

液压、气压传动与控制

方昌林 主编



机械工业出版社
China Machine Press

液压、气压传动与控制

主 编 方昌林
编写人 方昌林
凌智勇
阮鸿雁



机械工业出版社

本书以液压、气压传动及其自动控制为主线,从传动原理,元器件特性到系统设计与控制,由浅入深而又系统地加以叙述。在一起讲述液压气压两类传动及其同一性的同时,注意区别各自的特殊性,把两类传动中的重要内容——调速和多执行件行程控制回路的逻辑设计合成一章,集中加以分析;省去原教材中“基本回路”一章,将其有关内容分解到“元件特性”和“典型系统分析”中讲述,增加了元件特性及其应用分析的例子。在“典型系统分析”的内容取舍,则充分考虑面向机械类各专业的覆盖面和典型性;在层次安排上,把与典型系统有关的重要典型回路单独列出,加以分析。这样使读者更加贴近实际,更易把握重点、难点,更符合认识的一般规律。

书后有丰富的习题与复习思考题,并附有习题答案供习者参考。

本书适用于机械类本科各专业,也可作为从事液压和气体传动与控制及有关工程技术人员的参考书。

图书在版编目(CIP)数据

液压、气压传动与控制/方昌林主编. —北京:机械工业出版社, 2000
ISBN 7-111-08587-6

I. 液… II. 方… III. ①液压控制; 自动控制—基本知识
②气压传动—自动控制 N. TH13

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2000) 第 77112 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:王兴垣 张秀恩 版式设计:冉晓华 责任校对:吴美英

封面设计:方 芬 责任印制:郭景龙

北京京丰印刷厂印刷·新华书店北京发行所发行

2001 年 7 月第 1 版·第 1 次印刷

787mm×1092mm¹/₁₆·16 75 印张·431 千字

0 001—4 000 册

定价:24.00 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



随着教育改革的深入,专业设置、教学计划、教学内容和课程设置正在调整。与机械类专业密切相关的“液压、气压传动与控制”课程的内容、体系必须做相应的改革。为此,特编写本教材。

本教材把液压、气压传动的内容有机结合,并把原来面向机械制造类专业的“金属切削机床液压传动”和“液压传动”改变为面向整个宽口径的机械类各专业。

本教材以液压、气压传动及其自动控制为主线,从传动原理、元器件特性到系统设计与控制,由浅入深而又系统地加以叙述。在一起讲述液压气压两类传动及其同一性的同时,注意区别各自的特殊性;把两类传动中的重要内容——调速和多执行件行程控制回路的逻辑设计合成一章,集中加以分析;省去了原教材中“基本回路”一章,将其有关内容分解在“元件特性”和“典型系统分析”中讲述,增加了元件特性及其应用分析的例子。在“典型系统分析”一章的内容取舍方面,则充分考虑面向机械类各专业的覆盖面和典型性;在层次安排上,把与典型系统有关的重要典型回路单独列出,加以分析。这样,使读者更加贴近实际,更易把握重点、难点,更符合认识的一般规律。

关于流体动力自动控制的内容,本教材仍以液压动力为重点,但在内容的取舍上做了新的安排与考虑。在突出自动控制系统特点的原则下,把对静态特性,特别是动态特性的分析、设计放到了应有的位置。整个内容以模拟量的伺服、比例控制系统为主,适当涉及了脉冲控制方面的内容。

此外,为满足基础理论教学的需要,本教材还编入了“液压、气压传动基础理论”一章内容。其编排,除“气体的状态变化及空气的组成”外,尽力把液体、气体力学的基本概念、基本理论、基本定律统一于“流体”的大范畴内,既便于认识,也便于比较鉴别。其文字也可更紧凑些。

全书共分六章,由方昌林教授主编,陆一心教授主审。编写分工如下:绪论、第4章、第5章、第6章及第2章的2.3节内容由方昌林编写,第1章由方昌林、凌智勇编写,第3章及第2章的2.4节内容由凌智勇副教授编写,第2章的2.1、2.2节内容由阮鸿雁副教授编写。书后习题由方昌林、凌智勇编写并提供答案。

本书适用于机械类本科各专业,也可以作为从事“流体传动与控制”及有关工程技术人员的参考书。限于编者水平,书中谬误在所难免,请有关专家和读者批评指正。

编著者

2000年9月

目 录

前言

绪论 1

- 0.1 液压、气压传动的工作原理与工作特征 1
- 0.2 液压、气压传动系统的组成及图形符号 3
- 0.3 液压、气压动力系统的控制方式 4
- 0.4 液压、气压动力控制的特点、应用与发展 5

第1章 液压、气压传动基础理论 7

- 1.1 流体的概念 7
- 1.2 流体的物理性质 7
 - 1.2.1 密度、重度、比体积 7
 - 1.2.2 压缩性和热膨胀性 8
 - 1.2.3 粘性 9
 - 1.2.4 液压油的选用 11
- 1.3 气体的状态变化及空气的组成 11
 - 1.3.1 气体的状态及其变化 11
 - 1.3.2 空气的组成和干、湿空气 13
 - 1.3.3 气压传动中的压缩空气、自由空气流量及析水量 14
- 1.4 流体静力学基础 15
 - 1.4.1 静止流体的压力及其性质 15
 - 1.4.2 帕斯卡原理 15
 - 1.4.3 压力的表示方法及单位 16
 - 1.4.4 流体静压力对固体壁面的作用力 16
- 1.5 流体流动基本方程 17
 - 1.5.1 基本概念 17
 - 1.5.2 连续性方程 18
 - 1.5.3 伯努利方程(能量方程) 19
 - 1.5.4 动量方程 22
- 1.6 流体在管道中的流动 24
 - 1.6.1 层流、紊流与雷诺数 24
 - 1.6.2 圆管中的层流流动 25
 - 1.6.3 圆管中的紊流流动 26
 - 1.6.4 流体在管道中流动时的能量

损失 27

- 1.6.5 可压缩流体(气体)在管中的流动特性 28
- 1.7 流体流经孔口和缝隙的特性 31
 - 1.7.1 不可压缩流体(液体)流过薄壁小孔 31
 - 1.7.2 不可压缩流体流过短孔及细长孔 31
 - 1.7.3 可压缩流体(空气)流过节流小孔 32
 - 1.7.4 缝隙流动 34
- 1.8 液压冲击和气穴现象 39
 - 1.8.1 液压冲击 39
 - 1.8.2 气穴现象 41
- 1.9 气动元件的通流能力及气罐的充放气 42
 - 1.9.1 气动元件的通流能力 42
 - 1.9.2 气罐的充气 and 放气 42

