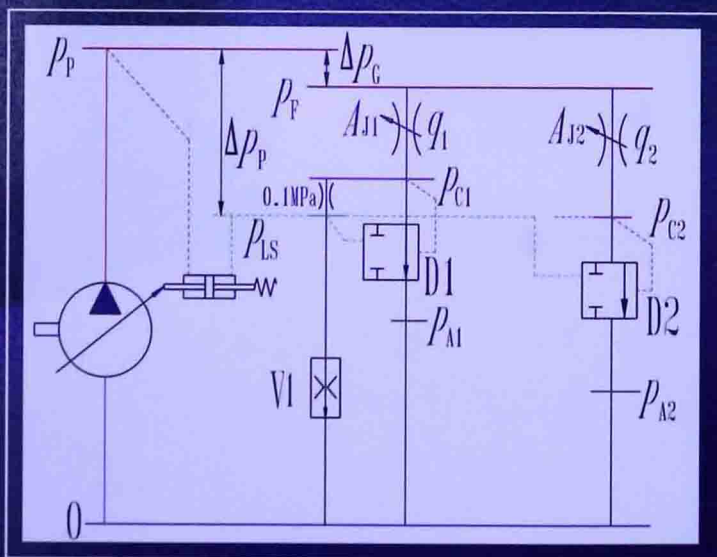




液压速度控制技术

张海平◎编著

面向实际，跟踪国际先进水平，深入剖析了液压技术在多种工况下控制速度（流量）的**近百种方法**，大量采用**压降图方法**对回路进行深入分析，帮您快速读懂和掌握复杂液压回路图。



液压速度控制技术

张海平 编著

机械工业出版社

本书系统、深入地剖析了液压技术在多种工况下控制速度（流量）的百余种方法：从简单液阻控制开始，直到国外二十世纪八九十年代发展起来的各种负载敏感控制方法——AVR、CLSS、LSC、LUDV、EPC、容积控制等，很多回路采用压降图方法作了详尽的分析。这些都是目前国内鲜有专业书籍完整介绍的，而又是当前每个从事液压系统设计的技术人员都应该了解和掌握的关键技术。

本书由浅入深，力求通俗易懂，适合于机械类专业从业人员，各类机械、特别是工程机械和农业机械的系统设计师，以及大学、高职液压专业教师等参考使用；也可以作为在校机械类本科生和研究生流体动力控制专业课程补充读物，以及在职液压技术人员的培训教材，可以帮助他们深入认识液压技术的各种速度（流量）控制方法，为技术创新打下基础。

图书在版编目（CIP）数据

液压速度控制技术 / 张海平编著.

—北京：机械工业出版社，2014.9

ISBN 978-7-111-47272-8

I. ①液… II. ①张… III. ①液压技术—速度控制—研究 IV. ①TH137

中国版本图书馆 CIP 数据核字（2014）第 148351 号

机械工业出版社（北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037）

策划编辑：张秀恩 责任编辑：张秀恩 杨明远

责任校对：舒莹 封面设计：陈沛

责任印制：乔宇

保定市中华美凯印刷有限公司印刷

2014 年 10 月第 1 版第 1 次印刷

169mm×239mm·26.5 印张·1 插页·518 千字

0001—3000 册

标准书号：ISBN 978-7-111-47272-8

ISBN 978-7-89405-552-1（光盘）

定价：138.00 元（含 1CD）



凡购本书，如有缺页、倒页、脱页，由本社发行部调换

电话服务

社服务中心：（010）88361066

销售一部：（010）68326294

销售二部：（010）88379649

读者购书热线：（010）88379203

网络服务

教材网：<http://www.cmpedu.com>

机工官网：<http://www.cmpbook.com>

机工官博：<http://weibo.com/cmp1952>

封面无防伪标均为盗版

前 言

亲爱的读者，首先，感谢你购买和阅读本书。

我猜想，你是或将是液压机械的使用者、调试员或设计师。你打算阅读这本书，一定是希望知道，液压技术是怎么实现速度控制的。液压作为一门传动与控制技术，可完成的和只能完成的任务就是推动和限制某个机械部件运动。既然是运动，当然必须控制速度：太慢，则效率太低；太快，也会影响任务的合理完成，甚至导致事故发生。所以，你的愿望是朴素而又合理的。

