

中等职业教育国家规划教材配套教学用书

液压与气压传动 学习指导与练习

(机电技术应用专业)

主编 兰建设



高等教育出版社

内容简介

本书是兰建设主编的中等职业教育国家规划教材《液压与气压传动》的配套教学用书。

本书章节内容安排同主教材对应,列举了典型题解,给出了适量的思考与练习题及答案。此外还编写了液压传动的典型实验指导。具有较强的辅教辅学功能。

本书适用于中等职业学校机械制造类及相关专业,亦可作为其他同类教材的参考用书。

图书在版编目(CIP)数据

液压与气压传动学习指导与练习/兰建设主编. —北京:高等教育出版社,2004.7(2007重印)

ISBN 978 - 7 - 04 - 014941 - 8

I. 液... II. 兰... III. ①液压传动-专业学校-教学参考资料 ②气压传动-专业学校-教学参考资料
IV. ①TH137 ②TH138

中国版本图书馆CIP数据核字(2004)第044297号

策划编辑 王瑞丽 责任编辑 陈大力 封面设计 于涛 责任绘图 朱静
版式设计 张岚 责任校对 殷然 责任印制 陈伟光

出版发行	高等教育出版社	购书热线	010-58581118
社 址	北京市西城区德外大街4号	免费咨询	800-810-0598
邮政编码	100011	网 址	http://www.hep.edu.cn
总 机	010-58581000		http://www.hep.com.cn
经 销	蓝色畅想图书发行有限公司	网上订购	http://www.landracom.com
印 刷	涿州市星河印刷有限公司		http://www.landracom.com.cn
		畅想教育	http://www.widedu.com
开 本	787×1092 1/16	版 次	2004年7月第1版
印 张	3.75	印 次	2007年5月第7次印刷
字 数	80 000	定 价	5.50元

本书如有缺页、倒页、脱页等质量问题,请到所购图书销售部门联系调换。

版权所有 侵权必究

物料号 14941-00

前 言

本书是兰建设主编的中等职业教育国家规划教材《液压与气压传动》的配套教学用书。本书的编写旨在引导读者能够更好领会主教材各章基本内容和学习要求，能够抓住关键，理清思路，进一步培养读者分析问题和解决问题的能力。

本书重点分析了液压传动的 basic 组成、基本回路、典型系统和气压传动的 basic 组成、基本回路，列举了一些典型题解，给出了适量的思考与练习题及部分答案。还编写了液压传动的几个典型实验，为学生做实验提供指导。

本书由河南工业职业技术学院兰建设担任主编并编写绪论和第六章，任海东编写第一章，秦启书编写第二章和第三章，唐建生编写第四章和第五章。全书由唐建生审阅。

由于编者水平有限，书中欠妥之处在所难免，恳请读者批评指正。

编 者

2004 年 2 月

目 录

绪论	1
第一章 液压传动的基本组成	3
第一节 液压传动工作介质及液压传动基础理论知识	3
第二节 液压动力元件	8
第三节 液压执行元件	12
第四节 液压控制元件	18
第五节 液压辅助元件	27
第二章 液压基本回路	29
第三章 典型液压传动系统	33
第四章 气压传动系统的基本组成	35
第五章 气动基本回路	38
第六章 液压传动实验	40
实验一 液压系统的压力形成实验	40
实验二 不同孔径的液阻实验	43
实验三 液压泵特性实验	45
实验四 溢流阀特性实验	47
实验五 液压元件拆装实验	50

绪 论

一、基本内容

1. 液压与气压传动的工作原理。
2. 液压与气压传动系统的组成。
3. 液压与气压传动的优缺点。
4. 液压与气压传动的应用及发展。

二、学习要求

1. 初步理解液压与气压传动的工作原理。
2. 掌握液压与气压传动系统的组成及其优缺点。
3. 了解液压与气压传动的应用及发展。

三、学习指导

1. 液压与气压传动系统基本上由能源装置、执行元件、控制调节元件、辅助装置和传动介质 5 部分组成，它们之间相互配合，能够完成特定的工作。能源装置将机械能转化成压力能，再由传动介质将压力能传递给执行元件，在传递中，由控制调节元件来控制 and 调节液体的压力、流量和流动方向，以满足执行元件的动作要求。最后由执行元件将压力能转化成机械能，输出运动来完成设备的工作要求。在整个系统中，辅助元件可以完成元件的连接、清除杂质、散热、干燥以及压力和流量的测定等辅助工作。

2. 液压传动和机械传动优缺点对比，如表 0.1 所示。

表 0.1 液压传动和机械传动的优缺点比较

比 较 项 目	液 压 传 动	机 械 传 动
调速	无级调速且范围大	有级调速且范围小
结构	紧凑，体积小	传动零件尺寸大
工作性能	平稳，冲击小	噪声大，不能频繁启动和换向
控制调节	方便，易实现自动化	麻烦
寿命	长	较长
制造	容易	较难
传动比	误差大	精确
效率	低	高
工作环境	有温度要求	无特别要求
故障诊断	难	容易

