

实用技术

# 刨花板、中纤板多层热压机组 的液压系统设计

曾奇军, 曾凡军, 彭贵生

(信阳木工机械股份有限公司设计处, 河南信阳 464000)

**摘要:** 本文介绍了多层热压机组液压系统的设计思路和工作原理。

**关键词:** 液压系统; 多层热压机; 流量; 插装阀

中图分类号: TS64 文献标识码: B 文章编号: 1001-8654(2003)03-0026-03

## The Design of a Hydraulic System for a Multi-layer Press for PB/MDF

ZENG Qi-jun, ZENG Fan-jun, PENG Gui-sheng

(Xinyang Woodworking Machinery Co., Ltd, Xinyang 464000, Henan, China)

**Abstract:** The hydraulic system design for a multi-layer press unit for particleboard (PB) and medium density fiberboard (MDF) was discussed in this article. The main parameters of the unit, such as the diameters of the hydro-cylinders and the total flux of the pumps, were deduced and calculated. The reasons for choosing the proper valves to meet the system demand were also explained. In the end, an example of hydraulic system design for a multi-layer press unit was offered.

**Key words:** Hydraulic system; Multi-layer press; Flux; Valve

多层热压机组包括热压机、装板机、卸板机等, 是刨花板及其他碎料板、中密度纤维板生产线的主要设备, 其主要动作如压板的闭合、加压、保压及装、卸板机的升、降都是通过液压系统和油缸来实现的。液压系统的质量直接决定了压机组的工作性能, 进一步决定了成板的质量。因此设计一个工作稳定、性能可靠的液压系统是压机组设计中的重要部分。

### 1 系统主参数的估算

#### 1.1 根据单位压力估算缸径和系统压力

一般压制成板所需的单位压力由生产线的工艺设计者给出, 设刨花板的面压为  $p_{\text{面}}$  (kgf/cm<sup>2</sup>), 板坯的长度和宽度分别为  $L_1$ 、 $L_2$  cm, 则板坯的承压面积  $S_1 = L_1 \times L_2$  (cm<sup>2</sup>), 压机的总压力  $P_{\text{总}} = p_{\text{面}} \times S_1 = p_{\text{面}} \times L_1 \times L_2$  (kgf)。

设油缸柱塞直径为  $d$  (m), 则单个柱塞面积  $S_2 = \pi d^2 / 4$ ,  $n$  个柱塞的总工作面积  $S_3 = n S_2$ 。如忽略摩擦力, 则液压系统的最高工作压力  $p$  (按力学规定应为压强, 在工程中习惯称为压力, 下同) 应等于压机的总压力  $P_{\text{总}}$  除以柱塞的总面积, 即:

$$p = \frac{P_{\text{总}} \times 9.8}{S_3} (\text{Pa}) = \frac{P_{\text{总}} \times 9.8 \times 10^{-6}}{n(\pi d^2 / 4)} (\text{MPa}) \dots \dots (1)$$

实际应用中, 液压系统压力一般不超过 30 MPa, 最大压力取 24~27 MPa 较合适。若计算结果  $p > 27$  MPa 时, 可适当加大油缸的直径, 但缸径最大不宜超过 400 mm, 因为直径过大的油缸不仅制造成本高, 而且密封件也不易选购。

#### 1.2 根据压机开档、层数和闭合时间计算泵总流量

目前刨花板等人造板多层压机的加压形式多为上顶式, 即油缸固定在压机下部, 工作时油缸的柱塞从下向上推动压板逐步闭合。本文以上顶式压机为例, 说明计算泵的总流量和选泵原则。

按生产线工艺设计确定的压机层数、开档、闭合

收稿日期: 2002-09-17  
作者简介: 曾奇军 (1970—), 男, 信阳木工机械股份有限公司设计处工程师。  
• 26 •

时间等参数,设压机的层数为 $N$ ,开档为 $h(\text{m})$ ,闭合时间为 $T(\text{s})$ ,忽略各种泄漏和液压油的压缩性,则压机全部闭合时任一油缸的最大行程 $L=N \times h$ ,油缸达到最大行程所需充入的液压油体积 $V=S_2 \times L$ , $n$ 个油缸共需充入的液压油体积为 $V_{\text{总}}=n \times V=n \times (S_2 \times L)$ 。这部分油液如果全部由泵在 $T$ 秒内注入油缸,根据流体力学的流量定义: $Q=V_{\text{总}}/T_{\text{时间}}$ ,则泵的总流量 $Q=V_{\text{总}}/T$ 。

将 $V_{\text{总}}=n \times V=n \times (S_2 \times L)$ , $S_2=\pi d^2/4$ , $L=N \times h$ 代入 $Q=V_{\text{总}}/T$ 可得以下公式:

$$Q=\frac{N \times h \times n \times (\pi d^2/4)}{T} (\text{m}^3/\text{s}) \quad (2)$$

