

液压传动与控制学习指导 及习题解析

张 萃 主编

清华大学出版社



液压传动与控制学习指导 及习题解析

张 萃 主编

编 委：张萃、高
学海、杜海斌、
袁 强、付廷强、
史 华、陈万全

清华大学出版社 北京

（北京）清华大学出版社

（北京）清华大学出版社

（北京）清华大学出版社

（北京）清华大学出版社

（北京）清华大学出版社

（北京）清华大学出版社

（北京）清华大学出版社

（北京）清华大学出版社

（北京）清华大学出版社

（北京）清华大学出版社

（北京）清华大学出版社

（北京）清华大学出版社

清华大学出版社

北京

内 容 简 介

本书为王同建主编的《液压传动与控制》一书的配套教材,在体系和内容上与主教材相对应。本书前9章以学习指导、习题(实例)解析和练习题及部分参考答案三个模块对主教材内容进行了辅导和补充;第10章和第11章为考核训练内容,分别提供了各章的单项训练和模拟试卷形式的综合训练。

本书旨在帮助机械和近机械类本科学生更好地理解 and 掌握主教材《液压传动与控制》的重点内容 and 应用技巧。各章节所述内容虽与教材配套,但具有相对独立的完整性。适合其他学习液压传动课程的学生和相关工作人员参考选用。

本书封面贴有清华大学出版社防伪标签,无标签者不得销售。

版权所有,侵权必究。侵权举报电话:010-62782989 13701121933

图书在版编目(CIP)数据

液压传动与控制学习指导及习题解析/张萃主编. —北京:清华大学出版社,2019

ISBN 978-7-302-49993-0

I. ①液… II. ①张… III. ①液压传动—高等学校—教学参考资料 ②液压控制—高等学校—教学参考资料 IV. ①TH137

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2018)第 076663 号

责任编辑:田 梅

封面设计:傅瑞学

责任校对:袁 芳

责任印制:李红英

出版发行:清华大学出版社

网 址: <http://www.tup.com.cn>, <http://www.wqbook.com>

地 址:北京清华大学学研大厦 A 座

邮 编:100084

社 总 机:010-62770175

邮 购:010-62786544

投稿与读者服务:010-62776969, c-service@tup.tsinghua.edu.cn

质量反馈:010-62772015, zhiliang@tup.tsinghua.edu.cn

印 装 者:北京密云胶印厂

经 销:全国新华书店

开 本:185mm×260mm

印 张:8.5

字 数:192千字

版 次:2019年1月第1版

印 次:2019年1月第1次印刷

定 价:24.00元

产品编号:074770-01

本学习指导及习题解析是为配合机械工业出版社出版的王同建主编的《液压传动与控制》教材的学习而编写的,目的在于帮助学习本课程的机械工程、车辆工程等专业的本科学生深入理解液压传动与控制技术的基本理论及应用特点,更好地掌握课程学习的内容。

本书前9章与主教材前9章内容相对应,每章由学习指导、习题(实例)解析、练习题与部分参考答案构成。学习指导主要对教材各章节进行要点总结,并对关键技术问题进行深入讲解;习题(实例)解析部分选择了适合章节内容的典型习题实例进行分析解答,弥补教材中无例题的缺憾,也使学生掌握解题技巧,开阔视野;练习题参考答案提供了教材中分析、计算和设计类习题的解题结果,不包含解题过程,既为学生留有学习空间,又能使其检验对习题的理解。第10章和第11章为测试训练内容,其中第10章是以试卷形式对第2至6章内容进行的单项训练,也可作为课程教学的日常测试材料;第11章的综合训练由精选的较为新颖和实用的试题参照期末考核要求组卷而成,既扩充了教材的习题内容,又能检验学生对知识的理解和运用情况,同时可训练和提高学生独立分析与解决问题的能力。