四、思考与练习

1. 在机床工作台液压系统中，属于控制调节元件的有()。

- A) 油箱 B) 过滤器 C) 液压泵 D) 溢流阀 E) 节流阀 F) 换向阀
G) 工作台

2. 在液压千斤顶中，组成手动液压泵的元件有()。

- A) 油箱 B) 放油阀 C) 大缸体 D) 大活塞 E) 单向阀 F) 杠杆手柄
G) 小活塞 H) 小缸体 I) 液压油

第一章 液压传动的基本组成

第一节 液压传动工作介质及液压传动基础理论知识

一、基本内容

1. 液压传动工作介质的粘性和可压缩性。
2. 液体静力学和动力学基础。
3. 液体流经小孔及间隙的流量。
4. 液压冲击与空穴现象。

二、学习要求

1. 掌握动力粘度和运动粘度的概念、粘度与压力及温度的关系。
2. 了解液体的可压缩性、液压油的要求及选用。
3. 掌握液体静力学基本方程、连续性方程、伯努利方程、小孔流量综合公式。
4. 熟悉压力的表示方法、压力损失的计算、液压冲击与空穴现象的概念。

三、学习指导

1. 动力粘度和运动粘度

动力粘度是从力学角度反映粘性的大小，即动力粘度越大，液体的内摩擦阻力越大，粘性就越大。它具有物理意义。

运动粘度在工程上可用来表示液压油的牌号，它是动力粘度与该液体密度的比值，因其单位(m^2/s)只有长度和时间的量纲而得名，它没有明确的物理意义。

2. 粘度与压力、温度的关系

液体的粘度不是一个确定值。粘度随温度的增加而显著降低，表现非常敏感，所以在提到液体的粘度时必须指出是在哪个温度下的粘度。粘度随压力的变化而变化不大，一般可以忽略不计。

3. 液压油的选用

液压油的选用包括两方面：(1) 品种的选择应根据工作状况(压力及温度)和环境选择。(2) 粘度等级的选择应根据工作压力、环境温度和运动速度选择。

4. 液体静力学基本方程 $p = p_0 + \rho gh$

该方程的研究对象是静止液体，因静止液体内任一点处的压力在各个方向上都相等，所以该方程对静止液体才成立，而对流动液体不成立。

5. 液体压力传递原理(帕斯卡原理)

在密封容器内，施加于静止液体上的压力，能等值地传递到液体中的任意点。可以用该原理解释液压千斤顶的工作原理，并可得到一个重要概念：液压(气压)传动系统的压力取决于外负载。

6. 绝对压力、相对压力和真空度

绝对压力是以绝对真空为基准来表示，相对压力是以大气压力为基准来表示，两者在数值上相差一个大气压值，通常说的压力指的是相对压力。

真空度是绝对压力小于大气压力时的相对压力，理论上是一个负值，但实际取正值，可直接用真空计来测量。

7. 压力和流量

压力和流量是液压传动的两个重要参数。液体在单位面积上所受的垂直方向上的法向力称为压力，单位时间内流过通流截面的液体体积称为流量。压力和流量的单位都有标准单位和工程常用单位两种，在实际计算中应注意单位的换算：

$$1 \text{ MPa} = 10^6 \text{ N/m}^2, 1 \text{ m}^3/\text{s} = 6 \times 10^4 \text{ L/min}.$$

8. 连续性方程和伯努利方程

连续性方程和伯努利方程的研究对象是流动液体。连续性方程是质量守恒定律在流动液体中的一种表达形式，常用表达式是 $v_1 A_1 = v_2 A_2$ ，可以用来计算某一截面处的流速。伯努利方程是能量守恒定律在流动液体中的一种表达形式，常用理论表达式是 $p_1 + \rho g h_1 + \rho v_1^2/2 = p_2 + \rho g h_2 + \rho v_2^2/2$ ，可以用来计算某一截面处的流速或者压力，在实际应用中还应考虑压力损失和动能修正两方面问题。

9. 流动液体的压力损失

液体在流动中损失的能量大小可以用压力损失来表示，因为压力损失的物理意义是单位质量的能量损失。沿程压力损失是因内摩擦引起的，局部压力损失是因液体流动方向和速度大小发生突变引起的，计算时要注意压力损失系数的正确选取和计算。

10. 小孔流量综合公式 $q_v = K A \Delta p^m$

该公式可以取不同的系数 K 和指数 m 来计算流经薄壁小孔、细长孔和短孔等不同小孔的流量。在有些计算题中可以不用确定系数和指数的值就可算出结果，这是一条解题捷径。

