

高等学校教材

曲柄压力机

(修订版)

清华大学 何德誉 主编

GAO DENG XUE
XIAO JIAO CAI

5.5

机械工业出版社

87
T3315.5
7
2

高等学校教材

曲柄压力机

(修订版)

清华大学 何德誉 主编



机械工业出版社



B

405630

本书主要介绍通用曲柄压力机的运动原理、结构特点及设计计算,并简单介绍曲柄压力机有关零部件的有限元计算和优化设计等新的设计计算方法。全书共分十章,第一章至第七章介绍曲柄滑块机构的运动规律和受力分析,介绍通用压力机主要零部件的结构和设计计算;第八章、第九章介绍曲柄压力机附属装置和辅助系统的工作原理;第十章简单介绍专用压力机的工艺特点和结构特点。本书主要供高等学校锻压专业的学生使用,也可供从事曲柄压力机设计、使用和维修的技术人员参考。

曲柄压力机

(修订版)

清华大学 何德普 主编

*

责任编辑:周衍康、杨燕

封面设计:郭景云

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业登记证出字第117号)

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092^{1/16}$ · 印张 $15^{3/4}$ · 字数 382 千字

1981年7月北京第一版

1987年6月北京第二版·1987年6月北京第六次印刷

印数 23,301—28,400 · 定价:2.65元

*

统一书号:15033·5037

再 版 前 言

本书是在1981年出版的高等学校试用教材《曲柄压力机》基础上,根据1983年11月高等学校锻压专业教材分编委员会制订的新教学计划和教学大纲以及1984年审定的修改大纲修订的。

在修订过程中,对摩擦离合器制动器的参数设计,组合机身的强度计算,滑块的刚度计算以及滑块许用负荷图的阐述等作了较大的修改,增加了传动系统和开式机身的优化设计,摩擦制动器温升过程的计算以及安全刚性离合器的结构等内容。经1985年全国锻压专业教材分编委员会第四次会议审定,认为修订稿在基本概念、原理叙述和公式推导等方面有所加强,并增加了国内外近年来科研与生产方面的新成果,使教材的深度和广度有所提高,丰富了专业理论内容。

此外,修订稿还精简了一些内容,例如删去了曲轴的弹性基础梁计算方法和滚柱式刚性离合器的结构等内容。专用压力机由一篇压缩为一章。

修订稿还根据新的机械制图国家标准对所有的图稿进行修改;根据新的国家法定计量单位对所有的单位进行订正。经高等学校锻压专业教材分编委员会第四次会议审定,认为本书修订版的内容和篇幅符合大纲要求,可作为高等学校教材再版。

凡章节前面带“*”号的为选读内容,不属教学大纲要求,各校可根据实际情况讲授。

本书修订编写分工如下:第1~7章和第10章的第4节由清华大学何德誉副教授修订,第8~9章由清华大学杨津光副教授修订,第10章第1节由重庆大学陈观鹏副教授修订,第2节由北京工业大学林道盛修订,第3节由山东工业大学陈庄副教授修订。全书由何德誉担任主编。

参加审阅的有华南工学院黄家骥教授,上海交通大学夏粤辉副教授和华中工学院王运轸副教授。由黄家骥担任主审。

在修订过程中,得到有关工厂、学校和设计科研部门的大力帮助,深表谢意。

欠妥之处,恳希指正。

目 录

第一章 概述	7
第一节 曲柄压力机的工作原理与结构组成	7
第二节 曲柄压力机的主要类型	3
第三节 曲柄压力机的发展概况	5
第四节 通用曲柄压力机的型号和技术参数	6
第二章 曲柄滑块机构的运动分析与受力分析	11
第一节 曲柄滑块机构的运动规律	11
第二节 曲柄滑块机构的受力分析	16
第三章 曲柄滑块机构的设计计算	25
第一节 曲柄滑块机构的结构	25
第二节 曲轴设计计算	28
第三节 芯轴设计计算	38
第四节 连杆及装模高度调节机构	42
第五节 曲柄滑块机构中的滑动轴承	52
第六节 滑块与导轨	53
* 第七节 多点压力机滑块倾斜度分析	69
第四章 传动系统	66
第一节 传动系统布置及设计	66
第二节 传动零件计算特点	75
第三节 曲柄压力机滑块许用负荷图	82
* 第四节 传动系统的优化设计	85
第五章 离合器和制动器	89
第一节 刚性离合器	89
第二节 摩擦离合器—制动器结构	94
第三节 摩擦材料	102
第四节 摩擦离合器的设计计算	104
第五节 摩擦制动器的设计计算	113
第六节 带式制动器	118
* 第七节 摩擦制动器温升过程的计算	122
第六章 电动机选择和飞轮设计	130
第一节 曲柄压力机电力拖动特征	133
第二节 电动机功率计算	137
第三节 曲柄压力机工作周期的能量损耗	137
第四节 飞轮转动惯量计算及尺寸确定	138
第五节 电动机型号选择及参数修正	143
第六节 电动机功率和飞轮转动惯量的粗略计算方法	144

