

中等专业学校教材



水轮机调节

第二版

云南省电力学校 金少士
武汉电力学校 王良佑 合编



95
K730.7
1
Z

中等专业学校教材

水 轮 机 调 节

第 二 版

云南省电力学校 金少士 合编
武汉电力学校 王良佑

水利电力出版社



C

205533

(京)新登字 115 号

内 容 提 要

本书主要介绍水轮机调节的基本原理,机械液压型和电气液压型调速器及油压装置的结构、性能、工作原理和调整试验,调节系统的特性和调节参数的选择,调节保证计算和调节设备选择,调节设备维护、检修和故障分析处理。内容以大中型为主,兼顾小型。在介绍教学大纲要求的基本理论的同时,密切联系生产实际,并适当介绍了本学科当前的发展方向。

本书除作为普通中等专业学校“水电站动力设备”专业的教材外,还可作为其他有关专业和培训班、函授班的教材或教学参考书,也可供从事水轮机调速器安装、运行、检修、调试的技术人员和工人参考。

中等专业学校教材

水 轮 机 调 节

第二版

云南省电力学校 金少士 合编
武汉电力学校 王良佑

水利电力出版社出版

(北京三里河路6号)

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

北京市朝阳区小红门印刷厂印刷

787×1092毫米 16开本 15.5印张 350千字 1插页

1981年12月第一版

1994年10月第二版 1994年10月北京第二次印刷

印数 7151-12630册

ISBN7-120-02045-5/TV·765

定价 8.80元

第一版前言

本书重点讲述水轮机调节的基本知识，调速器（机调与电调）及其主要元件的结构原理与工作特性，调速器的调整试验，油压装置及其附件的工作原理与调试，调节保证计算与调速器设备选择的方法。对调节对象的特性系数，水轮机调节的动态特性，调速器的运行与常见故障分析等也作了一般的介绍。

本书的取材主要着眼于调速器的基础知识、结构原理、基本计算和现场调试等内容。编写过程中，注意吸收了国内多年来在科研、设计、安装和运行中的一些实践经验。

本书共分八章，东北水利水电学校田毅同志任主编，并编写第一、二、四、五、八章；成都水力发电学校熊道树同志主审，并编写第六章；湖北水利学校张维强同志编写第三章和第五章的第八节；黑龙江水利工程学校钮平南同志编写第七章。参加审稿的有成都水力发电学校、东北水利水电学校、湖北水利学校、黑龙江水利工程学校、贵州水利水电学校、云南电力学校、四川水利水电学校、东方电机厂、成都水电勘测设计院、映秀湾水力发电厂等单位。

本书在编写过程中得到李培深、郭中桴、寿梅华、常兆堂、吴应文、陈嘉谋、孙邦彦等同志的关怀，并对书稿有关部分提出了宝贵的意见，在此表示衷心感谢。

编者的水平和经验有限，书中不当之处，敬请读者批评指正。

编 者

1981年2月

第二版前言

本书是根据原水利电力部1988年2月颁发的中等专业学校水电站动力设备专业“水轮机调节”教学大纲编写的。

本书编写中着重阐述水轮机调节的基本概念、工作原理,典型设备的结构、主要电气回路的功能及运行维护、检修、调试方面的知识,调节保证计算和调节设备选择等,适当反映了本学科当前的先进技术水平。在教学中各校可根据具体情况作适当取舍。

本书采用我国的法定计量单位,调速器与油压装置技术条件采用国家标准GB9652-88,电液调速器部分还采用了部标准SD295-88,同时还采用了电气制图及图形符号最新国家标准。

全书共分六章,由武汉电力学校王良佑同志编写第三章和第六章第五节;西宁电力学校魏挺同志编写第二章第八、九节;其他各章节由云南省电力学校金少士同志编写。全书由金少士同志统稿,成都水力发电学校熊道树同志主审。

在本书编写过程中,得到了河海大学沈祖诒教授的指导。此外,刘炳文、吴应文、陈光大、寿梅华等同志提出了许多宝贵意见,天津电气传动研究所、昆明电机厂、上饶水动力机械厂等单位提供了很多参考资料。谨此对他们表示衷心感谢。

由于我们学识水平和实践经验有限,书中不妥之处在所难免,希望读者批评指正。

编 者

1991年6月

目 录

第一版前言

第二版前言

第一章 水轮机调节的基本原理	1
第一节 水轮机调节的基本概念	1
第二节 具有放大作用的无反馈调节系统	4
第三节 具有反馈作用的调节系统	10
第四节 机组并列运行的静态工作特性	17
第五节 具有两级放大的调节系统	23
第六节 自动调节系统的典型环节、连接方式和调节规律	25
第七节 调速器的作用、分类和发展	31
复习思考题	33
第二章 机械液压型调速器和油压装置	35
第一节 概述	35
第二节 测速元件	37
第三节 放大元件	43
第四节 反馈元件	53
第五节 控制机构	62
第六节 T型调速器的工作原理	69
第七节 调速器整机调整试验	72
第八节 双重调节调速器	79
第九节 油压装置	88
复习思考题	99
第三章 电气液压型调速器	101
第一节 概述	101
第二节 测频回路	104
第三节 校正回路	115
第四节 电子调节器中的PID调节单元	119
第五节 功频给定与永态转差回路	123
第六节 人工失灵区回路与电气开度限制回路	125
第七节 综合放大回路	128
第八节 电气协联回路	132
第九节 成组调节与电调电源	136
第十节 电液转换器	139
第十一节 JST-A型电液调速器	146