四、典型题解

例 1 如图 1.1 a 所示，U 形管测压计内装有汞，其左端与装有水的容器相连，右端开口与大气相通。已知： $h = 20 \text{ cm}$ ， $h_1 = 30 \text{ cm}$ ，水银密度 $\rho = 13.6 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ 。试计算 A 点的相对压力和绝对压力。

又如图 1.1b 所示，容器内同样装有水，其中 $h_1 = 15 \text{ cm}$ ， $h_2 = 30 \text{ cm}$ ，试计算 A 点的真空度和绝对压力。

解：(1) 利用静力学基本方程中等压面的概念，通过水与水银的交界面上的 B 点，引水平线与右支管交于 C，在连续均质的水银中，B 点与 C 点处于同样高度上，故为等压面上的两点，压力相等，即 $p_B = p_C$

从 U 形管右支管看， $p_C = \rho_{\text{汞}} g (h + h_1)$

从 U 形管左支管看， $p_B = p_A + \rho_{\text{水}} g h_1$

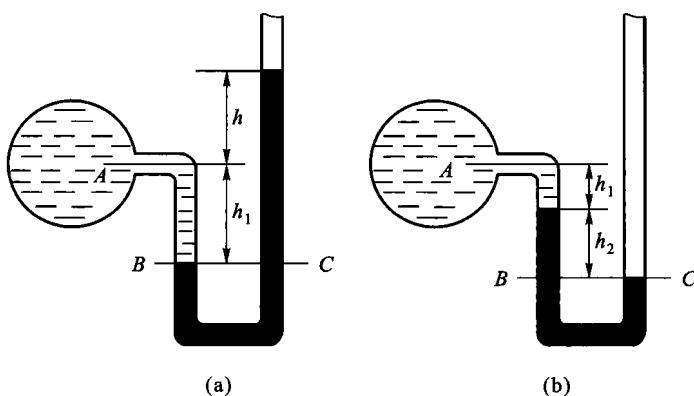


图 1.1

所以

$$p_A + \rho_{\text{水}} g h_1 = \rho_{\text{汞}} g (h + h_1)$$

$$p_A = \rho_{\text{汞}} g h + g h_1 (\rho_{\text{汞}} - \rho_{\text{水}})$$

$$= 13.6 \times 10^3 \times 9.8 \times 0.20 \text{ Pa} + 9.8 \times 0.30 \times (13.6 - 1) \times 10^3 \text{ Pa}$$

$$= 0.64 \times 10^5 \text{ Pa}$$

以上所求结果为相对压力，A 处的绝对压力

$$p_{A\text{绝}} = (1.01 \times 10^5 + 0.64 \times 10^5) \text{ Pa} = 1.65 \times 10^5 \text{ Pa}$$

(2) 过水银与大气的交界面上的点 C 引水平线与左支管交于 B；在连续均质的水银中，B、C 为等压面上两点，即

$$p_B = p_C = p_a \text{ (大气压力)}$$

从 U 形管左支管看 $p_B = p_A + \rho_{\text{水}} g h_1 + \rho_{\text{汞}} g h_2$

所以

$$p_A = p_B - (\rho_{\text{水}} g h_1 + \rho_{\text{汞}} g h_2)$$

$$= 1.01 \times 10^5 \text{ Pa} - (1 \times 10^3 \times 9.8 \times 0.15 + 13.6 \times 10^3 \times 9.8 \times 0.3) \text{ Pa}$$

$$= 0.6 \times 10^5 \text{ Pa}$$

以上所求结果为绝对压力，其真空度为

$$p_a - p_A = 1.01 \times 10^5 \text{ Pa} - 0.6 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$= 0.41 \times 10^5 \text{ Pa}$$

例 2 图 1.2 所示直径为 d 、重量为 G 的活塞浸在充满密闭容器的液体中，并在力 F 的作用下，处于静止状态，若液体密度为 ρ ，活塞浸入深度为 h ，试确定液体在测压管内的上升高度 x 。

解：由静力学基本方程知，在活塞底部的液体压力为

$$p = \rho g (x + h)$$

由活塞的力平衡方程

$$\rho g (x + h) = 4 (G + F) / (\pi d^2)$$

所以测压管内液体上升的高度为

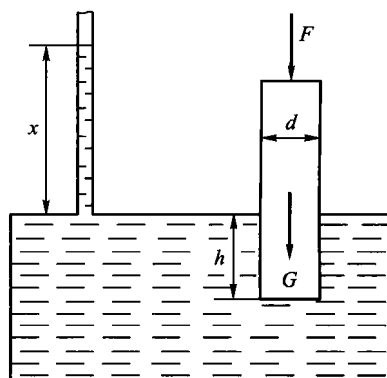


图 1.2

$$x = \frac{4(G + F)}{\rho g \cdot \pi d^2} - h$$

例 3 如图 1.3 所示, 某压力阀应在油压 $p_1 = 6 \text{ MPa}$ 时动作。已知钢球的最大直径 $D = 15 \text{ mm}$, 阀座孔直径 $d = 10 \text{ mm}$, 压力油顶开钢球溢油时有背压 $p_2 = 0.3 \text{ MPa}$, 求溢油时弹簧的压紧力 F_s 为多少?