本书虽在章节层次上紧密配合主教材编写,但内容相对完整,既可作为机械专业的学生用书,对从事液压工作的技术人员也有很好的参考价值。

本书由吉林大学张萃主编,王同建、沙永柏和陈晋市也参加了编写工作。本书得到了吉林大学“十三五”规划教材项目的立项支持,在此表示感谢。

由于编者水平有限,书中不足之处欢迎读者反馈意见,并批评、指正。

编者

2018年9月

CONTENTS

目 录

第 1 章 绪论	1
1.1 学习指导	1
1.2 习题解析	3
1.3 练习题	4
第 2 章 液压动力元件	6
2.1 学习指导	6
2.1.1 液压泵的主要性能参数	6
2.1.2 常见液压泵的工作原理	8
2.1.3 容积式液压泵存在的问题	9
2.2 习题解析	10
2.3 练习题	16
第 3 章 液压执行元件	17
3.1 学习指导	17
3.1.1 液压缸	17
3.1.2 液压马达	19
3.2 习题解析	21
3.3 练习题	28
第 4 章 液压控制元件	30
4.1 学习指导	30
4.1.1 方向控制阀(方向阀)	30
4.1.2 压力控制阀	32
4.1.3 流量控制阀	35
4.1.4 新型控制阀	36
4.2 习题解析	36
4.3 练习题	43
第 5 章 液压辅助元件	48
5.1 学习指导	48

5.2 习题解析	49
5.3 练习题	52
第6章 基本液压回路	54
6.1 学习指导	54
6.2 习题解析	57
6.3 练习题	66
第7章 典型液压系统分析	71
7.1 学习指导	71
7.2 实例解析	71
7.3 练习题	81
第8章 液压系统的设计	86
8.1 学习指导	86
8.2 练习题	86
第9章 电液伺服与比例控制	92
9.1 学习指导	92
9.2 练习题	93
第10章 单项训练	94
单项训练1	94
单项训练2	95
单项训练3	97
单项训练4	99
单项训练5	100
第11章 综合训练	104
综合训练1	104
综合训练2	107
综合训练3	109
综合训练4	112
综合训练参考答案	115
参考文献	123
附录 常用液压元件图形符号	124

绪 论

1.1 学习指导

液压传动是以液体为工作介质,利用其压力能进行能量传递与控制的传动方式,液压系统在设备中置于原动机和工作机之间,接收原动机能量而使工作机获得所需的运动,液压传动与控制属于自动控制技术。

本章学习的重点内容是液压传动的概念、工作特征和系统的构成。

1. 如何理解液压传动的概念

液压传动是利用液体的压力能进行能量传递的,其传动原理、传动系统构成与机械传动、电力传动相比都有其特殊性。

压力能只是液体三种能量形式之一,流动的液体还具有位能和动能,而且几种形式的能量可以互相转化,这在工程流体力学课程中已经有所了解。图 1-1 为液压传动模型,向密闭的液体施加外力 F ,使重物 W 升起,在这个能量传递过程中,单位体积液体的动能和位能的数值很小,而重物上升主要是因为容腔内建立的压力 p (工程流体力学中压强的概念,国际单位为 Pa)作用在 A_2 面积上完成的。

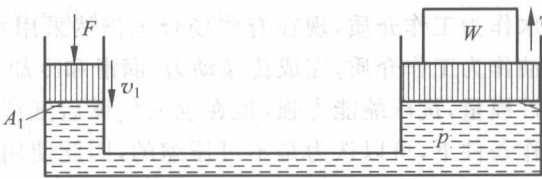


图 1-1 液压传动模型

一般液压设备的高度在几十米以内,以工作介质的密度 $\rho=900\text{kg/m}^3$ 、管中最大流动速度 $v=10\text{m/s}$ 、高度 $h=50\text{m}$ 高的设备为例,单位体积液体所具有的最大位能约 0.5MPa (ρgh),动能约为 0.045MPa ($0.5\rho v^2$),表 1-1 给出了常用设备的工作压力值,可见其数值与动能和位能相比,有着悬殊的比例,与其相比位能和动能可以忽略。若不考虑流动时的压力损失,近乎于压强在密闭的容腔内传递,因此也称液压传动为静压传动。

2. 液压传动的特征

液压传动系统在原动机与工作机间以液体的压力能进行能量传递,因此在传递过程中要实现两次能量转换,将原动机的机械能转成液体的压力能,由传送管道和控制阀门等

表 1-1 不同主机类型液压系统的工作压力

主机类型	机 床				农业机械， 小型工程机械	液压机， 中、大型挖掘机， 重型机械， 起重运输机械
	磨床	组合机床	龙门刨	拉床		
工作压力 p/MPa	≤ 2	3~5	≤ 8	8~10	10~16	20~32

将具有压力能的液体输送到执行机构，再由执行机构将液体的能量转换成机械能推动负载运动。其工作特征可总结如下。

系统中液体的压力由负载运动所需的力决定，向执行机构输送的液体压力只有达到负载动作所需压力时，才能将负载推动，如果负载发生变化，则液体的压力也随之变化（概括为：压力取决于负载）。