第十二节 电液调速器整机调整试验	155
第十三节 YDT-1800A 型电液调速器	157
第十四节 微机调速器简介	165
复习思考题	169
第四章 调节系统的特性和调节参数选择	171
第一节 调节系统静特性试验和分析	171
第二节 调节对象的特性	172
第三节 调节系统动特性的动态品质及影响因素	176
第四节 调速器调节参数选择	178
第五节 调节系统动特性电子模拟和数字仿真试验	182
第六节 调节系统动特性原型试验	186
复习思考题	192
第五章 调节保证计算和调节设备选择	193
第一节 调节保证计算的任务与标准	193
第二节 水击压力计算	194
第三节 转速上升计算	201
第四节 改善调节保证参数的措施	204
第五节 调节保证计算的步骤和方法	209
第六节 调节保证计算的电算法概述	212
第七节 调节设备选择	218
复习思考题	221
第六章 调节设备的维护检修和故障分析处理	223
第一节 调节设备的运行维护	223
第二节 调节设备的检修	224
第三节 调节设备故障分析	228
第四节 机械液压型调速器故障分析处理	229
第五节 电气液压型调速器故障分析处理	234
第六节 油压装置故障分析处理	237
复习思考题	239
主要参考文献	240

第一章 水轮机调节的基本原理

第一节 水轮机调节的基本概念

一、水轮机调节的任务

水轮机将水能转变为机械能，再由发电机将机械能转变为电能，送入电力系统供用户使用。用电户除要求供电安全、可靠和经济外，还对供电的频率和电压等指标有严格的要求。例如频率波动过大，将会使机械加工件达不到必要的精度和粗糙度；纺纱的线条和织布的布面不均匀，造成次品和废品；水轮发电机组本身，也可能出现较大的振动；频率的波动，还会影响到电压的波动。若频率下降过大，将使火力发电厂的重要厂用电动机无法正常工作，甚至迫使汽轮发电机组停机，造成电网瓦解的重大事故。因此我国规定电力系统的频率应保持在 50Hz，其偏差不得超过 $\pm 0.5\text{Hz}$ ；对于 300 万 kW 及以上的电力系统频率偏差不得超过 $\pm 0.2\text{Hz}$ 。此外，还应保证电钟指示与标准时间的误差在任何时候不大于 1min，对于 300 万 kW 及以上的电力系统不大于 30s。一些工业发达的国家，对频率稳定的要求更为严格。

发电机的频率与转速和磁极对数有以下关系

$$f = \frac{pn}{60} \quad (1-1)$$

式中 f ——发电机的频率，Hz；

p ——发电机的磁极对数；

n ——发电机的转速，r/min。

磁极对数由发电机结构确定，对于运行中的机组，一般是固定不变的。要保证频率在一定范围内，就要保证机组转速在规定范围内。这就是水轮机调节的基本任务，“调速器”也因此而得名。

二、水轮机调节的途径和方法

图 1-1 为水轮发电机组示意图。水轮发电机组的转动部分是一个围绕固定轴线作旋转运动的刚体。它的运动规律可由刚体定轴转动微分方程式描述

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_t - M_g \quad (1-2)$$

式中 J ——机组转动部分的转动惯量；

ω ——机组旋转角速度， $\omega = \frac{\pi n}{30}$ ；

$\frac{d\omega}{dt}$ ——机组旋转角加速度；

M_t ——水轮机动力矩；

M_g ——发电机电阻矩。

发电机电阻矩包括有用的负荷阻力矩和由轴承摩擦、空气阻力等引起的损耗阻力矩，其

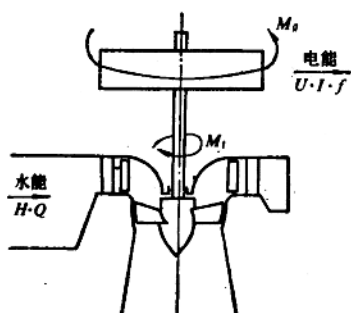


图 1-1 水轮发电机示意图

中主要是负荷阻力矩。负荷阻力矩的大小随负荷的性质和大小而改变。负荷变化形式主要有两种。一种是变化周期为几秒至几十分钟的负荷波动，波动幅度可达系统总容量的 2%~3%。这种变化是不可预见的。另一种是一天之内系统负荷有几个高峰和低谷。这种峰谷的变化是可以预见的。但是负荷从低谷向高峰过渡速度往往较快，有时达每分钟增加系统总容量的 1%。可见用电负荷是不断变化的。电能生产的特点是发电、供电和用电同时完成。在用电负荷发生变化，即发电机阻力矩改变时，如果不相应改变水轮机动力矩，那么由式 (1-2) 可知，机组将具有角加速度，转速和频率将可能超出规定范围。为