解: 因为压力油作用在曲面某一个方向上的力等于油液压力与曲面在该方向投影面积的乘积, 所以球阀受 p_1 作用向上的力为

$$F_1 = \frac{\pi}{4} p_1 d^2$$

球阀受 p_2 作用向下的力为

$$F_2 = \frac{\pi}{4} p_2 d^2$$

即球阀受力平衡方程式 $F_1 = F_s + F_2$

式中 F_s 为弹簧的压紧力, 故

$$\begin{aligned} F_s &= F_1 - F_2 = \frac{\pi}{4} (p_1 - p_2) d^2 \\ &= (60 - 3) \times 10^5 \times 3.14 \times 0.01^2 \text{ N/4} \\ &= 447.5 \text{ N} \end{aligned}$$

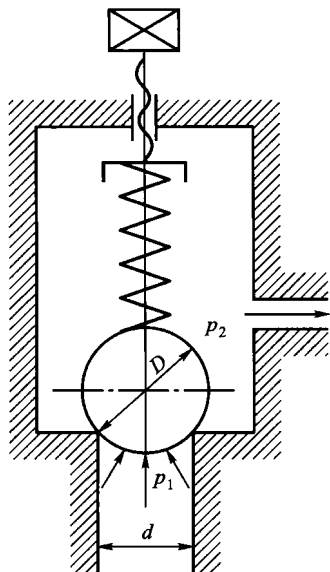


图 1.3

例 4 如图 1.4 所示, 液压泵以 $q_v = 25 \text{ L/min}$ 的流量向液压缸供油, 液压缸直径 $D = 50 \text{ mm}$, 活塞杆直径 $d = 30 \text{ mm}$, 进、回油管直径 $d_1 = d_2 = 10 \text{ mm}$, 试求活塞的运动速度及油液在进、回油管中的流速。能否直接应用连续性方程计算两油管中的流速?

解: 由已知流量可求得进油管流速

$$v_1 = \frac{q_v}{\frac{\pi}{4} d_1^2} = \frac{25 \times 10^3 \times 4}{\pi \times 1^2} = 31\,847 \text{ cm/min} = 5.31 \text{ m/s}$$

由进入液压缸的流量可求得活塞运动速度

$$v = \frac{q_v}{\frac{\pi}{4} D^2} = \frac{25 \times 10^3 \times 4}{\pi \times 5^2} = 1\,274 \text{ cm/min} = 0.21 \text{ m/s}$$

回油腔应用连续性方程

$$v \times \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} = v_2 \times \frac{\pi}{4} d_2^2$$

所以

$$\begin{aligned} v_2 &= v \times \frac{\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)}{\frac{\pi}{4} d_2^2} = v \times \frac{D^2 - d^2}{d_2^2} \\ &= 0.21 \times \frac{5^2 - 3^2}{1^2} \text{ m/s} = 3.36 \text{ m/s} \end{aligned}$$

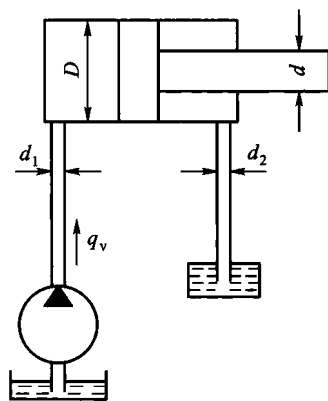


图 1.4

计算液压缸进、回油管中的流速时，不能直接应用连续性方程。因为进油管 and 回油管已被活塞隔开，液流已不连续。

例 5 某液压系统由泵至马达的管路如图 1.5 所示。已知管径 $d = 16 \text{ mm}$ ，管路总长 $L = 4 \text{ m}$ ，油液密度 $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ ，油液粘度 $= 18.7 \times 10^{-2} \text{ cm}^2/\text{s}$ ，流速 $= 2 \text{ m/s}$ ，在 45° 弯头处 $\xi_1 = 0.3$ ，在 90° 弯头处 $\xi_2 = 1.0$ ，在 135° 处 $\xi_3 = 2.0$ ，若管道水平放置，试求由泵至马达的全部压力损失。

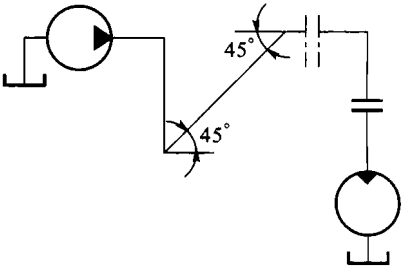


图 1.5

解：全部压力损失 Δp 可分为沿程压力损失 Δp_λ 和局部压力损失 Δp_ξ 。

求沿程压力损失 Δp_λ ：

判断流态

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{2 \times 1.6 \times 10^{-2}}{18.7 \times 10^{-2}} = 1\,771 < 2\,000$$

