

糜若虚 宋元明 主编

大型电动调速给水泵



水利电力出版社

大型电动调速给水泵

糜若虚 宋元明 主编

水利电力出版社

前 言

在火力发电厂中，锅炉给水泵既是汽水循环系统的核心，又是所有辅机中耗电最多的设备。大容量机组普遍采用单元制给水系统，这使给水泵突出地成为保证机组连续运转的关键设备。随着电网容量的扩大，125MW机组已作为调峰机组运行，所以对给水泵又提出了调速的要求，以适应大幅度负荷变化的需要。大型给水泵不仅应可靠性高和经济性好，并且应能调速。

早在70年代初，许多发电厂、设计院和研究所的同志便提出在125MW机组上使用液力耦合调速的锅炉给水泵。十余年来，上海电力修造总厂为适应电力发展的需要，在华东电力试验研究所、闵行发电厂等单位的协助下，研制了DGT480-180、DGT385-185、DGT750-180（与英国WEIR公司合作生产）等三种型号的调速给水泵组，并已批量生产。主泵采用高转速及筒形双层壳体结构，减少叶轮级数，采用可抽出更换的整体芯包，大大提高了泵组的安全可靠性，延长了大修间隔，缩短了停运周期。由于采用了调速型液力耦合传动装置，主泵能无级变速，控制方便，适应机组启停、大范围负荷变化和滑参数运行的需要。因此，这些泵组受到用户的普遍欢迎。现在，全国已投运和安装中的泵组已超过130台套。

本书是在原水利电力部液力耦合调速给水泵培训班讲义的基础上经增补整理而成的，是一本论述以上三种调速给水泵组设备的结构、设计、性能、使用，及有关给水系统设计、泵组热控设计、经济效益分析等问题的技术专著。本书取材于国内外制造厂、设计研究单位和发电厂的实践经验。编者希望本书的出版有助于提高有关安装、运行、检修人员的业务水平，解决一些实际问题，从而提高泵组利用率和机组的安全经济运行水平。

全书共十四章，由以下同志编写：

第一章 赵元弼（华东电力设计院工程师）；

第二章 陈惠民〔上海电力修造总厂（以下简称总厂）工程师〕、苏辛果（华东电力设计院高级工程师）；

第三、五、十章 曹甫祥（总厂高级工程师）、寇天仲（邯郸电力修造厂工程师）；

第四章 陈惠民、寇天仲；

第六章 杨林森（总厂工程师）、寇天仲；

第七章 汪贞静（上海海运学院副教授）；

第八章 黄载勋（总厂工程师）、寇天仲；

第九章 顾志清（上海发电设备成套设计研究所高级工程师）、郑伯庆（上海发电设备成套设计研究所高级工程师）、苏辛果；

第十一、十二章 徐水祥（总厂工程师）、寇天仲；

第十三章 李定邦（总厂高级工程师）、朱福宝（华东电力试验研究所工程师）；

第十四章 杨林森、寇天仲、徐水祥；

附录一 黄永正（总厂高级工程师）、金勇辉（总厂助理工程师）；

附录二 金多文（总厂助理工程师）。

总厂糜若虚、朱元明两位高级工程师负责统稿。编写过程中得到能源部电力机械局应静良处长的支持和鼓励，得到华东电业管理局原副总工程师朱泰同志及总厂陈振铭总工程师的指导和帮助，能源部西安热工研究所王锦荣高级工程师对全稿作了详细审阅并提出了许多宝贵意见，总厂设计科同志在清稿和绘制插图工作中给予大力协助，在此一并表示衷心感谢。

限于编者水平，书中缺点、错误在所难免，竭诚欢迎读者批评指正。

编 者

1989年7月

目 录

前言

第一章 火力发电厂给水系统	1
第一节 给水系统的功能	1
第二节 给水系统的设计	1
第三节 给水系统的运行	5
第二章 调速给水泵的经济效益分析	7
第一节 离心泵叶轮的相似定律	7
第二节 水泵的通用特性曲线	7
第三节 调速给水泵的经济效益分析	8
第四节 调速给水泵的主要优点	10
第三章 调速给水泵组的构成及其工作系统	13
第一节 DGT480-180型及DGT385-185型调速给水泵组	14
第二节 DGT750-180型(英国WEIR公司FK6F32型)调速给水泵组	17
第四章 主给水泵的结构及性能	20
第一节 DG480-180型及DG385-185型给水泵	20
第二节 DG750-180(WEIR FK6F32)型给水泵	26
第五章 前置泵的结构	35
第一节 QG500-80型和QG465-65型前置泵	35
第二节 QG800-90(WEIR FA1B56)型前置泵	36
第六章 调速给水泵组的附属设备	39
第一节 自密封逆止阀	39
第二节 再循环阀	40
第三节 磁性过滤器	42
第四节 双筒式滤网	43
第五节 直角逆止阀(出口角型逆止阀)	44
第六节 膨胀补偿节	45
第七节 双筒网式滤油器	46
第八节 冷油器	49
第九节 轴封水泵	51
第七章 液力偶合器的设计、计算和应用	53
第一节 液力偶合器的工作原理	53
第二节 液力偶合器的设计计算	64