第七节 飞轮启动时间核算	146
第七章 机身	155
第一节 机身类型	155
第二节 机身结构设计	156
第三节 开式机身强度计算	157
第四节 开式机身刚度计算	160
第五节 闭式组合机身强度计算	166
第六节 闭式组合机身变形计算	176
第七节 闭式整体机身的应力和变形计算	179
* 第八节 开式机身的优化设计	181
* 第九节 开式机身的有限元计算	185
第八章 附属装置	190
第一节 过载保护装置	190
第二节 拉伸垫	194
第三节 滑块平衡装置	200
第四节 顶料装置	202
第五节 移动工作台和快速换模装置	203
第六节 监控装置	207
第九章 辅助系统	211
第一节 气路系统	211
第二节 润滑系统	222
第十章 专用压力机	226
第一节 热模锻压力机	226
第二节 挤压机	231
第三节 拉伸压力机	235
第四节 平锻机	239
参考资料	243

第六章 电动机选择和飞轮设计

第一节 曲柄压力机电力拖动特征

曲柄压力机的负载属于冲击负载，即在一个工作周期内只在较短的时间内承受工作负荷，而较长的时间是空程运转。若依此短暂的工作时间来选择电动机的功率，则电动机的功率将会很大。例如用 J 31-315 压力机冲制直径为 100mm、厚度为 23mm 的 A₃ 钢板时，工件变形力为 3150kN，工件变形功为 22800 J，冲制工件时力的作用时间为 0.2 s，冲裁时压力机机械效率为 0.25，则所需功率为

$$N = \frac{A'}{t' \eta} = \frac{22800}{0.2 \times 0.25} = 456 \text{ kW}$$

为减小电动机功率，在传动系统中设置了飞轮，这样电动机功率可以大为减小。传动系统中采用飞轮后，当滑块不动时，电动机带动飞轮旋转，使其储备动能。而在冲压工件的瞬间时内，主要靠飞轮释放能量。工件冲压后，负载减小，于是电动机带动飞轮加速旋转，使其在冲压下一个工件前恢复到原来的角速度。这样，冲压工件时所需的能量，不是直接由电动机供给，而是主要由飞轮供给。所以电动机功率便可大大减小。例如 J 31-315 压力机传动系统中装置飞轮后，电动机功率仅用 30kW 即可，为不用飞轮时的 7% 左右。

综上所述，飞轮起着储存和释放能量的作用。

图 6-1 中的曲线 *a* 为没有飞轮时所需功率的变化曲线，曲线所包含的面积即为一个工作循环所需的能量 *A*。若按直线 *b* 选择曲柄压力机的电动机功率，则面积 *A'* 的不足能量应由飞轮补偿。也就是说，如按一循环的平均能量或者大于平均能量的某一能量选择好电动机的功率以后，即可设计适当的飞轮。而且可以看到，如果选择的电动机功率较大，例如在直线 *c*，那末，需要飞轮补充的能量就较小，因而也只需要较小的飞轮。所以曲柄压力机的电动机功率和飞轮能量是互相依存的，电动机功率大一点，飞轮能量就可以小一点，反之亦然。

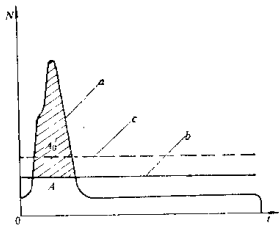


图 6-1 电动机功率变化曲线

实际上，曲柄压力机装置飞轮后，电动机的输出功率或输出扭矩不可能是不变的，即不可能是一直线，而是按一曲线变化（详见附录 6-2）。因此，电动机的能量大小与飞轮的能量大小亦非成线性的比例关系。当电动机的功率小到一定程度后，飞轮的能量就将急剧增加（详见附录 6-2）。

