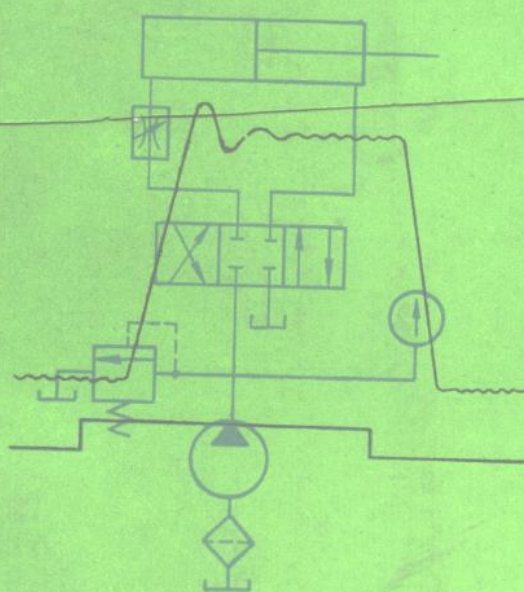


液压传动实验指导书

佛山大学 凌更成 罗金堂 编



机械工业出版社

液压传动实验指导书

佛山大学 凌更成 罗金堂 编



机械工业出版社

本书是针对大学、职大、电大、中专学生进行液压传动实验的问题而编写的。在编写中，力求结合教学经验，引导学生掌握实验要领，开拓思路，运用三段（准备实验、实验进行和写出实验报告）程序，培养学生分析问题和解决问题的能力。

内容包括：液压系统中工作压力形成原理、液阻特性、液压泵性能、溢流阀性能、节流调速回路性能和液压元件拆装等实验。

本指导书适用于秦川机床厂生产的QCS002型和QCS003或QCS003B型液压教学实验台。也可作其它液压实验台教学实验的参考书。

液压传动实验指导书

佛山大学 凌更成 罗金堂 编

责任编辑：孙祥根

封面设计：方 芬

*

机械工业出版社出版（北京阜成门外百万庄南里一号）

（北京市书刊出版业营业许可证出字第117号）

通县建新印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本787×1092 1/16·印张6 3/8·字数160·千字

1990年11月北京第一版·1990年11月北京第一次印刷

印数 00, 001—6, 000定价：2.90元

ISBN7-111-2575-X/TH·42(X)

前 言

本书是根据1980年“全国高校金属切削机床液压传动讲习讨论会”建议的实验内容编写的。内容包括液压系统中工作压力形成原理、液阻特性、液压泵性能、溢流阀性能、节流调速回路性能和液压元件拆装等六个主要实验。本书适用于秦川机床厂生产的 QCS002 型和 QCS003 或 QCS003B 型液压教学实验台。

随着实验教学的不断加强,要求学生通过实验学会一般实验的方法和技能,培养他们分析问题和解决问题的能力。但在学习液压传动课程时,学生往往对准备实验、实验进行和写出实验报告抓不住重点,本书针对这些问题对每一个实验进行了启发引导,适当地提出了目的、原理、内容、仪器设备、实验方案和对成果的要求。学生在学习液压元件时,往往对实现液压元件某一工作原理的各种结构、主要零件的材料、技术要求及其所起的作用和空间油路关系等问题了解较少且缺乏感性认识,对拆装液压元件的要求及方法不熟悉,针对这些问题对教材中列举的一些常见元件进行了适当地说明,引导学生在拆装实验中自学和讨论,以便触类旁通。

本书适用于大专院校液压传动课程的实验教学,可作辅助教材使用。也适用于其他各类学校液压传动课程的实验教学。

在编写过程中,得到各兄弟院校和秦川机床厂同行们的热情支持和帮助,在此表示衷心感谢。限于编者的水平,书中错误或不妥之处,敬请读者指正和批评。

编者

1990年3月

目 录

绪言.....	1
实验一 液压系统中工作压力形成原理实验.....	3
实验二 液阻特性实验.....	17
实验三 液压泵性能实验.....	39
实验四 溢流阀性能实验.....	51
实验五 节流调速回路性能实验.....	63
实验六 液压元件拆装实验.....	82
参考文献.....	97

绪 言

一、液压传动实验教学的目的

理论的基础是实践,实践是检验真理的唯一标准。尤其是自然科学的发展,更离不开科学实验。实验教学与理论教学相辅相成,共同担负着培养学生智能、提高人才质量的任务。

液压传动实验教学的目的在于使学生掌握基本的实验方法及实验技能,学习科学研究的方法,同时实验也是帮助学生学习和运用理论处理实际问题,验证、消化和巩固基础理论的重要教学环节。

二、液压传动实验中应着重把握如下诸点

- 实验目的和研究对象,如某个理论、定律、液压元件、液压回路、液压系统等。
- 实验条件,如温度及其变化(油液粘度及其变化)、实验装置的几何尺寸、装配及测试点的选取、管道材质及其内壁粗糙度等。
- 实验设备,如实验台的传动原理、液压泵装置、管道和控制元件的布局、液压执行元件、辅助元件等。
- 实验有关的参数,如调定参数、设定参数、待测参数和计算项目中的参数与结果等,以及对这些参数观察和测量方法的选择,常用测试仪器仪表的使用及其标定方法等。
- 实验测试精度及误差的估计和分析。
- 实验原始数据需用钢笔真实记录,决不应凭主观确定和任意涂改。

三、单位制和常用公式

本书采用国际单位(SI)制。由于QCS002型和QCS003(QCS003B)型教学实验台已生产多年,前期产品采用重力制仪表,后期产品采用SI制仪表,为便于它们之间的换算,下面将本书常用物理量的SI制与重力制单位作简要说明,并导出常用公式。

