

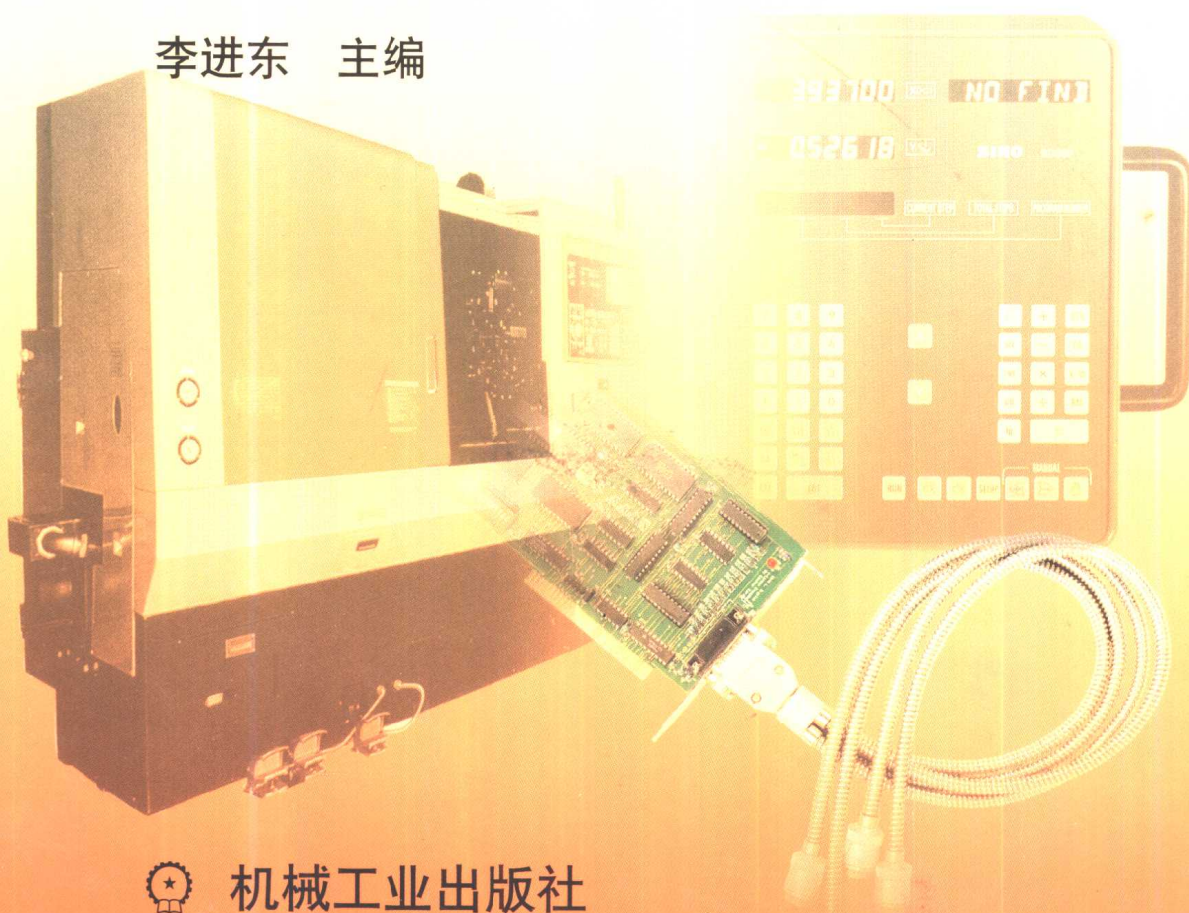


中等职业教育国家规划教材
全国中等职业教育教材审定委员会审定

设备控制基础

(数控技术应用专业)

李进东 主编



机械工业出版社

中等职业教育国家规划教材
全国中等职业教育教材审定委员会审定

设 备 控 制 基 础

(数控技术应用专业)

主编 李进东
参编 侯勇强 赵 昱 牛志斌
审稿 张世昌 齐永顺 张海根



机 械 工 业 出 版 社

本书是教育部规划的中等职业学校数控技术应用专业规划教材,它以国家中等职业教育培养目标为依据。

本书的主要内容有:液压传动控制技术,气动控制技术,电气控制技术,可编程序控制器(PLC)的应用,机、电、液(气)联合控制技术的应用。本教材的编写在内容取舍上,保留了作为车间数控设备使用和管理操作人员必不可少的设备控制基础知识,汲取了当代科学技术和机械工业发展的新成果,如电液比例控制阀、电液数字控制阀、可编程序控制器(PLC)控制系统、数控机床控制系统等;在编写体例上,遵循教学规律和教材使用的特点,注意设备控制系统共性问题的阐述,讲清基本概念和基本原理,在加强工程实践能力的训练方面,突出了理论知识的应用,常用控制元件的使用,设备控制系统的分析调试及故障排除,落实了设备的安装、调试与维护的训练,体现了中等职业技术教育的特色。

本书可作为中等职业学校数控技术应用专业和机电类其它专业的教材。

图书在版编目(CIP)数据

设备控制基础:数控技术应用专业/李进东主编. —北京:机械工业出版社, 2002. 2

中等职业教育国家规划教材

ISBN 7-111-09762-9

I. 设... II. 李... III. 机电设备—自动控制系统—专业学校—教材 IV. TH-39

中国版本图书馆CIP数据核字(2001)第097316号

机械工业出版社(北京市百万庄大街22号 邮政编码100037)

