，完成其功能，且希望材料的消耗最少，因此，本设计以曲轴的体积最小为目标函数

$$V = 0.5\pi d_0^2 L_0 + 0.25\pi d_A^2 L_a + 2AhL_1$$

$$F(X) = [\pi(0.5X_1^2X_2 + 0.25X_3^2X_4) + 2X_6X_7X_8]P_gR$$

三、约束条件的建立

1. 曲轴的强度条件

这个条件是以资料所提供的模型而进行建立的，其计算简图见2。这里两个危险截面的强度条件，均按弯扭组合应力作用而建立。

（1）*C-C*截面应力强度条件

$$\sigma_{cw} = 160(X_7 + 4X_5)\sqrt[3]{P_gR}/(\pi RX_3^3)$$

$$\tau_{cn} = 40(2\sin\alpha_p + \lambda\sin 2\alpha_p)/(\pi X_3^3 R)$$

建立约束条件

$$g_1(X) = [\sigma] - \sqrt{\sigma_{cw}^2 + 3\tau_{cn}^2} \geqslant 0$$

（2）*B-B*截面应力强度条件

$$\sigma_{bw} = 320X_5\sqrt[3]{P_gR}/(\pi X_1^3 R)$$

$$\tau_{bn} = 160mq/(\pi X_1^3 R)$$

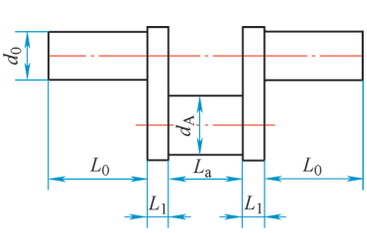
其中

$$mq = R(\sin\alpha_p + 0.5\lambda\sin 2\alpha_p) + 0.5\mu(1+\lambda)(X_1 + X_3)\sqrt[3]{P_gR}$$

建立约束条件

$$g_2(X) = [\sigma] - \sqrt{\sigma_{BW}^2 + 3\tau_{BW}^2} \geqslant 0$$

（3）曲轴臂强度条件 为保证曲轴的刚度和连续性，需建立一个曲柄臂强度条件。本条件是在公称压力角的情况下，根据资料的受力分析，采用矩形梁弯曲扭转变形进



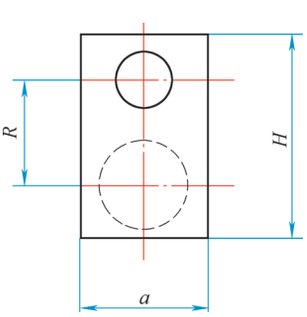


图1 曲轴结构尺寸

行推导简化而建立的，详细推导省略，结果如下

$$\sigma=10P_g(L_1+4r)/[1.44\cos^2\alpha_p+0.27(U)^2\sin^2\alpha_p/\beta^2]^{0.5}/(aL^2_1)\leqslant[\sigma]$$

式中 $\beta=0.018X_6/X_7+0.2112$

$(U)=-0.02587X_6/X_7+0.8413$

α_P——公称压力角。

建立约束条件

$$g_3(X)=[\sigma]-10(X_7+4X_5)\sqrt[3]{P_gR}(1.44\cos^2\alpha_p+0.27U^2\sin^2\alpha_p/\beta^2)^{0.5}/(X_6X^2_7R)\geqslant 0$$

2. 各轴瓦的许用比压约束条件

（1）曲轴支承轴颈处

$$g_4(X)=[P_i]-5Pg/[X_1X_2(\sqrt[3]{P_gR})^2]\geqslant 0$$

式中 $[P_i]$——轴瓦许用比压。

（2）曲柄轴颈处

$$g_5(X)=[P_i]-10Pg/[X_3X_4(\sqrt[3]{P_gR})^2]\geqslant 0$$

3. 各变量取值范围约束条件

这些量的取值范围是依据资料和我厂生产设计经验而确定的，由此建立约束条件

$$g_6(X)=X_1-0.64\geqslant 0$$
$$g_7(X)=0.86-X_1\geqslant 0$$
$$g_8(X)=X_2-0.96\geqslant 0$$
$$g_9(X)=1.89-X_2\geqslant 0$$
$$g_{10}(X)=X_3-0.71\geqslant 0$$
$$g_{11}(X)=1.21-X_3\geqslant 0$$
$$g_{12}(X)=X_4-0.88\geqslant 0$$
$$g_{13}(X)=1.46-X_4\geqslant 0$$
$$g_{14}(X)=X_5-0.71\geqslant 0$$
$$g_{15}(X)=0.09-X_5\geqslant 0$$
$$g_{16}(X)=X_6-0.88\geqslant 0$$
$$g_{17}(X)=1.55-X_6\geqslant 0$$
$$g_{18}(X)=X_7-0.32\geqslant 0$$
$$g_{19}(X)=0.73-X_7\geqslant 0$$
$$g_{20}(X)=X_8-1.08\geqslant 0$$
$$g_{21}(X)=1.70-X_8\geqslant 0$$