由于液体在压力变化时体积变化很小，在液压传动中近似认为其不可压缩，因此负载运动的快慢正比于负载工作腔中输入或排出的液体的体积（概括为：速度取决于流量）。

图 1-1 的模型中 A_1 远小于 A_2 时，速度 v_2 也会远小于速度 v_1 。

3. 液压系统构成

液压传动系统由液压元件和液压工作介质构成。液压元件分为动力元件、执行元件、控制元件和辅助元件。动力元件从原动机（发动机或电动机）接收机械能，将其转化成液体的压力能作为液压系统的油源；执行元件则将液体的压力能转化成机械能，驱动工作装置动作；控制元件对动力元件与执行元件间的工作介质进行流动方向、运动参数等控制；动力元件、执行元件和控制元件以外的其他元件，包括储液、过滤、密封、输送等装置，统称为辅助元件。

液压系统除需对各类元件进行选择 and 匹配外，必须在合理选用工作介质的前提下才能正常工作。

早期的液压传动以水作为工作介质，现在有些场合也仍然采用水压传动。但绝大多数的液压机械采用液压油作为工作介质，完成传递动力、润滑和冷却三个基本功能。液体介质具有很大的体积弹性模量，抗压缩能力强，虽在混入气体后抵抗能力显著下降，但在液压传动系统正常的工作条件下，可以认为是不可压缩的，因此使用时，要尽量避免油液中混入气体。

工作介质的性能中，影响最大的是其黏度，黏度过高会导致液体流动阻力增加和发热量大；黏度过低，会使泄漏量加大。在选择液压油时要根据具体情况或系统的要求选用黏度和黏温特性合适的工作介质。

4. 液压传动系统的优缺点

液压传动的主要优点有：能实现力的放大，在图 1-1 中，如果面积 A_1 远小于 A_2 ，则可以实现用很小的力托起很重的物体；可在大范围内实现无级调速，图 1-1 的模型中速度 v_2 可以通过改变进入大缸体中液体的流量来控制 and 调节；功率重量比大，传递同样功率时，液压元件的重量和体积远小于电气装置；可灵活方便地布置传动机构；易于实现自动控制。

液压传动的主要缺点是传动效率偏低,因元件制造精度较高而导致的成本高,系统出现故障后不易诊断。

5. 液压图形符号

液压传动系统由动力元件、执行元件、控制元件以及辅助元件按一定的控制关系连接而成,由于液压元件本身结构复杂,很难用结构或半结构图来表达整个系统的工作原理。因此,在表达液压系统时,规定按照国家标准 GB/T 786.1—2009 的各类符号进行绘制。

1.2 习题解析

习题 1.1 如图 1-2 所示的液压千斤顶,已知千斤顶的小活塞直径 $d=15\text{mm}$,行程 $s_1=20\text{mm}$,大活塞直径 $D=60\text{mm}$,重物重 $W=5000\text{N}$,操纵杠杆长度比为 $L:l=500:25$,忽略摩擦力及泄漏等损失,试求:

- (1) 举起重物 W 杠杆端施加的力 F 。
- (2) 重物上升时密封容积的液体压力 p 。
- (3) 杠杆上下动作一次,重物上升高度 s_2 。

【解题思路】

大活塞顶起重物使其向上运动时,需有液体输入,忽略摩擦力及活塞重力下,其下腔压力为 W/A_2 ,忽略压力损失时,小活塞下腔压力与大活塞下腔压力相等,而压力由杠杆作用力获得为 F_1/A_1 ,再根据杠杆关系即可计算出力 F 。

杠杆向下作用一次,小活塞下移 20mm ,排出液体的体积为 $A_1 s_1$,由流体力学中的连续性方程知,忽略泄漏时大活塞下腔内也获得同样的体积,结合大柱塞面积 A_2 ,即可获得柱塞上升高度 s_2 。

解:

- (1) 由解题分析, $\frac{F_1}{A_1} = \frac{W}{A_2}$, 小活塞施加力为

$$F_1 = \frac{A_1}{A_2} W = \left(\frac{d}{D}\right)^2 \times W = \left(\frac{15}{60}\right)^2 \times 5000 = 312.5(\text{N})$$

杠杆端施加力

$$F = \frac{l}{L} F_1 = \frac{25}{500} \times 312.5 = 15.6(\text{N})$$

- (2) 此时密封容积中液体压力

$$p = \frac{W}{A_2} = \frac{5000}{\frac{\pi}{4} (60 \times 10^{-3})^2} = 1.77 \times 10^6 (\text{Pa})$$