责任编辑:商红云 版式设计:霍永明 责任校对:李秋荣

封面设计:姚毅 责任印制:路琳

北京机工印刷厂印刷·新华书店北京发行所发行

2002年2月第1版·第1次印刷

787mm×1092mm¹/₁₆·10.75印张·261千字

0 001—5 000册

定价:13.00元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

本社购书热线电话(010) 68993821、68326677-2527

中等职业教育国家规划教材出版说明

为了贯彻《中共中央国务院关于深化教育改革全面推进素质教育的决定》精神，落实《面向 21 世纪教育振兴行动计划》中提出的职业教育课程改革和教材建设规划，根据《中等职业教育国家规划教材申报、立项及管理意见》（教职成〔2001〕1 号）的精神，教育部组织力量对实现中等职业教育培养目标和保证基本教学规格起保障作用的德育课程、文化基础课程、专业技术基础课程和 80 个重点建设专业主干课程的教材进行了规划和编写，从 2001 年秋季开学起，国家规划教材将陆续提供给各类中等职业学校选用。

国家规划教材是根据教育部最新颁布的德育课程、文化基础课程、专业技术基础课程和 80 个重点建设专业主干课程的教学大纲编写而成的，并经全国中等职业教育教材审定委员会审定通过。新教材全面贯彻素质教育思想，从社会发展对高素质劳动者和中、初级专门人才需要的实际出发，注重对学生的创新精神和实践能力的培养。新教材在理论体系、组织结构和阐述方法等方面均做了一些新的尝试。新教材实行一纲多本，努力为教材选用提供比较和选择，满足不同学制、不同专业和不同办学条件的教学需要。

希望各地、各部门积极推广和选用国家规划教材，并在使用过程中，注意总结经验，及时提出修改意见和建议，使之不断完善和提高。

教育部职业教育与成人教育司

2001 年 10 月

前 言

《设备控制基础》是国家教育部面向 21 世纪、中等职业教育数控技术应用专业教改系列教材之一。

机械工业中等职业教育数控技术应用专业教学指导委员会根据中等职业教育学校数控技术应用专业培养数控设备使用和管理的技术人员的目标,和毕业生主要从事数控设备及自动生产线的操作、调试、维护和保护工作,生产现场工艺实施、数控软件使用、数控编程、数控改造、设备管理、质量检测和产品销售等工作的要求制定了实施性教学计划。该实施性教学计划规定了本门课程的教学任务是:主要讲授流体传动、电气控制、可编程序控制器(PLC)的基本原理,常用控制元件、基本电路、液路与气路、可编程序控制器(PLC)的基本指令,典型控制系统等内容。通过本课程的学习,使学生掌握电、液、气、可编程序控制器(PLC)控制系统故障分析与排除的基本方法,并具有设计简单控制系统的初步能力。教学时数为 96 学时,其中理论教学 60 学时,实践教学 30 学时。另外实验专用周 2 周。

本教材的编写在内容取舍上,保留了作为车间数控设备使用和管理操作员必不可少的设备控制基础知识,汲取了当代科学技术和机械工业发展的新成果,如电液比例控制阀、电液数字控制阀、可编程序控制器(PLC)控制系统、数控机床控制系统等;在编写体例上,遵循教学规律和教材使用的特点,注意设备控制系统共性问题的阐述,讲清基本概念和基本原理,在加强工程实践能力的训练方面,突出了理论知识的应用、常用控制元件的使用、设备控制系统的分析调试及故障排除,落实了设备的安装、调试与维护的训练,体现了中等职业技术教育的特色。

本书由四川省机电工程学校李进东主编,辽宁仪表学校侯勇强、广西机械工业学校赵昱、山西机械工业学校牛志斌协编,四川工程职业技术学院李登万主审。编写分工如下:侯勇强编写第一章;赵昱编写第二章;牛志斌编写第三章;李进东编写第四、五章。在本书编写过程中参考了有关资料、参考书等,由于涉及材料较多,恕不在此一一列出,在此一并致谢。由于编者水平所限,加之时间仓促,错误与不足之处在所难免,请不吝赐教,以便修订时改进。

编 者

2001 年 8 月 10 日

目 录

前言

第一章 液压传动控制技术	1
第一节 液压传动的基础知识	1
第二节 液压泵和液压马达	10
第三节 液压缸	16
第四节 液压控制阀	21
第五节 液压元件的选择原则	34
第六节 液压基本回路	35
第七节 典型液压系统分析	45
思考题与习题	54
第二章 气压传动控制技术	58
第一节 气压传动概述	58
第二节 动力元件和辅助元件	59
第三节 执行元件	63
第四节 控制元件	65
第五节 气动元件的选择原则	71
第六节 基本回路	72
第七节 典型气压传动系统	75
思考题与习题	77
第三章 电气控制技术	78
第一节 常用低压电器	78
第二节 常用低压电器元件的选择	85

第三节 继电器——接触器控制电路的基本环节	89
第四节 典型电气控制系统	98
思考题与习题	104
第四章 可编程序控制器的应用	105
第一节 概述	105
第二节 可编程序控制器及编程器	107
第三节 可编程序控制器的指令系统	116
第四节 可编程序控制器控制系统应用举例	125
思考题与习题	135
第五章 机、电、液（气）联合控制技术	140
第一节 概述	140
第二节 典型控制系统分析	141
第三节 设备控制系统的安装、调试及维修	148
附录	152
附录 A 常用液压图形符号	152
附录 B 电工识图有关符号和代号	157
参考文献	164

第一章 液压传动控制技术

第一节 液压传动的基础知识

为了更好地理解和掌握液压传动原理、液压组件的结构及性能，正确使用维护液压系统，就必须了解液体的基本性质、液体平衡和运动的主要力学规律。

一、液压传动概述

(一) 液压传动的工作原理

图 1-1 所示为机床工作台液压传动系统图。如图 1-1a 所示状态，电动机（图中未示出）带动液压泵 3 旋转经过滤器 2 从油箱 1 中吸油，然后油液经节流阀 5 和换向阀 6 压入工作台液压缸（缸筒固定在床身上，活塞杆与工作台连接）左腔，推动活塞及工作台向右移动，这时工作台液压缸右腔的油液经换向阀排回油箱。并通过溢流阀可调节泵的的输出油液的压力。

如果将换向阀的手柄向左扳，使其处于图 1-1b 所示状态，油液则经换向阀压入工作台液压缸右腔，推动活塞及工作台向左移动，这时工作台液压缸左腔的油液亦经换向阀排回油箱。