图 6-2 为 J 23-10 压力机在冲裁工件时的功率变化示波图。从图可看出，冲裁时飞轮速

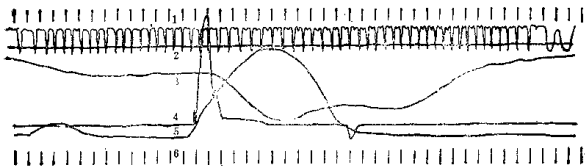


图6-2 J23-10压力机工作时功能变化示波图

1—飞轮转速变化波形 2—电动机功率常数 3—电动机功率变化曲线
4—冲裁力变化曲线 5—滑块小位移曲线 6—时间轴

度降低（见曲线1，其波峰间距变大），放出能量，冲裁后飞轮速度升高（波峰间距变小），储藏能量。电动机的输出功率并不是均匀的，而是呈曲线变化（见曲线3）。其变化的平缓与陡直程度，取决于飞轮能量的大小。

第二节 电动机功率计算

综上所述，若按一循环的平均能量来选择电动机（见图6-3），其功率为

$$N_n = \frac{A}{t} \quad (6-1)$$

式中 N_n ——平均功率；
 A ——工作循环所需的总能量；
 t ——工作循环时间

$$t = \frac{1}{nC_s} \quad (6-2)$$

式中 n ——压力机滑块行程次数；
 C_s ——压力机行程利用系数，采用手工送料时 C_s 值见表5-6，采用自动化送料时 $C_s = 1$ 。

由于生产不断发展，为了提高生产率，小型压力机大部分装有自动化送料装置，因此，对于800kN及800kN以下的压力机建议按自动化送料设计电动机容量及飞轮惯量。

为使飞轮尺寸不致过大，以及电动机安全运转等因素，故需将电动机的功率选得比平均功率大一些，即

$$N = kN_n \quad (6-3)$$

k 一般为1.2~1.6 \oplus ，行程次数较低的压力机取下限，较高的取上限，详见表6-1。

行程次数较高的压力机选用较大的 k 值，系因此种压力机一般为单级传动，此时飞轮转速较低，为100 r/min左右，在一定的能量条件下，飞轮尺寸就要较大。为了使机器紧凑，

\oplus 当 k 小于1.2时，飞轮的转动惯量将急剧增加，对设计很不利，详见附录6-2。

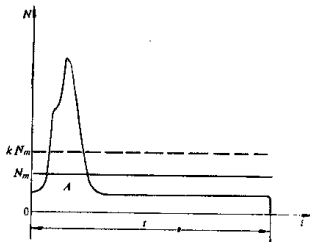


图6-3 电动机功率计算图

表 6-1 电动机选用功率与平均功率比值[28]

压力机每分钟实际开动的行程次数 n (次/min)	k
15 以下	1.2
15~20	1.3
50 以下	1.4~1.6

因此选用较大功率的电动机。

以式(6-3)代入式(6-3)得

$$N = \frac{kA}{t} \quad (6-4)$$

由式(6-4)即可算出所需的电动机功率,然后查电动机手册,选出与 N 值相近的额定功率为 N_e 值的电动机。

根据选定的 N_e ,重新计算实际的 k 值,以便作为计算飞轮使用。

$$k = \frac{N_e}{N_n}$$

式中 N_e ——电动机额定功率;

N_n ——平均功率,由式(6-1)算出。

第三节 曲柄压力机工作周期的能量损耗

要合理计算出曲柄压力机电动机功率,首先需算出一工作周期所消耗的能量 A 以及各部分能量损耗的组成。过去的计算方法由于未考虑到或者未准确地考虑到各项能量的消耗,例如摩擦离合器接合时的功能损耗,拉伸垫工作时的功能损耗,各运动环节的摩擦损耗以及压力机受力系统的弹性变形损耗等,因此,计算结果往往与实际相差较大。从实测结果看出,这些损耗相当大。例如J12-40压力机,这些损耗占一循环总功的80%^[18]。因此,准确考虑各项功能组成对计算电动机功率和后面所述的计算飞轮转动惯量都是很重要的。

压力机一工作周期所消耗的能量 A 为

$$A = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6 + A_7 \quad (6-5)$$

式中 A_1 ——工件变形功(属有效能量);

A_2 ——拉伸垫工作功,即进行拉伸工艺时压边所需的功(属有效能量);

A_3 ——工作行程时由于曲柄滑块机构的摩擦所消耗的能量;

A_4 ——工作行程时由于压力机受力系统的弹性变形所消耗的能量;

A_5 ——压力机空程向下和空程向上时所消耗的能量;

A_6 ——单次行程时滑块停顿飞轮空转所消耗的能量;

