

自动化丛书

液动放大器

〔苏联〕И. М. 克拉索夫著 汪时雍译

上海科学技术出版社

液动放大器

〔苏联〕И. М. 克拉索夫 著

汪时雍 译 蔣恩孙 校

上海科学技术出版社

內 容 提 要

本书是“自动化丛书”之一。丛书内容包括自动学及远动学的理論,自动装置、元件和仪器的結構及应用等。丛书选题主要取自苏联及其他国家的有关資料,也包括国内編写的专题論著。本丛书由“自动化丛书編輯委员会”主編。

本书簡要說明液体运动及液动系統中工作液体性质的基本知識。主要闡明滑閥式、噴射管式和噴嘴擋板式液动放大器的工作原理、結構和靜态、动态特性。也討論了单級和多級液动放大器及其放大系数。

本书可供工程技術人員初步了解液动放大器作参考。

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ УСИЛИТЕЛИ

И. М. Краснов

Госэнергоиздат • 1959

自动化丛书(14)

液 动 放 大 器

汪时雍 譯 蔣慰孙 校

自动化丛书編輯委员会主編

上海科学技术出版社出版 (上海瑞金二路450号)

上海市书刊出版业营业许可证出 093 号

大东集成印刷厂印刷 新华书店上海发行所发行

开本 787×1092 1/32 印張 2 28/32 排版字数 62,000

1963年6月第1版 1963年6月第1次印刷 印数 1—4,700

統一書号 15119·1729 定价(十二) 0.34 元

譯 者 序

在自动化技术装备中，利用液体作为能源的液动自动装置已有較长的发展历史，由于它和气动、电动系統相比，有着一定的优点，更有其特殊的适用場合，因此，目前各国仍在不断发展研究。我国在这一技术领域中，液压傳动应用得較早，而用于工业生产过程的自动調节控制，則历史不长，尤其对于液动装置及其元件的設計計算、理論探討方面，尚未获得足够的重視。

液动放大器是液动自动装置的关键元件，其质量对整个系統有决定性的影响。作者在书中以淺近的笔法对液动放大器的基本原理、結構型式、工作特性以及与其密切相关的控制元件和执行机构作了全面扼要的闡述。

作者在第1、2章首先簡要地介紹有关液体运动的基本知識和液动系統常用的工作液体及其应有的物理化学性能，其中特別提出空气溶解度对液动系統工作性能的影响和“自阻塞”問題。自阻塞現象是設計液动放大器的一个困难問題，同时也是一个值得深入研究的物理化学現象。消除自阻塞現象，除本书介紹的几种方法外，应用多孔复合的变阻流器和变阻流盘以代替小孔徑节流元件也是比較有效的方法。

第3、4、5章分別敘述三种常用的液动放大器的結構、动作原理及其靜态、动态特性和优缺点。对于滑閥式放大器，着重分析了不平衡力的影响和自阻塞問題。对于噴射管式放大器，着重探討其噴束特性和能量損失問題。对于噴嘴擋板式放大器，除分析其靜态、动态特性而外，还提出噴流对擋板的作用力問題。在这些問題的敘述中，都引用了苏联在这方

面的最新研究成果。

本书第6章叙述多級液动放大器，主要介紹几种常見的兩級放大器的結構原理并举例分析兩級放大器的靜态、动态特性。第7章提出表征液动放大器工作性能的几种重要系数，同时以兩級放大器的示例分析說明多級放大器的靜态放大系数、時間常数和功率放大因数是流量放大系数和压力放大系数的函数。

作者最后在第八章簡要地介紹作为放大器輸入的控制元件和連接放大器輸出的执行机构。虽然工业液动調节系統中在放大器的輸入端頗多应用彈性元件(金属的和非金属的)和机械傳动，但作者从构成現代技术中效果最好的伺服机构的观点出发，只介紹了磁电式和电动式控制元件。当然，利用电气控制元件的电液轉換器，无疑是組成电-液混合系統的一个重要环节。

