

# 环境风影响下直接空冷单元背压预测研究

何伟峰<sup>1</sup>, 戴义平<sup>1</sup>, 马庆中<sup>2</sup>, 牛晓强<sup>1</sup>

(1. 西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安; 2. 山西电力科学研究院, 030001, 太原)

**摘要:** 通过加载冷空气与翅片管换热器内汽轮机排汽凝结换热程序,提出了一种直接空冷单元运行背压的预测方法,并用该方法模拟了环境风影响下空冷单元的运行性能,得到了不同风速和风湿下空冷单元的运行背压.计算结果表明:空冷单元风机风量随着环境风速的上升而下降,当环境风速由 0 m/s 上升至 12 m/s 时,风机风量由 476.9 m<sup>3</sup>/s 下降至 328.6 m<sup>3</sup>/s,下降幅度达到 20.5%,计算换热量由 15.86 MW 下降至 12.45 MW,相应的运行背压由 21.5 kPa 上升至 62.5 kPa;环境风湿的变化将改变换热的冷端进口温度,当环境风湿由 290 K 上升至 306 K 时,换热量由 16.36 MW 下降至 15.43 MW,相应的空冷单元运行背压由 12 kPa 上升至 25 kPa.所提方法为空冷电厂空冷凝汽器运行背压的预测提供了理论基础,对直接空冷电厂的设计具有指导意义.

**关键词:** 凝结换热;运行背压;空冷单元;风机风量;换热量

**中图分类号:** TK124 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2011)01-0015-06

## Prediction of Back Pressure on Air-Cooled Unit with Effect of Ambient Wind

HE Weifeng<sup>1</sup>, DAI Yiping<sup>1</sup>, MA Qingzhong<sup>2</sup>, NIU Xiaoqiang<sup>1</sup>

(1. Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. Shanxi Electricity Science Research Institute, Taiyuan 030001, China)

**Abstract:** A method to predict the operating back pressure for an air-cooled unit was proposed by adding the program for condensation heat transfer between the cold air and steam turbine exhaust in the finned tube exchangers. The performance of the air-cooled unit under windy conditions was simulated, and operating back pressures under different windy speeds and temperatures were predicted with the present method. The result shows that the fan flow rate of the air-cooled unit drops from 476.9 m<sup>3</sup>/s to 328.6 m<sup>3</sup>/s when the wind speed increases from 0 m/s to 12 m/s. The heat transfer rate also drops from 15.86 MW to 12.45 MW, and the corresponding operating back pressure rises from 21.5 kPa to 62.5 kPa. In addition, the heat transfer rate drops from 16.36 MW to 15.43 MW and the operating back pressure rises from 12 kPa to 25 kPa when the wind temperature increases from 290 K to 306 K.

**Keywords:** condensation heat transfer; operating back pressure; air-cooled unit; fan flow rate; heat transfer rate

随着水资源的匮乏,节水性能显著的直接空冷式发电厂在我国北方富煤缺水地区得到了推广,然而由于空冷凝汽器直接暴露在空气中,凝汽器对环境风的变化非常敏感,所以风速、风湿的变化都将引起汽轮机排汽与翅片管换热器外围空气流之间的换

热量发生变化,特别是在大风、高温下,恶劣的换热环境将使机组背压急剧升高,甚至引起机组跳闸.因此,对环境风影响下空冷机组背压进行预测具有重要的现实意义.

影响直接空冷机组的运行背压  $P_E$  的因素很

多,范鑫等人<sup>[1]</sup>经 600 MW 直接空冷系统的变工况特性分析,得出了凝汽器压力主要受热负荷、环境风温和迎面风速影响的结论,程亮等人<sup>[2]</sup>得到了 3 000 kW 空冷机组热负荷下的环境风温与迎面风速之间的关系,杨立军等人<sup>[3]</sup>指出了影响空冷凝汽器背压的主要因素, Van Rooyen 等人<sup>[4]</sup>经数值模拟认为,在环境温度变化的过程中,空冷凝汽器的排热量保持不变,并以此得到了各环境温度下凝汽器的运行背压。

