

## 内 容 提 要

本书作为一本专业用书，对凝汽器在电站中的应用、真空的形成、传热理论和热力计算、结构和运行；抽气器、真空泵和凝结水泵；冷却水系统及设备等作了详细的论述。

结合电力工业和大容量机组的发展，本书在以下几方面内容有特色，即整理出了实用的凝汽器和抽气器的设计方法；对凝汽器的低真空运行、供热运行进行了分析；介绍了汽轮机多背压运行技术；提出了电站热力系统“冷端”优化设计思路和计算模型；在冷却塔工艺设计中，提出了完整的冷却数函数图像，可作为设计参考；提出了淋水填料空气动力特性曲线簇的数学表达式和实用的附表；将电站空冷技术写入本书，可供设计人员进行空冷凝汽器的设计。

书中列举的数据和图表，有很强的工程实用意义。

本书可作为电站设计和运行、凝汽设备设计和运行的工程技术人员参考书，也可作为大专院校有关专业师生的参考书。

## 电站凝汽设备和冷却系统

齐复东 贾树本 马义伟 编著

\*

水利电力出版社出版、发行

(北京三里河路6号)

各地新华书店经售

水利电力出版社印刷厂印刷

\*

787×1092毫米 16开本 22印张 495千字

1990年5月第一版 1990年5月北京第一次印刷

印数0001—1860册

ISBN 7-120-01009-3/TK·157

定价 12.55元

## 前 言

几十年来，我国电力工业有了很大的发展，200MW和300MW机组已成为主力机组，国产的600MW机组已于1989年正式投入运行；在电站设计方面有了一些重大改进；在设计、制造和运行中积累了一些宝贵的经验。为了适应形势的发展和为我国电力建设事业作些有益的工作，就是我们编写本书的指导思想。

电站单机容量的增大，使凝汽器和冷却系统在电站中的作用有所提高。在当前的电站设计中，已将凝汽器和冷却系统紧密地联系在一起，因而本书定名为《电站凝汽设备和冷却系统》。

本书作为一本专业用书，对凝汽器在电站中的应用；凝汽器内真空的形成；凝汽器的传热理论和热力计算；凝汽器的结构和运行；抽气器、真空泵和凝结水泵；冷却系统及设备，如循环水泵和冷却水塔等作了详细的论述。

除上述内容外，本书有以下几个方面的特色：

(一) 结合我国多年来凝汽设备设计和制造经验，参考苏联和美国的设计技术，整理出实用的凝汽器和抽气器的设计方法。

(二) 本书对凝汽器特殊运行工况特性，如凝汽器低真空运行、凝汽器供热运行、机组旁路排汽、凝汽器自动连续清洗、半边停运和逆流清洗，以及真空破坏阀动作等进行了分析，提出了经济真空的确定方法。这些内容对电站运行人员很有参考价值。

(三) 介绍了几台大功率汽轮机三背压运行技术，进行了汽轮机多背压运行的经济效益分析，总结了多背压凝汽器热力计算方法和结构设计方法，写出了第八章。

(四) 本书第九章提出了电站热力系统“冷端”优化设计的思想和计算模型，结合某电站实例进行了动态经济分析，说明“冷端”优化设计具有一定的经济效益。

(五) 结合计算机软件的开发，在冷却塔工艺设计中，提出了完整的冷却数函数图像，并指出合理的求解区间。

(六) 通过多年的科研试验和设计经验，提出了淋水填料空气动力特性曲线簇的数学表达式并有附表，可供工程设计参考。

(七) 为适应电站发展的需要，将电站空冷技术列为本书的第十章，可供设计人员进行空冷凝汽器设计的参考。

(八) 书中所列举的众多数据和特性曲线，有些是根据机组运行经验和实测得到的，有很大的工程实用意义。

本书可供电站设计和运行、凝汽器设计和制造的工程技术人员参考，也可供大专院校动力工程有关专业师生参考。

本书由哈尔滨汽轮机厂齐复东（第一、二、三、四、五、八、九章）、东北电力设计院贾树本（第六、七、九章）、哈尔滨工业大学马义伟（第二、十章）编著。齐复东为主编。

由于编者水平有限，书中错误与不妥之处望读者指正。

编 著 者

1989年4月

# 目 录

## 前 言

## 主要符号

<b>第一章 电站热力系统和它的“冷端”设备</b> .....	1
第一节 凝汽设备在电站中的作用.....	1
第二节 电站冷却方式和凝汽器分类.....	2
第三节 凝汽器内真空的形成和测量.....	5
第四节 汽轮机背压和凝汽器压力.....	8
第五节 凝汽器压力变化对汽轮机功率的影响.....	10
参考文献.....	11
<b>第二章 凝汽器传热理论和热力计算</b> .....	12
第一节 漏入真空系统的空气量.....	12
第二节 汽、气混合物和它的分压力.....	14
第三节 传热系数和传热总热阻.....	16
第四节 管外凝结放热.....	17
第五节 管内强制对流放热.....	19
第六节 管壁热阻和污垢热阻.....	21
第七节 蒸汽和冷却水的温度及平均温差.....	23
第八节 影响表面式凝汽器汽侧传热性能的因素.....	25
第九节 总体传热系数的简化计算法.....	27
第十节 凝汽器结构的主要特性参数.....	30
第十一节 汽阻、凝结水过冷和含氧量.....	37
第十二节 凝汽器的水力阻力.....	40
第十三节 凝汽器的热力计算和水力计算.....	43
第十四节 混合式凝汽器.....	47
附表2-1 典型凝汽器技术特性.....	52
参考文献.....	53
<b>第三章 凝汽器结构和主要部件的强度计算</b> .....	54
第一节 表面式凝汽器的结构简介.....	54
第二节 管板.....	54
第三节 冷凝管材料的选择、使用和防蚀.....	60
第四节 冷凝管在管板上的固定.....	65
第五节 冷凝管的支承和振动计算.....	68
第六节 壳体和水室的加强.....	76
第七节 凝汽器与汽轮机低压排汽缸的连接和在基础上的固定.....	81
第八节 喉部.....	87

