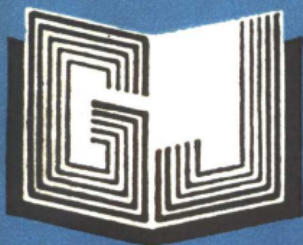


972083

TK234.1

4783



高等学校教材

汽轮机凝汽设备及运行管理

东北电力学院 杨善让 编



高等学校教材

汽轮机凝汽设备及运行管理

东北电力学院 杨善让 编

水利电力出版社

(京)新登字115号

内 容 提 要

本书系统地论述了汽轮机凝汽器的基本理论、结构设计、设计计算方法 and 性能数值模拟;介绍了国内外改善凝汽器经济性和可靠性的途径、现状;对典型的抽气设备、除氧装置、除盐装置的结构、原理、特性和维护要点进行了较详细的讨论;扼要介绍了凝汽器性能试验方法;着重论述了大型凝汽设备运行管理要点

本书经高等学校热动类专业教学委员会审定为电厂热能动力专业本科选修课教材,也可供大专院校其他有关专业师生和从事凝汽器运行维护和设计制造工作的工程技术人员参考

高等学校教材

汽轮机凝汽设备及运行管理

东北电力学院 杨善让 编

*

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

北京市京东印刷厂印刷

*

787×1092毫米 16开本 13.25印张 298千字

1993年10月第一版 1993年10月北京第一次印刷

印数 0001—1890册

ISBN7-120-01857-4 TK·283

定价 6.20 元

前 言

本书是根据1988年3月在南京召开的高等学校热动力类专业教学委员会一届一次全委会确定的选修课目录和1989年8月在吉林东北电力学院召开的高等学校热动力类专业教学委员会汽轮机教学组扩大会议审定的《汽轮机凝汽设备及运行管理》教材编写大纲编写的。

根据近二十多年来我国电力工业的发展和凝汽设备在科研、设计、制造方面的进步以及各电厂在运行维护大型凝汽设备方面所积累的宝贵经验,本书比较系统地论述了凝汽器的基本理论;介绍了国内外改善凝汽器经济性、提高其可靠性的努力和发展现状;对抽气设备、除氧装置、除盐等附属设备作了较详细的叙述;扼要介绍了凝汽器性能试验方法;着重论述了大型凝汽设备运行管理要点。对于先修课已有的内容,本书尽量从略或只稍作回顾,旨在引伸。

作为选修课教材,为了启发读者思维,开拓视野,培养分析问题的能力,本书有意识地选择了一些有应用前途的、发展中的理论、技术和方法,作了概要介绍,试图引起读者的兴趣。每章后附有相应文献,以便于读者进一步进行研究。

全书由山东工业大学裘烈钧教授主审。裘先生认真细致的评审,使书稿质量有很大提高。本书在编写过程中曾得到兄弟院校、汽轮机制造厂、有关电厂的一些同志以及作者的同事、学生的多方面支持和帮助。水利电力出版社编辑马家斌同志为本书的出版付出了艰辛的劳动。在此谨向他们一并表示最诚挚的谢意!

本书除了作为电厂热动力工程专业选修课教材外,也可供大专院校其他有关专业师生和工程技术人员参考。

限于作者水平,书中疏误、不妥之处在所难免,恳请读者批评指正。

杨善让

1992.8于吉林

目 录

前言

绪论	1
参考文献	7
第一章 表面式凝汽器的基本理论和计算	8
第一节 表面式凝汽器换热的基本规律	8
第二节 纯蒸汽在水平管束中的凝结	14
第三节 影响膜状凝结放热的因素	20
第四节 不凝结气体的影响	27
第五节 凝汽器总平均传热系数的工程计算	35
第六节 冷却面积的结构设计	41
第七节 凝汽器的汽阻	51
第八节 凝汽器的水阻	52
第九节 凝汽器的热力计算	55
第十节 凝汽器性能的计算机模拟	59
参考文献	63
第二章 凝汽器经济性与可靠性的改善	66
第一节 凝汽器换热强化技术	66
第二节 多压凝汽器	71
第三节 平衡降流式凝汽器	76
第四节 换热面的污染	80
第五节 换热面污垢的防止与清洗	92
第六节 凝汽器管的腐蚀与材料选择	99
第七节 凝汽器管的振动与防止	106
参考文献	109
第三章 抽气设备	112
第一节 概述	112
第二节 射汽式抽气器	113
第三节 射水式抽气器	121
第四节 机械式真空泵	127
第五节 抽气器与凝汽器的相互影响	134
附表 3-1	136
参考文献	145
第四章 凝汽器除氧装置和除盐装置	146
第一节 凝结水除氧原理	146
第二节 典型的凝汽器除氧装置	147
第三节 凝结水除氧过程的实验关联式	153

第四节 凝结水的除盐	156
参考文献	159
第五章 凝汽器性能试验方法	160
第一节 凝汽器性能试验的目的和任务	160
第二节 基本参数的测量	161
第三节 凝汽器特殊参数的测量	173
第四节 试验数据处理	175
参考文献	180
第六章 凝汽设备的运行管理	181
第一节 凝汽器变工况特性	181
第二节 凝汽设备的运行监测	189
第三节 凝汽器的清洁度管理	191
第四节 凝汽器的真空管理	196
第五节 凝汽器的低真空运行	199
第六节 凝汽器严密性检查与维护	201
参考文献	205