通过换向阀改变油液的通路，便能实现工作台运动换向。

通过节流阀调节单位时间进入液压缸的油液体积，便能调节工作台移动速度。

通过溢流阀 4 调定液压泵输出油液的压力，便能克服阻力推动工作台液压缸活塞运动，并让液压泵输出的多余油液溢流回油箱。

通过上述实例分析，可发现液压传动的特点是：先通过动力组件（液压泵）将原动机（如电动机）输入的机械能转换为液体压力能，再经密封管道和控制组件等输送至执行组件（如液压缸），将液体压力能又转换为机械能以驱动工作部件。

(二) 液压传动系统的组成及图形符号

1. 液压传动系统的组成

从上述实例可看出，液压传动系统除工作介质外，应由以下四个主要部分组成：

(1) 动力组件 它是将原动机输入的机械能转换为液体压力能的装置，其作用是为液压系统提供压力油，是系统的动力源。如各类液压泵。

(2) 执行组件 它是将液体压力能转换为机械能的装置，其作用是在压力油的推动下输出力和速度（或转矩和转速），以驱动工作部件。如各类液压缸和液压马达。

(3) 控制调节组件 它是用以控制液压传动系统中油液的压力、流量和流动方向的装置。

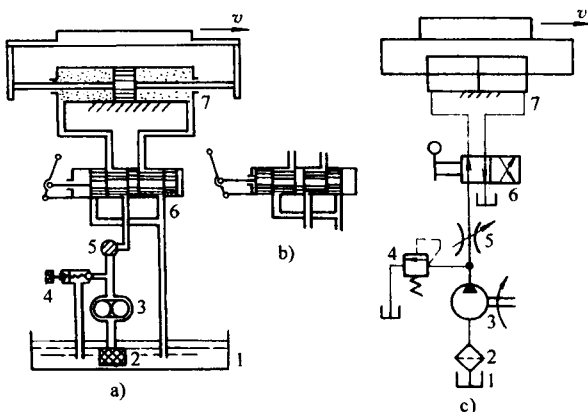


图 1-1 机床工作台液压传动系统

如溢流阀、节流阀和换向阀等。

(4) 辅助组件 上述几部分以外的其它装置, 分别起储油、输油、过滤和测压力等作用。如油箱、油管、过滤器和压力计等。

2. 液压传动系统的图形符号

如图 1-1a 所示液压传动系统中各组件的图形基本上表示了它的结构原理, 故称为结构原理图。这种原理图直观性强, 容易理解, 但图形比较复杂, 特别是当系统中组件较多时, 绘制很不方便。为此, 一般液压传动系统图都应按照 GB/T7861.1—1993 所规定的液压图形符号来绘制。如图 1-1a 所示液压系统, 用图形符号绘制的系统图如图 1-1c 所示。使用图形符号可使液压传动系统图简单明了, 便于绘制。

(三) 液压传动的特点

1. 液压传动的优点

- 1) 液压传动可在运行过程中进行无级调速, 调速方便且调速范围大;
- 2) 在相同功率的情况下, 液压传动装置的体积小、重量轻、结构紧凑;
- 3) 液压传动比较平稳、反应快、换向冲击小, 能快速启动、制动和频繁换向;
- 4) 液压传动的控制调节简单, 操作方便、省力, 易实现自动化。当其与电气控制结合, 更易实现各种复杂的自动工作循环;
- 5) 液压传动易实现过载保护, 液压组件能够自行润滑, 故使用寿命较长;
- 6) 液压组件已实现了系列化、标准化和通用化, 故制造、使用和维修都比较方便。

2. 液压传动的缺点

- 1) 液体的泄漏和可压缩性使液压传动难以保证严格的传动比;
- 2) 液压传动在工作过程中能量损失较大, 不宜作远距离传动;
- 3) 液压传动对油温变化比较敏感, 不宜在很高和很低的温度下工作;
- 4) 液压传动出现故障时, 不易查找出原因。

总的说来, 液压传动的优点十分突出, 其缺点将随着科学技术的发展逐渐得到克服。

二、液压油 (液) 的主要物理性质及选用

(一) 液体的粘性

1. 液体粘性的意义

液体在外力作用下流动时, 液体分子间的内聚力会阻碍分子间的相对运动, 而产生内摩擦力, 这一特性称为液体的粘性。液体流动时会呈现粘性, 而静止液体不呈现粘性。粘性的大小可以用粘度表示。常用的粘度有动力粘度和运动粘度两种。我国采用恩氏粘度 ($^{\circ}E_1$)。恩氏粘度是在一定条件下用恩氏粘度计测量的粘度, 恩氏粘度与运动粘度可用经验公式换算, 也可从有关图表直接查出。

2. 粘度与压力、温度的关系

液体的粘度会随压力和温度的变化而变化。当液体所受压力增大时, 粘度也随之增大。但在一般液压系统所使用的压力范围内, 液压油 (液) 的粘度受压力变化的影响甚微, 可以忽略不计; 若压力高于 10MPa 或压力变化较大时, 则应考虑压力对粘度的影响。

液压油 (液) 的粘度对温度变化十分敏感, 温度升高, 粘度将降低。液压油 (液) 的粘度随温度变化的性质称为粘温特性。液压油 (液) 的粘温特性常用粘度指数 VI 来表示。VI 值越大, 表示其粘度随温度的变化越小, 粘温特性越好。

（二）液体的可压缩性

液体受压力作用而发生体积减小的性质称为液体的可压缩性。液压油（液）的可压缩性很小，所以一般可忽略不计。但在某些情况下，如研究液压系统的动态特性以及远距离操纵的液压机构时，就得考虑液压油（液）可压缩性的影响。