第三节	液力耦合器的应用	73
第八章	液力耦合器的结构和性能	76
第一节	调速型液力耦合器的结构	76
第二节	调速型液力耦合器的工作系统和主要部件	79
第三节	Voith R17K、R17K1-E型液力耦合器简介	83
第九章	调速给水泵组的热控设计	85
第一节	锅炉运行对给水调节系统的要求	85
第二节	二段给水调节与一段给水调节的比较	86
第三节	DGT480-180型泵组的热控设计	88
第四节	DGT385-185型泵组对自动监控设备的功能要求	90
第五节	DGT385-185型泵组自动监控设备的组成	92
第六节	DGT385-185型泵组的主要监控仪表	98
第七节	DGT750-180型泵组的热控保护设备	102
第十章	调速给水泵组的安装、调试和运行	105
第一节	给水泵组系统布置及安装	105
第二节	给水泵组的调试	109
第三节	给水泵组的运行	112
第十一章	调速给水泵组的检修	115
第一节	DGT480-180型及DGT385-185型调速给水泵组主要设备的检修	115
第二节	DGT750-180型调速给水泵组的检修	125
第十二章	液力耦合器的检修	134
第一节	CO46型及R17K型液力耦合器的检修	134
第二节	YT62型液力耦合器的检修	139
第三节	R17K1-E型液力耦合器的检修	140
第十三章	调速给水泵组的试验	142
第一节	试验的类型及重要性	142
第二节	试验装置	142
第三节	出厂试验	144
第四节	现场试验	150
第五节	试验测点及测量仪器、仪表	153
第六节	试验数据整理及计算	155
第十四章	调速给水泵组常见故障的排除和防止	160
第一节	DG480-180型及DG385-185型给水泵的常见故障和处理	160
第二节	QG500-80型及QG465-65型前置泵的常见故障和处理	163
第三节	FK6F32型给水泵故障事例	164
第四节	液力耦合器的常见故障及其排除	165
附录一	DG385-185型给水泵临界转速计算	169

附录二	DG385-185型给水泵平衡装置计算	17
附录三	WEIR公司FK6F32型给水泵使用的英国标准号材料的成分表	181
参考文献		183

第一章 火力发电厂给水系统

第一节 给水系统的功能

要了解给水泵在发电厂中的作用，就得概括地阐述一下给水系统。

发电厂给水系统的任务是把给水（包括脱过氧的凝结水和经过化学处理的补充水）从除氧器贮水箱输送到锅炉的省煤器进口。给水在输送过程中，要进行加热并升压，以满足锅炉对给水的温度和压力要求，使整个汽水循环的热效率得到提高。

加热给水的热源，来自汽轮机的各级抽汽；提高给水的压力，就要借助给水泵。给水泵是发电厂建立汽水热力循环必不可少的设备。

给水系统除向锅炉供水之外，还得向锅炉过热器的减温装置提供减温水，以调节主蒸汽的温度；在给水泵中间级抽头，向再热器的减温装置供给减温水和事故喷水的用水。

在装有汽轮机旁路系统的发电厂，给水系统要向高压旁路系统供水，以降低主蒸汽排入再热器冷段蒸汽的温度，使锅炉出口和再热器出口的蒸汽压力和温度得到调整。

第二节 给水系统的设计

给水系统是发电厂热力系统的一个重要组成部分，因此对系统的设计和系统中热力设备的选择要充分考虑到运行时的安全可靠、灵活性和经济性。

一、给水系统的设计原则

通常是根据发电厂不同类型的机组选用不同的给水系统，大致分为两类：母管制系统（图1-1）和单元制系统（图1-2）。

母管制系统又可分为切换制和分段制系统。在装机台数较多的发电厂，将单元制系统稍加变化，也可成为扩大单元制系统，譬如以每两台机组构成一个单元系统。在设计时，选用什么样的给水系统，要根据发电厂的设计条件、机组容量和台数等基本资料，作细致的分析比较再决定，要求达到运行功能好，经济效益高，体现出技术上的先进性。

按照我国现行《火力发电厂设计技术规程》^{〔1〕}第8·3·1条规定：

“对装有高压供热式机组的发电厂，应采用母管制系统。

对装有高压凝汽式机组的发电厂，可采用单元制、扩大单元制或母管制系统。

对装有中间再热凝汽式或中间再热供热式机组的发电厂，应采用单元制系统。”

