

智能制造基础技术系列教材
“互联网+”新形态一体化教材

液压与气压传动技术

主审◎沈景祥

主编◎王腊节 樊琦 黄贤振

YEYA YU QIYA CHUANDONG JISHU

航空工业出版社

智能制造基础技术系列教材
“互联网+”新形态一体化教材

液压与气压传动技术

主审◎沈景祥

主编◎王腊节 樊琦 黄贤振

YEYA YU QIYA CHUANDONG JISHU

航空工业出版社

北京

内 容 提 要

本书介绍了液压传动基础知识、液压泵与液压马达的工作原理和特点、液压控制元件和辅助元件、压力控制回路、速度控制回路、方向控制回路、动作回路、液压系统安装调试和故障分析、气压与气体、气压传动系统的组成、气动回路和气动系统的安装调试和故障分析等相关知识。本书将理论与实际紧密结合，注重培养学生的实践和应用能力，通过技能的训练将相应的理论知识和技能操作融为一体，便于课程教学和学生自学。本书可作为机械类、材料类、自动化类等专业的教材，也可供从事液压与气压领域工作的工程技术人员参考。

图书在版编目（CIP）数据

液压与气压传动技术 / 王腊节，樊琦，黄贤振主编
—北京：航空工业出版社，2024.3
ISBN 978-7-5165-3705-3
I. ①液… II. ①王… ②樊… ③黄… III. ①液压传动 ②气压传动 IV. ① TH137 ② TH138
中国国家版本馆 CIP 数据核字（2024）第 056531 号

液压与气压传动技术 Yeya yu Qiya Chuandon Jishu

航空工业出版社出版发行
（北京市朝阳区京顺路 5 号曙光大厦 C 座四层 100028）
发行部电话：010-85672666 010-85672683

北京荣玉印刷有限公司印刷
2024 年 3 月第 1 版
开本：787×1092 1/16
印张：14.5

全国各地新华书店经售
2024 年 3 月第 1 次印刷
字数：322 千字
定价：49.80 元

前言

建设现代化经济体系，必须把发展经济的着力点放在实体经济上，把提高供给体系质量作为主攻方向，显著增强我国经济质量优势；加快建设制造强国，加快发展先进制造业，推动互联网、大数据、人工智能和实体经济深度融合，在中高端消费、创新引领、绿色低碳、共享经济、现代供应链、人力资本服务等领域培育新增长点、形成新动能；支持传统产业优化升级，加快发展现代服务业，瞄准国际标准提高水平；促进我国产业迈向全球价值链中高端，培育若干世界级先进制造业集群。液压与气压传动技术不仅是机械制造业中的基础技术，更是民族工业的核心技术之一，液压与气压传动技术的创新和升级，将会对促进和推动国家制造业走向全球价值链的顶端起不可估量的作用。液压与气压传动技术的发展需要不断地进行研究和创新，这就需要我们培养学生的创新思维。作为课程教育者，教师可以针对液压与气压传动技术研究领域的最新发展，将创新旋律渗透到课程教学中，教育学生勇于创新、积极思考、增强探究能力、开拓创新的空間。

俗话说，少年强则国家强，而学生作为国家未来的一股新生力量，他们的成长将会决定国家的未来，在这样的背景下，教师应在课堂上引导学生要热爱祖国，珍惜机会，努力学习；了解技术技能的重要性，发挥自己的技术优势，培养良好的职业操守和道德素质，遵守职业道德和职业禁忌；利用液压与气压传动技术来保护环境，提高资源利用率，实现节能环保，为祖国的发展作出贡献。

液压与气压传动技术是高等院校装备制造大类、交通运输大类各专业（如机械设计与制造、机械制造与自动化、数控技术、模具设计与制造、机电一体化、工程机械维修技术、高速动车组检修技术、铁道车辆等）的一门专业基础课程。学生通过本课程的学习，能够掌握液压传动与气压传动的基本理论、各种液压元件的结构和工作原理、各种液压基本回路的组成和特点；能够分析典型液压传动与气压传动系统，具有独立从事液压传动与气压传动系统使用和维护的综合能力；同时还可以提升对细节的观察能力、科学的思维能力以及解决生产实际问题的能力，为后续专业课的学习奠定基础。

本书以“培养学生的液压与气压传动技术应用能力”为主线设计教学方案，以“实际应用”为主旨构建课程体系和教学内容，旨在为培养更多高水平技能型人才提供坚实的基础。每个项目开篇部分有概述，让学生对整个项目内容有整体的认识；之后通过知识目标和技能目标，让学生在学习过程中有针对性地去学习书中重点内容和需要掌握的实践知识；再者，在落实立德树人根本任务方面，贯彻《高等学校课程思政建设指导纲要》和党的二十大精神，将课程思政引入每个项目开篇的教学内容中，激发学生的学习自觉性，形

成好学、乐学的习惯，实现专业知识与理想信念、品德修为、文化自信等的内在融合，让学生的学习变得更加具有目标性、方向性和创造性。

本书力求以任务为导向，在基础理论的学习上，坚持必需、够用的原则。在整体编排上，理论部分力求语言简明，通俗易懂，内容精练，元件的结构原理图使介绍更加清晰和简明，所有元件及应用回路图均采用国际标准绘制。每个项目后有适量的思考与练习题，以满足“教”和“练”的需求。此外，本书编者还为广大一线教师提供了服务于本书的教学资源库，有需要者可致电教学助手 13810412048 或发邮件至 2393867076@qq.com。

本书学时分配建议如下：

项目	名称	学时			
		少学时		多学时	
		讲授	实训	讲授	实训
1	认识液压传动技术	4	2	6	4
2	认识并分析液压动力和执行元件	6	3	8	4
3	认识并分析液压控制元件与辅助元件	6	2	6	4
4	认识并分析液压系统基本回路	6	2	6	4
5	液压系统的安装、调试和故障分析	2	2	4	2
6	认识气压传动技术及其相关装置	6	3	6	4
7	气动系统的安装、调试和故障分析	2	2	4	2
学时小计		32	16	40	24
学时合计		48		64	

在本书编写过程中，编者查阅和参考了有关文献资料，在此向相关作者表示衷心感谢。由于时间仓促，加之编者水平有限，书中存在的不妥与疏漏之处，敬请广大读者提出宝贵的意见和建议，以便不断修订完善。

目 录

项目 1 认识液压传动技术	001
任务 1.1 了解液压传动技术原理、特点与应用	003
1.1.1 液压传动的工作原理	003
1.1.2 液压传动的特点	004
1.1.3 液压传动的应用	005
任务 1.2 分析液压系统运行中的主要问题	006
1.2.1 液压油的物理性质	006
1.2.2 对液压油的要求及选用	010
任务 1.3 认识流体力学	013
1.3.1 液体静力学基础	013
1.3.2 液体动力学基础	016
任务 1.4 分析流体在管内的流动	023
1.4.1 管路内液体流动时的压力损失	023
1.4.2 液压冲击	025
1.4.3 气穴现象	026
项目 2 认识并分析液压动力和执行元件	032
任务 2.1 认识并分析液压泵	034
2.1.1 液压泵的工作原理	034
2.1.2 液压泵的主要性能参数	034
任务 2.2 认识并分析几种常见的液压泵	037
2.2.1 齿轮泵	037
2.2.2 叶片泵	040
2.2.3 柱塞泵	043
2.2.4 螺杆泵	046
2.2.5 液压泵的选用原则	047

任务 2.3 认识并分析液压马达与液压缸	048
2.3.1 液压马达	048
2.3.2 液压缸的工作原理	052
2.3.3 液压缸的结构	056
项目 3 认识并分析液压控制元件与辅助元件	066
任务 3.1 认识并分析液压控制阀	068
3.1.1 液压控制阀	068
3.1.2 方向控制阀	069
3.1.3 压力控制阀	079
3.1.4 流量控制阀	088
任务 3.2 认识并分析辅助元件	092
3.2.1 油箱	092
3.2.2 油管 and 管接头	094
3.2.3 热交换器	096
3.2.4 过滤器	097
3.2.5 蓄能器	100
项目 4 认识并分析液压系统基本回路	105
任务 4.1 认识并分析压力控制回路	107
4.1.1 调压回路	107
4.1.2 减压回路	108
4.1.3 增压回路	109
4.1.4 卸荷回路	109
4.1.5 平衡回路	110
4.1.6 保压回路	111
4.1.7 背压回路	112
任务 4.2 认识并分析速度控制回路	113
4.2.1 调速回路	113
4.2.2 快速运动回路	125
4.2.3 速度换接回路	126
任务 4.3 认识并分析方向控制回路	129
4.3.1 换向回路	129

4.3.2 锁紧回路	130
任务 4.4 认识并分析动作回路	131
4.4.1 顺序动作回路	131
4.4.2 同步回路	132
4.4.3 多缸快慢互不干涉回路	134
项目 5 液压系统的安装、调试和故障分析	140
任务 5.1 液压系统的安装	142
5.1.1 安装要求	142
5.1.2 油管的安装	142
5.1.3 液压元件的安装	143
任务 5.2 液压系统的调试	144
5.2.1 调试前检查内容	144
5.2.2 空载试验	144
5.2.3 负荷试验	144
任务 5.3 液压系统的故障分析	145
5.3.1 噪声和振动	145
5.3.2 爬行	145
5.3.3 泄漏	146
5.3.4 冲击	146
5.3.5 油温过高	146
5.3.6 压力不足	146
5.3.7 运动部件速度低于规定值或不运动	147
项目 6 认识气压传动技术及其相关装置	151
任务 6.1 认识气压传动	153
6.1.1 气动技术的特点	153
6.1.2 空气的物理性质	154
6.1.3 气体的流动规律	156
任务 6.2 识别气源装置	158
6.2.1 气压传动系统的基本组成	158
6.2.2 气源装置和辅助元件	159
6.2.3 气动执行元件	164

6.2.4	气动控制元件	168
任务 6.3	识别与使用气动元件	178
6.3.1	换向控制回路	179
6.3.2	压力控制回路	181
6.3.3	速度控制回路	183
6.3.4	位置控制回路	184
6.3.5	同步控制回路	186
6.3.6	数控加工中心气动换刀系统	187
6.3.7	气—液动力滑台气压传动系统	188
项目 7	气动系统的安装、调试和故障分析	195
任务 7.1	气动系统的安装、调试	197
7.1.1	气动系统的安装	197
7.1.2	气动系统的调试	198
任务 7.2	气动系统的故障分析	200
7.2.1	压缩空气排出许多冷凝水	200
7.2.2	压缩空气混入了灰尘	201
7.2.3	产生油泥	201
7.2.4	压缩空气压力不变	201
7.2.5	压力表指针不稳	201
7.2.6	气缸不动作	202
7.2.7	气缸不能平滑运动	202
7.2.8	气缸偶然不动作	203
7.2.9	气缸活塞动作过快	203
7.2.10	气缸活塞动作过慢	203
7.2.11	活塞杆变形、破损	204
7.2.12	电磁阀不换向	204
7.2.13	调压阀出口压力在使用中变动	204
附录		208
参考文献		219