第2章 液压、气压传动基本元件 45

- 2.1 液压、气压传动能源装置及液压、气压马达 45
 - 2.1.1 容积式泵(压缩机)、马达的工作原理 45
 - 2.1.2 容积式泵、马达的性能参数及计算 45
 - 2.1.3 常用泵、马达介绍 48
 - 2.1.4 液压泵的变量控制 52
 - 2.1.5 泵、马达的选用 56
- 2.2 动力缸 59
 - 2.2.1 动力缸的分类 59
 - 2.2.2 动力缸的典型结构 60
 - 2.2.3 常用动力缸介绍 61
 - 2.2.4 动力缸的设计计算 64
 - 2.2.5 标准动力缸及其选用 67
 - 2.2.6 伺服液压缸 69
- 2.3 控制阀与气动逻辑单元 70
 - 2.3.1 控制阀的分类及基本要求 70
 - 2.3.2 方向控制阀 70

2.3.3 压力控制阀	83	分析	149
2.3.4 流量控制阀	94	4.1 组合机床液压系统	149
2.3.5 液压控制阀的集成化配置和 通用化设计	100	4.1.1 动力滑台的构成及进给工作 循环	149
2.3.6 控制阀的力特性	102	4.1.2 滑台液压系统主要回路	149
2.3.7 气动逻辑单元	107	4.1.3 1HY 滑台液压系统工作原理及 特点	151
2.4 液压与气动系统中的辅助 装置	111	4.1.4 用于辅助动作的液压 系统	153
2.4.1 液压系统的主要辅助 元件	112	4.2 外圆磨床的液压系统	154
2.4.2 气动系统的主要辅助 元件	115	4.2.1 外圆磨床的作业范围和 动作要求	154
2.4.3 蓄能器与贮气罐	118	4.2.2 磨床液压系统的主要 回路	154
2.4.4 密封装置	119	4.2.3 M1432A 万能外圆磨床液压系统 工作原理及特点	155
2.4.5 管道及管接头	121	4.3 液压机液压系统	158
第3章 液压、气压传动的速度调节、 多执行元件回路控制及逻辑 设计	123	4.3.1 液压机概述	158
3.1 液压、气压传动的速度调节	123	4.3.2 主要液压回路	159
3.1.1 液压、气压传动速度调节的基本 原理和方式	123	4.3.3 YT32—315 型万能液压机液压 系统工作原理及特点	160
3.1.2 节流调速	123	4.4 汽车起重机液压系统	162
3.1.3 液压传动的容积调速	128	4.4.1 汽车起重机概述	162
3.1.4 液压传动的容积-节流联合 调速	131	4.4.2 主要液压回路	162
3.1.5 调速回路的比较与选用	133	4.4.3 Q ₂ -8 型汽车起重机液压系统 工作原理及特点	165
3.2 液压传动多执行元件回路的 控制	134	4.5 气压传动系统	166
3.2.1 顺序动作回路及其控制 方式	134	4.5.1 机械手电-气控气动系统	166
3.2.2 同步动作回路及其控制 方式	135	4.5.2 自动车床送夹料装置全气控气动 系统	168
3.2.3 多缸互不干涉和多缸卸 荷回路	136	第5章 液压、气压传动系统的 设计	171
3.3 气压传动多执行元件回路的控制及 全气控行程顺序动作回路的逻辑 设计	137	5.1 执行元件的形式和负载特性分析	171
3.3.1 概述	137	5.1.1 选择执行元件形式	171
3.3.2 气控行程顺序动作回路逻辑设计的 X/D 线图法	139	5.1.2 分析负载-行程特性和绘制负 载图	171
3.3.3 气控行程顺序动作回路逻辑设计 的卡诺图法	144	5.2 确定系统的压力和流量 (耗 气量)	172
第4章 典型液压、气压传动系统		5.2.1 确定系统的公称压力	172
		5.2.2 计算系统的工作压力、流量 (耗气量)	173
		5.3 拟定系统原理图	174
		5.3.1 液压、气压传动系统原理图的 经验设计法	174

5.3.2 气压传动顺序控制系统的逻辑设计法	175	6.3 液压动力部件	196
5.4 选择元件	175	6.3.1 阀控液压动力部件	197
5.4.1 选择液压泵、空气压缩机	175	6.3.2 泵控马达动力部件	200
5.4.2 选择控制阀与辅助元件	176	6.3.3 液压动力部件的输出特性及其和负载的匹配	201
5.5 系统的性能验算	177	6.4 电液伺服阀和电液比例阀	203
5.5.1 性能验算的目的和验算项目	177	6.4.1 电液伺服阀	203
5.5.2 压力损失的验算	177	6.4.2 电液比例阀	205
5.5.3 发热温升的验算	178	6.4.3 电液伺服阀与比例阀的控制放大器	211
5.6 绘制工作图和编制技术文件	179	6.5 液压动力伺服、比例控制系统分析	213
5.6.1 绘制正式工作图	179	6.5.1 机械液压伺服控制系统的分析	214
5.6.2 编制技术文件	179	6.5.2 电液伺服控制系统的分析	220
5.7 系统设计举例	179	6.5.3 电液比例控制系统的分析	225
5.7.1 液压系统设计	179	6.6 液压自动控制系统设计	229
5.7.2 气动系统设计	183	6.6.1 液压伺服、比例控制系统的设计	229
第6章 液压动力自动控制	187	6.6.2 数字式连续系统和脉冲控制系统设计简述	230
6.1 液压动力自动控制概述	187	复习思考题与习题	235
6.1.1 控制原理	187	附录 液压气动图形符号(摘自 GB786.1—1993)	251
6.1.2 组成及特点	189	习题答案	256
6.2 液压放大元件	190	参考文献	259
6.2.1 液压动力连续控制滑阀的工作原理及控制特性	191		
6.2.2 控制滑阀流量—压力特性的线性化	193		
6.2.3 喷嘴挡板式和锥阀式液压放大元件	194		