第九节	真空破坏系统和大气排放阀 .....	90
第十节	海水冷却的凝汽器 .....	91
第十一节	大型凝汽器的运输和现场组装 .....	97
参考文献 .....		99
<b>第四章 抽气设备</b> .....		100
第一节	抽气设备的用途 .....	100
第二节	抽气设备的分类和型式 .....	101
第三节	抽气器容量的确定 .....	101
第四节	射汽式抽气设备 .....	105
第五节	射水式抽气设备 .....	122
第六节	机械式真空泵 .....	134
附表4-1	射汽抽气器技术特性 .....	144
附表4-2	射水抽气器技术特性 .....	144
参考文献 .....		144
<b>第五章 凝汽设备的运行</b> .....		145
第一节	凝汽器在变工况下工作 .....	145
第二节	运行中凝汽设备的监视 .....	152
第三节	运行中清洗凝汽器 .....	160
第四节	凝汽器过渡工况的瞬间特性 .....	164
第五节	凝汽器供热运行 .....	171
第六节	凝汽器的运行防护 .....	173
第七节	凝汽器的经济运行 .....	176
参考文献 .....		180
<b>第六章 电站冷却系统</b> .....		181
第一节	供水系统基本形式及其选择 .....	181
第二节	冷却设备的分类及选择 .....	182
第三节	冷却塔工艺设计和计算 .....	184
第四节	双曲线型自然通风逆流式冷却塔 .....	193
第五节	机械通风冷却塔 .....	202
第六节	水面冷却 .....	214
附表6-1	淋水填料热力特性 .....	225
附表6-2	淋水填料热力特性 .....	225
附表6-3	淋水填料热力特性 .....	226
附表6-4	淋水填料阻力特性 .....	227
附表6-5	淋水填料阻力特性 .....	228
附表6-6	淋水填料阻力特性的数学表达式 .....	230
附表6-7	100~600MW机组冷却塔设计水温 .....	234
参考文献 .....		238
<b>第七章 循环水泵和凝结水泵</b> .....		239

第一节	循环水泵的分类与拖动	239
第二节	循环水泵的选择	246
第三节	循环水泵的并联运行和调节	251
第四节	凝结水泵	253
附表7-1	单机容量100~125MW机组大型立式循环水泵设计参数	258
附表7-2	单机容量200MW机组大型立式循环水泵设计参数	258
附表7-3	单机容量300MW机组大型立式循环水泵设计参数	259
附表7-4	单机容量600MW机组大型立式循环水泵设计参数	260
附表7-5	N100-90/535型汽轮机冷却系统的经济冷却倍率	261
附表7-6	N200-130/535/535型汽轮机冷却系统的经济冷却倍率	263
	参考文献	265
<b>第八章</b>	<b>汽轮机多背压运行的凝汽器</b>	<b>266</b>
第一节	汽轮机多背压运行的经济效益	267
第二节	多压凝汽器的计算	273
第三节	多压凝汽器的最佳设计	275
第四节	多压凝汽器的结构设计	277
第五节	多压凝汽器的优选	279
	参考文献	280
<b>第九章</b>	<b>电站热力系统“冷端”最优化设计的探讨</b>	<b>281</b>
第一节	电站热力系统“冷端”参数优化设计的意义	281
第二节	优化设计的方法	283
第三节	优化设计的准备	288
第四节	优化设计中的计算参数和经济因素	288
第五节	电站热力系统“冷端”最优化设计的计算实例	291
	参考文献	303
<b>第十章</b>	<b>电站的空气冷却系统</b>	<b>304</b>
第一节	电站空气冷却的两种方式	304
第二节	空气冷却器的结构	307
第三节	空冷器的传热计算	313
第四节	空冷凝汽器的变工况计算	323
第五节	电站空冷的连接系统及设备	324
第六节	空气冷却器设计参数的优化	329
第七节	空冷凝汽器在电站中的应用及其前景	333
第八节	空冷凝汽器设计计算举例	338
	参考文献	340

## 电站热力系统和它的“冷端”设备

### 第一节 凝汽设备在电站中的作用

常规电站热力系统由以下换热和能量转化区域组成：①燃料在锅炉内燃烧，把给水加热、汽化，产生一定参数的蒸汽，这是高温源换热区，亦称热源区；②在汽轮机内把从热源来的蒸汽部分势能转化为机械能后排向凝汽器，并用抽汽把给水加热，这是回热利用组成的汽、水回路区；③冷却水将排汽冷凝，并吸收排汽的凝结放热，温度上升，对闭式循环冷却系统来说，吸热后的冷却水还要在冷却塔内被空气冷却，形成热力循环的冷源区。图1-1是常规电站热力系统（包括闭式冷却水系统）。

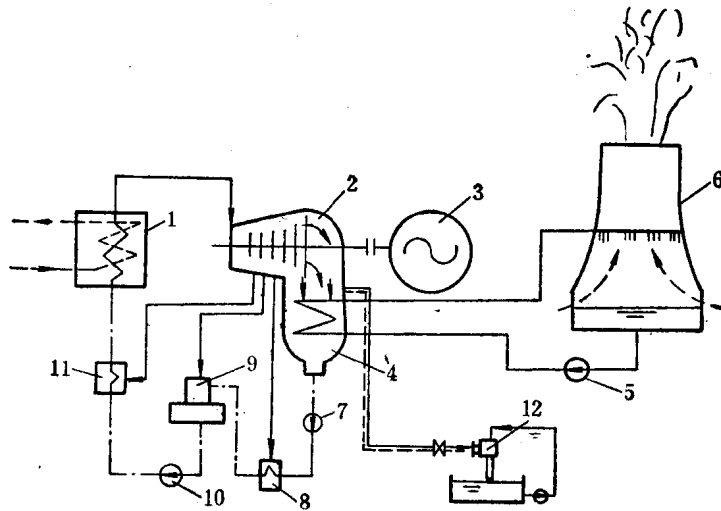


图 1-1 常规电站热力系统

1—锅炉；2—汽轮机；3—发电机；4—凝汽器；5—循环水泵；6—冷却塔；7—凝结水泵；  
8—低压加热器；9—除氧器；10—给水泵；11—高压加热器；12—抽气装置