1. 长度(L): m

2. 时间(t): s

3. 质量(m):

4. 力(F): N

重力(G): N

$$1\text{N}=1\text{kg}\cdot\text{m}/\text{s}^2=10^{-3}\text{kN}=0.102\text{kgf}\approx 0.1\text{kgf}$$

$$1\text{kgf}=9.807\text{N}\approx 10\text{N}$$

5. 压力(压强)(p): Pa

$$1\text{Pa}=1\text{N}/\text{m}^2=10^{-6}\text{MPa}$$

$$1\text{bar}=10^5\text{Pa}=0.1\text{MPa}$$

$$1\text{kgf}/\text{cm}^2\approx 10^5\text{Pa}$$

6. 密度(ρ): kg/m^3

液压油一般可取 $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ ($\rho = 860 \sim 950 \text{ kg/m}^3$)

重度 (γ): N/m^3

$$\gamma = \rho g$$

液压油一般可取 $\gamma = 8800 \text{ N/m}^3$ ($\gamma = 8400 \sim 9300 \text{ N/m}^3$)

7. 体积 (容积) (V): m^3

$$1 \text{ m}^3 = 10^3 \text{ L (升)}$$

$$1 \text{ L} = 10^3 \text{ mL} = 10^3 \text{ cm}^3 = 10^{-3} \text{ m}^3$$

8. 动力粘度 (μ): $\text{Pa} \cdot \text{s}$

$$1 \text{ N/m}^2 \cdot \text{s} = 10 \text{ P (泊)} = 10^3 \text{ cP (厘泊)}$$

9. 运动粘度 (ν): m^2/s

$$\nu = \mu / \rho$$

$$1 \text{ m}^2/\text{s} = 10^4 \text{ St (施)} = 10^6 \text{ cSt (厘施)}$$

10. 转速 (n): rad/s

$$1 \text{ rad/s} \approx 10 \text{ r/min}$$

$$1 \text{ r/min} = 2\pi/60 \text{ rad/s} \approx 0.1 \text{ rad/s}$$

11. 速度 (v): m/s

$$1 \text{ m/s} = 60 \text{ m/min}$$

$$1 \text{ m/min} \approx 0.0167 \text{ m/s}$$

12. 流量 (q): m^3/s

$$1 \text{ m}^3/\text{s} = 6 \times 10^4 \text{ L/min}$$

$$1 \text{ L/min} = 10^{-3}/60 \text{ m}^3/\text{s} \approx 1.667 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

13. 排量 (q'): m^3/rad

$$1 \text{ m}^3/\text{rad} = 6.28 \times 10^8 \text{ cm}^3/\text{r}$$

$$1 \text{ cm}^3/\text{r} = 10^{-6}/2\pi \text{ m}^3/\text{rad} = 1.59 \times 10^{-7} \text{ m}^3/\text{rad}$$

14. 力矩和转矩 (M): $\text{N} \cdot \text{m}$

$$M = pq'$$

$$1 \text{ N} \cdot \text{m} \approx 0.1 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

15. 功率 (P): W

$$P = pq$$

16. 薄壁小孔节流公式

$$q = CA \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}$$

式中 C —流量系数;

A —节流口通流截面积, 单位为 m^2 ;

ρ —油液的密度, 单位为 kg/m^3 ;

Δp —节流口前后压力差, 单位为 Pa 。

若 $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ 代入上式, 则 (q 的单位为 m^3/s)

$$q = 4.7 \times 10^{-2} CA \sqrt{\Delta p}$$

实验一 液压系统中工作压力形成原理实验

§1 实验目的

本实验通过几种形式的负载变化,研究液压缸和液压泵工作压力形成的原理,加深理解“容积式液压传动中,工作压力决定于外界负载,即决定于油液运动时受到的阻力”。通过实验应学会分析液压系统中某处工作压力和该处负载大小的关系,掌握液压系统中压力形成和传递的规律。

§2 实验原理

帕斯卡原理指出:在充满液体的密闭容器内,施加于静止液体表面的压力将以等值同时传到液体的各点。所以在液压系统中,当忽略液体自重时液体静止段内压力到处相等,如实验系统中压力表的示值反映表前管道引出处的压力值。

以一个不完全系统(图1—1)为例,液压缸有杆腔活塞有效面积为 A_2 ,阻力负载为 F 。液压泵从油箱吸油,经压油管供油至液压缸下腔,由于 F 的存在将阻止液压缸下腔密封容积的增大,从而使泵不断排出的油液受到压缩,因此导致油压不断上升,当压力升高到能克服阻力负载 F 时,活塞便被推动上升,这时,因缸的上腔直通油箱, $p_1=0$,则有 $p_2=\frac{F}{A_2}$ 。

如果 F 不变,液压缸下腔将维持 p_2 不变,继续推动活塞上移。如果 $F=0$,略去活塞自重和其它阻力时,泵排出的油液可以推动活塞上移,但不能在液压缸下腔建立起压力($p_2=0$)。以上说明,在容积式液压传动中,工作压力决定于外界负载,即决定于油液运动时受到的阻力。

液压系统中液流受到的阻力,往往有三大类:一、外加阻力。如液压缸提升的荷重、推动机械位移的力、液压马达驱动机械回转运动的扭矩等。二、液压阻力。沿程阻力和局部阻力统称液压阻力。三、密封阻力。如活塞杆作直线往复运动时,它与密封件间的摩擦所产生的阻力等。