（三）液压油（液）的选用

1. 液压油（液）的品种

我国液压油（液）的主要品种、粘度等级、组成和特性见表 1-1。

表 1-1 我国液压油（液）的主要品种

油名（品种）	粘度等级	组成和特性
L-HL	15、22、32、46、68、100、150	精制矿油、R&O
L-HM	15、22、32、46、68、100、150	精制矿油、R&O、AW
L-HV	15、22、32、46、68、100	精制矿油、R&O、AW、HVI、LPP
L-HS	10、15、22、32、46	合成液（合成烃油）、R&O、AW、HVI、LPP
L-HG	32、46、68	精制矿油、R&O、AW、ASS
L-HFC	15、22、32、46、68、100	含聚合物水溶液、LS、HVI、LPP
L-HFDR	15、22、32、46、68、100	磷酸酯无水合成液、LS、AW
L-HFAE	7、10、15、22、32	水包油乳化液、LS
L-HFB	22、32、46、68、100	油包水乳化液、LS

注：R&O—抗氧防锈，AW—抗磨，HVI—高粘度指数，LPP—低倾点，ASS—防爬，LS—难燃。

2. 液压油（液）品种的选择

通常可参考表 1-2，根据液压传动系统的工作环境、工况条件和液压泵的类型等选择液压油（液）的品种。一般而言，齿轮泵对液压油（液）的抗磨性要求比叶片泵和柱塞泵低，因此齿轮泵可选用 L-HL 或 L-HM 油，而叶片泵和柱塞泵一般则选用 L-HM 油。

表 1-2 液压油（液）品种的选择

环境、工况	压力：7.0MPa 以下 温度：50℃ 以下	压力：7.0~14.0MPa 温度：50℃ 以下	压力：7.0MPa 以上 温度：50~100℃
室内、固定液压设备	L-HL	L-HL, L-HM	L-HM
露天寒冷和严寒区	L-HV	L-HV, L-HS	L-HV, L-HS
高温热源或明火附近	L-HFAE	L-HFB, L-HFC	L-HFDR

3. 液压油（液）粘度等级的选择

在液压油（液）品种选定后，还必须确定其粘度等级。在选择粘度等级时应注意以下几方面情况：

- （1）工作压力 工作压力较高的液压传动系统宜选用粘度等级较高的液压油（液）。
- （2）环境温度 环境温度较高时，宜选用粘度等级较高的液压油（液）。
- （3）运动速度 当运动部件的速度较高时，宜选用粘度等级较低的液压油（液）。

所有液压组件中，以液压泵对液压油（液）的性能最为敏感（泵内零件运动速度最高，承受压力最大，且承压时间长，温升高）。因此，可参考表 1-3 根据液压泵类型及其工况选择液压油（液）的粘度等级。

表 1-3 液压油（液）粘度等级选择

泵型, 环境温度	5~40℃	40~80℃
叶片泵 (压力: 7.0MPa 以下)	32, 46	46, 68
叶片泵 (压力: 7.0MPa 以上)	46, 68	68
螺杆泵	32, 46	46, 68
齿轮泵	32, 46, 68	68, 100, 150
柱塞泵	46, 68	68, 100, 150

为了增长换油周期, 延长液压组件的使用寿命, 提高系统效率和可靠性, 降低系统维护费用, 应尽可能采用高质量液压油 (液)。

三、液体的静压力特性及压力单位

(一) 系统中压力的建立和传递

1. 压力 p

液体的压力是指液体在单位面积上所受的內法线方向的法向力。压力的法定计量单位为 Pa (N/m^2)、GPa、MPa、kPa、mPa 和 μPa 。液体不能抵抗切力, 所以液体的压力是与受压表面垂直的; 另外在液压系统管路中, 液体所在位置的高度对于压力的影响很小, 所以一般都忽略不计。设液体的面积为 A , 其上受的作用力为 F 则液体的压力 p 为:

$$p = F/A \quad (1-1)$$

式中 p ——压力, Pa (帕), 或 N/m^2 (牛/米²);

F ——外力, N (牛);

A ——液体承受作用力的面积, m^2 (米²)。

按国家液压标准, 厂家生产的液压元件都是按公称压力标准系列设计制造的。公称压力表示的是液压系统和液压元件在额定工作条件下的名义压力。液压元件铭牌上标出的压力与公称压力系列相吻合。铭牌上标出的压力又称为额定压力。

2. 帕斯卡原理

如图 1-2 所示, 在一个面积为 A 的充满液体的密闭容器的塞子上, 加一外力 F (不计液体重力), 则液体受到力 F 的挤产生压力, 其值为 $p = F/A$, 该压力 p 大小不变地传到容器内的各点上, 即在容器内 1、2、3、4、5、6、7 各点上压力均相同。这表明在密闭容器内, 施加静止液体边界上的压力, 将以同等大小向液体的所有方向传递。这就是帕斯卡原理, 也是液压系统中压力传递的基本原理。因此, 它又称为静压传递原理。

帕斯卡原理在工程中获得了广泛的应用。如图 1-3 所示是液压千斤顶的工作原理图。在连通器的 a、b 两腔中分别安装以面积为 A_1 、 A_2 的活塞 1、2。若在活塞 1 上施加一外力 F_1 , 则由此而引起的压力为:

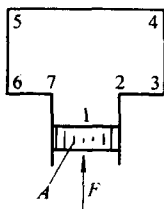


图 1-2 压力传递

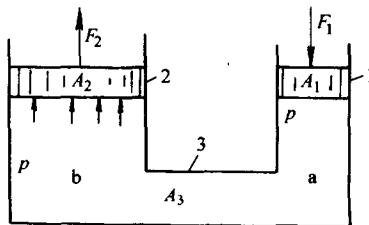


图 1-3 千斤顶原理

$$p_1 = F_1 / A$$

根据帕斯卡原理，在活塞 2 的底面也将作用有一个同样大小的压力，所以在 b 腔中作用于活塞 2 平面上的力 F_2 应为：

$$F_2 = (F_1 / A) A_2$$

作用力 F_2 即为能够从活塞 2 上输出的力，可见面积 A_2 越大，输出的力就越大。换句话说，只要两活塞的面积差较大，就可以从活塞 1 处输入一个较小的力而从活塞 2 下输出一个较大的力。容积式液压传动就是建立在这个静力学原理基础上的。

