

高等学校试用教材

轮机自动化

中 册

(轮机管理专业用)

大连海运学院

张德一 郑凤阁 张国树 吕登有 编

人民交通出版社

11664.1

235

2

240553

高等学校试用教材

轮机自动化

Lunji Zidonghua

中 册

(轮机管理专业用)

大连海运学院

张德一 郑凤阁 张国树 吕登有 编

人民交通出版社

内 容 提 要

全书分上、中、下三册。本书为中册，主要内容为气动控制仪表基础、电动控制仪表基础、柴油机冷却水温度和燃油粘度控制、辅锅炉的自动控制、分油机的自动控制、泵的自动控制、油水分离器的自动控制、主机遥控系统的主要逻辑回路、主机气动遥控系统、主机电一气遥控系统和变距桨遥控系统等。

本书为水运院校轮机管理专业的试用教材，可作为船舶动力装置自动化专业的教学参考书，也可供远洋和沿海运输的机务部门、轮机管理人员以及修造船厂技术人员参考。

高等学校试用教材

轮机自动化

中 册

(轮机管理专业用)

大连海运学院

张德一 郑凤阁 张国树 吕登有 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

北京通县曙光印刷厂印

开本：787×1092 $\frac{1}{16}$ 印张：18.5 字数：413千

1983年11月 第1版

1986年6月 第1版 第2次印刷

印数：4,301—5,076册 定价：3.05元

前 言

本书是在1980年版《轮机自动化》的基础上，并根据交通部水运系统高等学校1982年通过的轮机管理专业五年制教育计划中的轮机自动化课程大纲编写的。全书共分上、中、下三册。上册为轮机自动化基础部分（70学时），中、下册为轮机自动化控制系统部分（155学时）。其中，上册的主要内容为自动控制基础、控制对象特性、控制系统分析、逻辑控制基础、组合逻辑控制和时序逻辑控制回路等；中册的主要内容为气动仪表、电动仪表、柴油机冷却水温度和燃油粘度控制、柴油机主机遥控、辅锅炉自动化等；下册的主要内容为机舱的集中监视、微型计算机的应用和电站自动化等。

《轮机自动化》涉及的内容极为广泛，在选材和叙述上，力求从国内外远洋船舶轮机自动化的实际出发，既侧重于基本概念、基本方法和典型的实际控制系统，又注意了培养学生分析问题和解决问题的能力。为了便于教学和有关人员参考，全书的内容还注意了适当的深度和广度。

《轮机自动化》由赵兴贤、张德一主编。中册由张德一、郑凤阁、张国树、吕登有编写。其中，郑凤阁编写第一～六章，张德一编写第七～十五章，张国树编写第十六章，吕登有编写第十七章。

全书由浦宝康主审，刘直、王鼎惠、牛宝来、黄读业、张兆鹏等审阅，于群绘图。

本书在编写过程中，得到中国远洋运输总公司及其分公司、兄弟院校轮机管理专业有关教研室和大连海运学院科研所轮机自动化研究室的支持和帮助，谨在此表示感谢。

由于编者水平有限，时间仓促，书中一定存在缺点和错误，恳请读者批评指正。

编者 1983年

目 录

第一篇 自动控制仪表和系统

第一章 气动控制仪表	2
第一节 气动仪表的元件和部件	2
第二节 气动仪表的基本环节	6
第三节 气动变送器	12
第四节 气动调节器	18
第五节 气动执行机构和阀门定位器	25
第六节 气动辅助单元	27
第七节 自动控制系统参数整定的一般原则	28
第二章 电动仪表的基本知识	32
第一节 电动调节器的反馈环节	32
第二节 调制型直流放大器的工作原理	37
第三节 运算放大器的工作原理和应用	40
第三章 柴油机冷却水温度控制	50
第一节 概述	50
第二节 温度指示调节仪	52
第四章 燃油粘度自动控制	61
第一节 VAF 型燃油粘度自动控制系统	61
第二节 ASKANIA 型燃油粘度自动控制系统	67
第三节 NAKAKITA 型燃油粘度自动控制系统	68

第二篇 辅助设备的自动控制

第五章 辅锅炉的自动控制	78
第一节 锅炉水位的自动控制	78
第二节 锅炉燃烧自动控制	85
第三节 燃烧时序程序控制系统	90
第六章 分油机的自动控制	109
第一节 分油机时序控制系统的组成	109
第二节 分油机时序控制电路	112
第七章 泵的自动控制	116
第一节 泵的遥控与自动切换	117
第二节 延时控制回路	120

第八章 油水分离器的自动控制	121
第一节 油水分离器的一般介绍	121
第二节 自动排油控制原理	123
第九章 滤器的自动控制	125
第一节 空气反冲式自清洗滤器的自动控制原理	125
第二节 油反冲式自清洗滤器控制原理	127

第三篇 柴油机主机遥控

第十章 起动逻辑回路	132
第一节 起动主回路	133
第二节 重复起动逻辑回路	135
第三节 重起动和慢转起动逻辑回路	138
第十一章 换向与制动逻辑回路	142
第一节 换向逻辑回路	142
第二节 制动逻辑回路	145
第十二章 转速与负荷控制回路	150
第一节 控制方式	150
第二节 控制回路的形式	151
第三节 指令发讯	157
第四节 转速的检测与临界转速的回避	164
第五节 信号运算环节	167
第六节 负荷限制	169
第七节 转速与负荷控制	175
第十三章 控制信号的转换与伺服器	186
第一节 电/气转换器与气动伺服器	186
第二节 电/液伺服器	189
第三节 电动伺服器	191
第十四章 主机气动遥控系统	194
第一节 概述	194
第二节 停油与换向原理	195
第三节 起动原理	199
第四节 制动原理	200
第五节 调速原理	201
第六节 机旁操纵原理	203
第七节 功能模拟检查原理	203
第十五章 主机电一气遥控系统(一)	205
第一节 概述	205
第二节 集控室操纵	206
第三节 驾驶室操纵	211

