



空冷式发电厂

〔美〕E. S. 米利阿斯 编

机械工业出版社

32
7

空 冷 式 发 电 厂

〔美〕E. S. 米利阿斯 编

王 俊 金承海 译

郭淑芬 校



机 械 工 业 出 版 社

**POWER PLANTS WITH
AIR-COOLED CONDENSING
SYSTEMS**

BY

E. S. Miliaras

The MIT Press, 1974

* * *

空 冷 式 发 电 厂

[美]E. S. 米利阿斯 编

王 俊 金承海 译

郭淑芬 校

*

机械工业出版社出版

(北京阜成门外百万庄南里一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号)

金 堂 县 印 刷 厂 印 刷

新华书店北京发行所发行 · 新华书店经售

*

开本 850×1168 1/32 · 印张 6 · 字数 149 千字

1986年 4 月北京第一版 · 1986年 4 月成都第一次印刷

印数: 00,001—1,530 定价: 1.80 元

*

统一书号: 15033 · 6262

前 言

大约在四年前(1970年),我对空气冷却发电厂开始产生兴趣,同时对它的可行性作了粗浅的研究,包括查阅了少量的资料,那时大部分还都是外国文献。

采用空气冷却来排出电厂的废热显然会对发电成本有影响,而且对热力循环和系统设计也要作特殊考虑,关于这些推论一直是我所关注的问题,我希望能将此问题反映到本书中来。

虽然本书在介绍资料时,采用了一种对电厂设计者很实用的形式,但致力于编辑一本空冷发电厂的设计手册并非我的目的,因为它目前尚处于发展阶段,编辑手册还为时过早。因此宁可采用对熟悉热力学与传热学知识的工程师们来说容易理解的方式,介绍一些工艺方面的情况及其改进的可能性,各种流程和元件的进展情况,以及动力循环中热力性能与经济性能的最佳组合方案。

作者在本书中特别重视已发表的评论意见及得出的结论。另外,还在每章之后列举了大量的文献与参考资料,供读者参考。这里对协助复制大量照片和图表的下列各个机构深表谢意:美国动力年会(APC)、世界动力会议(WPC)第五、六、七届国际年会、英国机械工程师学会(IME)、美国机械工程师学会(ASME)、国际大电网会议(CIGRE)、传热研究所(HEI)、通用电气公司(GE)、西屋电气公司(WEC)、联邦德国通用电气公司(GEA)空气冷凝器公司、荷兰核能联合中心(GKN)贝韦尔科(Birwelco)有限公司、《电力世界》、动力和麦格劳-希尔(McGraw-Hill)图书出版公司、佩盖蒙(Pergamon)出版社、《动能和技术》、化学有限公司、《电力经济》和《燃烧》。

* 译注。

序 言

由于人们对电能的要求日益增长，同时在环境保护上又面临着空气污染、热水污染和放射性危害等方面的限制。另外，要开辟电厂和输电线路场地及其通道用地也有许多困难，这就给电力工业带来了沉重的压力。在空气冷凝式发电厂中，排汽废热直接传递给空气，而不是传递给冷却水，因而它能减少许多工业生产中的问题。这种发电厂最适用于年发电时间为1500到3000h的中等功率机组，适于在没有冷却水源、并靠近负荷中心的地方建厂，这样就可节省输电线。空气凝汽器的设计思想并不是什么新的东西。美国还没有对它作过仔细的研究，这是因为与能够得到充分的冷却水源的常规的方式相比，空气冷却装置的成本显然是比较高的。欧洲已建造了一些空气冷凝式发电厂，而当这种设计概念一旦得到证实，那么将会建造更多的这种类型的电厂。

米利阿斯(Miliaras)先生对空冷电厂作了全面的论述：包括空冷电厂的发展历史，空冷式热交换器，空冷方式对电厂和汽轮机设计的影响，空冷方式的经济性以及系统上的考虑。他根据其本人在电厂设计方面的经验，以及欧洲和美国所发表的图纸与资料，证明空气冷凝式电厂是合乎需要的，也是可行的。读者如要更深入地研究这个题目，可参考美国和外国的有关资料。

本书将促使电力工业界对这种电厂的重要设计原理作一番新的考虑。以前也曾经提出过各种不污染环境的供电方式，但都有待广泛深入的研究；相比之下，空冷式电厂能用当代的技术来建造，以满足今后供电的需要。

