

流体传动与控制

上册

(液压传动与控制)

刘连山 主编

人民交通出版社

流 体 传 动 与 控 制

Liuti Chuandong Yu Kongzhi

上 册

(液压传动与控制)

刘 连 山 主 编

人 民 交 通 出 版 社

内 容 提 要

本书分上、下两册。上册为液压传动与控制，概述了液压传动和液压伺服控制的基本原理；阐述了主要液压元件的结构和性能，液压系统的性能分析、设计计算和应用实例；运用线性自动控制理论阐述了液压伺服系统的分析与设计，包括伺服阀控油缸、泵控马达、机液伺服机构、电液伺服阀和电液伺服系统的原理、数学模型和静、动态特性。

下册为气动逻辑控制，主要阐述了气动逻辑控制系统的组成、各种逻辑元件及辅助元件的结构和功能；重点阐述了气动逻辑控制系统设计的数理依据和具体方法，并应用一些系统实例进行了分析。

本书可供交通系统大专院校自动化专业、机械与液压工程专业（函授和夜大）作为教材，也可供一般工科院校相应专业师生、有关专业工程技术人员使用参考。

流体传动与控制

上 册

（液压传动与控制）

刘连山 主编

人民交通出版社出版
新华书店北京发行所发行
各地新华书店经售
人民交通出版社印刷厂印

开本：787×1092 $\frac{1}{32}$ 印张：23.5 字数：548 千

1988年12月 第1版

1988年12月 第1版 第1次印刷

印数：0001—8,400册 定价：2.40元

前 言

流体传动与控制是新发展起来的一门学科，它既是液压与气动技术领域的重要分支，也是控制技术的重要组成部分，特别是反馈控制和逻辑控制理论与液压和气动技术相结合，使流体传动与控制系统在船舶及其它领域广为应用。为了适应现代化建设的需要，加速培养流体传动与控制技术专门人材，我们以近几年来教学与学术研究实践为基础，并吸收了国内外有关资料编写了这本书。

鉴于目前国内在流体控制方面的书籍较少，本书在编写过程中除注意体现交通系统应用特点外，也适当考虑了一般工科院校和社会需要。

本书分上、下两册。上册为液压传动与控制。首先，概述了液压传动和液压伺服控制的基本原理以及液压流体力学基础知识。其后，阐述了主要液压元件包括油泵、控制阀、油缸和油马达的结构和性能，液压系统的调速、调压、效率分析、设计计算和应用实例。最后，运用线性自动控制理论（以频率法为主）阐述了液压伺服控制系统的分析与设计，包括伺服阀控油缸、泵控马达、机液伺服机构、电液伺服阀及电液伺服系统的原理、数学模型和静、动态特性。为方便读者，配有分析计算和应用实例。插图较为新颖，计算机程序、计算数据和实验曲线较为实用。

下册为气动逻辑控制。首先，阐述了气动逻辑控制系统的组成及各种气动逻辑元件的结构、功能和特点。其后，对气控系统中各种辅助元件进行了必要的介绍。最后，重点阐述了气动逻辑控制系统设计的数理依据和具体方法，并应用一些系统实例进行了分析。

本书上册由大连海运学院自动化系刘连山主编。李国栋、田纪熊和任振家参加部分章节的编写工作。丁胜国描绘部分插图。下册由齐子义编写。全书由大连海运学院杨春龄副教授主审。

由于编者水平所限，书中缺点、错误在所难免，敬希读者批评指正。

1983年2月

目 录

第一章 液压传动与伺服控制概述	1
§1-1 液压传动概述	1
§1-2 液压伺服控制概述	5
第二章 液压流体力学基础知识	14
§2-1 液压油的性质和选用	14
§2-2 静止液体的力学方程	24
§2-3 流动液体的基本力学方程	27
§2-4 阻力损失的计算	34
§2-5 节流孔的流量-压力特性	39
§2-6 缝隙泄漏量计算	42
第三章 油泵	45
§3-1 概述	45
§3-2 齿轮泵	48
§3-3 叶片泵	54
§3-4 径向柱塞泵	67
§3-5 轴向柱塞泵	75
第四章 液压控制阀	92
§4-1 概述	92
§4-2 方向控制阀	93
§4-3 压力控制阀	103
§4-4 流量控制阀	116
§4-5 比例控制阀	120
§4-6 液压伺服阀	123
第五章 油缸和油马达	137
§5-1 概述	137
§5-2 活塞式油缸	137
§5-3 柱塞式油缸	142
§5-4 转叶式油缸	147
§5-5 径向柱塞式油马达	152
§5-6 轴向柱塞式油马达	163
§5-7 叶片式油马达	164
第六章 液压系统的性能分析	169
§6-1 克服阻力负载时的调速与调压	169
§6-2 适应多变负载时的换档变速与调压	182