- (3) 杠杆动作一次,重物上升高度

$$s_2 = \frac{A_1}{A_2} s_1 = \left(\frac{d}{D}\right)^2 \times s_1 = \left(\frac{15}{60}\right)^2 \times 20 = 1.25(\text{mm})$$

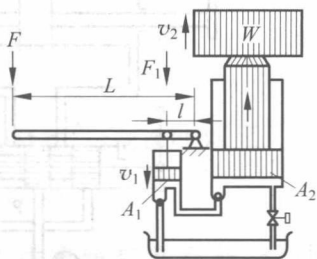


图 1-2 千斤顶结构原理图

习题 1.2 图 1-3 为平面磨床半结构液压传动系统原理图,图中元件分别为 1—油箱、2—过滤器、3—液压泵、4—直动式溢流阀、5—可调节节流阀、6—三位四通手动换向阀、7—等直径双杆双作用液压缸、8—工作平台,结合图 1-3 和附录中液压元件图形符号,绘出其液压原理图。

【解题思路】

液压元件图形符号按类型划分,先在图 1-3 中将各元件分类后再查阅《流体传动系统及元件图形符号和回路图》(GB/T 786—2009)相关图形。

解:

图 1-3 中标出的 1、2 以及未标明各管路属于液压辅助元件,液压泵 3、液压缸 7 在液压泵、马达和液压缸中查找,而 4、5、6 为控制元件,在阀类中查找。各符号组合形成图 1-4 以液压元件标准图形符号绘制的磨床液压传动系统原理图。

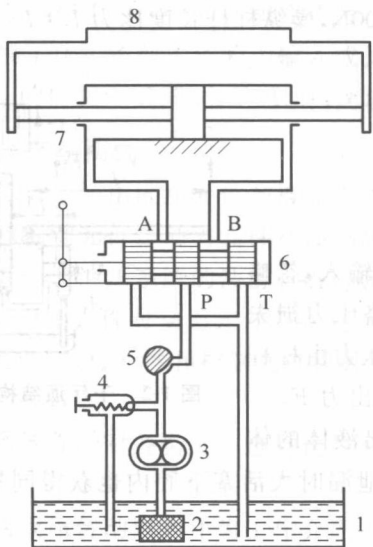


图 1-3 平面磨床半结构液压传动系统原理图

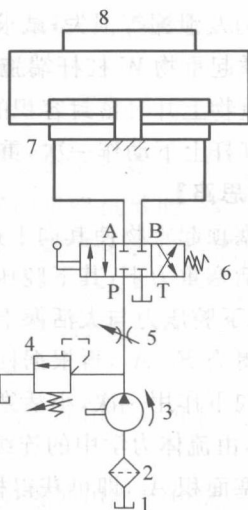


图 1-4 磨床液压传动系统原理图

1.3 练习题

题 1.1 什么是液压传动? 液压传动系统由哪几部分组成? 各组成部分的作用是什么?

题 1.2 液压传动的工作原理及特征是什么? 如何理解液压系统的压力取决于外负载?

题 1.3 液压传动与机械传动(以齿轮传动为例)、电传动比较有哪些优点?

题 1.4 在图 1-5 所示液压系统中,泵的额定压力为 $p_n = 2.5 \text{ MPa}$, 流量 $q = 10 \text{ L/min}$, 溢流阀调定压力 $p_Y = 1.8 \text{ MPa}$, 两液压缸活塞面积相等, $A_1 = A_2 = 30 \text{ cm}^2$, 负载 $R_1 = 3000 \text{ N}$, $R_2 = 4200 \text{ N}$, 其他忽略不计。试分析: 液压泵启动后两个液压缸如何运动及

运动速度分别是多少。

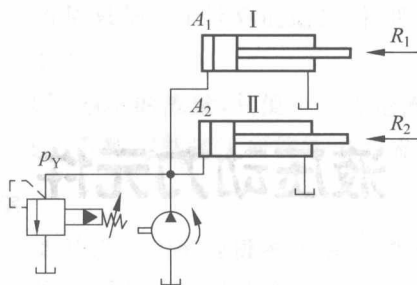


图 1-5 题 1.4 图

【练习题参考答案】

题 1.4 负载分析,缸 I 负载运动无杆腔压力为

$$p_{L1} = \frac{R_1}{A_1} = \frac{3000 \times 10^{-6}}{30 \times 10^{-4}} = 1(\text{MPa})$$

缸 II 负载运动无杆腔压力为

$$p_{L2} = \frac{R_2}{A_1} = \frac{4200 \times 10^{-6}}{30 \times 10^{-4}} = 1.4(\text{MPa})$$