《现代电力技术专题丛书》编辑

亚历山大·库斯科(Alexander Kusko)

借此机会,谨向为本书写了序言,并在《现代电力技术专题丛书》予以发表的丛书编辑亚历山大·库斯科(Alexander Kusko)博士表示衷心的感谢。

感谢我的好友,前副总编辑罗伯特·尼亚里(Robert Neery)先生同意在出版之前对全书的打字稿进行复审。此外,还要感谢那些协助翻译了外国文献的朋友们,由于他们懂两种语言,减轻了本书的出版工作量,鉴于他们所作的努力,使我们能达到预期的目的,尽管空冷电厂技术并不一定会继续发展和得到海外广泛承认。

在原稿编辑过程中,诺马·里奇(Norma Ricci)小姐曾大力协助,本人也表示感谢。

本书常用计量单位与我国法定单位换算表

单位名称及符号		单位换算	单位名称及符号		单位换算
英寸	in	0.0254m	标准大气压	atm	101325Pa
英尺	ft	0.3048m	密度	lb/ft ³	16.0185kg/m ³
平方英寸	in ²	6.4516×10 ⁻⁴ m ²	压力	lb/in ²	6894.76Pa
平方英尺	ft ²	0.0929030m ²	磅力	lbf	4.44822N
英里	mile	1609.344m	毫米水柱	mm H ₂ O	9.80665Pa
英热单位	BTU (Btu)	1055.06J	毫米汞柱	mm Hg	133.322Pa
卡	cal	4.1868J	英寸水柱	in H ₂ O	249.088910Pa
工程大气压	at	98066.5Pa	英寸汞柱	in Hg	3386.3788Pa

目 录

序 言

前 言

本书常用计量单位与我国法定单位换算表

第一章 绪 论	1
第二章 直接系统	4
2.1 早期发展概况	4
2.2 管子内部的蒸汽凝结	5
2.3 工业性设计	7
参考文献	11
第三章 间接(海勒)系统	14
3.1 海勒教授提出的蒸汽间接凝汽系统	14
3.2 大型间接凝汽系统及其运行	16
3.3 直接和间接蒸汽凝结系统的比较	22
参考文献	27
第四章 带延伸表面的热交换器	29
4.1 对元件的研究:翅片表面的一般型式、结构、材料、 规范、经验	29
4.2 制造厂对翅片表面的选择以及咨询工程师所作的经济 评价	35
4.3 翅片表面散热系统的性能	38
参考文献	44
第五章 带延伸表面的热交换器之热传导和压力损失	45
5.1 导热元件和翅片形状	45
5.2 空气侧的热传导和压力降	48
5.3 应用研究	52
5.4 增强空气侧热传导的新方法	53
参考文献	54

第六章 机械通风和自然通风冷却塔	57
6.1 风机通风.....	57
6.2 双曲线冷却塔.....	60
6.3 自然通风塔的最近发展.....	64
6.4 自然通风塔和机械通风塔优点的比较.....	66
参考文献	67
第七章 喷射式凝汽器	69
7.1 早期结构.....	69
7.2 最新发展.....	70
7.3 接触式和表面式凝汽器的比较.....	76
7.4 凝汽器串联布置的优点.....	77
7.5 串联喷射式凝汽器.....	78
参考文献	81
第八章 空冷系统中凝结水的除氧和给水化学处理	83
8.1 电厂凝结水有效除氧的要求	83
8.2 大型空冷凝汽系统的除氧经验.....	84
8.3 间接和直接空冷式凝汽系统中给水的化学处理.....	86
参考文献	88
第九章 热力循环	90
9.1 影响热力循环方案选择的因素	90
9.2 初压和两次再热的影响	92
9.3 用抽汽预热燃烧空气	95
9.4 排汽端的选择.....	98
参考文献	107
第十章 电厂的最优化及其设备的选择	107
10.1 电厂最低现值寿命周期成本的设计方法.....	107
10.2 影响空冷电厂设计和最优化的一些因素.....	110
10.3 电厂最优化的不同观点:夏季补充出力的成本费 以及在高的环境温度下电厂出力特性.....	114
参考文献	118
第十一章 具有空气冷却式凝汽系统尖峰/调峰 负荷 电厂	121