§6-3	适应超越负载时的限速与调压	185
§6-4	液压回路效率和液压系统的总效率	191
第七章	液压系统的设计计算	195
§7-1	明确设计要求进行工况分析	195
§7-2	确定液压系统的主要参数	199
§7-3	拟定液压系统原理图	203
§7-4	液压元件的计算和选择	206
§7-5	系统阻力损失的验算和技术文件的编制	209
§7-6	液压系统的设计计算举例	210
第八章	液压系统实例	219
§8-1	船舶舵机液压系统	219
§8-2	单柄遥控导管螺旋桨电液伺服系统	234
§8-3	船舶可调螺距螺旋桨液压系统	248
§8-4	减摇鳍电液控制系统	250
§8-5	起货机液压系统	255
§8-6	制动绞车(兼锚机)液压系统	260
§8-7	自动系缆绞车液压控制系统	267
第九章	机液伺服机构	271
§9-1	油缸典型环节	271
§9-2	泵控油马达	284
§9-3	机液位置伺服机构	286
§9-4	机液调速器	302
附录	电子计算机仿真程序及其使用说明	310
第十章	电液伺服阀及电液伺服系统	323
§10-1	喷嘴挡板式电液伺服阀	323
§10-2	动圈式电液伺服阀	340
§10-3	电液伺服阀动、静态特性的测试	345
§10-4	电液伺服系统	358
附图		366
附表		367
参考文献		368

第一章 液压传动与伺服控制概述

液压传动是机械设备中广泛采用的一种传动方式。它以液压油为工作介质，通过动力元件（油泵），将原动机的机械能转换为油液的压力能，然后，通过管道、控制元件（控制阀），借助执行元件（油缸或油马达）将油液的压力能转换为机械能，驱动负载实现直线或回转运动，完成动力传递。

液压伺服控制则是以液压为能源，控制负载的位移、速度、加速度（或力）等机械量的一种随动控制方式。

液压传动以传递动力为主要目的，所以功率要求较大。液压伺服控制以精确传递信号为主要目的，一般功率不大。应当指出，为了提高液压传动系统的动态性能，也常采用反馈和校正控制技术，以致传动与控制系统很难截然从定义上加以区分，而需对其静态和动态性能加以综合分析。

§1-1 液压传动概述

一、液压传动基本原理

液压传动是以某种液体为传动介质，靠封闭容积的变化传递动力，输出力（或力矩）和速度（或转速）的一种传动方式。油压千斤顶、万吨水压机、船舶舵机等都是液压传动的典型例子。

图 1-1 示出油压千斤顶的结构简图。它有大小两个油缸，分别配置大小两个柱塞，当缸内充满油液时，只要在小柱塞的手柄上施加几十千克力的力，大柱塞就能顶起几吨重的物体（参见例题1-1）。

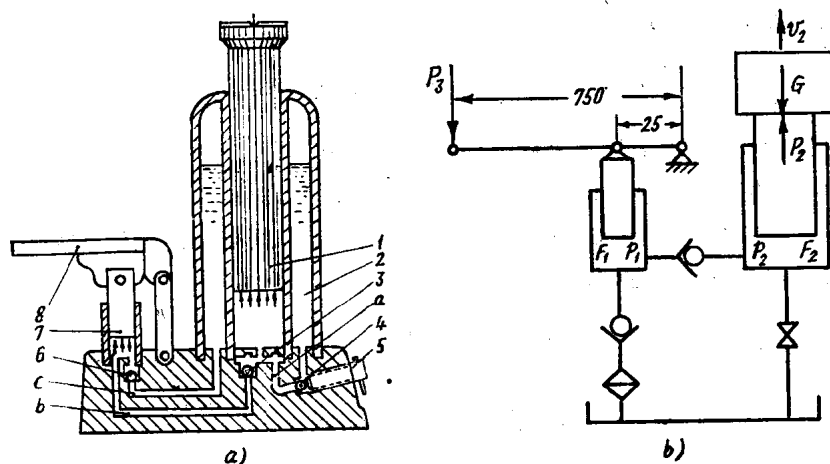


图1-1 油压千斤顶

1-大柱塞；2-油箱；3、6-单向阀；4-球阀；5-放油螺塞；7-小柱塞；8-手柄

油压千斤顶的工作过程如下：由于大小油缸、油箱以及它们之间的连接通道构成了一个封闭容器，里面又充满油液。因此，在拧紧螺塞5使球阀4关闭的情况下，如果提起手柄8，使小柱塞7上移，则工作容积就会增大而形成真空，油箱里的油液便在大气压力作用下，通过滤网和单向阀6进入小油缸；压下手柄时，小柱塞7下移，挤压下腔内的油液，单向阀6被迫关闭，压力油便顶开单向阀3进入大油缸，推动大柱塞1，从而顶起重物。再提起手柄时，大油缸的压力油将力图倒流入小油缸，此时单向阀3自动关闭，使油不致倒流，这样保证重物不致自动跌落。不断地往复扳动手柄，就能不断地把油压入大油缸下腔，大柱塞也就顶着重物缓慢升起。当要使重物降落时，可拧开放油螺塞5，将大油缸中的油经球阀4放回油箱，大柱塞1便会在重物作用下下移。只要控制放油口的开度就可控制重物的下降速度。油压千斤顶的工作需要两个条件：一是处于封闭容器中的液体由于大小油缸工作容积的变化而能够流动；二是这些液体具有压力。能流动并具有一定压力的液体就能做功，我们说它有压力能。油压千斤顶就是利用油液的压力能，将作用在手柄上的力和手柄的移动，转变为顶起重物的力和重物在此力作用下的升起（运动）。在这里，小油缸的作用是将手动的机械能转换为油液的压力能，实际上它是一只手动柱塞泵，大油缸则将油液的压力能转换为顶起重物的机械能，相当于一只直线运动的油马达。