A_7 ——单次行程时离合器接合所消耗的能量。

对于用连续行程工作的压力机,则一周期所消耗的能量为:

$$A = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 \quad (6-6)$$

在工作行程那一段时间里,压力机所消耗的能量为

$$A_0 = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 \quad (6-7)$$

下面分别叙述这些能量的计算。

1. 工件变形功 A_1

曲柄压力机用于冲裁、拉伸、模锻和挤压等工艺。不同的工艺，工件变形所需要的能量亦不相同。在工作行程内工件变形力是变化的，见图 6-2 中的曲线 4。若将该条变化的曲线绘于 $P-S$ 坐标系上（ P ——变形力， S ——滑块行程），则称为压力机的工作负荷图，见图 6-4。工作负荷图所包含的面积即为工件变形功。各种不同工艺其工作负荷图是不同的。通用压力机是以厚板冲裁的工作负荷图作为设计依据的。图 6-2 及 6-4 为厚板冲裁的工作负荷图。根据实测结果，在冲裁 A_2 和 45 号钢板时，当冲头进入板料厚度的 0.425^[18] 和 0.46^[42] 时板料即断裂，而资料 [33] 介绍为 0.4~0.5。这个数值的大小随板料的塑性和冲模间隙的大小而变化。通常取为

$$h = 0.45h_0 \quad (6.8)$$

式中 h_0 ——板料厚度；

h ——切断厚度。

若将图 6-4 曲线看成三角形，则冲裁时的工件变形功为

$$A_1 = \frac{1}{2} P_s h$$

但，由于考虑曲线呈鼓形，且有推料力，故

$$A_1 = 0.7 P_s h \quad (6.9)$$

将式 (6-8) 代入式 (6-9) 即得

$$A_1 = 0.315 P_s h_0 \quad (6.10)$$

式中 P_s ——压力机公称压力；

h_0 ——板料厚度。

按式 (6.10) 算出的变形功与实测的变形功相比见表 7-2。可以看出，式 (6.10) 是符合实际的。

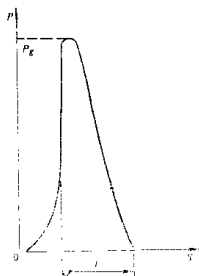


图6-4 冲裁工作负荷图

表 6.2 实测冲裁变形功与计算变形功比较

压力机型号	试验时板厚(mm)	冲 裁 变 形 功 (J)	
		实测值①	计 算 值
J 12-40	4	505	505
J 23-80	3	760	750

① 实测值为转化为公称压力时的数值，见[18]、[42]。

关于多大压力的压力机以多大的板料厚度进行计算较合适，在这个问题上有些资料推荐采用如下的经验公式：

对于快速压力机（如一级传动压力机）

$$h_0 = 0.2\sqrt{P_s} \quad (\text{mm}) \quad (6.11)$$

对于慢速压力机（如两级及两级以上传动的压力机）

$$h_0 = 0.4\sqrt{P_s} \quad (\text{mm}) \quad (6.12)$$

式中 P_s ——公称压力 (kN)。

对于带拉伸垫的压力机,应按浅拉伸工艺来计算工艺变形功。资料[16]介绍的当量浅拉伸功稍大于按上式计算出来的厚板冲裁功。为设计方便,用厚板冲裁功来代替浅拉伸功。即设计带拉伸垫的压力机时,也按厚板冲裁所需的工艺功设计,但此时还需考虑工件压边所需的功,即拉伸垫工作功。

对于其他工艺的工作负荷图见本章附录 6-1。

2. 拉伸垫工作功 A_2

带拉伸垫的压力机,在进行浅拉伸工艺时,拉伸垫压紧工件的边缘,并随压力机的滑块向下移动(详细工作原理见第八章)。因此消耗一部分能量。消耗能量的大小决定于拉伸垫的压紧力和工作行程,根据资料[16]推荐,可相应取为压力机额定压力的 $\frac{1}{6}$ 及滑块行程的 $\frac{1}{6}$, 即

$$A_2 = \frac{1}{6} P_f \cdot \frac{1}{6} S = \frac{P_f S}{36} \quad (6-13)$$

式中 P_f ——压力机公称压力;

S ——压力机滑块行程长度。

3. 工作行程时由于曲柄滑块机构的摩擦所消耗的能量 A_3

$$A_3 = \int_0^{\alpha_f} M_f d\alpha = \int_0^{\alpha_f} P m_f d\alpha$$

式中 M_f ——曲柄滑块机构所受的摩擦扭矩;

m_f ——摩擦当量力臂;