11. 1 限期运行的电厂	121
11. 2 空冷蒸汽电厂用于调峰运行时的优点	122
11. 3 用于尖峰/调峰负荷的空冷蒸汽电厂和燃气轮机电厂 优点的比较	123
参考文献	127
第十二章 核电厂的空冷	128
12. 1 轻水反应堆电厂的空冷	128
12. 2 用蒸汽循环减少废热排放的高温气体冷却反应堆 (HTGR) 电厂	129
12. 3 具有燃气轮机(氦气轮机)直接循环的高温气冷堆装置	136
12. 4 带燃气轮机循环的其它气冷堆	133
参考文献	135
第十三章 特殊工质动力装置	137
13. 1 优良工质的探索及其特性	137
13. 2 选择流体工质的两个标准——改善循环效率和减少 设备的投资	139
13. 3 后置式氨循环	141
13. 4 二氧化碳液体压缩循环, 钾和氨循环	143
参考文献	144
第十四章 供电系统设计中的问题	147
14. 1 过去和现在供电系统的设计与研究	147
14. 2 电厂选择及其对消费者用电费用的综合影响	148
14. 3 带基本负荷的空冷装置	151
14. 4 空冷凝汽系统具有被广泛应用的前景	156
参考文献	158
术语	162
附录A 空冷电厂的统计资料	174
附录B 在较高的汽轮机背压下, 电厂功率的损失和 排热的增加	178
附录C 减小排热量以提高效率	180
附录D 喷射式和表面式凝汽器的串联(多背压)布置	181

第一章 绪 论

发电厂随着规模的增大，面对诸如需要充足的冷却水源，对环境造成的热污染，沿海和内陆缺乏用水场地等方面的挑战，以及客观上又需要使电厂靠近居民中心，这些都迫切要求应用一些新的方式来排出发电厂的废热。

发电厂可以采用一种比较新的冷却方式，即干式冷却系统，它的特点是由带翅片管的空气冷却式热交换器将凝结蒸汽的热量直接排入大气，或者将热量通过一个喷射式凝结器，而后经循环水回路，进入空气冷却的翅片式热交换器，间接地排入大气。该热交换器可与自然通风双曲线冷却塔或机械通风系统组合在一起。

直接系统在欧洲的应用规模还有限，而匈牙利的海勒教授又首先提出和采用了间接系统。实际上，向大气排热的方法在干旱地区的精炼厂和制造厂的加工流程中早已广泛采用。当翅片式热交换器中的冷却流体或循环流体与空气之间有很大的温差，而使空冷系统实际上超过湿式蒸发冷却系统时，空冷系统就能得到应用。

在成本低廉的湿式冷却系统中，废热是通过冷却水在空气流中蒸发来排放的。这种系统近几年来在美国已得到越来越多的好评。但是水冷式电厂要消耗大量的冷却水，有时还会产生令人讨厌的浓雾或湿汽，以致引起电厂的选址问题，所以这种系统的应用必然会受到限制。

采用翅片管热交换器的干冷系统，与采用表面式凝汽器、排热给循环水的常规系统相比，其金属构件的成本特别高。另外，表面式凝汽器中的废热量是通过金属管传导的，它对凝结蒸汽和循环水这两者都有很高的膜层放热系数，而在带翅片管的热交换器中，排热却受到了空气侧很低的膜层放热系数的抑制，它与凝结蒸汽侧或循环水侧的膜层放热系数相比，大约只有它的百分之一，

因而需要对干式冷却系统配备一个表面积较大的、多翅片的热交换器。此外,还需要适当排列和支承这些构件,以改善空气流通,达到增加散热的目的。所有这些都使得热交换器在电厂中处于一个突出的地位,并和作为电厂主要成本项目的汽轮发电机组和锅炉相提并论。

由于干冷系统电厂是向周围大气排放热量的,故使用干球温度作为设计标准较为合适。因为空气总是要比供应的冷却水热一些,而在热交换器和吸热介质之间采用比较大的温差时,就可减少热交换器的尺寸,所以配备干式冷却系统的电厂,其汽轮机背压将升高,效率则要降低一些。