由于环境因素复杂多变,所以仅通过实验来研究空冷凝汽器的运行性能将受到限制. 计算机模拟已经成为研究空冷凝汽器的重要手段,本文以 600 MW 直接空冷机组空冷单元为基础,通过数值模拟方法直接预测出空冷单元在环境风影响下的运行背压值,分析了文献[1-3]中环境风对空冷单元运行性能的影响机理,从而为分析整个空冷凝汽器的运行性能、预测其背压提供了理论基础。

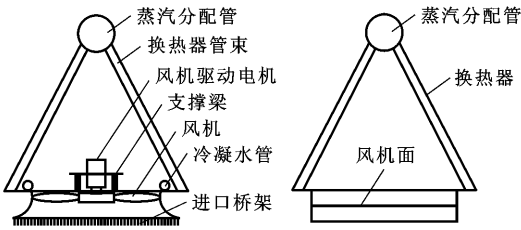
1 计算模型和数值方法

1.1 物理模型

图 1a 为 600 MW 机组空冷单元结构图,图 1b 为数值模型. 采用多孔介质对翅片管换热器进行建模,并通过在 N-S 动量方程中添加源项来模拟空气流过翅片管换热器时产生的压损,即

ΔP/t = 1/2 k ρ v^2 (1)

式中:ΔP 为空气流过翅片管换热器产生的压力差;t 为翅片管换热器沿空气流动方向的厚度;k 为压力损失系数;ρ 为空气密度;v 为迎面风速。



(a)单元结构 (b)数值模型  
图 1 空冷单元结构及模型

直接空冷凝汽器的换热过程将涉及到汽轮机排汽凝结,其机理非常复杂,所以本文采用了 Fluent 软件的换热器模型,通过加载翅片管换热器内部汽轮机蒸汽凝结的程序来模拟空气和蒸汽的换热过程,同时还考虑了蒸汽在换热器中流动时产生的压力损失。

1.2 网格划分及边界条件

采用 Gambit 对计算区域进行网格划分,根据区域受流体扰动的程度对风筒、A 型三角架、翅片管换热器及其周边进行网格加密,如图 2 所示。

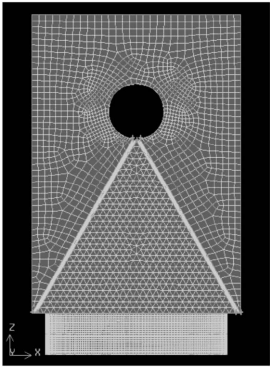


图 2 空冷单元局部网格分布

远离空冷单元核心的计算区域,其网格密度随着与空冷单元距离的增加而降低. 为了便于网格划分,需将直接空冷单元计算模型区域 300 m×300 m×100 m 进行分块. 在图 2 中,除了局部加密网格外,其余区域均为结构化网格,网格总数为 157 万。

图 3 为环境风影响下空冷单元运行性能计算模型的边界条件,其中蒸汽分配管外边界及换热器进口为无滑移绝热壁面,换热器侧面、出口、风筒外边界及空冷单元侧面为无滑移的耦合壁面. 图 1b 中的空冷单元数值模型将风机处理成压力跃升面,所以可采用风机边界条件来模拟空气经过风机时的压力变化。

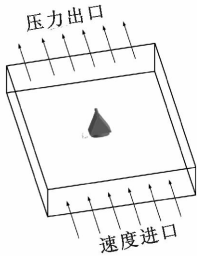


图 3 空冷单元运行性能计算模型的边界条件

计算模型进口采用速度进口边界条件,风速沿高度方向的变化规律将运用大气边界层函数(迪肯幂定律)来描述,即

u = u\_{10} (z/10)^p (2)

式中:u 为沿高度方向的风速;u<sub>10</sub> 为参考高度平均风速,参考高度为 10 m;z 为高度;p 为地面粗糙度,其可根据电厂地形地貌来确定,本文中 p=0.2. 计算

模型出口采用压力出口边界条件,模型侧面及顶面为对称边界条件,即此边界上的物理量可表示为

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = 0 \tag{3}$$

式中: $\phi$  为边界上的物理量; $n$  为边界法向.

1.3 数值计算方法

本文采用标准  $k-\epsilon$  模型对空冷单元外流场进行了模拟,运用有限体积法的上迎风格式对控制方程对流项进行了离散,利用 SIMPLE 算法对流场进行了数值计算.