根据这个规定，大容量高参数中间再热式机组的给水系统应按单元制进行设计，这是经过技术上多方面论证后所得到的结论。下面将重点论述单元制系统。

为了对给水系统的选择准则有所了解，可以简单地作以下比较。

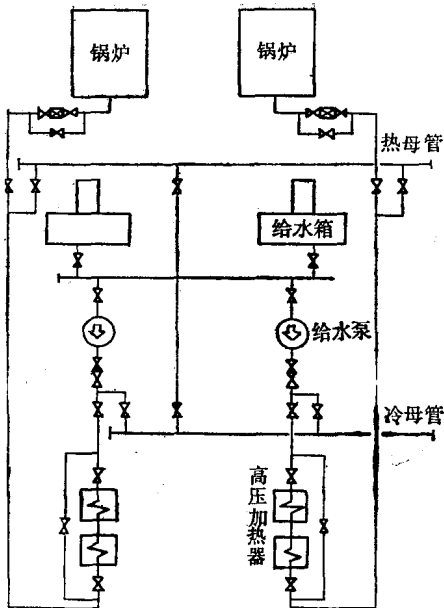


图1-1 母管制给水系统

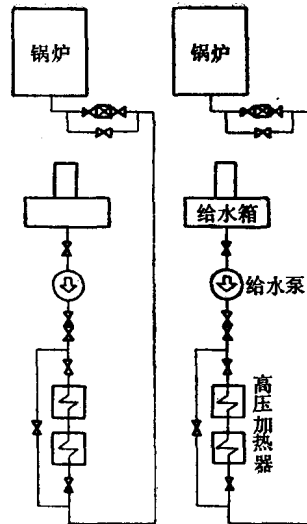


图1-2 单元制给水系统

1. 单元制系统的优点

(1) 由于单元制系统相对简化，管道线路缩短，所以可节省大量的管道材料（包括管道附件和阀门），同时还相应减少了支吊架以及保温材料。粗略地统计，单元制系统比切换制系统节省钢材 $1/4$ 至 $1/3$ ，这点对于我国钢材比较紧缺的情况来说，是不能忽视的。

(2) 由于管道线路简短，减少了主厂房的占用空间，发电厂的造价降低。在设计时，管道布置比较整齐紧凑，这给机、电、炉的集中控制安排提供了良好的空间条件。

(3) 系统的简化，使阀门的数量减少，因而运行的事故率就降低（例如误操作或阀门泄漏均会造成发电厂的事故），提高了系统的安全可靠性。即使遇到系统中的事故，但事故局限在一个单元内，便于处理。

(4) 由于管道线路短，减少了管道内介质的压力损失和热损失，提高了发电厂的经济性。

(5) 对于承担电网调峰任务的发电厂，当外界负荷变动时，全厂只需调整一个单元的机组，而其他机组可以满发。

(6) 减少了检修工作量，从而使发电厂的人员编制（包括运行和检修工）得以减少。

2. 单元制系统的缺点

(1) 由于每台机组之间没有母管联络，系统显得不够灵活，尤其当锅炉发生事故时，就要被迫停机。

(2) 增加了备用的设备，例如给水泵组的备用必须按一个单元独立设置，一方面造成投资增加，另一方面使发电厂设备的利用率降低。

通过上述比较，不难看出，随着我国大容量机组的升级换代，配套的辅机性能提高，热力系统的设计日趋完善，所以对单机容量为125MW以上的发电厂，已普遍采用单元制给水系统。