第十六章	主机电一气遥控系统(二)	224
第一节	概述.....	224
第二节	操纵台与气动系统图.....	226
第三节	电子自动控制设备综述.....	232
第四节	起动程序控制.....	235
第五节	速度自动控制系统.....	245
第十七章	变距桨遥控系统	256
第一节	螺旋桨与柴油机的匹配.....	256
第二节	变距桨控制系统简介.....	258
第三节	变距桨装置.....	262
第四节	自动负荷控制的变距桨遥控系统.....	265
参考文献		288

第一篇 自动控制仪表和系统

在船舶动力装置中，有许多运行参数，如温度、压力、液位、粘度、流量以及转速等等都需要保持在恒定值或我们所希望的值上。利用自动控制仪表组成的各种控制系统能对这些运行参数进行自动控制，这不仅能解除大量的人工操作，而且还能使动力装置各主要机械设备的运行更加经济、安全和可靠。图 1-0-1 是自动控制系统的组成方框图。

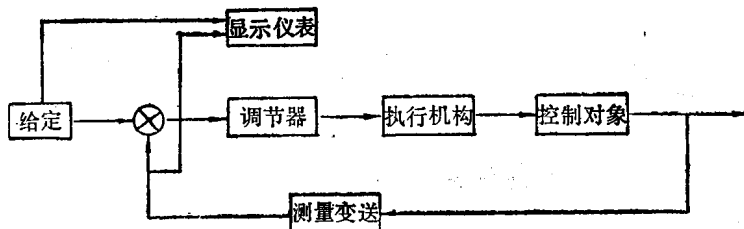


图1-0-1 自动控制系统的组成方框图

1. 测量、变送单元

检测运行参数值，并经变送器转换为统一的联系信号：气动单元组合仪表信号为 $19.6 \sim 98.1 \text{ kPa}$ ($0.2 \sim 1.0 \text{ kgf/cm}^2$)；电动单元组合仪表信号为 $0 \sim 10 \text{ mA}$ 或 $4 \sim 20 \text{ mA}$ 。有的控制系统的测量与变送单元，把检测的参数值转换为机械位移等信号与单元组合仪表或基地式仪表配套使用。

2. 给定单元

确定被控参数的给定值。如果某一控制系统的给定值不变，该系统叫做定值控制系统。在这样控制系统的调节器上常设有一个给定值旋钮，可以手动设定给定值。如果给定值是时间的函数，这种调节器叫做时间程序调节器，用于程序控制系统。如果给定值随某一个参数而变，这种调节器叫做参数程序调节器，用于随动系统。在复杂的控制系统中，给定值往往需要对许多输入信号进行运算才能最后确定，这种系统多采用计算机控制。船舶动力装置自动控制系统大多数属于定值控制系统。

3. 调节单元

根据被控参数的测量值与给定值之间的偏差值，按照比例、积分、比例积分、比例微分或比例积分微分的作用规律输出一个控制信号，控制执行机构动作，保证被控参数控制过程的动态稳定性和静态精度。

4. 显示单元

自动指示和记录被控参数值的变化。有的带有报警装置，当被控参数越限时，发出声光报警。有的带有“手动—自动”切换装置。

5. 执行机构

根据调节器输出的控制信号，改变执行机构本身的流通面积，从而改变控制对象流入或流出的物质或能量流量，克服扰动，使被控参数回到给定值或给定值附近。

目前, 船用自动控制仪表种类很多: 按能源分类, 有电动仪表、气动仪表和液动仪表; 按结构形式分类, 有基地式仪表和单元组合仪表。基地式仪表是把测量变送单元、调节单元和显示单元组装在一个壳体内, 成为不可分离的整体。单元组合仪表是各个单元都做成一台独立的仪表, 工作时各仪表之间由统一的标准信号联系起来。

在船上, 对于气动仪表来说, 基地式仪表和单元组合仪表都有广泛地应用。对于电动仪表来说, 绝大多数采用基地式仪表。

第一章 气动控制仪表

气动控制仪表的种类较多, 有气动变送器、调节器、显示仪表、执行机构、计算单元以及各种辅助单元, 如定值器、调压阀和空气过滤器等等。每种仪表的结构型式也是多种多样的。本章主要介绍构成这些仪表的元部件和基本环节, 各种仪表的工作原理和主要仪表的工作特性。在后面的各控制系统中, 将介绍所涉及到的主要仪表的结构和工作原理。