改进锅炉结构，提高燃烧效率是研究热源的任务；改进汽轮机结构，提高汽轮机效率，选择合理的抽汽点，配置回热加热器，选择合理的疏水方式等是研究热力循环，提高热利用的任务；凝汽器、冷却塔、汽轮机低压缸型式的合理匹配及冷却系统的合理设计是研究热力系统“冷端”的任务，这正是本书所要叙述的重点内容。

凝汽设备在电站热力系统中的主要功能是保证汽轮机排汽在凝汽器中不断地凝结，并使凝汽器达到所要求的真空值；也是凝结水和补给水去除氧器之前的先期除氧设备；接收机组启停和正常运行中的疏水，回收热量和减少循环工质损失；接收机组启停和甩负荷过程中系统的旁路排汽；低真空供热运行时，凝汽器还可以作为一级热网加热器。

## 第二节 电站冷却方式和凝汽器分类

### 一、电站冷却方式

汽轮机凝汽设备的冷却方式主要有开式冷却系统（亦称直流供水）和闭式冷却系统（亦称循环供水）。如图1-2和图1-3所示，以江、河、湖、海和水库的水作为冷却水的供水系统是开式冷却系统；如图1-4所示，采用专门的冷却塔，冷却水在凝汽器与冷却塔之间进行循环的冷却方式是闭式冷却系统。

对于水源贫乏，地下水位较低，特别是与农田灌溉争水的坑口电站，则采用空气作为冷却介质的空气冷却系统，如图1-5所示。

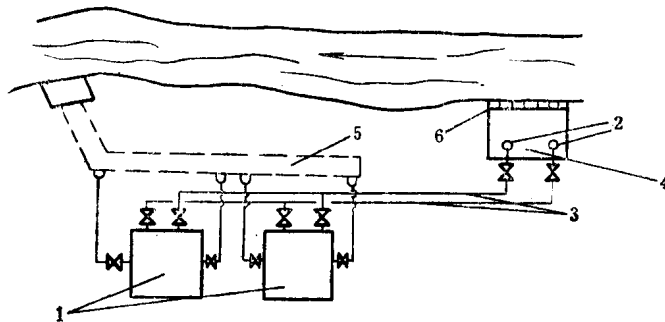


图 1-2 江、河水冷却系统

1—凝汽器；2—循环水泵；3—压力水管；4—岸边水泵房；5—排水渠；6—拦污栅

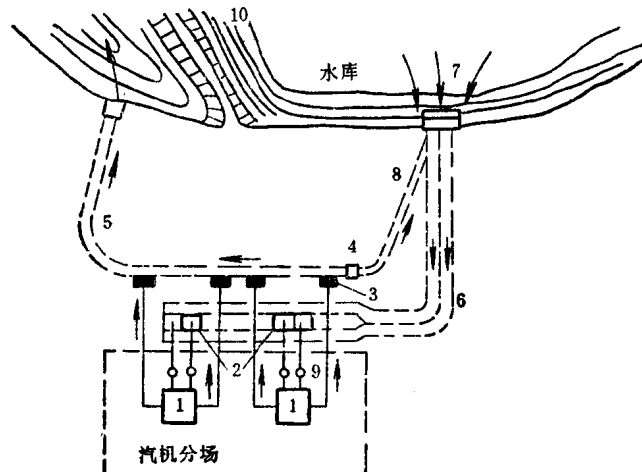


图 1-3 水库水冷却系统

1—凝汽器；2—进水井；3—溢流井；4—切换井；5—溢流沟道；6—进水自流沟道；  
7—取水口；8—旁路沟道；9—循环水泵；10—导水堤



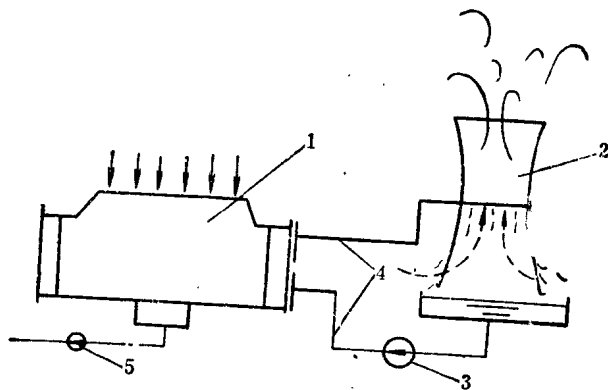


图 1-4 自然通风塔冷却系统  
1—凝汽器；2—冷却塔；3—循环水泵；4—压力水管；5—凝结水泵

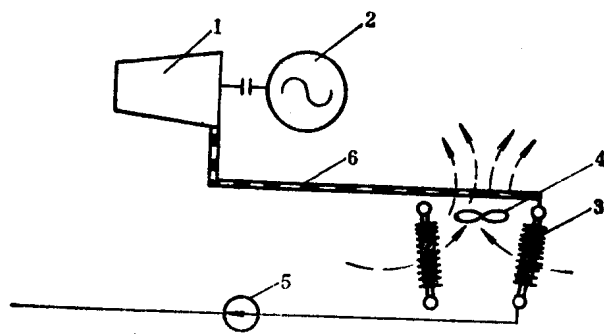


图 1-5 直接冷却的干式冷却塔凝汽系统  
1—汽轮机；2—发电机；3—肋片式空气冷却器；4—电动吸风机；5—凝结水泵；6—排汽管道

发电站选用哪种冷却方式与冷却水源的状况有关。水源充足地区，采用开式冷却居多，水源不太充足的地区，则采用闭式冷却方式的居多。而对采用直流供水的冷却系统，在夏季高温季节，排水温度较高，对环境有污染，需要装设辅助冷却塔，将排水冷却后再排入水源，即混合式冷却方式。