二、给水系统的流程及给水系统主要辅助设备的选择

(一) 给水系统的流程

为了进一步说明给水系统的功能，这里以国产200MW机组给水系统流程图（图1-3）为例进行描述。

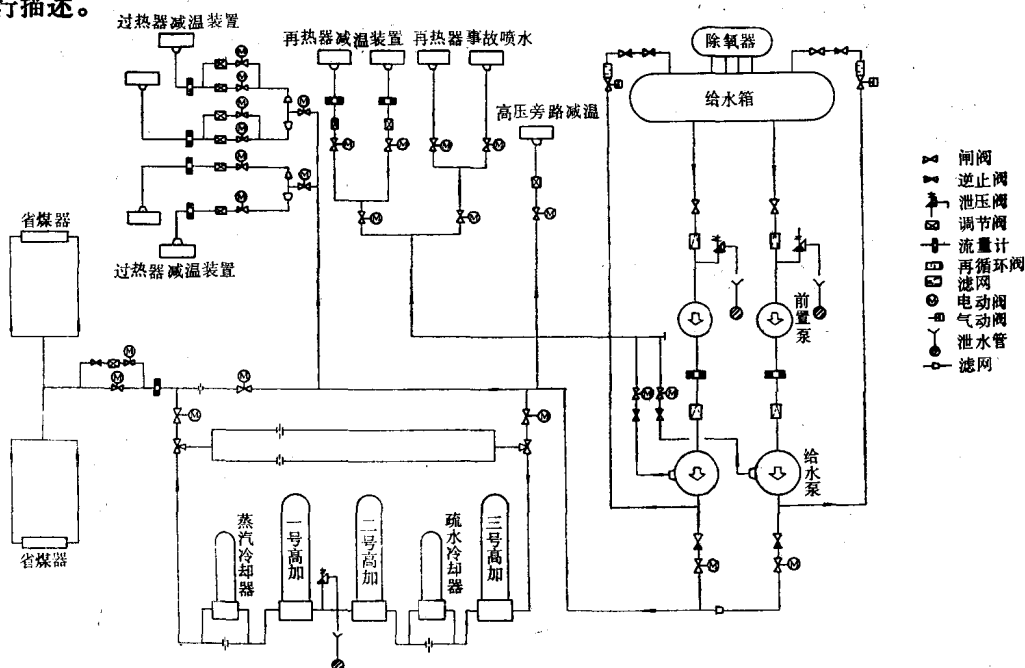


图1-3 200MW机组给水系统流程图

单机容量为200MW的国产火力发电机组，其给水系统是按单元制设计的。系统在正常运行时，给水从除氧器水箱输送到锅炉，将依次通过下述设备：

- (1) 给水泵前置泵；
- (2) 给水泵；
- (3) 3号高压加热器；
- (4) 2号高压加热器（其中有部分给水先要通过此加热器的疏水冷却器）；
- (5) 1号高压加热器；
- (6) 部分给水还要流经蒸汽冷却器，然后汇合进入锅炉省煤器的入口联箱。

在这样一个系统内，设有两台100%容量的给水泵前置泵（也可以采用三台50%容量的方案），其中有一台为备用泵。由于前置泵有较低的必需汽蚀余量，除氧器的布置标高可以降低。如果给水直接从除氧器水箱引入主给水泵，就难于保证给水泵对有效汽蚀余量的要求，以致泵的吸入口产生汽化或汽蚀现象，使给水泵无法工作。

在前置泵入口前的管道上装有一个闸阀、一个泄压阀和一个滤网。泄压阀用以防止因备用给水泵出口的逆止阀泄漏，给水倒入备用前置泵而引起管道过压，也作为一种监视的手段。滤网用以防止管道和给水箱内的残渣杂物进入水泵而引起设备损坏。

系统内设有两台100%容量的给水泵（也可以采用三台50%容量的方案）。给水泵的电动机与前置泵同轴，在其另一端通过液力耦合器驱动给水泵，使给水泵的转速可以调节，称为电动调速给水泵。

给水泵的吸入口管道上装有磁性滤网,以防止铁屑进入,滤网前后装有差压表,当发现压差大于0.078MPa时,证明滤网被堵塞,需及时清理。

在给水泵出口的管道上依次装有逆止阀、电动闸阀。逆止阀之前,引出给水再循环管,其间装有自动再循环阀,也称最小给水流量阀。当给水流量小时,此阀自动打开,部分给水引入除氧器水箱,构成小循环,保证足够的给水流量通过给水泵,防止发热损坏,起保护作用。

给水在进入高压加热器组之前,引出一路给水(如给水经高压加热器后压力满足减温水要求,则应在高加后引出,以提高经济性),分别向锅炉过热器的减温装置和汽轮机的高压旁路系统提供减温水。在给水泵中间级抽头的管道上,依次装有逆止阀、电动闸阀,这一路水作为再热器减温水和事故喷水使用。

本系统有三台高压加热器,加热器采用自密封U形管束双流程立式结构,其壳腔内分过热区和凝结区两部分。给水在管束内流动,汽轮机的抽汽进入壳腔加热给水,使通过加热器组的给水,温度最终达到247°C后输入锅炉。

当加热器发生故障,需进行检修时,为保证机组继续运行,在整个加热器组的进出口,分别装有入口联成阀和出口联成逆止阀,它们能把整组加热器切除,这时给水从装有电动闸阀的旁路管道通过。

在1号和2号高压加热器之间的给水管道上,装有一个安全阀。当加热器发生故障,给水走旁路时,如果汽轮机抽汽管道上的逆止阀不严密,那么泄漏的抽汽会对加热器内的剩余积水加热,以至汽化膨胀而产生过压,此时该安全阀可起到保护作用。

在此系统中,锅炉过热器的一级减温水进水通过两个并联的调节阀,可使水量的调节范围扩大。根据锅炉负荷的变化,使用一路或两路减温水,以适应高压加热器投入或不投入,或由于煤种变化而对过热器减温水量不同的要求。