【例题1-1】在图1-1b中，已知大柱塞直径为34mm，小柱塞直径为13mm，手柄杠杆比例如图所示。试求在手柄端应加多大的力才能顶起5000kgf(49035N)的重物？

解：为顶起5000kgf的重物，大油缸中的压力应为

$$p_2 = \frac{G}{F_2} = \frac{5000}{\frac{\pi}{4} \times 3.4^2} = 550 \text{ kgf/cm}^2$$

$$= 539 \times 10^5 \text{ Pa}$$

不考虑管道中的压力损失，按等压传递原理，小油缸中的油压为

$$p_1 = p_2$$

则小柱塞7所承受的总作用力为

$$P_1 = p_1 F_1 = p_2 F_2 = 550 \times \frac{\pi}{4} \times 1.3^2 = 730 \text{ kgf}$$

则手柄端部应加的力为

$$P_3 = \frac{730 \times 25}{750} = 24.3 \text{ kgf} = 238.3 \text{ N}$$

【例题1-2】已知油压千斤顶大柱塞面积 $F_2 = 9.07 \text{ cm}^2$ ，小柱塞面积 $F_1 = 1.33 \text{ cm}^2$ ，若小柱塞以 $v_1 = 2 \text{ m/s}$ 的速度运动，试求大柱塞的移动速度 v_2 之值。

解：假设油液不可压缩，又无泄漏，则小柱塞单位时间排出的油液量 dQ_1 应等于大柱塞在同一时间移动吸进的油液量 dQ_2 。

$$dQ_1 = \frac{ds_1}{dt} F_1 = v_1 F_1$$

$$dQ_2 = \frac{ds_2}{dt} F_2 = v_2 F_2$$

式中： s_1 ——小柱塞移动的距离，m；

s_2 ——大柱塞移动的距离，m；

t ——大、小柱塞移动 s_2 、 s_1 时的时间, s。

由 $dQ_2 = dQ_1$, 则得

$$v_2 F_2 = v_1 F_1$$

$$v_2 = \frac{v_1 F_1}{F_2} = \frac{v_1}{\frac{F_2}{F_1}} = \frac{2}{6.82} = 0.23 \text{ m/s}$$

由以上例题可见, 液压传动具有力可以放大, 速度便于调节等特点。但须指出, 液压传动按能量守恒定律并不省功。现简要说明功率和效率。

功率 如图 1-2 所示, 压力油进入油缸中, 产生油压推力为

$$P_1 = p_1 F_1 \quad (1-1)$$

活塞移动距离为

$$s_1 = \frac{Q_1}{F_1} t$$

则油压做功为

$$\begin{aligned} W &= P_1 s_1 = p_1 F_1 \frac{Q_1}{F_1} t \\ &= p_1 Q_1 t \end{aligned} \quad (1-2)$$

t 为移动 s_1 所需时间, 单位时间做的功

即为功率, 用 N 表示

$$N = \frac{W}{t} = p_1 Q_1 \quad (1-3)$$

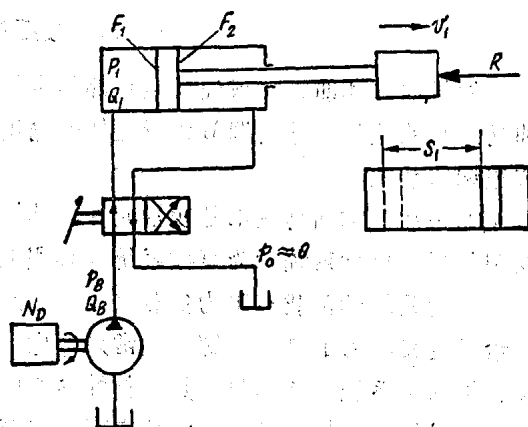


图1-2 液压传动简图

效率 考虑油泵、系统和油缸中有能量损失, 可用相应的效率 η_B 、 η_C 、 η_k 来计算。这样, 液压传动的两次能量转换过程可用下列关系式表达:

$$N_D \eta_B = P_B Q_B \quad (1-4)$$

$$P_B Q_B \eta_C = p_1 Q_1 \quad (1-5)$$

$$p_1 Q_1 \eta_k = P_1 v_1 \quad (1-6)$$

式中: N_D ——油泵原动机功率;

P_B ——油泵供油压力;

Q_B ——油泵供油量;

p_1 ——油缸负载压力;

Q_1 ——油缸负载流量;

η_B ——油泵的效率;

η_C ——系统的效率;

η_k ——油缸的效率。

则液压传动装置的总效率为

$$\begin{aligned} \eta_0 &= \frac{P_1 v_1}{N_D} = \frac{p_1 Q_1 \eta_k}{N_D} = \frac{P_B Q_B \eta_C \eta_k}{N_D} \\ &= \frac{N_D \eta_B \eta_C \eta_k}{N_D} = \eta_B \eta_C \eta_k \end{aligned} \quad (1-7)$$