第一节 气动仪表的元件和部件

气动仪表的种类和结构型式虽然很多, 但构成它们的元部件数并不多, 主要有弹性元件、节流元件、气容、喷嘴挡板机构和功率放大器等。

一、弹性元件

弹性元件有螺旋弹簧和弹性敏感元件, 如图 1-1-1 所示。

弹性敏感元件的刚度 E 较小, 灵敏度 (刚度的倒数) δ 较大, 当对它们施加一定的轴向

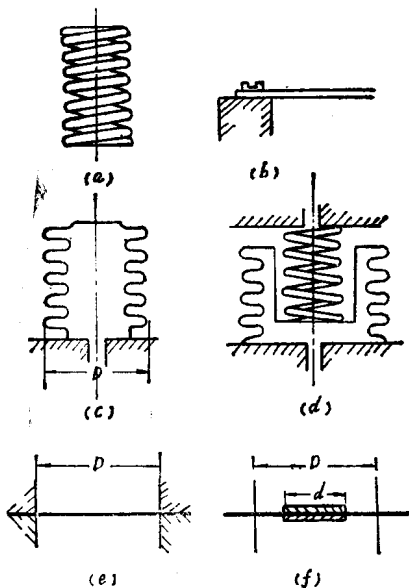


图1-1-1 主要的弹性元件
(a)螺旋弹簧; (b)片簧; (c)波纹簧; (d)带
弹簧的波纹管; (e)金属膜片; (f)橡胶膜片

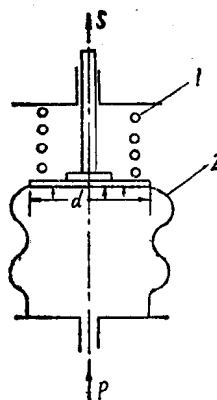


图1-1-2 弹性元件信号传递过程
1-螺旋弹簧; 2-波纹管

压力时，其位移变形较大，也就是说它们对轴向压力的变化反应是敏感的。螺旋弹簧刚度较大，通常与弹性敏感元件配合使用以增加其刚度，也多用于调整弹性敏感元件的初始位置。

图1-1-2是弹性元件信号传递过程的一个例子。送入波纹管的气压信号 P 是弹性元件的输入量，波纹管的位移量 S 是弹性元件的输出量。显然输出与输入之间的关系是

$$S = \frac{PF_c}{E}$$

式中： F_c 是波纹管的有效面积，这个有效面积要大于波纹管顶部的几何面积 $\pi d^2/4$ ； E 是波纹管和支承弹簧的总刚度。

从上式可以看出，若弹性元件在弹性变形范围内，其刚度 E 为常数，波纹管的有效面积 F_c 是常数，则弹性元件输出量 S 与输入量 P 之间是比例关系。但是橡胶膜片很软，在小的工作范围内，其刚度可近似看为零，故其输出与输入量之间的关系不能用上式表达。

二、节流元件

在气动仪表中，节流元件起着阻碍气体流动的作用。它能产生压降和改变气体流量。节流元件按其工作特点可分为恒节流孔和变节流孔两种类型。常用的恒节流孔有两种，即毛细管式和小孔式，如图1-1-3所示。毛细管式可用不锈钢管或玻璃管制成，直径在0.18~0.3毫米范围内。小孔式恒节流孔直径为0.25、0.3、0.5毫米，长为4毫米。变节流孔有圆锥—圆锥型、圆柱—圆锥型和圆球—圆锥型，如图1-1-4所示。它们可用来调整积分、微分时间和比例带。

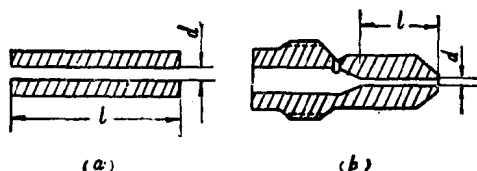


图1-1-3 恒节流孔
(a)毛细管；(b)小孔式

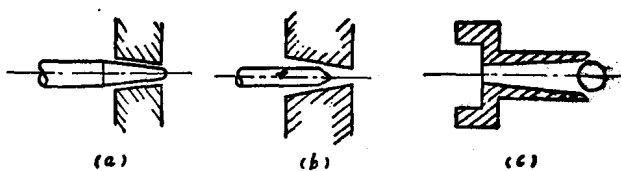


图1-1-4 变节流孔
(a)圆锥-圆锥型；(b)圆柱-圆锥型；(c)圆球-圆锥型

通常用气阻 R 表示节流元件对空气流动阻碍作用的大小。若空气通过节流元件的压降为 ΔP ，其流量为 G ，则

$$R = \frac{\Delta P}{G}$$

气阻 R 的大小是由节流孔的流通截面积决定的。面积越大，气阻越小，在气体流量相同的情况下节流元件两端的压降小。反之，面积越小，气阻越大，压降也就越大。由于恒节流孔流通截面积不能改变，气阻不能调整，因此称为恒气阻或固定气阻，变节流孔称为可调气阻。

通常用各种变节流孔组成变节流阀，用于调整积分、微分时间和比例带。图1-1-5是两种变节流阀的结构原理图。

图1-1-5(a)变节流阀是针阀结构。针阀5与阀杆7不是刚性连接的，而是通过弹簧2把针阀轴肩压在座垫3上。座垫孔的直径比针阀直径大，针阀是浮动的。当关闭针阀时，针阀能在阀座中自动对中；当它有一定开度时，靠四周气流的压力使针阀处在阀座的中心，保证间隙均匀以减小偏心对针阀特性的影响。通过旋转手轮9可调整阀杆7的位置，从而改变针

阀5与阀座4之间的间隙来改变气阻 R 值。当针阀与阀座接触后阀杆仍有过大的位移时,针阀使作用力较小的弹簧2压缩,这既保证了针阀与阀座的密封,又保护了其接触表面不被压坏。调整片8是用于调整死程的(旋转手轮,使针阀刚刚离开阀座时阀杆7移动的距离)。有一定的死程能保证针阀在关闭时有良好的密封性,但死程不应过大。