项目 1

认识液压传动技术

项目概述 >

液压传动技术是一种利用液体作为传动介质的机械传动技术。它通过压力传递和控制实现力的传递和执行器的运动。液压传动技术具有高效性、灵活性、动力密度高和可靠性高的特点，广泛应用于工程机械、冶金设备、航空航天、军事装备等领域。党的二十大报告指出，教育、科技、人才是全面建设社会主义现代化国家的基础性、战略性支撑。必须坚持科技是第一生产力、人才是第一资源、创新是第一动力，深入实施科教兴国战略、人才强国战略、创新驱动发展战略，开辟发展新领域新赛道，不断塑造发展新动能新优势。因此，希望通过对本项目知识的学习，掌握物质运动的科学原理，利用液压传动技术服务于工农业生产及国防建设；认识到掌握液压传动技术原理的重要性，激发学习兴趣；学会分析物质运动的本质，认识到液压传动在工程领域中的重要作用，从而更好地掌握和应用相关的知识。

液压传动技术作为一种高效、灵活且可靠的传动方式，在现代机械设备中发挥着重要的作用。它不仅能够满足各种应用场景对力量输出和运动控制的需求，还具备较高的工作效率和稳定性，为工程行业提供了一种可靠且经济的传动解决方案。

学习目标

知识目标

1. 理解液压传动的工作原理。
2. 掌握液压系统的组成和表示方法。
3. 了解液压传动技术在机械中的应用。
4. 掌握液压油的物理性质和选用标准。

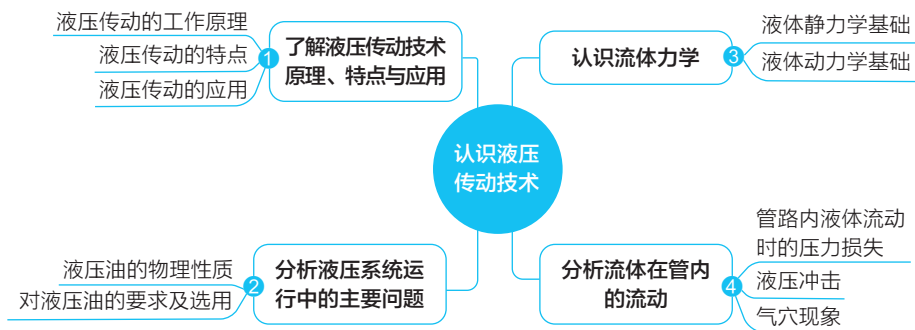
技能目标

1. 能分析千斤顶、推土机等工作原理。
2. 能利用帕斯卡原理进行压力计算。
3. 能根据液压系统的要求正确选用液压油的牌号。

素养目标

1. 掌握物质运动的科学原理，利用液压传动技术服务于工农业生产及国防建设。
2. 认识掌握液压传动技术原理的重要性，激发学习兴趣。
3. 培养吃苦耐劳、一丝不苟的学习和工作精神，树立正确的职业价值观。

知识导图



任务 1.1 了解液压传动技术原理、特点与应用

无论一台机器多么复杂，其工作机构都是由动力机构、传动机构和工作机构三部分组成的，其中传动机构是动力传递的中间桥梁。根据传动形式的不同，传动机构可以分为机械传动、电力传动、液压传动和气压传动。其中，液压传动在一些精密设备和重要设备上应用得非常广泛。通过本任务的学习，初步掌握液压传动的工作原理和工作特点，为后续内容的学习奠定基础。

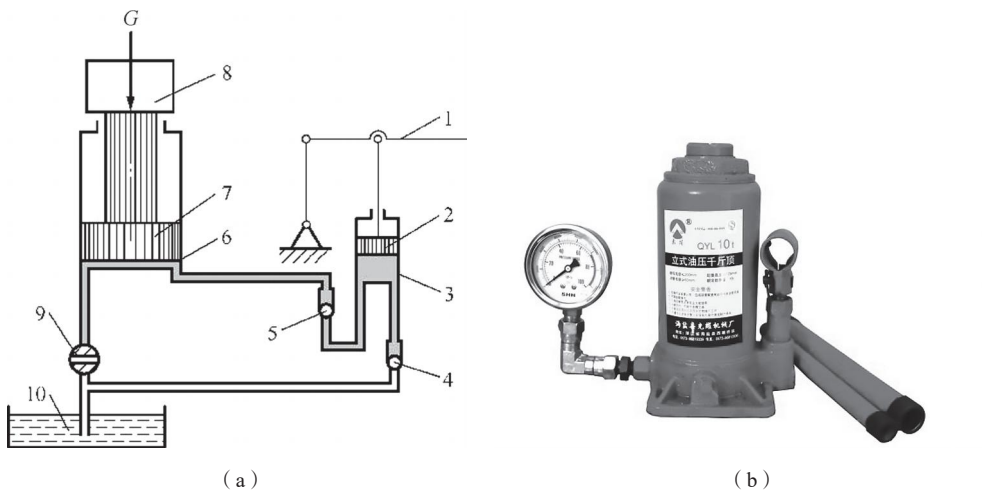
1.1.1 液压传动的工作原理

现以液压千斤顶的工作过程为例，简述液压传动的工作原理，如图 1.1 (a) 原理图及图 1.1 (b) 实物图所示。由图可知，该系统由举升液压缸和手动液压泵两部分组成，其中杠杆手柄 1、小活塞 2、小油缸 3、单向阀 4 和 5、大油缸 6、大活塞 7 组成手动液压泵。活塞和缸体之间应既能保持良好的配合关系，又能实现可靠的密封。

提起杠杆手柄 1，使小活塞 2 向上移动，小活塞 2 下端密封的油腔容积增大，形成局部真空，这时单向阀 5 关闭并阻断其所在的油路，而单向阀 4 打开使其所在油路畅通，油箱 10 中的液压油就在大气压的作用下通过吸油管道进入并充满小油缸 3，完成一次吸油动作；用力压下杠杆手柄 1，小活塞 2 下移，小活塞 2 下腔容积减小，腔内压力升高，这时单向阀 4 关闭并阻断其所在的油路，当压力升高到一定值时单向阀 5 打开，小油缸 3 中的油液经管道输入大油缸 6 的下腔，由于泄油阀 9 处于关闭状态，大油缸 6 中的液压油增多迫使大活塞 7 向上移动，则可顶起重物 8。再次提起杠杆手柄 1 吸油时，单向阀 5 自动关闭，使油液不能倒流，从而保证了重物不会自行下落。不断地往复扳动杠杆手柄 1，就能不断地把油液压入大油缸 6 的下腔，使重物 8 逐渐升起。如果打开泄油阀 9，大活塞 7 在其自重和重物 8 的作用下下移，大油缸 6 下腔的油液便通过管道流回油箱 10 中，重物 8 就会向下运动。这就是液压千斤顶的工作原理。

通过对液压千斤顶工作过程的分析可以初步了解液压传动的基本工作原理，详细内容如下。

- (1) 液压传动是利用有压力的液体（液压油）作为工作介质来传递运动和动力的。
- (2) 液压传动中要经过两次能量转换，即先将机械能转换成油液的压力能，再将油液的压力能转换成机械能。
- (3) 液压传动是依靠密封容器或密闭系统中密封容积的变化来实现运动和动力的传递的。



1—杠杆手柄；2—小活塞；3—小油缸；4、5—单向阀；6—大油缸
7—大活塞；8—重物；9—泄油阀；10—油箱。

图 1.1 液压千斤顶的工作原理图及实物图

1.1.2 液压传动的特点

1. 优点

(1) 液压传动装置的重量轻、结构紧凑、惯性小。例如，相同功率下液压马达的体积为电动机的 12% ~ 13%。液压泵和液压马达单位功率的重量指标，目前是发电机和电动机的 10%，液压泵和液压马达可小至 0.0025 N/W (牛 / 瓦)，发电机和电动机则约为 0.03 N/W。

(2) 由于液压传动是油管连接，所以借助油管的连接可以方便、灵活地布置传动机构，这是比机械传动优越的地方。例如，在井下抽取石油的泵可采用液压传动来驱动，以克服长驱动轴效率低的缺点。由于液压缸的推力很大，加之其极易布置，在挖掘机等重型工程机械上，已基本取代了老式的机械传动，不仅操作方便，而且外形美观大方。

(3) 可在大范围内实现无级调速。借助阀或变量泵、变量马达，液压传动可以实现无级调速，调速范围很大，并可在液压装置运行的过程中进行调速。

(4) 传递运动均匀、平稳，负载变化时速度较稳定。正因为此特点，金属切削机床中的磨床传动现在几乎都采用液压传动。

(5) 液压装置易于实现过载保护——借助于设置溢流阀等，同时液压件能自行润滑，因此使用寿命长。

(6) 液压传动容易实现自动化——借助于各种控制阀，特别是液压控制和电气控制结合使用时，能很容易地实现复杂的自动工作循环，而且可以实现遥控。

(7) 液压元件已实现了标准化、系列化和通用化，便于设计、制造和推广使用。

2. 缺点

(1) 液压系统中漏油、液压油的可压缩性等因素,影响运动的平稳性和正确性,使得液压传动不能保证严格的传动比。

(2) 液压传动对油温的变化比较敏感。温度变化时,液体黏性变化,引起运动特性的变化,使得工作的稳定性受到影响,所以它不宜在温度变化很大的环境条件下工作。

(3) 为了减少泄漏,以及满足某些性能上的要求,液压元件的配合件的制造精度要求较高,加工工艺较复杂。

(4) 液压传动要求有单独的能源,不像电源那样使用方便。

(5) 液压系统发生故障不易检查和排除。

总之,液压传动的优点是主要的,而且,随着设计制造和使用水平的不断提高,有些缺点逐步被克服。因此,液压传动有非常广泛的发展前景。

1.1.3 液压传动的应用

驱动机械运动的机构以及各种传动和操纵装置有多种形式。根据所用的部件和零件的不同,传动装置可分为机械的、电气的、气动的和液压的。实际工作中,经常将不同的形式组合起来运用——四位一体。由于液压传动具有很多优点,这种新技术发展很快。液压传动应用于金属切削机床也不过四五十年历史,航空工业领域在 1930 年以后才开始采用。但近二三十年以来,液压技术在各种工业中已开始广泛应用。

在机床中,液压传动常应用在以下装置中。

1. 进给运动传动装置

磨床砂轮架和工作台的进给运动大部分采用液压传动,同样的,自动车床的刀架或转塔刀架,以及铣床、刨床、组合机床的工作台等部件的进给运动也都采用液压传动。这些部件有的要求快速移动,有的要求慢速移动,甚至要求有较大的调速范围,且在工作中无级调速;有的要求持续进给,有的要求间歇进给;有的要求在负载变化下速度恒定,有的要求有良好的换向性能,等等。所有这些要求都是可以用液压传动来实现的。

2. 往复主体运动传动装置

龙门刨床的工作台、牛头刨床或插床的滑枕,由于要求做高速往复直线运动,并且要求换向冲击小、换向时间短、能耗低,因此都可以采用液压传动。

3. 仿形装置

车床、铣床、刨床上的仿形加工可以采用液压伺服系统来完成,其精度可达 $0.01 \sim 0.02 \text{ mm}$ 。此外,磨床上的成形砂轮修正装置亦可采用这种系统。