在图1—2中液压缸上腔直通油箱,即 $p_1=0$,此时液压缸理论推力为 $F_{理}=p_2A_2$ 。客观上由于活塞杆与端盖在 a 处和活塞与缸筒在 b 处存在密封阻力, a 处存在外泄漏和 b 处存在内泄漏(由高压腔向低压腔的泄漏),加之制造和安装误差,偏载引起活塞和活塞杆倾斜而产生的附加阻力等因素,使液压缸能推动的实际荷重 $F_{有效}$ 总小于理论推力 $F_{理}$,为此,在JB 2149—77^[21]中,用负载效率 $\eta_{负载}$ 表征它们的关系, $\eta_{负载}$ 是以 $F_{有效}$ 与 $F_{理}$ 之比来表征的,即

$$\eta_{负载} = \frac{F_{有效}}{F_{理}} 100\% \text{ 或 } F_{有效} = F_{理} \eta_{负载} = F_{理} - F_{无效} \quad (1-1)$$

若将式(1-1)中各力改用表压(压强)形式表示,则有

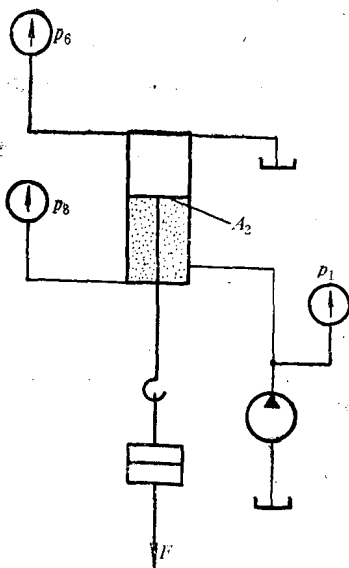


图1-1 压力形成原理图

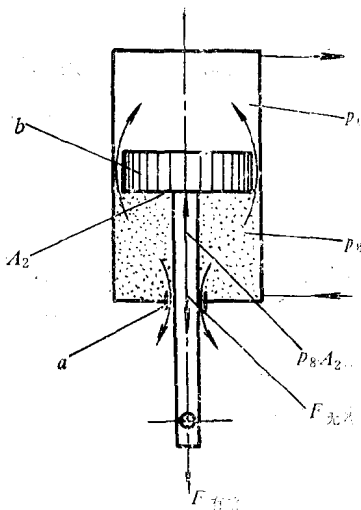


图1-2 液压缸负载效率

$$p_{\text{有效}} = \frac{F_{\text{有效}}}{A_2}, \quad p_8 = \frac{F_{\text{总}}}{A_2}, \quad p_{\text{无效}} = \frac{F_{\text{无效}}}{A_2} \quad (1-2)$$

式中 $p_{\text{有效}}$ ——液压缸有效负载压力；

p_8 ——液压缸工作腔压力；

$p_{\text{无效}}$ ——液压缸无效负载压力。

所以

$$p_{\text{有效}} = p_8 - p_{\text{无效}} \quad (1-3)$$

或

$$p_8 = p_{\text{有效}} + p_{\text{无效}} \quad (1-3a)$$

式 (1-3a) 为液压缸工作压力决定于外界负载的表达式，它说明要使活塞运动，工作腔的压力 p_8 必须等于液压缸有效负载压力和无效负载压力之和。

在图1-4所示的实验装置系统中，若设定液压缸11工作，其回油路阻力可以忽略不计，即 $p_6=0$ ，此时泵2出口工作压力 p_1 由两部分组成，一部分是从泵出口至液压缸进口的油路上各种阻力（如滤油器3，调速阀6，换向阀7，单向阀32或节流阀8，以及接头和管道等）产生的压力损失之和 $\Sigma\Delta p$ ，另一部分就是液压缸工作腔的压力 p_8 ，有

$$p_1 = p_8 + \Sigma\Delta p \quad (1-4)$$

式 (1-4) 为液压泵出口工作压力决定于外界负载的表达式，它说明液压缸要获得工作压力 p_8 ，液压泵的工作压力 p_1 必须等于液压缸工作腔压力和该工况下油路压力损失 $\Sigma\Delta p$ 之和。

当调速阀5和6关闭时，泵排出的全部油液仅通过溢流阀4溢回油箱，泵的工作压力由溢流阀4的局部阻力决定，溢流阀调定后，液阻基本不变，因此 p_1 也基本不变。

当调速阀6打开到某一开度，泵排出的油一部分供液压缸工作，多余的油仍通过阀4溢回油箱（可设置流量观察计40观察），但通过阀口溢流的油必须克服调定的液阻，因此可知

此时泵的出口压力 p_1 仍然基本不变。液压缸工作中如果外界负载在变化,则 p_2 一定随之变化,这时调速阀6将自动调节液阻即过阀的压力损失 $\Delta p_{\text{调}}$,使 $p_2 + \Sigma \Delta p$ 恒等于 p_1 ,即当 p_2 增大时, $\Delta p_{\text{调}}$ 减小,反之亦然。