绪 论

原动机的动力必须通过一定的传动装置送到工作机构,才能使工作机构获得所需的运动。这个传动装置可以是机械的、电动的,也可以是流体传动的或者是它们的组合。

流体传动就是本书所要论述的液压与气动。

0.1 液压、气压传动的工作原理与工作特征

液压、气压传动分别以液体、气体为工作介质,把原动机(或电动机)的机械能先转化为工作介质的压力能,再由传送管道将具有压力能的工作介质输送到执行机构,最后由执行机构推动负载运动,把液体、气体的压力能再转变为工作机构所需的机械运动和动力。

图 0-1a、b 是用以说明液压、气压传动工作原理的磨床工作台换向系统和气动剪料机系统原理图。

在图 0-1a 系统中,液压泵 4 由电动机带动旋转后,从油箱 1 中吸油。油液经滤油器 2 进入液压泵并经液压泵加压后输入管道 10 中。当开停阀 11(一般为手动阀)把压力油接通系统而系统各元件在图示位置时,油液便可通过节流阀 13、换向阀 15 进入液压缸 19 左腔,推动活塞 25 和工作台 20 向右移动,与此同时,液压缸 19 右腔的油液经换向阀 15 和回油管 29 排回油箱。

活塞 25 的移动速度可由节流阀 13 加以调节,当节流阀阀口开大时,单位时间内进入液压缸 19 的油液增多,活塞的移动速度增大;当阀口关小时,速度则变小。为了克服工作台上的负载,活塞 25 会自动获得由液压缸内油压产生的推力,且当负载越大时,油压以至推力会越大。

液压泵 4 输出的油液除被节流阀 13 限制通过的以外,多余的量将自动压开溢流阀 8 经回油管 5 排回油箱。

当工作台移到一定位置,换向阀 15 的换向杆 17 被安装在工作台上的挡块 21 推动而将阀芯 28 拉至如图 a' 所示位置时,压力油将从油管 14 经 27 进入液压缸右腔,推动活塞向左移动,并使液压缸左腔的油液经管道 18、29 回油箱。当活塞左移至一定位置,挡块 24 将杆 17 拉回至如图 a 所示位置时,工作台又被推向右移。如此在挡块 21、24 的控制下,工作台作不间断的往复运动,磨削工件。

当将开停阀手柄拨到 a'' 位置时,则压力管中的油液将直接经开停阀 11 和管道 30 流回油箱,而不输入系统,于是液压缸便停止工作,液压泵卸荷运行。

从上面的例子中可以发现:

1) 系统中液体的压力由被电动机驱动的液压泵自动按照所要克服的负载阻力而产生,并自动随阻力变化而作同向变化。

2) 由于液体的不可压缩性,液压执行元件的稳态运行速度正比于输入或排出的负载流量。

这二条原理对分析研究液压传动十分有用。运动着的液体除了具有压力能之外,一般总还具有变化着的动能和位能,但在液压传动稳定运行状态下,处在一定位置的执行元件腔内的液体却如同板块一样处于相对静止的状态,其整体所拥有的动能和位能或不发生变化或可以忽略,