缸 II 运动所需压力大于缸 I 压力,所以泵启动后,缸 I 先动作,运动速度为

$$v_1 = \frac{q}{A_1} = \frac{10 \times 10^{-3}}{30 \times 10^{-4} \times 60} = 0.06(\text{m/s})$$

当缸 I 到达终点停止后,系统压力上升,推动缸 II 活塞使缸 II 动作,运动速度为 0.06m/s。

当缸 II 到达终点后,系统压力继续上升,达到 1.8MPa 后,油液经溢流阀流回油箱。

液压动力元件

2.1 学习指导

液压动力元件即液压泵,是液压系统的能量输入装置,在液压系统中起着极其重要的作用。液压系统所使用的动力元件多为容积式液压泵,在原动机的驱动下,依靠密封容腔工作容积的周期性变化,借助于配油机构实现吸油和排油,并将原动机的机械能转换为排出油液的液压能。

液压泵根据密封容腔结构不同,主要分为齿轮泵、叶片泵和柱塞泵三大类,同样也因不同的密封结构使各类泵具有不同的工作特性和使用压力等级。只有对各类泵的结构特点、工作原理、性能参数等较好地掌握,才能在工程实践中正确选择、合理使用液压泵。因此,本章的学习重点内容是液压泵的主要性能参数与计算方法、常用三大类泵(齿轮泵、叶片泵和柱塞泵)的工作原理与应用、液压泵的图形符号。

2.1.1 液压泵的主要性能参数

在液压系统的设计计算和液压泵的选择过程中都会涉及液压泵的性能参数。液压泵的主要性能参数包括液压泵的压力、排量、流量、功率和效率等,各性能参数的定义、量纲、参数间的关系及计算要熟练掌握,并能进行相关计算。

1. 液压泵的压力

对于液压泵来讲,在实际工作过程中,泵出口的实时压力随负载变化而变化,反映了泵体及泵内各零件所承受的载荷情况,因此称其为工作压力,但如果泵的入口有一定的供油压力时,则液压泵对原动机驱动功率的转换体现在进出口压力的差值上,因此在计算的过程中使用液压泵的工作压差 Δp 进行计算。

液压泵的额定压力 p_n 反映泵自身所具有的能力,是通过实验获得的可长期工作的压力值,并标在泵的标牌上,在进行液压泵选型时要参照液压泵的参数表,选择额定压力接近工作压力的液压泵。

2. 液压泵的排量和流量

排量 V_p ——液压泵的排量 V_p 是指液压泵的轴转动一转时,密封工作容腔的容积变化量,可见其只与泵的结构有关,专业生产厂家在选型样本上会给出各种型号泵的排量系列。

理论流量——在不考虑泄漏的情况下,单位时间内所输出的液体的体积。因为泵的泄漏是不可避免的,所以理论流量只是一个计算的结果,物理意义的表达上也就是单位时间内总的工作容腔的容积变化量。

实际流量——泵工作时实际输出的流量,其值小于理论流量。

额定流量——泵在额定压力和额定转速下所能输出的流量。

3. 液压泵的功率和效率

液压泵由原动机驱动,因此其输入功率为机械功率(转矩与角速度的乘积),输出功率为液压功率(压力和流量的乘积),而总效率则是输出功率与输入功率的比值。

液压泵的功率损失由容积损失和机械损失两部分构成。容积损失由液压泵泄漏、油液的压缩等原因而造成,可用容积效率来表示,其物理意义为实际输出流量与理论流量的百分比。机械损失包括液压泵泵体内相对运动部件间机械摩擦而引起的转矩损失以及液体的黏性而引起的摩擦损失,用机械效率表示,其物理意义为理论所需输入转矩与实际输入转矩的百分比。