绪 论

一、凝汽设备在电厂中的地位和作用

凝汽设备是汽轮机组的重要辅机之一，是电厂热力循环中的重要一环，对整个火电厂的建设和安全、经济运行都有着决定性影响。

首先，从循环效率看，凝汽器真空的好坏，即汽轮机组终参数的高低，对循环效率所产生的影响是和机组初参数的影响同等重要的。例如，国产超高压200MW机组，若凝汽器真空下降0.98kPa，则机组热耗约上升63kJ/(kW·h)，而机组初压下降490kPa，机组热耗才上升20.93kJ/(kW·h)。顺便指出，尽管如此，一般电厂运行人员和管理人员对机组终参数往往不如初参数那样重视。例如，背压测量表计往往不准，有的运行人员也往往不知道某一运行工况下的最经济背压应该是多少，当然也就谈不上力求维持经济背压了。所以我们有必要去努力消除一些人心目中的这一误解。

其次，从设备投资看，汽轮机辅机价格约占主机的一半，而辅机价格中的约50%是用于凝汽器。从材料消耗看，凝汽器的钢材和铜管材料消耗量也是相当可观的，如国产600MW机组凝汽器装配好后无水时的重量达1343t，其中冷却管材就重约421.2t。从结构尺寸看，随着单机功率的增大，凝汽器也大型化了，如上述600MW机组凝汽器冷却面积高达40000m²，每个凝汽器的外壳尺寸约为15m×8m×13m，这是一个四五层楼房高的庞然大物！

再次，从设备的耗水量看，据对采用湿式冷却塔的200MW机组的统计，凝汽器用水量占了电厂总耗水量的42.8%~79.5% [1]。这对位于缺水地区的电厂来说，是一个令人瞩目的设备。从设备的耗电量看，整台机组的辅机耗电量约占其发电量的5%~9%，其中循环泵、凝结水泵、射水泵（使用射水抽气器的设备才有）的耗电量也占了相当大的比重！还有，从运行安全性看，据统计，600MW以上机组，凝汽设备故障可使整个机组可用率降低3.8%。而且，这里统计的可用率降低还仅仅只包括凝汽设备各组件本身直接引起的。如果将因凝汽器冷却管的微小泄漏，恶化了凝结水品质，以致引起锅炉受热面结垢、腐蚀甚至“爆管”事故也计算在内，那比例就更大了。所有这些事实都表明，凝汽设备对于整个电厂的设计、布置、安装和运行维护都是一个至关重要的设备，不可轻视！

凝汽设备的作用可归结为四个方面：

(1) 凝结作用 凝汽器通过冷却水与乏汽的热交换，带走乏汽的汽化潜热而使其凝结成水，凝结水经回热加热而作为锅炉给水重复使用。

(2) 建立并维持一定真空 这是降低机组终参数、提高电厂循环效率所必需的。

(3) 除氧作用 现代凝汽器，特别是不单设除氧器的燃气蒸汽联合循环装置中的凝汽器和沸水堆核电机组的凝汽器，都要求有除氧作用，以适应机组的防腐要求。

(4) 蓄水作用 凝汽器的蓄水作用既是汇集和贮存凝结水、热力系统中的各种疏水、

排汽和化学补给水的需要，也是缓冲运行中机组流量急剧变化、增加系统调节稳定性的需要，同时还是确保凝结水泵必要的吸水压头的需要。

二、对凝汽器的要求与主要考核指标

现代大机组凝汽器应满足下述基本要求：

(1) 具有良好的传热性能 良好的传热性能，主要是通过管束的合理排列、布置来达到。蒸汽在凝汽器中不断凝结的结果，使得不能凝结的气体比例愈来愈大，传热系数则随之逐步降低。如果能按照蒸汽流动分布适当地设置流道，使蒸汽边凝结边均匀地流向空气冷却区，避免与刚进入管束的蒸汽相混合；且使蒸汽负荷均匀地分配于管束，这样不仅有良好的传热性能，而且也会减小汽侧流动阻力和改善除氧效果。

(2) 具有高度的严密性 大家知道，凝汽器的汽侧压力既低于壳外的大气压力，也低于管内的水侧压力。于是如果水侧严密性不好，则冷却水就会渗漏入汽侧，恶化了凝结水水质，这对高参数机组是个极大的威胁。另外，如果汽侧严密性不好，那么空气将漏入汽侧，恶化了传热，降低了真空。因此，严密性对凝汽器来说是一个最基本的要求。

(3) 具有尽可能小的汽阻和过冷度 汽阻是蒸汽空气混物流过凝汽器管束空间的流动阻力损失，这一压力损失造成了凝结水的过冷度和含氧量增大。凝结水的过冷，降低了循环的热经济性（通常，凝结水过冷度增加1%，煤耗量将约增加0.13%），凝结水含氧量的增加，则加剧了设备腐蚀的危险性。所以，性能良好的凝汽器应尽量减少汽阻和过冷度。

应该指出，造成凝结水过冷的原因并不仅仅是汽阻。由于汽侧放热热阻和不凝结气体的存在，使得蒸汽在冷却管壁凝结时的蒸汽分压力要低于管束空间的蒸汽分压力，这也导致对应饱和温度的降低。此外，管壁上的凝结水膜不能及时排走或上排管壁凝结水下落到下排管壁而被进一步冷却，又使凝结水的温度进一步降低，造成了过冷却。