按式(2)计算出的流量往往很大,例如取 $N=12$ , $h=0.15 \text{ m}$ , $T=10 \text{ s}$ , $d=0.32 \text{ m}$ , $n=6$ ,计算得 $Q=0.0868 \text{ m}^3/\text{s}$ ,即 $5208 \text{ L/min}$ 。这么大的流量如果都由泵来提供,则需要 $500 \text{ L/min}$ 的低压泵10个和 $160 \text{ L/min}$ 高压泵1个,这样的选取显然不合理。因为10个 $500 \text{ L/min}$ 的泵在10s后需全部卸荷空转,而在下一个热压周期(一般不超过 $8 \text{ min}$ )又需加压工作,这样不仅泵和驱动电机的利用率太低,而且对电网冲击也大。

为了改善这种工作状态,可以另加提升缸或用 $n$ 个主油缸中的 $m$ 个油缸作为提升缸。接上例,取 $m=2$ ,即用中间的2个油缸作为提升缸,另外4个主油缸作为被动缸,上升过程中靠泵中注油推动中间两个油缸的柱塞向上运动,这两个柱塞又推动压机的下垫板向上运动,下垫板带动连接在其下部的另外四个油缸的柱塞一起向上运动,这样4个被动油缸内所需的油液可通过负压自动从高位油箱中吸入而不需泵来提供。因此,实际所需流量 $Q'$ 仅取计算总流量 $Q$ 的 $m/n$ (如 $1/3$ )即可满足要求。采用此方案后,泵的总流量 $Q'$ 为:

$$Q'=\frac{m}{n}Q=\frac{N \times h \times m \times (\pi d^2/4)}{T} (\text{m}^3/\text{s}) \quad (3)$$

确定了 $Q'$ 后,可根据各种泵的流量选择合适的泵。一般来说,在满足流量的要求下,应将高低压泵分开,低压泵取大流量,高压泵取小流量,根据热压工艺要求选取中压泵,使泵和驱动电机的搭配适宜。如上例,当泵的总流量 $Q'=1736 \text{ L/min}$ 时,取 $525 \text{ L/min}$ 的低压泵1个、 $470 \text{ L/min}$ 的中压泵2个、 $160 \text{ L/min}$ 的高压泵1个、 $125 \text{ L/min}$ 的装卸板专用油泵1个即可满足要求。

### 1.3 根据泵的流量和工作压力计算其驱动电机功率

通过式(4)分别计算出各泵驱动电机的功率:

$$N=\frac{K \times p_N \times Q_N}{10^3 \eta_P} (\text{kW}) \quad (4)^{[1]}$$

式中: $K$ 为转换系数,一般泵 $K=P_{\text{max}}/p_N$ ,恒功率变量泵 $K=0.4$ ;

$P_{\text{max}}$ 为泵的实际最高工作压力,MPa;

$p_N$ 为泵的额定工作压力,MPa;

$Q_N$ 为泵的额定流量, $\text{m}^3/\text{s}$ ;

$\eta_P$ 为泵的总效率,一般齿轮泵为 $0.6 \sim 0.8$ ,叶片泵为 $0.75 \sim 0.85$ ,柱塞泵为 $0.8 \sim 0.9$ 。

另外在工程计算中还有一个常用公式:

$$N=\frac{K \times p \times Q_N}{612 \eta_P} (\text{kW}) \quad (5)^{[2]}$$

式中: $p$ 为泵的最高工作压力,MPa;

$Q_N$ 为泵的额定流量, $\text{L/min}$ 。

由于在热压机的工作周期中,各泵的工作时间都比较短,所以各泵的驱动电机都可适当过载,过载系数 $k$ 可取 $1.5 \sim 2$ ,即电机实际功率 $N'=N/k$ 。

## 2 液压系统的设计

### 2.1 阀的选择

由于系统流量大,因保压的要求对液压件的密封性要求高,并且动作较复杂。在常用的各种阀中,插装阀有以下突出的优点:①通流能力大,流动阻力小;②密封可靠,泄漏小;③成本低,性价比高并且可靠性高。因此,系统中主阀都选用插装阀,控制阀选用滑阀或锥阀。在上例中,低压泵的流量达到 $525 \text{ L/min}$ ,采用插装阀加上一个先导阀就能达到满意的结果。原因在于主进油通路上的阀流量高达 $1736 \text{ L/min}$ ,普通阀无法满足要求,只能采用插装阀才行。

### 2.2 实例说明

图1是根据上例参数设计的系统,系统最高工作压力定为 $25 \text{ MPa}$ ,下面就该系统做简要的说明。

**2.2.1 液压件的选取** 由式(3)计算出总流量 $Q'=1736 \text{ L/min}$ ,取高压泵P1流量为 $160 \text{ L/min}$ ,低压泵P2为 $525 \text{ L/min}$ ,中压泵P3、P4为 $470 \text{ L/min}$ ,装卸板专用泵P5为 $125 \text{ L/min}$ ,P6为过滤和冷却专用泵。再利用式(4)的计算并结合电机的规格、选取适当的过载系数后,确定各泵的驱动电机功率为 $N_1=55 \text{ kW}$ , $N_2=75 \text{ kW}$ , $N_3=18.5 \text{ kW}$ , $N_4=2.2 \text{ kW}$ 。