(二) 给水系统的设备选择

1. 给水泵选择

(1) 给水泵的容量选用原则。应保证锅炉在最大连续蒸发量时所需的给水量,同时要留有一定裕度。例如对汽包式锅炉,给水量应按锅炉最大连续蒸发量的110%考虑。如果在热力系统中有使用给水的其他用户,还应计及这些用户的用水量。例如,中间再热式机组中,对给水泵入口的总流量,就要考虑从泵的中间级抽头供再热蒸汽调温用的水量。

举例说,200MW机组的锅炉蒸发量为670t/h,它所配的给水泵组总容量应为750m³/h以上。

在给水系统中,单台泵的容量可以按100%容量(两台泵方案)或50%容量(三台泵方案)来确定,有一台应作为备用泵。要根据给水泵的利用率以及电网对该机组的要求来论证使用两台泵还是三台泵的方案。

(2) 给水泵扬程的确定。给水泵扬程应为下列各项之和:

1) 从除氧器水箱出口到省煤器进口介质流动的总阻力,包括管道附件、阀门、加热设备等阻力的总和。这个总阻力,还应考虑适当裕量,按规定,对汽包式锅炉应另加20%的裕量,对直流锅炉应另加10%的裕量。

2) 锅炉达最大连续蒸发量时, 锅炉制造厂要求的省煤器入口的进水压力。这个压力, 包含了汽包工作压力和锅炉本体汽水系统的总阻力。

3) 汽包的正常水位与省煤器入口接入点标高的水柱静压差。

4) 除氧器的额定工作压力。但注意, 在计算时此值取负值。例如, 200MW机组的锅炉, 其额定工作压力为13.725MPa, 所配的给水泵扬程为1800~1850m。

(3) 给水泵的轴功率计算。给水泵所消耗的轴功率可按下式计算:

$$P = \frac{QH}{102 \times 3600 \eta v} \quad (1-1)$$

式中 P —— 功率, kW;

Q —— 水泵流量, m^3/h ;

H —— 水泵扬程, m;

η —— 水泵效率, 按泵的工作特性取值;

v —— 水的比容, m^3/kg 。

对于调速给水泵, 给水泵轴功率算出后, 再除以液力偶合器效率 η_0 , 就得到液力偶合器的输入功率。 η_0 由水泵的制造厂提供数值。

2. 给水加热器选择

发电厂给水系统中所使用的给水加热器 (亦称高压加热器), 是属于表面式的汽水热交换器。一般按其布置方式分为立式和卧式; 按其内部结构可分U形管束和盘香管两种。结构先进的高压加热器, 其腔内的热交换过程是分段的, 即分为过热段, 凝结段和疏水冷却段。

高压加热器是利用汽轮机抽汽对给水进行预加热的设备, 它的选型要根据厂房布置条件以及热力平衡计算的结果来确定, 但是国产机组的高压加热器是由锅炉厂生产的配套设备, 一般很少有选择的余地。

根据传热学原理, 高压加热器的热交换面积可按下式计算:

$$A = \frac{Q_r}{K \Delta t_{\text{对}}} \quad (1-2)$$

式中 A —— 面积, m^2 ;

Q_r —— 总传热量 (或称热负荷), J/h;

K —— 传热系数, $\text{J}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$;

$\Delta t_{\text{对}}$ —— 对数平均温度差, $^\circ\text{C}$ 。

第三节 给水系统的运行

一、给水系统启动前的准备和操作

在给水系统启动之前, 先要向系统中的管道和设备充水。除氧器水箱由凝结水系统注入水, 并达到正常水位; 锅炉的汽包由除盐补充水箱通过附属的补充水泵上水, 其水位一般比正常水位低约100mm。与此同时, 要排除整个系统内的空气 (在管道的最高位置 和 设

备的顶部都设有放空气阀，充水时，空气阀均处于开启状态）。

随后，将给水泵的轴承润滑油系统投入运行，所有的控制系统要接通电源，使整个给水系统处于投运状态。

将电动调速给水泵液力耦合器的勺管置于零位，给水泵出口的闸阀关严，给水再循环阀全开。

锅炉点火，逐步升压，在控制室操作启动给水泵，并将此泵出口的电动闸阀开启。水泵升速以后，调节锅炉进口给水操作台的旁路调节阀开度（如果不设给水操作台，则调节锅炉进口的调节阀），以适应锅炉逐步升压产汽，直到汽轮机冲转。

在机组的负荷低于25%~30%的情况下，由汽包水位单冲量调节器来控制给水操作台旁路调节阀的开度，或者由给水泵出口压力调节器来控制给水泵的转速；同样也可以在控制室内操作旁路调节阀的开度或给水泵转速，使给水满足机组负荷的逐步增加。