P ——工件变形力。

由第三章得知,摩擦当量力臂 m_f 可视为常数。

$$\therefore A_3 = m_f \int_0^{\alpha_f} P d\alpha$$

积分 $\int_0^{\alpha_f} P d\alpha$ 为曲线所包含的面积(见图 6-5), 可以

令其等于平均面积, 即

$$\int_0^{\alpha_f} P d\alpha = P_m \alpha_f$$

$$\therefore A_3 = m_f P_m \alpha_f \quad (6-14)$$

式中 P_m ——工作行程中平均工件变形力;

α_f ——工作行程曲柄转角;

对于不同的工艺,其 P_m 是不同的,对于冲裁工艺, $P-\alpha$ 图 (P —工件变形力, α —曲柄转角。)近似为三角形,故

$$P_m = 0.5 P_f \quad (6-15)$$

由于压力机工作时产生弹性变形,曲柄滑块机构的运动规律已不遵循式(2-3)的关系,而变为平缓变化,因此,工作行程时的实际曲柄转角 α_f 增大。例如 J 12-40 压力机进行冲裁时, α_f 增大为 30° [18] (试验时板厚按式(6-11)计算,即 $h_0 = 4 \text{ mm}$)。故可近似地将工作行程曲柄转角 α_f 取为压力机的公称压力角 α_s , 即

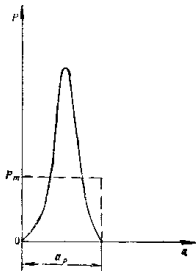


图 6-5

$$\alpha_p = \alpha_f \quad (6-16)$$

这样，对于通用压力机，曲柄滑块机构的摩擦功可以用下述公式表示

$$A_3 = 0.5 m_\mu P_g \alpha_f \quad (6-17)$$

式中 m_μ ——摩擦当量力臂；

P_g ——公称压力；

α_f ——公称压力角。

例如 J 12-40 压力机进行功能实验时，摩擦当量力臂 $m_\mu = 8.18 \text{ mm}$ （摩擦系数 μ 取 0.045）， $\alpha_f = 30^\circ$ ，则

$$A_3 = 8.18 \text{ mm} \times 0.5 \times 400 \text{ kN} \times 30^\circ = 856 \text{ J}$$

而实测为 $A_3 = 840 \text{ J}$ （转化为公称压力时），故认为式（6-17）是符合实际的。

4. 工作行程时由于压力机受力系统的弹性变形所消耗的能量 A_4

压力机在工作行程时，机身和曲柄滑块机构等受力系统因受载产生弹性变形，因而引起能量损耗。对于在工作行程中，变形力逐步下降的冲裁工艺和拉伸工艺，有时有一部分的弹性变形能量可以转化为有用能量，例如 J 12-40 压力机试验时有 15% 的弹性变形能量变为有用能量，但在 J 23-80 中却几乎没有〔42〕。为了安全，认为全部弹性变形能量都已损失。因此得出

$$A_4 = \frac{1}{2} P_g \Delta h \quad (6-18)$$

式中 P_g ——公称压力；

Δh ——压力机总的垂直变形

$$\Delta h = \frac{P_g}{C_A} \quad (6-19)$$

C_A ——压力机垂直刚度，见表 6-3。

表 6-3 压力机垂直刚度 (kN/mm)

压力机型式	C_A		C_A 统计数值资料来源
	现有压力机统计值	推荐值	
开式压力机	300~500	400	[39]、[40]、[24]、[8]
闭式压力机	500~700	700	[39]、[41]

5. 压力机空程向下和空程向上时所消耗的能量 A_5

压力机空程时的能量损耗与压力机零件的结构尺寸、表面加工质量、润滑情况、皮带拉紧程度和制动器调整情况等因素有关。根据试验结果，通用压力机连续行程所消耗的平均功率约为该压力机额定功率的 10~35%，表 6-4 的实验数据可供粗略计算通用压力机空程损耗之用。如压力机装有辊轴式自动送料机构，则由表 6-4 查得的空程损耗还需乘以系数 1.2。在对 J 12-40 和 J 23-80 压力机进行试验时，测得滑块空程损耗分别为 571 J 和 1070 J（见资料〔18〕、〔42〕）。

6. 滑块停顿飞轮空转时所消耗的能量 A_6

根据实验，通用压力机飞轮空转时电动机所消耗的功率约为压力机额定功率的 6~30%。开式压力机的离合器多数置于曲轴上并采用滑动轴承，比值偏高。通用压力机飞轮空转所需