现代大型凝汽器，通过流道和管束的合理布置，使得蒸汽空气混合物的流动均匀，负荷分配均匀，汽阻已减小到0.26~0.39kPa以下。过冷度则因良好的回热效果而减小到零。

(4) 具有良好的除氧功能 现代大型凝汽器，除了合理布置管束和流道以尽量减少汽阻，从而减小凝结水含氧量外，还设有专门的除氧装置，以保证凝结水含氧量在规定值以下。

(5) 具有较小的水阻 水阻是冷却水在凝汽器冷却管中的流动阻力和进出管子及进出水室时的局部阻力之和。这个阻力的大小对循环水泵选择和管道布置都有影响，应通过技术经济比较来确定。所以它是冷却系统优化设计中的一个重要参数。

(6) 具有高效自动清洗系统 随着机组容量增大，凝汽器的冷却面积也愈来愈大，冷却管的长度和根数也大幅度增加。如国产首台600MW机组凝汽器的冷却管长达14.792m，管子总根数则多达30300根。这样多而且细长的管子清洗工作只有由自动清洗系统承担才能适应现代机组的运行要求。

基于对凝汽器的上述基本要求，提出了评价凝汽器性能的下述指标，作为电厂与制造厂家考核凝汽器性能的标准。

(1) 真空度 真空度是汽轮机运行的重要指标,也是反映凝汽器综合性能的一项主要考核指标。额定真空度是指在设计条件下的热负荷、冷却水温度、冷却水量和冷却管清洁系数下,距汽轮机排汽口不超过610mm处所测得的大气压力与该处蒸汽静压力值之差。

(2) 凝结水过冷度 凝结水过冷度是指凝汽器热井中凝结水温度与凝汽器入口平均压力对应的饱和温度之差。性能优良的凝汽器,在不采用专门除氧装置的条件下,自身就可使过冷度达到零。而当管束排列本身不能达到无过冷时,则要采用回热式热井来消除过冷。但回热式热井增大了凝汽器高度,使电厂投资增加。因而某些电厂设计也将凝汽器热井的变化作为技术经济分析的考虑因素之一。

(3) 凝结水含氧量 凝结水含氧量是评价凝汽器除氧能力的一项指标,其取样点应在热井出口处。现代大型凝汽器在额定负荷下具有较高的除氧能力。测试表明,凝结水含氧量随负荷的降低(低于60%)而增大,且沿管长方向不均匀分布。在评价凝汽器除氧效果时,应切断所有同外界的疏水及排汽接口,并确切估计系统的严密性,并且和抽气设备的容量一起分析。

现代机组一般要求凝结水含氧量不超过42ppb(1ppb=1μg/L)。在凝汽器结构设计恰当且又运行稳定时,含氧量可低至7~14ppb。一些国外制造厂家大都保证含氧量不大于30ppb,运行时有的机组甚至可低至5~10ppb。

(4) 凝汽器水阻 前曾述及,凝汽器水阻是指冷却水从流入凝汽器水室到流出水室范围内所经受的摩擦损失和局部损失的总和,其数值可按水力学公式或专用曲线比较准确地予以确定。冷却水流速一定的凝汽器,其水阻一般都趋于一个稳定值,在采用胶球自动清洗设备时,总水阻要有所增加,但增加的那部分水阻不计算在凝汽器的水阻指标之内。

(5) 空冷区排出的气-汽混合物的过冷度 空冷区出口的气-汽混合物温度,也就是抽气器的吸入温度,应比凝汽器进口平均压力所对应的饱和温度低4.16℃或平均压力下饱和温度与冷却水入口温度差的25%。这一差值称作气-汽混合物的过冷度。这个过冷度是选择抽气器设计容量的重要依据。这一数值的达到是通过凝汽器空气冷却区的合理设计来实现的。

三、凝汽设备主要组件的联系与布置

由《汽轮机原理》的学习知道,凝汽设备是由凝汽器、循环水泵及冷却系统、凝结水泵和抽气器等部件组成的。此外,在现代凝汽器中,为了获得良好的除氧效果而增设有专门除氧装置;在滑参数运行的电厂中,特别是在核电站中,凝汽设备还设有在向凝汽器排放新蒸汽时使用的节流喷湿装置(ДУУ)或减温减压装置(РОВ)。这些设备也是现代凝汽设备工作不可缺少的部件。这些组件的工作既彼此独立进行而又密切联系,互有影响,它们共同工作的结果才使得凝汽设备具有上述四项功能。为了能全面地以所谓系统方法(即从系统的观点出发,着重从整体与组件之间、整体与外界环境之间的相互联系、相互作用中综合而精确地考察系统特性,以获得最佳系统特性的一种方法)来分析、提高凝汽设备的性能,有必要对这些组件之间的相互联系和影响作一简要分析。

凝汽设备工作性能的好坏或工作效率是由给定热负荷和冷却水条件下的真空度来表征

的。它不仅取决于凝汽器管束的换热情况，也和各组件工作过程中的相互作用有关。这一点可以进一步说明如下。

假定凝汽器中凝结的是纯净蒸汽（即无不凝结气体存在），且忽略通过机壳和管道向周围介质的散热损失和被抽出的气汽混合物带走的热量。若再将实际凝汽器管束中乏汽与冷却水间的传热热阻，以传热终端差（简称端差） $\delta t = t_s - t_{wo}$ 表示，则由传热方程和热平衡方程不难导得

$$t_s = t_{wi} + \delta t + \Delta t = t_{wi} + \delta t + \frac{D_c (h_c - h'_c)}{D_w c_w} \quad (0-1)$$