有关冷却方式的选择和设计，在第六章叙述，而空气冷却系统，在第十章叙述。

## 二、凝汽器的分类

凝汽器按照汽轮机排汽凝结方式可划分为表面式凝汽器和混合式凝汽器两种。

### (一) 表面式凝汽器

图1-6所示是表面式凝汽器的结构简图。汽轮机低压缸排汽经喉部3进入壳体4，与管束6接触后被凝结成水，汇集在热井7内，再由凝结水泵打入回热系统。冷却水从前水室11上的进水管进入，在凝汽器管束内流经两个流程后，最后从出水管10流出。温度升高后的冷却水，或打入冷却塔内冷却，再继续参加循环，或排至冷却水源。

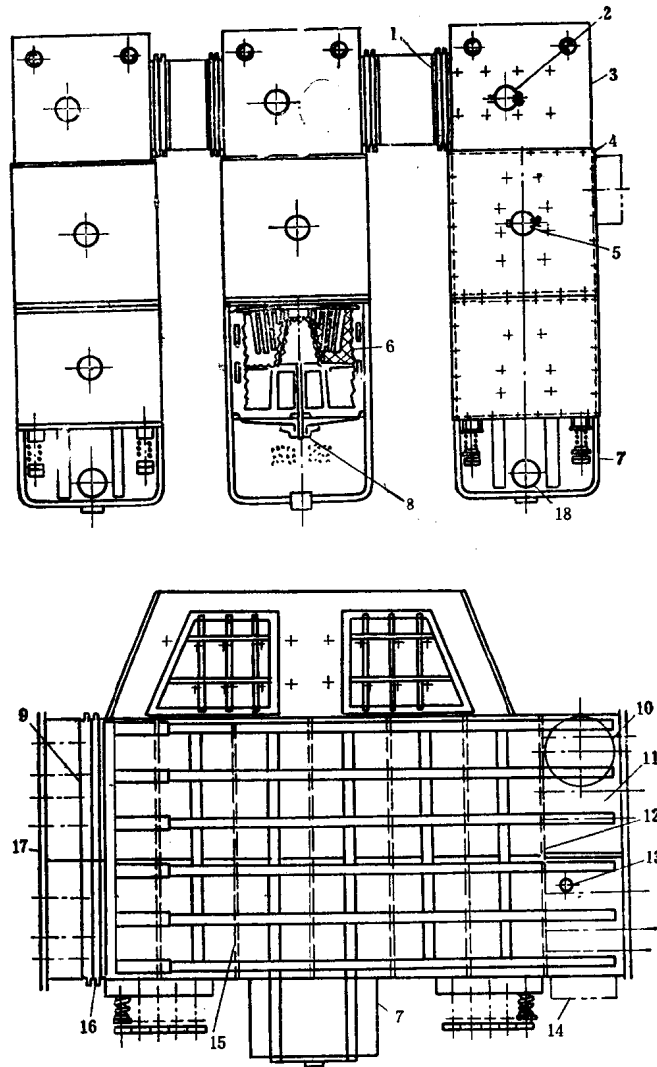


图 1-6 表面式凝汽器结构

- 1—蒸汽连通管；2—喉部人孔；3—喉部；4—壳体；5—水室人孔；6—管束；7—热井；8—除氧装置；  
 9—后水室；10—出水管；11—前水室；12—管板；13—抽气口；14—进水管；15—支承管板；  
 16—补偿节；17—水室盖板；18—热井人孔

## (二) 混合式凝汽器

混合式凝汽器 (Mixing Condenser) 或者称直接接触式凝汽器 (Direct-Contact Condenser)，是两种温度不同的流体直接接触进行热交换。实际上，是汽轮机的高温排汽与低温的冷却水直接接触后，高温排汽在冷却水的液柱（或液面）上进行凝结，与冷却水混合后，继续参加汽水的热力循环。这种型式的凝汽器，由于它不是借助金属表面进行热交换，而是两种流体的混合，凝结水温度基本上等于容器内真空下的饱和温度，即传热端差为零。从传热理论讲，混合式凝汽器比表面式凝汽器具有更高的传热效率，而它的结构简单，造价低，运行方便。然而由于它有丢失纯净凝结水的重大缺陷，因此在工程上就

很少采用。对系统进行改革后，可以把冷却水与凝结水混合成为锅炉的给水使用，然而系统又变得复杂，如间接冷却的干式冷却塔中的喷射式凝汽器就是一例。这种系统是把混合后的凝结水，一部分由循环水泵打入干式冷却塔内的水-气热交换器参加水的冷却循环，而另一部分则由凝结水泵打入回热系统中参加汽-水的回热循环。

混合式凝汽器又可分为液柱式、液膜式和喷射式。图 1-7 所示为大功率汽轮机配用的喷射式凝汽器。汽轮机的排汽 1 首先进入混合式凝汽器的壳体 2 内，被四周布置的喷嘴 3 喷射出来的冷却水凝结，凝结水与冷却水混合后，汇集到凝汽器下部的溢流水箱 4 中，最后通过凝结水出口 5 被凝结水泵打出。混合过程中所释出的非凝结气体，在空气冷却区再次被冷却后，从气体抽出口 6 被抽气器抽出。作为冷却用的化学处理的净水，从进口 7 进入，经喷水连通管上的喷嘴雾化后喷出，与排汽接触进行热交换。喷射式凝汽器属液柱和液膜的组合式。

我国大同电厂一台 200MW 汽轮机配有三个喷射式凝汽器。由于不使用铜管，因而维护工作量少，更不需胶球清洗装置，热交换效率高，传热端差只有 0.2~

0.5℃。由于尺寸小，造价也低，约为表面式凝汽器的  $\frac{1}{3} \sim \frac{1}{4}$ 。每个喷射式凝汽器的外形尺寸是 7400×2400×3250mm，净重 45t，壳体内有 1404 个喷嘴。三个凝汽器总喷水量为 22000t/h。