唯有作用在活塞上的液体压力正随着“液体板块”的移动不断对外做功。液压传动的这种以静压力传递动力的特征完全区别于以液体动能（或动量）变化来传递动力的液力传动。

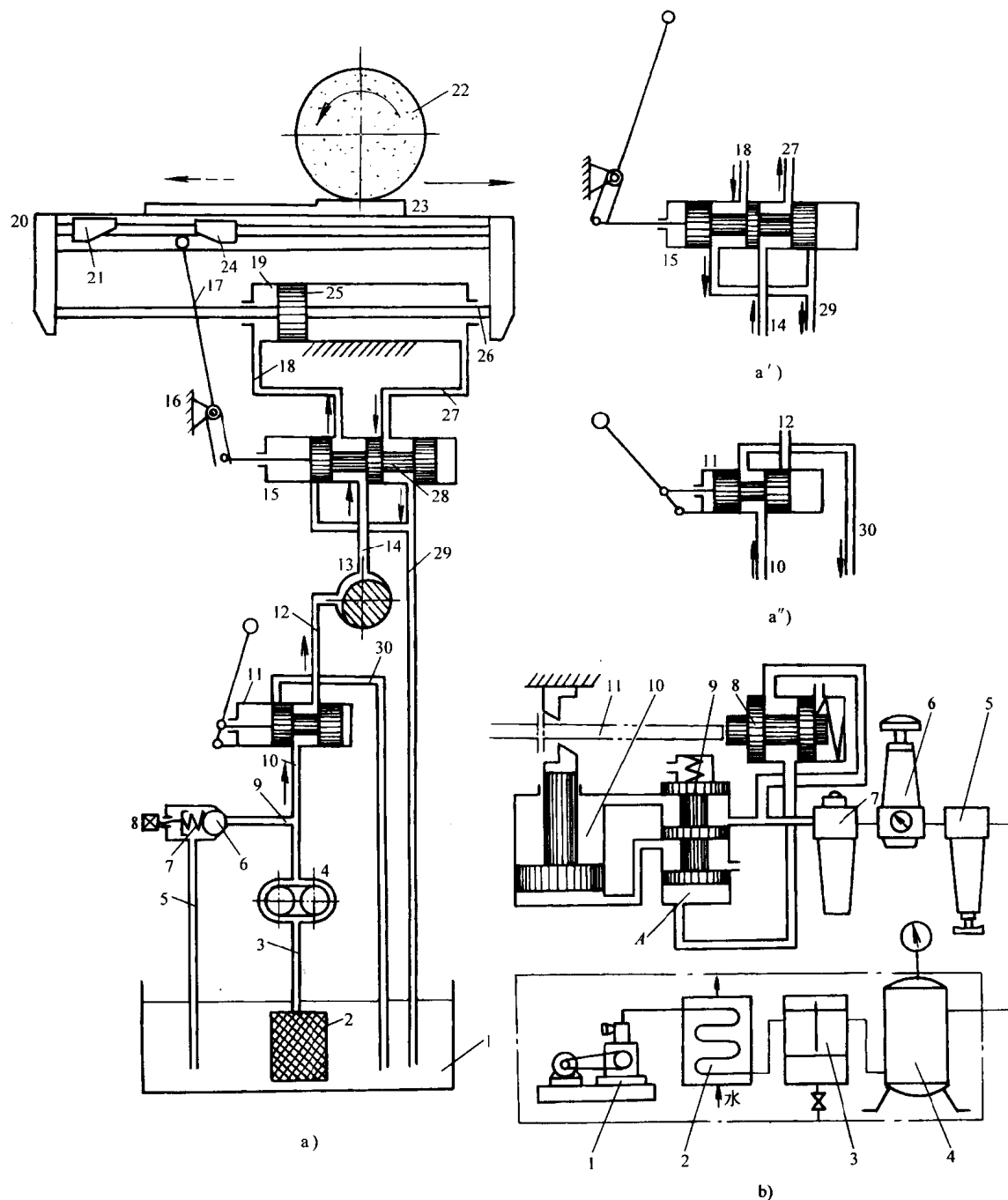


图 0-1 液压、气压传动系统工作原理图

a) 磨床液压系统

- 1—油箱 2—过滤器 4—液压泵 8—溢流阀(阀芯 6 弹簧 7)
 11—开停阀 13—节流阀 15—换向阀 16—固定点 17—换
 向杆 19—液压缸 20—工作台 21、24—挡块 22—砂轮
 23—工件 3、5、9、10、12、14、18、27、29—油管
 25—活塞 26—活塞杆 28—阀芯

b) 气动剪料系统

- 1—压缩机 2—冷却器 3—油水分离器 4—贮气罐
 5—分水滤气器 6—减压阀 7—油雾器 8—行
 程阀 9—换向阀 10—气缸 11—工料

在图 0-1b 系统中, 当工料 11 送入剪料机并达到预定位置时, 行程阀 8 的阀芯被推向右移把换向阀 9 的控制腔 A 接通大气, 于是, 在弹簧力作用下阀 9 下移。由空气压缩机 1 发生并经净化贮存在贮气罐 4 中的压缩空气, 经分水滤气器 5、减压阀 6、油雾器 7、换向阀 9 进入气缸 10 下腔, 推动气缸和活塞向上运动并使气缸 10 上腔的气经换向阀 9 排入大气。气缸活塞带动剪刀将工料 11 剪断并随之松开行程阀 8 的阀芯使之复位, 将排气通道隔断, 而进气通道接通。换向阀 9 控制腔内的气压于是升高, 阀芯被推向上移, 主气路被切换, 压缩空气进入气缸 10 上腔, 气缸活塞向下运动并使气缸下腔排气。活塞的向下运动带动剪刀复位, 准备第二次下料。

由上例可知, 气动系统也是一种能量转换与传送系统。但和液压系统相比, 由于所用的工作介质——气体的可压缩性, 使之在工作原理和装置构成上有别于前者。在工作原理方面, 气缸活塞的速度并不只和进入气缸的压缩空气流量有关, 而至少还和其膨胀过程有关。活塞的速度也不如液压传动那样平稳。因此在考虑气缸工作过程中的压缩空气流量和压力的时候, 往往运用平均的概念代替液压传动中的稳态值概念, 即平均压缩空气耗量 q_g (m^3/s) 和平均气缸工作压力 p_g (MPa) 来计量。气压传动严格说也不是一种简单的静压传动。

0.2 液压、气压传动系统的组成及图形符号

1. 液压、气压传动系统的组成 液压、气压传动系统一般有以下四部分组成。

(1) 能源装置 该装置用以提供一定流量或一定压力的液体或压缩空气。从能量转换的观点讲均是从机械能变换为流体压力能的装置。它是系统的能源, 系统由此取得能量。

由于系统工作介质的不同, 液压系统的能源装置由液压泵 (均为容积式泵) 及其保护装置构成, 一般为流量源, 也有为压力源; 气压系统的能源装置由空气压缩机、贮气罐、控制净化、安全保护和调压装置等组成, 它是一个压力源。空气压缩机在中、高压系统中通常用容积式的, 离心式压缩机用于大容量低压的场合。

(2) 执行装置 该装置用于连结工作部件并把流体的压力能转换为工作部件的机械能。它可以是作直线运动或摆动运动的液压缸、气缸 (统称为动力缸), 也可以是作回转运动的液压马达、气马达。

(3) 控制调节装置 该装置用于控制、调节系统中流体的压力、流量和流动方向, 以使执行装置完成一定规律的运动。例如上述例子中的压力阀、流量阀、方向阀等。

(4) 辅助装置 该装置用以组成整个系统并对系统的正常工作起重要的辅助作用。例如上述液压系统例子中的油箱、过滤器、油管等; 气动系统中的冷却器、油水分离器、贮气罐、分水滤气器、油雾器、消声器等。

2. 液压气压系统图的图形符号 图 0-1a、b 所示的液压气压系统图是一种用半结构式表示的工作原理图, 这种图直观性强, 容易理解, 但绘制起来比较麻烦。图 0-2a、b 是上述同一个系统但用标准图形符号绘制成的工作原理图。这些图形符号符合 GB786·1—1993 的标准 (见附录)。在 GB786·1—1993 的标准中, 用粗实线表示主流路, 虚线表示控制流路和泄漏流路; 在 GB786—1976 和—1965 中则用细实线表示泄漏流路。使用这些图形符号可使系统图简单明了, 便于绘制。当有些特殊或专用的元件无法用标准图形表达时, 仍可使用半结构示意形式。

