



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

液压与气压传动

(机电技术应用专业)

主编 兰建设

37
3



高等教育出版社

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

液压与气压传动

(机电技术应用专业)

主 编 兰建设

责任主审 罗圣国

审 稿 许万凌 黄效国

高等教育出版社

内容简介

本书是根据教育部 2001 年颁发的中等职业教育机电技术应用专业“液压与气压传动教学基本要求”编写的。

全书共七章:液压传动系统的基本组成、液压基本回路、典型液压传动系统、气压传动系统的基本组成、气动基本回路、典型气压传动系统、液压与气压传动系统的安装调试和故障分析。主要阐述了液压与气压技术的基本原理与应用,重点放在液压与气压元件的选用,液压与气压传动系统的使用、安装调试与维修。突出职业教育特色。

本书为中等职业教育机电技术应用专业系列教材之一,也可作为中等职业教育机械制造类专业、自控类专业等选用,也可供高等职业教育和有关工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

液压与气压传动/兰建设主编. —北京:高等教育出版社,
2002.9 (2003 重印)
ISBN 7-04-010923-9

I. 液... II. 兰... III. ①液压传动—专业学校—
教材 ②气压传动—专业学校—教材 IV. ① TH137 ②
TH138

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2002)第 037857 号

液压与气压传动
兰建设 主编

出版发行 高等教育出版社
社 址 北京市东城区沙滩后街 55 号
邮政编码 100009
传 真 010-64014048

购书热线 010-64054588
免费咨询 800-810-0598
网 址 <http://www.hep.edu.cn>
<http://www.hep.com.cn>

经 销 新华书店北京发行所
印 刷 国防工业出版社印刷厂

开 本 787×1092 1/16
印 张 10
字 数 220 000

版 次 2002 年 7 月第 1 版
印 次 2003 年 4 月第 3 次印刷
定 价 12.30 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

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,根据教育部关于《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,我们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(课程教学基本要求)编写,并经全国中等职业教育教材审定委员会审定。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作了一些新的尝试。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

二〇〇一年十月

前 言

本书是根据教育部 2001 年颁发的中等职业教育机电技术应用专业“液压与气压传动教学基本要求”,由高等教育出版社组织编写的系列教材之一。高等教育出版社在获得教育部国家规划教材批准立项的基础上,组织全国职业教育有关专家和学者在充分论证 21 世纪中国职业教育的改革和发展要求的基础上,确定了符合 21 世纪中国职业教育相关专业培养目标和培养方向的教学计划、教学基本要求,并对编写提纲进行了充分的研讨。本书就是在此基础上进行编写的。

本书的编写力求符合中等职业教育机电技术应用专业的培养目标与方向,在液压与气动理论知识方面以实用为主、够用为度,着重作定性分析。在液压与气动元件方面注重工作原理和外部特性及选用,在液压与气压传动系统方面注重典型性、代表性、实用性和先进性,全书的重点放在液压与气压传动系统的使用维护、安装调试、故障诊断和维修方面。教学内容安排突出液压与气压技术的实用性。

本教材教学学时数为 60 学时,各章学时分配见下表(供参考):

章 次	学 时 数	章 次	学 时 数
绪 论	2	第四章 气压传动系统的基本组成	6+2*
第一章 液压传动系统的基本组成	18	第五章 气动基本回路	6
第二章 液压基本回路	10	第六章 典型气压传动系统	4
第三章 典型液压传动系统	4+2*	第七章 液压与气压传动系统的安装调试和故障分析	6

对书中加“*”号的部分,不同的学校可根据实际情况选用。

本书由河南工业职业技术学院兰建设担任主编并编写了绪论及第一章第一节、第二节、第三节、第四节。参加编写工作的还有陈建雯(编写了第一章第五节和第二章),董燕(编写了第三章和第七章第一节),赵世友(编写了第四章、第五章、第六章和第七章第二节)。南阳理工大学吴希让副教授审阅了全稿并提出许多修改意见,在此表示衷心感谢。

本书经全国中等职业教育教材审定委员会审定通过,由北京科技大学罗圣国教授担任责任主审,许万凌副教授、黄效国副教授审稿。他们对书稿提出了很多宝贵意见,在此表示衷心感谢。

本书在编写中参考了一些科技书籍、教材和手册,在此,编者对于在本书编写中给予支持和帮助的有关同志表示感谢。由于水平有限,书中错误和缺点在所难免,恳请读者提出宝贵意见,以便修正。