在进行参数计算时,要注意单位的一致性,国际单位和工程单位目前都有使用。液压泵主要性能参数的具体计算公式见表 2-1。

表 2-1 液压泵主要性能参数与计算公式

参 数 名 称	计算公式与单位	
	国际单位制	工 程 单 位
理论流量	$q_t = V_P n$ q_t ——理论流量(m^3/s) V_P ——泵排量(m^3/r) n ——泵转速(r/s)	$q_t = V_P n \times 10^{-3}$ q_t ——理论流量(L/min) V_P ——泵排量(mL/r) n ——泵转速(r/min)
实际流量	$q = q_t \eta_{pv}$ q ——实际流量(m^3/s) η_{pv} ——容积效率	$q = q_t \eta_{pv}$ q ——实际流量(L/min) η_{pv} ——容积效率
输出功率	$P_o = \Delta p q$ P_o ——输出功率(W) Δp ——进出口压差(Pa) q ——输出流量(m^3/s)	$P_o = \frac{\Delta p q}{60}$ P_o ——输出功率(kW) Δp ——进出口压差(MPa) q ——输出流量(L/min)
理论转矩	$T_t = \frac{1}{2\pi} \Delta p V_P$ T_t ——理论转矩($\text{N} \cdot \text{m}$) Δp ——泵进出口压差(Pa) V_P ——泵排量(m^3/r)	$T_t = \frac{1}{2\pi} \Delta p V_P$ T_t ——理论转矩($\text{N} \cdot \text{m}$) Δp ——泵进出口压差(MPa) V_P ——泵排量(mL/r)

续表

参 数 名 称	计算公式与单位	
	国际单位制	工 程 单 位
实际转矩	$T_i = \frac{T_l}{\eta_{pm}}$ T_i ——实际转矩(N·m); η_{pm} ——机械效率	
输入功率	$P_i = T_i \omega = 2\pi T_i n$ P_i ——输入功率(W) T_i ——实际扭矩(N·m) ω ——输入角速度(rad/s) n ——泵转速(r/s)	$P_i = T_i \omega = \frac{2\pi T_i n}{60}$ P_i ——输入功率(W) T_i ——实际扭矩(N·m) ω ——输入角速度(rad/s) n ——泵转速(r/min)
容积效率	$\eta_{pv} = \frac{q}{q_i}$	
机械效率	$\eta_{pm} = \frac{T_i}{T_l}$	
总效率	$\eta_p = \frac{P_o}{P_i} = \eta_{pv} \eta_{pm}$	

2.1.2 常见液压泵的工作原理

不同类型的液压泵,密封工作容积的构成方式不同,密封容积变化的过程不同,配流机构的形式也不同。

外啮合齿轮泵的密封工作容积由泵体、前后盖板与齿廓组成,由啮合线将其分为吸油腔和排油腔两个部分,当主动轴转动时,轮齿进入啮合的一侧容积减小排油,轮齿脱离啮合的一侧容积增大吸油,啮合线自动形成配流。

叶片泵是由定子内表面、转子外表面、叶片、配流盘等组成若干个密封工作容积,转子旋转时叶片外端紧贴定子内表面滑动,同时在转子叶片槽内往复移动,当叶片外伸时吸油,叶片内缩时压油,由配流盘上的配流窗口完成配流。

柱塞泵的密闭工作容积是由柱塞与缸体柱塞孔、配流盘(轴)组成。柱塞在缸体柱塞孔内作往复运动,柱塞向外伸出时柱塞底部容积增大吸油,柱塞向里缩回时柱塞底部容积减小排油。轴向柱塞泵由配流盘上的配流窗口完成配流,径向柱塞泵由配流轴完成配流。

除了从密封油腔结构形式上对泵进行分类外,根据液压泵排量是否可以改变又分为定量泵和变量泵,比如齿轮泵和双作用叶片泵密封容腔不易调节,只能做成定量泵。而单作用叶片泵可以通过改变偏心距,斜盘或斜轴式轴向柱塞泵可将其斜盘或斜轴的倾角做成可以调节的结构。因此,这几类泵既可以做成定量式也可以做成变量式,并可根据变量控制性能要求,采用相应的变量控制方法。根据进、出油口固定还是可以变化液压泵,又划分为单向泵和双向泵。

各类泵在液压原理图上采用的图形符号如图 2-1 所示。

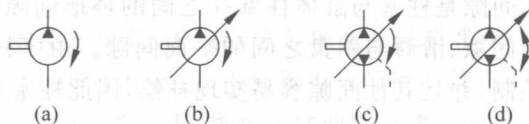


图 2-1 液压泵的图形符号

(a) 单向定量泵；(b) 单向变量泵；(c) 单向旋转双向变量泵；(d) 双向旋转双向变量泵

2.1.3 容积式液压泵存在的问题

1. 困油现象

容积式液压泵普遍存在困油现象。产生困油现象的原因是：在吸油与压油腔之间存在一个封闭容积，且容积大小发生变化。为了保证液压泵正常工作，泵的吸、压油腔必须可靠地隔开，而泵的密闭工作容积在吸油终了向压油腔转移过程中，当密闭工作容积既不与吸油腔相通，又不与压油腔相通时，就形成了封油容积；若此封油容积的大小发生变化时，封闭在容积内的液压油受到挤压或扩张，在封油容积内就产生局部的高压或气穴，于是就产生了困油现象。