式中 t_s ——乏汽在凝汽器压力下的饱和温度，℃；

t_{wi} ——冷却水的入口温度，℃；

t_{wo} ——冷却水的出口温度，℃；

D_w ——冷却水流量，t/h；

c_w ——冷却水比热，W/(m²·K)；

D_c ——被冷却凝结的乏汽量或简称凝汽量，t/h；

h_c, h'_c ——乏汽的焓和凝结水的焓，kJ/kg。

考虑到在一般的汽轮机凝汽器真空变化范围内， $(h_c - h'_c)$ 和 c_w 的变化都极小，可以看作常数。这样由上式可见冷却水温升 Δt 就只由比值 $D_w/D_c \equiv m$ （通常称作冷却水的循环倍率）所决定。于是，上式表明，和凝汽器压力所对应的蒸汽饱和温度 t_s ，便由冷却水入口温度 t_{wi} 、循环倍率 m 和传热端差 δt 所决定，或者说，凝汽器真空度是由 t_{wi} 、 m 和 δt 决定的。这三个参数中，冷却水入口温度 t_{wi} 是由供水方式和自然条件决定的，其数值大小虽对凝汽器真空产生影响，但却反映不出凝汽器运行特性的优劣，如管束换热情况、真空系统严密性，冷却水系统工作情况等。循环倍率 m 愈大，冷却水温升 Δt 愈小，凝汽器真空愈高，但循环水泵的耗电量也愈大。它通常是在设计阶段通过技术经济比较而确定的参数，也反映不出凝汽器的运行特性。只有传热端差 δt ，才和真空度一样，能够全面反映凝汽器运行特性。这可通过 δt 的下述表达式〔2〕清楚地说明这一点。

$$\delta t = \frac{\Delta t}{e^{\frac{kF_c}{D_w} - 1}} \quad (0-2)$$

上式表明，传热端差 δt 是由标志凝汽器管束换热情况、真空系统和冷却水系统工作情况的参数 k 、 Δt 、 D_w 和结构参数 F_c 所决定的。运行中，如果真空系统严密性不良，或抽气器出力不足，造成空气积聚，引起传热系数下降，传热端差便随之增大；如果冷却水系统工作失常，造成冷却水量减小，也会引起传热端差增加；如果冷却管表面污垢或其他运行不当，也可引起传热端差增大。可以说，凝汽设备运行性能的任何下降，都可以传热端差的增大为表征。所以，在凝汽设备的运行监测中，传热端差应是一个值得关注的参数。

不仅如此，在设计阶段，传热端差也是一个值得重视的参数。因为减小端差虽然可以提高真空，但往往要以增大冷却面积或冷却水量为代价。所以 δt 不宜太小，现代凝汽器在设计负荷下所能达到的最小传热端差值为1~5℃，一般常在3~10℃之间选取，对多流程

凝汽器可取偏小值, 对单流程可取 $\delta t = 5^{\circ}\text{C}$ 。

除了抽气器和冷却水系统外, 凝汽设备性能也还与其它组件的工作情况有关。例如, 作为凝结水收集、贮存装置的热水井中水位的变化, 也会影响到凝汽设备的工作。在热井水位过低时, 会导致凝结水泵供水中断和泵体的气蚀损坏; 水位过高时, 又会导致凝汽器下部的除氧装置和部分冷却管束被淹没, 造成凝汽器效率下降, 凝结水过冷, 含氧量增大, 甚至可能促使汽轮机组故障停机。

不仅这样, 即使那些与凝汽器工作过程没有直接关系的设备布置和连接问题, 在汽轮机和凝汽器的设计中也要给予仔细考虑。例如, 大型凝汽器的喉部通常都布置有最末一、二级低压加热器, 某些机组给水泵小汽轮机的排汽、低压旁路系统及各种杂项排汽、疏水也都排入凝汽器。这些汽、水流如果引入不当, 很可能会干扰汽轮机排汽主流而影响机组的出力和经济性。实验表明, 凝汽器喉部压力损失 0.13kPa , 机组出力约降低 0.08% 。另外, 这些引入凝汽器的排汽、热水, 引入不当也可能使管束产生附加应力和温度变形, 恶化了管束工作条件。如果排入的汽流高速、高温或高湿度, 还很可能引起管束出现腐蚀、振动或者造成管与管板的胀接严密性下降。

此外, 大型凝汽器的喉部与低压缸排汽口的连接也是一个应该仔细考虑的问题。目前西方国家普遍采用弹性连接, 凝汽器支座设置滑销系统以满足膨胀补偿的要求。

综上所述, 凝汽设备各组件的工作过程及其相互联系不仅影响到汽轮机和凝汽器的技术经济指标, 而且影响其运行安全性和寿命。为了使得凝汽设备各组件的连接、配置能够保证整个汽轮机组高效率运行、循环水泵耗功最小、各设备和管道的布置合理, 就必须采用系统方法, 统筹兼顾, 仔细考虑, 力求达到汽轮机尾部参数的最佳选择, 这在下节还将作进一步讨论。