§3 实验装置

QCS002型教学实验台外形如图1-3所示。

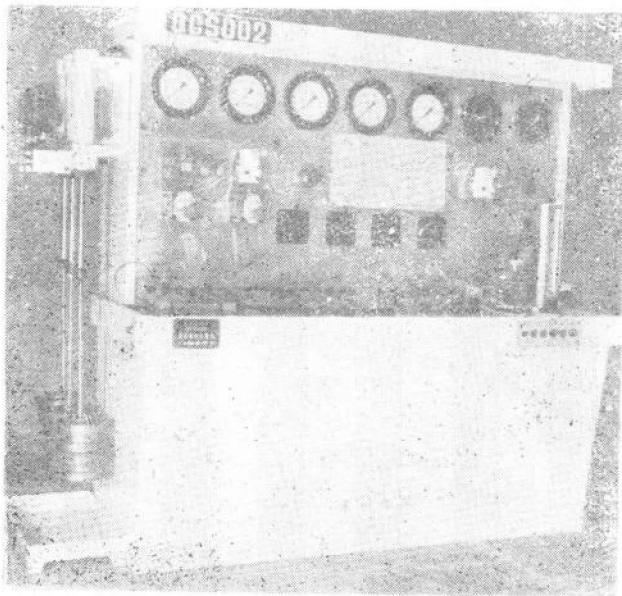


图1-3 QCS002型教学实验台外形图

进行实验时,应将调速阀5关闭,切断实验二的油路(见图1-4)。

一、液压缸

液压缸11, 12和13为单杆活塞缸,其结构完全相同,见图1-5。缸筒由HT—200铸铁制成。缸盖用止口定位,O形密封圈防止外漏,螺钉压紧,这种结构便于加工和装拆。活塞与活塞杆为一整体零件,由40Cr合金钢经热处理制成。

液压缸中的密封,是指活塞与缸筒内壁和活塞杆与下端盖等处的密封,用来防止液压缸内部和外部泄漏,此缸采用了O形和V形两种密封圈。O形密封圈可用作运动件的密封,也可用作固定件的密封,它的外侧内侧、和端面都能起密封作用。V形密封圈由支承环a、密封环b和压环c三种不同截面的密封组件组成,安装时必须使唇边开口面对压力油作用方向。V形密封圈接触面较长,密封性好,但摩擦力较大,所以在往复运动速度不高的活塞杆处应用较多。本实验装置可通过与下端盖联接的调整螺母,使垫环上下移动,以轴向机械力压紧或放松V形密封圈,从而改变此处的密封阻力。注意,平时此处密封阻力应处于正常值状态(螺母9需稍稍旋紧)。

液压缸上端采用固定节流小孔、下端采用截形为 60° 的轴向小槽作为缓冲装置的阻尼,当活塞上下端面分别越过A口环槽或B口环槽,封闭在端盖与活塞间的油液从固定节流器中挤出去,活塞受到一个很大的阻力,其运动速度减慢下来,起到缓冲作用。活塞起动时,压力油液通过节流器进入端盖和活塞之间,当活塞端面离开环槽后,压力油才直接通过环槽进

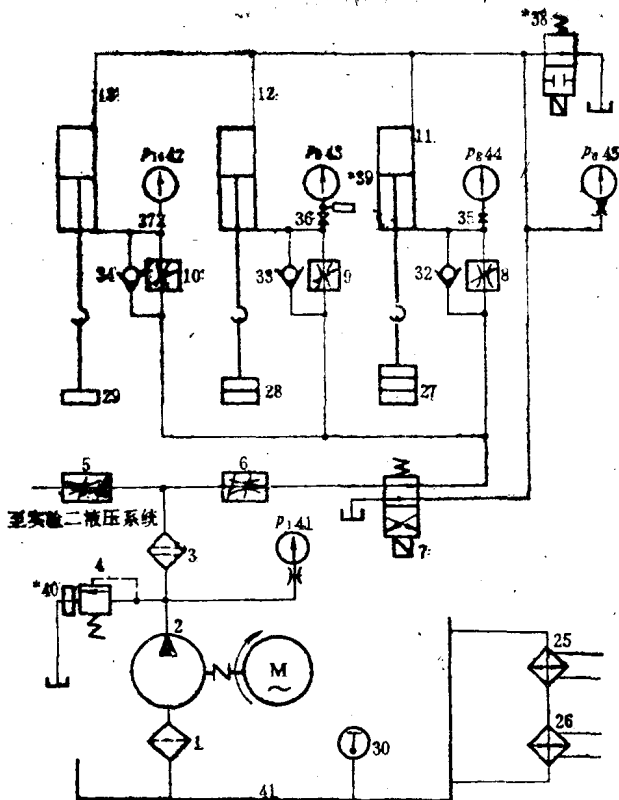


图1-4 液压系统中工作压力形成原理
实验液压系统原理图

注：图中*者为编者建议自行增设的部分。

1—线隙式滤油器 2—定量液压泵 3—纸芯式滤油器
4—溢流阀 5、6—调速阀 7—二位四通电磁换向阀 8、
9、10—节流阀 11、12、13—液压缸 25—冷却器 26—
电加热器 27、28、29—砝码 30—温度计 32、33、
34—单向阀 35、36、37—开关 38—二位二通电磁
换向阀 39—压力传感器 40—流量观察计 41—油箱

入液压缸，使起动平稳。

液压缸的有效工作面积可以通过活塞和活塞杆的直径求出。

二、液压缸及其油路布局

液压缸及其进、回油路布局示意图见图1-6。图1-4中的节流阀8、9、10和液压缸11、12、13通过一块联接板组合在一起，局部结构示意图如图1-7所示。

通过布置在液压缸同侧的旋钮开关，可使二位四通电磁换向阀7切换液压缸的进、回油路。电磁铁断电时，阀芯在弹簧力作用下，处于图1-6所示位置，压力油通过全开的节流阀口或单向阀进入缸的下腔，活塞上行，缸上腔的油液通过阀7和阀*38[⊖]流回油箱。当旋钮开关接电后，阀7和阀*38的电磁铁分别推动阀芯换位，压力油进入液压缸上腔，活塞下行，

⊖ 阀*38为22E₁-25B，增加它的目的是为了大大减小小液压缸上腔的回油阻力。上腔回油量约为下腔进油量的二倍，当下腔进油量较大时，有了这条油路上腔的背压损失就可以忽略不计。