然后根据流量和阀的样本选出合适的阀。如在压机闭合期间阀F53、F45通流量达到 $1736 \text{ L/min}$ ,可选取通径为 $63 \text{ mm}$ 的插装阀;F49通流量达到 $3472 \text{ L/min}$ ,可选取通径为 $200 \text{ mm}$ 的充液阀。压机加压期间F43、F44流量达到 $860 \text{ L/min}$ ,可选取通径为

40 mm 的插装阀。装卸板机升降时 F25、F37、F36、F30、F27 最大流量达到 125 L/min,其通径可都选为 25 mm。考虑压机下降的速度,F50 通径选为 40 mm。

### 2.2.2 系统动作简述

(1)压机快速闭合 M1、M2、M3、M4 启动,F5、F12、F15、F21、F26、F54 得电,F4 换左位。P1、P2、P3、P4、P5 的流量都经过 F53、F45 进入 G3、G4、G3、G4 的上升带动 G1、G2、G5、G6 上升,这 4 个油缸的油是经过 F49 从油箱中吸取。

(2)压机分步加压 压机闭合后 F41 得电,总流量经过 F53 后再分别经过 F45 或 F43、F44 到达 6 个油缸开始加压。加压到 4 MPa 后 F5 失电,P2 卸荷;加压到 6 MPa 后 F12 失电,P3 卸荷;加压到 9 MPa 后 F21、F26 失电,M3 停机,P5 卸荷;加压到 16 MPa 后 F15 失电,M2 停机,P4 卸荷;继续加压到 25 MPa 后 F4 换到中位,P1 卸荷,F54、F41 失电,压机进入保压阶段。

(3)保压阶段 此阶段如果压力降到 25 MPa 以下,则 F41、F54 得电,F4 换左位,压机开始补压至压力超过 25 MPa 后,F41、F54 失电,F4 换中位。

(4)压机卸压、卸荷和张开 保压阶段结束,F46 得电,压机开始卸压,等压力降到 2~3 MPa 后 F47

也得电,压机开始卸荷直到压力接近零。然后 F4 换到右位,F51 得电,泵 P1 打出的压力油经过 F51 将充液阀 F49、液控单向阀 F50 打开,G1、G2、G5、G6 的油经 F49 流回油箱,G3、G4 的油经 F50 流回油箱。待压机的下横梁接近最低位时 F4 换到中位,F51 失电,F51、F49 关闭,压机慢速下降直到最低位后 F46、F47 也关闭。

(5)装卸板机的升降 M3 启动,F21、F29 得电,F38 换到左位,装板机快升。接近工位时 F38 换到中位,装板机慢升到到位后得行程开关信号,使 F21、F29 失电,装板机停下。F35 得电,F38 换到右位,装板机快降。接近最低位时 F38 换到中位,装板机慢降到到位后得行程开关信号后使 F35 失电,装板机停下。

卸板机的动作与装板机类似。

另外在保压段时,装、卸板机就开始动作,为了避免装、卸板机的动作影响压机的工作,装、卸板机的油路与主油路用 F25 隔开。在实际应用中,可根据上述计算方法和原理做成多种规格压机的液压系统。在使用中发现该系统有以下特点:工作稳定,能耗小,泄漏少,油液发热正常,维修方便。目前已开始运用到竹胶板的生产中。随着液压系统的逐步改进,这种压机将有更广阔的使用前景。

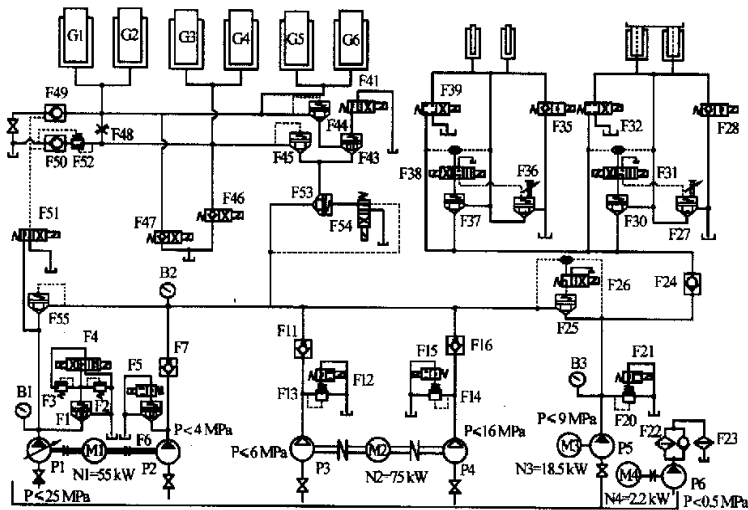


图 1 改进设计后多层热压机组的液压系统

Fig. 1 The improved hydraulic system design for multi-layer press unit

### 参考文献:

- [1] 成大先. 机械设计手册(第4卷)[M]. 北京:化学工业出版社, 1999, 19-42.  
[2] 机械设计手册(下册)[M]. 北京:化学工业出版社, 1983, 76.