图1-1-5(b)变节流阀是球阀结构。球阀8与阀杆3不是刚性连接的,而是通过弹簧6使球阀的上端压在阀杆的下端,因此球阀也是浮动的。与上述针阀特点相似,具有自动对中、保证球阀与阀座5的密封并防止接触表面被压坏等作用。旋转标度盘2可以调整球阀与阀座之间的间隙来改变气阻 R 值。O型圈9起密封作用。

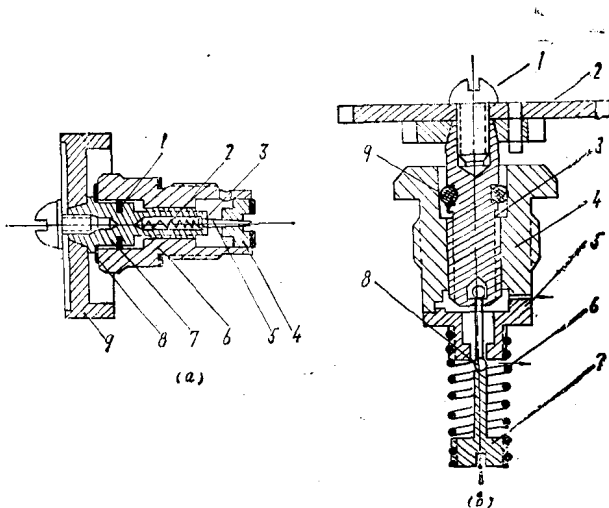


图1-1-5 针阀(a)和球阀(b)的结构原理图

针阀(a)1-垫片; 2-弹簧; 3-座垫; 4-阀座; 5-针阀; 6-阀体; 7-阀杆; 8-调整片; 9-手轮
球阀(b)1-螺钉; 2-标度盘; 3-阀杆; 4-阀体; 5-阀座; 6-弹簧; 7-弹簧座; 8-球阀; 9-O型密封圈

三、气 容

气体容室(简称气容)在气动仪表或气路中,能贮存或放出气体,对压力变化起惯性作用。目前采用的有定容气室和弹性气室两种类型,如图1-1-6所示。

一般用“气容”来表示气室贮存空气量的能力。它的物理意义是气室每升高单位压力所需增加的空气贮存量。如果用 C 表示气容,用 dm 和 dp 分别表示空气贮存量的微分增量和空气压力的微分增量,则气容 C 可用下式表示:

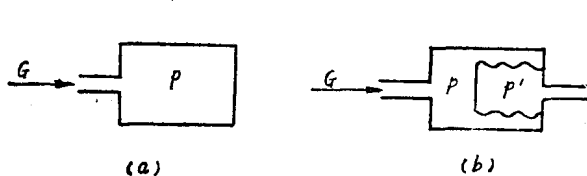


图1-1-6 气体容室示意图
(a)定容气室; (b)弹性气室

$$C = \frac{dm}{dp}$$

气容 C 的大小是由气室的体积决定的。在压力相同的情况下,体积大的气室贮存空气量的能力大,即气容大;体积小的气室贮存空气量的能力小,即气容小。对定容气室(图1-1-6a)来说,由于气室的体积不变,气容是个常量。对弹性气室(图1-1-6b)来说,由于气室体积(空腔与波纹管之间的体积)随压力 P 的变化而变化,因此弹性气室在充、放气过程中,气容是变化的。

四、喷嘴挡板机构

喷嘴挡板机构是气动仪表中最基本的元件,其结构如图1-1-7所示。它由恒节流孔1、喷嘴3、挡板4和背压室(恒节流孔与喷嘴之间的气室)2组成。它的作用是把输入的挡板微小位移的变化量转换成相应的背压室压力信号输出。

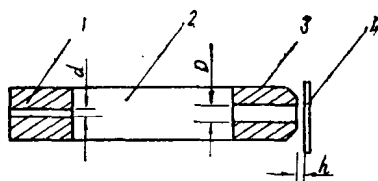


图1-1-7 喷嘴挡板机构示意图
1-恒节流孔；2-背压室；3-喷嘴；4-挡板

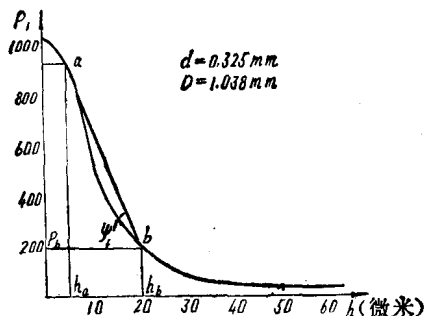


图1-1-8 喷嘴挡板静特性实验曲线

与恒节流孔相比较，喷嘴的孔径要足够大，保证挡板全开时背压室的压力能降低到接近于大气压力。同时，喷嘴的轴线必须与挡板平面垂直，保证挡板靠上喷嘴时有良好的密封性，这时背压室的压力将接近气源压力。显然，挡板的开度 h 不同，空气从喷嘴与挡板之间的缝隙流出的阻力不同，即背压室的压力不同。若开度 h 减小，气阻加大，背压室的压力增大；若开度 h 增大，气阻减小，背压室的压力降低。实际上喷嘴挡板起到变气阻的作用。可见不同的挡板开度就对应不同的背压室压力。我们把在稳定工况下（恒节流孔流量与喷嘴流量相平衡，背压室压力稳定不变），背压室压力 P （输出量）与挡板开度 h （输入量）之间的一一对应关系称为喷嘴挡板机构的静特性，其实验曲线如图1-1-8所示。