4. 结构约束条件

$$g_{22}(X)=X_6-X_3\geqslant 0$$
$$g_{23}(X)=X_6-X_1\geqslant 0$$
$$g_{24}(X)=X_8-0.5(X_1+X_3)-2X_5-R/\sqrt[3]{P_gR}\geqslant 0$$

综上所述，曲轴的优化设计的数学模型是一个包含有8个设计变量和24个约束条件的非线性优化问题。

四、计算实例

采用上述数学模型，应用内点罚函数——Powell法，对我厂630kN开式固定台压力机曲轴进行了优化设计，其优化结果和常规设计方案列于表1。

五、曲轴强度校核

JH21－63曲轴各部位尺寸如下（结合表2、表3）：

d_0为支承轴颈直径，d_0=120mm；

d_A为曲柄轴颈直径，d_A=150mm；

d_B为滑块螺杆的球头直径，d_B=120mm；

R为曲柄半径，R=60mm；

L为连杆长度，L=600mm；

λ为连杆系数，$\lambda=R/L=0.1$；

α为曲柄转角。

曲柄转角和滑块行程的关系公式

$$\cos\alpha=[R^2+(R+L+S)^2-L^2]/2R(R+L-S)$$

当公称压力行程为4mm时，公称压力角α_g=20° 4′ 40″ 。

1. 曲轴所需传递的转矩

$$M_q=M_l+M_\mu$$

式中M_l——理想转矩（忽略摩擦时）；

M_μ——摩擦转矩。

$$M_l=Pm_l$$

m_l——理想当量力臂。

$$m_l=R(\sin\alpha+\lambda/2\sin 2\alpha)$$

$$M_l=PR(\sin\alpha+\lambda/2\sin 2\alpha)$$

当$\alpha=\alpha_g$=20° 4′ 40″ 时，

M_l=14.19×10³(N·m)

$M_\mu=P_{m\mu}$

m_μ——摩擦当量力臂；

$m_\mu=1/2\mu[(1+\lambda)d_A+\lambda d_B+d_0]$

μ——摩擦因数，μ=0.045~0.055 取μ=0.05。

$M_\mu=1/2P\mu[(1+\lambda)d_A+\lambda d_B+d_0]$

=4.68×10³（N·m）

$M_q=M_l+M_\mu$

=14.19×10³+4.68×10³

=18.87×10³（N·m）

2. 曲轴强度计算

如前图2计算简图，载荷分为两个集中力，作用在距离曲柄臂2r

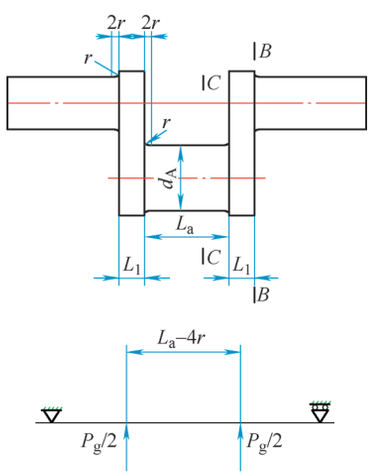


图2 曲轴强度计算简图

表 1

	优化结果	圆整结果	常规
P_g/R	400kN/5cm		
d_0	11.976	12	12
L_0	14.991	15	17
d_A	14.2757	14	15
L_a	13.675	14	16
r	0.805	0.8	0.8
a	15.339	15	16
L_1	6.795	7	7
H	20.934	21	20.5
$F(X)$	9930	9816	11265.7

处（r为圆弧半径）。两支承也是支在距离曲柄臂$2r$处。此计算简图属于纯弯曲梁的性质，齿轮对曲轴的作用力比连杆对它的作用力小得多，可忽略不计。连杆对曲轴的作用力近似看成等于公称压力P_g，并分别以$1/2P_g$作用于连杆轴孔两侧，故此，危险截面$C-C$的弯矩M_W为

$$M_W = P_g(I_q - I_a + 8r)/4$$

$C-C$截面的最大应力σ为

$$\sigma = M_W / W = [P_g(I_q - I_a + 8r)/4] / 0.1d^2{}_A$$

式中，W为弯曲截面系数（m^2）其他符号如前代入数值$\sigma = 840 \times 10^5$Pa。许用应力$[\sigma]$=1000~1400$\times 10^5$Pa，$\sigma < [\sigma]$，满足要求。