4. 辅助装置

机床上的夹紧装置、齿轮箱变速操纵装置、丝杆螺母间隙消除装置、垂直移动部件平

衡装置、分度装置、工件和刀具装卸装置、工件输送装置等，采用液压传动后，有利于简化机床结构，提高机床自动化程度。

5. 静压支撑装置

重型机床、高速机床、高精度机床上的轴承、导轨和丝杠螺母机构等处，采用液体静压支撑后，可以提高工作的平稳性和运动精度。

液压传动在各类机械行业中的应用情况如表 1.1 所示。

表 1.1 液压传动在各类机械行业中的应用情况

行业名称	应用场所举例
工程机械	挖掘机、装载机、推土机、压路机、铲运机等
起重运输机械	汽车吊、港口龙门吊、叉车、装卸机械、皮带运输机械等
矿山机械	凿岩机、开掘机、开采机、破碎机、提升机、液压支架等
建筑机械	打桩机、液压千斤顶、平地机等
农业机械	联合收割机、拖拉机、农具悬挂系统等
冶金机械	电炉炉顶及电极升降机等、轧钢机、压力机等
轻工机械	打包机、注塑机、校直机、橡胶硫化机、造纸机等
汽车工业	自卸式汽车、平板车、高空作业车、汽车中的转向器和减振器等
智能机械	折臂式小汽车装卸器、数字式体育锻炼机、模拟驾驶舱、机器人等

任务 1.2 分析液压系统运行中的主要问题

液压油是液压传动系统中的工作介质，其物理性质直接影响液压传动系统的工作稳定性。通过本任务的学习，掌握液压油的性质，尤其是其物理性质，这是根据液压系统的要求，选择液压油牌号的基础。

液压油不但是液压传动系统中的工作介质，而且还对液压装置的机构、零件起着润滑、冷却和防锈作用——液压传动系统的压力、温度和流速会在很大的范围内变化。因此，液压油的质量优劣将直接影响液压传动系统的工作性能。所以，合理地选用液压油就变得非常重要。

1.2.1 液压油的物理性质

1. 液压油的密度

单位体积某种液压油的质量称为该种液压油的密度，以 ρ 表示，单位为 kg/m^3 ，即

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1.1)$$

式中:

V ——液压油的体积;

m ——体积为 V 的液压油的质量。

液压油的密度随压力的增加而加大, 随温度的升高而减小。但一般情况下, 由压力和温度引起的变化都较小, 可以忽略不计, 故在实际应用中可认为液压油的密度不受压力和温度变化的影响。

2. 液压油的黏性

(1) 物理意义。液体在外力作用下流动时, 由于液体分子之间的内聚力要阻碍液体分子之间的相对运动, 因而产生一种内摩擦力, 这一特性称为液体的黏性。黏性的大小用黏度表示。黏性是液体重要的物理特性, 也是选择液压油的重要依据之一。

液体流动时, 由于液体的黏性及液体和固体壁面间的附着力, 流动液体内部各层间的速度大小不等。如图 1.2 所示, 设两平行平板间充满液体, 下平板不动, 而上平板以速度 v_0 向右平行移动。由于液体黏性的作用, 紧贴于下平板的液体层速度为零, 紧贴于上平板的液体层速度为 v_0 , 而中间各层液体的速度则根据该层到下平板的距离大小近似地呈线性规律分布。因此, 不同速度流层相互制约而产生内摩擦力。

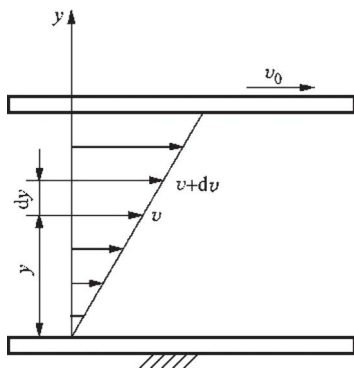


图 1.2 液体黏性示意图

实验测定结果指出, 液体流动时相邻液层之间的内摩擦力 F 与液层间的接触面积 A 和液层间的相对速度 dv 成正比, 而与液层间的距离 dy 成反比, 即

$$F = \mu A \frac{dv}{dy} \quad (1.2)$$

式中:

μ ——比例常数, 称为液体的黏性系数或黏度;

$\frac{dv}{dy}$ ——速度梯度。

若以 τ 来表示单位接触面积上的内摩擦力, 即切应力, 则由式 (1.2) 可得

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{dv}{dy} \quad (1.3)$$

式 (1.3) 表达的是牛顿的液体内摩擦定律。

在液体静止时, 由于 $dv/dy=0$, 液体内摩擦力 F 为零, 因此, 静止的液体不呈现黏性。

(2) 黏度。液体黏性的大小用黏度来表示。常用的黏度有动力黏度、运动黏度和相对

黏度。

①动力黏度 μ 。动力黏度又称绝对黏度，可由式 (1.2) 导出，即

$$\mu = \frac{F}{A \frac{dv}{dy}} = \frac{\tau}{\frac{dv}{dy}} \quad (1.4)$$

由式 (1.4) 可知动力黏度 μ 的物理意义，即液体在单位速度梯度 ($\frac{dv}{dy}=1$) 下流动时，单位接触面积上内摩擦力的大小。

动力黏度在国际单位制 (SI) 中的计量单位为牛·秒/米²，符号为 N·s/m²；或为帕·秒，符号为 Pa·s。

②运动黏度 ν 。某种液体的运动黏度是该液体的动力黏度 μ 与其密度 ρ 的比值，即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1.5)$$

在 SI 中液体的运动黏度的单位为平方米/秒，符号为 m²/s。由于该单位偏大，实际上常用的单位是 cm²/s、mm²/s，以及以前沿用的非法定计量单位 cSt (厘斯)，它们之间的关系是 1 m²/s=10⁴ cm²/s=10⁶ mm²/s=10⁶ cSt。

运动黏度 ν 没有什么明确的物理意义，只因在理论分析和计算中常遇到 μ/ρ 的比值，为方便起见而用 ν 表示。国际标准化组织 ISO 规定，各类液压油的牌号是按其在一定温度下运动黏度的平均值来标定的。我国生产的全损耗系统油和液压油采用 40℃ 时的运动黏度值 (mm²/s) 为其黏度等级标号，即油的牌号。例如，牌号为 L-HL32 的液压油，就是指这种油在 40℃ 时的运动黏度值平均值为 32 mm²/s。

③相对黏度。相对黏度又称条件黏度，它是采用特定的黏度计在规定条件下测出来的液体黏度。各国采用的相对黏度单位有所不同，美国采用赛氏黏度，英国采用雷氏黏度，法国采用巴氏黏度，我国采用恩氏黏度。

恩氏黏度用符号 $^{\circ}E$ 表示，被测液体温度为 $t^{\circ}C$ 时的恩氏黏度用符号 $^{\circ}E_t$ 表示。恩氏黏度用恩氏黏度计测定。其方法是将被测液体装入恩氏黏度计的容器，经其底部直径为 28 mm 的小孔流出。测出液体流尽所需时间 t_A ，再用同一黏度计测出 200 mL 温度为 20℃ 的蒸馏水流尽所需时间 t_B (通常 $t_B=51$ s)；这两个时间的比值即为被测液体在温度 $t^{\circ}C$ 下的恩氏黏度，即

$$^{\circ}E_t = \frac{t_A}{t_B} = \frac{t_A}{51} \quad (1.6)$$

工业上一般以 20℃、50℃ 和 100℃ 作为测定恩氏黏度的标准温度，相应地以符号 $^{\circ}E_{20}$ 、 $^{\circ}E_{50}$ 、 $^{\circ}E_{100}$ 来表示。

恩氏黏度与运动黏度 (mm²/s) 的换算关系如下：

$$\text{当 } 1.3 \leq ^{\circ}E \leq 3.2 \text{ 时, } \nu = 8^{\circ}E - \frac{8.64}{^{\circ}E} \quad (1.7)$$

当 $^{\circ}E>3.2$ 时， $\nu=7.6^{\circ}E-\frac{4}{^{\circ}E}$ (1.8)

(3) 黏度与压力、温度的关系。当液体所受压力增大时，其分子间的距离减小，内聚力增大，黏度也随之增大。但对于一般的液压系统，当压力在 10 MPa 以下时，油液的黏度受压力变化的影响很小，可以忽略不计。

油液的黏度对温度变化十分敏感，温度升高，黏度将显著降低。油液的黏度随温度变化的性质称为油液的黏温特性。不同种类的液压油具有不同的黏温特性。油液黏温特性的好坏常用黏度指数（viscosity index，VI），即黏温变化程度与标准油相比较所得的相对数值来表示。黏度指数值越大，说明其黏度随温度的变化越小，黏温特性越好。一般液压油的 VI 值要求在 90 以上，优异的在 100 以上。几种常用油液的黏度指数如表 1.2 所示。

表 1.2 几种常用油液的黏度指数

油液种类	黏度指数	油液种类	黏度指数
通用液压油 L-HL	90	高含水液压油 L-HFA	130
抗磨液压油 L-HM	95	油包水乳化液 L-HFB	130 ~ 170
低温液压油 L-HV	130	水 - 乙二醇液 L-HFC	140 ~ 170
高黏度指数液压油 L-HR	160	磷酸酯液 L-HFDR	130 ~ 180

3. 液体的可压缩性

液体因所受压力增大而发生体积减小的特性称为液体的可压缩性。可压缩性用体积压缩系数 k 表示，并定义为单位压力变化下的液体体积的相对变化量。设体积为 V 的液体，当压力增大 Δp ，液体体积减小 ΔV ，则体积压缩系数可用下式计算：

$k=-\frac{1}{\Delta p}\frac{\Delta V}{V}$ (1.9)

由于压力增加时液体的体积减小 ($\Delta V<0$)，因此式 (1.9) 中等号右边加一负号，以使 k 为正值。

液体的压缩系数 k 的倒数称为液体的体积弹性模数（体积模量），用 K 表示，即

$K=\frac{1}{k}=-\Delta p\frac{V}{\Delta V}$ (1.10)

K 表示产生单位体积相对变化量所需要的压力增量。在实际应用中，常用 K 值说明液体抗压缩能力的大小。在常温下，纯净油液的体积模量 $K=(1.4\sim2)\times10^3\text{ MPa}$ ，其可压缩性是钢的 100 ~ 150 倍（钢的弹性模量为 $2.1\times10^5\text{ MPa}$ ），故一般可认为油液是不可压缩的。

在中、低压系统中，液体的可压缩性对液压系统的性能影响很小，故可将液压油看成

不可压缩的，但在高压系统中或研究液压系统的动态特性时，就得考虑液压油的可压缩性。另外，由于空气的可压缩性很大，当液压油中混有空气时，其抗压缩能力会大大降低，这会严重影响液压系统的工作性能。所以，在有较高要求或压力变化较大的液压系统中，应采取措施尽量减少工作介质中混入的空气及其他易挥发物质（汽油、煤油和乙醇等）的含量。

1.2.2 对液压油的要求及选用

1. 液压传动工作介质的要求

液压油是液压传动系统的重要组成部分，是用来传递能量的工作介质。除了传递能量外，它还起着润滑运动部件和保护金属不被锈蚀的作用。液压油的质量及其各种性能将直接影响液压系统的工作。液压系统对油液的要求有下面几点。

- （1）黏度适当，黏温特性好。
- （2）润滑性能好，防锈能力强。
- （3）质地纯净，杂质少。
- （4）对金属和密封件有良好的相容性。
- （5）氧化稳定性好，长期工作不易变质。
- （6）抗泡沫性和抗乳化性好。
- （7）比热大，体积膨胀系数小。
- （8）燃点高，凝点低。