编 者

2001 年 12 月

目 录

绪论	1	第三节 气动控制元件	110
第一章 液压传动系统的基本组成	5	思考题与习题	115
第一节 液压传动工作介质及液压传动		第五章 气动基本回路	116
基础理论知识	5	第一节 方向控制回路	116
第二节 液压动力装置	13	第二节 压力控制回路	117
第三节 液压执行元件	25	第三节 速度控制回路	118
第四节 液压控制元件	34	第四节 其他常用基本回路	119
第五节 液压辅助元件	57	思考题与习题	122
思考题与习题	63	第六章 典型气压传动系统	123
第二章 液压基本回路	67	第一节 气动机械手气压传动系统	123
第一节 压力控制回路	67	第二节 工件夹紧气压传动系统	125
第二节 速度控制回路	70	第三节 公共汽车车门气压传动系统	126
第三节 方向控制回路	78	思考题与习题	126
第四节 多缸工作控制回路	79	第七章 液压与气压传动系统的安装	
思考题与习题	83	调试和故障分析	127
第三章 典型液压传动系统	84	第一节 液压传动系统的安装调试、故障诊断和	
第一节 组合机床动力滑台液压系统	84	维护保养	127
第二节 液压机液压系统	89	第二节 气压传动系统的安装调试、故障诊	
第三节 液压机械手液压系统	93	断和维护保养	138
* 第四节 液压伺服系统	96	思考题与习题	143
思考题与习题	99	附录 常用液压与气动元件图形符号	
第四章 气压传动系统的基本组成	102	(摘自 GB/T 786.1—1993)	144
第一节 气源装置及气动辅助元件	102	主要参考文献	150
第二节 气动执行元件	107		

绪论

液压与气压传动是以有压流体(压力油或压缩空气)为能源介质,来实现各种机械的传动和控制。液压传动与气压传动实现传动和控制的方法是基本相同的,它们都是利用各种元件组成所需要的各种控制回路,再由若干回路有机组合成能完成一定控制功能的传动系统,以此来进行能量的传递、转换及控制。因此,要掌握液压和气压传动及其控制技术,就首先要了解传动介质的基本物理性能及其静力学、运动学和动力学特性;了解组成系统的各液压和气动元件的结构、工作原理、工作性能以及由这些元件所组成的各种控制回路的性能和特点,并在此基础上进行液压与气压传动控制系统的使用、调试、安装及维修。

一、液压与气压传动的工作原理

图0-1为液压千斤顶的工作原理图。大缸体3和大活塞4组成举升缸。杠杆手柄6、小缸体8、活塞7、单向阀5和9组成手动液压泵。活塞和缸体之间保持良好的配合关系,又能实现可靠的密封。当抬起手柄6,使小活塞7向上移动,活塞下腔密封容积增大形成局部真空时,单向阀9打开,油箱中的油在大气压力的作用下通过吸油管进入活塞下腔,完成一次吸油动作。当用力压下手柄时,活塞7下移,其下腔密封容积减小,油压升高,单向阀9关闭,单向阀5打开,油液进入举升缸下腔,驱动活塞4使重物G上升一段距离,完成一次回油动作。反复地抬、压手柄,就能使油液不断地被压入举升缸,使重物不断升高,达到起重目的。如将放油阀2旋转90°,活塞4可以在自重和外力的作用下实现回程。这就是液压千斤顶的工作过程。