在曲柄轴颈上，除受弯矩作用外,还受到扭矩作用，应按弯扭联合作用计算。但由于弯矩比扭矩大得多，故忽略扭矩计算的应力与考虑扭矩的相差不多，所以按上式计算$C-C$截面的应力足够准确。

另外，曲轴除了在曲柄轴颈的$C-C$截面上有可能破坏以外，在支承颈$B-B$截面也有可能破坏，故尚需核算$B-B$截面强度。

在$B-B$截面上也受到弯扭联合作用，但此处和$C-C$截面相反，扭矩比弯矩大得多，故可忽略弯矩的影响。$B-B$截面扭矩为

$$M_q = P_g m_q$$

最大剪应力为

$$\tau = M_q / W_\rho = P_g m_q / 0.2d^2{}_0$$

式中，W_ρ为扭转截面系数（m^2），其余符号如前。代入数值，τ=546.1$\times 10^5$（Pa），许用剪应力$[\tau]$=750~1000$\times 10^5$（Pa）。

$\tau < [\tau]$ 满足要求。

在使用压力机时，还需知道滑块的许用负荷曲线，即在不同的曲柄转角下滑块所能承受的载荷。

$C-C$截面：$[P] = \dfrac{0.1d^3{}_A[\sigma]}{1/4(I_q - I_a + 8r)}$

$B-B$截面：$[P] = \dfrac{0.2d^3{}_0[\tau]}{M_q}$

式中，$[P]$为滑块上许用负荷（N），$[\sigma]$、$[\tau]$为许用弯曲应力和剪应力（Pa）。

滑块行程对曲轴转角的关系式

$$S = R[(1-\cos\alpha) + \lambda/4(1-\cos 2\alpha)]$$

即

$$S = 60[(1-\cos\alpha) + 0.1/4(1-\cos 2\alpha)]$$

$C-C$截面：

$$[P] = \frac{0.1d^3{}_A[\sigma]}{1/4(I_q - I_a + 8r)}$$

$$= 630 \times 10^3 \text{ (N)}$$

$$= 630 \text{ (kN)}$$

$B-B$截面：$[P] = \dfrac{0.2d^3{}_0[\tau]}{M_q}$

图2为滑块行程及许用负荷曲线。

3. 曲轴刚度计算

如图3所示，用摩尔公式，按

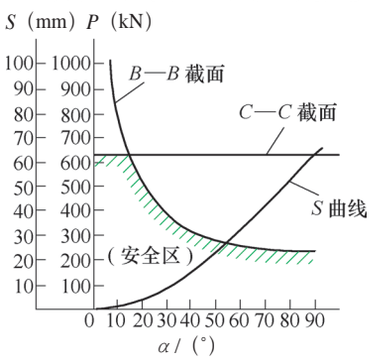


图2 滑块行程及许用负荷曲线

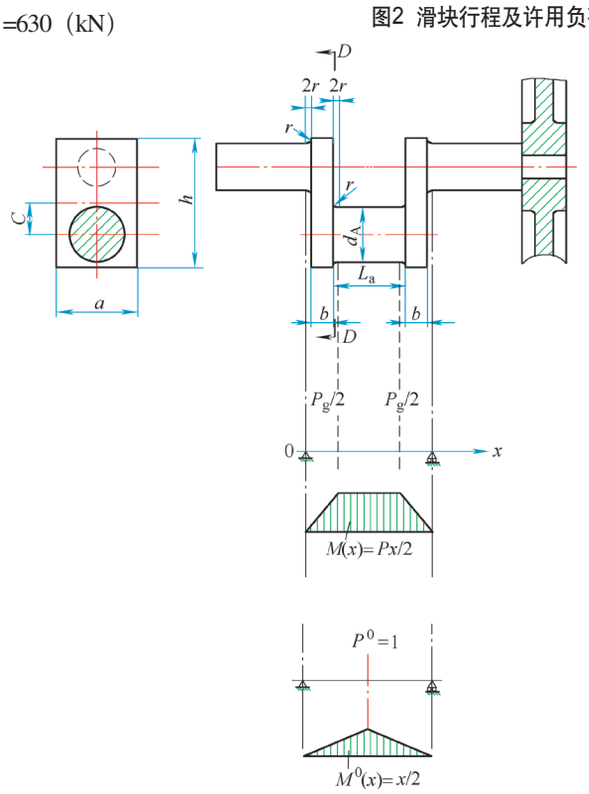


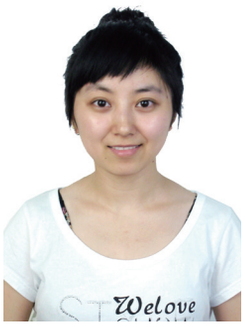
图3 曲轴刚度计算简图

表 2

α/（°）	0	10	20	30	40	50	60
S/mm	0	1	3.97	8.79	15.28	23.2	32.25
P/kN	2541	1000.5	631.77	471.57	385.62	334.97	304.5

表 3

α/（°）	70	80	90
S/mm	42.13	52.49	63
P/kN	287.12	279.45	279.9



折压件展开尺寸计算的创新与应用

李胜男