当挡板处于全关状态（即 $h=0$ ）时，由于喷嘴挡板的加工与装配精度所限，难免漏气，因此背压室压力不能等于而只能接近气源压力。当挡板全开时，由于喷嘴孔径远大于恒节流孔孔径，空气的压力降主要在恒节流孔上，使背压室压力接近大气压力。当挡板从全关逐渐移到全开时，喷嘴背压 P 将从接近气源压力逐渐降低到接近大气压力，并且静特性曲线上各点的斜率不同。 a 点以上， b 点以下喷嘴背压 P 随挡板开度变化较慢， a 、 b 之间变化较快。我们可用直线 ab 代替曲线 ab ，其误差很小，这样喷嘴背压变化量 ΔP 与挡板开度的变化量 Δh 成线性关系，即

$$\Delta P = K_1 \cdot \Delta h$$

式中 $K_1 = \tan \varphi$ 是直线 ab 的斜率（曲线 ab 的平均斜率），称为喷嘴挡板机构的传递系数或放大倍数。喷嘴挡板机构的实际工作范围是 ab 段，通常称为工作段。由于工作段的线性度较好，它比工作在其它范围内能提高仪表的精度和灵敏度。

五、气动功率放大器

由于喷嘴挡板机构恒节流孔很小，工作时它输出的空气量很少，很难直接推动执行机构或传递较远的距离，因此，几乎所有的气动仪表都在喷嘴挡板机构的输出端串联一个气动功率放大器进行流量放大或流量、压力放大，即功率放大。

功率放大器结构型式很多，图1-1-9是一种耗气型气动功率放大器，它能起流量和压力放大作用。

由两个变节流阀串联构成放大气路，一个是球阀4，另一个是锥阀1，它们各起不同作用。球阀4控制来自气源的进气量，只要球阀有一微小的位移就能引起进气量的很大变化，从而能满足流量放大作用。锥阀1控制排气量。当输入压力增大时，克服金属膜片2和弹簧片3的刚度，使阀杆下移，开大球阀关小锥阀，这样由4室进入B室的空气量增加，而由B

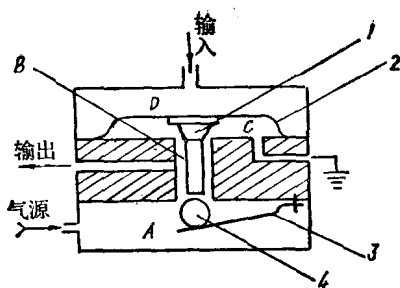


图1-1-9 耗气型功率放大器结构原理图
1-锥阀；2-金属膜片；3-弹簧片；4-球阀

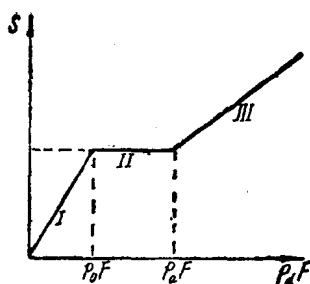


图1-1-10 推力与膜片位移的关系

室经锥阀排入大气量减少，B室压力即放大器输出压力增加。反之，输入压力下降，B室压力即放大器输出压力降低。因此，阀杆的位移 S 就决定了放大器输出压力的大小。输入压力用 P_d 表示， F 是金属膜片2的有效面积，金属膜片承受的轴向推力 $P_d F$ 与金属膜片位移之间关系如图1-1-10所示。

当输入信号等于大气压力时，金属膜片与阀杆之间存在间隙 S_0 ，输入信号开始增加时，金属膜片的位移使 S_0 逐渐减小。当输入压力等于 P_0 时， $S_0 = 0$ ，这是直线I的情况。当输入压力由 P_0 继续增加时，由于金属膜片承受的轴向推力 $P_d F$ 不足以克服弹簧片3的预紧力和气源的作用力，金属膜片与阀杆之间没有位移，这是水平线II的情况。只有输入压力升至 P_a 后阀杆开始有位移，放大器开始有输出。把此时输入压力 P_a 称为放大器的起步压力，调换不同刚度的金属膜片和弹簧片可调整放大器的起步压力。输入压力由 P_a 继续增加时，放大器工作在直线III（放大器的工作段）上。

在放大器的工作段上，阀杆的位移增量 ΔS 与输入压力的变化量 ΔP_d 成比例，放大器的输出压力增量 $\Delta P_{出}$ 与阀杆的位移增量 ΔS 成比例，因此可得到

$$\Delta P_{出} = K_2 \Delta P_d$$

K_2 称为放大器的放大倍数，它与金属膜片的有效面积、弹性组件的刚度以及放大器的结构等因素有关。当金属膜片和弹簧片选定以后，可以近似地把 K_2 看作常数，因此气动功率放大器是一个放大倍数为 K_2 的比例环节。

第二节 气动仪表的基本环节

目前几乎所有的仪表都是由为数不多的元部件组成的，分三个基本环节，如图1-2-1所示。放大环节起信号放大作用，要求它具有较高的灵敏性和足够的输出功率。反馈环节起信号的运算作用，通常要把仪表的输出信号通过反馈回路送回到仪表的输入端与偏差信号进行综合。如果放大环节的放大倍数足够大，仪表的信号传递关系只决定于反馈回路的信号传递关系。这样可以消除放大环节各种非线性因素的影响，提高仪表的精度。同时在调节器中，采用不同的反馈回路，可以起到不同的调