二、给水系统的正常运行和操作

随着机组负荷的上升，当负荷达到25%~30%以上时，给水系统就可转入正常运行。此时，控制系统就自动转换到汽包水位、主蒸汽流量、给水流量的“三冲量”给水调节器来控制给水泵的转速。如果遇到调节器出现故障的情况，可视汽包水位的高低，由远方操作来调节给水泵转速，以满足锅炉在不同负荷下所需要的给水量，务必使汽包水位维持在正常范围内。

如果给水系统被设计成两台50%容量的给水泵并列运行系统，则要求两台泵的转速必须同步。在设计给水管道路时，两台泵的管线布置应力求相似，避免阻力相差太多。

运行中的给水泵，必须有一定的给水量通过泵体，以防止水泵的零部件发热而导致损坏。当通过泵体的给水量降到额定流量的20%~25%时，给水再循环阀就自动打开；当给水流量达到50%以上时，再循环阀就自动关闭。不同型号、不同生产厂的给水泵，其要求的再循环阀开启和关闭时的给水流量百分比，应由水泵的制造厂提供。很明显，如百分比值低，则运行经济性好。

处于备用状态的给水泵，其控制系统对运行中的给水泵进行自动跟踪、联锁备用，其进、出口闸阀在全开状态，出口逆止阀处于关闭。

给水系统在正常运行的情况下，给水要通过高压加热器加热。当遇到加热器内部管束破裂或疏水不畅通时，壳腔内的水位将上升，此时紧急疏水阀应自动打开。如果加热器疏水的水位急剧上升，达到最高位置时，高压加热器就要从给水系统中解列，同时立即关闭汽轮机与各台加热器之间的抽汽逆止阀和电动闸阀，防止高压力的给水倒流入汽轮机，引起汽轮机损坏的严重事故。在这种情况下，给水须通过高压加热器的旁路管道送到锅炉，而汽轮机应降低负荷运行。

关于给水泵的启动、停泵过程，以及故障报警、控制联锁要求等，将在第十章作详细介绍。

第二章 调速给水泵的经济效益分析

第一节 离心泵叶轮的相似定律

在几何相似和运动相似的基础上,可引出离心泵叶轮的三个相似定律,用下列三式表示:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 \quad (2-1)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \quad (2-2)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^5 \quad (2-3)$$

式中 Q ——流量;

H ——扬程;

n ——转速;

P ——轴功率;

D ——叶轮直径。

相似定律说明了两台几何相似的水泵,在相似运转工况下,它们的流量、扬程、功率之比值与叶轮的线性尺寸、转速之比值的的关系。相似定律的一种特殊情况,即两个相似水泵的对应线性尺寸相等,也可说同一水泵,当转速不同而工况相似时,上述公式可简化为

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (2-4)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \quad (2-5)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \quad (2-6)$$

第二节 水泵的通用特性曲线

设有一水泵,转速为 n_1 ,特性曲线为 $H-Q$ 关系(见图2-1)。在曲线上取1点,该点的流量、扬程分别为 Q_1 和 H_1 。如将转速改为 n_2 ,则根据相似定律可计算出:

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1}$$

$$H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^4$$

点2与点1工况相似，依次类推，改变转速为 n_3 、 n_4 、…，可得出点3、4、…，而这些点都是相似工况点。我们把这些点用曲线连起来，得相似工况曲线。由公式(2-4)及(2-5)可得

$$\left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^2 = \frac{H_1}{H_2}$$

$$\frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H_2}{Q_2^2} = \frac{H}{Q^2} = K$$