为层流流动，得

$$\Delta p_\lambda = \lambda \frac{L \rho v^2}{d \cdot 2} = \frac{75}{Re} \times \frac{4}{0.016} \times \frac{900 \times 2^2}{2} \text{ Pa} = 0.19 \times 10^5 \text{ Pa}$$

求局部压力损失 Δp_ξ ：

油液流经 45° 弯头时的局部压力损失 $\Delta p_{\xi 1}$ 为

$$\Delta p_{\xi 1} = \xi_1 \cdot \frac{\rho v^2}{2} = 0.3 \times \frac{900 \times 2^2}{2} \text{ Pa} = 0.005\,4 \times 10^5 \text{ Pa}$$

油液流经 90° 弯头处的局部压力损失为 $\Delta p_{\xi 2}$ 为

$$\Delta p_{\xi 2} = \xi_2 \cdot \frac{\rho v^2}{2} = 1.0 \times \frac{900 \times 2^2}{2} \text{ Pa} = 0.018 \times 10^5 \text{ Pa}$$

油液流经 135° 弯头处的局部压力损失 $\Delta p_{\xi 3}$ 为

$$\Delta p_{\xi 3} = \xi_3 \cdot \frac{\rho v^2}{2} = 2.0 \times \frac{900 \times 2^2}{2} \text{ Pa} = 0.036 \times 10^5 \text{ Pa}$$

故

$$\begin{aligned} \Delta p_\xi &= \Delta p_{\xi 1} + 2\Delta p_{\xi 2} + \Delta p_{\xi 3} = (0.005\,4 + 2 \times 0.018 + 0.036) \times 10^5 \text{ Pa} \\ &= 0.077\,4 \times 10^5 \text{ Pa} \end{aligned}$$

全部压力损失 Δp 为

$$\Delta p = \Delta p_\lambda + \Delta p_\xi = (0.19 + 0.0774) \times 10^5 \text{ Pa} = 0.267 \times 10^5 \text{ Pa}$$

五、思考与练习

1. 有一上端封闭、下端开口插入油中的玻璃管，如图 1.6 所示。若抽去管中部分空气，使管中油面上升到高于管外油面 $h = 1 \text{ m}$ 处。设油的密度 $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ ，管外大气压力 $p_a = 0.1 \text{ MPa}$ ，试求管中油面上 B 点的压力。(0.09 MPa)

2. 如图 1.7 所示，容器 A 中充有气体，已知 U 形管右边通大气，管内汞柱高度差 $h = 0.3 \text{ m}$ ，求容器 A 内的绝对压力及真空度。计算时取 1 标准大气压力 $= 0.1 \text{ MPa}$ 。(0.06 MPa, 0.04 MPa)

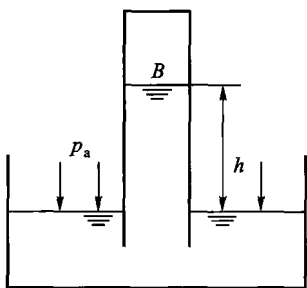


图 1.6

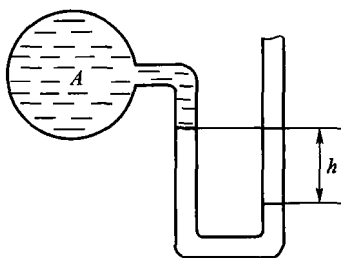


图 1.7

3. 图 1.8 所示各盛水圆筒，作用于活塞上的力 F 均为 3 kN。若： $d = 1$ m， $h = 1$ m， $\rho = 1\,000$ kg/m³，试求圆筒底部所受的压力及作用力。(0.01 MPa, 11 kN; 0.025 MPa, 20 kN; 0.01 MPa, 11 kN)

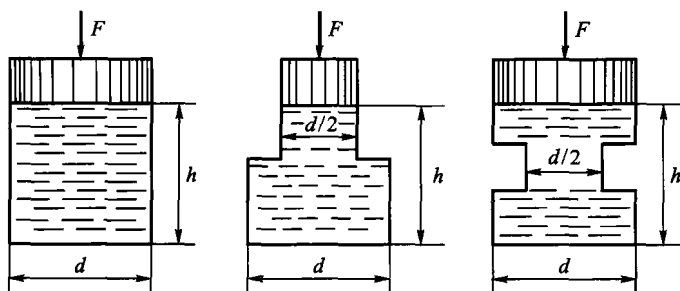


图 1.8

4. 如图 1.9 所示，一管道输送 $\rho = 900$ kg/m³ 的液体，已知 $h = 15$ m，1 处的压力为 0.5 MPa，2 处的压力为 0.45 MPa，求油液的流动方向。