液动自动装置的主要优点是結構簡單、耐用可靠、便于維護、調节动作均匀平滑、調节速度变动范围較大。尤其是液动执行机构功率大、行程长、沒有电动执行机构的惰走現象。故在冶金、动力、船舶、国防等部門应用較广。但亦有若干缺点，例如：傳輸距离短，要专用的能源設備，工作介质漏泄、防冻、防火、防爆問題以及易受环境温度影响等等。因此如何取长补短，适应不同需要組成各种电、气、液混合系統是当前的重要課題。当然，液动元件仍有其独立的研究发展方向。例如苏联科学院自动远动学研究所研究試制成功的小型力补偿式液动調节器，就是利用新的結構原理实现液动自动装置单元組合化的一个开端。

譯 者 1963年春節

前 言

液动放大器在近代自动系統中应用得很广泛。

液动放大器系指这样一类装置，它能以較小的控制功率、在其輸出端控制着来自外部能源的大功率工作液体的流动分配。外部能源可采用泵、液气儲蓄器及其他类似装置。一般所熟知用作液动放大器的有滑閥、噴射管和噴嘴擋板装置。

在自动装置、特别是自动調节技术的发展过程中，曾遇到这样的现实問題，即自动調节器[系指早期的直接作用式調节器——譯注]的敏感元件(或变送器)輸出功率往往不足以直接操纵調节机构[調节閥門等等——譯注]。于是产生了非直接作用式自动調节器，在其組成中加进了放大器和执行机构。在自动調节及控制系統中，液动放大器的作用是放大敏感元件(变送器)的功率，并操纵把工作液体流动能变換为机械能的执行机构。許多以非直接作用式調节器构成的自动調节系統可作为液动放大器的应用示例。如图 1 所示即为压差自动調节系統。图中 1—調节对象(管道)；2—敏感元件；3—噴射管式液动放大器；4—定值器；5—执行机构；6—調节机构。当被調量偏离給定值时，調节器即作用于对象。这一作用是由放大器操纵的执行机构，通过調节机构来实现的。

液动放大器的应用自然并不限于自动控制調节系統，在其他很多問題上(傳动、远距离操纵等等)采用液动放大器也頗具效果。

液动放大器初期以滑閥形式出現，已經历了巨大的发展进程。这种发展，無論在技术改进或科学分析方面，今天仍在繼續，甚至很可能比过去更为蓬勃。快速、高精度、高灵敏度

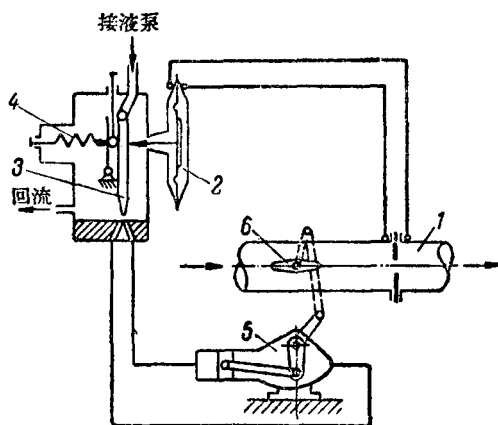


图1 压差自动调节系统原理图

1—调节对象； 2—敏感元件； 3—喷射管式液压放大器；
4—定值器； 5—执行机构； 6—调节机构

的调节及控制系统的建立,同时要增加输出功率、减轻重量、缩小尺寸、提高工作可靠性、结合大批生产的经济性和工艺性要求,这些决定了液压放大器的进一步发展。当前液压放大器的主要发展方向是:

- (1) 研究新结构和新设计;
- (2) 建立静态和动态特性的实验及理论研究新方法;
- (3) 动力可能性的分析;
- (4) 决定最佳设计参数和工作状态;
- (5) 确定评比标准以便于选择放大器类型;
- (6) 寻求新的工作原理。

由于液压放大器的品质对自动控制及调节系统的品质影响很大,因此上述各个方面的工作就具有相当重要的意义,何况迄今在这些方面尚未全面取得重大成果。

上述意見就是編写本书的緣由。考虑到各种型式液动放大器的具体結構問題在現有文献資料中已有詳盡闡述（书后列出部分参考书目），作者力图扼要地向讀者介紹的不只是一些为大家所熟知的材料，还要介紹一些近年新发表的材料。作者认为这样对初次接触液动放大器的人們亦将有所裨益。