二、液压传动的的基本组成

通常，液压传动系统除液压油外，由以下几部分组成：

1. 油泵，它是液压系统的动力元件，把原动机的机械能转换为液体的压力能。
2. 油缸或油马达，它们是执行元件，把液体的压力能转换为机械能输出，以驱动负载。
3. 液压控制阀，它们是用来控制和调节压力、流量和方向的元件，以满足对液压系统提出的动作和性能要求。
4. 辅助元件，包括油箱、滤油器、蓄能器、加热器、冷却器、油管 and 管接头、密封件等，以保证系统的正常工作。

三、液压传动的主要类型

如果油泵和油缸（或油马达）都是定量元件，只能用控制阀来改变从油泵供入油缸（或油马达）的流量，进而调节执行元件的输出速度（或转速），这种系统称为阀控系统，或称节流调速系统。

如果油泵和油马达都是变量元件，其排量（即每转排量）的变化将对系统的输出速度起控制作用，这种系统称为泵控系统或容积调速系统。

传动系统的负载有阻力负载（正负载）和超越负载（负性负载），很难用简单的数学形式给予定义，为了易于了解，通常只考虑一些简单的负载系统，诸如恒扭矩（或恒力）系统、恒功率系统、纯惯量、具有粘性摩擦的惯量等。

原动机（包括电动机）的功率可以用液压系统传递。我们常假定原动机只是用来保持油泵的恒定转速并提供所需的功率。有时为了研究整个系统的特性，也需进一步考虑原动机的动态响应特性，这时将涉及原动机的类型。

液压传动系统主要包括油泵、油缸（或油马达）、控制阀等，在电液控制系统中，电子元件和电器元件也是控制部分，也须和系统一起加以研究，这时将涉及它们的选型。

四、液压传动系统分析与设计的主要内容

1. 液压传动系统的分析

分析液压传动系统，不仅要求熟悉结构原理图和职能符号图，掌握“走通油路”、系统调压与限压、调速与限速、换向与顺序动作的基本要领，而且应关注系统功率利用的合理性、系统抵抗外部干扰作用的能力以及系统联锁、保护、污染控制及可靠性等方面的完善程度。

2. 液压传动系统的设计

为了能设计出结构简单、性能优良、效率高、使用方便的液压系统，应在借鉴前人经验的基础上，参考“母型”系统，认真分析工况条件和要求，有效地进行液压系统的综合（设计）工作。具体包括：系统主要参数的计算，拟定液压系统图、选择液压元件、验算系统的压力损失、确定系统压力调定值、验算系统的温升和发热等。

§1-2 液压伺服控制概述

一、液压伺服控制的基本原理

伺服控制也称随动控制是自动控制的一种。一般把控制量为机械量（如位移、速度、加速度或力等）的自动控制系统定义为伺服机构。而当伺服机构的能源为液压时，则就称为液压伺服机构或液压伺服控制装置。在这种控制系统中，输出量能够自动地、迅速而准确地复现输入量的变化，并起到功率放大作用。