保证机组转速和频率在规定范围内，必须在负荷变动，发电机阻力矩改变的同时，相应地改变水轮机动力矩，使动力矩与阻力矩经常保持平衡。

水轮机动力矩由水流对水轮机叶片的作用力而形成。由于 $M_i = N/\omega$ ，水轮机出力 $N = 9.81QH\eta$ 。因此

$$M_i = \frac{9.81QH\eta}{\omega} \quad (1-3)$$

式中 Q ——水轮机的流量， m^3/s ；

H ——水轮机的水头， m ；

η ——水轮机的效率。

由式 (1-3) 可知，调节水轮机的流量可以改变水轮机动力矩。反击式水轮机通过改变导叶开度调节流量，冲击式水轮机通过改变喷针开度调节流量。所以水轮机调节的途径就是改变导叶（或喷针）开度。通常采用的方法是利用调速器按负荷变化引起的机组转速或频率的偏差，调整水轮机导叶（或喷针）的开度，使水轮机动力矩和发电机阻力矩及时平衡，也就是使机组输入能量与输出能量相平衡，从而使转速和频率保持在规定范围内。

三、水轮机调节系统的组成

水轮机调节系统由调速器和调节对象组成。水轮机调节系统的调节对象是水轮发电机组，广义地说还应该包括与机组相连接的引水系统和电力系统。

为了表明调节系统中各元件或设备的功能、相互联系和信号流向，我们常常应用方框图这个工具。在方框图中，每个方框称为一个环节，它可以表示一个元件或设备，也可以表示几个元件或几个设备的组合体。方框内可注出环节的名称，也可以注出环节的特性。方框之间的联络线表示环节间的相互联系。线条上部可以标注环节的输入或输出信号。线条上的箭头表示信号的传递方向。信号传递关系是单向的，即只能沿箭头指向传递。方框图与环节或系统的具体结构无关。很多不同结构的环节或系统可以用同一方框图表示。这对分析和比较各种不同结构的系统组成和特性是极为有用的。

图 1-2 所示为水轮机调节系统方框图。图中水轮发电机组由引水系统输入水能，向电力系统输出电能。调速器则根据电网频率偏差调整输入机组的水能。这样就组成了一个闭环

的调节系统。

四、对水轮机调节过程的基本要求

由式 (1-2) 可知, 当水轮机动力矩与发电阻力矩相等时, $d\omega/dt=0$, 机组转速保持稳定。如果负荷增加或减少, 则阻力矩也增加或减少, $d\omega/dt \neq 0$, 这就产生了转速变化, 出现转速偏差。调

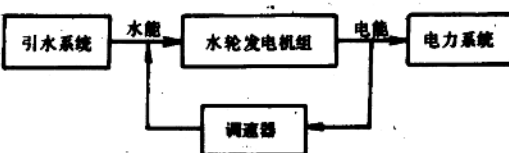


图 1-2 水轮机调节系统方框图

速器就根据转速的偏差来发布调节命令, 改变导叶 (或喷针) 开度, 使动力矩和阻力矩重趋平衡, 逐渐使转速稳定下来。这个过程称为调节系统的调节过程。显然在调节过程中, 调节系统的各种参数, 如转速、导叶开度等都随时间而变化。这些参数在调节过程中随时间变化的规律就是调节系统的动态特性。调节过程结束后, 调节系统各参数不再随时间而变化, 这种状态称为平衡状态或稳定工况。破坏水轮机调节系统平衡状态的负荷或转速变化称为负荷扰动或转速扰动。评价调节过程的品质, 通常是在相同的负荷或转速扰动作用下比较其转速动态特性曲线是否满足以下要求:

1. 稳定性

调节系统在负荷或转速扰动作用下偏离了平衡状态, 如果扰动作用消失后, 经过一定

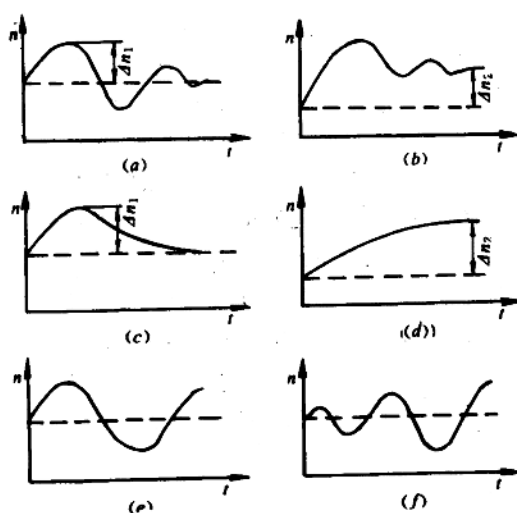


图 1-3 转速动态特性曲线的基本形式

时间, 系统能够回到原来的或新的平衡状态, 这样的调节过程称为稳定的, 否则称为不稳定的。图 1-3 为几种转速动态特性曲线的基本形式。图 1-3 (a) 为第一种衰减振荡曲线, 图 1-3 (c) 为第一种非周期曲线。在这两种动态特性中, 转速变化过程结束后, 都能回到原来的稳定转速。图 1-3 (b) 为第二种衰减振荡曲线, 图 1-3 (d) 为第二种非周期曲线。在这两种动态特性中, 转速变化过程结束后, 都能在一个新的转速上达到平衡。以上四种动态特性都是稳定的。图 1-3 (e) 为等幅振荡曲线, 图 1-3 (f) 为扩散振荡曲线。在这两种动态特性中, 转速一经波动, 再也回不到平衡状态, 因

此是不稳定的。稳定性是对调节系统最基本的要求, 不稳定的调节系统是不能使用的。

2. 速动性

调节系统受到扰动作用后, 应迅速产生足够大的调节作用, 以保证在尽可能短的时间内达到稳定状态, 这一特性称速动性。

3. 准确性

调节系统动态特性的准确性用动态偏差和静态偏差来表示。动态偏差是指被调节参数

在调节过渡过程中的最大偏差,如图 1-3 (a) 和 (c) 中的 Δn_1 。静态偏差是指调节过程结束后,被调节参数新稳定值与原来的稳定值之偏差,如图 1-3 (b) 和 (d) 中的 Δn_2 。

稳定性、速动性、准确性这三个要求常常互相矛盾,互相制约。在水轮机调节系统中,对调节品质的首要要求是稳定性,应在保证稳定的基础上提高速动性,满足一定的动态偏差和静态偏差要求,以获得最佳调节过程。

第二节 具有放大作用的无反馈调节系统

具有放大作用的无反馈调节系统由离心摆、配压阀、接力器、传动装置和机组等组成。下面逐一分析各主要元件及整个调节系统的工作原理。

一、离心摆的工作原理

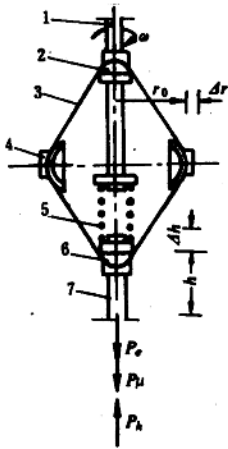


图 1-4 离心摆工作原理图

- 1—转轴；2—上支持块；
3—钢带；4—重块；5—弹簧；
6—下支持块；7—转动套

图 1-4 是离心摆工作原理图。离心摆由转轴 1、上支持块 2、钢带 3、重块 4、弹簧 5、下支持块 6、转动套 7 等组成。钢带将上下支持块和两个重块组联结成菱形。弹簧作用于上下支持块之间。上支持块固定在转轴上只能随转轴一起旋转,不能作轴向移动。转动套固定在下支持块上,它以转轴的轴线为中心旋转,在轴向力作用下,又可压缩弹簧而沿轴向移动。当转轴旋转时,上述各部件随之转动。重块产生的离心力经钢带传递给下支持块和转动套,使转动套受到一个向上作用的化引离心力。转动套在化引离心力作用下,克服阻力,压缩弹簧,向上滑动。同时重块向外扩张。在一定的转速下,转动套有一定的化引离心力,它与弹簧力相平衡,使转动套具有一定的轴向位置。转速变化时,转动套的位置也相应改变。因此,离心摆的作用就是监测转速,将输入的转速信号变为转动套的轴向位移信号输出。离心摆又称为测速元件。

图 1-4 中还示出了离心摆在工作中各种力的作用情况。转动套受力平衡方程式为

$$P_k = P_k - P_s - P_\mu \quad (1-4)$$

式中 P_k ——转动套轴向运动惯性力；

P_k ——转动套上的化引离心力；

P_s ——弹簧力；

P_μ ——转动套轴向液体摩阻力。

实际上,离心摆工作时转动套轴向运动惯性力和液体摩阻力相对于化引离心力和弹簧力来说是很小的。为简化分析,可将 P_k 和 P_μ 忽略不计。简化后转动套受力平衡方程式为

$$P_k = P_s \quad (1-5)$$

设离心摆以额定角速度 ω_r 稳定旋转时,弹簧压缩量为 h_0 ,重块重心处的旋转半径为 r_0 。当离心摆角速度由 ω_r 增加到 $\omega_r + \Delta\omega$ 时,重块旋转半径变为 $r_0 + \Delta r$,弹簧压缩量变为 $h_0 + \Delta h$,转动套自额定转速的位置位移了 Δh 。由能量守恒原理可知,这时转动套上化引离心力