表6-4 曲柄压力机空程损耗功及飞轮空转损耗功率〔62〕、〔26〕

$P_p(\text{kN})$	100	160	250	400	630	800	1000	1250	1600
$A_0(\text{J})$	100	160	270	500	1750	1560	2150	3100	4500
$N_0(\text{kW})$	0.11	0.23	0.34	0.57	0.75	0.82	1.12	1.35	1.68
$P_p(\text{kN})$	100	2500	3150	4000	5600	6300	8000	10000	12500
$A_0(\text{J})$	6300	9100	13200	19700	26800	38100	54800	76100	107000
$N_0(\text{kW})$	2.0	2.5	3.0	3.6	4.4	5.4	6.6	8.0	9.7

功率 N_0 可按表 6-4 查出。对 J 12-40 和 J 23-80 压力机进行试验时，测得飞轮空转所消耗的功率 N_0 分别为 0.35kW 和 0.68kW〔18〕、〔42〕。求出 N_0 以后可按下式求出飞轮空转时所消耗的能量

$$A_0 = N_0(t - t_1) \quad (6-20)$$

式中 t ——压力机单次行程时（即考虑停息时）的周期

t_1 ——曲轴回转一周所需时间

$$t_1 = \frac{1}{n}$$

$$t = \frac{1}{nC_n}$$

n 、 C_n ——压力机行程次数，及行程利用系数。

7. 单次行程时离合器接合所消耗的能量 A_7

离合器接合时所消耗的能量可分成两部分，即接合时的发热能量损失 A_7 和从动部分加速所需的能量 A_7^* 。按照资料〔75〕的实验及分析，摩擦离合器接合时空滑阶段很小，可以忽略不计（资料〔76〕也认为空滑阶段可以忽略），只计算其工作滑阶段即可，故摩擦面相对滑动所消耗的能量为

$$A_7 = \frac{1}{2} \frac{I_f I_c}{I_f + I_c} \omega_j^2$$

式中 I_f ——飞轮（主动部分）转动惯量；

I_c ——从动部分当量转动惯量；

ω_j ——飞轮角速度（为接合前角速度，或近似用额定角速度代替）。

一般 I_f 比 I_c 大得多，故上式可近似表达为

$$A_7 \approx \frac{1}{2} I_c \omega_j^2$$

从动部分加速所需能量为

$$A_7^* = \frac{1}{2} I_c \left(\frac{I_f}{I_f + I_c} \right)^2 \omega_j^2$$

或

$$A_7^* \approx \frac{1}{2} I_c \omega_j^2$$

故摩擦离合器接合时总的能量损耗为

$$A_7 = A_7' + A_7'' \approx I_c \omega^2 \quad (6-21)$$

以上推导详见资料[26]。

根据一些实验资料[26]对国产6台压力机的统计(见表6-5), A_7 大约为总功的20%左右。因此,在初步设计时,可以先取

$$A_7 \approx 0.2 A \quad (6-22)$$

必要时,待压力机结构设计完毕后,再核算 A_7 。

采用刚性离合器时,由于离合器一般装在曲轴上,因此,压力机从动零件的转速和转动惯量都比较小,相应离合器接合所消耗的能量也较小,故这部分能量损耗可以忽略不计。

表6-5 现有压力机离合器接合时所消耗的功

压力机型号	制造厂	飞轮转速 n_f (r/min)	从动部分转动惯量 I_c ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	离合器接合功 $I_c \omega^2$ (J)	压力机一周总功 (J)	$\frac{I_c \omega^2}{A}$ (%)	备注
J13-160	上二厂	240	7.6	4790	32700	14.7	离合器与J31-315通用
JB31-160	北京二机机	240	8.25	5200	28300	18.4	
J31-250	济二厂	467	8.29	20000	94000	21.3	
JA11-250	徐钢	278	6.84	5800	28400	20.4	离合器为老式大惯量的
JA31-315	济二厂	326	22.1	25800	100000	25.8	
J31-315	济二厂	460	8.36	19400	112000	17.2	

例 已知J31-315压力机公称压力 $P_s = 3150 \text{ kN}$, 滑块行程长度 $S = 315 \text{ mm}$, 公称压力角 $\alpha_s = 20^\circ$, 行程次数 $n = 20 \text{ 次/min}$, 摩擦当量力臂 $m_s = 26 \text{ mm}$, 带液气垫, 试计算该压力机功能组成及选择电动机。