由于干冷系统排热方式和高的投资费用以及对效率的不利影响等所带来的新特点,要对电厂的循环分析、优化和设备的选择作仔细的考虑。

干冷系统电厂的成本高,效率低,使它只能用在干旱地区的孤立电网中,因在那些地方没有冷却水或蒸馏水可供利用。当然,干冷系统的这些缺点也不是绝对的,电厂靠近负荷中心可节省架设输电线的开支;或者,电厂靠近燃料供应地则可节省运输费用;此时,就可使这些缺点得以弥补。

干式冷却电厂设计的这些特点,要求我们把干冷系统结合到整个热力循环中去重新加以考虑,该注意的几点是:

要为锅炉和汽轮机提供短期超负荷运行的手段或采用其它途径,以补偿高温季节干冷电厂所损失的功率。

采用多背压的喷射式凝汽器看来对干式冷却系统是很有好处的。

寒冷季节,用氨或氟里昂作动力循环的工质是有利的。

中等功率的这类电厂可设计来作为尖峰或周期性发电用,因为它能够利用干冷系统的特点,扬长避短。

如仅仅从电厂的成本和效率的观点来看,前景似乎并不光明,但是干冷系统却在电厂设计的优化方面给设计人员提供了极为良

好的机会，因为它引入了另一个重要的变量——排热系统，在考虑电厂的成本和效率时可把它作为与锅炉和汽轮机同等重要的因素来进行综合分析，它还给系统的设计人员很大的灵活性，使他们在厂址选择时不受冷却水源或长距离输电线路方面的限制。特别值得注意的是，这种新型电厂很适合于担负中等功率负荷和某些尖峰负荷供电，而原先在这些场合下，唯一可供选择的方案就是价格昂贵的燃气轮机发电机组。

目前通用的电厂优化设计方法是采用电子计算机作大量的热平衡计算，然后再对结果进行研究、绘图和总结，本书尽量避免这些复杂的过程，改为把可变量对电厂性能的影响进行分析和近似处理。这样可提供鉴别力，并在通常情况下避免产生疏忽，设计人员只要对电子计算机的最终结果加以考虑即可。

本书的目的是综述设计参数对干冷系统和其它主要金属设备的选取，以及对电厂循环选择的影响。

第二章 直接系统

2.1 早期发展概况

1939年德国鲁尔地区的煤矿坑口发电厂首次采用了使蒸汽在空气冷却的翅片管中直接凝结的装置。据称,该设备直至最近还在运行,其照片示于图2.1。1970年在西班牙乌特里拉斯(Utrillas)电站投运的16万kW机组,装有迄今为止世界上最大的直接空冷装置。其它一些在发电设备中的重要空冷装置及其主要特点综列于附录A。至今,大约已有100台蒸汽直接冷凝装置投运,其中大部分是装在比较小的电厂发电机组上,总冷凝量约为1000万lb/h。

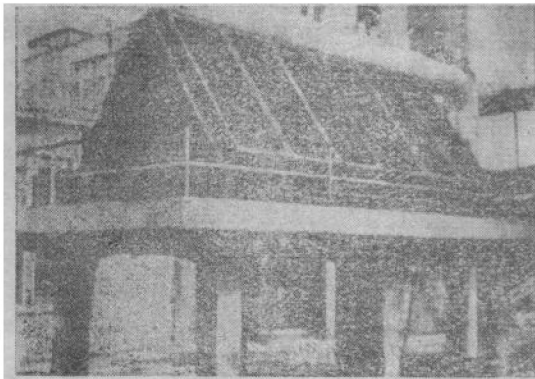


图2.1 世界上最早的空冷式蒸汽凝器: 于1939年起投运, 凝结量 12500lb/h。运行压力 1.73in汞柱

早在1930年, 在英国、瑞典和德国的一些公司里都曾积极地考虑过采用空气冷却的蒸汽凝结装置, 但除了德国 GEA 公司的空气冷却器公司外, 其结果都是令人失望的。后者生产了一种用在鲁尔地区煤矿电厂汽轮

机上的椭圆形空气冷却翅片管。还报道过由哥廷根(Göttingen)的普朗特(Prandtl)试验室完成的研制工作。空冷式蒸汽凝器不仅仅在干旱地区需要, 就是对蒸汽机车来说, 为保存其冷凝液和避免频繁地停车加水也是需要的。