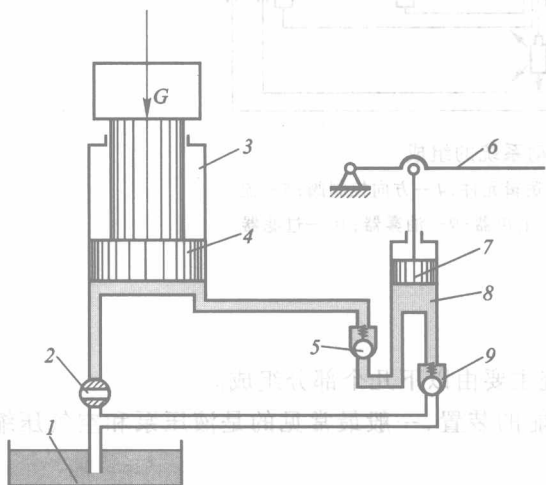


图0-1 液压千斤顶的工作原理

1—油箱;2—放油阀;3—大缸体;4—大活塞;5—单向阀;6—杠杆手柄;7—小活塞;8—小缸体;9—单向阀

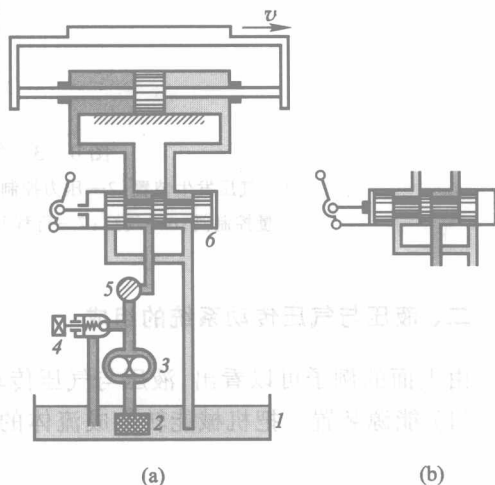


图0-2 机床工作台液压传动系统

1—油箱;2—过滤器;3—液压泵;4—溢流阀;5—节流阀;6—换向阀

图 0-2 为机床工作台液压传动系统图。如图 0-2a 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 6 排回油箱。

如果将换向阀 6 的手柄向左扳,使其处于图 0-2b 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 6 排回油箱。通过换向阀改变油液的通路,便能实现工作台液压缸运动换向。

通过节流阀 5 调节单位时间进入液压缸的油液体积,便能调节工作台的移动速度。

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回油箱。

图 0-3 为一可完成某程序动作的气动系统的组成原理图,其中的控制装置是由若干气动元件组成的气动逻辑回路。它可以根据气缸活塞杆的始末位置,由行程开关等传递信号,在作出逻辑判断后指示气缸下一步的动作,从而实现规定的自动工作循环。

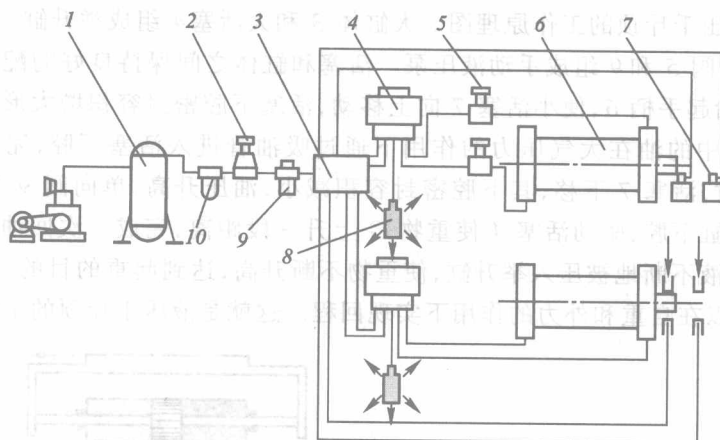


图 0-3 气压传动系统的组成

1—气压发生装置;2—压力控制阀;3—逻辑元件;4—方向控制阀;5—流量控制阀;6—气缸;7—行程开关;8—消声器;9—油雾器;10—过滤器

二、液压与气压传动系统的组成

由上面的例子可以看出,液压与气压传动系统主要由以下几个部分组成。

(1) 能源装置 把机械能转换成流体的压力能的装置,一般最常见的是液压泵和空气压缩机。

(2) 执行装置 把流体的压力能转换成机械能的装置,一般指作直线运动的液(气)压缸、作回转运动的液(气)压马达等。

(3) 控制调节装置 对液(气)压系统中流体的压力、流量和流动方向进行控制和调节的装置。例如,溢流阀、节流阀、换向阀等。这些元件的不同组合组成了能完成不同功能的液(气)压

系统。

(4) 辅助装置 指除以上三种以外的其他装置,如油箱、过滤器、分水滤气器、油雾器、蓄能器等,它们对保证液(气)压系统可靠和稳定地工作有重大作用。

(5) 传动介质 传递能量的流体,即液压油或压缩空气。

三、液压与气压传动的优缺点

液压传动所用的工作介质为液压油或其他合成液体,气压传动所用的工作介质为压缩空气,由于这两种流体的性质不同,所以液压传动和气压传动又各有其特点。

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、质量小、结构紧凑;
- (3) 液压传动工作比较平稳、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,与电气控制结合,更易实现各种复杂的自动控制;
- (5) 液压传动易实现过载保护,液压元件能够自行润滑,故使用寿命较长;
- (6) 由于液压元件已实现了系列化、标准化和通用化,故安装、调试和使用都比较方便。

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,传动效率较低;
- (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,不易诊断。