$$H = KQ^2 \quad (2-7)$$

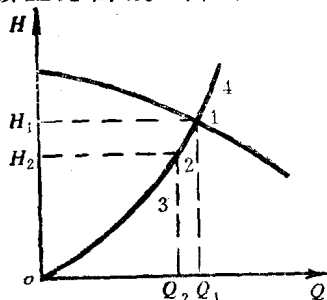


图2-1 水泵的特性曲线和相似工况曲线

由此可知相似工况曲线是以坐标原点为顶点的抛物线。任何与工况点1相似的工况点，均在此抛物线上，此抛物线称为相似抛物线。

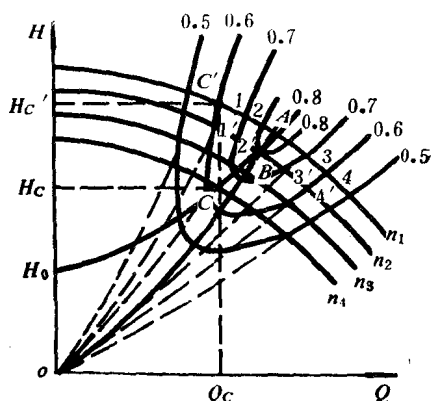


图2-2 水泵的通用特性曲线

设有一水泵，其转速 n_1 、特性曲线 $H-Q$ 为已知(图2-2)，而我们需要的工作点 B 不在曲线上。现在改变转速，使特性曲线通过 B 。前面已讲过，当水泵改变转速时，相似工况点均在一条抛物线上。因此我们过 B 点作抛物线，与 $H-Q$ 曲线相交，那么利用此交点的参数，即可算出 B 点的转速。如能求出抛物线方程 $H = KQ^2$ 的系数 K ，此抛物线即可做出。将工况点 B 的参数 (Q_B, H_B) 代入公式(2-7)，作出抛物线与 $H-Q$ 曲线交于 A 点， A 点与 B 点工况必相似，于是 $Q_A/Q_B = n_1/n_B$ ， $n_B = n_1(Q_B/Q_A)$ 。在转速为 n_1 的特性曲线上取点1、2、3、4，利用相似定律可求出转速为 n_B 的相似工况点1'、2'、3'、4'，用光滑曲线连起来，就得到转速为 n_B 的特性曲线。把水泵在各种转速下的特性曲线绘在一起，就成为水泵的通用特性曲线。所有相似工况下，如转速相差不太多，则效率可以认为是相等的，所以相似抛物线即等效抛物线。

第三节 调速给水泵的经济效益分析

水泵装置特性曲线即流量与装置阻力之间的关系曲线，可用 $H = H_0 + KQ^2$ 表示。 H_0 为装置的静压头，即水泵进口到汽包的位差和压力差之和，它是个定值； KQ^2 为装置总的水阻力损失，与流速的平方即一定装置中流量的平方成正比。水泵装置特性曲线是以 H_0 为顶点的抛物线(见图2-2)，与水泵特性曲线交于 A 点， A 点即水泵的工况点，对应的流量为 Q_A 。但水泵的流量随锅炉负荷是要经常变动的。假设从流量 Q_A 变为 Q_C ，有两种方法可改变流量：一是改变装置特性曲线，改变给水调节阀的开度，这时水泵的工况点变为 C' ，对

应的流量是 Q_c ，扬程是 $H_{c'}$ ，效率为60%；另一种方法是改变水泵的特性曲线，也就是改变水泵的转速，从 n_1 降为 n_4 ，这时的工况点变为 C ，流量也是 Q_c ，而扬程变为 H_c ，效率为65%。比较 C 与 C' 点的轴功率：

$$P_c = \frac{\rho g Q_c H_c}{1000 \eta_c} ; \quad P_{c'} = \frac{\rho g Q_c H_{c'}}{1000 \eta_{c'}} \quad (2-8)$$

式中 ρ —— 给水的密度， kg/m^3 ；

g —— 重力加速度， m/s^2 ；

Q_c —— 泵流量， m^3/s ；

$H_c, H_{c'}$ —— 泵扬程， m ；

$\eta_c, \eta_{c'}$ —— 泵效率；

$P_c, P_{c'}$ —— 泵轴功率， kW 。

由于 $H_{c'} > H_c, \eta_{c'} < \eta_c$ ，所以 $P_{c'} < P_c$ ， $H_{c'} - H_c$ 就是定速泵的压力损失，是由调节阀形成的阻力。如采用液力耦合器调速泵，则应考虑耦合器的功率损失。耦合器的效率 η_0 等于耦合器的输出功率 P_2 与输入功率 P_1 之比，而输出功率 P_2 等于泵轴功率 P_c ，即 $\eta_0 =$

$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_c}{P_1}$ 。所以 $P_{c'} - P_1$ 即为调速给水泵在 Q_c 时节约的功率。从图2-2可看出，流量的调

节幅度越大，调速泵节电越显著。这是因为定速泵在流量下降时给水调节阀的节流压力损失增大的缘故。例如125MW机组使用DG500-180型定速泵，在负荷为100MW时，给水调节阀前后的压差高达5.88MPa，负荷降到60MW时，高达9.8MPa。当配用DGT480-180型调速给水泵时，耦合器传递功率有滑差损失，但由于能变速，所以没有调节阀节流损失。调速泵（DGT480-180型）和定速泵（DG500-180型）相比，经济效益又如何呢？DG500-180型定速泵的设计扬程为1970m，而DGT480-180型调速泵为1800m（未包括前置泵扬程76m），主机在额定工况时，对于定速泵调节阀，节流损失约1.96~2.45MPa，此时若使用耦合器调速泵，即使有一定的传动损失，但较之给水调节阀的损失还是小的，调速泵还是能节约电的。图2-3为125MW机组在不同负荷下调速给水泵（DGT480-180型）与定速泵（DG