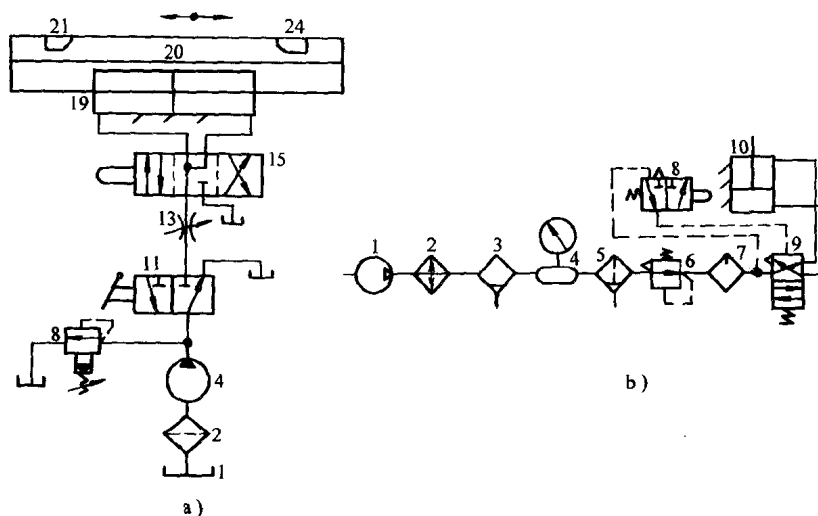


图 0-2 液压、气压系统图形符号图

- a) 磨床液压系统
 1—油箱 2—滤油器 4—液压泵 8—溢流阀 11—开停阀 13—节流阀 15—换向阀 19—液压缸 20—工作台 21、24—挡块
- b) 气动剪料机系统
 1—空气压缩机 2—冷却器 3—油水分离器 4—贮气罐 5—分水滤气器 6—减压阀 7—油雾器 8—行程阀 9—换向阀 10—气缸

0.3 液压、气压动力系统的控制方式

1. 单参数分散与多参数集中控制 在液压、气压动力系统中，单参数分散控制是把执行元件的输出量分解为运动方向、运动速度和推力等单项，并分别由方向控制阀、流量控制阀和压力控制阀加以控制的方式。一般的液压、气压传动均采用此种方式，在一部分比例控制中也采用此种方式。多参数集中控制由伺服阀、比例复合阀或比例、伺服控制变量泵实施对执行元件输出的运动方向、速度、推力的全面集中控制，液压、气压伺服控制系统和一部分比例控制系统采用此种方式。

2. 离散与连续控制 在液压、气压动力系统中，执行件的动力输出信号或是随时间连续变化或是离散的、非连续变化的信号。在离散控制方式中，有开关式控制和数字脉冲式控制。在一般的液压、气压传动系统中，因所用的各类阀门都只有有限几个工作状态或开、关状态，其对执行件实施的控制自然是一种开关式的控制。在电液比例和液压、气压伺服控制系统中，所用的各类比例阀和伺服阀可随输入信号连续按比例地改变自身的工作状态，其对执行件实施的控制因而是一种连续的控制。

数字脉冲式控制则是用各类高速开关阀（阀的换向时间大约仅为 $2\sim 3\text{ms}$ ）实施对执行件的高速脉冲控制，使执行件的宏观输出（平均输出）正比于输入的数字信号。这种控制方式是对开关控制方式的否定之否定，是数字计算机控制技术在本科领域的发展。

3. 开环与闭环控制 在液压、气压动力系统中，当执行件的动力输出无检测或仅检测有限几个开关信号但不时时和输入信号作量的比较，系统仅按预选确定的程序完成整个循环，则该系统的控制方式为开环控制方式。一般的液压、气压传动系统（包括气动行程顺序（程序）控制系统）均属开环控制系统，部分电液比例控制系统也属开环控制系统。图 0-3a 是开环控制的方框原理图。

闭环控制是一种误差控制方式如图 0-3b，其系统的输出被传感元件时时检测，又时时被反馈到输入端和输入量进行比较获得误差信号，并以此去控制输出。高精度的随动系统，定值控

制系统和过程控制系统均采用闭环控制方式。液压、气压动力系统中的伺服控制系统和部分电液比例控制系统也采用闭环控制方式。

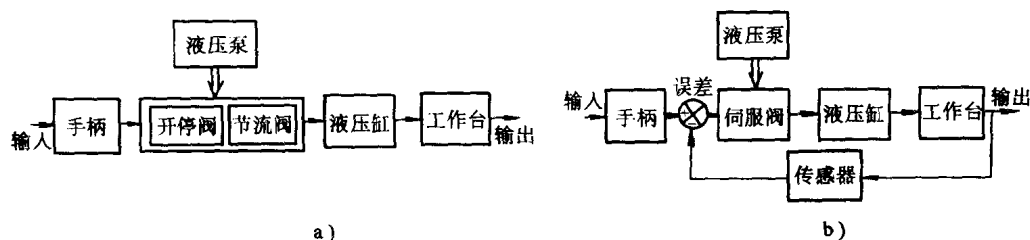


图 0-3 开环与闭环控制方框原理图

a) 开环 b) 闭环

0.4 液压、气压动力控制的特点、应用与发展

1. 液压动力系统的特点 液压动力系统（包括一般的液压传动）主要有以下一些优点：

1) 功率—重量比和转矩—惯性比大。液压动力系统工作压力高（可达 35MPa 甚至更高），因而在一定体积下能传递很大的动力。在同等功率下，液压动力系统具有重量轻、体积小、反应灵敏等优点。例如液压泵或液压马达的重量仅为同等功率电动机的 10%~20%，运动惯量不超过电动机的 10%。液压马达的起动时间大约为同等功率电动机 5%~10%。

2) 工作平稳，能在大范围内实现无级调速，还可以在运行过程中进行调速。

3) 易于实现自动化。当与电气或气压传动相配合使用时，更能实现远距离的操纵和自动控制。

4) 易于实现元件的通用化、标准化和系列化，便于设计、制造和推广使用。

液压动力系统也存在某些缺点，主要有：效率较低，长距离传输更甚；外漏油液易污染环境，故要求系统有良好的密封以防外漏；介质的工作温度范围有上、下极限的限制，系统的工作稳定性必受介质温度的影响；对液体介质的清洁度管理和元件的制造精度要求较高，因此，造价较高。

2. 气压动力系统的特点 气压动力系统有以下一些主要优点：

1) 以空气为介质，容易取得，用后排到大气中，处理方便。它不必象液压系统那样需设置回收油箱和管道。如有外泄也不会污染环境。

2) 因空气的粘度很小（约为液压油动力粘度的万分之几），故流动中损失小，便于集中供气、远距离输送。

3) 气动动作迅速，工作介质与设备维护简单，成本低。如与液压传动相配合，构成所谓气液传动则能发挥气压讯号传递快、液压动力平稳的优点。

4) 工作环境适应性好，特别在易燃、易爆、多尘埃、强磁、辐射、振动等恶劣工作环境中，比液压、电气控制优越。

气压动力系统的缺点有空气可压缩，系统执行件工作速度平稳性较差；因气体工作压力不宜太高，故输出动力较小（不大于 10~40kN）；噪声大，需加消声器；气动信号传递速度比光电信号慢，故不宜用于高速传递信号的复杂回路。