目 录

譯者序

前 言

第1章	液体运动的基本知識	1
第2章	液动系統的工作液体	14
第3章	滑閥式液动放大器	22
第4章	噴射管式液动放大器	33
第5章	噴嘴擋板式液动放大器	44
第6章	多級液动放大器	54
第7章	液动放大器的放大系数	67
第8章	液动放大器的控制元件和液动执行机构	73
参考文献		82

第 1 章

液体运动的基本知識

~~~~~

包括液动放大器在内的液动自动装置，其动作和结构原理基于若干规律。这些规律表征着液体在外力作用下的运动特性，是流体动力学的基本规律。

液动自动装置中的液体运动是一种有压运动。这时液体充满管道截面，没有自由表面，受液体动压力和重力作用而移动。由于有着液压装置的自动装置系统可能在定常状态下工作，也可能在过渡状态下工作，因此，液动装置中的液体运动也可能是定常的或不定常的。定常运动时，液流各点的速度和压力不随时间而变化。与此相反，不定常运动流束中，任何一点的速度和压力都是变化着的。液动装置中的液流通道有着不同的形状且截面积亦大小不同，因而液体运动还可以分为均匀的和不均匀的。如果流动截面（即平面内各点速度矢量均垂直于其母线的截面面积）及其速度沿通道长度恒定不变，液体作均匀流动。如果此项条件不成立，亦即流动截面和速度沿通道长度而变化时，则液体运动就是不均匀的。通常在液体运动过程中，均匀运动和不均匀运动都能存在。

流体运动状态对液动装置的计算及其工作特性分析具有特殊意义，因为在此情况下要考虑到具有粘性的真实流体性质。流体运动有两种基本状态，即层流和湍流。

在层流状态下,流体的各个所谓单元流层平行移动,不相混合。整个流体好比分成若干流层,其每层流速是恒定的。

随着流速的增加(其他条件不变时),流体运动特性也发生变化。流体质点开始作涡旋运动,其移动軌綫不定,因而全部流动呈无規則状态。这就是湍流状态的特征。

任何流体运动均体现为一定的流量,所谓流量即单位时间内流经流动截面的流体量。流量分为体积流量 $Q$ 和重量流量 $G$ 。前者乃是以单位时间内流过的体积单位表示的流体量,后者乃是以单位时间内流过的重量单位表示的流体量。两者之间的关系为

$$G = \gamma Q \quad (1)$$

式中,  $\gamma$  为流体重度。

在任一流动状态下,流动截面上流体各个质点的速度是不同的。因此可以把流体流量当作无数以其本身速度流动的单元流层流量的总和,亦即

$$Q = \int_F v_n dF \quad (2)$$

式中  $v_n$ ——流动截面上一定点的速度(真实速度);

$dF$ ——单元流层截面积。

可是由于一系列难以估计的因素,流动截面上的速度分布规律往往不能知道。因此在实际计算中,利用事实上不存在的、截面上各点相同的平均速度,较为方便。平均速度的决定条件是在此速度下,流经流动截面的流量与实际流量相等,可表为

$$v = \frac{Q}{F} \quad (3)$$

式中,  $F$  为流动截面积。

在实际不可压缩流体定常流动情况下，通过任一流动截面的物量保持不变。换言之，物质不在任何地方积存，亦不致破坏流动的連續性。因而，对任意两个流动截面  $I-I$  和  $II-II$  (图 2) 下列关系式均成立

$$Q = v_1 F_1 = v_2 F_2 \quad (4)$$

上述方程即通常所称的流动連續性方程或流量守恒方程。

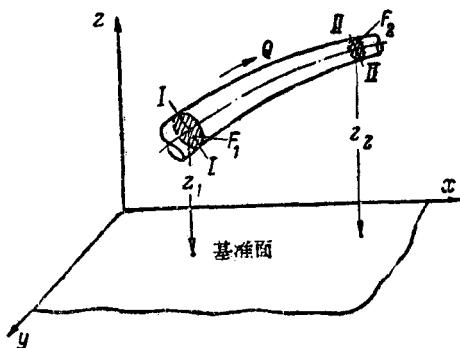


图 2 流动截面和基准面

流体各流动参数之间的关系由伯努里方程规定之。伯努里方程是流体动力学的基本方程，普遍适用于实际流体的整体流动，可与連續性方程联合以解决许多与流体运动有关的綜合性实际问题。