四、凝汽器大型化所引起的新问题

汽轮机单机功率不断增大, 推动着凝汽器也向大型化发展。凝汽器的大型化给它的设计、运输、安装和运行维护都带来了许多新问题。主要的有:

(一) 设计问题

换热面积的增大, 主要靠增加冷却管数目, 因为管长的增加是有限的。管子数目的增大, 导致管束变粗, 这常常引起乏汽流动路径增加和抽气口流动不均匀性加剧, 这两者都造成汽阻增大。与此同时, 管排数目增多也容易引起换热系数降低, 这又进一步要求增大换热面积, 导致恶性循环。这引起了电站凝汽器设计工作的一系列变化。

首先从设计观点看, 过去对容量不太大的凝汽器, 因为其造价和循环水泵的耗功率都不太大, 选择最佳设计方案的效益不很明显, 所以通常都是参照已有机组进行经验设计。但随着容量增大, 凝汽器的造价增加, 循环水泵的耗功率也十分可观。而且从不同角度出发, 对凝汽器的要求也各不相同, 且往往互相矛盾。如从设计制造角度看, 希望凝汽器的尺寸小一些, 这样就要求冷却水量大一些。但从电厂运行维护角度看, 则希望冷却水量小一些, 这样可以降低厂用电和冷却水系统的投资。怎样才能选择一个最佳设计方案, 以使各方面的要求得到兼顾? 50年代以来, 从美国开始, 各国电工行业先后进行了所谓“冷端最佳设计”或“尾部最佳参数选择”。这是将凝汽器设计工作作为整个电站设计的一个重要

组成部分。这时，优化设计任务可归结为将冷却水系统（包括冷却塔（池）、供水管道、循环水泵及土建施工等）、汽轮机低压缸（包括排汽面积、排汽口数目及末级叶片高度等）、凝汽器、电站布置以及机组负荷因素等进行综合分析而得出冷端参数的最佳组合。也就是说，冷端参数最佳设计包括汽轮机最佳背压论证、冷却水系统的最优化设计和汽轮机低压缸结构参数的优选等主要内容。

冷端参数最佳设计的基本方法或前提有二：一是在保持机组功率不变前提下，考虑由冷端设备变化所引起的汽机背压变化及由此而引起的汽机进汽量、热耗、燃料费用的变化；二是在保持汽轮机进汽量不变的前提下，考虑冷端设备变化所引起的汽机背压变化以及由此而引起的汽机功率、发电成本、燃料费用的变化。不论采用哪种方法，都需要对大量含有各种影响因素的方案进行分析比较，计算相当烦琐。常见的优化方程形如

$$C = C_q + C_{c,p} + \Delta C_c + \Delta C_{c,p} + (\Delta C_{p,s})_{c,p} + (\Delta C_{p,s})_{f,p} \quad (0-3)$$

式中

C ——电站造价；

C_q ——按热耗 q_m 估算的热经济性；

$C_{c,p}$ ——按循环水泵年耗功估算的热经济性；

ΔC_c ——凝汽器造价差值；

$\Delta C_{c,p}$ ——循环水泵造价差值；

$(\Delta C_{p,s})_{c,p}$ ——循环水泵耗功率变化引起的电站造价变化；

$(\Delta C_{p,s})_{f,p}$ ——给水泵耗功率变化引起的电站造价变化。

式(0-3)右端，根据具体需要，有时还要将基础、建筑物、锅炉及给水管道的影响也包括进去。

我国进行冷端最佳设计时，通常将各种方案中年热经济性、设备投资回收率、维修折旧扣除率、电价及燃料费等折合成年运行费，然后将年运行费用最低的方案作为最佳方案。具体方法请参见文献[3,4]。

从设计标准看，过去很多国家一直沿用HEI (Heat Exchange Institute) 在1930年提出的凝汽器设计标准。在其后几十年中，这个标准虽然经多次修改，但其基本内容没有根本性变化。Dunham [5] 曾对150, 250, 275, 500, 700和900MW机组的凝汽器作过性能试验，发现结果同HEI标准不完全一致。这是因为在HEI标准中，换热系数的数值没有考虑管束排列、蒸汽流量和方向、凝结液在管表面流下的量等因素影响，而且HEI标准对汽侧的压力损失没有任何设计资料。所以要想以这一标准为基础，来选择最佳的管束排列、挡流板的优化布置等都是不可能的。近20年来，逐渐发展了一种以电子数字计算机进行流动传热数值计算以代替HEI标准的新设计方法。这将在第一章第十节进行简要介绍。

(二) 布置问题

为了与现代大功率汽轮机多个排汽口的结构相适应，凝汽器结构也相应变化以接受各排汽口的排汽。目前，凝汽器在汽侧的连接有两种基本方案：一台单壳体凝汽器与一个排汽口连接和一台单壳体凝汽器和数个排汽口相连接。