3. 液压系统中压力的形成

见图 1-1 所示的液压系统。开动液压泵 3，当把方向控制阀的左位接入系统工作时，压力油（液）则进入液压缸 7 的左腔，将推动活塞向右运动。活塞要向右运动就必须克服活塞杆上由工作载荷和相对运动表面摩擦力组成的外界总阻力，于是在液压泵 3 不断输油过程中，液压缸 7 左腔中的油（液）越来越多，在活塞没有运动的情况下，液压缸 7 左腔容积保持不变。容积不变，油（液）增多必然造成左腔中油（液）受的挤压加剧，压力升高，直到压力高到产生的总推力足以克服外界阻力时，活塞向右运动。若外界的总阻力为 F ，液压缸 7 左腔活塞有效面积为 A ，此时液压缸左腔中的压力 p 应为： $p = F / A$ 。活塞开始运动后，虽然液压泵仍在不断输油，但由于此时液压缸左腔容积也在相应增大，左腔中的油（液）受的挤压并未加剧，压力因此也不再上升。可见系统中的压力是由外界负载引起的，外界负载越大，系统压力也就越高。

如图 1-4 所示，系统中并联了两个液压缸 a 和 b。设两液压缸活塞有效面积相同，均为 A ，而两液压缸活塞杆上的负载分别为 F_1 、 F_2 ，且 $F_1 > F_2$ 。开动液压泵，油（液）分别进入 a、b 液压缸左腔，在两液压缸活塞均未运动时，液压缸中油（液）随挤压加剧而升高，当 b 液压缸中油（液）压力达到 $p_2 = F_2 / A$ 时，b 液压缸活塞开始向右运动，此时由于 a 液压缸活塞所需要的压力大，a 液压缸活塞尚未运动，虽然液压泵继续输油，但因 b 液压缸左腔容积增大，压力不能上升，此时两液压缸中的压力均为： $p_2 = F_2 / A$ 。当活塞 2 运动到顶住挡块不能再右移时，随着液压泵不断供油，由于容积不再扩大而压力再次上升，压力升高到其值为： $p_1 = F_1 / A$ 时，a 液压缸活塞开始向右运动，压力又不再上升，此时两液压缸左腔中的压力均为： $p_1 = F_1 / A$ 。可见，当系统中并联有几个负载时，则系统压力取决于克服负载的各个压力值中的最小值。

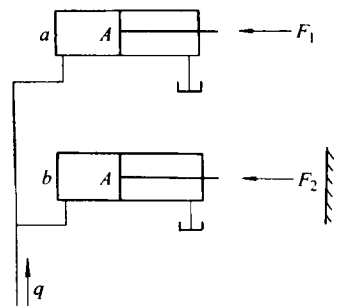


图 1-4 液压系统中
压力的形成

（二）液流的连续性

1. 流量 q

单位时间内流过管路某一截面的液体体积称为流量。设管路某一截面的面积为 A ，油液在其中流动的速度为 v ，则通过该截面的流量 q 为：

$$q = vA \quad (1-2)$$

式中 q ——流量， m^3/s （米³/秒）；

v ——流速， m/s （米/秒）；

A ——截面积， m^2 （米²）。

由式 (1-2) 可知, 当流量不变时, 通过管内不同截面的液压油 (液) 流速度与其截面积的大小成反比。即管子内经细的地方液压油 (液) 流速大, 管子内经粗的地方液压油 (液) 流速小。液压系统中活塞的运动速度就是液压缸内液压油 (液) 的流速。液压系统一旦制造好, 液压缸的有效作用面积就已固定不变, 此时可通过调节输入液压缸中的流量来调节活塞的运动速度。液压元件都是按公称流量的标准系列设计制造的, 公称流量表示液压元件在额定工作条件下的名义流量。液压元件铭牌上标出的流量与公称流量系列相吻合, 它又称额定流量。

2. 液流的连续性

液体在管中流动时, 若不计泄漏, 根据物质不灭定律。液体在管内既不能增多, 也不会减少, 又不能压缩 (注: 在液压系统中, 液压油 (液) 的可压缩行很小, 所以一般情况下忽略不计), 所以单位时间内流过管子每一个横截面的液体体积一定是相等的。即管内每个截面上的流量是个常数。如图 1-5 所示。设截面 1—1 与截面 2—2 处的截面积各为 A_1 、 A_2 ; 在这两个

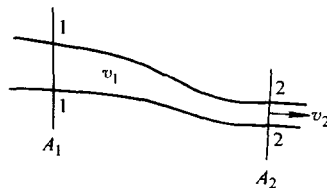


图 1-5 液流连续性简图

个截面中的油液的流速分别为 v_1 、 v_2 , 根据液流连续性的原理可知:

$$q = v_1 A_1 = v_2 A_2 = \text{常数}$$

由此可知: 理想液体在管道内作定量流动时, 流过各过流断面的流量相等; 液体的流速与其过流断面面积成反比。这就是液流连续性原理。

例 1-1 如图 1-3 所示液压千斤顶, 设活塞 1 的有效面积 $A_1 = 1.13 \times 10^{-4} \text{m}^2$, 活塞 2 的有效面积 $A_2 = 9.62 \times 10^{-4} \text{m}^2$, 中间底部连通管 3 的有效面积 $A_3 = 0.13 \times 10^{-4} \text{m}^2$, 若活塞 1 下压的速度 v_1 为 0.2m/s , 试求活塞 2 上升的速度 v_2 和中间底部连通管 3 内油液的流速 v_3 。

解: 由于活塞 1 下移而排出的流量 q_1 根据式 (1-2) 得:

$$\begin{aligned} q_1 &= v_1 A_1 = 1.13 \times 10^{-4} \text{m}^2 \times 0.2 \text{m/s} \\ &= 0.226 \times 10^{-4} \text{m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