設在液体定常流束中取二任意截面(图 2)，并确定其相对于某一任意选择作为基准面的水平面的位置，則伯努里方程可写成

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h \quad (5)$$

式中

$z$ ——几何压头(位置高度)，系自基准面起算以决定液体质点在此平面以上的高度；

$\frac{p}{\gamma}$ ——压力头，等于与流束給定点压力相平衡的液柱高度；

$\frac{\alpha v^2}{2g}$ ——动压头(速度头)；

$h$ ——能量损失，实际液体自截面  $I-I$  至截面  $II-II$  的流动所产生；

$\alpha$ ——速度平均化的修正系数[动能系数——譯注]，表征着流动截面上速度分布的不均匀性。这一系数的出现由于伯努里方程是根据平均流动速度写成，而按平均速度求出的动能有别于流体实际具有的动能。从而

$$\alpha = \frac{\int_F \frac{v_n^2}{2} dm}{\frac{v^2 m}{2}} \quad (6)$$

式中  $dm$ ——单位时间内流经单元流层截面的液体质量；

$m$ ——单位时间内流经流动截面的总质量。

伯努里方程反映着能量守恒定律，其物理意义可归结为液体定常流动的总能量(包括损失在内)保持不变。流束在一个截面上具有某一总能量，则在另一个截面上亦必具有相同的总能量。能量仅在其有效和无效(损失)組成部分間重新分配而已，亦即

$$E_1 = E_2 + h \quad (7)$$

式中， $E_1$  和  $E_2$  为分别对应于液流截面  $I-I$  和  $II-II$  处的有效能量組成部分。

根据一般物理意义，伯努里方程中每一项各有其能量含义。 $z$  项代表位置势能。数值  $\frac{p}{\gamma}$  为压力势能。数值  $\frac{\alpha v^2}{2g}$  为运动液体的动能。在任一流动截面中，几何压头与压力头数值之和，即总势能（静压头）在截面上保持不变。换言之，在该截面上各点

$$z + \frac{p}{\gamma} = \text{常数} \quad (8)$$

伯努里方程各项的量纲为长度单位，因此伯努里方程可直观地图示如图 3。

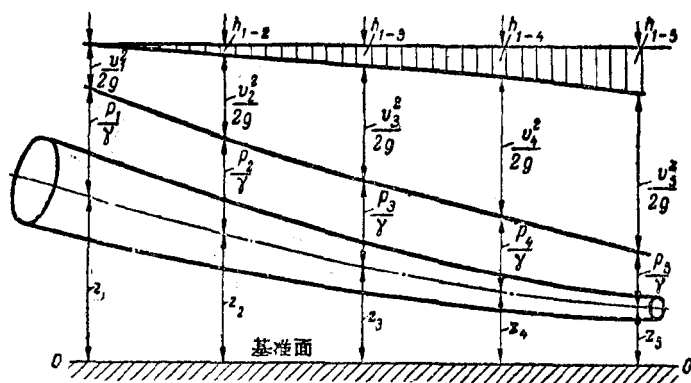


图 3 伯努里方程的图解表示

伯努里方程中末项  $h$  (液流能量损失) 的出现系由于实际粘性液体运动质点间的摩擦力而引起。损失的流动能量消耗于克服液体运动途中的流阻。这些损失可以有两种性质。一方面，它们系由液体质点对导管及质点相互之间的摩擦而产生。这一类损失发生于液体全部流程，通常称为流程摩擦损失(沿程损失)。能量损失的另一个原因是局部阻力，也就是

液体流程中所遇到的各种障碍构件(弯头、收缩管、扩散管、旋塞、閘門等),由于速度大小和方向的改变而引起流体在该点发生能量损失。

能量损失通常以水力梯度  $i$  表示,水力梯度为压头损失对发生此损失的流动长度的比值

$$i = \frac{h}{l} \quad (9)$$

式中,  $l$  为流动长度。

能量损失的大小,不论耗于流程摩擦或局部阻力,均与液体流动状态密切相关。这种关系起因于流动状态的特征,应加以较详细阐明。

在圆形有压管道中,液体流动状态一般由雷诺数

$$Re = \frac{vd}{\nu} \quad (10)$$

决定之。

式中  $v$ ——液体流动的平均速度;

$d$ ——管道内径;

$\nu$ ——液体运动粘度。

雷诺数是无量纲数值。