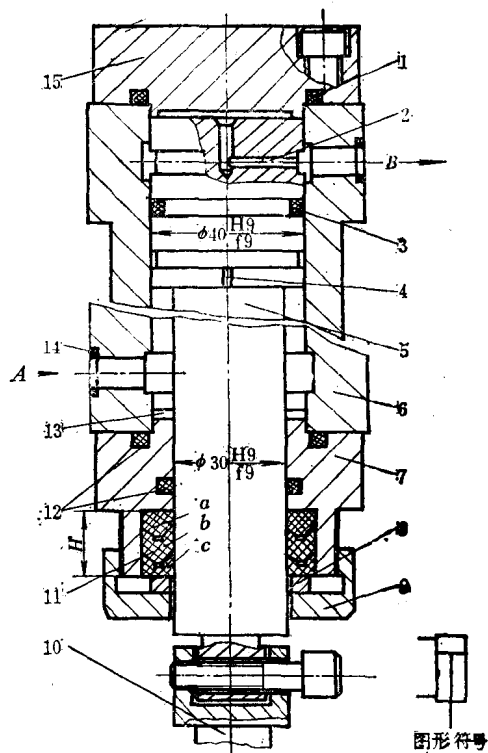


图1-5 液压缸结构示意图

1、3、12、14—O形密封圈 2—缓冲节流孔
($d=1.2mm$) 4—缓冲槽（截形60°，2条）
5—整体活塞 6—缸筒 7—下缸盖 8—垫环
9—螺母 10—砝码托盘 11—V形密封圈
13—空槽（便于上行起步） 15—上缸盖

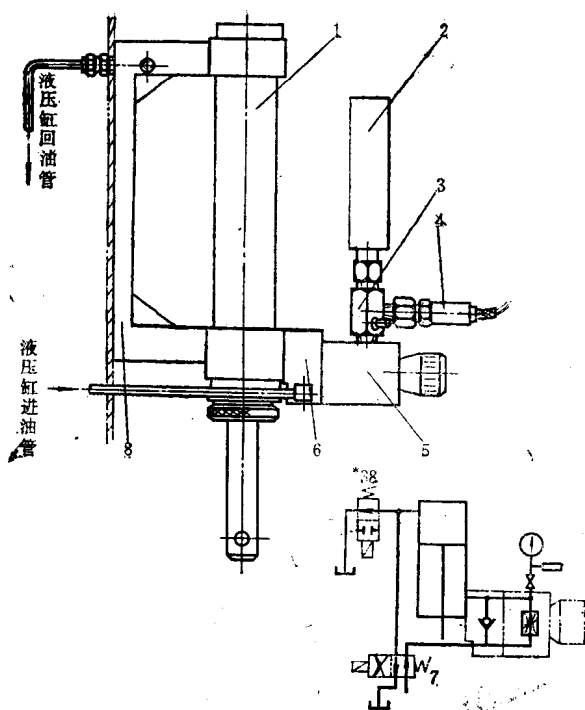


图1-6 液压缸及其进、回油路布局示意图

- 1—液压缸 2—精密压力表 3—开关 4—压力传感器
5—节流阀 6—连接板 7—二位四通电磁换向阀
8—液压缸支架 *38—二位二通电磁换向阀

芯2轴向移动,就可以调节所需的流量。

为什么液压缸进油路流量的调节,不采用节流阀而采用调速阀呢?

普通节流阀的流量特性方程为(参看“绪言”三)

$$q_{\text{节}} = C A_{\text{节}} (p_1 - p_2)^{\frac{1}{2}} = C A_{\text{节}} \Delta p^{\frac{1}{2}} \quad (1-5)$$

上式表明,通过节流阀的流量 $q_{\text{节}}$ 是其压差 Δp 的函数。液压系统工作时, $A_{\text{节}}$ 通常都是调定值,此时,如果 Δp 变化,则 $q_{\text{节}}$ 一定变化。

如果负载即阀的出口压力变化时,要求活塞的运动速度即过阀流量稳定,采用节流阀将达不到目的,但采用调速阀就可以满足要求。由图1-4可知,调速阀6的进油压力 p_1 就是液压泵供油压力(略去管道损失),它由溢流阀4调定基本不变。由