所作的功应等于重块上离心力所作的功

$$P_h \Delta h = P_m \Delta r$$

式中 P_m ——重块上的离心力, $P_m = m_m (r_0 + \Delta r) (\omega_r + \Delta \omega)^2$;

m_m ——重块的质量。

令 $\lambda = \Delta r / \Delta h$, 称为重块到转动套的传递系数。于是

$$P_h = \lambda m_m (r_0 + \lambda \Delta h) (\omega_r + \Delta \omega)^2$$

将上式展开并略去增量的高阶项得

$$P_h = \lambda m_m r_0 \omega_r^2 + \lambda^2 m_m \omega_r^2 \Delta h + 2 \lambda m_m r_0 \omega_r \Delta \omega \quad (1-6)$$

由虎克定律知

$$P_s = K_s (h_0 + \Delta h) \quad (1-7)$$

式中 K_s ——弹簧的刚度。

将式 (1-6)、式 (1-7) 代入式 (1-5) 并考虑到转动套以额定转速旋转时的化引离心力 $\lambda m_m r_0 \omega_r^2$ 与弹簧力 $K_s h_0$ 相等, 经整理后可得

$$(K_s - \lambda^2 m_m \omega_r^2) \Delta h = 2 \lambda m_m r_0 \omega_r \Delta \omega$$

$$\text{令 } K_f = 2 \lambda m_m r_0 \omega_r^2 / (K_s - \lambda^2 m_m \omega_r^2), \quad x = \Delta \omega / \omega_r,$$

因此

$$\Delta h = K_f x \quad (1-8)$$

式中 K_f ——离心摆放大系数;

$$x \text{——离心摆转速相对偏差, } x = \frac{\Delta \omega}{\omega_r} = \frac{\Delta n}{n_r}.$$

对于一定结构的离心摆, K_f 为一常数。式 (1-8) 反映了离心摆输出信号 (转动套位移) Δh 与输入信号 (转速相对偏差) x 成正比关系, 该式称为离心摆的简化运动方程式。

为了便于信号的比较和叠加, 取相应于转速变化为 100% 时的转动套位移 h_m 为基准值。令转动套相对位移 $\eta = \Delta h / h_m$ 。当 $x = 100\%$ 时, $\Delta h = h_m$, 故 $h_m = K_f$ 。于是式 (1-8) 可改写成

$$\eta = x \quad (1-9)$$

式 (1-9) 称为用相对量表示的离心摆运动方程式。

从理论上讲, 离心摆转动套的位移可直接作用于水轮机导水机构。但实际上转动套的移动力很小, 不可能直接推动导水机构, 因此调速器中还必须有将转动套的移动力放大的元件。

二、配压阀和接力器的工作原理

配压阀和接力器组成了调速器中的放大元件。

(一) 配压阀的工作原理

图 1-5 为一种配压阀的工作原理图。配压阀由阀壳 1、转动套 2、针塞 3 等组成。转动套既是配压阀的一部分, 又是离心摆的一部分。阀壳及转动套上有五排油孔, 其中 A、C 孔接排油管, B 孔接压力油管, D 孔常称上控制油孔, E 孔常称下控制油孔。针塞上的两个阀盘高度与对应的控制油孔高度相等。图中配压阀处于中间位置, 这时针塞上的两个阀盘正好堵住转动套上下控制油孔。在本节中, 假定针塞是固定的。当转动套上移时, 下控制油

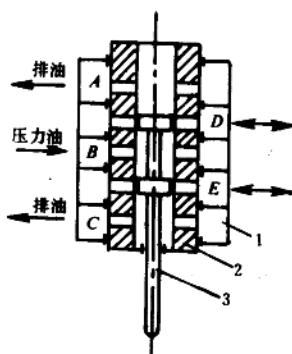


图 1-5 配压阀工作原理图

1—阀壳；2—转动套；
3—针塞

孔E与压力油孔B接通，上控制油孔D与排油孔A接通；转动套下移时，上控制油孔D与压力油孔B接通，下控制油孔E与排油孔C接通。转动套轴向位移越大，控制油孔开启高度也越大，通过控制油孔的油流量也越大，这说明配压阀可以将输入的转动套位移信号转换成控制油孔的油流信号输出。压力油从油压装置引来并具有较高压强，因此通过控制油孔的油流具有的能量比移动转动套所需的能量大得多。可见配压阀还具有能量放大作用。

显然转动套的位移 Δh 与控制油孔的开启高度 ΔS 是相等的，相应于转速变化 100% 的转动套位移 h_M 和这时的控制油孔开启高度 S_M 也是相等的。

$$\frac{\Delta S}{S_M} = \frac{\Delta h}{h_M}$$

故

令 $u = \Delta S / S_M$ 称配压阀控制油孔的相对开度，表示配压

阀的输出量。于是

$$u = \eta \quad (1-10)$$

式 (1-10) 即为用相对量表示的配压阀运动方程式。它表明配压阀控制油孔相对开度与转动套相对位移相等。

(二) 接力器的工作原理

图 1-6 为接力器工作原理图。接力器由活塞 1 和缸体 2 组成。缸体两端所开的油孔 D 和 E 分别与配压阀的上下控制油孔用油管相连接。当 D 孔通压力油、E 孔通排油时活塞向左移动。当 D 孔通排油、E 孔通压力油时，活塞向右移动。可见接力器将输入的液压信号转变成活塞位移信号。