3. 液压、气压动力系统的应用与发展 液压、气压动力系统由于其明显、独特的优点，而在许多经济领域与工业部门均得到了广泛的应用。

在机械制造业中，有磨床、铣床、刨床、拉床、珩磨机床等金属切削机床，压力机、剪床、

折弯机、滚板机等各类锻压机床，各类机械加工生产线、自动线；在汽车工业和工程交通运输工业中，有液压动力转向、液压、气压制动、各类自卸汽车、消防车、越野车、气垫船等，有推土机、铲运机、挖掘机、平地机、隧道开掘机、活动桥梁启闭机、水坝闸门启闭机、轮渡引桥升降机、起重机、叉车等；在船舶、动力工业中，有舵机、锚机、起货机、舱口开启等，有电站自动控制、原子能反应堆的控制等；在冶金、采矿、矿山机械工业中，有轧钢机的自动化、电炉和转炉控制、冶金炉的装料、金属的冶炼、烧结、冷轧、热轧及打捆、包装等，有采矿用风钻、矿井液压支架、海上石油钻井平台等；在农机、轻工、纺织、食品工业中，有各类液压、半液压农业机械、拖拉机收割机液压悬挂装置，有塑料成形机、橡胶压型机、纺织机、造纸机及各类制品的加工生产线；在航空、航天、化工和国防工业中，有飞机、火箭、导弹的各类液压、气压控制装置，有化工原料输送、有害液体灌装、炸药包装、石油钻采等气压动力控制装置与设备，有陆、海、空三军武器装备中的液压自动控制、调节和自动瞄准定位系统。

液压、气动技术的发展，可追溯到人们利用自然风力推动风车带动水车提水灌田，利用风箱产生的压缩空气鼓风炼铁炼铜的年代，追溯到公元前 200 年人类制成第一台水轮机并开始利用水能的年代。但至 17 世纪帕斯卡提出著名的帕斯卡定律，才开始奠定了流体静压传动的理论基础。从那以后，18 世纪末，英国制成世界上第一台水压机，19 世纪出现了液压龙门刨床、六角车床和磨床。到 20 世纪二次大战期间，在一些兵器上用上了功率大、响应快、动作准的液压自动控制装置，大大提高了兵器的性能，也大大促进了液压技术的发展。从 1940 年底飞机上首先出现的以伺服电机拖动滑阀的电液伺服系统到 60 年代各种结构的电液伺服阀相继问世，特别是以摩格为代表的采用干式力矩马达和级间力反馈的电液伺服阀的出现和各类电反馈技术的应用，标志着电液伺服控制技术的日臻成熟。电液伺服系统也已逐渐成为武器和航空、航天自动控制及一部分民用工业设备的重要组成部分。在这期间，随着世界各国经济的恢复和发展，液压及气动技术在各种自动机及自动生产线上也得到了广泛的应用。

60 年代后，原子能技术、空间技术、计算机技术和微电子技术等的发展再一次将液压气动技术推向前进，使它发展成为包括传动、控制、检测在内的一门完整的自动化技术，使它在国民经济的各个方面都得到了广泛的应用。这时，甚至连各类民用工程也对电液控制技术的需求十分迫切和广泛。然而，传统的电液伺服控制技术却由于制造成本、系统能耗和维护费用较高，而难以为各工业用户所接受；传统的开关开环式控制技术又难以满足质量控制设备的要求。在这情况下，一种可靠、价廉，控制精度和响应特性均能满足工业控制设备实际需要的电液控制技术——工业伺服和电液比例控制技术便悄然崛起。经过几十年的实践，至今已取得重大进展。与此同时，在实现液压技术高压、高速、大功率、高效率 and 液压、气动技术低噪声、经久耐用和高度集成化方面也取得了重大进展。气动无油系统的出现必将使气动技术得到更为广泛的应用与发展。

除模拟式电液控制元件外，数字或脉冲式比例控制元件也逐渐得到开发和应用。

液压、气动控制技术进入了一个新的发展阶段。

我国的液压、气动技术也经历着一个起始、成熟与发展的过程，但从总体上说还落后于世界的先进水平，国产元件以至整机在性能、可靠性、使用寿命和制造技术等方面也存在着不少问题。这和我国的国民经济与科学技术的总体水平、生产管理水平和人员的素质都有着密切的关系。因此应加速对世界先进技术和产品的有计划引进和消化、吸收，加速人才素质的培养和整个科学事业的发展，规范日常的生产管理和技术监督，才能使我国的科学技术在上述领域赶上世界先进水平。

第 1 章 液压、气压传动基础理论

1.1 流体的概念

在液压与气压传动中所使用的工作介质分别是液体和气体，两者合称为流体。

从微观的观点来看，流体是由分子所组成的，分子不断不规则地运动着，且分子间具有一定的空隙（气体的空隙较大，液体的较小），这就产生了空间点上运动、状态参数（速度、压力、密度等）不确定的问题。如空间内某点刚好位于分子间隙中，该点的运动速度为零，但当某个分子运动到该点时，该点突然具有该分子的运动速度，这就给我们处理问题带来了困难。但就工程技术来说，那怕是在最小的计算单位所规定的空间里，仍然包含了不可计数的分子，这些分子虽然处于永恒的运动状态，但从宏观上看分子群却都处于平衡状态。我们所研究的是流体分子所表现出来的平均性质，所以可以以宏观的质点作为流体的基本单位，一个质点内部可以包含一群分子，质点的运动参数即为该群分子运动参数的统计平均值，并且认为质点与质点之间没有间隙。因此，力学上把流体看成是由无数极其微小的质点所构成的易于流动的连续介质。

对于一定质量的液体，它有与容器形状无关的确定的体积，即虽然液体的形状总是取决于容器的形状，但它也只是充满与其体积相等的那部分容积。气体则相反，它的容积是变化的，它始终充满容纳它的容积。因此，一定质量的液体具有一定的体积，而一定质量的气体却始终充满容纳它的容积。