现就图 1-3 所示的液压伺服系统说明其基本工作原理和特点。

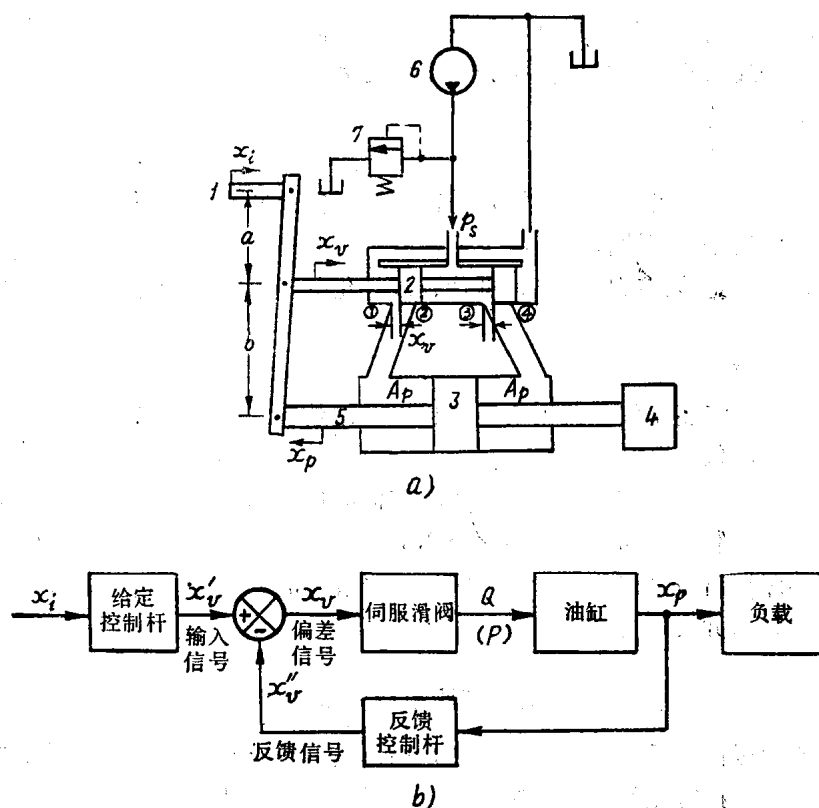


图1-3 液压伺服系统原理图

1-给定控制杆；2-伺服滑阀；3-油缸；4-负载；5-反馈控制杆；6-定量油泵；7-溢流阀

1. 以液压为能源

图中定量油泵 6 是系统的动力源，其供油压力 p_s 恒定，并可由溢流阀 7 调定。

2. 功率放大

四通滑阀和油缸组成液压动力机构，具有使信号功率放大的机能。其中伺服滑阀是一个转换放大元件，它把输入的机械信号转换成液压信号（具有一定压力的流量）并加以功率放大。油缸是执行元件，其输入是流量 Q ，输出是活塞的运动速度（或位移）。通常输入信号可以是微弱的机械信号（或电信号），在系统输出端的“液压驱体”则具有较高的功率放大倍数。

3. 信号跟踪

当滑阀处于中间位置（零位）时，阀的四个控制窗口均关闭，阀没有流量输出，油缸不动，系统处于静止状态。给控制杆一个输入位移 x_i 时，阀芯按杠杆比例产生一个位移 x_v ，则窗口①、③便有一个相应的开口量 x_v 。压力油经窗口③进入油缸右腔，推动活塞左移，油缸左腔的油则经窗口①回油箱。活塞左移（位移 x_p ）带动负载运动的同时，经反馈控制杆使滑阀开口量关小，直到 $x_v = 0$ 时，阀的输出流量为零，油缸停止运动，处在一个新的平衡位置上。从而实现了油缸输出位移 x_p 对输入信号 x_i 的跟踪运动。如果输入信号 x_i 反向，滑阀反向运动，油缸也将反向跟踪运动。

4. 检测偏差和消除偏差

这个系统的输出位移 x_p 之所以能够精确地跟踪输入位移 x_i 的变化（包括大小和方向），是由于机械反馈机构把活塞与伺服滑阀连接起来，形成主反馈回路的结果。在控制过程中，油缸的输出位移 x_p 与输入位移 x_i 不断地进行比较，两者的位置偏差正是滑阀的开口量 x_v 。滑阀有开口量，压力油进入油缸，推动负载，又使滑阀的开口量（偏差）减小，直到输出位移与输入位移相一致为止。可见，这个系统是靠偏差信号来进行工作的，并以偏差来消除偏差，这就是反馈控制的基本原理。

5. 主反馈必须是负反馈

因为正反馈会使系统发散，失去稳定的控制，不能正常工作，所以主反馈必须是负反馈，即不断地检测偏差并消除偏差。除主反馈外，有时还有些局部反馈，可以是负反馈或正反馈，这往往是为了适应系统的校正、补偿、线性化等需要，或者是元件运动过程中所固有的。

6. 利用节流效应

无论伺服阀控系统还是伺服泵控系统都利用节流效应，其控制过程常伴随有节流降压、发热并使系统效率降低。

综上所述，液压伺服控制是一种以液压为能源的反馈控制。即借助反馈连接得到偏差信号，利用偏差信号控制能源的输出，使系统驱动负载的同时，向着减小偏差的方向运动，从而保证系统的实际输出与希望值相一致。液压伺服系统的特点是，输出与输入之间存在因果关系、自动保持跟踪并实现功率放大。

二、液压伺服系统的基本组成

无论实际的液压伺服系统多么复杂，都是由输入（给定）元件、反馈测量元件、比较元件、转换放大元件、执行元件和控制对象等基本元件（或环节）所组成的，并可用图 1-4 所示的职能方框图之一般形式来描述。

1. 输入（给定）元件 把输入量转换成恰当的物理量，并作为控制信号。

2. 反馈测量元件 随时测量系统的输出量，并转换成与控制信号具有相同量纲的物理量、送回比较元件，以便进行比较。

3. 比较元件 将控制信号和反馈信号进行比较，产生偏差信号加于转换放大元件。有些系统，其比较元件并不单独存在，而是与输入元件、反馈测量元件或放大元件一起，由同一结构元件（例如图 1-3 中的偏差控制杠杆）来完成。在伺服系统中，输入元件、反馈测量元件和比较元件经常组合在一起，称为偏差检测器。