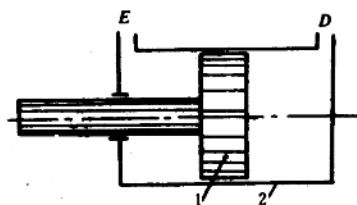


图 1-6 接力器工作原理图

1—活塞；2—缸体

根据油流的连续性原理，由配压阀控制油孔进入接力器的油流量应等于接力器活塞在单位时间内让出的容积。

即

$$Vb\Delta S = F_n d(\Delta Y)/dt \quad (1-11)$$

式中 V ——配压阀控制油孔处的流速；

b ——配压阀控制油孔的宽度；

F_n ——接力器活塞油压有效作用面积；

ΔY ——接力器活塞位移；

ΔS ——控制油孔的开启高度。

设接力器活塞的最大位移为 Y_M ，接力器活塞相对位移 $y = \Delta Y / Y_M$ 。于是上式可写成

$$\frac{dy}{dt} = \frac{VbS_M}{F_n Y_M} u \quad (1-12)$$

令 $T_y = \frac{F_n Y_M}{V b S_M}$, 称接力器反应时间常数。由于流速 V 在调节系统小波动时可看作为常数。故对一定结构的配压阀和接力器, 在小波动过程中 T_y 不改变。于是

$$y = \frac{1}{T_y} \int u dt \quad (1-13)$$

式 (1-13) 即为接力器运动方程, 它表明接力器的相对位移与配压阀控制油孔相对开度对时间的积分成正比。

对于直接推动导水机构的接力器, 它所具有的操作能力的大小称调速器的工作容量或调速功。调速功是指接力器在工作油压下, 接力器活塞上的作用力与接力器最大行程的乘积

$$A = P_n F_n Y_M \quad (1-14)$$

式中 A ——调速功;

P_n ——接力器活塞两侧的油压差。

三、机组简化运动方程式

设机组处于稳定状态时的角速度为 ω_0 , 动力矩为 M_0 , 阻力矩为 M_{R0} 。机组离开稳定状态处于动态过程中角速度变化量为 $\Delta\omega$, 动力矩变化量为 ΔM_i , 阻力矩变化量为 ΔM_R 。那末根据式 (1-2) 就有

$$J \frac{d(\omega_0 + \Delta\omega)}{dt} = (M_0 + \Delta M_i) - (M_{R0} + \Delta M_R) \quad (1-15)$$

取额定工况下的水轮机动力矩 M_r 为基准值, 令 $m_i = \Delta M_i / M_r$, $m_R = \Delta M_R / M_r$, 考虑到 $M_{R0} = M_{R0}$, $d(\omega_0 + \Delta\omega) = \omega_r d(\Delta\omega / \omega_r) = \omega_r dx$, 则式 (1-15) 可写为

$$J \omega_r \frac{dx}{dt} = (m_i - m_R) M_r$$

令 $T_a = \frac{J \omega_r}{M_r}$, 上式写成

$$x = \frac{1}{T_a} \int (m_i - m_R) dt \quad (1-16)$$

式 (1-16) 即为用相对量表示的机组运动方程式。在调节系统转速波动不大时, 为了简化分析, 可以认为: 阻力矩不变, 即 $m_R = 0$; 动力矩的相对变化量与接力器行程的相对变化量相等, 即 $m_i = y$ 。于是可得

$$x = \frac{1}{T_a} \int y dt \quad (1-17)$$

式 (1-17) 即为机组的简化运动方程式。式中 T_a 对一定机组是一个常数, 其单位与时间的单位相同, 称为机组惯性时间常数。

四、具有放大作用的无反馈调节系统的工作原理

图 1-7 (a) 为具有放大作用的无反馈调节系统工作原理图。离心摆 3 由水轮机 2 通过传动装置 1 带动, 其转速与机组转速成正比。图中机组以额定转速运行, 配压阀处于中间位置。当机组转速变化时, 离心摆转速也变化, 并带动转动套 4 上下移动, 使两个控制油孔的油压和油的流量发生变化, 从而控制接力器配压阀的针塞 6 的动作。接力器又通过导

叶传动机构移动导水叶，改变进入水轮机的流量，使水轮机动力矩改变，从而对水轮机转速进行调节。应当注意，在这个调节系统中配压阀的针塞6轴向位置是固定的。图 1-7 (b) 为该调节系统的方框图。下面分析该调节系统的调节过程。