不过，如果我现在告诉你：“液压技术，在绝大多数场合，都不能直接控制运动速度，很少有液压元件能够直接控制执行器的速度！”你会不会大叫：“又上当啦，又被一个‘砖家’骗了！既然不能，何必要写此书？”不过，你也先不必忙于合上书本，且看完下面这段话。

你肯定知道，汽车驾驶员要对汽车的速度负责。可是，仔细想一想，汽车驾驶员能直接控制速度吗？不能！大多数汽车的驾驶员只能通过加速踏板控制进入气缸的燃料量，或通过制动踏板消耗汽车的运能，间接地控制汽车速度。汽车的实际运动速度还取决于许多其他因素。

液压技术也是这样，大多数液压元件只能通过控制进入执行器的流量来间接地影响执行器的运动速度，就是所谓的调速阀也不例外。唯一的例外——排量可变的马达，在输入流量不变的前提下，改变马达的排量，可以算是直接改变马达的转速。

因此，本书主要是围绕液压技术如何控制流量来展开讨论的。这确实有点“挂羊头，卖狗肉”，名不副实。但这是真实情况，与其糊弄，不如坦白：你关心的是控制速度问题，液压只能控制流量，间接地影响速度。

尽管液压技术控速能力有限，可是，目前很多场合，还没有比它更适当的控制方式，所以液压技术还是获得了广泛的应用。明确地意识到流量控制与速度控制之间的差别，有助于正确应用液压技术。

应用液压传动技术的目的，就是为了利用液压执行器（液压缸和马达等），把液压能转化为需要的机械能，克服负载的反抗——力或转矩，使负载按希望的速度进行运动，或到指定的位置。在这里，是流量决定了速度。因此，如何调节流量，使执行器的运动速度（加速度）满足主机设计师及用户的要求，同时，还要尽可能地节能、降低投资成本和运营成本，就成了液压系统设计师的最基本、也最具挑战性的任务。

要造出优秀的液压系统，不仅需要性能优良的液压元件，还需要恰当的液压回路，能把它们最佳地组合在一起。在我编著《液压螺纹插装阀》^[2]一书时，就有很多朋友提出，希望我多介绍一些实用的液压回路。只是那书篇幅已经不小，而近二三十年来，工业先进国家的液压技术在回路方面也有了长足的进步，出现了很多新的回路，即使单写一本书也是难以做到完全介绍、深入剖析的。

有鉴于此，作者结合自己二十余年来在德国从事液压系统研发的经验和心得，编著本书，介绍分析液压技术控制速度（流量）的各种方法，特别是一些二十世纪八九十年代以后出现的，用于移动工程设备，但目前尚未见有学术专著论述的一些方法。希望帮助读者系统地、深入地了解近代液压的各种速度（流量）控制回路，为技术创新打下基础。

著名的液压专家路甬祥教授指出：“在我们学科，大量是集成化的创新应用，根据应用的需要和需求，把已有的技术、最适合的技术集成起来，组成一个新的技术，这也是创新，而且是非常有作为的创新。”液压技术中还有很多组合的可能性未被充分研究与实现。只要博采已有的技术，深入了解其特点与局限性，融会贯通之后，新主意就容易出来了。要想不花苦功，守株待兔，等待灵感的到来，那几率是极低的。秉承这样的宗旨，本书尽可能搜罗已有的技术，对流量控制方法作系统性的梳理，分析各种组合的可能性，为读者的创新铺路。

当然，本书不可能也不需要罗列所有速度（流量）控制回路，重点在于提供一些新的思考方法、思考角度。

作者非常赞同中国液气密工业协会沙宝森先生提倡的“凡事都要具体，只有具体才能深入”。因此，在本书中，尽可能地多用图，把论述具体化，以便深入。

本书采用压降图分析或表达液压回路，从而可以深入地、直观地反映出液压回路，特别是复杂回路中的压降过程和控制因素。因为压降是液压回路的核心本质。压降图可以通过测试验证，可以帮助使用者提高测试分析实际系统的能力，理解实测结果。