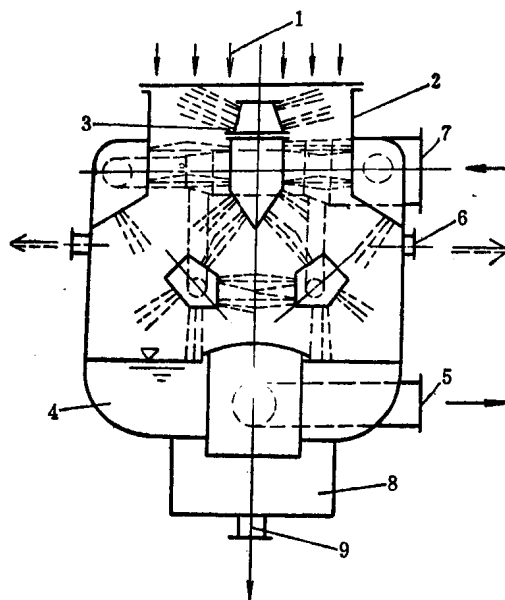


图 1-7 喷射式凝汽器结构  
1—汽轮机排汽；2—壳体；3—冷却水喷嘴；4—溢流水箱；5—凝结水出口；6—空气抽出口；7—冷却水进口；8—污水箱；9—排污口

### 第三节 凝汽器内真空的形成和测量

真空是指在给定空间内低于标准大气压的气体状态，表示处于真空状态下气（汽）体稀薄程度的量值。

热力学上，把低于大气压力的压力称为负压。凝汽器在热力系统“冷端”的主要功能是保证汽轮机排汽冷凝，并维持其一定的负压。

#### 一、凝汽器内真空的形成

在一个无非凝结气体存在的密闭容器内，充满水蒸汽，当部分蒸汽凝结成水时，比容降低，体积缩小，原来被蒸汽充满的空间压力降低而形成一定的真空。实际上，蒸汽凝结

时，要不断地释出非凝结气体，外界还不断地向真空系统漏入空气，所以必须把这些非凝结气体及时地和不间断地抽出，才能保持容器内的负压力。凝汽器内形成真空和保持真空必须有凝汽器和抽气装置的联合工作。

从热力学分析，密闭容器内蒸汽与液体之间的平衡压力，是由蒸汽和液体在该容器内所共处的温度决定。此时温度与压力关系是单值的，也就是在饱和状态下的蒸汽温度与一定的平衡压力相对应。蒸汽进入凝汽器凝结，凝结放出热量不断为冷却水带走，凝结水不断地为凝结水泵抽走，这样在凝汽器内就形成了蒸汽的等压凝结过程。此时，在容器中将确立与温度相对应的压力，此温度随蒸汽被冷却的条件而改变。显然，蒸汽被冷却到的极限温度就是冷却水的温度。如冷却水温度为 $20^{\circ}\text{C}$ ，蒸汽被凝结到的极限温度为 $20^{\circ}\text{C}$ ，相应凝汽器内的极限压力为 $0.00233\text{MPa}$ 。

实际上，蒸汽在凝汽器的等压凝结过程中，总是有非凝结气体存在的，如果不把这些非凝结气体不断地抽出，尽管与温度相对应的饱和蒸汽压力可以比大气压力低得很多，但蒸汽与非凝结气体所构成的总压力仍然会逐渐增大而等于大气压力。只有把蒸汽凝结过程中释出的非凝结气体不断地被抽出，才能把容器内的真空稳定在一定的水平上。由于排汽中存在的和真空系统所漏入的空气量，在正常条件下与排汽量相比总是很小的，而且又不断地被抽出，所以凝汽器中的压力接近凝结温度对应的饱和蒸汽压力。

## 二、真空值的确定

凝汽器压力最小值决定于冷却水温度。在以冷却水量为无限多的理想凝汽器中，冷却水各处温度都相等，并等于冷却水的进口温度；又无非凝结气体存在时，蒸汽与冷却水的温差为零，这时可根据饱和温度决定其“理想”压力。实际上，冷却水量是有限的，传热条件也不是理想的，蒸汽与冷却水的温差总是大于零的，故蒸汽的凝结温度总是大于冷却水的温度。

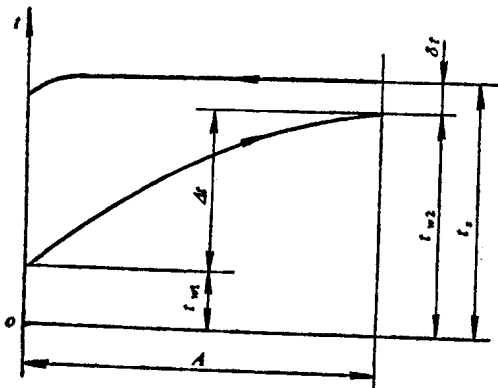


图 1-8 蒸汽和冷却水温度沿冷却面积变化规律

终止时的空气冷却区，由于该区域蒸汽已大部分被凝结，蒸汽中空气的相对含量却大大增加，相应蒸汽分压力 $p_s$ 显著地低于凝汽器压力，与此对应的饱和温度也明显地下降。

如图1-8所示，与凝汽器压力 $p_s$ 相对应的饱和蒸汽温度 $t_s$ 可表示为

图 1-8 所示是蒸汽和冷却水的温度沿冷却面积变化规律。凝汽器中蒸汽与冷却水的热交换流动型式可近似地看成逆流。沿冷却面积，冷却水的温度由进口 $t_{w1}$ 上升到出口 $t_{w2}$ 。汽轮机排汽进入凝汽器，在管束的进口处蒸汽中空气的相对含量很小，凝汽器压力 $p_s$ 即等于蒸汽的分压力 $p_s$ ，进口处的蒸汽温度等于凝汽器压力 $p_s$ 相对应的饱和温度 $t_s$ 。忽略凝汽器的汽阻，凝汽器压力沿冷却面积不变，相对应的饱和温度也不变，但接近凝结

$$t_s = t_{w_1} + \Delta t + \delta t \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (1-1)$$