4. 放大转换元件 其功用在于将偏差信号的能量形式（电气、液压、气动、机械）加以转换和放大后控制执行元件动作。

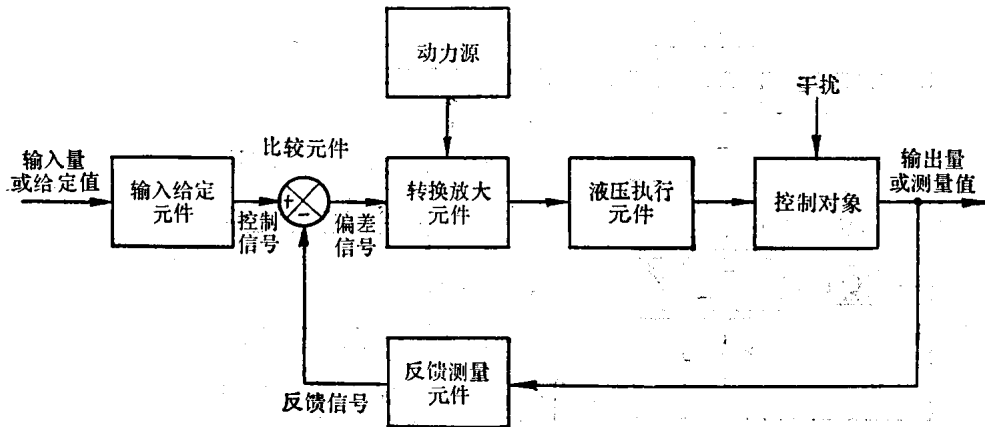


图1-4 液压伺服系统职能方框图的一般形式

5. 执行元件（机构） 产生调节动作加于控制对象实现调节任务，如油缸或油马达等。

6. 控制对象 例如机器的工作台、油缸舵柄转舵机构、柴油机等。

为了改善液压伺服系统的性能，还可以增加串联校正环节和局部反馈机构。它们可以是电气的、液压的、机械的等等。

必须指出，以上我们是按元件的功能来研究系统的构成，并用职能方块图来表示。职能方块图中的功能元件与结构原理图中的结构元件是有区别的，例如图 1-3 中的偏差控制杆这一结构元件，同时完成输入元件，反馈测量元件和比较元件的功能。

三、液压伺服系统的主要类型

1. 按输入信号的变化规律，液压伺服系统可分为输入信号为定值的恒值调节系统（或称调节器）和输入信号为任意规律的随动控制系统（或称伺服机构）。调节器的特点在于，尽管负载（干扰）不断变化，只要输入量为恒值，则系统的输出量保持不变。而液压伺服机构输入量可连续变化，但其输出量则以一定的精度自动地复现输入量的变化并进行功率放大。

2. 按信号的能量形式，液压伺服系统可分为机械伺服、电液伺服和气液伺服系统。三种系统的特点，是他们分别用机械构件、电气电子元件、气动元件完成给定、反馈、比较和对偏差信号进行初始放大的功能。为了改善系统的动态品质可加入各种校正装置，其中以电液伺服系统具有更大的灵活性。

3. 按被控的物理量液压伺服系统可分为位置伺服控制、速度伺服控制和加速度（力）伺服控制系统。

图 1-5 是一个采用电液伺服阀控制、并用油缸驱动被控对象的位置控制系统实例，图 a 为系统原理，图 b 为职能方框图。如把输入的电信号加给这个伺服系统，经过伺服放大器放大后进入电液伺服阀，伺服阀把与输入信号成比例的流量送入执行液压缸并使活塞运动。如果把被控对象连在这个活塞杆上，就可以使负载的位移与输入信号成比例。假如负载位移还没有达到输入信号的要求，反馈装置就会检测出它的实际位移量并反馈到输入端，经比较器与输入指令信号进行比较，得到偏差信号，再经伺服阀放大后对活塞的位移进行修正，直到输入信号与反馈信号之差等于零为止。用这种方法可精确地控制负载的位移。

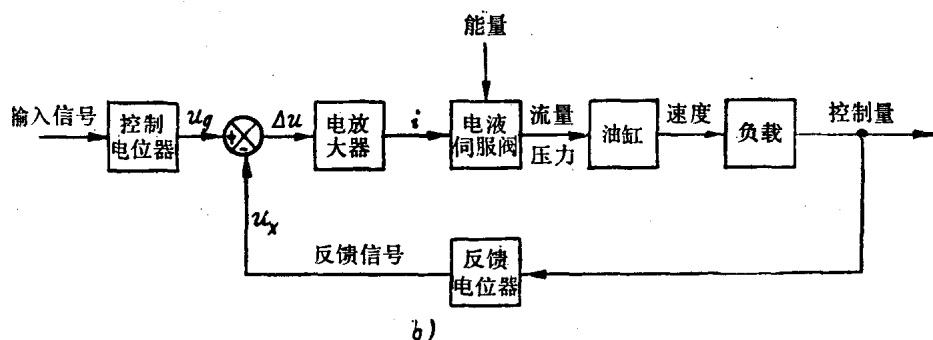
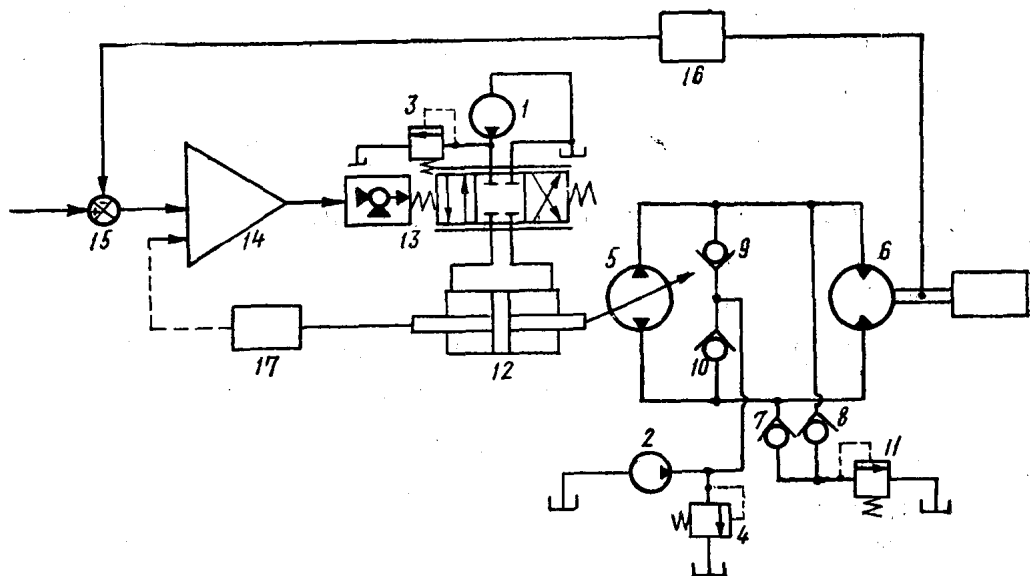