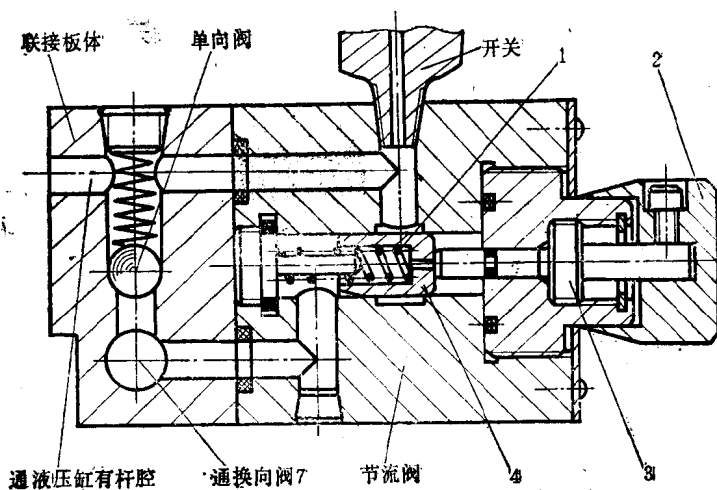


图1-7 节流阀与联接板结构示意图

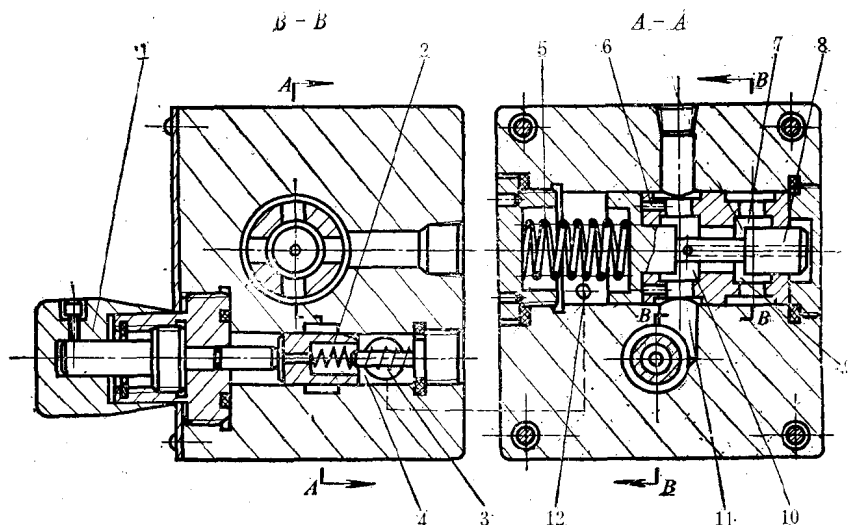


图1-8 调速阀结构示意图

- 1—转动手柄 2—节流阀阀芯 3—出油口孔 4—油腔 5—弹簧 6—油孔
7、10—环槽 8—减压阀阀芯 9—减压口 11、12油孔

图1-8可知,调速阀出口压力 p_3 也就是液压缸下腔工作压力(因为上腔直通油箱,背压为零),当 p_3 加大时,作用在阀芯8大端的液压力加大,减压阀因失去平衡而右移,减压口9加大,液阻减小, p_2 增加,使 $p_2 - p_3$ 基本保持不变,从而使通过调速阀的流量不变。相反, p_3 减小,减压口减小,液阻增大, p_2 减小,使 $p_2 - p_3$ 基本不变,流量也稳定不变。由此可以看出,调速阀的作用实质上是利用一个能自动进行调整的可变液阻(减压阀)来保证另一个固定液阻(已确定 $A_{\text{节}}$ 的节流阀)前后的压差基本上恒定不变。

调速阀当压力差很小时,减压阀芯在弹簧力作用下压向右端,减压口全部打开,不起减压作用,这时的性能就和节流阀相同。所以调速阀正常工作时,一般最小应保证压力差 $\Delta p_{\text{min}} = 0.4 \sim 0.5 \text{ MPa}$

四、液压泵

液压泵为双作用式定量叶片泵,排量为 $9.54 \times 10^{-7} \text{ m}^3/\text{rad}$ ($6 \text{ cm}^3/\text{r}$)。结构示意图参看图3-4。

液压泵工作压力决定于系统的负载,出口压力 p_1 的调整,应满足下式:

$$p_1 \geq p_{1\text{min}} = p_{s\text{max}} + \Delta p_{\text{min}} + \Sigma \Delta p' \quad (1-6)$$

式中 $\Sigma \Delta p'$ ——回路中除调速阀最小压差(Δp_{min})以外的各项损失之和,当流速较低时, $\Sigma \Delta p'$ 很小;

$p_{s\text{max}}$ ——实验条件下液压缸8下腔工作压力的最大值。

五、其它

实验油温可用水冷却器25或电加热器26人工控制。

油温采用压力式指示温度计30指示。这种温度计是利用灌充在耐压温包、柔性毛细管和弹簧管组成的密闭系统内流体的温度与压力间的函数关系来测量油温的。该温度计密闭系统内的流体通常为氯甲烷或氟里昂12。

§4 实验方案

容积式液压传动中,工作压力决定于外界负载,即决定于油液运动时受到的阻力。因此,将液压缸作为研究对象时,通过砝码重量或V形密封阻力的变化,可以得到工作腔的不同压力;将液压泵作为研究对象时,根据实验条件(缸及回路负载的变化范围),可以确定液压泵出口压力应调的最小值。

一、液压缸V形密封圈密封阻力变化,对液压缸工作压力的影响[⊖]

由式(1-3a)有

$$p_s(\text{或 } p_s \text{ 或 } p_{10}) = p_{\text{有效}} + p_{\text{无效}} = p_{\text{有效}} + p_{\text{无效1}} + p_{\text{无效2}} \quad (1-7)$$

式中 $p_{\text{有效}}$ 是由外加砝码形成的压力, $p_{\text{无效}}$ 是由活塞、砝码托盘的重量和密封阻力等因素形成的压力。

实验中,设定参数为 $p_{\text{无效2}}$,即活塞杆处V形密封圈的密封阻力(以表压形式表达),建议分3次逐级加大。待测参数为液压缸有杆腔的工作压力 p_s 。注意影响 p_s 的其他因素,均需取为常数:为突出 $p_{\text{无效2}}$,可使 $p_{\text{有效}}=0$,即砝码块数 $n=0$;为使 $p_{\text{无效1}}=\text{常数}$,可选定某一液压缸来作实验,此时,活塞与砝码托盘的重量、O形密封圈形成的密封阻力和液压缸内径几何尺寸等均可作为常数。调定参数为液压泵的工作压力 p_1 ,其值可根据式(1-6)确定。

本项实验为定性要求,所测数据的规律应和理论分析一致。

实验前应完成如下各项准备工作:

1. 调定实验油温(建议在 $20\sim 40^\circ\text{C}$ 范围内定一温度点)。
2. 将节流阀8的节流口全部打开后使活塞多次(3~5次)往复运动到头,排除实验系统内的空气。

3. 测定如下数据:

$$p_{s\min} = p_{\text{有效}} + p_{\text{无效1}} + p_{\text{无效2}\min}$$

本项实验能否取得满意成果,应注意压力表的选择和读值方法。考虑到V形密封圈受力后,引起 $p_{\text{无效2}}$ 变化范围不会很大,且 $p_{\text{无效2}}$ 在液压缸正常工作时与 p_s 相比,其值较小,而普通压力表在起始段误差较大,为提高测试精度,也可采用0.4级的精密压力表,量程为 $0\sim 4\text{ MPa}$ 。

二、液压缸外加负载变化,对液压缸工作压力的影响

由于实验装置中的液压缸铅直布局,在托盘上加挂不同砝码作为外加负载,可以测得液压缸工作压力的变化值。砝码重量即液压缸的有效负载。由式(1-2)可得计算式:

$$p_{\text{有效}} = \frac{F_{\text{有效}}}{A_2} = \frac{nG}{A_2} \quad (1-8)$$

由式(1-3a)有

[⊖] 该内容也可作为演示实验。

$$p_s = p_{\text{有效}} + p_{\text{无效}} = \frac{nG}{A_2} + p_{\text{无效}} \quad (1-9)$$

式中 n ——砝码数量;

G ——每块砝码的重量, 单位为N;

A_2 ——液压缸有杆腔活塞有效面积, 单位为 m^2 ;

p_s 、 $p_{\text{有效}}$ 、 $p_{\text{无效}}$ ——同前。

实验中设定参数为砝码重量, 即 $F_{\text{有效}} = nG$, 建议 $n=0, 1, 2, 3, 4$, 设定5次。待测参数为液压缸有杆腔的工作压力 p_s 。由式 (1-9) 可知, 实验中 $p_{\text{无效}}$ 需保持常数。

调定参数:

1. 泵的工作压力 p_1 , 其值可根据式 (1-6) 确定 (一般取 $p_1 \leq 2\text{MPa}$)。

2. 节流阀8的节流口开度 $A_{\text{开}}$ 随 n 的增大可逐级调小, 这样可避免活塞下降时速度过快产生拉空和冲击。

本项实验要求达到定量分析, 作出负载-压力曲线。测试数据要有较好的再现性, 每个小项目测试次数应不少于2次, 可采取增码、减码或重复的方法进行。

实验前应完成如下各项准备工作:

1. 调定实验油温 (建议在 $20 \sim 40^\circ\text{C}$ 范围内定一温度点)。在本项实验中控制油温变化不超过 $\pm 2^\circ\text{C}$ 。

2. 调整液压缸螺母, 使 p_s 基本恢复上项实验前测定的 $p_{s\min}$ 值; 并使活塞上下运动直到 $p_{s\min}$ 值稳定后, 再进行本项实验。

3. 测量各块砝码重量 G (单位为N);

4. 测定活塞全行程长度 L (单位为m) 和时间 t (单位为s)。

本项实验能否取得满意成果, 还应注意压力表的选择和读值方法。也可采用 0.4 级精密压力表, 量程为 $0 \sim 4\text{MPa}$ 。

三、多缸并联时, 各缸外加负载不同对液压系统工作压力的影响

实验装置中采用三缸并联油路, 在进油路 $\Sigma\Delta p$ 不变和各缸 $p_{\text{无效}}$ 基本相同的条件下对各缸施加不同的外加负载, 开车进行观察、记录, 并分析系统中各缸进口压力 p_s 、 p_o 和 p_{10} 随时间 t 变化的数值和规律。

根据压力决定于外界负载的原理, 可得推论如下: 多缸并联回路中, 液压缸必随负载大小而顺序动作, 负载小的先动, 负载大的后动。

根据式 (1-6) 可知, 液压泵调整的最小工作压力 $p_{1\min}$ 需按最大负载缸的工作压力来确定。

实验中, 设定参数为各缸的砝码重量 $F_{\text{外}} = nG$ (单位为N), 且三缸各取不同的 n 值。

待测参数为:

1. 各缸起动时、运动中和停止时的压力值 p_s 、 p_o 和 p_{10} (单位为Pa);

2. 当最后运动的活塞上升停止后的压力 (单位为Pa);

3. 各缸上升全行程所需的时间 t (单位为s)。

实验中, 调定参数为 p_1 、 $\Sigma\Delta p$ 和各缸 $p_{\text{无效}}$ 。 p_1 按式 (1-6) 确定; $\Sigma\Delta p$ 主要由调速阀决定, 此时节流阀8、9、10 应完全打开; $p_{\text{无效}}$ 由各缸下端的调整螺母调定, 建议三缸中 $p_{\text{无效}}$

调节至最大和最小值之差小于0.05MPa即可。

由于实验中三缸按顺序连续动作，所需记录数据较多，采用人工记录时必须几个人分工配合，各人负责一项数据。

本实验要达到定量分析，可通过下面提出的自动记录方式，作出系统压力随时间变化的曲线。

根据经验，采用自动记录数据的方式容易得到较为满意的成果。压力传感器需另外加接头安装，也可安装在 p_0 压力表座内（此时要将压力表取下），以便取出液压缸有杆腔压力信号。安装示意图如图1-6所示。