式中  $\Delta t$ ——冷却水温升,  $\Delta t = t_{w_2} - t_{w_1}$ ,  $^\circ\text{C}$ ;

$\delta t$ ——传热端差,  $\delta t = t_s - t_{w_2}$ ,  $^\circ\text{C}$ 。

当忽略进入凝汽器的其他热量时, 蒸汽的凝结放热量等于冷却水的吸热量, 用下式表示:

$$Q = D_s(h_s - h_c) = q_m(h_{w_2} - h_{w_1}) \text{ (W)} \quad (1-2)$$

式中  $D_s$ ——进入凝汽器的排汽量,  $\text{kg/s}$ ;

$h_s$ 、 $h_c$ ——排汽及凝结水的焓,  $\text{kJ/kg}$ ;

$q_m$ ——冷却水的流量,  $\text{kg/s}$ ;

$h_{w_1}$ 、 $h_{w_2}$ ——进入和离开凝汽器冷却水的焓值,  $\text{kJ/kg}$ 。

运行中凝汽器的冷却水和凝结水都是低温的, 它们的焓值 $h_{w_1}$ 、 $h_{w_2}$ 和 $h_c$ 在数值上等于其相应的温度 $t_{w_1}$ 、 $t_{w_2}$ 和 $t_c$ 。式(1-2)可改写成下式:

$$D_s(h_s - h_c) = q_m c(t_{w_2} - t_{w_1}) \quad (1-2a)$$

式中  $c$ ——冷却水的比热, 对于淡水,  $c = 4.187 \text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}$ 。

冷却水温升可表示成下式:

$$\Delta t = \frac{D_s(h_s - h_c)}{4.187 q_m} = \frac{h_s - h_c}{4.187 \frac{q_m}{D_s}} = \frac{h_s - h_c}{4.187 m} \quad (1-3)$$

式中  $m$ ——凝结  $1 \text{kg}$  蒸汽所消耗的冷却水量,  $m = \frac{q_m}{D_s}$ , 称之为冷却倍率。

大功率汽轮机所采用的冷却倍率, 要根据供水条件、设备建造成本、能源和钢铁比价及其他一些经济因素在电站热力系统“冷端”的优化论证中得到确认。

式(1-3)中焓差 $\Delta h = h_s - h_c$ 表示凝结  $1 \text{kg}$  蒸汽所放出的热量。电站凝汽式汽轮机的背压在  $0.00294 \sim 0.0079 \text{MPa}$  内变化, 焓差 $\Delta h$ 在数值上变化不大, 如初参数为  $9.0 \sim 16.0 \text{MPa}$  的亚临界机组焓差为  $2200 \sim 2250 \text{kJ/kg}$ , 初参数为  $23.5 \text{MPa}$  的超临界机组焓差为  $2300 \sim 2350 \text{kJ/kg}$ , 初参数为  $6.0 \sim 7.0 \text{MPa}$  的饱和蒸汽机组焓差为  $2200 \sim 2250 \text{kJ/kg}$ 。于是公式(1-3)可以写成:

$$\Delta t = \frac{525 \sim 560}{m} \quad (1-3a)$$

则冷却水的出口温度可以表示为

$$t_{w_2} = t_{w_1} + \frac{525 \sim 560}{m} \quad (1-4)$$

利用式(1-4)不难确定凝汽器理论上( $t_s = t_{w_2}$ )所能达到的压力值。同时也显示出这一数值与冷却水进口温度和冷却倍率有关, 即与冷却条件有关, 如冷却水温度越低、冷却倍率越大, 凝汽器内能够达到的压力也越低。对表面式凝汽器, 蒸汽温度 $t_s$ 总是要比冷却水出口温度 $t_{w_2}$ 高一个 $\delta t$ 值, 即 $t_s = t_{w_2} + \delta t$ 。

### 三、凝汽器真空的测量和表示

水银真空计是测量凝汽器真空最常用的仪表。测点一般布置在喉部。

不论是单管真空计还是U形管真空计，能测量真空的原理都是相同的。由于充有水银的U管一侧与大气相通，而另一侧与凝汽器的汽侧空间相连，一侧压力高，另一侧压力低，于是在U形管内有压差存在，这个压力差就是凝汽器的真空值，用H表示。

如果水银压力计所指示的当地大气压力 $p_{amb}$ 是已知的，则凝汽器中的绝对压力为

$$p_k = p_{amb} - H \quad (\text{Pa}) \quad (1-5)$$

式中  $p_{amb}$ ——当地气压计所指示的大气压力，Pa；

$H$ ——被测凝汽器内真空计的压力，Pa。

当换算0℃下的压力时，则式(1-5)可写成：

$$p_k = p_{amb} - H_0 \quad (\text{Pa}) \quad (1-6)$$

在真空技术中，常把真空按压强（绝对）高、低划分几个范围：

粗真空——压强范围为101323.2~1333.2Pa；

低真空——压强范围为1333.2~133.3×10<sup>-2</sup>Pa；

中真空——压强范围为133.3×10<sup>-2</sup>~133.3×10<sup>-4</sup>Pa；

高真空——压强范围为133.3×10<sup>-4</sup>~133.3×10<sup>-7</sup>Pa；

超高真空——压强范围为133.3×10<sup>-7</sup>Pa以下。

凝汽器真空属粗真空和低真空范围。

#### 第四节 汽轮机背压和凝汽器压力

严格说，汽轮机背压和凝汽器压力是两个完全不同的压力。汽轮机背压是指低压缸末级动叶片出口截面处的静压力，以 $p_2$ 表示。凝汽器压力是指距冷凝管束最上排管子300mm处测得的静压力，以 $p_k$ 表示。