此外，对液压油还有无毒性、价格便宜等要求。对于具体的液压系统，则需根据实际情况突出液压油某些方面的性能。

2. 液压传动工作介质的选用

各种液压油都有其特性，都有一定的适用范围。正确而合理地选用液压油，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）液压油品种的选择。液压油的品种很多，主要分为矿油型、乳化型和合成型。液压油的主要品种及其特性和用途如表 1.3 所示。

表 1.3 液压油的主要品种及其特性和用途

类型	名称	ISO 代号	特性和用途
矿油型	普通液压油	L-HL	精制矿油添加剂，提高抗氧化和防锈性能，适用于室内一般的中低压系统
	抗磨型液压油	L-HM	L-HL 油加添加剂，改善抗磨性能，适用于工程机械、车辆液压系统

续表

类型	名称	ISO 代号	特性和用途
矿油型	低温液压油	L-HV	L-HM 油加添加剂，改善黏温特性，可用于环境温度在 -40 ℃～-20 ℃的高压系统
	高黏度指数液压油	L-HR	L-HL 油加添加剂，改善黏温特性，VI 值达 175 以上，适用于对黏温特性有特殊要求的低压系统，如数控机床液压系统
	液压导轨油	L-HG	L-HM 油加添加剂，改善黏—滑性能，适用于机床中液压和导轨润滑合用的系统
	全损耗系统用油	L-HH	浅度精制矿油，抗氧化性、抗泡沫性较差，主要用于机械润滑，可作液压代用油，用于要求不高的低压系统
	汽轮机油	L-TSA	深度精制矿油加添加剂，改善抗氧化、抗泡沫等性能，为汽轮机专用油，可作液压代用油，用于一般液压系统
乳化型	水包油乳化液	L-HFA	又称高水基液，难燃，黏温特性好，有一定的防锈能力，润滑性差，易泄漏，适用于有抗燃要求、油液用量大且泄漏严重的系统
	油包水乳化液	L-HFB	既具有矿油型的抗磨、防锈性能，又具有抗燃性，适用于有抗燃要求的中压系统
合成型	水—乙二醇液	L-HFC	难燃，黏温特性和抗蚀性好，能在 -54 ℃～60 ℃温度范围内使用，适用于有抗燃要求的中低压系统
	磷酸酯液	L-HFDR	难燃，润滑、抗磨性能和抗氧化性能良好，能在 -54 ℃～135 ℃温度范围内使用，缺点是有毒，适用于有抗燃要求的高压精密液压系统

液压油品种的选择可参考表 1.3，具体还应考虑液压传动系统所处的工况条件，主要是根据温度、压力和液压泵类型等来确定。

①工作温度。工作温度主要对液压油的黏温特性和热稳定性提出要求，选用时可参照表 1.4。

表 1.4 按工作温度选择液压油的品种

液压油工作温度	<-10 ℃	-10 ℃～80 ℃	>80 ℃
液压油品种	HR、HV、HS	HH、HL、HM	优等 HM、HV、HS

②工作压力。工作压力主要对液压油的润滑性（抗磨性）提出要求，选用时，可参照表 1.5。

表 1.5 按工作压力选择液压油的品种

工作环境	工况		
	$p \leq 70 \text{ MPa}$ $T < 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$70 \text{ MPa} < p \leq 140 \text{ MPa}$ $T < 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p > 140 \text{ MPa}$ $50 \text{ }^{\circ}\text{C} \leq T \leq 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$
室内、固定液压设备	HL	HL、HM	HM
露天寒冷和严寒区	HV	HV、HS	HV、HS
高温热源或明火附近	HFAE	HFB、HFC	HFDR

③液压泵类型。液压泵类型较多，常见的有齿轮泵、叶片泵和柱塞泵。一般而言，齿轮泵对液压油抗磨性的要求比叶片泵和柱塞泵低，因此齿轮泵可选用 L-HL 或 L-HM 液压油，而叶片泵和柱塞泵一般选择 L-HM 液压油。

(2) 黏度等级的选择。液压油的品种选定之后，还必须确定其黏度等级。黏度对液压系统的工作稳定性、可靠性、效率、温升及磨损都有影响。黏度过高对系统润滑有利，但会增加系统的阻力，使得系统压力损失增大、效率降低；黏度过低会增加设备的外泄漏，导致系统工作压力不稳定，严重时会使泵的磨损加剧。在选择黏度等级时，应注意以下几个方面。

①工作压力。工作压力较高的液压系统宜选用黏度较高的液压油，以减少泄漏；反之，选用黏度较低的液压油。

②环境温度。环境温度较高的液压系统宜选用黏度较高的液压油，以减少泄漏；反之，选用黏度较低的液压油。

③运动速度。当液压系统的运动部件速度较高时，宜选用黏度较低的液压油，以减少液流的摩擦损失；反之，选用黏度较高的液压油。

在液压系统的所有元件中，以液压泵对液压油的性能最为敏感，因为，其转速最高，工作压力最大，温度也较高。因此，液压系统常根据液压泵的类型及其要求来选择液压油的黏度。各类液压泵适用的黏度范围如表 1.6 所示。

表 1.6 各类液压泵适用的黏度范围

液压泵类型		黏度 / (mm ² · s ⁻¹)		液压泵类型	黏度 / (mm ² · s ⁻¹)	
		系统温度为 5 ℃ ~ 40 ℃	系统温度为 40 ℃ ~ 80 ℃		系统温度为 5 ℃ ~ 40 ℃	系统温度为 40 ℃ ~ 80 ℃
叶片泵	7 MPa 以下	30 ~ 50	40 ~ 75	齿轮泵	30 ~ 70	95 ~ 165
		50 ~ 70	50 ~ 90	径向柱塞泵	30 ~ 50	65 ~ 240
螺杆泵		30 ~ 50	40 ~ 80	轴向柱塞泵	30 ~ 70	70 ~ 150

任务 1.3 认识流体力学

液压传动系统以液体作为工作介质传递运动和动力。了解流体（本处主要指液体）在管道内的流动规律，是保证液体可靠、稳定地传递运动和动力的基础。

流体力学研究的是流体（液体或气体）处于相对平衡、运动状态及流体与固体相互作用时的力学规律，以及这些规律在实际工程中的应用。对于液压传动系统而言，工作介质是液压油，所以我们的研究对象是液体。针对液压传动系统研究的流体力学包括两个基本部分，一部分是液体静力学，另一部分是液体动力学。

1.3.1 液体静力学基础

液体静力学研究的是液体处于相对平衡时的规律。所谓相对平衡，是指液体内部各个质点之间没有相对运动，液体整体完全可以像刚体一样做各种运动。

1. 液体的压力

静止液体单位面积上所受的垂直力称为压力。这一定义在物理中称为压强，但在液压传动系统中习惯称为压力。压力通常以 p 表示。

$$p = \frac{F}{A} \quad (1.11)$$

压力的法定计量单位为 Pa（帕，N/m²）。由于 Pa 单位太小，工程上使用不便，因而常用 MPa（兆帕）。它们的换算关系是 1 MPa=10⁶ Pa。

2. 液体静压力的性质

（1）液体的压力沿着内法线方向作用于承压面，即静止液体只承受法向压力，不承受剪切力（因为静止液体内部切向剪应力为零）和拉力，否则就破坏了液体静止的条件。

（2）静止液体内任意点处所受到的各个方向的静压力都相等。如果在液体中某点受到各个方向的压力不相等，那么液体就会产生运动，也就破坏了液体静止的条件。

由上述性质可知，静止液体总是处于受压状态，并且其内部的任何质点都受平衡压力的作用。

3. 液体静力学基本方程

如图 1.3（a）所示，密度为 ρ 的液体在外力作用下处于静止状态。若要求出液体中离液面深度为 h 处的压力，可以假想从液面往下切取一个高为 h 、底面积为 ΔA 的垂直小液柱，如图 1.3（b）所示。这个小液柱在重力 G （ $G=mg=\rho Vg=\rho gh\Delta A$ ）及周围液体的压力作用下处于平衡状态，于是有

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

即

$$p=p_0+\rho gh \quad (1.12)$$

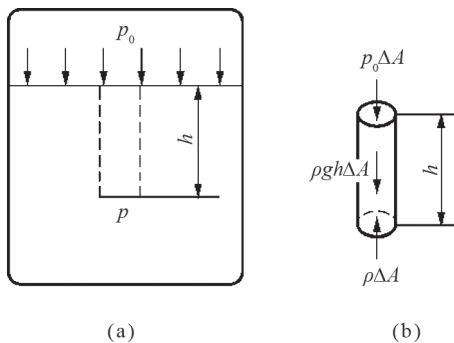


图 1.3 重力作用下静止液体受力分析

式 (1.12) 即为液体静力学基本方程。由此式可知, 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 ρg 与该点离液面深度 h 的乘积。当液面上只受大气压力 p_a 作用时, 则液体任一点的静压力为 $p = p_a + \rho gh$ 。

(2) 液体内的静压力随液体深度的增加而线性增加。

(3) 液体深度相同处的压力都相等。由压力相等的点组成的面称为等压面。重力作用下, 静止液体中的等压面是一个水平面。

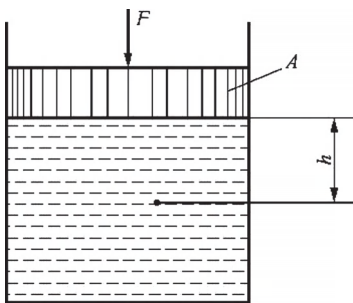


图 1.4 静止液体内的压力

例 1.1 如图 1.4 所示, 容器内盛有油液, 已知油的密度 $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$, 活塞上的作用力 $F = 1000 \text{ N}$, 活塞面积 $A = 1 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, 忽略活塞的重量, 求活塞下方深度 $h = 0.5 \text{ m}$ 处的压力为多少?

解: 活塞与液体接触面上的压力为

$$p_0 = \frac{F}{A} = \frac{1000}{1 \times 10^{-3}} = 10^6 \text{ (Pa)}$$

根据液体静力学基本方程, 深度为 h 处的液体压力为

$$p = p_0 + \rho gh = 10^6 + 900 \times 9.8 \times 0.5 = 1.0044 \times 10^6 \approx 10^6 \text{ (Pa)}$$

从本例可以看出, 液体在外界压力的作用下, 由液体自重所形成的那部分压力 ρgh 相对很小, 在液压系统中常可忽略不计, 因而可近似地认为整个液体内部的压力是处处相等的。以后, 我们在分析液压系统的压力时, 一般都采用这个结论。

4. 静压传递原理

如图 1.3 (a) 所示, 盛放在密闭容器内的液体, 其外加压力 p_0 发生变化时, 只要液体仍保持其原来的静止状态不变, 液体中任一点的压力将发生同样大小的变化。这就是说在密闭容器内, 施加于静止液体上的压力将等值且同时传递到液体各点。这就是静压传递原理, 或称为帕斯卡 (pascal) 原理。

在图 1.4 中, 活塞上的作用力 F 对液面产生外加压力, A 为活塞横截面的面积, 根据静压传递原理, 容器内液体的压力 p 与负载 F 的关系是

$$p = \frac{F}{A} \quad (1.13)$$

当活塞横截面积 A 一定时, 由式 (1.13) 可知, 压力 p 与负载 F 之间总保持着正比关系。若 $F=0$, 则 $p=0$; F 越大, 液体内的压力也越大。由此可见, 液体内的压力是由外界负载作用形成的, 液压系统内工作压力的大小取决于外界负载的大小, 这是液压传动中一个重要的基本概念。

例 1.2 图 1.5 所示为相互连通的两个液压缸, 大缸的直径 $D=30\text{ cm}$, 小缸的直径 $d=3\text{ cm}$, 若在小活塞上加的力 $F=200\text{ N}$, 问大活塞能举起重物的重量 G 为多少?