图1-5 电液伺服位置控制系统
a)系统原理图; b)机能方框图

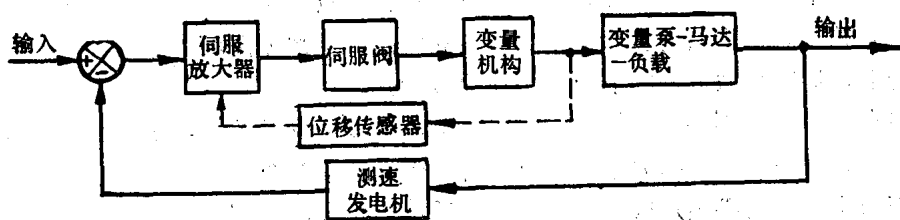
图 1-6 电液伺服速度控制系统

4.按驱动方式的不同，液压伺服系统可分为节流式液压伺服系统（简称伺服阀控系统）和容积式液压伺服系统（简称伺服泵控系统）。前者的拖动装置主要由阀控油缸或阀控马达组成；后者则由泵控（变量泵控）马达组成。

图 1-7 示出采用电液伺服阀的泵控马达系统原理图和职能方框图。操纵变量泵的变量机



a)



b)

图1-7 采用电液伺服阀的泵控系统

1-辅泵；2-补油辅泵；3-溢流阀；4-溢流阀；5-变量泵；6-油马达；7、8-单向阀；9、10-单向阀；11-安全阀；12-变量机构；13-电液伺服阀；14-电放大器；15-比较元件；16-反馈元件；17-位移传感器

构，通常需要一定的力，因此需要配备由辅泵1、溢流阀8组成的控制油路，以实现这一控制过程。而构成容积式伺服控制基础的则是功率控制部分，即变量泵5和定量油马达6。变量泵既是信号传递中的一个环节，又是系统的能源。图中油泵2、单向阀9、10和溢流阀4组成补油回路。而单向阀7、8和安全阀11起过载保护作用。

油马达驱动负载的同时，经反馈元件16使反馈信号作用到输入端，经比较元件15得偏差信号，此信号经放大器14加以放大，放大后的信号输入伺服阀使伺服阀芯移动，打开阀口，油泵1的压力油，通过阀口进入主泵5的变量机构12，控制泵5的排量。油泵的压力油迫使油马达6拖动负载转动。油马达的旋转方向决定于输入信号的方向，转速取决于偏差信号的大小。

由容积式液压伺服系统的工作原理可知，系统工作时变量泵的工作压力等于负载所要求的负载压力，变量泵输出的流量等于输入信号所要求的，亦即负载在指令转速下所要求的流量。因此电动机驱动变量泵所消耗的功率能较好地与负载所要求的功率相适应，使系统的功

率损失小,效率高。

泵控系统的工作性能与变量泵的性能有很大关系,而且变量泵与油马达之间管路较长,封闭容积较大,加上变量机构本身有较大的惯性,这些都使泵控系统的动态品质、响应速度不如节流式伺服系统。另外变量机构通常需独立辅泵系统供油,其功率约占主油路功率的2~10%左右,且使整个系统更为复杂,造价提高。由于这两方面的缺点,使其更广泛的应用受到限制。

从图1-7还可看到,伺服泵控系统也可能包含着阀控伺服系统,当然这里电液伺服阀所控制的不是作为执行元件的油缸,而是变量机构的小油缸。所以也可以说阀控伺服系统是液压伺服系统的最基本型式。

在节流式液压伺服系统(如图1-3、1-5和1-6)中,定量泵不是信号传递中的一个环节,仅是能源。由于伺服阀窗口的节流作用,泵的工作压力要大于负载所需要的压力。

$$p_s = p_L + \Delta p_1 + \Delta p_2 + p_0$$

式中: p_s ——供油压力;

p_0 ——回油压力;

p_L ——负载压差;

Δp_1 ——阀控油缸节流窗口的进油压降;

Δp_2 ——阀控油缸节流窗口的回油压降。

为了保证系统工作,定量泵所供给的流量要按负载所需的最大流量来设计和匹配。但在调节过程中,系统并不是始终在最大流量下工作。当负载需要小流量时伺服阀开度关小,通过阀的流量减小。泵供给的多余流量从溢流阀流走,这部分溢流的高压油没有参加系统的工作,它的能量消耗在溢流阀的节流口,使油液发热。