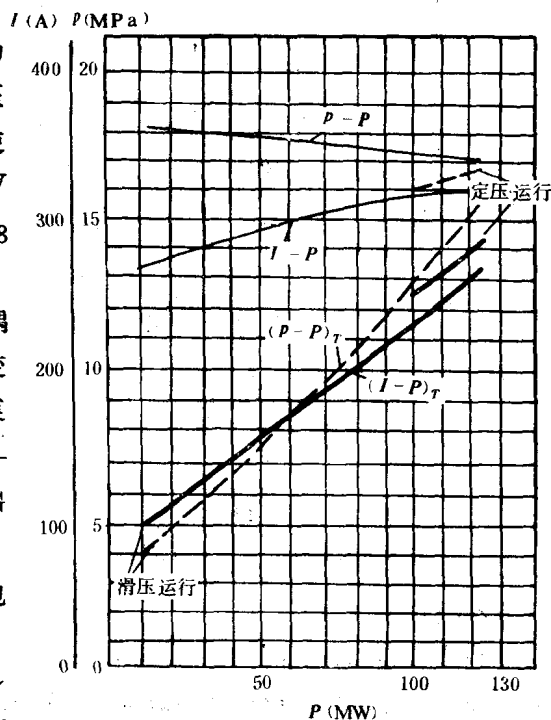


图2-3 125MW机组在不同负荷下调速泵（DGT480-180型）与定速泵（DG500-180型）的运行对比曲线

$p-P$ —定速泵压力-功率曲线； $(p-P)_T$ —调速泵压力-功率曲线； $I-P$ —定速泵电流-功率曲线； $(I-P)_T$ —调速泵电流-功率曲线

500-180型)的运行对比曲线。从图中可明显看出DGT480-180型调速泵比DG500-180型定速泵经济得多,在接近满负荷运行时节电量约为发电量的0.4%,一天就可节电11200 kW·h。如滑压运行,节电更明显。尤其是在低负荷时,机组每启动一次,调速泵比定速泵可节电15000kW·h。

第四节 调速给水泵的主要优点

调速给水泵有以下优点:

(1) 简化锅炉给水系统,减少了阀门,保证了给水调节阀的调节特性。定速泵只能开停,不能改变转速,其给水压力是一个定值。为了适应机组启停和负荷的变化,需要设置复杂的给水操作台,一般均设置有四路给水管道的给水操作台(图2-4)。由于这些管道上的阀门承受的压差大,特别是在锅炉启停时,在给水调节阀上产生了很大的压力差。这个压差导致水流对给水阀阀芯的冲刷,破坏了调节阀的流量特性,使漏流量增大。

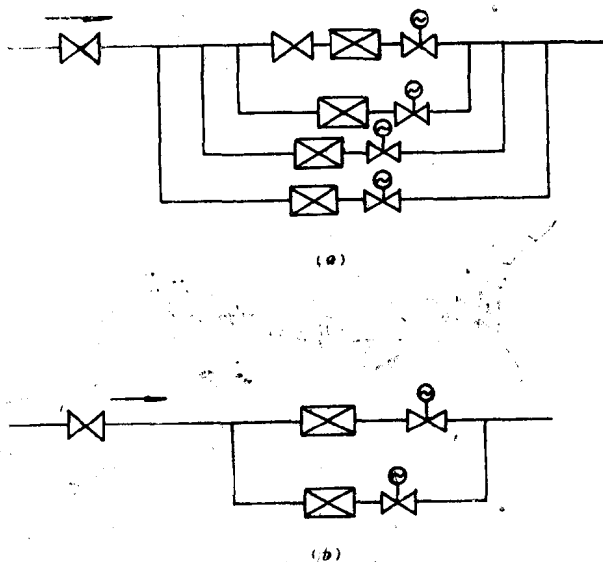


图2-4 给水操作台管路

(a) 采用定速泵; (b) 采用调速泵

(或者根本不用给水调节阀),减少了对阀芯的冲刷,保证了阀门的调节特性,延长了使用寿命。由于给水压力是随负荷变化的,给水操作台也就可简化为两路(图2-4, b),即主给水管路和旁路给水管路;阀门数量也相应减少,这对于简化启动运行操作是十分有利的。

(2) 机组在参加调频、调峰时,可以节省厂用电。定速给水泵的出口压力是不可调的,如机组参加调频,锅炉必然会有更多的低负荷运行工况,此时给水流量完全依靠给水调节阀来控制,造成阀门两端压差大,很大的能量损失在调节阀上。如果长期处在这种情况下运行,则是很不经济的。

根据试验,125MW机组在满发时使用DG500-180型定速给水泵,给水调节阀两端的压差为2.45MPa,负荷为100MW时,压差为5.88MPa,60MW时,压差竟达到9.8MPa以上。在如此大的压差作用下,即使调节阀不被冲坏,也会失去原有的调节特性;另外,阀门的操作力矩增大,门杆易于断裂,一定要用大力矩的执行器才能操作。以125MW定速泵系统为例,其给水调节阀要使用力矩为588 N·m的电动执行器。

采用了调速泵以后,水泵的转速可以随负荷的升降而变化,给水调节阀两端的压差可保持在0.5MPa左右