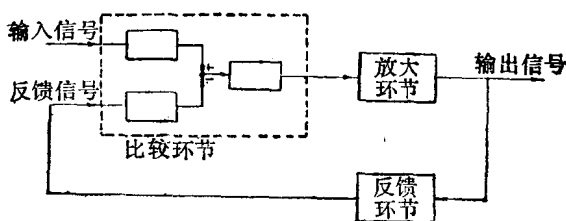


图1-2-1 气动仪表的构成原理

节作用。比较环节起信号的比较作用，使输入信号与反馈信号在此比较，其输出信号等于各信号的代数和。

总之，只要掌握了放大、反馈和比较等三个基本环节，我们就能比较容易地分析一台仪表的工作原理和功能。

一、气动仪表的放大环节

前面介绍过，在气动仪表中，喷嘴挡板机构的输出端都串联一个功率放大器，在结构上两者往往结成一体，称为二级气动放大器，图 1-2-2 是二级气动放大器一种型式的原理图。

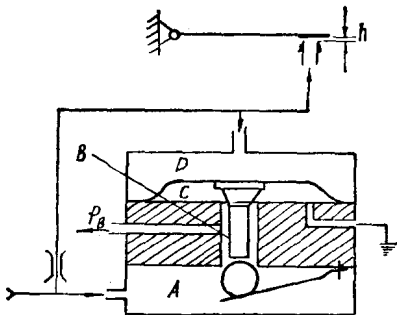


图 1-2-2 二级气动功率放大器

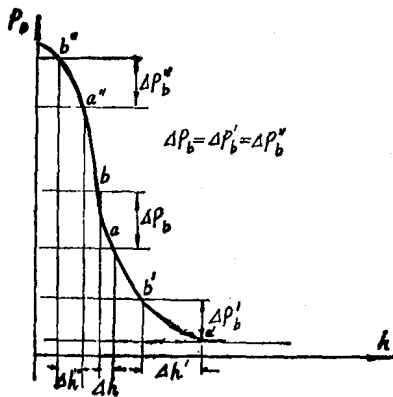


图 1-2-3 起步压力的调整

功率放大器的输出压力信号变化范围是 $19.6 \sim 98.1 \text{ kPa}$ ($0.2 \sim 1.0 \text{ kgf/cm}^2$)，它的最大变化量是 78.5 kPa (0.8 kgf/cm^2)。使功率放大器输出信号压力为低限值即 19.6 kPa (0.2 kgf/cm^2) 时，放大器的输入压力即喷嘴挡板的输出压力就是功率放大器的起步压力。假定放大器的压力放大倍数是 15，则喷嘴挡板机构输出压力的最大变化量只有 $78.5/15 = 5.2 \text{ kPa}$ (0.035 kgf/cm^2)，它只占喷嘴挡板机构静特性曲线很小的一段，如图 1-2-3 中的 $a-b$ 段。 a 点所对应的喷嘴挡板机构的输出压力就是起步压力。如果起步压力调整得合适，放大器将工作在曲线更陡、更接近直线部分如 $a-b$ 段，这样仪表能获得较高的灵敏度、精度和工作的稳定性。如果起步压力调得过低或过高，使放大器工作在 $a'-b'$ 段或 $a''-b''$ 段，曲线平坦，且各点斜率差别很大，使挡板开度 h 的变化范围大，仪表的灵敏度会降低，工作将会不稳定。因此，调整好起步压力是重要的。不过仪表在出厂前已经调好，在使用中不要随意改动。

二、气动仪表的反馈环节

在气动仪表中，总是把输出端的输出信号引回到输入端构成负反馈气路。在气动调节器中，除了 $1:1$ 的负反馈外，还引用较复杂的反馈气路以获得比例、积分、微分调节规律。下面介绍一些常见的反馈气路。

1. 节流分压器

节流分压器（又叫节流通室）由可调气阻 R_F 、流通气室和恒气阻 R 串联而成，如图 1-2-4 所示。两个气阻一般工作在层流状态，流通气室容积很小，可以不考虑它充放气

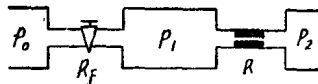


图 1-2-4 节流分压器结构示意图

的过渡过程, 仅分析通室压力 P_1 (节流分压器的输出量) 与控制信号压力 P_0 和 P_2 (节流分压器的输入量) 之间的关系。一般 P_2 是大气压力。根据流体的连续性定理, 在稳定情况下, 通过可调气阻 R_F 的气体重量流量 G_1 必定等于通过恒气阻 R 的气体重量流量 G_2 。如果气体密度在气阻前后保持不变, 则

$$G_1 = \frac{P_0 - P_1}{R_F} \rho = G_2 = \frac{P_1 - P_2}{R} \rho$$

如果 P_2 为大气压力即 $P_2 = 0$, 上式可简化为

$$\frac{P_1}{P_0} = \frac{R}{R_F + R} = K$$

由上式可见, 当 R_F 一定时, K 值一定, P_1 随 P_0 成比例变化。若 P_0 不变, 改变可调气阻 R_F 可以改变 P_1 与 P_0 的比值。变节流阀全开时, $R_F = 0$, $K = P_1/P_0 = 1$; 变节流阀全关时, $R_F = \infty$, $K = P_1/P_0 = 0$, 所以改变变节流阀的开度可使 K 在 $0 \sim 1$ 范围内变化。节流分压器常用来调整调节器的比例带。