对于液体，压力变化时其体积的变化很小，以致在大多数工程应用场合可以忽略。压力对气体的影响则很大，压力增加，气体容积减小，压力减小，气体容积增大。

1.2 流体的物理性质

1.2.1 密度、重度、比体积

流体内某点处的微小质量 Δm 与其体积 ΔV 之比，当体积 ΔV 收缩到趋于零时，其比值的极限称为流体在该点的密度 ρ

$$\rho = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta m}{\Delta V} = \frac{dm}{dV} \quad (1-1)$$

若将微小质量 Δm 换成微小重量 ΔW ，则可得重度 γ 的定义及其表达式如下

$$\gamma = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta W}{\Delta V} = \frac{dW}{dV} \quad (1-2)$$

对于匀质流体，其密度和重度分别为

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1-3)$$

$$\gamma = \frac{W}{V} \quad (1-4)$$

据牛顿第二定律有

$$W = mg$$

故有

$$\gamma = \frac{W}{V} = \frac{mg}{V} = \rho g \quad (1-5)$$

密度的倒数称为比体积, 用符号 $\tilde{V}$ 表示, 即 $\tilde{V} = 1/\rho$, 它是单位质量流体所占的体积。

在 SI 制中, 密度 ρ 的单位为 kg/m^3 , 重度 γ 的单位为 N/m^3 , 比体积 $\tilde{V}$ 的单位为 m^3/kg 。液压传动系统中常用的介质为矿物油, 在一般使用温度与压力范围内, 其密度 $\rho \approx 900 \text{kg}/\text{m}^3$, 重度 $\gamma \approx 8800 \text{N}/\text{m}^3$ 。

空气的密度和重度与温度及压力有关, 根据单位体积气体的状态方程可得

$$\gamma = \gamma_0 \frac{T_0}{T} \frac{p}{p_0}$$

在 $T_0 = 273\text{K}$, $p_0 = 1.013 \times 10^5 \text{Pa}$ 的基准状态下干空气的重度 $\gamma_0 = 12.68 \text{N}/\text{m}^3$, 则空气在不同温度 and 不同压力时的重度为

$$\gamma = 12.68 \times \frac{273}{273+t} \times \frac{p}{1.013 \times 10^5} (\text{N}/\text{m}^3) \quad (1-6)$$

式中, p 为空气的绝对压力 (Pa); t 为空气的温度 ($^{\circ}\text{C}$)。

1.2.2 压缩性和热膨胀性

流体内压力变化时其体积发生变化的性质叫可压缩性; 而温度变化时流体体积发生变化的性质叫热膨胀性。压力和温度对液体体积的影响很小, 而对气体体积的影响很显著。

可压缩性的大小可用压缩系数 κ 来衡量, 其定义为: 当流体内压力发生单位变化时流体体积的相对变化量。即

$$\kappa = -\frac{dV}{V} \cdot \frac{1}{dp} = -\frac{d\tilde{V}}{\tilde{V}} \cdot \frac{1}{dp} \quad (1-7)$$

式中, dp 为流体压力的微分; dV 、 $d\tilde{V}$ 为流体体积、比体积的微分。

压缩系数 κ 的倒数称为体积弹性模量, 用 β 表示, 即

$$\beta = \frac{1}{\kappa} = -V \frac{dp}{dV} \quad (1-8)$$

由于压力增加时, 流体体积减小, 为使 β 或 κ 为正值, 所以在式中加上了一个负号。

当气体压力变化时, 可能产生温度的变化, 所以只有知道了变化过程, 才能确定 β 或 κ 值, 在工程技术上常遇到的是等温和等熵过程, 若用下角标 T 表示等温过程, S 表示等熵过程, 则有

$$\kappa_T = -\frac{1}{\tilde{V}} \left(\frac{\partial \tilde{V}}{\partial p} \right)_T \quad \text{或} \quad \beta_T = -\tilde{V} \left(\frac{\partial p}{\partial \tilde{V}} \right)_T$$

$$\kappa_S = -\frac{1}{\tilde{V}} \left(\frac{\partial \tilde{V}}{\partial p} \right)_S \quad \text{或} \quad \beta_S = -\tilde{V} \left(\frac{\partial p}{\partial \tilde{V}} \right)_S$$

由于在等温过程时 $p\tilde{V} = \text{const}$, 则 $\left(\frac{\partial p}{\partial \tilde{V}} \right)_T = -\frac{p}{\tilde{V}}$, 而等熵过程时 $p\tilde{V}^k = \text{const}$, k 为等熵指数, 则 $\left(\frac{\partial p}{\partial \tilde{V}} \right)_S = -\frac{kp}{\tilde{V}}$, 代入上式则可得气体的体积弹性模量为

$$\left. \begin{aligned} \beta_T &= -\tilde{V} \left(\frac{\partial p}{\partial \tilde{V}} \right)_T = -\tilde{V} \left(-\frac{p}{\tilde{V}} \right) = p \\ \beta_s &= -\tilde{V} \left(\frac{\partial p}{\partial \tilde{V}} \right)_s = -\tilde{V} \left(-\frac{k p}{\tilde{V}} \right) = k p \end{aligned} \right\} \quad (1-9)$$

对于液体来说, 其体积弹性模量 β 值虽也与压力、温度及压缩过程有关, 但影响甚小。因此, 在压力、温度变化不大的工程应用中常将 β 视为常值, 而在液压传动的稳态工况下, 又常把液体看成是不可压缩的介质。

对于常用的纯液压油, 其压缩系数很小, 体积弹性模量很大, β 的平均值在 $1.4 \times 10^9 \sim 2.0 \times 10^9 \text{ N/m}^2$ 范围内, 但如果液体中混有空气, 则混气液体的压缩性将显著增加, 其体积弹性模量的有效值 (用 β_e 表示) 将显著降低。如当油中混有 1% 的空气时, β_e 值将降到纯油的 5% 左右, 当油中混有 5% 的空气时, β_e 值将降到纯油的 1% 左右。在液压动力系统的动态计算中常用 $\beta_e \approx 7 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ 。

流体体积随温度变化而变化的性质称为热膨胀性, 其大小用热膨胀系数 α 表示, 即

$$\alpha = \frac{1}{\tilde{V}} \left(\frac{\partial \tilde{V}}{\partial T} \right)_p \quad (1-10)$$