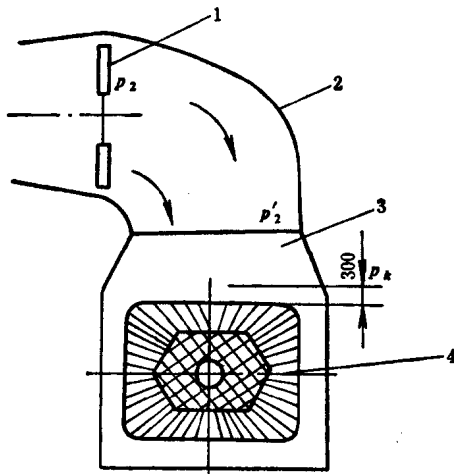


图 1-9 汽轮机背压与凝汽器压力的表示  
1—汽轮机末级动叶片；2—排汽缸涡壳；3—凝汽器喉部；4—管束

大型凝汽器与汽轮机低压排汽缸之间有较长的距离，其中放在凝汽器上部的称为喉部的过渡段就有3~4m长，在其中还放置低压加热器、抽汽管道、给水泵小汽轮机的排汽接口、接收旁路来的蒸汽低压减温减压器以及其他支承构件等。排汽流经此段必产生很大的阻力损失，这样汽轮机低压缸末级排汽压力、排汽口处压力和凝汽器的压力在数值上是不相同的。

大功率汽轮机末级动叶片出口流速高达200m/s，流过排汽缸涡壳，进到凝汽器喉部，最后才到达管束顶部，开始进行凝结。如图1-9所示，排汽至管束顶部，沿程大致有5~6m，蒸汽沿这样长的、不规则的通道内流动，有压力损失，也有动能利用和压力恢复，使末

级排汽压力与凝汽器压力具有不同的数值。

如何把末级排汽高速动能转化成压力能加以利用，这是气动力学专家目前正在研究的课题。一个性能良好的具有扩压效能的排汽缸涡壳，当蒸汽流经排汽缸涡壳时，能把部分排汽动能转化为压力能，因而就出现汽轮机背压 $p_2$ 低于排汽口压力 $p'_2$ ；对于性能差的排汽缸涡壳，不但没有扩压效能，还附加压力损失，因而就出现汽轮机背压高于排汽口压力。

通常以涡壳（扩压器）中静压增加量和进口动能之比称为静压恢复系数 $C'_p$ ；以进口全压与出口静压之差和进口动能之比称为损失系数 $\xi$ 。分别以下式表示：

$$C'_p = \frac{p'_2 - p_2}{\frac{1}{2} \rho_1 v_1^2} \quad (1-7)$$

$$\xi = \frac{p_{10} - p_2}{\frac{1}{2} \rho_1 v_1^2} \quad (1-8)$$

式中  $p_2$ 、 $p'_2$ ——扩压器进、出口静压力，Pa；  
 $\rho_1$ ——扩压器进口汽流密度，kg/m<sup>3</sup>；  
 $v_1$ ——扩压器进口流速，m/s；  
 $p_{10}$ ——扩压器进口汽流全压力，Pa。

静压恢复系数与损失系数应符合下式：

$$\xi = 1 - C'_p \quad (1-9)$$

性能良好的排汽缸涡壳，损失系数 $\xi < 1$  ( $p'_2 > p_2$ 、 $C'_p > 0$ )，经涡壳扩压后，把排汽速度能转化为压力能，除用于抵消排汽阻力损失，还有剩余能量使排汽压力降低，增加末级焓降。气动试验后取得性能最好的排汽缸涡壳，损失系数 $\xi < 0.6$ 。小功率汽轮机的排汽缸涡壳，没有经过任何气动试验和优化，损失系数 $\xi > 1$  ( $p'_2 < p_2$ 、 $C'_p < 0$ )，即排汽缸涡壳不但没有扩压效果，把排汽动能都用来克服沿程阻力损失上还不够，还使排汽压力提高，减少了末级焓降；性能差的排汽缸涡壳，损失系数 $\xi > 1.3$ 。对具体的排汽缸涡壳，不经气动试验是很难知道它的损失系数，所以在工程设计时，往往取 $\xi = 1$  ( $p'_2 = p_2$ 、 $C'_p = 0$ )，即排汽的速度能头全部用以抵消沿程的阻力损失，此时则认为汽轮机背压 $p_2$ 等于排汽口压力 $p'_2$ 。

排汽缸涡壳的出口截面流场是不均匀的，局部流速与截面的平均流速比值可达1~4，而且方向也是很紊乱的；此外，由于凝汽器喉部放置很多构件，更增加了排汽流场的不均匀性，这样，排汽口处压力 $p'_2$ 必然要大于凝汽器压力 $p_1$ 。在喉部沿程阻力损失 $4p = p'_2 - p_1$ 只能用实验方法测定，工程设计时只好认定 $p'_2 = p_1$ 。

总之，只有当排汽缸涡壳的损失系数 $\xi = 1$ ，而且认定凝汽器喉部压力损失 $4p = 0$ ，才能说汽轮机背压等于凝汽器压力。搞清楚这一概念，对汽轮机考核试验，汽轮机设计，以及对汽轮机供需双方的商务谈判都有重要意义。汽轮机背压是由凝汽装置来保证的，它应是在电站热力系统“冷端”最优化设计中提出的汽轮机最佳背压。

## 第五节 凝汽器压力变化对汽轮机功率的影响

### 一、降低凝汽器压力是提高循环热效率的途境之一

0.98490  
提高汽轮机循环热效率的途境很多。其中提高初参数，降低终参数，使有效焓降增大，在进汽量不变的条件下，汽轮机功率增加；初参数不变，改变凝汽器压力，一方面使汽轮机的有效焓降增加，汽轮机功率增加；另一方面，随凝汽器压力降低，排汽温度降低，排到冷源的损失减少，提高了汽轮机的循环热效率。对一台超高压汽轮机，凝汽器压力每降低0.000981MPa，提高循环热效率0.5%~0.7%；而对一台亚临界600MW汽轮机，相应提高循环热效率~0.5%。