解决困油现象的方法有：开卸荷槽、开减振槽或减振孔、控制封油区的形成等。

在外啮合齿轮泵中，两对轮齿同时啮合所构成的封闭容积既不与压油腔相通，也不与吸油腔相通，困油现象严重。为消除齿轮泵困油现象，通常在泵的前、后盖板或浮动侧板、浮动轴套上开卸荷槽。

双作用叶片泵中，由于定子的圆弧段为泵吸、压油腔的转移区，设计时只要取圆弧段的圆心角大于吸、压油窗口的间隔角与叶片间的夹角，使封闭容积的大小不会发生变化，困油现象就不会产生。

轴向柱塞泵中，由于配流窗口间隔角大于缸体柱塞孔分布角，柱塞底部容积在吸、压油转移过程中会产生困油现象。为减小困油现象的危害，可以通过在配流盘的配流窗上采取结构措施来消除：如在配流窗口前端开减振槽或减振孔，使柱塞底部闭死容积大小变化时与压油腔或吸油腔相通。

2. 内部泄漏

液压泵内相对运动件大部分是采取间隙密封的密封方式，压油腔的高压油必然经过此间隙流向吸油腔和其他低压处，从而形成了内泄漏。这样不仅降低了泵的容积效率，使泵的实际输出流量减小，而且限制了液压泵额定压力的提高。液压泵内泄漏的条件是存在间隙和压力差，并且其泄漏量与间隙值的三次方成正比、与压力差的一次方成正比。

外啮合齿轮泵主要的间隙是齿轮端面与前后泵盖或侧板之间的端面间隙，其泄漏量往往占总泄漏量的 80% 左右，另外两个泄漏途径为齿顶与泵体内圆之间的径向间隙，内泄漏量占 10%~15%、两啮合轮齿间的啮合间隙，内泄漏量占 5% 左右。为了减少泄漏，提高工作压力，中高压齿轮泵的端面间隙采用自动浮动补偿机构予以补偿。

叶片泵主要的泄漏间隙是转子与配流盘之间的端面间隙，其次还有叶片与转子叶片槽之间、叶片顶部与定子内表面之间的间隙。中高压双作用叶片泵为减少内泄漏，有的将配流盘设计为浮动式配流盘，实现端面间隙自动补偿。

柱塞泵主要的泄漏间隙是柱塞与缸体柱塞孔之间的环形间隙,其次为轴向柱塞泵缸体与配流盘之间的端面间隙、滑履与斜盘之间的平面间隙。由于柱塞与缸体柱塞孔的环形间隙加工精度易于控制,并且其他间隙容易实现补偿,因此柱塞泵的容积效率和额定压力都较高。

3. 流量脉动

流量脉动是指泵瞬时输出流量随时间而变化。流量脉动直接影响系统工作的平稳性,引起压力脉动,使系统产生振动和噪声。流量脉动程度用流量脉动率 σ 表示,流量脉动率与最大流量 $q_{\max}$ 、最小流量 $q_{\min}$ 和平均流量 q 的关系为

$$\sigma = \frac{q_{\max} - q_{\min}}{q} \times 100\%$$

每一种泵在工作过程中,其输出流量都是转角的周期函数,因此都存在流量脉动。

齿轮泵在啮合过程中,啮合位置在不断变化,导致流量脉动,齿数越少,脉动率越大。

单作用叶片泵泵内叶片数越多,流量脉动率越小,且奇数叶片泵的脉动率比偶数叶片泵的脉动率小。所以,单作用叶片泵的叶片数一般为13或15。双作用叶片泵叶片底部槽与压油腔相通,其脉动率较其他形式的泵(螺杆泵除外)小得多,且在叶片数为4的整数倍时最小。为此,双作用叶片泵的叶片数一般为12或16。