该式表示流体在某恒定压力下, 当温度改变 1K 或 1°C 时引起的相对体积变化量。

对于液压用油, 从工程实用观点来看, 可认为 α 只取决于油液本身而与压力及温度无关, 其数值可参阅表 1-1。

表 1-1 15°C 时不同密度油液的 α 值

$\rho_{15^\circ\text{C}} / \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$	0.70	0.80	0.85	0.90	0.92
α	8.2×10^{-4}	7.7×10^{-4}	7.2×10^{-4}	6.4×10^{-4}	6.0×10^{-4}

对于气体, 其膨胀系数 α 较大, 由状态方程 $p\tilde{V} = RT$ (见 (1-20) 式) 可得

$$\left(\frac{\partial \tilde{V}}{\partial T} \right)_p = \frac{R}{p}$$

则有

$$\alpha = \frac{1}{\tilde{V}} \left(\frac{\partial \tilde{V}}{\partial T} \right)_p = \frac{R}{p\tilde{V}} = \frac{R}{RT} = \frac{1}{T} \quad (1-11)$$

式中, T 为空气的热力学温度 (K)。

1.2.3 粘性

流体在外力作用下流动时, 其质点之间将产生相对运动, 此时, 相邻流层的接触面上会产生阻碍这种相对运动的内摩擦力, 这种性质叫做流体的粘性。流体只在流动时才呈现粘性, 静止流体不呈现粘性。粘性是流体的固有属性之一, 其大小用粘度来衡量。

以图 1-1 为例, 两平行平板间充满匀质流体, 平板面积足够大, 以致可以忽略平板四周边界的影响。设下平板固定不动, 上平板以速度 u_0 向右运动。紧贴于上平板的流体在附着力的作用下粘附于上平板上, 并以速度 u_0 跟随平板一起移动; 紧贴于下平板的流体则粘附于下平板上与下平板一起保持静止。中间各层流体的速度沿 y 坐标从上

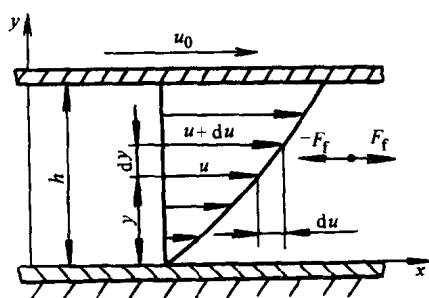


图 1-1 流体粘性试验

到下依次递减。在相邻流层的接触面上，由于粘性而产生内摩擦力（图中以 $\pm F_t$ 表示），其中， $-F_t$ 作用在上层流体上对上层流体起阻滞作用； $+F_t$ 作用在下层流体上对其起拖曳作用， F_t 和 $-F_t$ 是一对作用力与反作用力。

根据实验测定得知，两摩擦力的大小 F_t 与流层的接触面积 A 成正比、与流层相对速度对流层间距离的变化率 du/dy 成正比，即

$$F_t = \mu A \frac{du}{dy} \quad \text{或} \quad \tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (1-12)$$

式中， τ 为切应力（MPa）； μ 为动力粘性系数或动力粘度（Pa·s）。

若平板间距离足够小，则速度沿 y 坐标按线性规律变化，此时 $\frac{du}{dy} = u_0/h$ ，上式变为

$$F_t = \mu A u_0 / h = B u_0 \quad (1-13)$$

式中， B 称为相对运动表面间的粘性摩擦系数。

动力粘度 μ 与密度 ρ 的比值称为流体的运动粘度，用 ν 表示，即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1-14)$$

运动粘度的单位是 m^2/s ，以前曾沿用的单位是 St （沱， cm^2/s ）， $1\text{m}^2/\text{s} = 10^4\text{St} = 10^6\text{cSt}$ （厘沱）。

我国目前常用运动粘度来表示油液的牌号，例如N32号液压油，就是指该油在 40°C 时的运动粘度的平均值为 $32\text{mm}^2/\text{s}$ 。

动力粘度和运动粘度是理论分析和计算中的常用粘度，可用特定的仪器来测量。但为方便计工程上常采用相对粘度法测量液体的粘度。我国采用的相对粘度为恩氏粘度，它用恩氏粘度计测定，即将200mL的被测液体装入恩氏粘度计的容器中并加热到所需温度 $t^\circ\text{C}$ 后，测出这些液体从容器底部直径为 $\phi 2.8\text{mm}$ 的小孔流尽所需的时间 t_1 （s）；再测出200mL、温度为 20°C 的蒸馏水经同一个小孔流尽所需的时间 t_2 （s），这两个时间的比值就是被测液体在该温度 $t^\circ\text{C}$ 下的恩氏粘度，用 $^\circ\text{Et}$ 表示，即 $^\circ\text{Et} = t_1/t_2$ 。一般以 20°C 、 40°C 、 50°C 及 100°C 作为测定液体粘度的标准温度。

恩氏粘度和运动粘度可通过下列经验公式进行换算。

$$\nu = \left(7.31^\circ\text{Et} - \frac{6.31}{^\circ\text{Et}} \right) \times 10^{-6} (\text{m}^2/\text{s}) \quad (1-15)$$

流体的粘度对流动影响极大。粘度小，摩擦阻力小，流动性好；粘度大，摩擦阻力大，流动性差，能量损失也大。

流体的粘度与温度、压力有关，特别是受温度的影响较大。对于气体，产生粘性的主要原因是分子群定向运动中的动量交换，而分子不规则热运动的强度则代表参与动量交换的分子数目，当温度升高时，这种动量交换增多，因而粘性增大；对于液体，产生粘性的主要原因是分子间的引力（或内聚力），当温度升高时，分子间的内聚力下降，因而粘性减小。如图1-2所示。

流体动力粘度 μ 随温度 $t^\circ\text{C}$ 的变化，可按下列经验公式计算

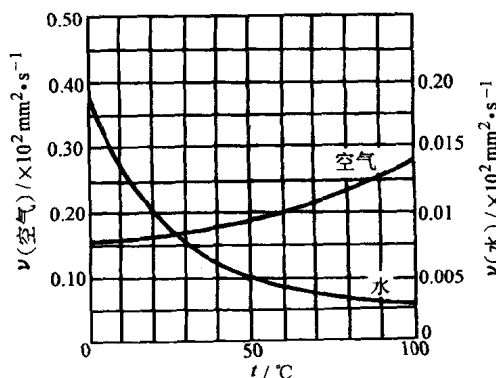


图 1-2 水和空气的粘温曲线