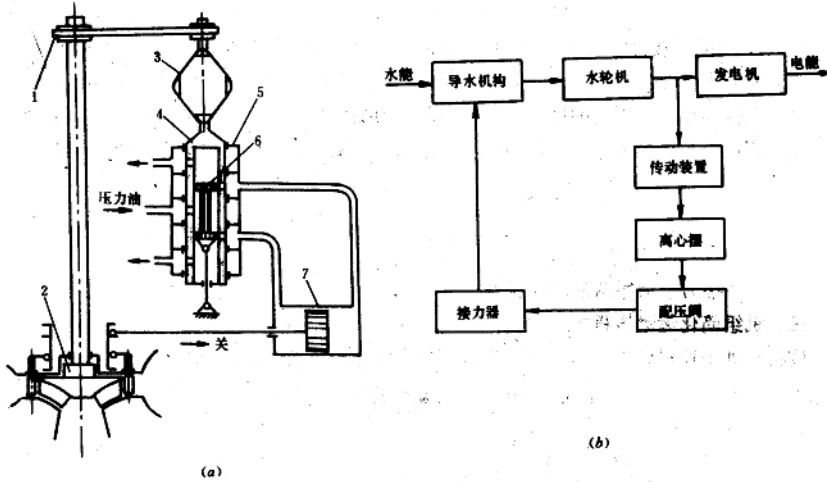


图 1-7 具有放大作用的无反馈调节系统

(a) 工作原理图; (b) 方框图

1—传动装置; 2—水轮机; 3—离心摆; 4—转动套; 5—配压阀阀壳; 6—针塞; 7—接力器

设初始工况为调节系统处于转速 n_0 下稳定运行; 配压阀处于中间位置, $S=0$; 动力矩与阻力矩相等, 均为 M_0 ; 接力器开度为 Y_0 。

在 $t=t_0$ 时刻, 负荷突然减小, 阻力矩由 M_0 突然减小到 M_1 。为简化分析假设:

- 1) 在 t_0 以后阻力矩不再变化;
- 2) 调节系统绝对灵敏;
- 3) 接力器活塞运动速度与配压阀控制油孔开度成比例关系;
- 4) 水轮机动力矩与接力器行程成比例关系。动力矩与转速无关;
- 5) 机组单独运行。

t_0 以后, 机组转速 n 、配压阀转动套位移 S 、接力器行程 Y 、水轮机动力矩 M 将如图 1-8 变化。其调节过程如下:

当 $t > t_0$ 时, 由于动力矩不能突变, 因此动力矩大于阻力矩。根据式 (1-2), $\frac{d\omega}{dt} > 0$, 机组将产生角加速度, 转速上升, 并通过传动装置使离心摆转速上升, 转动套上移, 配压阀下控制油孔通压力油, 上控制油孔通排油。接力器向关闭方向移动。水轮机导叶开度减小, 动力矩减小。

当 $t=t_1$ 时, 接力器开度减至 Y_1 , 相应的水轮机动力矩也下降到 M_1 , 此时动力矩与阻力矩相等, $d\omega/dt=0$ 。转速停止上升。但由于转动套处于上部位置, 压力油继续通过配压

阀下控制油孔进入接力器左腔。接力器继续关闭，导叶开度继续减小。

当 $t > t_1$ 时，接力器开度小于 Y_1 ，故动力矩小于 M_1 ，此时 $d\omega/dt < 0$ ，转速下降。转动套下移，使配压阀逐渐接近中间位置。

当 $t = t_2$ 时，机组转速降至 n_0 ，配压阀也回到中间位置。接力器开度停止减小。但由于此时的动力矩小于阻力矩 M_1 ，因此机组转速继续下降。

当 $t > t_2$ 时，机组转速小于 n_0 ，转动套下移，接力器向开启方向移动，导叶开度增加，动力矩增加。

当 $t = t_3$ 时，接力器开度又增至 Y_1 ，相应的水轮机动力矩也增加到 M_1 ，此时 $d\omega/dt$ 又等于零。机组转速不再下降。但由于转动套已处于下部位置，压力油继续通过配压阀上控制油孔进入接力器右腔。接力器继续向开启方向移动。

当 $t > t_3$ 时，接力器开度大于 Y_1 ，水轮机动力矩大于 M_1 ，使 $d\omega/dt > 0$ ，转速又要上升，转动套又上移并逐渐接近中间位置。

当 $t = t_4$ 时，机组转速又回升到 n_0 ，转动套也回到中间位置，接力器开度达到 Y_0 ，动力矩达到 M_0 。整个调节系统的状态和参数又回到了 t_0 时的情况。

当 $t > t_4$ 以后，整个调节系统的工作情况又不断地重复 $t_0 \sim t_4$ 的调节过程。

由以上分析可见，具有放大作用的无反馈调节系统的平衡状态一旦遭到破坏，将发生等幅振荡，其调节过程是不稳定的。下面再从理论上证明该调节系统的不稳定性。

具有放大作用的无反馈调节系统各元件的运动方程为

$$\left. \begin{aligned} \text{离心摆} \quad \eta &= -x \\ \text{配压阀} \quad u &= \eta \\ \text{接力器} \quad y &= \frac{1}{T_y} \int u dt \\ \text{机 组} \quad x &= \frac{1}{T_s} \int y dt \end{aligned} \right\} \quad (1-18)$$