摘要：提出了钣金件展开尺寸的计算方法，在传统经验值算法、理论公式计算值及Pro/E软件展开尺寸计算三者进行详细比对，找出其中相对更准确，更科学，更快速，更方便的工艺计算方法，并加强理论计算联系实际应用，尽可能减少操作工序，提高产品质量，加大生产效率等诸多方面提出了建议。

对于板料折压方面，原始生产采用经验值进行展开长度的计算，理论计算展开料长度，Pro/E软件对于折压件展开长度的计算，3种方法比较得出最优结论，更改传统折压工艺展开长度计算方法，尽可能达到更精准，更科学、更方便、更快速，从而更好地服务于生产。撰写本文目的是能够找到最优的办法进行工艺技术的改进与创新，能够在加强产品质量，降低成本和提高劳动生产率等诸多方面起到一定的效果。

1. 使用经验值折压压形前展开算法及应用

当t（板厚）< 6mm时，通常对于板料厚度t<6mm一个直角弯的折压件，计算模式如图1所示，当$r=t$时，展开长度$L=a+b-2t$。

当t（板厚）≥6mm时，通常对于板料厚度≥6mm的直角折压件，要考虑中性层的问题，中性层长度约等于板料中间厚度的长度。如图2所示，$t/2$位置为中性层长度，即展开尺寸L值。

通常使用这样的算法计算展开尺寸进行折压后，成形零件会比实际要求的零件边过长，导致要进行二次加工，裁掉零件的多余长度。同时，在遇到复杂折压件时，无法进行展开尺寸的计算。

2. 理论计算折压压形前展开算法与应用

（1）中性层位置　当板料折弯时，板料材料中不变形的那层曲线叫作中性层。圆角弯曲展开时，若弯曲的内半径r和板料厚

变截面梁可算出曲柄颈中点的挠度δ按公式

$$\delta = P_g/2E\{(2r)^3/3J_1+[(2r+b)^3-(2r)^3]/3J_2+[(4r+b)^3-(2r+b)^3]/3J_3+[(2r+b+l_a/2)^2-(4r+b)^2]\times(4r+b)/2J_3\}$$

第一项$(2r)^3/3J_1$很小，可以忽略，故公式可简化为

$$\delta = P_g/2E\{[(2r+b)^3-(2r)^3]/3J_2+[(4r+b)^3-(2r+b)^3]/3J_3+[(2r+b+l_a/2)^2-(4r+b)^2]\times(4r+b)/2J^3\}$$

式中 P_g——公称压力（N）；

E——弹性模量，对钢曲轴 $E=2.1\times10^{11}(N/m^2)$；

l_a——曲柄轴颈长度（m）；

b——曲柄臂厚度（m）；

r——圆角半径（m）；

J_1、J_2、J_3——支承轴颈、曲柄臂、曲柄轴颈的惯性矩（m^4）；

$$J_1=\pi d_0^4/64$$

$$J_2=J_2'+Fc^2=ah^3/12+ahc^2$$

$$J_3=\pi d_A^4/64$$

d_0、d_A——支承轴颈、曲柄轴颈直径（m）；

h——曲柄臂高度（m）；

a——曲柄臂宽度（m）；

c——曲柄臂形心至曲柄颈形心的距离（m）。

用上述公式计算JH21-63压力机曲柄颈中点的挠度为0.0644mm。符合要求。

作者简介：钱祯业，孟微，李立丰，营口锻压机床有限责任公司技术部。

MW 20160401