推动空冷设备发展的另一个国家是美国。四十年代早期, 在

美国就出现了为精炼厂和制造加工工业而研制的空冷设备,开始时用在西南干旱地区的天然气加工和输气管线装置上,由最初压缩气体的中间冷却、润滑油冷却器、凝结致冷和分馏塔中的小规模应用,发展到目前美国设计用在炼油和生产流程中的大型组件,每个装置的散热量达到数十亿英热单位(BTU)。

在第二次世界大战末期,因战争及战后重建工作对移动电源的需要,美国制造了若干列车电站,这一新装置由于某种原因并未产生任何结果。每个列车电站即是一个功率为5000kW、安装在铁道车厢上的组装式电厂,它配备了直接空冷式的翅片式蒸汽凝结器,而翅片管和风机又构成了二个车厢的车顶。

2.2 管子内部的蒸汽凝结

对冷却管内部蒸汽凝结的机理已经作了相当多的研究工作,这不光是局限于蒸汽凝结过程,而且也包括了在制造业中的逆流和顺流凝汽器,以及对它的适用性所作的大量研究。由此认识到,从蒸汽向管壁的高效率的热传导受到了蒸汽和液体的性质、蒸汽速度和管子几何形状的影响。

下面的方程适用于在一直立管中饱和蒸汽以很大的速度向下流动的情况(与冷凝液流向平行)。对于在立管中蒸汽向上流动(与冷凝液流向相反)以及蒸汽实际上静止时的情况,则得不到 h_m 的简单表达式,此时要从方程中得出传热系数必须借助于数值解。

$$h_m = \frac{3k^{3/4} \sqrt{ab}}{2 \sqrt{H}} = \frac{3}{2} \sqrt[3]{\frac{\Phi \gamma \lambda k^2}{3 \mu H (t_f - t_s)}} \cdot \frac{\rho_v v_v^2}{2} \quad (2.1)$$

式中:

- h_m 由蒸汽至管壁、穿过液体膜层的平均热传导系数,在管子高度 H 上求得之平均值。
- Φ $4f$, 这里 f 表示摩擦系数,它是雷诺数的函数,在紊流中, Φ 正比于 $v_v^{-1/4}$ 。
- γ 液体比重

λ	蒸汽凝结潜热
k	流体的热传导率
ρ_v	蒸汽密度
V_u	蒸汽速度
μ	液体的动力粘度
H	管子高度
t_f	蒸汽饱和温度
t_s	管子内表面温度

有关蒸汽凝结的原始分析表达式已由努谢特 (Nusselt) 导出, 为说明蒸汽速度和压力对管壁传热系数的影响, 雅可比 (Jakob) 对上面给出的经过修正的努谢特方程计算了如下的数值, 并与蒸汽在静止状态下的数值作比较, 见表2.1。

在立管中, 蒸汽和冷凝液平行流动时(向下流),

管子高度 $H = 3.28 \text{ ft}$, 及 $t_f - t_s = 18^\circ \text{F}$

表2.1 蒸汽膜层传热系数 h_m 的平均值 ($\text{BTU}/\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F}$)

蒸汽压力, 绝对压力, lb/in^2	0.15	14.7	73.5
蒸汽在静止状态下的 h_m	8000	1000	1100
蒸汽在 $500 \text{ ft}/\text{s}$ 时的 h_m	1500	3600	6800

此后, 正如参考书目所表明的那样, 又导出了其它一些比较复杂的半经验关系式, 式中利用了冷凝过程中热传导的经验数据。这些关系式弥补了努谢特解析式的不足, 这种不足即表现在实测的传热系数值较之按方程式(2.1)计算的数据高出约20%。

如果使蒸汽直接进入空气冷凝器时, 则情况将进一步复杂化, 原因之一是蒸汽速度随凝结率而变, 其二是管子也倾斜了一个角度, 这就使得冷凝液很容易流至倾斜管的下部(译注: 指圆周方向), 而不是均匀地覆盖管子内表面。

尽管如此, 我们还是可以从中得出某些一般的定性规律:

蒸汽凝结中的热传导系数受到蒸汽速度的强烈影响, 正如方

程式所表明的那样,当顺流时,它将以蒸汽速度的0.58^{*}次幂增长,而在管子的下面部分,则相应的要低一些。

在逆流情况下,蒸汽凝结的效果比顺流时要差,所以它的传热系数要低得多。

2.3 工业性设计

在空冷式翅片管热交换器中,包括管子和空气侧膜层热阻在内的总的传热系数,随着空气速度和风机功率变化的试验研究结果示于图2.2a、2.2b和2.2c。该试验部件是用一小束交叉的椭圆形翅片管做的,管束宽度为7.4in,长度12.5ft,倾斜角为64°,饱和蒸汽绝对压力为0.741b/in²和1.471b/in²,冷却水温度约70°F。

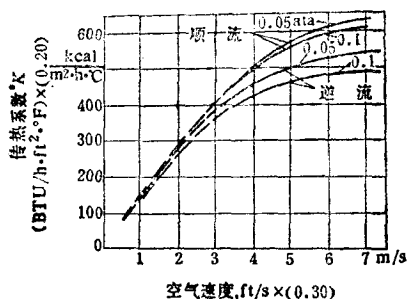


图2.2a) 光管表面传热系数与在最小有效截面上的空气速度之关系(据文献2)

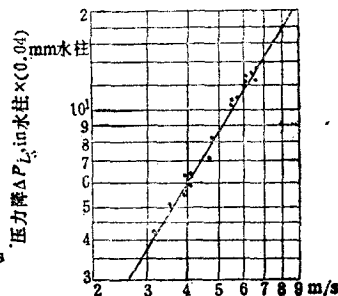
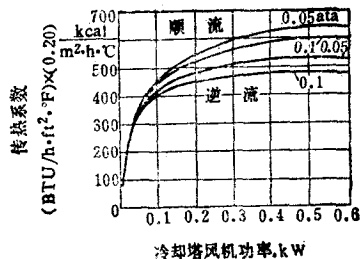


图2.2b) 传热系数与理论风机功率之关系(据文献2)

图2.2c) 空气侧压力降与空气速度之关系(据文献2)



注: 将图中公制单位乘上所附加的系数即可转换到英制单位。

由德国设计的、如今已广泛应用于电厂中的蒸汽直接凝结的标准化组件，在其研制过程中已经受住了考验，本书中也相当详细地作了介绍。当然，还有其它一些生产厂在翅片式蒸汽凝结装置的设计和制造方面也积累了丰富的经验，可随时提供用于蒸汽直接凝结系统的标准化的翅片式热交换器成套部件。

上面提到的GEA组件与图2.1中所示的原始装置之间似乎只有微小差别，实际上，这种新式的标准化组件，已吸取了某些先进的技术，并在工艺上作了精心的改进，其中有些还是制造厂的专利权。这种被装配成管屏的翅片管成对地布置，构成A字形框架，而在每个框架组件的基础上，安装了风机，以便进行强制通风。该装置包括了40个组件，每小时蒸汽凝结量为755000lb，在背压为3in汞柱时，传递给空气流的热量为 665×10^6 BTU/h，此时空气流量为 1.4×10^9 ft³/h，气温是59°F，海拔高度为3500ft。装置的排汽管与蒸汽分配联箱是很容易区别的。

蒸汽从上面的联箱向下流动，在翅片管内凝结，将潜热释放给冷却空气。凝结水流到下面的集水联箱中，残存的蒸汽也可旁通到逆流段。逆流段配有单独的风机，可用改变风机转速的办法使顺流段和逆流段之间的蒸汽凝结率保持一定的比例关系。凝结水从集水联箱通过集水管进入凝结水箱，并由此经凝结水泵进入给水加热器回路。在上、下集水箱中非冷凝的那一部分气体由管道送至抽气器，经真空泵增压后排入大气。真空安全阀能迅速地让空气流进或排出系统，以防止在寒冷的气候下甩负荷时发生冻结。

较小的翅片式热交换器位于右面，靠近基础水平面，它用来冷却润滑油及氢冷却剂等辅助冷却水。

图2.3所示为排列成顺流和逆流的翅片管部件简图，图中列出了每个部件的特性。在顺流段，由于管子中沿气流方向上的压力降，凝结水的饱和温度向下逐渐降低，因此过冷现象是不可避免的。由于凝结水过冷而引起的溢流和冻结以及吸氧等问题也是相当严重的。