凝汽器在冷却水侧的连接方式则如图0-1所示。图0-1(a)、(b)为相对于汽轮机轴

线横向布置的双壳体凝汽器的连接方式, 其中 (a) 为水侧并联, (b) 为水侧串联。这些连接方式多用于中等功率 (150~200MW 以下) 机组。近年来, 相对于汽轮机轴线纵向布置的凝汽器获得了广泛应用, 如图 0-1(c)~(g) 所示。在这些布置方案中, 有冷却水平行流动或相向流动而凝汽器壳体并联连接 (方案 c) 和串联连接 (方案 d, e) 两种方式。冷却水相向流动可使蒸汽负荷在凝汽器各壳体之间分配更均匀。凝汽器纵向布置的突出优点在于这种布置方式能够把凝汽器分隔为压力不同的几个汽室而形成多背压凝汽器。第二章将会从热力学观点加以证明, 多背压凝汽器的热经济性要优于单背压凝汽器。

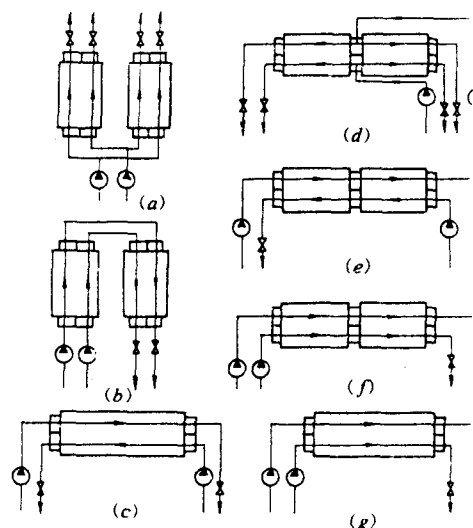


图 0-1 凝汽器水侧连接方式

附带指出, 凝汽器的设计实践表明, 增加水侧流程数目可以提高凝汽器的换热效果。这是因为, 随着蒸汽的流动, 其压力因克服流动阻力和蒸汽不断凝结而逐步降低, 相应的饱和温度也随之降低。这样若将较冷的冷却水 (第一流程) 引入蒸汽压力降低了的区域 (亦即空气冷却区), 而把被加热了的冷却水 (第二流程) 送入汽轮机排汽进入的上部管束区, 则使多流程凝汽器在发挥传热温压的效用方面比较接近于逆流换热器。

(三) 运行问题

现代大型凝汽器常采用水流逆向冲洗管板和管内污垢, 旁路系统动作时大量高温蒸汽排入凝汽器。这些过程都是在瞬间发生的, 其变化过程最长也不超过 1min。这种快速而急剧的工况变化是过去小型凝汽器所不曾有过的, 它的出现要求我们对凝汽器动态特性有较深入的认识。另一方面, 为了满足大机组自动控制、设备故障诊断和凝汽器真空预测等的要求, 凝汽器动态特性也必须予以重视。

另外, 随着大型凝汽器广泛采用自动清洗系统, 如何进行清洁度管理也提上了日程。

至于大型化给安装、运输带来的新问题, 本书限于篇幅而略去了。

参 考 文 献

- [1] 水电部科技司, 电力工业科技发展纲要 (1986~2000), 水利电力出版社, 1987。
- [2] 华中工学院 翦天聪主编, 汽轮机原理, 水利电力出版社, 1986。
- [3] 齐复东, 60 万千瓦汽轮机最佳背压论证及其冷却系统的最佳设计, 汽轮机技术, 1982, No. 2。
- [4] 齐复东、贾树本、马义伟编著, 电站凝汽设备和冷却系统, 水利电力出版社, 1990。
- [5] Dunham, Power Engineering, Vol. 74, No. 3, pp. 42~45, 1970。

第一章 表面式凝汽器的基本理论和计算

第一节 表面式凝汽器换热的基本规律

当蒸汽和低于其饱和温度的壁面接触时,在壁面上就会发生凝结现象。蒸汽释放出汽化潜热,凝结成水而附着于壁面上。壁面上的凝结水,通常以两种形态出现:滴状和膜状。当凝结水不润湿壁面时,凝结水以分散滴状存在,这时的凝结过程称作滴状凝结(又称珠状凝结);当凝结水润湿壁面时,凝结水则以连续的液膜存在,对应的凝结过程则称作膜状凝结。在工业凝结过程中,膜状凝结是主要的凝结方式。因为虽然在工业冷凝器中两种凝结方式都可能发生,但滴状凝结是不稳定的,如不采取特殊措施,几乎所有壁面上的滴状凝结最终都会转变为膜状凝结。实验研究表明,滴状凝结换热要比膜状凝结换热强烈得多,其放热系数可比膜状凝结的高5~10倍以上。因此,设法获得滴状凝结一直是凝结换热强化的努力目标之一。

但是,到目前为止,人们对滴状凝结的机理还不很清楚,难以准确地预知滴状凝结的形成,而对膜状凝结的研究则相对地较充分,而且膜状凝结的放热系数又比较小。因此,为可靠起见,目前所有的工业冷凝器都是以膜状凝结换热作为设计依据。

凝结过程按照冷却壁面的特点分,有管外凝结和管内凝结两种。根据管子布置方式的不同,管内凝结和管外凝结又可分为垂直的和水平的两种。和大多数工业冷凝器一样,汽轮机凝汽器采用水平式管外凝结。因为在这种凝结方式下,管内和管外的放热系数都比较高,所以总的传热系数也高。而且蒸汽的流动压力损失小,也容易排除不凝结气体。而对于以空气为冷却介质的空冷凝汽器,则几乎都采用倾斜的管内凝结方式,而在管外采用肋片(又称鳍片或翅片),以提高空气侧的放热系数。