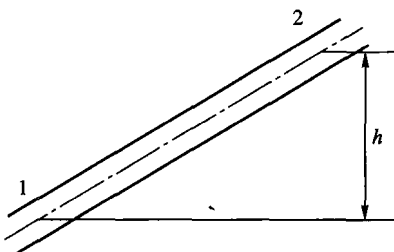


图 1.9

第二节 液压动力元件

一、基本内容

1. 液压泵的工作原理和性能参数。

2. 齿轮泵、叶片泵和柱塞泵的结构特点、工作原理、常见故障及排除方法。

二、学习要求

- 1. 掌握容积式液压泵的基本工作条件，理解其工作原理。
- 2. 掌握液压泵压力、排量和流量的概念，能够按给出的数据计算功率和效率。
- 3. 熟悉齿轮泵、叶片泵和柱塞泵的结构特点。
- 4. 重点掌握限压式变量泵的工作原理及应用。
- 5. 熟悉各种液压泵的常见故障及排除方法。

三、学习指导

1. 容积式液压泵的基本工作条件

容积式液压泵要想连续正常的工作必须具备以下三个条件：

- (1) 有一个或多个密封腔。
- (2) 密封腔的容积应周期性变化，即增大—减小—增大—减小，不断地循环下去。
- (3) 要有配油装置，把油箱的低压油和系统内的高压油分开。

2. 液压泵的性能参数

(1) 工作压力是泵实际输出液体的压力，它的大小取决于外负载。公称压力是生产厂家按实验标准规定的一个压力，它的大小取决于零件的强度和密封腔的密封效果。

(2) 排量是由密封腔几何尺寸变化计算得来的，对于定量泵来说是一个定值，对于变量泵来说是一个可以在一定范围内调节的值。

(3) 理论流量等于排量与转速的乘积，它和排量一样，对于定量泵来说是一个定值，对于变量泵来说是一个可以在一定范围内调节的值。

泵输出的实际流量因泵本身的泄漏而小于理论流量，两者相差一个差值 Δq_v ，并且随着工作压力的增加，这个差值 Δq_v 也在变大。

(4) 液压泵输入的是机械能，输入功率用 $2\pi nT$ 计算；输出的是压力能，输出功率用 pq_v 计算。所以，泵输出的理论功率等于工作压力与理论流量之积，输出的实际功率等于工作压力与实际流量之积。

(5) 容积效率等于实际流量与理论流量的比值，机械效率等于理论转矩与实际转矩的比值，而泵的总效率等于容积效率与机械效率之积。

3. 齿轮泵、叶片泵和柱塞泵的比较，如表 1.1 所示。

表 1.1 齿轮泵、叶片泵和柱塞泵的比较

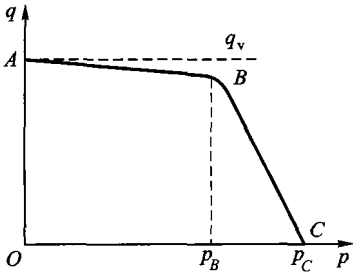
比较项目	齿 轮 泵	叶 片 泵		轴向柱塞泵
		定量叶片泵	变量叶片泵	
密封腔的组成	两个齿轮的齿面、泵体和两侧盖板	相邻两个叶片、转子外表面、定子内表面和左右配油盘		缸体内孔和柱塞的内端面
密封腔的个数	一个吸油腔，一个压油腔	等于叶片数		等于柱塞数

续表

比较项目	齿 轮 泵	叶 片 泵		轴向柱塞泵
		定量叶片泵	变量叶片泵	
容 积 变 化原因	轮齿脱开, 容积变大; 轮齿啮合, 容积变小	定子内表面是有规律的曲面	转子和定子之间有一个偏心距 e	因倾斜的斜盘的作用
配油装置	因吸油和压油分别在不同的腔内进行, 没有配油装置	两个配油盘		一个配油盘
排量/ 流量	定值	定值	可调	可调
压力	低	中		高
效率	低	中		高

4. 限压式变量叶片泵的特性曲线

限压式变量叶片泵的特性曲线如图 1.10。压力 p_B 称为限定压力, 它的大小是由弹簧的预压缩量决定, 可根据需要由限压螺钉调节。压力 p_C 称为极限工作压力, 即该泵输出的工作压力最大不能超过 p_C , 所以称为限压式液压泵。其特性如表 1.2 所示。



5. 液压泵的常见故障及排除方法

液压泵的常见故障主要有噪声大、容积效率低和压力提不高。产生故障的原因非常多, 有时同一个故障的产生是由多个原因引起的, 所以找对原因是排除故障的前提, 这需要有扎实的理论基础, 并在实践中不断积累经验, 才能快捷地找对原因, 排除故障。