本书对流量控制方法的剖析扩展到了非正常工况。因为，作为一个工程师，一定要清醒地认识到在非正常工况下可能出现的后果，才能防范事故，减少损失。

当前，由于环保节能的大趋势要求，固定液压设备受到电驱动技术的竞争和排挤，发展相对缓慢。移动液压设备，特别是在车辆、工程机械和农业机械上的应用，则迅速发展，所占比重已大大超过了固定液压设备。有鉴于此，本书力求内容符合这一趋势，较近代化。如HAWE、Eaton、Bucher的平衡阀，AVR、CLSS、LSC、LUDV、东芝等回路，马达变速回路、功率分流等，都是出现于二十世纪八九十年代，而国内至今鲜有书籍深入分析介绍过的。

温故而知新，本书假定读者已读过大专或大学液压传动教材，对液压已有基

础性的了解。从液压教材中已介绍过的基础知识出发，由简入繁，逐步深入，努力做到无缝衔接。有些回路可能读者已在其他书籍中看到，或从自己的工作中了解过，在本书中作者试图从另一个角度分析，以深化读者对它的认识。书中各部分大都以前面的介绍为基础，因此建议不要跳读。

现代的一些工程机械的液压回路，如挖掘机、旋挖钻、连续墙抓斗等，看上去相当复杂，但万变不离其宗，按执行器分解开来看，也不复杂。只要掌握了基本回路，理解整机的回路也就不难了。

作者认为，对于液压技术人员：

1) 能掌握揭示液压技术内在规律的数学公式，肯定是好事。但是，公式推导要为分析实际工况服务，定性分析先于定量分析，因果关系重于数学公式。所以，本书尽可能地把一些复杂的数学推导放在附录中，以提高本书的易读性。

2) 尽管液压技术中准确计算是不可能的，但是还是应该尽可能地做一些估算，以减少盲目性。为此，作者把一些常用的计算公式都转化成 EXCEL 计算表格，放在书附光盘中，以便读者应用、检验、理解。

由于国内的液压技术术语大多是舶来词，多人各自翻译，很不统一，有些直译未反映本意，似是而非，容易引起误解。本书尽可能列举各种同义词，纠正了一些名不副实的名称，以便利初学液压者。

关于压力单位问题。作者查阅了欧美所有世界知名液压公司的产品样本：压力单位全都使用 bar，没有一家公司的产品样本中出现过 MPa 这个单位。但为了执行我国关于法定计量单位的规定，作者不得不花了很多精力，把所引用的材料中的 bar 都一一改为 MPa。但希望读者还是能非常熟悉 bar：1bar=0.1MPa。这样，将来在阅读国外产品样本时才不会有困难。

根据 GB 3102.3—1993，质量流量的代号为 q_m ，体积流量的代号为 q_v 。鉴于在液压技术中，只使用体积流量，行业内也普遍接受代号 q ，所以为了简洁起见，本书中用 q 表示体积流量。

目前，在液压系统中使用的压力（工作）介质，虽说主要还是矿物油（约占 85%~95%），但是，为了安全、环保等各种因素，其他液体，如难燃油、油包水、水包油悬浮液、可生物快速降解的合成酯、植物油等用做压力（工作）介质的也越来越多。为叙述简便起见，本书仍使用“液压油”代表所有压力介质。

全面地来说，输送液体的泵有容积式和动力式两大类。因为液压技术中几乎不使用动力式泵，所以本书中略去“容积式”，简称其为“液压泵”或“泵”。

“马达”一词，有时也用于称呼电动机和汽车发动机，但都属于不规范汉语，应该避免使用。按国家标准《GB/T 17446—2012 流体传动系统及元件 词汇》，马达含“液压马达”和“气动马达”。因为本书不涉及气动，所以，本书中的“马达”专指“液压马达”。