总的说来,液压传动的优点是十分突出的,其缺点将随着科学技术的发展而逐渐得到克服。

3. 气压传动与液压传动的比较

- (1) 气压传动与液压传动相比,具有以下优点:
 - ① 空气可以从大气中取之不竭,无介质费用和供应上的困难,将用过的气体排入大气,处理方便。泄漏不会严重影响工作,不会污染环境。
 - ② 空气的粘性很小,在管路中的阻力损失远远小于液压传动系统,宜于远程传输及控制。
 - ③ 工作压力低,元件的材料和制造精度低。
 - ④ 维护简单,使用安全,无油的气动控制系统特别适用于无线电元器件的生产过程,也适用于食品及医药的生产过程。
 - ⑤ 气动元件可以根据不同场合,采用相应材料,使元件能够在恶劣的环境(强振动、强冲击、强腐蚀和强辐射等)下进行正常工作。

(2) 气压传动与电气、液压传动相比,具有以下缺点:

- ① 气压传动装置的信号传递速度限制在声速(约 340 m/s)范围内,所以它的工作频率和响应速度远不如电子装置,并且信号要产生较大的失真和延滞,也不便于构成较复杂的回路,但这个缺点对工业生产过程不会造成困难。

② 空气的压缩性远大于液压油的压缩性,因此在动作的响应能力、工作速度的平稳性方面不如液压传动。

③ 气压传动系统工作压力低出力较小,且传动效率低。

④ 气压传动系统噪声大。

四、液压与气压传动的应用及发展

在工业生产的各个部门应用液压与气压传动技术的出发点是不尽相同的。例如,工程机械、矿山机械、压力机械和航空工业中采用液压传动的主要原因是取其结构简单、体积小、质量轻、输出力大;机床上采用液压传动是取其能在工作过程中方便地实现无级调速,易于实现频繁的换向,易于实现自动化;在电子工业、包装机械、印染机械、食品机械等方面应用气压传动主要是取其操作方便,无油、无污染的特点。表 0-1 是液压与气压传动在各类机械行业中的应用举例。

表 0-1 液压与气压传动在各类机械中的应用

行业名称	应用举例	行业名称	应用举例
工程机械	挖掘机、装载机、推土机	轻工机械	打包机、注塑机
矿山机械	凿石机、开掘机、提升机、液压支架	灌装机械	食品包装机、真空镀膜机、化肥包装机
建筑机械	打桩机、液压千斤顶、平地机	汽车工业	高空作业车、自卸式汽车、汽车起重机
冶金机械	轧钢机、压力机、步进加热炉	铸造机械	砂型压实机、加料机、压铸机
锻压机械	压力机、横锻机、空气锤	纺织机械	织布机、抛砂机、印染机
机械制造	组合机床、冲床、自动线、气动扳手		

液压与气压传动发展到目前的水平主要是由于液压与气压传动本身的特点所致,随着工业的发展,液压与气压传动技术必将更加广泛地应用于各个工业领域。

液压技术自 18 世纪末英国制成世界上第一台水压机算起,已有近 300 年的历史了。本世纪 60 年代以来,随着原子能、空间技术、计算机技术的发展,液压技术得到了很大的发展,并渗透到各个工业领域中去。当前液压技术正向高压、高速、大功率、高效、低噪声、经久耐用、高度集成化的方向发展。同时,新型液压元件和液压系统的计算机辅助设计(CAD)、计算机辅助测试(CAT)、计算机直接控制(CDC)、计算机实时控制技术、机电一体化技术、计算机仿真和优化设计技术、可靠性技术,以及污染控制技术等方面也是当前液压传动及控制技术发展和研究的方向。

气压传动技术在科技飞速发展的当今世界发展将更加迅速。随着工业的发展,气动技术的应用领域已从汽车、采矿、钢铁、机械等行业迅速扩展到化工、轻工、食品、军事等行业。气动技术已发展成包含传动、控制与检测在内的自动化技术。由于工业自动化技术的发展,气动控制技术以提高系统可靠性,降低总成本为目标。研究和开发系统控制技术和机、电、液、气综合技术。显然,气动元件当前发展的特点和研究方向主要是节能化、小型化、轻量化、位置控制的高精度化,以及与电子学相结合的综合控制技术。

第一章 液压传动系统的基本组成

第一节 液压传动工作介质及液压传动基础理论知识

液压传动是以液体为工作介质进行能量传递的。为了更好地理解和掌握液压传动原理、液压元件的结构及性能,正确使用维护液压系统,就必须了解液体的基本性质,掌握液体静态和运动的主要力学规律。