图 1.10 限压式变量叶片泵的特性曲线

表 1.2 限压式变量泵的特性

工作压力 p	偏 心 距	流 量	对应曲线段(点)	工 作 方 式
$p = 0$	最大(等于 e_0)	最大	点 A	卸荷
$p < p_B$	最大(等于 e_0)	较大	AB 段	快进
$p = p_B$	最大(等于 e_0)	较大	点 B	快进
$p > p_B$	减小	较小	BC 段	工进
$p = p_C$	几乎为零	几乎为零	点 C	保压

四、典型题解

例 1 某液压泵铭牌上标有转速 $n = 1\,450\text{ r/min}$, 额定流量 $q_v = 60\text{ L/min}$, 额定压力 $p_P =$

8 MPa, 泵的总效率 $\eta = 0.8$, 试求:

- (1) 该泵应选配的电动机功率。
- (2) 若该泵使用在特定的液压系统中, 该系统要求泵的工作压力 $p = 4 \text{ MPa}$, 该泵应选配的电动机功率。

解: 驱动液压泵的电动机功率的确定, 应按照液压泵的使用场合进行计算。当不明确液压泵在什么场合下使用时, 可按铭牌上的额定压力、额定流量值进行功率计算; 当泵的使用压力已经确定, 则应按其实际工作压力进行功率计算。

(1) 因为不知道泵的实际工作压力, 故按额定压力进行功率计算

$$P = \frac{p_p q_v}{\eta} = \frac{8 \times 10^6 \times 60 \times 10^{-3}}{0.8 \times 60} \text{ W} = 10 \times 10^3 \text{ W} = 10 \text{ kW}$$

(2) 因为泵的实际工作压力已经确定, 故按实际工作压力进行功率计算

$$P = \frac{p_p q_v}{\eta} = \frac{4 \times 10^6 \times 60 \times 10^{-3}}{0.8 \times 60} \text{ W} = 5 \times 10^3 \text{ W} = 5 \text{ kW}$$

例 2 某液压系统采用限压式变量泵。该泵出厂的流量 - 压力特性曲线为 ABC , 如图 1.11 所示。已知泵的总效率为 0.7, 当系统工作进给时, 泵压力 $p = 4.5 \text{ MPa}$, 输出流量 $q_v = 2.5 \text{ L/min}$; 在快速移动时, 泵压力 $p = 2 \text{ MPa}$, 输出流量 $q_v = 20 \text{ L/min}$ 。试求限压式变量泵要满足上述要求时, 其流量 - 压力特性曲线应调成怎样的图形? 泵所需的最大驱动功率是多少?

解: 根据泵的工况, 进行作图。

快进时:

$p = 2 \text{ MPa}$, $q_v = 20 \text{ L/min}$, 在坐标上得交点 M , 过 M 点作 AB 的平行线 $A'E$ 。

工进时:

$p = 4.5 \text{ MPa}$, $q_v = 2.5 \text{ L/min}$, 在坐标上得交点 N , 过 N 点作 BC 的平行线 $C'D$ 。

$A'E$ 和 $C'D$ 相交于 B' 点, 则 $A'B'C'$ 曲线即为调整后的变量泵压力 - 流量特性曲线。
 B' 点为特性曲线的拐点。

限压式变量叶片泵的最大功率出现在拐点压力附近。在工作压力超过限定压力 p_B 时, 泵输出流量迅速下降, 功率反而减小。故计算泵所需输入功率时, 应按拐点处的压力、流量参数进行计算。从图中可得 B' 点对应的压力 $p = 3.25 \text{ MPa}$, 流量 $q_v = 19.5 \text{ L/min}$ 。因而, 泵所需的最大驱动功率为

$$P = \frac{p q_v}{\eta} = \frac{3.25 \times 10^6 \times 19.5 \times 10^{-3}}{60 \times 0.7} \text{ W} = 1\,508 \text{ W} \approx 1.5 \text{ kW}$$

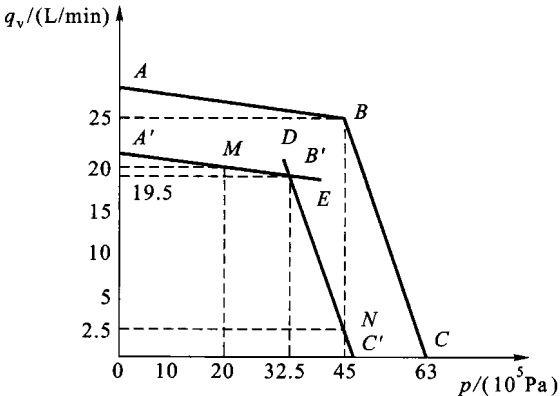


图 1.11 流量 - 压力特性曲线

五、思考与练习

1. 某液压泵输出压力 $p = 20 \text{ MPa}$, 液压泵转速 $n = 1\,450 \text{ r/min}$, 排量 $V = 100 \text{ cm}^3/\text{r}$, 已知