VI 液压速度控制技术

为缩减篇幅，本书使用下列简称代替全名。

IFAS——Institut für Fluidtechnische Antriebe und Steuerungen, RWTH Aachen
德国亚琛工业大学流体传动与控制技术研究所

伊顿——Eaton-Vickers 公司

派克——Parker Hannifin 公司

力士乐——Bosch-Rexroth AG 公司

布赫——Bucher Hydraulik 公司

哈威——HAWE Hydraulik SE 公司

贺特克——HYDAC International 公司

林德——Linde Hydraulics 公司

升旭——Sun Hydraulics 公司

丹佛斯——Danfoss 公司

川崎——Kawasaki Heavy Industries 公司

卡特——Caterpillar 公司

泰丰——山东泰丰液压股份有限公司

国瑞——上海国瑞液压机械有限公司

本书所附的光盘中有各章的数字版插图，读者在需要时，可以利用电脑放大观看。

本书分段较多，排版较松，是希望层次清晰，给读者在阅读时留出喘息、思索、批注的空间。通过批注，提出问题、疑惑，纠正错误，才能加深理解。作者至今为止所翻阅过的所有国内外液压教科书或专著多少都有错误或可改进之处。如果读者有判断能力，少量错误并不可怕。通过发现和纠正错误也可以学习和提高自己。

本书中很多内容不是抄现成的，而是作者自己想出来，编出来，译出来，属于“无中生有”，第一次见诸文字的，所以，尽管反复检查多次修改，难免还有错误。作者衷心欢迎读者提出意见和建议，作者电子信箱：hpzhang856@sina.cn。读者还可通过作者的博客 <http://blog.sina.com.cn/lwczf>，反映意见，查阅不断更新的勘误表。

同济大学阎耀保教授细致地审阅了本书全部初稿，哈尔滨工业大学姜继海教授审阅了第12章，香港联合出版集团资深编辑赵斌先生审阅了本书前言与尾声，他们都提出了中肯的指导性的改进意见，作者谨在此表示衷心感谢。并也在此特别感谢我的博士后导师巴克先生（前大学教授、博士工程师、多重名誉博士 Wolfgang Backé）。是他提醒我，要注重实际，到实际中去，使我从一个脱离实际的教师变成一个研究实际问题的工程师，并注重归纳和提炼总结实践中的生动经历和经验。

本书写作期间得到了上海同济大学“985 三期”模块化专家引智计划资助，作者谨在此表示衷心感谢。

感谢本书所引用的参考文献的所有作者。由于本书写作时间较长，有些引用文献可能遗漏标注，恳请有关作者谅解。

作 者

目 录

前言

第 1 章 绪论	1
1.1 测试是液压技术的基础	1
1.2 节能的必要性与基本途径	8
1.3 压降图	10
1.4 速度(流量)控制回路分类	11
1.4.1 单泵回路与多泵回路	12
1.4.2 单执行器回路和多执行器回路	12
1.4.3 定流量回路与变流量回路	12
1.4.4 开式回路与闭式回路	13
1.4.5 液阻控制回路与容积控制回路	17
1.4.6 简单液阻控制回路和含定压差阀控制回路	18
1.4.7 开中心回路与闭中心回路	19
1.4.8 初级回路与次级回路	21
1.4.9 流量、压力与功率适应回路	22
1.4.10 根据执行器的特点分类	22
1.5 液压技术中的基本因果关系	24
第 2 章 液压执行器中的因果关系	26
2.1 负载决定压力	26
2.1.1 简化稳态工况	26
2.1.2 非稳态工况	36
2.1.3 各种类型的负载	37
2.1.4 液压系统中压力多变	43
2.2 流量决定速度	48
2.2.1 液压缸的流量速度特性	48
2.2.2 液压缸终端缓冲装置	50
2.2.3 流量突变时压力速度的动态变化过程	52
2.2.4 马达的流量转速特性	54
2.2.5 马达排量调节	58
2.2.6 闭环速度调节系统	62