2 计算结果与分析

2.1 环境风速对空冷单元运行背压的影响

表 1 为数值计算参数表,对应着 600 MW 空冷机组额定出力(TRL)考核工况的运行参数,其中蒸汽流量已根据机组总流量和空冷单元个数换算至空冷单元流量,环境风向平行于蒸汽分配管,环境风速反为 33 °C.

表 1 环境风影响下空冷单元计算参数表

| 蒸汽流量<br>/kg · s <sup>-1</sup> | 排汽压力<br>/kPa | 干度<br>/°C | 蒸汽压损<br>/Pa |
|-------------------------------|--------------|-----------|-------------|
| 3.297                         | 29           | 0.963 8   | 820         |

当不考虑过冷度时,根据表 1 参数可以计算出蒸汽在凝结过程中释放出的潜热,称之为理论散热量.数值计算过程中采用了换热器模型的简化效能(Simple-Effectiveness)模块,由此计算出换热器内部每一个网格的换热量,最终得到了整个换热器的总换热量.通过对计算换热量与理论散热量的比较,可以判断空冷凝汽器在当前背压下的稳定运行状况.

在环境风速  $V$  的作用下,空冷风机进口处形成的负压区卷吸了原本被吸入风机的空气流<sup>[5]</sup>,致使风机风量及空冷凝汽器的迎面风速  $v$  下降.图 4 为不同环境风速下风机风量及迎面风速变化曲线.在无风环境下,风机风量为 476.9 m<sup>3</sup>/s,  $v=1.81$  m/s;当  $V=12$  m/s 时,风机风量下降至 378.92 m<sup>3</sup>/s,相应的  $v=1.25$  m/s,较之无风环境下的下降幅度达到了 20.5%.

风机风量下降意味着能够带走汽轮机排热用的冷空气量下降,同时总换热系数随着  $v$  的下降而减小,所以换热环境的恶化最终导致换热器换热量下降.图 5 为空冷单元计算换热量随环境风速的变化曲线.从图 5 可以看出,计算换热量由  $V=0$  m/s 时

的 15.86 MW 降至  $V=12$  m/s 时的 12.45 MW,下降幅度达到 21.5%.

图 6 为环境风速影响下空冷单元温度场分布,由图 6 可以看出,汽轮机排汽由上而下流入翅片管换热器.当  $V=0$  m/s 时,受热产生的热空气团自由上升,由于  $v$  较大,参与换热的冷空气量比较大,换热器下部空气温度接近环境温度,说明此处汽轮机排汽已被冷凝或处于过冷状态,这也是  $V=0$  m/s 时计算换热量达到 15.86 MW 的原因;当  $V=12$  m/s 时,  $v$  较小,随着汽轮机排汽量的提高,参与换热的空气温度也不断下降,换热器底部温度并未降至环境温度,受热产生的热空气团在环境风的影响下也未自由上升,最终计算换热量仅为 12.45 MW,说明在该环境风速下汽轮机排汽并没有完全冷凝成为饱和水.