1. 功能组成

(1) 工件变形功 A_1

$$A_1 = 0.315 P_s h_s$$

$$h_s = 0.4 \sqrt{P_s} = 0.4 \sqrt{3150} \text{ kN} = 23 \text{ mm}$$

$$A_1 = 0.315 \times 3150 \times 10^3 \text{ N} \times 23 \times 10^{-3} \text{ m} = 22800 \text{ J}$$

(2) 拉伸势工作功 A_2

$$A_2 = \frac{P_s S}{36} = \frac{3150 \times 10^3 \text{ N} \times 0.315 \text{ m}}{36} = 27600 \text{ J}$$

(3) 工作行程摩擦功 A_3

$$A_3 = 0.5 m_s P_s \alpha_s = 0.5 \times 0.026 \text{ m} \times 3150 \times 10^3 \text{ N} \times 20^\circ \times \frac{\pi}{180} = 14300 \text{ J}$$

(4) 弹性变形功 A_4

$$A_4 = \frac{1}{2} P_s \Delta h$$

$$\Delta h = \frac{P_s}{C_s} = \frac{3150 \text{ kN}}{700 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}} = 4.5 \text{ mm}$$

$$A_4 = \frac{1}{2} \times 3150 \times 10^3 \text{ N} \times 4.5 \times 10^{-3} \text{ m} = 7090 \text{ J}$$

(5) 滑块空程功 A_5

查表 6-4 得

$$A_6 = 13200 \text{ J}$$

(6) 飞轮空转功 A_6

$$A_6 = N_6(t - t_1)$$

查表 6-4 得

$$N_6 = 3 \text{ kW}$$

$$t = \frac{1}{nC_s}$$

查表 5-6

$$C_s = 0.65$$

$$t_1 = \frac{1}{n} = \frac{1}{20 \frac{\text{次}}{\text{min}}} = 3 \text{ s}$$

$$t = \frac{1}{nC_s} = \frac{1}{20 \frac{\text{次}}{\text{min}} \times 0.65} = 4.6 \text{ s}$$

∴

$$A_6 = 3 \text{ kW}(4.6 \text{ s} - 3 \text{ s}) = 4800 \text{ J}$$

(7) 离合器接合功 A_7

$$A_7 = 0.2 A$$

(8) 总功

$$A = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6 + A_7 \\ = 22800 \text{ J} + 27600 \text{ J} + 14300 \text{ J} + 7090 \text{ J} + 13200 \text{ J} + 4800 \text{ J} + 0.2 A$$

∴

$$A = \frac{89800 \text{ J}}{1 - 0.2} = 112000 \text{ J}$$

2. 电动机功率

$$N_m = \frac{A}{t} = \frac{112000 \text{ J}}{4.6 \text{ s}} = 24.4 \text{ kW}$$

$$N = k N_m$$

查表 6-1 选 $k = 1.2$

∴

$$N = 1.2 \times 24.4 \text{ kW} = 29.3 \text{ kW}$$

选用 JR₂-72-4 电动机 $N_m = 30 \text{ kW}$, $n_m = 1460 \text{ r/min}$ 。

第四节 飞轮转动惯量计算及尺寸确定

前已阐述, 冲压工件时, 主要靠飞轮释放能量, 如果忽略电动机在这时所输出的能量, 即可得出:

$$\frac{1}{2} I_f \omega_1^2 - \frac{1}{2} I_f \omega_2^2 = A_0 \quad (6-23)$$

式中 A_0 ——工作行程时压力机所消耗的能量; I_f ——飞轮转动惯量; ω_1, ω_2 ——冲压工作开始前和结束后飞轮的角速度。

式 (6-23) 可写成

$$I_f(\omega_1 - \omega_2)\omega_m = A_0 \quad (6-23a)$$

其中

$$\omega_m = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}$$

式中 ω_m ——飞轮平均角速度；

式(6-23a)尚可写成

$$I_f \omega_m^2 \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_m} = A_0$$

或

$$I_f \omega_m^2 \delta = A_0 \quad (6-23b)$$

其中

$$\delta = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_m}$$

式中 δ ——不均匀系数，数值愈大，表示飞轮角速度的波动愈大。

由式(6-23b)得

$$I_f = \frac{A_0}{\omega_m^2 \delta} \quad (6-23c)$$

由于 ω_1 及 ω_2 与很多因素有关，故欲准确地求出 ω_m 是不容易的。但从压力机的工作性质及试验曲线得知， ω_m （电动机在额定转速下的飞轮角速度）在 ω_1 与 ω_2 之间，可以近似地认为就在两者的中点，这样，就可以认为