第 3 章 液压源	64
3.1 原动机的特性	64
3.1.1 交流电动机	64
3.1.2 直流电动机	71
3.1.3 内燃机	73
3.2 液压源的工况	75
3.2.1 恒排量工况	75
3.2.2 恒压工况	76
3.2.3 恒压差工况	81
3.2.4 恒功率工况	83
3.2.5 外控调节排量概述	89
3.3 液压泵的流量脉动	90
3.3.1 流量脉动的原因	91
3.3.2 流量脉动的影响	93
3.3.3 降低流量脉动的措施	95
第 4 章 液阻	98
4.1 液压阀的本质	98
4.2 固定液阻	103
4.2.1 缝隙的液阻	103
4.2.2 细长孔的液阻	104
4.2.3 薄壁孔的液阻	104
4.3 可变液阻	106
4.4 节流阀	110
4.4.1 单通道节流阀	110
4.4.2 多通道节流阀	114
第 5 章 单泵单执行器简单液阻控制回路	122
5.1 进口节流回路	122
5.1.1 组成	122
5.1.2 特性	124
5.1.3 实际应用	128
5.2 出口节流回路	130
5.2.1 组成	130
5.2.2 特性	133
5.2.3 实际应用	136
5.3 旁路节流回路	139

5.3.1	组成	139
5.3.2	特性	141
5.3.3	实际应用	144
5.4	进出口节流回路	147
5.4.1	组成	147
5.4.2	特性	150
5.4.3	实际应用	154
5.5	综述	158
5.5.1	可能配合的液压源工况	158
5.5.2	其他可能的节流口组合	159
第 6 章	单泵单执行器含定压差阀的液阻控制回路	162
6.1	定压差阀	162
6.1.1	基本结构与工作原理	162
6.1.2	类型	163
6.1.3	稳态特性	166
6.1.4	动态特性	168
6.2	使用二通流量调节阀的流量控制回路	170
6.2.1	二通流量阀	170
6.2.2	二通流量阀设置在执行器进口或出口	176
6.2.3	用二通流量阀构成旁路节流回路	180
6.2.4	用二通流量阀作为出口与旁路节流的一个控制回路	182
6.2.5	用二通流量阀构成流量有级变换控制回路	183
6.3	使用三通流量调节阀的流量控制回路	184
6.3.1	三通流量阀	184
6.3.2	三通流量阀的应用	188
6.3.3	用三通流量阀构成流量有级变换控制回路	191
6.4	定压差阀与流量感应口分离的回路	192
6.4.1	进出口节流	192
6.4.2	旁路节流	199
第 7 章	其他使用液阻的流量控制回路	201
7.1	平衡阀概述	201
7.1.1	功能	201
7.1.2	稳态特性	203
7.1.3	系统稳定性和阀的瞬态响应特性	207
7.1.4	其他特性	211

7.1.5	一些应用回路	212
7.2	各类平衡阀	215
7.2.1	带附加阻尼三端口型平衡阀	217
7.2.2	两级开启平衡阀	219
7.2.3	布赫 BBV 型平衡阀	220
7.3	先导控制节流下降阀 (绿阀)	224
7.4	差动回路	228
第 8 章	执行器与换向 (节流) 阀的串并联回路	234
8.1	执行器的串并联	235
8.1.1	执行器并联	235
8.1.2	执行器串联	238
8.1.3	执行器混合连接	240
8.2	换向阀的串并联	240
8.2.1	换向阀的并联回路	241
8.2.2	换向阀的串联回路	241
8.2.3	换向阀的优先回路	243
8.2.4	换向阀的混合回路	244
8.3	换节阀的串并联	245
8.3.1	换节阀的并联回路	246
8.3.2	换节阀的串联回路	247
8.3.3	换节阀的优先回路	248
第 9 章	单泵多执行器的简单液阻控制回路	250
9.1	定流量控制回路	250
9.1.1	回路与工作原理	250
9.1.2	工作通道开启过程	252
9.1.3	能耗状况	253
9.2	负流量控制回路	255
9.2.1	回路与工作原理	255
9.2.2	负流量变量泵	257
9.2.3	工作通道开启过程	258
9.2.4	能耗状况	260
9.2.5	时间响应过程	262
9.3	正流量控制回路	263
9.3.1	回路与工作原理	263
9.3.2	正流量变量泵	265