试验证明,液体流动除两种基本状态(层流和湍流)而外,还存在着介于其间的过渡状态。在某一些条件下,在过渡状态区域可能存在层流状态;而在另一些条件下,则可能存在湍流状态。过渡区域中的层流状态是不稳定的,对流动外加不大的扰动就可使层流转变为湍流。

决定只有层流或湍流单独存在的界限的雷诺数分别称为下临界雷诺数和上临界雷诺数。当雷诺数小于下临界雷诺数时,只存在层流状态;而大于上临界雷诺数时,只存在湍流

状态。

当雷诺数处于上下临界值之间时，存在着不稳定的过渡状态。近年来的研究确定，临界雷诺数（雷诺试验得出下临界值为 2000，上临界值为 12,500）不是固定不变的，过渡区域可以变大。

由于在过渡状态区域中层流状态具有不稳定的性质，因而实际上只有下临界雷诺数是重要的。对在圆管道中的液体有压流动，其下临界值现取为 2320。在此情况下，当雷诺数小于 2320 时，管道中的液体是层流的。如果雷诺数远大于 2320 时，则认为是湍流的。

对应于上下临界雷诺数、并决定着从一种状态变为另一种状态的转换瞬间的液体流速称为临界速度，可用下式计算

$$v_{кр} = \frac{Re_{кр} \nu}{d} \quad (11)$$

式中， $Re_{кр}$  为临界雷诺数（上值或下值）。

层流状态下液体在圆截面管道横截面上的速度分布是一个抛物面，如图 4 所示。其原因是液体流束中的内摩擦力仅决定于其粘度。流动的最大速度在其轴线上，最小速度在管壁处。其最小速度为零，而最大速度

$$v_{max} = \frac{r_0^2 \Delta p}{4l\mu} \quad (12)$$

或根据式 (9)，并以

$$\Delta p = \gamma h$$

代入，可得

$$v_{max} = \frac{\gamma r_0^2}{4\mu}$$

式中  $r_0$ ——管道内半径；

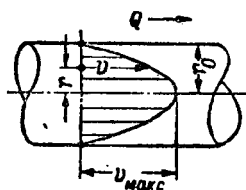


图 4 层流状态下圆管道横截面上的速度分布

$\Delta p$ ——給定管段的压力降；

$l$ ——給定管段长度；

$\mu$ ——动力粘度。

平均速度

$$v = 0.5 v_{\text{max}} \quad (13)$$

在层流状态下液体各流层的切向应力  $\tau$  在管道横截面上按綫性規律分布

$$\tau = \tau_{\text{max}} \frac{r}{r_0} \quad (14)$$

式中  $r$ ——自流动軸綫起算的液体流层半径；

$\tau_{\text{max}}$ ——管壁处的最大切向应力

$$\tau_{\text{max}} = \frac{r_0 \Delta p}{2l}$$

或

$$\tau_{\text{max}} = \frac{\gamma r_0}{2} \quad (15)$$

层流状态的动能系数  $\alpha$  等于 2。

湍流状态的物理性质及其規律性比层流状态复杂得多。

与层流状态不同，在湍流状态下流动横截面上任何一点流体质点的速度大小和方向皆不断地随時間而变化。这种在空間給定点瞬时速度的变化是速度脉动。不过，如果研究一下质点瞬时速度在其流动纵軸綫上投影的变化，可以发现，在足够长的時間間隔內，流束上該一給定点的平均化速度（时均速度）保持恒定，并不随時間而变化<sup>①</sup>。此时时均速度  $\bar{v}$  可按下式决定

$$\bar{v}_x = \frac{\int_{T_1}^{T_2} v_x dt}{T_2 - T_1} \quad (16)$$

① 因此一般湍流状态可按定常流动处理。——譯注