一般在小功率(25kW)系统中,常采用节流式液压伺服系统。它的反应速度快,虽然效率低些,但因功率小,故损失不是主要矛盾。而大功率系统中,往往对响应速度不一定要求太高,而功率损失则必须加以重视,趋向于采用容积式液压伺服系统。

四、液压控制系统的动态过程及其分析

1. 给定信号和扰动信号作用下的过渡过程

在没有外作用时,系统处于平衡状态,系统的输出 $y(t)$ 保持原来的状态。当接受外作用时,系统输出量将发生变化。但由于执行元件的惯性和系统中贮能元件的能量贮存,输出量的变化不可能立即达到要求,而是有一个过程即所谓过渡过程或动态过程。亦即系统在控制信号或外扰作用下,总是要经历一个过渡过程然后才能达到一个新的稳态。如图1-8所示。

2. 动特性与静特性

系统被调量的变化总是经历两个阶段:先偏离原稳定值并进入过渡过程,它代表系统的动特性;随后系统在偏差信号作用下产生调节作用,输出量趋近原稳定值或新的给定值,被调量重新处于某一平衡状态,它代表系统的静特性。因此研究被调量变化过程的问题,就变成研究系统动特性和静特性的问题了。

3. 动态和静态数学模型

液压控制系统内部各物理量间的相互关系可用数学模型来表达,其型式有微分方程、传递函数、频率特性等。在静态条件下(即变量的各阶导数为零)得到的表示各变量间静态关

系的代数方程称为静态数学模型；而它们在动态过程中的关系用微分方程、传递函数、频率特性函数来描述，则称为动态数学模型。

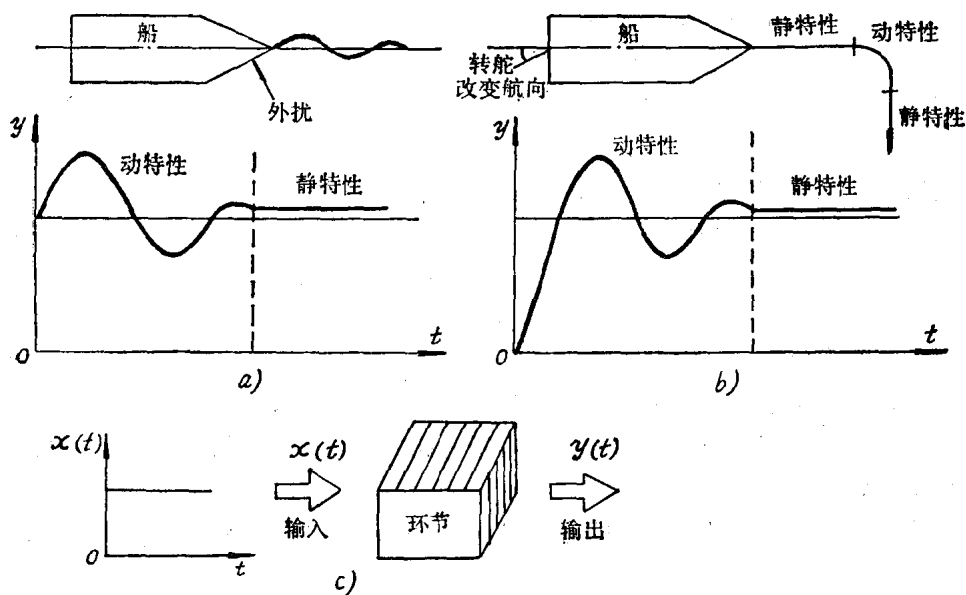


图1-8 给定信号与扰动信号作用下的过渡过程

系统的数学模型可以用分析法和实验法来建立。分析法是从元件或系统所依据的物理规律出发来建立数学模型并经实验验证。而用实验法则是对系统加入一定形式的输入信号，用求取系统输出响应的方法来建立数学模型。用相关分析仪或频率响应分析仪测得系统的时域或频率响应，再用数字计算机拟合传递函数系数，以求取系统的数学模型，这种方法称为系统辨识。

忽略一些次要的因素建立简化的数学模型，或对非线性函数进行线性化处理（常把非线性特性在工作点附近，用台劳级数展开，忽略高阶项进行一阶近似），建立近似的线性化的数学模型，这是处理工程实际问题的常用方法，这样建立的数学模型往往是一些线性微分方程。可用线性微分方程表达的系统，称为线性系统。当微分方程的系数是常数时，相应的系统称线性定常（线性时不变）系统。这种系统具有齐次性和叠加性两个重要性质。可见，作用于线性系统的多个输入的总响应将等于各个输入单独作用时产生的响应之和。

4. 典型的输入信号

一旦获得系统的数学模型，就可用各种分析方法去分析系统的性能。在分析输出量随输入量变化的过程中，遇到的实际问题是，输入信号常具有随机的性质，预先并不知道，而且瞬时输入量也不能以解析方法表示。因此，在分析和设计液压伺服系统时，通常选出一种（或几种）最典型的或者最不利的控制信号作为试验输入信号，并研究它所引起的瞬态响应。

经常采用的试验输入信号有阶跃信号、脉冲信号、斜坡信号、正弦信号和等加速信号。分析系统响应特性时究竟采用哪一种典型输入信号，取决于系统正常工作情况下最常见的输