一、液压传动工作介质的性质

1. 液体的粘性

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,粘度是液体最重要的特性之一,是选择液压油的主要依据。

液体的常用粘度有动力粘度、运动粘度等。

(1) 动力粘度 动力粘度用 μ 来表示,在 SI 中,动力粘度的单位为 $\text{Pa}\cdot\text{s}$ (帕·秒)。

由实验得出,流动的液体液层间的内摩擦力的大小与液层间的接触面积、液体的动力粘度 μ 、液层间相对速度成正比,而与液层间的相对距离成反比。即液体的动力粘度 μ 越大,流动的液体内摩擦阻力也越大。液体的动力粘度 μ 越小,流动的液体内摩擦阻力也越小。

(2) 运动粘度 运动粘度用 ν 表示,动力粘度 μ 与该液体密度 ρ 的比值称为运动粘度,即 $\nu = \mu/\rho$ 。在 SI 中,运动粘度的单位为 m^2/s 。

工程实际中常用运动粘度作为液体粘度的标志。

液压油的粘度等级是以其 40°C 时运动粘度的平均值来表示。如 L-HM32 液压油的粘度等级为 32,则 40°C 时其运动粘度的平均值为 $32 \text{ mm}^2/\text{s}$ 。

(3) 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,其分子间距离减小,内聚力增大,粘度也随之增大。但在机床液压系统所使用的压力范围内,液压油的粘度受压力变化的影响甚微,可以忽略不计;若压力高于 10 MPa 或压力变化较大时,则应考虑压力对粘度的影响。

液压油的粘度对温度变化十分敏感,温度升高,粘度将显著降低。液压油的粘度随温度变化的性质称为粘温特性。不同种类的液压油具有不同的粘温特性。液压油的粘温特性常用其粘温变化程度与标准油相比较的相对数值(即粘度指数 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。

2. 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。液体的可压缩性大小一般用体积压缩率 k (单位压力的体积相对变化量)或体积模量 $K(K=1/k)$ 表示。液压油的 K 值与温

度、压力有关。温度升高, K 值减小; 压力增大, K 值也增大, 液压油中如混有空气时, K 值将大大减小。由于液压油的可压缩性很小, 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, 就得考虑液压油可压缩性的影响。

3. 液压油的要求及选用

(1) 液压油的要求 液压油是液压系统的重要组成部分, 它除了传递能量外, 还起着润滑摩擦副的作用, 因此, 要求液压油具有如下特性:

- ① 合适的粘度, 良好的粘温特性(一般要求粘度指数 VI 在 90 以上);
- ② 良好的抗泡性和空气释放性, 即要求油液在工作中产生的气泡少且气泡能很快破灭和溶于油中的微小气泡容易释放出来;
- ③ 较低的凝点或倾点(一般使用温度应比凝点高 $5 \sim 7^{\circ}\text{C}$, 比倾点高 3°C), 即要求油液有良好的低温流动性;
- ④ 良好的氧化安定性(抗氧化性);
- ⑤ 良好的抗磨性;
- ⑥ 良好的防腐防锈性。

优质液压油不仅要具有上述几种特性, 还要求有良好的水解安定性、热安定性、抗乳化性、过滤性和抗剪切性等。

(2) 液压油的选用 各种液压油都有其特性, 都有一定适用范围。实践证明, 正确合理地选用液压油, 可提高液压传动系统的工作可靠性, 延长液压元件的使用寿命。

① 液压油的品种。我国液压油的主要品种、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、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	磷酸脂无水合成液、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 液压油品种的选择可参考表 1-2, 根据液压传动系统的工作环境、工况条件和液压泵的

表 1-2 液压油(品种)的选择

环境	工 况		
	压力: $p \leq 7.0 \text{ MPa}$ 温度: 50°C 以下	压力: $7.0 \text{ MPa} < p \leq 14.0 \text{ MPa}$ 温度: 50°C 以下	压力: $p > 14.0 \text{ MPa}$ 温度: $50 \sim 100^{\circ}\text{C}$
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

类型等选择液压油的品种。一般而言,齿轮泵对液压油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。

③ 液压油粘度等级的选择在液压油品种选定后,还必须确定其粘度等级。液压油的粘度对液压系统的工作稳定性、可靠性、效率和磨损都有显著影响。在选择粘度等级时应注意以下几方面情况:

a. 工作压力。工作压力较高的液压系统宜选用粘度较高的液压油;反之,选用粘度等级较低的液压油。

b. 环境温度。环境温度较高时,宜选用粘度等级较高的液压油;反之,选用粘度等级较低的液压油。

c. 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;反之,选用粘度等级较高的液压油。

所有液压元件中,以液压泵对液压油的性能最为敏感(泵内零件运动速度高,承受压力大,且承压时间长,温度高)。因此,可参考表 1-3 根据液压泵类型及其工况选择液压油的粘度等级。