9.3.3	工作通道开启过程	266
9.3.4	不足之处	268
9.4	小结	269
第 10 章	单泵多执行器系统的负载敏感回路	272
10.1	定压差阀前置的定流量负载敏感回路	272
10.1.1	回路	272
10.1.2	工作通道开启过程	274
10.1.3	能耗状况	276
10.2	定压差阀前置的变流量负载敏感回路	278
10.2.1	回路	278
10.2.2	能耗状况	279
10.2.3	泵流量饱和问题	282
10.2.4	优先通道	284
10.3	自动流量降低回路——布赫 AVR	285
10.4	定压差阀后置的负载敏感回路	288
10.4.1	定压差阀后置	288
10.4.2	林德 LSC	291
10.5	定压差阀后置的负载敏感回路——力士乐 LUDV	293
10.5.1	结构特点	293
10.5.2	工作原理	294
10.5.3	力士乐 SX-14 型多路阀	295
10.5.4	优先通道	297
10.6	定压差阀在执行器出口的负载敏感回路——东芝	299
10.6.1	回路组成	299
10.6.2	工作原理	301
10.6.3	能耗状况	304
10.7	小结	304
第 11 章	容积控制回路	310
11.1	液压缸的容积回路	311
11.1.1	液压缸开式容积回路	311
11.1.2	液压缸闭式容积回路	312
11.2	马达容积回路	315
11.2.1	回路	316
11.2.2	调节特性	317
11.2.3	实用回路	321

11.2.4	能耗状况	329
11.3	液压变速器	330
11.3.1	液压变速器 (HST)	331
11.3.2	机液复合传动	333
11.4	多执行器的容积回路	334
第 12 章	恒压网络	337
12.1	恒压网络的组成与特点	337
12.1.1	组成	337
12.1.2	恒压网络的特点	340
12.1.3	调节执行器速度的途径	340
12.2	液压变压器	342
12.2.1	液压缸型变压器	342
12.2.2	马达型变压器	345
12.2.3	液压变压器的应用	346
12.3	蓄能器	349
12.3.1	蓄能器类型与特点	349
12.3.2	蓄能器基本特性	352
12.3.3	网络恒压特性	354
12.4	含中压层的恒压网络	357
第 13 章	多泵系统的流量控制回路	359
13.1	多泵单执行器系统的流量控制回路	359
13.2	多泵多执行器系统的流量控制回路	363
13.2.1	合流	363
13.2.2	多泵的恒功率控制	366
第 14 章	液电一体化	371
14.1	电子正流量控制 (EPC)	373
14.2	电液流量匹配 (EFM)	375
14.3	执行器进出口独立控制	377
14.4	电液控制综述	381
14.4.1	电子控制器	381
14.4.2	液压系统电控的三个水平和可能遇到的问题	382
第 15 章	尾声	385
15.1	给青年液压技术人员的一些建议	385
15.2	关于液压技术的前景	389
附录		391

XIV 液压速度控制技术

附录 A 液压估算表格说明	391
A-1 液压缸负载压力、流量速度	391
A-2 液压泵马达负载压力、流量转速、功率	391
A-3 液压缸容腔惯量系统	392
A-4 转动惯量、马达-负载转动惯量系统	395
A-5 流量脉动对压力速度的影响	396
A-6 弹簧-惯量系统的固有频率	398
A-7 间隙泄漏、滑阀泄漏	398
A-8 管道压降	400
A-9 通过固定液阻的流量	401
A-10 滑阀开口流量	402
A-11 滑阀稳态液动力	403
A-12 滑阀阀芯移动摩擦力	404
A-13 锥阀通流	404
A-14 弹簧刚度与弹簧力	405
A-15 进出节流口面积估算	406
附录 B 光盘内容	408
参考文献	409