柱塞泵的柱塞个数越多,脉动率越小,奇数柱塞泵比偶数柱塞泵脉动小,所以柱塞数一般为7或9。

2.2 习题解析

习题 2.1 液压泵的工作压力和额定压力有什么区别?为什么说液压泵的工作压力取决于负载?结合图 2-2,说明忽略各类损失的情况下,泵出口压力情况。

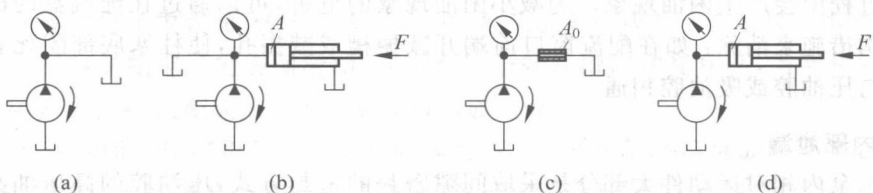


图 2-2 习题 2.1 图

【解题思路】

凡是与液压泵出口处相连接的各管路都是液压泵的负载,但液压系统中压力是由低到高逐渐建立的,泵口的油液总是通过液阻小的负载形成流动。因此,分析泵口压力首先要观察泵口连接情况以及各负载的大小。

解:

液压泵的工作压力是指在实际工作时输出油液的压力值,即液压泵出油口处的压力值,也称为系统压力。而液压泵的额定压力是指在保证泵的容积效率、使用寿命和额定转速的前提下,泵连续运转时允许使用的压力限定值。液压泵的工作压力取决于负载,而液

压泵的额定压力取决于泵本身的结构。

液压泵的工作压力取决于负载,因为液压泵轴在原动机带动下转动的前提是出口处必须满足排液条件。对于一般工作系统,液体要形成流动必须将外负载推动,使负载运动起来,而负载运动是建立在力学条件下,执行元件油腔所建立的推动负载压力大小取决于负载,而此压力传递到泵口再与泵口至执行元件间的流动损失(内负载,由沿程损失和局部损失构成)相叠加,则是泵出口输出油液时的压力,也就是泵的工作压力,因此说泵的工作压力取决于外负载。

图 2-2(a)中,泵出口直接向油箱注油,忽略损失时,泵出口压力为零。

图 2-2(b)中,泵出口虽与液压缸相连,但由于同时与油箱相连,泵出口压力由油箱回油压力决定,也为零。

图 2-2(c)中,泵输出的油液经节流孔后回油箱,假设泵输出流量是 q ,孔前后压差为泵口压力 p ,由工程流体力学的孔口出流特性, $q = KA_0 p^m$ (K 为系数,由阀孔和流过介质决定, m 为指数,取值为 $0.5 \sim 1$,细长孔约为 1),所以,泵出口压力用 $p = \left(\frac{q}{KA_0}\right)^{\frac{1}{m}}$ 表示。

图 2-2(d)中,泵输出油液进入液压缸,克服阻力负载 F 才能形成油液的流动,忽略管路损失时,泵出口压力值为: $p = \frac{F}{A}$ 。

习题 2.2 图 2-3 所示齿轮泵中,中间齿轮为主动齿轮,旋转方向如图 2-3 所示,确定该泵的吸排油口,若已知三个齿轮齿顶圆直径 $D_e = 48\text{mm}$,齿宽 $B = 25\text{mm}$,齿数 $z = 14$,齿轮转速 $n_p = 1450\text{r/min}$,容积效率 $\eta_{pv} = 0.9$,求此泵的理论流量和实际流量。

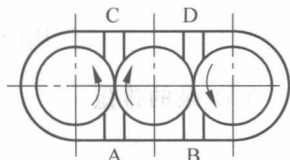


图 2-3 习题 2.2 图

【解题思路】

根据齿轮泵的工作原理,两轮齿退出啮合一侧,密封工作容积逐渐变大,为吸油口;两轮齿进入啮合一侧,密封工作容积逐渐变小,为排油口。齿轮泵齿数为 14,齿顶圆直径等于分度圆直径加两个齿顶高,且齿顶高等于齿轮的模数,可求得齿轮的模数,齿轮泵有两个排油口,因此是两个齿轮泵并联。根据齿轮泵的流量计算公式,即可进行计算。

解:

图 2-3 中 B、C 为吸油口, A、D 为排油口; 齿轮泵理论流量

$$q_{pt} = (6.66 \sim 7) z m^2 B n_p \times 2$$

由 $D_e = mz + 2m$, 解出 $m = D_e / (z + 2) = 48 / (14 + 2) = 3(\text{mm})$, 取系数 6.8, 代入上式, 解得

$$q_{pt} = 6.8 \times 14 \times 3^2 \times 25 \times 1450 \times 2 \times 10^{-6} = 62.1(\text{L/min})$$

实际流量

$$q_p = q_{pt} \eta_{pv} = 62.1 \times 0.9 = 55.9(\text{L/min})$$

习题 2.3 已知某齿轮泵的额定流量 100L/min , 额定压力 2.5MPa , 工作转速为