表 1-3 液压油粘度等级选择

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

为了延长换油周期及液压元件的使用寿命,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的液压油。

二、液压传动基础知识

1. 压力及其特性

液体静力学研究的是液体处于静止状态下的力学规律和这些规律的实际应用。所谓“静止状态”是指液体内部质点之间没有相对运动。

作用于液体上的力有两种类型,即质量力和表面力。质量力作用于液体质点上,如重力和惯性力等;表面力作用于液体表面,表面力可以是其他物体(如容器壁面)作用于液体表面上的力,也可以是一部分液体作用于另一部分液体表面上的力。表面力有法向力和切向力之分,由于液体质点间内聚力很小,因此静止液体承受的表面力只有内法线方向的法向力。

习惯上把液体在单位面积上所受的內法线方向上的法向力称为压力。在 SI 中,压力的单位为 N/m²,称为帕,符号为 Pa,常用的还有 GPa、MPa 等。

压力的重要特性:液体的压力沿着內法线方向作用于承压面;静止液体内任一点处的压力在各个方向上都相等。

2. 液体静力学的基本方程

如图 1-1a 所示,密度为 ρ 的液体在容器内处于静止状态。为求任意深度 h 处的压力,可从内部取出如图 1-1b 所示垂直小液柱作为研究体,其顶面与液面重合,截面面积为 ΔA ,高为 h 。液柱顶面受外加压力 p_0 作用,液柱所受重力 $G = \rho gh \Delta A$,并作用于液柱的重心上,设底面上所受压力为 p ,液柱侧面受力相互抵消。由于液柱处于静止状态,相应液柱也处于平衡状态,于是有

$$p \Delta A = p_0 \Delta A + \rho gh \Delta A$$

$$p = p_0 + \rho gh \quad (1-1)$$

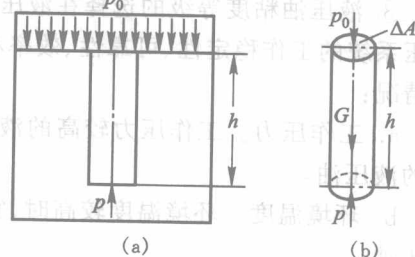


图 1-1 静止液体内压力分布规律

上式即为液体静力学的基本方程。由此基本方程可知,重力作用下的静止液体,其压力分布有如下特征:

(1) 静止液体内任一点处的压力由两部分组成:一部分是液面上的压力 p_0 ;另一部分是该点以上液体自重形成的压力 ρgh 。

(2) 静止液体内的压力随液体深度 h 呈线性规律分布。

(3) 离液面深度 h 相同处各点的压力相等。压力相等的所有点组成的面称为等压面。

当液面上只受大气压力 p_a 作用时,则液体内任一点处的压力为 $p = p_a + \rho gh$ 。

3. 压力的传递

由液体静力学基本方程可知,静止液体内任一点处的压力都包含了液面上的压力 p_0 。这说明在密封容器内,施加于静止液体上的压力,能等值地传递到液体中的各点,这就是液体压力传递原理(又称帕斯卡原理)。

在液压传动系统中,通常由外力产生的压力要比液体自重形成的压力大得多,为此可将式(1-1)中的 ρgh 略去不计,而认为静止液体中的压力处处相等。

图 1-2 为应用帕斯卡原理的液压千斤顶工作原理图。在两个相互连通的液压缸密封腔中充满油液,小活塞和大活塞的面积分别为 A_1 和 A_2 ,在大活塞上放一重物 W ,小活塞上施加一平衡重力 W 的力 F 时,则小液压缸中液体的压力 p_1 为 F/A_1 ,大液压缸中液体的压力 p_2 为 W/A_2 。由于两缸互通而构成一个密封容器,根据帕斯卡原理则有 $p_1 = p_2$,相应地有

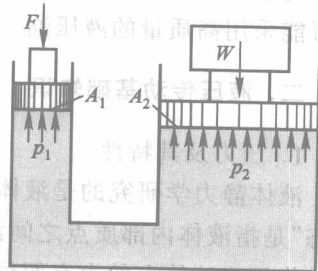


图 1-2 帕斯卡原理应用

$$W = \frac{A_2}{A_1} F \quad (1-2)$$

如果大活塞上没有负载,即 $W = 0$,当略去活塞重力及其他阻力时,则 p_2 必然为零,也就不可能在液体中形成压力。由此得出一个重要概念:在液压与气压传动中,系统的压力决定于负载。