根据液流连续性原理可知, 通过截面 A_1 、 A_3 、 A_2 处的流量是相等的, 所以活塞 2 处进入的流量 $q_2 = q_1$

因为

$$q_2 = v_2 A_2 = q_1$$

所以

$$\begin{aligned} v_2 &= q_1 / A_2 = (0.226 \times 10^{-4}) \text{m}^3/\text{s} / (9.62 \times 10^{-4}) \text{m}^2 \\ &= 0.0235 \text{m/s} \end{aligned}$$

同理, 通过底部连通管截面 A_3 处的流量 $q_3 = q_1$

因为

$$q_3 = v_3 A_3 = q_1$$

所以

$$\begin{aligned} v_3 &= q_1 / A_3 = (0.226 \times 10^{-4}) \text{m}^3/\text{s} / (0.13 \times 10^{-4}) \text{m}^2 \\ &= 1.74 \text{m/s} \end{aligned}$$

由此可以看出, 由于 A_1 处面积最小, 所以液体流经该处时, 流速最快。

例 1-2 如图 1-6 所示液压装置, 设左、右两单活塞杆液压缸 1、2 活塞的有效面积相同、液压缸上腔的有效面积为 A_1 , 下腔的面积为 A_2 , 若对液压缸 1 上腔输入流量为 q_1 的油液, 问通过管 a 、 b 、 c 、 d 进入液压缸 2 上腔的流量 q_2 是多少?

解: 根据式 (1-2) 可知油缸 1 活塞下移的速度为 v_1 是:

$$q_1 = v_1 A_1$$

进入液压缸 2 上腔的油液是液压缸 1 活塞的下移运动排出来的, 根据液流连续性原理, 从液压缸 1 下腔排出来的流量和通过管 a 、 b 、 c 、 d 进入液压缸 2 上腔的流量相等, 就是 q_2 , 其大小等于液压缸 1 活塞的下移速度和液压缸 1 活塞在下腔的有效面积之积, 即:

$$q_2 = v_1 A_2 = (q_1 / A_1) \times A_2$$

很明显 q_2 不等于 q_1 。因为液压缸 1 上腔和下腔被活塞 1 隔开了, 只有从液压缸 1 下腔起, 经过管路 a 、 b 、 c 、 d 至液压缸 2 上腔这一区间才符合液流连续性原理。

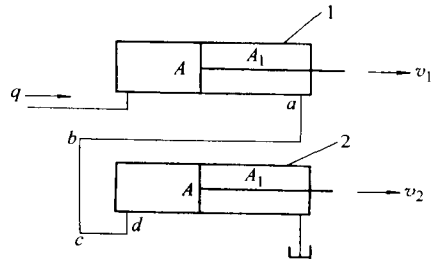


图 1-6 单活塞杆液压缸

例 1-3 如将图 1-6 所示液压装置中的左、右两油缸 1、2 都改为双活塞杆液压缸, 如图 1-7 所示, 此时两液压缸上、下腔的有效作用面积都是 A_1 。问液压缸 1 上输入流量为 q_1 的油液, 那么进入液压缸 2 上腔的流量 q_2 是多少呢?

解: 此时由于活塞上、下两腔有效面积相同都是 A_1 , 所以从液压缸 1 下腔排出的最终进入 2 液压缸上腔的流量 q_2 为:

$$q_2 = v_1 A_2 = (q_1 / A_1) \times A_2$$

因为 $A_2 = A_1$

所以 $q_2 = (q_1 / A_1) \times A_1$

$$q_2 = q_1$$

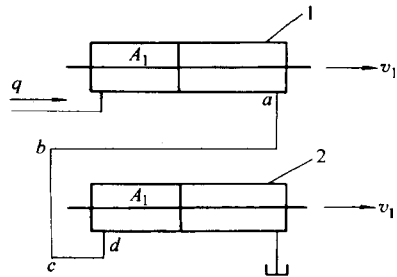


图 1-7 双杆活塞液压缸

此时虽然输入液压缸 1 上腔的流量 q_1 和进入液压缸 2 上腔的流量 q_2 相等, 但仍然是只有在从液压缸 1 下腔起, 经管路 a 、 b 、 c 、 d 至液压缸 2 上腔这个区间的液流才是符合液流连续性原理的。

(三) 伯努利方程及其应用

伯努利方程是物质能量守恒定律在流体力学中的具体表达式。

1. 理想液体的伯努利方程

理想液体 (既无粘性又无可压缩性的液体) 在管中稳定流动 (液体中任一点处的压力、速度和密度都不随时间变化的流动) 时, 具有三种能量: 压能、动能和位能。按照能量守恒定律, 在各个截面处的总能量是相等的。如图 1-8 所示管道中, 截面 1—1、2—2 处的压力分别为 p_1 和 p_2 , 流速分别为 v_1 和 v_2 , 位置高度分别为 h_1 和 h_2 。则由理论推导可得单位体积理想液体的伯努利方程为:

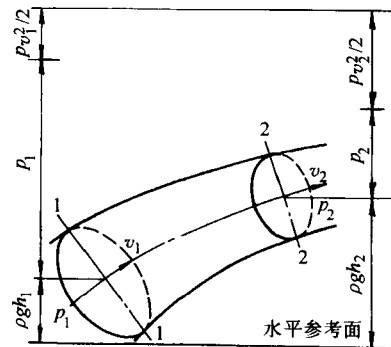


图 1-8 理想液体伯努利方程示意图

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 + \rho g h_1 = p_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 + \rho g h_2 \quad (1-3)$$

由于 1—1、2—2 截面是任取的, 所以上式也可写成:

$$p + \frac{1}{2}\rho v^2 + \rho gh = \text{常数}$$

以上两式均称为理想液体的伯努利方程。式中各项依次为单位体积液体的压能、动能和位能。

若管道水平放置 ($h_1 = h_2$)，则有：

$$p + \frac{1}{2}\rho v^2 = \text{常数}$$

上式说明在液体流速低的地方压力高，流速高的地方压力低。

2. 实际液体的伯努利方程

实际液体因为有粘性，流动时将造成能量损失。因而实际液体的伯努利方程为：

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 + \rho gh_1 = p_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 + \rho gh_2 + \Delta p \quad (1-4)$$