2. 节流盲室

在节流元件 (可调气阻或恒气阻) 后面串联一个封闭的气室 (盲室) 就构成一个节流盲室, 如图 1-2-5 所示。 P_i 是节流盲室的输入量, P_o 是输出信号。用 R 表示节流元件的气阻, 用 C 表示盲室的气容。在盲室充气过程中 $P_i > P_o$ 。通过气阻的空气流量 $(P_i - P_o)/R$ 等于充进盲室的空气量。因 $C = dm/dp_o$, $dm = C \cdot dp_o$ 。盲室的气容 C 是常数, 等式两边对时间求导数, 则得

$$C \frac{dp_o}{dt} = \frac{dm}{dt}$$

dm/dt 是进入盲室的空气流量, 所以

$$C \frac{dp_o}{dt} = \frac{P_i - P_o}{R}$$

令 $T = RC$, 则得

$$T \frac{dp_o}{dt} + P_o = P_i$$

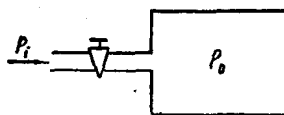


图1-2-5 节流盲室结构示意图

其传递函数为

$$W(s) = \frac{P_o(s)}{P_i(s)} = \frac{1}{TS + 1}$$

可见节流盲室是一阶惯性环节, T 是节流盲室的时间常数。若 P_i 是阶跃变化量, 对上面微分方程求解得

$$P_o = P_i(1 - e^{-\frac{t}{T}})$$

当 P_i 为阶跃输入时, P_o 随时间变化规律是指数函数。从理论上讲, 只有 $t \rightarrow \infty$ 时, $P_o = P_i$, 但从实用角度看, 当 $t = 3T$ 时, 可以认为 $P_o = P_i$ 。若令 $t = T$, 则 $P_o = 63.2\% P_i$ 。显然 P_o 的变化速度取决于 T 的大小。因为 $T = RC$, 其中 C 为常数, 所以改变气阻 R 值可调整时间常数 T 。 T 越大 P_o 变化越慢, 反之越快。

节流盲室的放气过程与充气过程类似。其充放气过程的特性曲线如图 1-2-6 所示。在调节器中实现积分和微分调节作用规律要用到节流盲室, 利用它可整定积分和微分时间。

3. 比例惯性环节

比例惯性环节由弹性气室（波纹管 E 与外壳之间的空腔）、波纹管 E' 、可调气阻 R 以及联接管路组成，如图 1-2-7 所示。 P_i 是输入信号， P_o （弹性气室中气压）是输出信号，其工作情况与节流盲室类似。所不同的是：第一，这里盲室的容积不是固定的， P_i 的变化会引起波纹管 E 的伸缩，盲室的容积跟着变化，气容 C 值不是常数。第二，作用于盲室有两条通道，一条通道经可调气阻 R 对盲室充放气；另一条是由波纹管 E 伸缩造成挤排作用形成的通道。因此，比例惯性环节的传递函数（将在本章第四节详细介绍）与节流盲室不同。

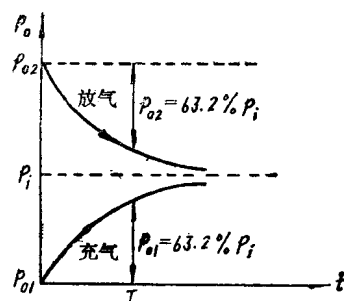


图 1-2-6 节流盲室充放气过程曲线

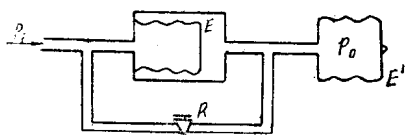


图 1-2-7 比例惯性环节结构示意图

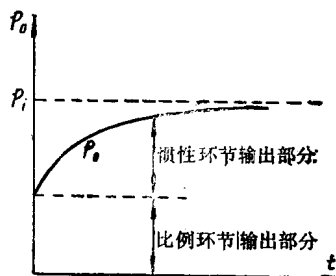


图 1-2-8 比例惯性环节充气过程曲线

图 1-2-8 给出了比例惯性环节充气过程的特性曲线。当 P_i 阶跃上升时，由于气阻 R 和气容 C 的存在， P_o 不可能经气阻通道立即升高。但在 P_i 阶跃上升的同时，波纹管 E 立即伸长，挤压弹性气室的气体使 P_o 立即升高，并且 P_i 越大 P_o 升得越高。显然波纹管 E 是个比例环节。在此基础上， P_i 经 R 不断向弹性气室充气， P_o 继续升高，波纹管 E 逐渐收缩直到 $P_i = P_o$ 为止，波纹管恢复原状。这是一个惯性环节的充气过程，总的充气过程是上述两个过程的叠加。利用这个原理可以整定调节器的积分时间。

三、气动仪表的比较环节

为了把放大环节和反馈环节联系起来，气动仪表还必须有比较环节。输入信号（或测量、给定间的偏差信号）和反馈信号（或正、负反馈信号之差）在比较环节上引起作用，按线性叠加原理进行综合，比较环节的输出等于各信号作用的代数和。气动仪表的比较环节通常采用位移平衡原理、力平衡原理或力矩平衡原理。