从式(1-2)可知,当两活塞的面积比 A_2/A_1 较大时,在小活塞上施加较小的力,就可以通过大活塞抬起质量较大的物体。

4. 压力的表示方法

液体压力的表示方法有两种:一种是以绝对真空为基准表示的绝对压力;另一种是以大气压力为基准表示的相对压力。绝大多数压力仪表所测得的压力是相对压力,所以也称为表压力。在液压与气压传动系统中,如未特别说明,压力均指相对压力。绝对压力和相对压力的关系为

$$\text{绝对压力} = \text{大气压力} + \text{相对压力}$$

当液体中某处绝对压力低于大气压力(即相对压力为负值)时,习惯上称该处具有真空,绝对压力小于大气压力的那部分数值用普通压力表无法测量,而要用真空计来测量,所以称为真空度。它们的关系为

$$\text{真空度} = \text{大气压力} - \text{绝对压力}$$

绝对压力、相对压力和真空度的相互关系如图 1-3 所示。

5. 液体对固体壁面的作用力

静止液体和固体壁面接触时,固体壁面上各点在某一方向所受液体静压作用力的总和,便是液体在该方向对固体壁面的作用力。

当固体壁面为平面时,液体对该平面的作用力 F 等于液体压力 p 与该平面面积 A 的乘积(作用力方向与平面垂直),即

$$F = pA \quad (1-3)$$

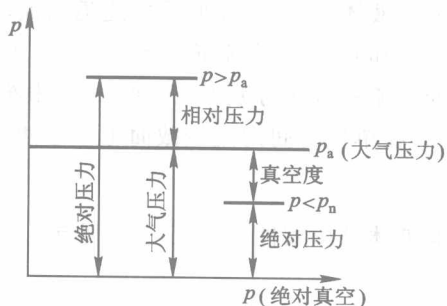


图 1-3 绝对压力、相对压力和真空度

三、液体动力学基础

液体动力学是研究液体流动时的流动状态、运动规律及能量转换等问题。本节主要阐明流动液体的基本概念、连续性和能量守恒。

1. 基本概念

由于液体流动时会呈现出粘性,因此在研究流动液体时必须考虑粘性的影响。为了分析问题简便,通常先假设液体没有粘性且处于稳定流动状态,推导出一些理想的简单结论,而粘性的影响和非稳定流动状态则通过实验对理想的结论加以修正。

(1) 流量 液体在通道中流动时,垂直于液体流动方向的通道截面称为通流截面。单位时间内流过某通流截面的液体体积称为流量。一般用符号 q_v 表示。在 SI 中,流量的单位为 m^3/s ,工程中常用 L/min 等。

(2) 流速 假设液流在通流截面 A 上各点的流速均匀分布,且液体以流速 v 流过通流截面 A 的流量等于液体流过该截面的流量,即

$$q_v = vA$$

式中: A 为通流截面的面积。

由上式可得出通流截面 A 上的流速为

$$v = q_v / A \quad (1-4)$$

在液压缸中液流的流速可以认为是均匀分布的(液体流动速度与活塞运动速度相同)。由式(1-4)可知,当液压缸的有效工作面积 A 一定时,活塞运动速度 v 取决于输入液压缸的流量 q_v 。在 SI 中,流速的单位为 m/s 。

2. 连续性方程

连续性方程是质量守恒定律在流体力学中的一种表达形式。

由质量守恒定律可知,液体在通道内流动时,液体的质量既不会增多,也不会减少,因此在单位时间内流过通道任一通流截面的液体质量一定是相等的。这就是液流的连续性原理,也称为液流的质量守恒定律。

设液体在图 1-4 所示的通道内流动。任取两通流截面 I—I 和 II—II,其截面面积分别为 A_1 和 A_2 ,并且在两截面处液流的流速分别为 v_1 和 v_2 。根据液流的连续性原理可知,在单位时间内流经截面 I—I 和 II—II 的液体质量应相等,即

$$\rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2$$

忽略液体可压缩性,而 $\rho_1 = \rho_2$,则有

$$v_1 A_1 = v_2 A_2$$

或

$$q_v = vA = \text{常数} \quad (1-5)$$

3. 伯努利方程

伯努利方程是能量守恒定律在流体力学中的一种表达形式。

密度为 ρ 的液体在图 1-5 所示通道内流动。现任取两通流截面 I—I 和 II—II 为研究对象,两截面至水平参考面的距离分别为 h_1 和 h_2 ,两截面处液体的流速分别为 v_1 和 v_2 ,压力分别为 p_1 和 p_2 。根据能量守恒定律可推导出,重力作用下的液体在通道内稳定流动时的伯努利方程为

$$p_1 + \rho gh_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 = p_2 + \rho gh_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2$$