第1章 绪 论

1.1 测试是液压技术的基础

液压传动与控制技术发展至今，理论上做了很多研究，发现了很多规律，这是毋庸置疑的。

现代液压技术集微电子技术、传感检测技术、计算机控制技术及现代控制理论等众多学科于一体，成为一门高交叉性、高综合性的技术学科。尤其是与计算机技术相结合，使液压技术在元件系统设计、控制、故障诊断、模拟现实等方面有了长足的进步，出现了一些通用的和液压专用的仿真软件，使建模与求解都很方便。

就其基本规律来看，液压技术中，在绝大多数情况下，液体流动速度较高，处于湍流状态：液体分子团的惯性力超过了相互间的吸引力（宏观来说，就是黏性力），液体分子团相互碰撞、合并、散开、形成涡流，“各行其是”。目前，液压数字仿真还达不到模拟分子团的级别，所以液压流体的运动规律只能从统计学的角度来研究。液压流体的运动虽然有一定的规律，但受很多实际情况的影响，很难精确计算，所以，要掌握液压技术，始终不能忘记“测试是液压的基础”。

为了更深入地说明测试是液压的基础，先回溯一下液压技术的一些基础理论和基本规律。

1. 基础理论

(1) 帕斯卡原理 液压技术（静压传动）的基础理论是1648年法国人帕斯卡（B. Pascal）提出的：密闭容器中静止液体压力传递各向相等。只要用到了计算式 $F = pA$ （力=压力×面积），就是用到了帕斯卡原理，前提是：液体是静止的。然而，如果液体是静止的，就只能传递压力，不能传递功率。为了传递功率，液体必须流动。所以，在液压技术中使用帕斯卡原理是有违其前提条件的。

在液压缸中，由于液体运动速度不是很高，应用误差不会很大；而在液压阀中，由于某些部位（开口处）的液体运动速度很高，再简单套用帕斯卡原理，常带来相当大的误差。所以，引进了“液动力”的概念，来补偿这一误差^[30]。国内教材一般都不挑明说，“此时帕斯卡原理不完全适用”，而仅是说，动量改变引起了液动力。由于对液动力的本质没有从违反帕斯卡原理前提的角度去认识，国内有些使用多年的大学教材把液动力的方向都搞错了^[30]。

(2) 欧拉方程 1738年瑞士人欧拉(L. Euler)采用连续介质的概念,把静力学中的压力概念推广到运动流体中,对某一瞬时,液流的微流束中的一段微元体积,在一维流动的情况下,建立了欧拉方程

$$j \frac{\partial z}{\partial s} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} = u \frac{\partial u}{\partial s} + \frac{\partial u}{\partial t}$$

式中 j ——单位质量力;
 z ——铅垂向上的坐标;
 s ——微元体积的位置;
 ρ ——微元体积的密度;
 p ——微元体积受到的压力;
 u ——微元体积的速度;
 t ——时间。

此方程只适用于无黏性流体,而在液压技术中使用的液压油,大多是有相当黏性的,所以欧拉方程对于液压技术的适用性有限。

(3) 纳维-斯托克斯(N-S)方程 1827年法国人纳维(C. L. M. Navier)建立了黏性流体的三维运动方程,1845年英国人斯托克斯(G. G. Stokes)又以更合理的方法导出了这组方程,这就是沿用至今,作为流场仿真基础之一的N-S方程。它适用于黏性可压缩流体的非定常运动,在直角坐标系中的表现形式为

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} &= X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \\ \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} &= Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \\ \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} &= Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \end{aligned}$$

此方程假定流体的黏度为常数。而众所周知,液压技术中目前所使用的所有液压油的黏度,都会随温度变化而显著变化。一般在油箱里或散热器出口温度最低。经过液压泵升压后,每经过一个液阻,压力降低,所损失的能量基本上都转化为热量,导致液压油温度升高,黏度降低。所以,即使采用这么复杂的偏微分方程组,也还是不能完全反映液压系统的实际工况。

(4) 伯努利方程 1738年瑞士人伯努利(D. Bernoulli)从经典力学的能量守恒出发,得到了流体定常运动下的流速、压力、流体高度之间的关系。

流线的伯努利方程为