式中 Δp 是单位体积液体从 1—1 截面流到 2—2 截面的压力损失。

3. 伯努利方程的应用

伯努利方程是流体力学中的重要方程。在液压传动中常与连续方程一起用来求解系统中的压力和速度问题，以及确定液压泵的安装高度等。

在液压系统中，压力能要比动能和位能之和大得多，所以动能与位能一般是忽略不计的。因而，伯努利方程在液压系统中的实际应用形式为：

$$p_1 = p_2 + \Delta p$$

这表明液压传动是利用液体的压力能来工作的，故又称为静压传动。

(四) 液体流动中的压力和流量损失

1. 压力损失

由于液压油（液）体具有粘性，在管路中流动时又不可避免地存在着摩擦力，所以液压油（液）在流动中必然要损耗一部分能量。这部分能量的损耗主要表现为压力损失，压力损失有沿流程损失和局部损失两种。沿流程损失是当液压油（液）在直径不变的直管中流过一段距离时，因摩擦而产生的压力损失。局部损失是由于管子截面形状突然变化，液流方向改变或其它形式的液流阻力而引起的压力损失。总的压力损失等于沿流程损失与局部损失之和。

由于零件结构的不同、尺寸的偏差与表面粗糙度的不同，要准确地计算出总的压力损失的数值是困难的。但压力损失又是液压系统传动中一个必须考虑的因素，它关系到确定液压系统所需的供油压力和液压系统工作时的温升。生产实践中也希望压力损失尽可能小些。由于压力损失的必然存在，所以液压泵的额定压力要略大于液压系统工作时所需的最大压力。一般可将液压系统工作时所需的最大压力乘以一个（1.3~1.5）的系数来估算。

2. 流量损失

在液压系统中，各液压元件都有相对运动的表面，如液压缸内表面和活塞外表面，因为要有相对运动，所以它们之间都有一定的间隙，如果间隙的一边为高压液压油（液），另一边为低压液压油（液），则高压液压油（液）就会经间隙流向低压液压油（液）区，从而造成实际流量有所减少，这就是我们所说的流量损失。流量损失影响运动速度，而泄漏又难以绝对避免，所以在液压系统中液压泵的额定流量要略大于系统工作时所需的最大流量。通常也可以用系统工作所需的最大流量乘以一个（1.1~1.3）的系数来估算。

（四）液压冲击与空穴现象

1. 液压冲击

在液压系统中，由于某种原因引起液体压力在某一瞬间突然急剧上升，而形成很高的压力峰值，这种现象称为液压冲击。

（1）产生液压冲击的原因

1) 阀门突然关闭引起液压冲击。若有一较大容腔（如液压缸、蓄能器等）和在另一端装有阀门的管道相通。当阀门开启时，管内液体从阀门流出。当阀门突然关闭时，从阀门处开始液体动能将逐层转化为压力能，相应产生一从阀门向容腔推进的压力冲击波，出现液压冲击。

2) 运动部件突然制动引起液压冲击。如换向阀突然关闭液压缸的回油信道而使运动部件制动时，这一瞬间运动部件的动能会转化为被封闭油液的压力能，压力急剧上升，出现液压冲击。

3) 液压系统中组件反应不灵敏造成液压冲击。如系统压力突然升高时，溢流阀不能迅速打开溢流阀口，或限压式变量泵不能及时自动减小输出流量等，都会导致液压冲击。

（2）液压冲击的危害 在液压系统中产生液压冲击时，瞬时压力峰值有时比正常压力要大好几倍，会引起振动和噪声，导致密封装置、管路和液压组件的损坏，甚至还会使某些液压组件（如压力继电器、顺序阀等）产生误动作，而影响系统正常工作。可见应力求减小液压冲击。

2. 空穴现象

在液压系统中，如果某处压力低于油液工作温度下的空气分离压力时，油液中的空气就会分离出来而形成大量气泡；当压力进一步降低到油液工作温度下的饱和蒸气压力时，油液会迅速汽化而产生大量气泡。这些气泡混杂在油液中，产生空穴，使原来充满管道或液压组件中的油液成为不连续状态，这种现象一般称为空穴现象。

空穴现象一般发生在阀口和液压泵的进油口处。油液流过阀口的狭窄通道时，液流速度增大，压力大幅度下降，就可能出现空穴现象。液压泵的安装高度过高，吸油管道内径过小，吸油阻力太大，或液压泵转速过高，吸油不充足等，均可能产生空穴现象。

液压系统中出现空穴现象后，气泡随油液流到高压区时，在高压作用下气泡会迅速破裂，周围液体质点以高速来填补这一空穴，液体质点间高速碰撞而形成局部液压冲击，使局部的压力和温度均急剧升高，产生强烈的振动和噪声。在气泡凝聚处附近的管壁和组件表面，因长期承受液体冲击及高温作用，以及油液中逸出气体的较强腐蚀作用，使管壁和组件表面金属颗粒被剥落，这种因空穴现象而产生的表面腐蚀称为气蚀。故应力求避免空穴现象的产生。

四、技能训练——流动液体的主要力学规律

（一）实训要求

帮助建立液体压力的形成，液体的流动状态和压力损失等方面的概念。

（二）实训内容

- 1) 观察液体压力的形成；
- 2) 观察流体流动状态的变化；
- 3) 观察流动液体的压力损失。

第二节 液压泵和液压马达

一、液压泵和液压马达的工作原理

如图 1-9 所示为液压泵的工作原理示意图。当曲柄 1 旋转时,通过连杆 2 带动柱塞 3 作往复运动,使柱塞 3 和柱塞缸 4 形成的密封容积发生变化。当柱塞右移时,密封容积增大,形成真空,打开单向阀(进油阀) 6,油箱 7 中的油液在大气压力作用下被吸入密封容积中;当柱塞左移时,密封容积减小,压力增大,打开单向阀(出油阀) 5,关闭单向阀 6,压力油通过单向阀 5 输出。曲柄不停地转动,压力油便源源不断地排出。