$$\omega_m = \omega_s = \frac{2\pi n_s}{i}$$

式中 n_s ——电动机额定转速；

i ——电动机轴至飞轮轴速比。

这样，式(6-23c)变成

$$I_f = \frac{A_0}{\omega_s^2 \delta} \quad (6-24)$$

从式(6-24)可以看出，不均匀系数 δ 越大则所需的飞轮转动惯量就越小，飞轮尺寸就越小。但不均匀系数的最大值受电动机性能的限制，即受电动机的过载条件和发热条件的限制。综合考虑了这些条件，导出不均匀系数 δ 的公式如下

$$\delta = 2\epsilon k S_s \quad (6-25)$$

式中 S_s ——电动机额定滑差率；

k ——电动机实际选用功率与平均功率比值；

ϵ ——修正系数，与 k 有关，见表6-6。

表6-6 ϵ 值[29]

k	1.2	1.3	1.4~1.6
ϵ	0.85	0.9	0.95

式(6-25)的推导详见本章附录6-2。

由于电动机到飞轮的传动一般为三角皮带传动。皮带传动时有滑动，相当于加大了电动机的滑差率，故实际上容许的不均匀系数为

$$\delta = 2\epsilon k(S_s + S_f) \quad (6-26)$$

式中 S_f ——在额定转矩下皮带滑动时当量滑差率。

S_f 的数值在资料[29]中为0.01。在J12-40压力机上进行满负荷试验时 S_f 达0.167，飞轮的不均匀系数 δ 达0.529^[18]，压力机仍正常工作，电动机不产生过载破坏。由于皮带

的滑动所造成的摩擦损失也不大,在J12-40压力机只占总功的1.6%〔18〕,故磨损不会增加多少。据用户反映,该压力机的皮带寿命正常。因此,可以认为,压力机完全可以利用皮带打滑来保护电动机,并利用该性质缩小飞轮的尺寸。资料〔45〕介绍,皮带的正常打滑为2~3%。根据实验和对不同的压力机进行具体分析, S_f 建议取为0.02~0.04,见表6-7。

表6-7 皮带滑动当量滑差率 S_f

压力机结构型式	S_f
不带拉伸垫压力机	0.04
带拉伸垫压力机	0.02

从式(6-26)、(6-24)可以看出,选用较大滑差率的电动机(即 S_f 较大)和较大功率的电动机(即实际的 k 较大),可以缩小飞轮的尺寸。反之,则增大飞轮尺寸。

从式(6-24)还可看出,飞轮转动惯量 I_f 的大小除取决于不均匀系数 δ 外,还决定于飞轮角速度 ω_e 。 ω_e 越大则 I_f 越小,而且成平方减小。所以,在许可条件下应尽量提高飞轮转速,但受到摩擦离合器发热和磨损的限制,一般选300到400 r/min有时在300 r/min以下。

实际上,冲压工件时,电动机放出一部分能量,因此,考虑这部分能量时,则式(6-24)变为

$$I_f = (1 - \alpha_p C_a) \frac{A_0}{\omega_e^2 \delta} \quad (6-27)$$

式中 α_p ——工作行程角,

C_a ——行程利用系数。

例 如上例J31-315压力机,在选择JR₂-72-4型电动机以后,则所需飞轮的转动惯量为

$$I_f = \frac{A_0}{\omega_e^2 \delta}$$

$$A_0 = A_1 + A_2 + A_3 + A_4$$

$$= 22800 \text{ J} + 27600 \text{ J} + 14300 \text{ J} + 7090 \text{ J}$$

$$= 71800 \text{ J}$$

$$\omega_e = \frac{2\pi n_e}{i} = \frac{2\pi \times 1460}{3.18} \frac{\text{r}}{\text{min}} = 48 \text{ s}^{-1}$$

$$\delta = 2\epsilon k(S_f + S_e)$$

选择出JR₂-72-4型电动机为绕线式电动机, S_e 原为0.027。考虑该压力机需进行拉伸工艺,需要较大的工作能量,故在转子中串入电阻,使 $S_e = 0.1$ 。

查表6-7

$$S_f = 0.02$$

又

$$k = 1.2$$

查表6-6

$$\epsilon = 0.85$$

$$\therefore \delta = 2 \times 0.85 \times 1.2(0.1 + 0.02) = 0.245$$

$$\therefore I_f = \frac{71800 \text{ N} \cdot \text{m}}{(48 \text{ s}^{-1})^2 \times 0.245} = 127 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

用上述的电动机功率及飞轮的计算公式计算了19台压力机,列于表6-8,以供参考。