解: 根据帕斯卡原理, 由外力产生的压力在两缸中的数值应相等, 即

$$p = \frac{4F}{\pi d^2} = \frac{4G}{\pi D^2}$$

故大活塞能顶起重物的重量 G 为

$$G = \frac{D^2}{d^2} F = \frac{30^2}{3^2} \times 200 = 20000(\text{N})$$

由本例可知, 液压装置具有力的放大作用。液压机、液压千斤顶和万吨水压机等, 都是利用该原理工作的。

5. 压力的表示方法

根据度量基准的不同, 液体压力的表示方法有两种: 一种是以绝对真空作为基准所表示的压力, 称为绝对压力; 另一种是以大气压力作为基准所表示的压力, 称为相对压力。在地球表面上, 对一切受大气笼罩的物体而言, 大气压力的作用都是自相平衡的。因此, 大多数测压仪表所测的压力都是相对压力, 故相对压力也称为表压力。在液压技术中, 如不特别指明, 压力均指相对压力。

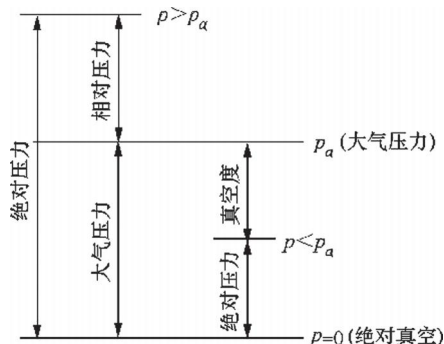


图 1.6 绝对压力、相对压力和真空度的关系

绝对压力和相对压力的关系如下:

相对压力 = 绝对压力 - 大气压力

当绝对压力小于大气压力时, 习惯上称为出现真空, 绝对压力比大气压力小的那部分压力数值称为真空度, 即

真空度 = 大气压力 - 绝对压力

绝对压力、相对压力和真空度的相对关系如图 1.6 所示。由图 1.6 可知, 以大气压力为基准计算压力时, 基准以上的正值是相对压力, 基准以下负值

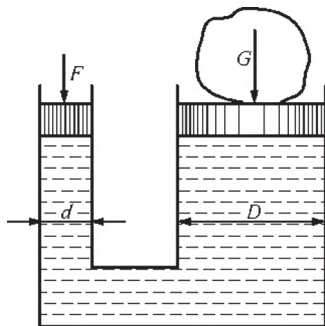


图 1.5 帕斯卡原理的应用实例

的绝对值就是真空度。

6. 液体对固体壁面的作用力

具有一定压力的液体与固体壁面相接触时，固体壁面将受到总的液体压力的作用。当不计液体的自重对压力的影响时，可认为作用于固体壁面上的压力是均匀分布的。

当固体壁面是一个平面时，液体压力在该平面上的总作用力 F 等于液体压力 p 与该平面面积 A 的乘积，其作用力方向与该平面垂直，即

$$F = pA \quad (1.14)$$

如图 1.7 (a) 所示，液压油作用在活塞（活塞直径为 D 、面积为 A ）上的力 F 为

$$F = pA = p \frac{\pi D^2}{4}$$

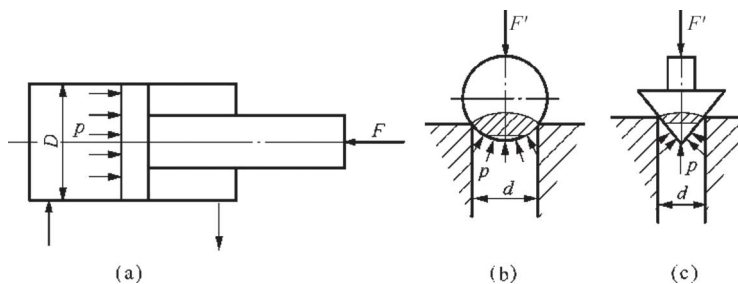


图 1.7 液体压力作用在固体壁面上的力

当固体壁面是一个曲面时，液体压力在该曲面某方向上的总作用力等于液体压力与曲面在该方向上的投影面积的乘积。比如， x 方向总作用力 F_x 的表达式为

$$F_x = pA_x \quad (1.15)$$

式中：

A_x ——曲面在 x 方向上的投影面积。

如图 1.7 (b)、图 1.7 (c) 所示的球面和圆锥面，若要求出液体压力 p 沿垂直方向 (y 方向) 作用在球面和圆锥面上的力，其力 F_y (与图中 F' 方向相反) 就等于受压力作用的曲面在垂直方向的投影面积 A_y 与压力 p 的乘积，其作用点通过投影圆的圆心，其方向向上，即

$$F_y = pA_y = p \frac{\pi d^2}{4}$$

式中：

d ——承压部分曲面投影圆的直径。

1.3.2 液体动力学基础

液体动力学主要研究液体的流动状态、液体在外力作用下流动时的运动规律及液体流动时的能量转换关系。

1. 基本概念

(1) 理想液体和恒定流动。由于液体在实际流动时具有黏性和可压缩性,导致研究流动液体运动规律非常困难。为简化起见,在讨论该问题前,先假定液体没有黏性且不可压缩,然后再根据实验结果,对所得到的液体运动的基本规律、能量转换关系等进行修正和补充,使之更加符合液体实际流动时的情况。一般把既无黏性又不可压缩的假想液体称为理想液体。

液体流动时,若液体中任一点处的压力、流速和密度不随时间变化而变化,则称该流动为恒定流动,亦称稳定流动或定常流动;反之,若液体中任一点处的压力、流速或密度中有一个参数随时间变化而变化,则称为非恒定流动。同样,为使问题讨论简便,也常先假定液体在做恒定流动。图 1.8 (a) 所示的水平管内液流为恒定流动,图 1.8 (b) 所示的为非恒定流动。

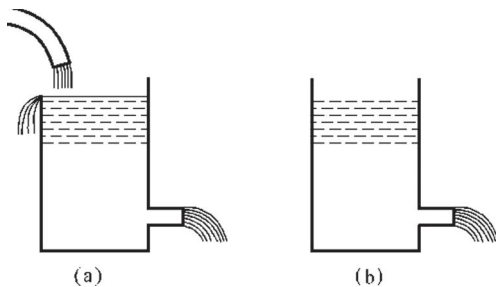


图 1.8 恒定流动和非恒定流动

(2) 通流截面、流量和平均流速。

①通流截面。液体在管道内流动时,常将垂直于液体流动方向的截面称为通流截面或过流断面。

②流量。单位时间内流过某一过流断面的液体体积称为体积流量,简称流量,用 q_v 表示。其法定单位为 m^3/s ,工程上常用的单位为 L/min 。二者的换算关系为 $1 \text{ m}^3/\text{s} = 6 \times 10^4 \text{ L}/\text{min}$ 。

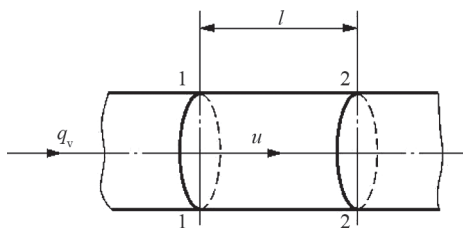


图 1.9 理想液体在直管中流动

假设理想液体在一个直管内做恒定流动,如图 1.9 所示。液流的通流截面面积即为管道截面积 A ;液流在通流截面上各点的流速(指液流质点在单位时间内流过的距离)皆相等,以 u 表示;流过截面 1-1 的液体经时间 t 后到达截面 2-2 处,所流过的距离为 l ;则流过的液体体积 $V=Al$,因此可得流量为

$$q_v = \frac{V}{t} = \frac{Al}{t} = Au \quad (1.16)$$

式(1.16)表明,液体的流量可以用通流截面的面积与流速的乘积来计算。

③平均流速。由于液体具有黏性,液体在管道中流动时,在同一截面内各点的流速是不相同的,其分布规律为抛物线形,如图 1.10 (a) 所示,即管道中心线处流速最高,而边缘处流速为零。对于实际液体,当液流通过微小的通流截面 dA 时[见图 1.10 (b)],液体在该截面各点的流速可以认为是相等的,所以流过该微小断面的流量为 $dq_v=udA$,则流过整个通流截面 A 的流量为

$$q_v = \int_A u dA \quad (1.17)$$

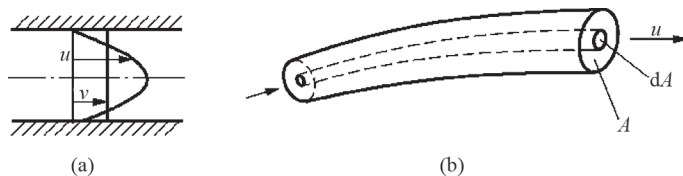


图 1.10 流量和平均流速

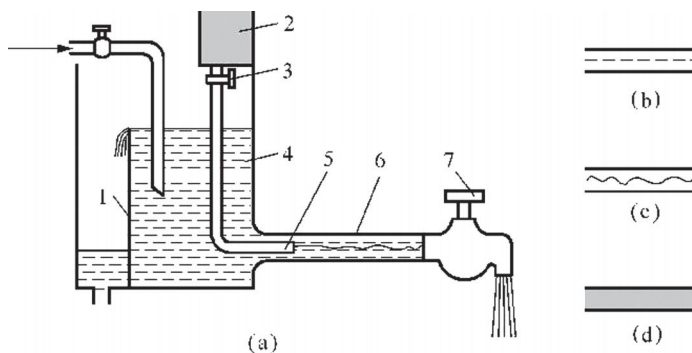
式 (1.17) 在计算和使用时都很不方便, 因此, 常假定通流截面上各点的流速均匀分布, 从而引入平均流速的概念。平均流速 v 是指通流截面通过的流量 q_v 与该通流截面面积 A 的比值, 即

$$v = \frac{q_v}{A} \quad (1.18)$$

在实际工程中, 平均流速才具有应用价值。液压缸工作时, 液流的流速可以认为是均匀分布的, 即活塞的运动速度与液压缸中液流的平均流速相同, 活塞运动速度 v 等于进入液压缸的流量 q_v 与液压缸有效作用面积 A 的比值。当液压缸的有效作用面积一定时, 活塞运动速度的大小取决于进入液压缸流量的多少。

(3) 层流、紊流和雷诺数。液体流动有两种基本状态: 层流和紊流。这两种流动状态的物理现象可以通过雷诺实验来观察。

雷诺实验装置如图 1.11 (a) 所示, 水箱 4 中有一隔板 1, 当向水箱中连续注入清水时, 隔板可保持水位不变。先微微打开开关 7, 使箱内清水缓缓流出, 然后打开开关 3, 这时可看到水杯 2 内的颜色水经细导管 5 呈一条直线流束流动 [见图 1.11 (b)]。这表明, 水管中的水流是分层的, 而且层与层之间互不干扰, 这种流动状态称为层流。逐渐开大开关 7, 管内液体的流速随之增大, 颜色水的流束逐渐开始振荡而呈波纹状 [见图 1.11 (c)]。这表明液流开始紊流。当流速超过一定值后, 颜色水流到玻璃管中便立即与清水完全混杂, 水流的质点运动呈极其紊流的状态, 这种流动状态称为紊流 [见图 1.11 (d)]。如果再将阀门 7 逐渐关小, 就会看到相反的过程。