1. 位移平衡原理

位移平衡式比较环节由弹性元件和比较杠杆组成。如图 1-2-9 所示。其中两个波纹管分别将测量和反馈信号转换成位移，而杠杆则起位移的比较作用。

当测量信号增加 ΔP_{en} 时，测量波纹管（刚度为 E_1 ，有效面积为 F_1 ）伸长，杠杆 a 端下移 $\Delta S_a = \Delta P_{en} \cdot F_1 / E_1$ ，同时挡板靠近了喷嘴 h_1 ，喷嘴背压升高，放大器输出压力信号增大。这个增大的输出信号经反馈气路引入反馈波纹管（刚度为 E_2 ，有效面积为 F_2 ），使杠杆 b 端上移 $\Delta S_b = \Delta P_f \cdot F_2 / E_2$ ，挡板又离开喷嘴 h_2 ，恢复到接近初始位置。这种位移变化情况如图 1-2-10 所示。图中 I 表示杠杆的初始平衡位置；II 表示杠杆在 ΔP_{en} 作用下的位置；III 表示引入负反馈后杠杆的位置。 l_1 和 l_2 分别表示挡板中心线到测量波纹管和反馈波

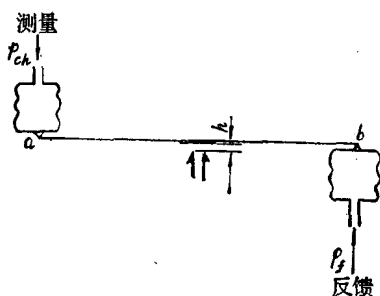


图1-2-9 位移平衡式比较环节结构示意图

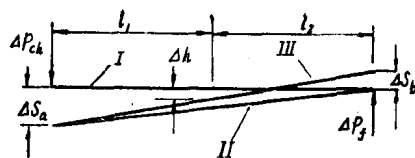


图1-2-10 比较杠杆的位移关系示意图

纹管中心线的杠杆臂长。根据相似三角形原理可分别求出 h_1 和 h_2 ，挡板两次位移其开度的变化量 $\Delta h = h_1 - h_2$ ，即

$$\Delta P_{ch} \cdot F_1 \cdot \frac{1}{E_1} \cdot \frac{l_2}{l_1 + l_2} - \Delta P_f \cdot F_2 \cdot \frac{1}{E_2} \cdot \frac{l_1}{l_1 + l_2} = \Delta h$$

根据该式可绘出位移平衡式比较环节的传递方框图，如图1-2-11所示。

在实际工作中，挡板位移变化量很小，即 $\Delta h \approx 0$ ，这样上式可简化为

$$\Delta P_{ch} \cdot F_1 \cdot \frac{1}{E_1} \cdot \frac{l_2}{l_1 + l_2} - \Delta P_f \cdot F_2 \cdot \frac{1}{E_2} \cdot \frac{l_1}{l_1 + l_2} = 0$$

该式所表达的物理关系就是通常所说的位移平衡原理。它指出，在平衡位置上，反馈信号产生的挡板位移平衡了测量信号所引起的挡板位移，使挡板位置几乎不变。起比较作用的杠杆主要是靠两次挡板位移之间的平衡进行工作的。由位移平衡原理可得出反馈信号与测量信号之间的固定的比例关系，即

$$\Delta P_f = \frac{F_1}{F_2} \cdot \frac{E_2}{E_1} \cdot \frac{l_2}{l_1} \Delta P_{ch}$$

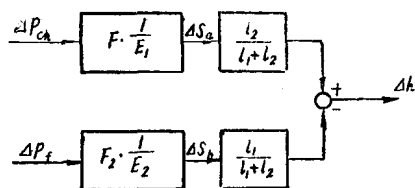


图1-2-11 位移平衡式比较环节的传递方框图

可见，位移平衡式比较环节的比例系数取决于波纹管有效面积比、刚度比和杠杆长度比。通常用调整杠杆长度比来调整这个比例系数。

2. 力平衡原理

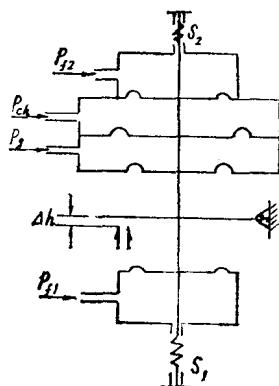


图1-2-12 力平衡式比较环节结构示意图

图1-2-12为力平衡式比较环节结构原理示意图。在这个比较环节上作用四个气压信号：给定信号 P_g 、测量信号 P_{ch} 、负反馈信号 P_{f1} 和正反馈信号 P_{f2} 。这四个气压信号都是通过各自的作用膜片将气压信号转变为膜片的轴向推力的。 S_1 和 S_2 是给定值整定弹簧，总刚度为 E ， F_1 、 F_2 、 F_3 和 F_4 分别表示四个膜片的有效面积。这样气压信号转换为轴向推力的传递过程为： P_{ch} 送入测量气室作用于 F_1 和 F_2 上，因 $F_2 > F_1$ ，产生一个向下的推力，其值为 $P_{ch}(F_2 - F_1)$ ； P_g 产生一个向上的推力（因 $F_2 > F_3$ ），其值为 $P_g(F_2 - F_3)$ ； P_{f1} 产生一个向上的推力，其值为 $P_{f1}F_4$ ； P_{f2} 产生一个向下的推力，其值为 $P_{f2} \cdot F_1$ 。若这四个推力的代数和等于零，则比较环节处于

平衡状态。反之，比较环节将承受一个不平衡推力 Δe ，其值为