式 (1-18) 离心摆运动方程中加“-”号是由于转速上升时，离心摆转动套上移引起的调节作用是使接力器开度减小。对式 (1-18) 联立简化后得

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{1}{T_s T_y} x = 0$$

这是一个二阶常系数微分方程，其解为

$$x = C_1 \cos \beta t + C_2 \sin \beta t$$

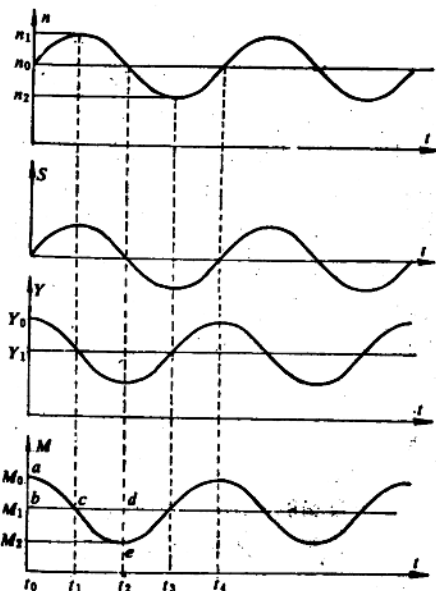


图 1-8 具有放大作用的无反馈调节系统的调节过程

式中 $\beta = 1/\sqrt{T_d T_y}$;

C_1, C_2 ——由初始条件决定的积分常数。

可见, x 为 t 的周期函数, 随着时间 t 的增大, 转速相对偏差 x 并不趋向于零。因此该调节系统的转速将产生等幅振荡, 不能稳定。理论分析得到的转速变化规律与图 1-8 中转速变化过程曲线一致。

具有放大作用的无反馈调节系统不稳定的原因是由于当动力矩与阻力矩相平衡时, 配压阀不能及时回到中间位置, 控制油孔不能及时封堵。例如, $t=t_1$ 时, $M_d=M_r$, 但转动套却处于上部位置, 接力器仍要向关闭方向移动; $t=t_3$ 时, $M_d=M_r$, 而转动套处于下部位置, 接力器仍要向开启方向移动。这就是说出现了导叶过调节现象。如果能想办法减小接力器和导叶过调节, 使动力矩与阻力矩相等的同时, 配压阀也恰好回到中间位置, 那末调节过程就可以稳定下来。相应的调节系统也就是稳定的调节系统。

第三节 具有反馈作用的调节系统

一、反馈的概念

可以设想, 在具有放大作用的无反馈调节系统中, 如果在 $t_0 \sim t_2$ 时段中, 也就是在接力

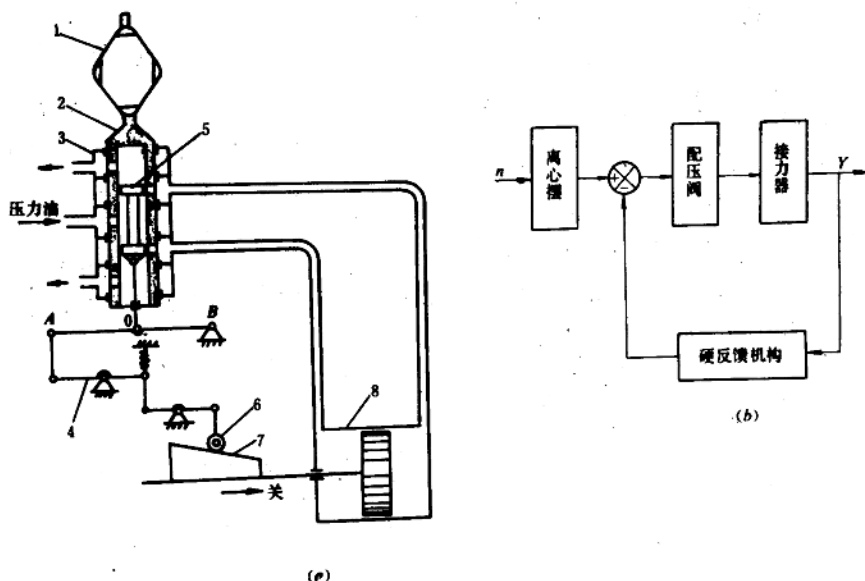


图 1-9 具有硬反馈的调速器

(a) 工作原理图; (b) 方框图

1—离心摆; 2—转动套; 3—配压阀阀壳; 4—杠杆; 5—针塞; 6—滚轮; 7—斜块; 8—接力器

器开度减小的过程中, 给配压阀转动套一个附加的下移量, 使控制油孔开度减小一些; 在 $t_2 \sim t_4$ 时段中, 也就是接力器开度增加的过程中, 给转动套一个附加的上移量, 使控制油孔