1—隔板; 2—水杯; 3、7—开关; 4—水箱; 5—细导管; 6—玻璃管。

图 1.11 雷诺实验装置

(a) 实验装置; (b) 层流; (c) 过渡; (d) 紊流

实验证明，液体在圆管中的流动状态不仅与液体在管中的流速 v 有关，还与管径 d 和液体的运动黏度 ν 有关。以上三个参数组成的一个无量纲数就称为雷诺数，用 Re 表示，即

$$Re = \frac{vd}{\nu} \tag{1.19}$$

式中：

v ——液体在管中的流速（m/s）；

d ——管道的内径（m）；

ν ——液体的运动黏度（m²/s）。

管中液体的流动状态随雷诺数的不同而改变，因而可以用雷诺数作为判别液体在管道中流动状态的依据。液流由层流转变为紊流时的雷诺数和由紊流转变为层流时的雷诺数是不相同的，后者的数值较小。一般把紊流转变为层流时的雷诺数称为临界雷诺数 Re_L 。当 $Re < Re_L$ 时，液体的流动状态为层流；当 $Re > Re_L$ 时，为紊流。

各种管道的临界雷诺数可由实验求得。常见管道的临界雷诺数如表 1.7 所示。

表 1.7 常见管道的临界雷诺数

管道形状	临界雷诺数 Re_L	管道形状	临界雷诺数 Re_L
光滑金属管	2300	带沉割槽的同心环状缝隙	700
橡胶软管	1600 ~ 2000	带沉割槽的偏心环状缝隙	400
光滑同心环状缝隙	1100	圆柱形滑阀阀口	260
光滑偏心环状缝隙	1000	锥阀阀口	20 ~ 100

对于非圆截面的管道 Re 可用下式计算：

$$Re = \frac{vd_H}{\nu} \tag{1.20}$$

d_H 为过流断面的水力直径，按下式计算：

$$d_H = \frac{4A}{\chi} \tag{1.21}$$

式中：

A ——过流断面面积；

χ ——湿周，表示过流断面与液体相接触的管壁周长。

雷诺数的物理意义：雷诺数是液流的惯性力对黏性力的无因次比。当雷诺数较大时，说明惯性力起主导作用，这时液体处于紊流状态；当雷诺数较小时，说明黏性力起主导作用，这时液体处于层流状态。液体在管道中流动时，若为层流，液流各质点运动有规律，则其能量损失较小；若为紊流，液流各质点的运动极其紊乱，则其能量损失较大。所以，在设计液压传动系统时，应尽可能使液体在管道中流动时为层流状态。

2. 液流连续性方程

液流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。

如图 1.12 所示,理想液体在管道中恒定流动时,由于它不可压缩(密度 ρ 不变),在压力作用下,液体中间也不可能有空隙,则在单位时间内流过截面 1-1 和截面 2-2 处的液体的质量应相等,故有 $\rho A_1 v_1 = \rho A_2 v_2$, 即

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \quad (1.22)$$

或写成:

$$q_v = vA = \text{常量}$$

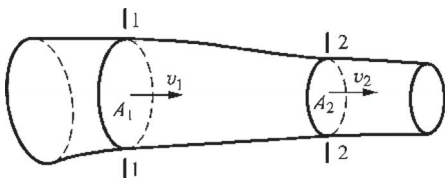


图 1.12 液流的连续性原理推导示意图

式中:

A_1 、 A_2 ——截面 1-1、2-2 处的过流断面面积;

v_1 、 v_2 ——截面 1-1、2-2 处的平均流速。

式 (1.22) 即为液流连续性方程。它说明,液体在管道中流动时,流经管道每一个截面的流量是相等的(这就是液流连续性原理),并且同一管道中各个截面的平均流速与过流断面的面积成反比,管径细的地方流速大,管径粗的地方流速小。

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。

(1) 理想液体的伯努利方程。假定理想液体在图 1.13 所示的管道中做恒定流动,任取该管两个截面面积分别为 A_1 、 A_2 的截面 1-1 和截面 2-2。设两截面处液流的平均流速分别为 v_1 、 v_2 , 压力分别为 p_1 、 p_2 , 到基准面 $O-O$ 的中心高度分别为 h_1 、 h_2 。若在很短时间 Δt 内,液体通过两截面的距离分别为 Δl_1 、 Δl_2 , 则液体在两截面处时所具有的能量为

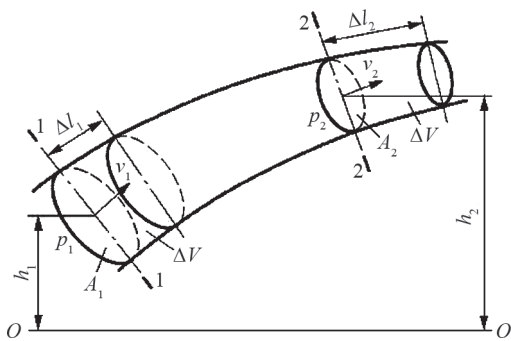


图 1.13 理想液体伯努利方程的推导示意图

$$\text{动能: } \frac{1}{2} \rho A_1 v_1 \Delta t v_1^2 = \frac{1}{2} \rho q_v \Delta t v_1^2 = \frac{1}{2} \rho \Delta V v_1^2, \quad \frac{1}{2} \rho A_2 v_2 \Delta t v_2^2 = \frac{1}{2} \rho q_v \Delta t v_2^2 = \frac{1}{2} \rho \Delta V v_2^2$$

$$\text{位能: } \rho A_1 v_1 \Delta t g h_1 = \rho q_v \Delta t g h_1 = \rho \Delta V g h_1, \quad \rho A_2 v_2 \Delta t g h_2 = \rho q_v \Delta t g h_2 = \rho \Delta V g h_2$$

$$\text{压力能: } p_1 A_1 v_1 \Delta t = p_1 q_v \Delta t = p_1 \Delta V, \quad p_2 A_2 v_2 \Delta t = p_2 q_v \Delta t = p_2 \Delta V$$

根据能量守恒定律,在同一管道内各个截面处的能量相等,因此可得

$$\frac{1}{2} \rho \Delta V v_1^2 + \rho \Delta V g h_1 + p_1 \Delta V = \frac{1}{2} \rho \Delta V v_2^2 + \rho \Delta V g h_2 + p_2 \Delta V$$

公式简化后得

$$\frac{1}{2}\rho v_1^2 + \rho gh_1 + p_1 = \frac{1}{2}\rho v_2^2 + \rho gh_2 + p_2 \quad (1.23)$$

或写成

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

式(1.23)称为理想液体的伯努利方程,也称为理想液体的能量方程,式中各项分别是单位体积液体所具有的动能、位能和压力能。其物理意义是:在密闭的管道中做恒定流动的理想液体具有三种形式的能量(动能、位能、压力能);在沿管道流动的过程中,三种能量之间可以互相转化,但是在管道任一截面上三种能量的总和是一常量。

(2) 实际液体的伯努利方程。实际上,液体在管道内流动时,由于液体黏性的存在,会产生内摩擦力,所以会引起能量消耗,可设单位质量液体在管道中流动时的压力损失为 Δp_w ,另外,由于实际液体在管道中流动时,管道过流断面上的流速分布是不均匀的,若用平均流速计算动能,必然会产生误差。为了修正这个误差,需要引入动能修正系数 α 。因此,实际液体的伯努利方程为

$$p_1 + \rho gh_1 + \frac{1}{2}\rho\alpha_1 v_1^2 = p_2 + \rho gh_2 + \frac{1}{2}\rho\alpha_2 v_2^2 + \Delta p_w \quad (1.24)$$

紊流时,取 $\alpha=1$;层流时,取 $\alpha=2$ 。

伯努利方程揭示了液体流动过程中的能量变化规律,因此它是流体力学中一个特别重要的基本方程。伯努利方程不仅是进行液压系统分析的理论基础,还可用来对多种液压问题进行研究和计算。

应用伯努利方程时必须注意以下几点。

①断面1-1和断面2-2须顺流向选取(否则 Δp_w 为负值),且应选在缓变的过流断面上。

②断面中心在基准面以上时, h 取正值,反之取负值。通常选取特殊位置的水平面作为基准面。

例 1.3 用伯努利方程分析如图 1.14 所示液压泵的吸油过程,试分析吸油高度 H 对泵工作性能的影响。

解: 设油箱的液面为基准面,对基准面1-1和泵进油口处的管道截面2-2之间的液体,列实际液体的伯努利方程如下:

$$p_1 + \rho gh_1 + \frac{1}{2}\rho\alpha_1 v_1^2 = p_2 + \rho gh_2 + \frac{1}{2}\rho\alpha_2 v_2^2 + \Delta p_w$$

式中: $p_1 = p_a$, $h_1 = 0$, $v_1 \approx 0$, $h_2 = H$, 代入公式后可写成:

$$p_a + 0 + 0 = p_2 + \rho gH + \frac{\rho\alpha_2 v_2^2}{2} + \Delta p_w$$

整理得

$$p_a - p_2 = \rho g H + \frac{\rho \alpha_2 v_2^2}{2} + \Delta p_w$$

由公式可知, 当泵的安装高度 $H > 0$, 等式右边的值均大于零, 所以 $p_a - p_2 > 0$, 即 $p_a > p_2$ 。这时, 泵进油口处的绝对压力低于大气压力, 形成真空, 油箱中的油在其液面上大气压力的作用下被泵吸入液压系统中。

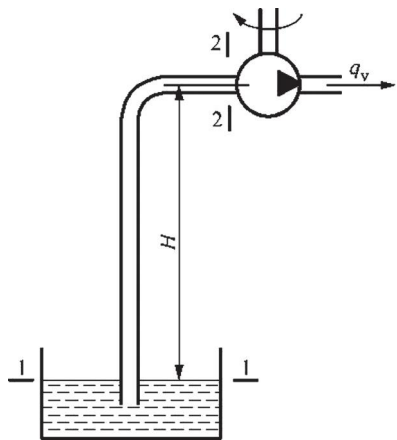


图 1.14 液压泵装置

但实际工作时, 真空度不能太大。若 p_2 低于空气分离压, 溶于油液中的空气就会析出; 当 p_2 低于油液的饱和蒸汽压时, 油还会汽化, 这样将形成大量气泡, 产生噪声和振动, 影响泵和系统的正常工作。因此, 等式右边的三项之和不可能太大, 即每一项的值都不得受到限制。由上述分析可知, 泵的安装高度 H 越小, 泵越容易吸油, 所以在一般情况下, 泵的安装高度 H 不应大于 0.5 m。而为了减少液体的流动速度 v_2 和油管的压力损失 Δp_w , 液压泵一般应采用直径较粗的吸油管。

4. 动量方程

动量方程是动量定理在流体力学中的具体应用。

刚体力学中的动量定理指出, 作用在物体上的外力等于物体在单位时间内的动量变化, 即

$$\sum F = \frac{mv_2 - mv_1}{\Delta t} \quad (1.25)$$

对于恒定流动的理想液体, 忽略其可压缩性, 则 $m = \rho q_v \Delta t$, 代入式 (1.25), 并考虑以平均流速代替实际流速产生的误差, 引入动量修正系数 β , 可得如下形式的动量方程:

$$\sum F = \rho q_v (\beta_2 v_2 - \beta_1 v_1) \quad (1.26)$$

式中:

$\sum F$ ——作用在液体上所有外力的矢量和;

v_1 、 v_2 ——液流在前后两个通流截面上的平均流速矢量;

β_1 、 β_2 ——动量修正系数, 紊流时 $\beta=1$, 层流时 $\beta=1.33$, 为简化计算通常均取 $\beta=1$;

ρ ——液体的密度;

q_v ——液体的流量。

式 (1.26) 为矢量方程, 使用时应根据具体情况将式中各个矢量分解到指定方向, 再列出该方向的动量方程。例如, 在 x 指定方向的动量方程可写成如下形式:

$$\sum F_x = \rho q_v (\beta_2 v_{2x} - \beta_1 v_{1x}) \quad (1.27)$$

在液压系统中, 若要求出液流对通道固体壁面的作用力 (也称为稳态液动力), 可根据作用力与反作用力的关系来求。例如, 图 1.15 所示为作用在滑阀阀芯上的稳态液动力,

在 x 指定方向的稳态液动力的计算公式为

$$F'_x = -\sum F_x = -\rho q_v (\beta_1 v_{1x} - \beta_2 v_{2x}) \quad (1.28)$$

解：取阀芯进出油口之间的液体为研究体积，根据式（1.28）可得 x 方向的稳态液动力为

$$\begin{aligned} F'_x &= -\rho q_v (\beta_1 v_{1x} - \beta_2 v_{2x}) \\ &= -\rho q_v [\beta_1 v_1 \cos 90^\circ - (-\beta_2 v_2 \cos \theta)] \\ &= -\rho q_v \beta_2 v_2 \cos \theta \end{aligned}$$

当液流方向流过该阀时，同理可得相同的结果。两种情况下计算出的 F'_x 值均为正值，说明 F'_x 的方向始终向右，则作用在滑阀阀芯上的稳态液动力总是企图将阀口关闭。

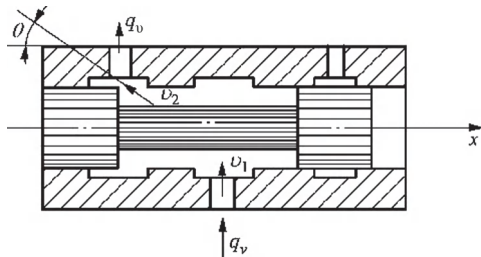


图 1.15 作用在滑阀阀芯上的稳态液动力

任务 1.4 分析流体在管内的流动

由于液压油具有黏性，故在传递能量的过程中，将与管道产生黏性摩擦，造成压力损失；另外，在孔径突变处均会产生压力损失。所以，了解液压油在传递过程中的压力损失对于提高传递的效率具有重要的作用。液压冲击和气穴现象影响系统工作的稳定性，了解造成这两种现象的起因对于减轻这两种现象对系统工作稳定性的影响具有重要的作用。

1.4.1 管路内液体流动时的压力损失

实际上，黏性液体在流动时存在阻力，为了克服阻力就要消耗一部分能量，这样就有能量损失。在液压传动中，能量损失主要表现为压力损失，这就是实际液体流动的伯努利方程式中 Δp_w 项的含义。

液压系统中的压力损失分为两类：一类是沿程压力损失，另一类是局部压力损失。

1. 沿程压力损失

液体在直管中流动时由内、外摩擦力所引起的压力损失，称为沿程压力损失。它主要取决于管路的长度和内径、液流的流速和黏度等。液体的流动状态不同，沿程压力损失也不同。

（1）层流时的沿程压力损失。在液压传动中，液体的流动状态多数是层流流动，此时液体质点在管中做有规则的流动。因此，可以用数学工具对其流动状态进行探讨，并推导出沿程压力损失的理论计算公式。经理论推导和实验证明，层流时的沿程压力损失可以用以下公式计算：

$$\Delta p_f = \frac{128\mu l}{\pi d^4} q_v \quad (1.29a)$$

$$= \frac{32\mu l}{d^2} v \quad (1.29b)$$

$$= \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} \quad (1.29c)$$

式中:

λ ——沿程阻力系数。对于圆管层流,其理论值 $\lambda=64/Re$;考虑到实际圆管截面可能有变形,以及靠近管壁处的液层可能冷却,阻力略有加大,故实际计算时,对金属管取 $\lambda=75/Re$,橡胶管取 $\lambda=80/Re$ 。

l ——管道长度 (m)。

d ——管道内径 (m)。

ρ ——液流的密度 (kg/m^3)。

v ——管道中液流的平均流速 (m/s)。

(2) 紊流时的沿程压力损失。紊流时的沿程压力损失计算公式在形式上与层流时的计算公式 (1.29c) 相同,但式中的阻力系数 λ 除了与雷诺数 Re 有关外,还与管壁的表面粗糙度有关。实际计算时,对于光滑管,当 $2.32 \times 10^3 \leq Re < 10^5$ 时, $\lambda=0.3164Re^{-0.25}$;对于粗糙管, λ 的值要根据雷诺数 Re 和管壁的相对表面粗糙度 Δ/d 从相关资料的关系曲线中查取。

2. 局部压力损失

液体流经管道的弯头、接头、突变截面,以及阀口、滤网等局部装置时,由于液流方向和速度均发生变化,形成局部漩涡,使液流质点间以及质点与管壁间相互碰撞和剧烈摩擦而造成的压力损失,称为局部压力损失。当液流通过上述局部装置时,发生强烈的紊流现象,流动状态极为复杂,影响因素较多,故局部压力损失不易从理论上进行分析、计算。因此,一般先通过实验来确定局部压力损失的阻力系数,再用相应公式计算局部压力损失值。局部压力损失的计算公式为

$$\Delta p_{\gamma} = \xi \frac{\rho v^2}{2} \quad (1.30)$$

式中:

ξ ——局部阻力系数,通过实验求得,各种局部装置的 ξ ,可查相关手册;

v ——液流在该局部装置中的平均流速 (m/s)。

3. 管路系统中的总压力损失

管路系统的总压力损失等于所有沿程压力损失和局部压力损失之和,即

$$\Delta p_w = \sum \Delta p_f + \sum \Delta p_{\gamma} = \sum \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} + \sum \xi \frac{\rho v^2}{2} \quad (1.31)$$

液压系统中的压力损失大部分转换为热能,造成系统油温升高、泄漏增大,以致影响系统的工作性能。从压力损失的计算公式可以看出,减小液流在管道中的流速,缩短管道长度,减少管道的截面突变和管道弯曲,适当增加管道内径,合理选用阀类元件等都可使压力损失减小。

1.4.2 液压冲击

在液压系统中，常常由于某些原因而使液体压力急剧上升，形成很高的压力峰值，这种现象称为液压冲击。

1. 液压冲击产生的原因和危害性

在阀门突然关闭或液压缸快速制动等情况下，液体在系统中的流动会突然受阻。这时，由于液流的惯性作用，液体就从受阻端开始，迅速将动能逐层转换为压力能，因而产生了压力冲击波；此后，又从另一端开始，将压力能逐层转化为动能，液体又反向流动；然后，再次将动能转换为压力能，如此反复地进行能量转换。由于这种压力波的迅速往复传播，系统内形成压力振荡。实际上，由于液体受到摩擦力以及液体和管壁的弹性作用，不断消耗能量，才使振荡过程逐渐衰减而趋向稳定。

系统中出现液压冲击时，液体瞬时压力峰值可以比正常工作压力大好几倍。液压冲击会损坏密封装置、管道或液压元件，还会引起设备振动，产生很大噪声。有时，液压冲击使某些液压元件如压力继电器、顺序阀等产生错误动作，影响系统的正常工作。

2. 冲击压力

假设系统的正常工作压力为 p ，则产生液压冲击时的最大压力，即压力冲击波第一波的峰值压力为

$$p_{\max} = p + \Delta p \quad (1.32)$$

式中：

Δp ——冲击压力的最大升高值。

由于液压冲击是一种非恒定流动，动态过程非常复杂，影响因素很多，故精确计算 Δp 值是很困难的。下面介绍两种液压冲击情况下的 Δp 值的近似计算公式。

(1) 管道阀门关闭时的液压冲击。设管道截面积为 A ，产生冲击的管长为 l ，压力冲击波第一波在 l 长度内传播的时间为 t_1 ，液体的密度为 ρ ，管中液体的流速为 v ，阀门关闭后的流速为 0，则由动量方程得

$$\begin{aligned} \Delta p A &= \rho A l \frac{v}{t_1} \\ \Delta p &= \rho \frac{l}{t_1} v = \rho c v \end{aligned} \quad (1.33)$$

式中：

$c = l/t_1$ ——压力冲击波在管中的传播速度。

应用式 (1.33) 时，需先知道 c 值的大小，而 c 不仅和液体的体积模量 K 有关，而且还和管道材料的弹性模量 E 、管道的内径 d 及壁厚 δ 有关， c 值可按式计算：

$$c = \frac{\sqrt{\frac{K}{\rho}}}{\sqrt{1 - \frac{Kd}{E\delta}}} \quad (1.34)$$

在液压传动中, c 值一般在 $900 \sim 1400 \text{ m/s}$ 。

若流速 v 不是突然降为 0, 而是降为 v_1 , 则式 (1.33) 可写为

$$\Delta p = \rho c (v - v_1) \quad (1.35)$$

设压力冲击波在管中往复一次的时间为 t_c , $t_c = 2l/c$ 。当阀门关闭时间 $t \leq t_c$ 时, 此时压力峰值很大, 称为直接冲击, 其 Δp 值可按式 (1.33) 或式 (1.35) 计算。当 $t > t_c$ 时, 压力峰值较小, 称为间接冲击, 这时 Δp 可按下式计算:

$$\Delta p = \rho c (v - v_1) \frac{t_c}{t} \quad (1.36)$$

(2) 运动部件制动时的液压冲击。设总质量为 $\sum m$ 的运动部件在制动时的减速时间为 Δt , 速度减小值为 Δv , 液压缸有效面积为 A , 则根据动量定理:

$$\Delta p = \frac{\sum m \Delta v}{A \Delta t} \quad (1.37)$$

式 (1.37) 中因忽略了阻尼和泄漏等因素, 计算结果偏大, 但比较安全。

3. 减小液压冲击的措施

分析式 (1.36)、式 (1.37) 中 Δp 的影响因素, 可以归纳出减小液压冲击的主要措施如下。

(1) 延长阀门关闭和运动部件制动换向的时间。实践证明, 运动部件制动换向的时间若能大于 0.2 s , 冲击就大为减轻。在液压系统中采用换向时间可调的换向阀就可做到这一点。

(2) 限制管道流速及运动部件速度。例如, 在机床液压系统中, 通常将管道流速限制在 4.5 m/s 以下, 液压缸所驱动的运动部件速度一般不宜超过 10 m/min 等。

(3) 适当加大管道直径, 尽量缩短管路长度。加大管道直径不仅可以降低流速, 而且可以减小压力冲击波的传播速度 c 的值; 缩短管道长度的目的是减小压力冲击波的传播时间 t_c ; 必要时, 还可以在冲击区附近安装蓄能器等缓冲装置来达到此目的。