该泵容积效率 = 0.95，总效率 $\eta = 0.9$ ，试求：

- (1) 该泵输出的功率(45.9 kW)。
- (2) 驱动该泵的电动机功率(51 kW)。

2. 试求限压式变量泵流量 - 压力特性曲线中 BC 段的流量表达式。试问哪些因素影响 BC 曲线的斜率？若改变弹簧预紧力时，BC 斜率会不会变？

第三节 液压执行元件

一、基本内容

- 1. 液压缸的分类、结构、安装、调整、常见故障及排除方法。
- 2. 液压马达的工作原理及性能参数。

二、学习要求

- 1. 掌握单活塞杆液压缸的三种通油方式下活塞运动速度和推力的计算方法。
- 2. 熟悉双活塞杆、柱塞式、摆动式和伸缩套筒式液压缸的结构及工作原理。
- 3. 了解液压缸的密封、缓冲和排气装置。
- 4. 熟悉液压缸的安装、调整、常见故障及排除方法。
- 5. 了解液压马达的工作原理及性能参数。

三、学习指导

1. 活塞式液压缸

(1) 双活塞式液压缸有两个活塞杆伸出，活塞两边均为有杆腔，有效面积相等，所以，如果通同样的压力油，两个方向所产生的速度和推力都相等。

(2) 单活塞式液压缸只有一个活塞杆伸出，活塞两边一个是有杆腔，一个是无杆腔。假设活塞直径为 D ，活塞杆直径为 d ，压力油的流量为 q_v ，压力为 p ，则不同通油方式的情况比较如表 1.3。

表 1.3 不同通油方式的情况比较

通油方式		无杆腔通油	有杆腔通油	差动连接
有效面积		$A_1 = \pi D^2/4$	$A_2 = \pi (D^2 - d^2)/4$	$A_3 = \pi d^2/4$
运动速度	公式	$v_1 = 4q_v/(\pi D^2)$	$v_2 = 4q_v/[\pi (D^2 - d^2)]$	$v_3 = 4q_v/(\pi d^2)$
	数值比较	小	大	大
推力	公式	$F_1 = p\pi D^2/4$	$F_2 = p\pi (D^2 - d^2)/4$	$F_3 = p\pi d^2/4$
	数值比较	大	小	小
工作情况		工进	快退	快进

2. 各种液压缸对比情况如表 1.4 所示

表 1.4 各种液压缸情况对比

	单活塞杆缸	柱塞缸	摆动缸	伸缩套筒式
结构	较复杂	简单	简单	复杂
运动特点	双向移动	单向移动	双向摆动	双向变速移动
	完成工作循环	制造容易	密封困难	行程长
应用	金属切削机床、压力机、注塑机等	龙门刨床、导轨磨床等大型设备	机械手、回转夹具、送料装置等	自卸汽车、起重机、输送带等

3. 液压马达与液压泵的比较，如表 1.5 所示

表 1.5 液压马达与液压泵的比较

	液压泵	液压马达
输入	机械能(转矩和转速)	压力能(压力和流量)
输出	压力能(压力和流量)	机械能(转矩和转速)
结构类型	齿轮式、叶片式、柱塞式	齿轮式、叶片式、柱塞式
流量	理论流量大于实际流量 $q_{vt} > q_v$	理论流量小于实际流量 $q_{vt} < q_v$
转矩	理论转矩小于实际转矩 $T_t < T$	理论转矩大于实际转矩 $T_t > T$
实际输入功率 P_{in}	$P_{in} = 2\pi nT$	$P_{in} = pq_v$
实际输出功率 P_{out}	$P_{out} = pq_v$	$P_{out} = 2\pi nT$
容积效率 η_v	$\eta_v = q_v/q_{vt}$	$\eta_v = q_{vt}/q_v$
机械效率 η_m	$\eta_m = T_t/T$	$\eta_m = T/T_t$
总效率 η	$\eta = \eta_v \eta_m$	$\eta = \eta_v \eta_m$

四、典型题解

例 1 如图 1.12 所示，已知单杆活塞缸的缸筒内径 $D = 90\text{ mm}$ ，活塞杆直径 $d = 60\text{ mm}$ ，进入油缸的流量 $q_v = 25\text{ L/min}$ ，进油压力 $P_1 = 6\text{ MPa}$ ，回油压力 $P_2 = 0.5\text{ MPa}$ 。试判断并计算图示各连接方式时，油缸运动的方向及速度大小？最大推力方向及大小？

解：图 a 所示油缸：

运动方向：向左

运动速度：

$$v = \frac{q_v}{\frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2)} = \frac{25 \times 10^{-3}}{\frac{\pi}{4} \times (90^2 - 60^2) \times 10^{-6}}\text{ m/min} = 7.08\text{ m/min}$$

最大推力：向左