或

$$p + \rho gh + \frac{1}{2} \rho v^2 = \text{常数} \quad (1-6)$$

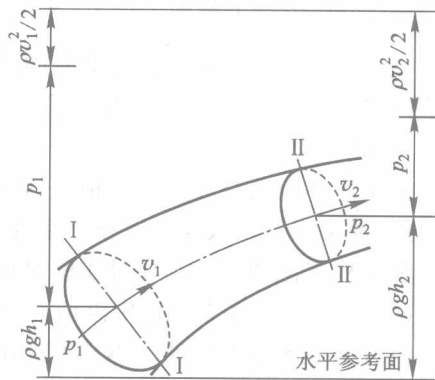


图 1-5 理想液体伯努利方程示意

式中: p 为单位体积液体的压力能; ρgh 为单位体积液体相对于水平参考面的位能; $\rho v^2/2$ 为单位体积液体的动能。

由式(1-6)可知,重力作用下,在通道内作流动的液体具有三种形式的能量,即压力能、位能和动能。这三种形式的能量在液体流动过程中可以相互转化,但其总和在各个截面处均为定值。

实际液体在通道内流动时因液体内部摩擦力作用会造成能量损失;通道局部形状和尺寸的骤然变化会引起液流扰动,相应也会造成能量损失。设流过两通流截面的单位体积液体的能量损

失为 Δp_w , 则实际液体的伯努利方程考虑能量损失即可。

四、液体流动时的压力损失

由于实际液体都具有粘性, 所以在流动时必然要损耗一部分能量, 这种能量损耗表现为液体的压力损失。压力损失可分为两类, 即沿程压力损失和局部压力损失。

1. 沿程压力损失

液体在直径不变的直通道中流动时, 因其内摩擦而产生的能量损失, 称为沿程压力损失。它主要决定于液体流速 v 、动力粘度 μ 、通道的长度 l 和内径 d 等, 其计算公式为

$$\Delta p_\lambda = 32\mu lv/d^2 \quad (1-7)$$

由式(1-7)可知, 液体在直圆通道中流动时, 其沿程压力损失与液体动力粘度、通道长度和液流速度成正比, 与通道内径的平方成反比。可见通道内径是沿程压力损失最重要的影响因素 (d 增大可使 Δp_λ 减小; 同时 d 增大还会使 v 减小, 进一步使 Δp_λ 减小)。

2. 局部压力损失

液体流经管道的弯头、大小管的接头、突变截面、阀口和网孔等局部障碍处时, 因液流方向和速度大小发生突变, 流动状态极为复杂, 使液体质点间相互撞击而造成的能量损失, 称为局部压力损失。局部压力损失 Δp_ξ 其计算公式为

$$\Delta p_\xi = \xi \rho v^2 / 2 \quad (1-8)$$

式中: ξ 为局部阻力系数(具体数值可查有关手册); v 为液体流速。

局部压力损失与液体的密度、液体的平均流速的平方成正比。

3. 管路系统的总压力损失

管路系统的总压力损失应为所有沿程压力损失和局部压力损失之和, 即

$$\Sigma \Delta p = \Sigma \Delta p_\lambda + \Sigma \Delta p_\xi \quad (1-9)$$

利用上式进行计算时, 只有在各局部障碍之间有足够距离时才正确。因为当液体流过一个局部障碍后, 要在直管中流过一段距离, 液流才能稳定, 否则其局部阻力系数可能比正常情况时大 2~3 倍。一般希望在两个局部障碍间直管的长度 $l > 10 \sim 20 d$ 。

液压系统中的压力损失绝大部分将转换为热能, 造成系统油温升高、泄漏增大, 以致影响系统的工作性能。因此常采取减小流速, 缩短管道长度, 减少管道截面突变和管道弯曲, 提高管道内壁加工质量及适当增大管道内径, 合理选用阀类元件等措施, 以使管路系统压力损失减小, 保证系统正常工作。

五、液体流经小孔及间隙的流量

液压传动系统中常利用液体流经阀的小孔或缝隙来控制流量和压力, 以达到调速和调压目的。液压元件的泄漏也属于间隙流动。

1. 液体流经小孔的流量

液体流经小孔可分为三种: 当通道长度和内径之比 $l/d \leq 0.5$ 时, 称为薄壁孔; $l/d > 4$ 时,