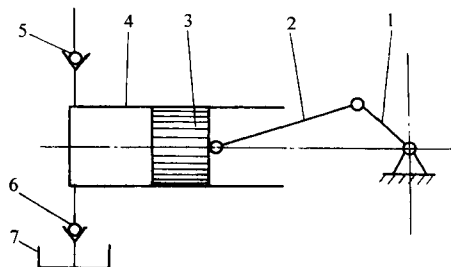


图 1-9 液压泵的工作原理示意图

如果对密封容积通入压力油,将可使柱塞移动,并通过连杆带动曲柄旋转,这时液压泵就变成了液压马达。从原理上看,二者是可以互逆使用的,但由于功能不同,在结构上就存在差异,因此实际一般不可互逆使用。

液压泵和液压马达的图形符号如图 1-10 所示,图 1-10a 为液压泵的一般符号,图 1-10b 为单向定量泵,图 1-10c 为单向变量泵,图 1-10d 为液压马达一般符号,图 1-10e 为单向定量马达,图 1-10f 为双向定量马达,图 1-10g 为单向变量马达,图 1-10h 为双向变量马达。

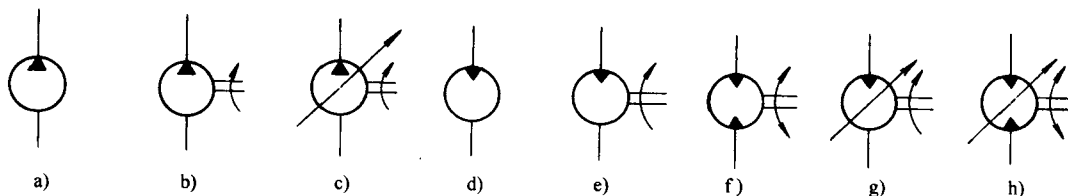


图 1-10 液压泵和马达的图形符号

二、液压泵和液压马达的主要性能参数

1. 压力

- (1) 工作压力 液压泵输出和液压马达输入液体的实际压力。工作压力取决于系统的负载。
- (2) 额定压力 在正常工作条件下可连续运转的最高压力。超过此值即为过载。
- (3) 最大压力 在短暂运行时间内所允许的最高压力。一般最大压力为额定压力的 1.1 倍。

2. 排量与流量

(1) 排量 按泵和马达的密封腔几何尺寸变化计算而得的每转排出或应供给液体的体积。排量用 V 表示,其单位为 mL/r 。如图 1-9 所示柱塞泵,设柱塞截面积为 A ,行程为 l ,则排量 $V = Al$ 。

(2) 理论流量 按泵和马达的密封腔几何尺寸变化计算而得的在单位时间内输出或应供给液体的体积。理论流量用 q_v 表示,它等于排量 V 与其转速 n 的乘积,即 $q_v = Vn$ 。

(3) 额定流量 液压泵在额定转速和额定压力下输出的流量, 其值小于理论流量。

(4) 实际流量 泵和马达工作时输出或应供给的流量, 实际流量用 q_v 表示。由于存在泄漏, 所以泵的实际流量总是小于理论流量, 马达的实际所需流量大于理论流量。

3. 功率

(1) 泵的功率 泵的输入为机械能, 表现为转矩和转速; 其输出为压力能, 表现为压力和流量。当用液压泵输出的压力能驱动液压缸克服负载 F 以速度 v 运动时 (若不考虑能量损失), 则液压泵和液压缸的理论功率为:

$$P_i = 2\pi n T_i = Fv = pAv = pq_v = pVn \quad (1-5)$$

式中 n ——泵的转速;

T_i ——驱动泵的理论转矩;

p ——泵的工作压力;

A ——缸的有效工作面积。

如果用驱动泵的实际转矩 T 代替上式中理论转矩 T_i , 则可得到泵的实际输入功率 P_{in} ; 用泵的实际流量 q_v 代替上式中理论流量 q_{vi} 可得到泵的实际输出功率 P_{oo} 。

(2) 马达的功率 马达的输入为压力能, 表现为压力和流量; 其输出为机械能, 表现为转矩和转速。若不考虑能量损失, 则马达的理论功率为:

$$P_i = 2\pi n T_i = pq_v = pVn \quad (1-6)$$

式中 n ——马达的转速;

T_i ——马达的理论输出转矩;

p ——马达的工作压力。

若用马达的实际输出转矩 T 代替上式中理论输出转矩 T_i , 则可得到马达的实际输出功率 P_{oo} ; 用马达的实际需要流量 q_v 代替上式中理论流量 q_{vi} 可得到马达的实际输入功率 P_{in} 。

4. 马达的输出转速和转矩

(1) 马达的输出转矩 若不考虑机械损失, 马达的理论输出转矩 T_i 与泵的理论输入转矩计算公式相同, 即 $T_i = pV/2\pi$ 。实际上马达存在机械损失, 则马达实际输出转矩为:

$$T = T_i \eta_m = \frac{pV}{2\pi} \eta_m \quad (1-7)$$

式中 η_m ——马达的机械效率。

(2) 马达的输出转速 排量为 V 的马达, 要想以输出转速 n 旋转时, 在无泄漏情况下, 马达需要流量为 nV (理论流量 q_{vi})。实际上马达存在泄漏, 故实际所需流量 q_v 大于理论流量, 马达的输出转速为:

$$n = \frac{q_v}{V} \eta_v \quad (1-8)$$

式中 η_v ——马达的容积效率。

5. 噪声

液压泵和液压马达的噪声也是主要性能指针之一, 一般应不高于 80dB。

三、齿轮泵与齿轮马达

齿轮泵主要结构形式有外啮合和内啮合两种。外啮合式由于齿轮泵结构简单、价格低廉、