自动记录数据时，仪器工作框图如图1-9所示。

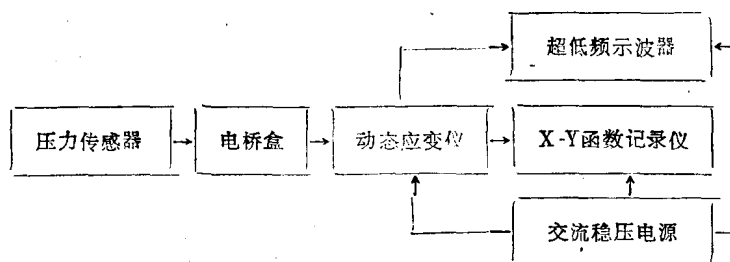


图1-9 仪器工作框图

实验前应完成如下各项准备工作：

1. 调定油温在20~40℃范围内定一温度点，本项实验中控制油温变化不超过 $\pm 2^\circ\text{C}$ 。
2. 调定 p_1 和各缸 $p_{\text{无}}$ 至要求。
3. 借出所需仪器，按工作框图接线，经指导教师检查后通电，按各仪器使用说明书预调调整，作好各项准备工作。确定函数记录仪X轴走纸速度 v 和Y轴在最大压力值 p 的记录幅值。

4. 按0.4级精密压力表作出待测压力标定线。如需记录的最大压力值为2MPa，可调溢流阀手柄，使 p_0 精密压力表分次指示出0.4、0.6、1.6、1.8和2MPa等值，当每次示值稳定时，在X—Y记录仪的记录纸上将得到一条与X轴平行的标定直线，在每条线上标出表值压力，如图1-10所示。

标定线的零线是在仪器调平衡后，实验台停车时记录的。在标定线作完2MPa之后，需要放松溢流阀手柄，即先降压再停车，重复记录零线，前后两条应当闭合。

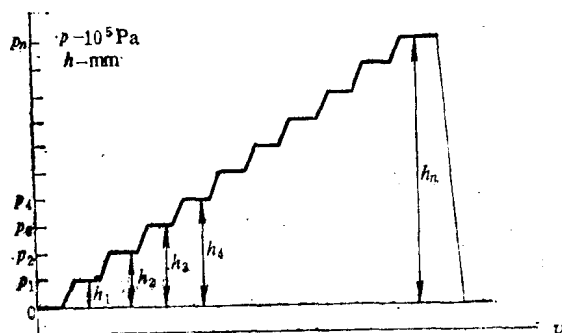


图1-10 标定记录曲线示意图

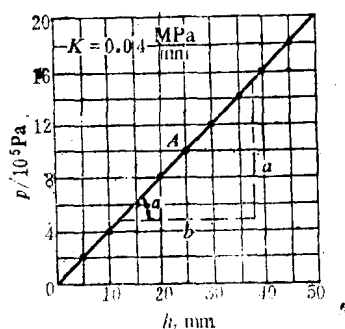


图1-11 标定曲线

一般标定线至少要做三次,数据必须有较好的再现性,误差在规定的范围以内。

5. 标定线做出后,进行数据处理,作出 p_s-h 标定曲线如图1-11所示,这里 h 代表 p_s 在某压力值时,记录曲线的幅值。在传感器和仪器线性很好的情况下标定曲线 A 是一条直线,其斜率 $\text{tg}\alpha = \frac{a}{b} = K \left(\frac{\text{MPa}}{\text{mm}} \right)$,表示记录曲线每毫米 V 向幅值(高度)代表 $K \text{ MPa}$ 。利用 K 值可以省去查阅标定线的时间。

应当注意,每条标定曲线必需注明标定条件,如某一传感器在某动态应变仪槽路的某一衰减挡做出的。实验工作时的情况应与标定时相一致。如果学生实验学时有限,标定曲线可由实验室提供,但学生必须看懂图的来历和使用条件。

§5 成果和计算

一、液压缸V形密封圈密封阻力变化对液压缸工作压力的影响

1. 原始数据和计算结果的格式见表1-1。

实验条件: 采用____号液压缸;油液牌号:____;油温:____ $^{\circ}\text{C}$;液压缸有杆腔有效面积 $A_2 = \text{____} \text{ m}^2$ 。

表 1-1

设定参数	次	测定参数	待测参数		计算结果	
V形密封圈密封阻力 F_v/N	数 n	液压泵工作压力 p_1/MPa	液压缸回油腔压力 p_0/MPa	液压缸工作压力 p/MPa	V形圈密封负载压力 $p_{\text{无效}2}/\text{MPa}$	$F_v = p_{\text{无效}2} A_2$
↓ 增 加	1			$p_{\text{初始}} =$	—*	—
	2					
	3					

* $p_{\text{无效}2}$ 只计算其增量,所以第1次不计算,第2次起按下式计算: $p_{\text{无效}2} = p - p_{\text{初始}}$ 即第 n 次测得的 p 减去第1次测得的 $p_{\text{初始}}$ 等于第 n 次 $p_{\text{无效}2}$ 。

2. 讨论:

V形密封圈的密封效果好,但密封阻力较大。从实验数据可知,要使液压装置的密封效果良好,又要使密封阻力尽量减小,必须对V形密封圈安装高度 H (见图1-5)有一定要求(具体数值可查手册进行计算)。如果 H 过小,将造成 $p_{\text{无效}}$ 增大,如果 H 过大,将降低密封效果。

二、液压缸外加负载变化对液压缸工作压力的影响

1. 原始数据和计算结果的格式见表1-2。

2. 数据处理结果:

- 1) 作出液压缸 $F_{\text{有效}}-p$ 曲线,示意图如图1-12中曲线I。
- 2) 作出液压缸 $F_{\text{有效}}-v$ 曲线,示意图如图1-12中曲线II。