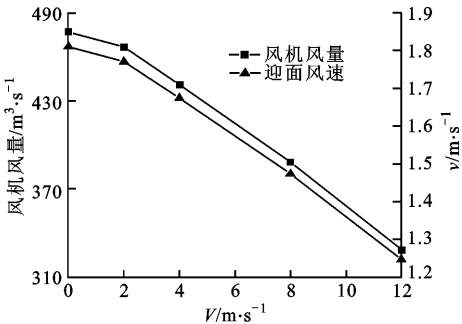


图 4 空冷单元风机风量及迎面风速随环境风速的变化曲线

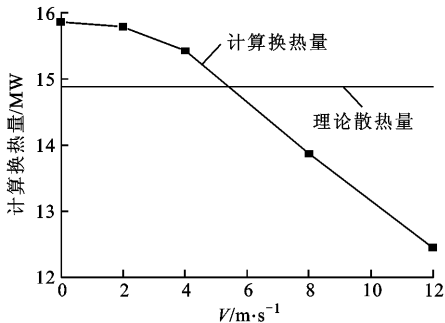


图 5 空冷单元计算换热量随环境风速的变化曲线

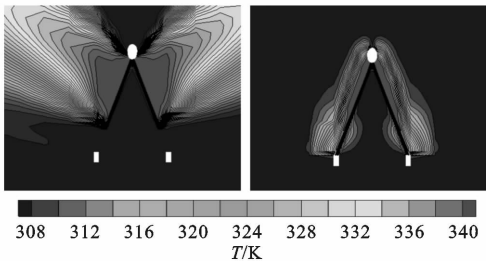


图 6 环境风速影响下的空冷单元温度场分布

如果计算换热量与理论散热量相差较大,表明在上述环境风速下,空冷单元均不能在  $P_E=29\text{ kPa}$  下稳定运行. 当计算换热量大于理论散热量时,表明当前参与换热的蒸汽温度偏高,即背压值偏大;当计算换热量小于理论散热量时,说明当前运行背压偏小. 图 7 为不同环境风速下空冷单元的运行背压值. 由图 7 可知:当  $V=0\text{ m/s}$  时,空冷单元的  $P_E=21.5\text{ kPa}$ ;当  $V=12\text{ m/s}$  时,  $P_E=62.5\text{ kPa}$ . 因此,空冷单元将在上述背压下稳定运行. 对于直接空冷机组而言,  $P_E=62.5\text{ kPa}$  将使汽轮机末级工作在极其恶劣的环境下,这是不允许的. 因此,当  $V=12\text{ m/s}$  时控制系统必将动作,即通过改变风机转速来降低空冷单元的运行背压.

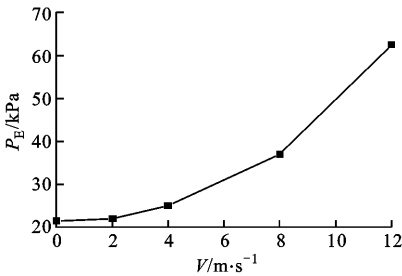


图 7 环境风速下空冷单元运行背压

图 8 为环境风速下空冷单元稳定运行时的温度场分布. 从图 8 可以看出,  $V=0\text{ m/s}$  时的汽轮机排汽在自上而下的流动过程中,换热器底部已经没有接近环境温度的低温区.

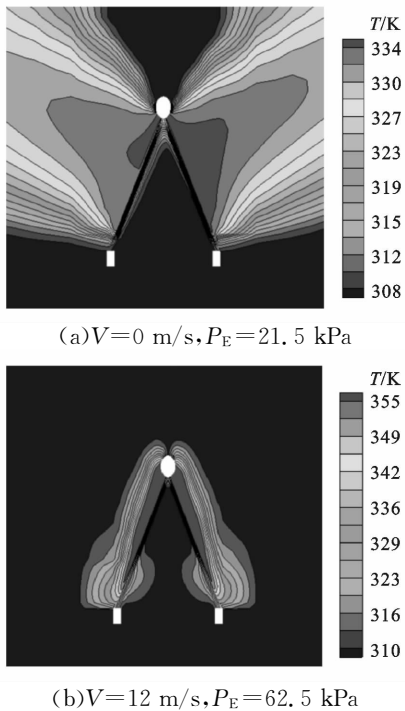


图 8 环境风速下空冷单元稳定运行的温度场分布

表 2 为环境风速下理论散热量和计算换热量对比. 由表 2 可以看出,计算换热量与理论散热量相差很小,最大误差为  $0.21\%$ ,在允许的范围内,可以说空冷单元能稳定运行在给定环境风速下.

表 2 环境风速下理论散热量与计算换热量对比

| $V/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ | 0     | 2     | 4     | 8     | 12    |
|--------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $P_E/\text{kPa}$               | 21.5  | 22    | 25    | 37    | 62.5  |
| 理论散热量/MW                       | 14.99 | 14.98 | 14.93 | 14.78 | 14.57 |
| 计算换热量/MW                       | 15.02 | 14.98 | 14.90 | 14.78 | 14.54 |

2.2 环境风温对空冷单元运行背压的影响

环境风温  $T_{\text{wind}}$  变化的改变了换热器冷端进口温度,影响了换热器换热量的大小,最终导致空冷单元运行背压发生变化. 空冷单元蒸汽参数见表 1,环境风速为  $4\text{ m/s}$ ,风向平行于蒸汽分配管. 图 9 为空冷单元计算换热量随环境风温度变化的曲线. 当  $T_{\text{wind}}=290\text{ K}$  时,计算换热量为  $16.36\text{ MW}$ ; 当  $T_{\text{wind}}=306\text{ K}$  时,计算换热量为  $15.43\text{ MW}$ . 由于环境风速较小,所以计算换热量皆大于理论散热量.