采用水平管外凝结的汽轮机凝汽器,为了使凝结过程连续进行,冷却水在循环水泵的驱动下,连续不断地流过管内,不断吸收蒸汽凝结时所放出的汽化潜热。整个换热过程包括以下几个环节:冷却管外表面上的蒸汽凝结放热;通过管壁金属本身及管内外表面上污垢层的导热;管内壁对冷却水的对流放热。所以,这是一个由多个环节串联组成的复杂换热过程。这个过程进行的强度是由传热系数 k 表征的,即单位时间内从蒸汽向冷却水经由单位冷却面积在温差为1K时所传递的热量。显然,这个传热系数 k 是由上述各个环节的放热系数、导热系数决定的。

$$k = f(a_1, a_2, \sum_{i=1}^n \lambda_i / \delta_i) \quad (1-1)$$

式中 a_1 ——管外侧蒸汽凝结放热系数, $W/(m^2 \cdot K)$;

a_2 ——管内壁对冷却水的放热系数, $W/(m^2 \cdot K)$;

λ_i, δ_i ——管壁金属或污垢层的导热系数和厚度, $W/(m \cdot K)$, m。

不仅如此,上述这些系数特别是 a_1 ,本身还受着多种因素的影响。对于这些影响,目

前还无法作出准确的理论分析。因此，在凝汽器的设计中，传热系数的确定主要是依赖于实验。这一点以后再作较详细的讨论。

换热条件确定后，凝汽器中能够凝结的蒸汽量主要决定于冷却面积的大小。所以凝汽器热力设计是在给定的冷却水量 D_w 和入口温度 t_{wi} 条件下，确定使一定量的蒸汽 D_c 完全凝结下来所需要的冷却面积。为此，有必要回顾一下传热过程的基本原理。

一、基本方程

对于微元换热面积 dF ，传热方程为

$$dQ = k_x \cdot \Delta t_x \cdot dF \quad (1-2)$$

式中 dQ ——蒸汽通过微元面积 dF 传给冷却水的热量；

k_x —— dF 内的传热系数；

Δt_x —— dF 内的传热温差。

式 (1-2) 中 dQ 在汽侧 (管外)，这一热量表示为

$$dQ = dD_c (h_c - h'_c) \quad (1-3)$$

在水侧 (管内)，这一热量表示为

$$dQ = D_w c_w dt_w \quad (1-4)$$

式中 h_c 、 h'_c ——蒸汽和凝结水的焓，kJ/kg。

现在假定在整个凝汽器换热面上，蒸汽的压力、温度处处相等，因而 $(h_c - h'_c)$ 和 c_w 处处相等。且 k_x 沿整个换热面保持为常数。对式 (1-2) ~ (1-4) 在整个冷却面上进行积分，则有

$$Q = k \Delta t_m \cdot F \quad (1-2a)$$

$$Q = D_c (h_c - h'_c) \quad (1-3a)$$

$$Q = D_w \int_{t_{wi}}^{t_{wo}} c_w dt_w = D_w c_w (t_{wo} - t_{wi}) \quad (1-4a)$$

式 (1-2a) 中的 Δt_m 为按整个换热面计算的平均传热温差，

$$\Delta t_m = \frac{1}{F} \int_0^F \Delta t_x dF \quad (1-5)$$

如果忽略蒸汽通过凝汽器外壳、导管向周围介质的散热损失，忽略被抽出的空气蒸汽混合物所带走的热量，那么有

$$D_c (h_c - h'_c) = D_w c_w (t_{wo} - t_{wi}) \quad (1-6)$$

联立解式 (1-2a) 和式 (1-6) 便可确定凝结 D_c 蒸汽量所需要的冷却面积 F 。

应该注意，传热系数的局部值 k_x 和传热温差的局部值 Δt_x 实际上都是沿冷却面变化的量，它们和工况条件、载热质的物性参数的关系也相当复杂。

二、平均传热温差

冷却水在流过凝汽器管束时，不断吸收由管壁传来的蒸汽汽化潜热而升温。另一方面，蒸汽的温度也因不凝结气体和流动阻力的存在，随着凝结过程的进行而不断降低。这两者造成了传热温差沿冷却面的变化。不过，在凝汽器的大部分区域内，即所谓主凝结区内，蒸汽的饱和温度与凝汽器入口压力下的饱和温度 t_s 相差并不很大，因而在计算凝汽器中蒸汽和冷却水的平均传热温差时，可以足够准确地认为蒸汽温度就是凝汽器入口压力下的饱和

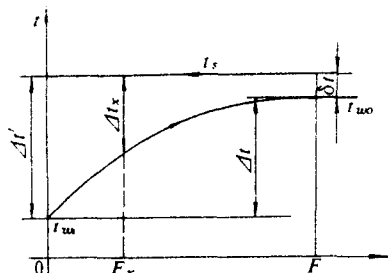


图 1-1 凝汽器中蒸汽和冷却水温度沿冷却面的分布

温度 t_s 。冷却水温则由入口的 t_{wi} 升高到出口时的 t_{wo} 。这样，在凝汽器中这两种流体的温度变化情况就可利用图 1-1 来表示。

为了揭示传热温差沿冷却面的变化规律，现在来研究微元换热面 dF 中的传热。在 dF 中蒸汽温度为 t_s ，冷却水温度为 t_w ，两者之间的温差为

$$\Delta t_x = t_s - t_w \quad (1-7)$$

通过微元冷却面 dF 的传热量为

$$dQ = k_x \Delta t_x dF \quad (1-8)$$

蒸汽在 dF 中放出汽化潜热 dQ ，其温度保持为 t_s 不变。如果忽略散热损失，即认为蒸汽放出的热量 dQ 完全为冷却水所吸收，则冷却水在 dF 中温度升高了 dt_w ，于是