降低凝汽器压力是由凝汽装置和冷却系统的联合工作来实现的。在一定的气象条件下，可借加大循环水流量，加大冷却面积，加大供水系统规模等来降低凝汽器压力。降低凝汽器压力，导致汽轮机功率增加，随之带来附加耗功、发电站投资及运行费用的增加。工程计算表明，凝汽器压力降低到一定数值时，辅加耗功和运行费用的增加不能为汽轮机功率增益所补偿，那时再降低凝汽器压力将得不偿失。再从汽轮机本体结构分析，背压降低也要求汽轮机配有更高的长叶片，随之带来汽轮机造价的增加。由于汽轮机尺寸的加大，电站厂房和基础也相应加大，单位千瓦的建造费用增大，无疑存在着技术经济的论证问题。在第九章将详细讨论。

根据我国的气象条件、供水方式和钢煤比价政策，在南方安装的机组，凝汽器压力一般在0.00588~0.00686MPa；在北方地区安装的机组，凝汽器压力一般在0.00392~0.00539MPa。

### 二、凝汽器压力变化对汽轮机功率的影响

凝汽器压力变化对汽轮机功率的影响，可用计算方法得到，亦可通过试验得到，通常称之为汽轮机微增功率曲线  $\Delta P = f(p_c)$  或  $\frac{\Delta P}{D_i} = f\left(\frac{p_c}{D_i}\right)$ 。

如前述，当不计排汽缸损失和凝汽器喉部阻力，则认为凝汽器压力等于汽轮机排汽压力。凝汽器压力变化  $\Delta p_c$ ，使汽轮机低压缸末级焓降变化  $\Delta h$ ，在进汽量不变的条件下，末级功率变化  $\Delta P_1$ ；而当凝汽器压力变化时，凝结水温度变化  $\Delta t_c$ ，于是进入靠近凝汽器的第一个低压加热器的抽汽量变化  $\Delta G$ ，此抽汽口后末级流量变化  $\Delta G$ ，又使末级功率变化  $\Delta P_2$ 。因此，凝汽器压力变化引起汽轮机功率的变化由两项组成，即  $\Delta P_r = \Delta P_1 + \Delta P_2$ 。图1-10是用计算方法得到的凝汽器压力变化引起汽轮机功率的变化曲线。

凝汽器压力变化对汽轮机功率的修正，在很大的范围内是近似线性关系，直到压力低于某个值时（此压力通常称为汽轮机的极限背压），再降低凝汽器压力，末级焓降并不发生改变，相反地，凝结水温度降低使靠近凝汽器的那台低压加热器抽汽量增加，又引起汽轮机功率的减小，因而汽轮机的功率不但没有增加，反而减小。这个转折点也称为极限真空。每台汽轮机低压缸都有一个极限背压，因此靠降低凝汽器压力来增加汽轮机功率，要



南汽 凝汽器压力: 5.88 kPa ~ 6.86 kPa  
 北汽: 3.92 kPa ~ 4.03 kPa

北汽排汽管南汽排汽管高约1%左右。

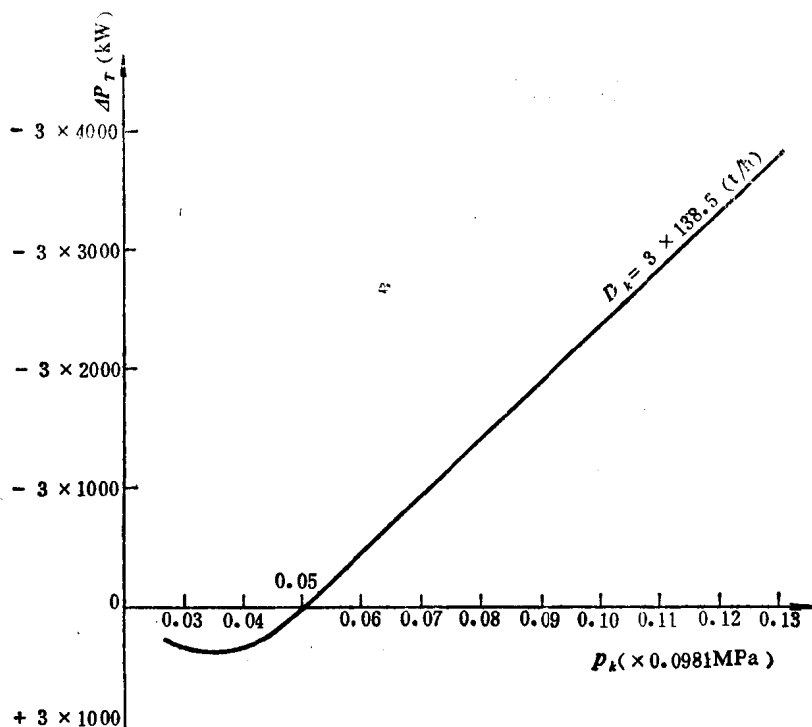


图 1-10 具有LP3F665型低压缸的200MW汽轮机背压变化引起功率变化的曲线

受到汽轮机末级气动特性的约束。如200MW汽轮机665mm的末级叶片，极限背压约0.0034MPa，600MW汽轮机1044mm的末级叶片，极限背压约0.0037MPa。有了凝汽器压力变化对汽轮机功率的修正曲线，可以指导运行人员把汽轮机调到经济运行状态。

在电站的实际运行当中，经常采用真空变化试验所测得的万用修正曲线，来指导汽轮机的经济运行。

### 参 考 文 献

- [1] [日]尾花英朗著、徐中权译，热交换器设计手册（下），石油工业出版社，1982
- [2] [日]尾花英朗著、李宗林、胡培忠译，热交换器设计手册（上），化学工业部设备设计技术中心站，1973
- [3] 600MW Coal Fired Reference Plant Condenser-Heat Sink Optimization Study M-600-7, EBASKO SERVICES INCORPORATED, 1980
- [4] В.П.勃留多夫著、龚家彪等译，汽轮机的凝汽设备，中国工业出版社，1961
- [5] С.Л.Клямкин, Тепловое испытание паротурбинные установок электростанция, госэнергоиздат, 1961