(4) 采用软管, 以增加系统的弹性。

1.4.3 气穴现象

在液压系统中, 如果某处的压力低于空气分离压, 原先溶解在液体中的空气就会分离出来, 导致液体中出现大量气泡, 这种现象称为气穴现象。如果液体中的压力进一步降低到饱和蒸汽压, 液体将迅速气化, 产生大量蒸汽泡, 这时的气穴现象将会愈加严重。

当液压系统中出现气穴现象时, 大量的气泡破坏了液流的连续性, 造成流量和压力脉

动, 气泡随液流进入高压区时又急剧破裂, 以致引起局部液压冲击, 发出噪声并引起振动。当附着在金属表面上的气泡破裂时, 它所产生的局部高温和高压会使金属剥蚀, 这种由气穴造成的腐蚀作用称为气蚀。气蚀会使液压元件的工作性能变差, 并使其寿命大幅缩短。

气穴多发生在阀口和液压泵的进口处。由于阀口的通道狭窄, 液流的速度增大, 压力则大幅度下降, 以致产生气穴。当泵的安装高度过大、吸油管直径太小、吸油阻力太大或泵的转速过高, 造成进口处真空度过大时, 亦会产生气穴现象。

为减少气穴现象和气蚀的危害, 通常采取下列措施。

(1) 减小小孔或缝隙前后的压力降(压力损失)。一般希望小孔或缝隙前后的压力比值 $p_1/p_2 < 3.5$ 。

(2) 降低泵的吸油高度, 适当加大吸油管内径, 限制吸油管的流速, 尽量减少吸油管路中的压力损失(如及时清洗过滤器或更换滤芯等)。对于自吸能力差的泵需用辅助泵供油。

(3) 管路要有良好的密封, 防止空气进入。

(4) 提高零件的机械强度, 采用抗腐蚀能力强的金属材料。

拓展训练

了解液压油的污染原因与防护措施

任务描述

一般而言, 液压油在使用一段时期后, 由于种种原因会受到污染。液压油污染后, 直接影响液压系统的工作性能和液压元件的使用寿命, 另外还影响到液压系统是否能正常工作。液压系统多数故障与液压油受到污染有关, 因此分析液压油的污染原因和想办法控制液压油的污染是十分重要的。

任务实施

请阅读以下内容, 对液压油的污染原因与防护措施进行了解。

1. 液压油的污染原因

主要原因可从以下几方面分析。

(1) 液压系统内部产生的污染。液压系统内部在长时间使用后会不断地产生污垢, 而直接进入液压油里, 如过滤材料脱落的颗粒, 金属和密封材料的磨损颗粒, 以及油液因油温升高氧化变质而生成的胶状物等。

(2) 系统使用前产生的污染。液压系统的管道及液压元件内的切屑、磨料、焊渣、型砂、灰尘等污垢在系统使用前未被冲洗干净, 在液压系统工作时, 这些污垢就进入液压油里。

(3) 液压系统外部产生的污染。外界的灰尘、砂粒等在液压系统工作的过程中通过往复伸缩的活塞杆, 流回油箱的泄漏油等进入液压油里。另外, 在检修时, 稍不注意也会使

灰尘、棉绒等进入液压油里。

2. 油液污染造成的危害

如果液压油受到严重污染,那么它会直接影响液压系统的工作性能,不仅使液压元件寿命缩短,还会使液压系统经常发生故障。造成这些危害的原因主要是污垢中的颗粒。对于液压元件来说,这些固体颗粒进入元件里,会使元件的滑动部分磨损加剧,并可能堵塞液压元件里的节流孔、阻尼孔,或使阀芯卡死,从而造成液压系统的故障。水分和空气的混入使液压油的润滑能力降低并使它加速氧化变质,产生气蚀,使液压元件加速腐蚀,使液压系统出现振动、爬行等。

3. 防止污染采用的措施

要彻底解决液压油的污染问题是非常困难的,这是因为造成液压油污染的原因比较多并且复杂,液压油自身也在不断地产生污染物。为了延长液压元件的寿命,保证液压系统可靠地工作,将液压油的污染度控制在某一范围以内是较为切实可行的办法。对液压油的污染控制工作可以从以下两个方面着手:一是防止污染物侵入液压系统;二是把已经侵入的污染物从系统中清除出去。污染控制要贯穿于整个液压装置的制造、安装、使用、修理等各个阶段。

防止油液污染采用的主要措施如下。

(1) 保持液压油在使用前不受到污染。液压油在运输和保管的过程中,都会受到外界的污染,新买来的液压油看上去很清洁,其实很脏。必须将其静放数天后,经过滤再加入液压系统中使用。

(2) 保持液压系统在装配后、运转前不受到污染。液压元件在加工和装配过程中必须清洗干净,液压系统在装配后、运转前应彻底进行清洗,最好用系统中工作的油液清洗,清洗时油箱除通气孔外必须全部密封,密封件不可有飞边、毛刺。

(3) 保持液压油在工作中不受到污染。液压油在工作中会受到环境的污染,因此应尽量防止工作中空气和水分的侵入,为完全消除水、空气和污染物的侵入,应采用密封油箱,通气孔上加空气滤清器,防止尘土、磨料和冷却液的侵入。

(4) 使用合适的滤油器。这可以算是控制液压油污染的重要手段。应根据设备的要求,在液压系统中选用不同的过滤方式,采用不同结构的滤油器,并定期检查和清洗滤油器和油箱。

(5) 注意控制好液压油的工作温度。液压油的温度过高或过低对液压装置都不利。温度过高,液压油会加速氧化变质,产生各种生成物,缩短它的使用期限。一般液压系统的工作温度最好控制在 $650\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以下。液压系统如依靠自然冷却后仍不能使油温控制在上述范围内,就需要安装冷却器。反之,如果环境温度太低,无法使液压泵启动或正常运转,就需要安装加热器。

液压系统中常见的冷却器有三种:蛇形管式冷却器、多管式冷却器、翅片管式冷却器。

蛇形管式冷却器最简单,它直接装在油箱内,冷却水从蛇形管内部通过,带走油液中

热量。这种冷却器结构简单，但冷却效率低，耗水量大。

多管式冷却器的冷却效果比蛇形管式冷却器要好得多。多管式冷却器是一种强制对流式冷却器，在液压系统中广泛使用。冷却水从进水口流入，通过多根水管后由出水口流出。油液在水管外部流动时，它的行进路线因冷却器内设置了隔板而加长，因而增加了热交换效果。

翅片管式冷却器也是一种冷却效果比较好的冷却器。翅片管式冷却器是在圆管或椭圆管外嵌套上许多径向翅片，其散热面积可达光滑管的10~13倍。一般而言，椭圆管的散热效果比圆管更好。

如果环境温度太低，液压泵无法启动，则需要安装加热器。电加热器是液压系统中经常采用的一种加热设备。电加热器结构简单、能按需要自动调节最高和最低温度。安装时，用法兰盘横装在油箱壁上，发热部分全部浸在油液内。

(6) 做到定期更换液压油。液压油保养得再好，时间使用长了以后，也会受到污染，因此定期更换液压油很重要。更换新油前，油箱必须先清洗一次，如果系统很脏，可先用煤油清洗，然后把煤油完全排净，最后再注入新的液压油。

拓展阅读

山河智能创始人何清华坚持“先导式创新”

当社会进步每一次向机械提出新的要求，只有打破已有，才能赢得未来。

1999年，53岁的何清华，创办山河智能。2008年，何清华又创立山河星航。

从中国制造到中国创造、中国智造，如今的山河智能正向无人化、智能化、低碳环保的新路上锐意探索。77岁的创始人何清华锐气不减当年：“我们的产品不是简单地填补空白，是全面超越国外产品！”

作为创始人，何清华是山河智能的灵魂人物。对于这位科学家老板，大家都习惯称呼他“何老师”。相比老板，何清华更像导师：他身体力行，让做原创内化为每个山河人的本能。

“西垭门公铁两用跨海大桥是目前世界最大跨度公铁两用大桥和世界最宽跨海大桥，我们拿出了超大吨位旋挖钻机，解决了桥墩施工难题。”何清华和记者分享了最新捷报。

2024年伊始，随着山河智能超级旋挖钻机在大桥12号桩分级钻孔工作的顺利完成，该大桥桩基施工圆满收官。这次施工中，山河智能也再一次打破纪录，完成全球最大直径6.3米的旋挖桩首桩成孔操作，实现了我国旋挖钻机超大直径钻孔的重大突破。

山河智能副总经理朱建新是1999年山河智能创立之初就加入的“老员工”。他告诉记者，山河智能的第一个代表产品——液压静力压桩机，就是何清华“先导式创新”的产物，深深地打着何清华的个人烙印。

液压静力压桩机的研发比山河智能成立更早。当时想要一台好的压桩机，必须依赖进口。何清华研发的液压静力压桩机既能满足大吨位需求，又高效节能。靠原创性产品起步，山河智能成立第一年就实现盈利。

压桩机多点均压夹桩结构，也是何清华的原创。“简单来说，就是‘手抓鸡蛋但鸡蛋不破’的原理。”朱建新说。

一个灵感的落地意味着无数次试错。让压桩机像手抓鸡蛋一样从周边抱紧管桩，虽然可以实现管桩不破，但抓住后却无法松开。何清华带着团队尝试将压桩机的圈拆分为8块、16块，实现了压桩机夹持薄壁管桩也不会破损的目标。

（来源：潇湘晨报，2024年1月17日）

思考与练习

一、判断题

1. 液压传动装置工作平稳，能方便地实现无级调速，但不能快速启动、制动和频繁换向。 ()
2. 作用于活塞上的推力越大，活塞运动的速度就越快。 ()
3. 标号为 N32 的液压油是指这种油在温度为 40 °C 时，其运动黏度的平均值为 32 mm²/s。 ()
4. 液压传动装置实质上是一种能量转换装置。 ()
5. 简单地说，伯努利方程是指理想液体在同一管道中作稳定流动时，其内部的动能、位能、压力能之和为一常数。 ()
6. 液体在变截面管道中流动时，管道截面积小的地方，液体流速快，而压力小。 ()
7. 液压冲击和空穴现象是液压系统产生振动和噪声的主要原因。 ()

二、填空题

1. 液压传动系统的基本组成包括 ()、()、()、()、()。
2. 液压传动的工作原理是以 () 作为工作介质，依靠 () 来传递运动，依靠 () 来传递动力。
3. 我国油液牌号以 () °C 时油液的平均 () 黏度的 () 数表示，油液黏度因温度升高而 ()，因压力增大而 ()。
4. 液压系统若能正常工作必须由 ()、()、()、() 和工作介质组成。
5. 液压传动所用液压油一般为 ()。它不仅在液压传动及控制中起到 ()、控制信号的作用，而且还起到 ()、() 和防锈的作用。
6. 液压系统的压力大小取决于 () 的大小，执行元件的运动速度取决于 () 的大小。

三、简答题

1. 什么是液压传动？简述液压传动的基本原理。
2. 与其他传动方式相比，液压传动有主要哪些优点和缺点？请简述。
3. 液压传动系统主要由哪几部分组成？
4. 液压油的牌号和黏度有什么关系？如何选择液压油的黏度？
5. 什么是液体的黏性？常用的黏度表示方法有哪几种？它们的表示符号和单位各是什么？
6. 液压油的污染有何危害？如何控制液压油的污染？
7. 液体的静压力的特性是什么？