$$dQ = D_w c_w dt_w \quad (1-9)$$

对式 (1-7) 微分，并考虑到蒸汽温度不变，则有

$$d(\Delta t_x) = dt_s - dt_w = -dt_w \quad (1-10)$$

将式 (1-8) 和式 (1-9) 代入式 (1-10)，有

$$d(\Delta t_x) = -\frac{k_x \Delta t_x dF}{D_w c_w}$$

或

$$\frac{d(\Delta t_x)}{\Delta t_x} = -\frac{k_x dF}{D_w c_w} \quad (1-11)$$

假定传热系数在整个换热面上保持不变，对式 (1-11) 积分，则

$$\int_{\Delta t'}^{\Delta t_x} \frac{d(\Delta t_x)}{\Delta t_x} = -\frac{k}{D_w c_w} \int_0^{F_x} dF \quad (1-12)$$

即

$$\ln \frac{\Delta t_x}{\Delta t'} = -\frac{k}{D_w c_w} F_x$$

或

$$\Delta t_x = \Delta t' e^{-\frac{kF_x}{D_w c_w}} \quad (1-13)$$

这里， $\Delta t'$ 为换热面始端 ($F=0$ ，即流体入口处) 的传热温差 (亦称可用温差)。式 (1-13) 表明，传热温差 Δt_x 沿冷却面按对数曲线规律变化。将式 (1-13) 代入式 (1-15) 便可得平均传热温差

$$\Delta t_m = \frac{1}{F} \int_0^F \Delta t_x dF = -\frac{\Delta t'}{kF/D_w c_w} \left(e^{-\frac{kF}{D_w c_w}} - 1 \right) \quad (1-14)$$

在换热面终端，即 $F_x = F$ 时，由图 1-1 可知 $\Delta t_x = \delta t$ ， δt 为传热终端差。将这一边界条件代入式 (1-12)，有

$$\ln \frac{\delta t}{\Delta t'} = -\frac{kF}{D_w c_w} \quad (1-12a)$$

或

$$\delta t = \Delta t' e^{-\frac{kF}{D_w c_w}} \quad (1-13a)$$

将式 (1-12a) 代入式 (1-14) 便得平均传热温差的另一表达式

$$\begin{aligned}
 \Delta t_m &= \frac{\Delta t'}{\ln \frac{\delta t}{\Delta t'}} \left(\frac{\delta t}{\Delta t'} - 1 \right) \\
 &= \frac{\delta t - \Delta t'}{\ln \frac{\delta t}{\Delta t'}} = \frac{(t_s - t_{w0}) - (t_s - t_{wi})}{\ln \frac{t_s - t_{w0}}{t_s - t_{wi}}} \\
 &= \frac{t_{w0} - t_{wi}}{\ln \frac{t_s - t_{wi}}{t_s - t_{w0}}} = \frac{\Delta t}{\ln \frac{\Delta t + \delta t}{\delta t}} \quad (1-15)
 \end{aligned}$$

这个表达式得到了广泛应用。它完全可以满足凝汽器设计计算精度的要求。因为这个表达式中含有对数项，常称这个平均传热温差为对数平均温差。

三、传热系数

由多个环节串联组成的凝汽器的换热过程，如图1-2所示。用热流密度来表示，则有：

蒸汽向管外表面放热时的热流密度为

$$q_1 = a_1 (t_s - t'_w) \quad (1-16)$$

式中， t'_w ——管外壁温度， $^{\circ}\text{C}$ 。

管外表面通过导热传给内表面的热流密度为

$$q_2 = \frac{\lambda}{\delta} (t'_w - t''_w) \quad (1-17)$$

式中， t''_w ——管内壁温度， $^{\circ}\text{C}$ 。

管内表面向冷却水放热时的热流密度为

$$q_3 = a_2 (t''_w - t_w) \quad (1-18)$$

因为凝汽器冷却管壁厚一般比较小，所以可近似认为管子内外表面积是相等的。若再忽略热损失，则由热力学第一定律可有

$$q_1 = q_2 = q_3 = q \quad (1-19)$$

也就是说，各串联环节的热流密度是相等的。由此，式(1-16)、式(1-17)和式(1-18)可分别写作

$$t_s - t'_w = \frac{q}{a_1} \quad (1-16a)$$

$$t'_w - t''_w = \frac{q}{\lambda} \delta \quad (1-17a)$$

$$t''_w - t_w = \frac{q}{a_2} \quad (1-18a)$$

将上三式相加，可得汽水之间的温差为

$$t_s - t_w = q \left(\frac{1}{a_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{a_2} \right) \quad (1-20)$$

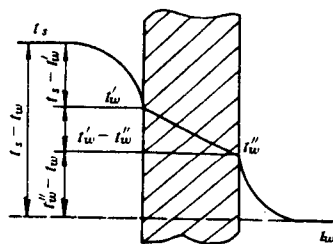


图 1-2 凝汽器传热过程示意图