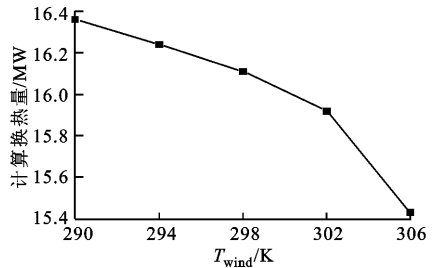
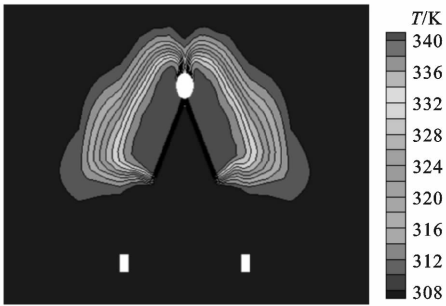


图 9 空冷单元计算换热量随环境风温变化的曲线

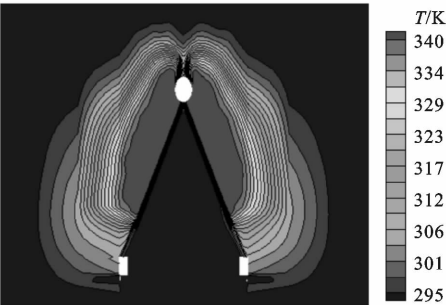
图 10 为环境风温影响下空冷单元温度场分布. 当  $T_{\text{wind}}=290\text{ K}$  时,换热器冷端温度比较低,在换热器下部的汽轮机排汽发生冷凝,因此该计算换热量为  $16.36\text{ MW}$ ;当  $T_{\text{wind}}=306\text{ K}$  时,虽然冷端温度较高,但换热器底部也存在比较大的低温区,因此该计算换热量为  $15.43\text{ MW}$ ,其仍然大于理论散热量.

上述环境温度下的翅片管换热器的计算换热量皆大于理论散热量,表明空冷单元不能稳定运行在  $29\text{ kPa}$  之下,需要通过数值模拟来计算各环境温度所对应的稳定背压.

图 11 为空冷单元运行背压随环境风温变化的曲线. 由图 11 可知,当  $T_{\text{wind}}=290\text{ K}$  时,空冷单元能稳定运行的  $P_E=12\text{ kPa}$ ,随着环境温度,即换热器冷端温度的上升,  $T_{\text{wind}}=306\text{ K}$  时空冷单元的  $P_E=25\text{ kPa}$ .



(a)  $T_{\text{wind}}=290\text{ K}$



(b)  $T_{\text{wind}}=306\text{ K}$

图 10 环境风温影响下空冷单元温度场分布

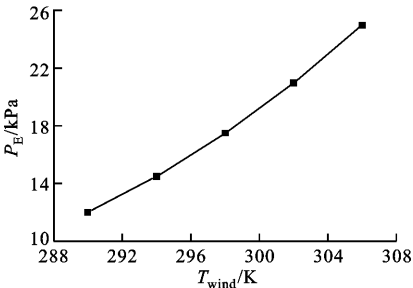


图 11 空冷单元运行背压随环境风温变化的曲线

图 12 为不同环境风温下空冷单元稳定运行的温度场分布. 由图 12 可知, 汽轮机排汽放出的潜热不断被换热器外围冷空气带走, 随着蒸汽自上而下不断地流动, 外围空气温度也不断降低, 但是换热器底部的低温区域很小, 表明汽轮机排汽和冷空气能够带走的热量基本相当.

表 3 为不同环境风温下理论散热量与计算换热量的对比. 由表 3 可以看出, 计算换热量与理论散热量相差很小, 最大误差仅为 0.2%, 在允许的范围

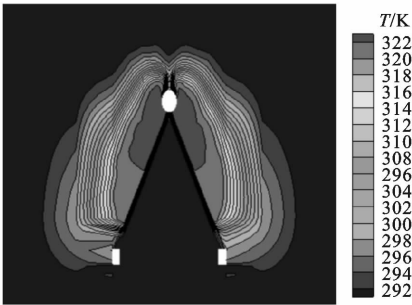
内, 说明空冷单元可以稳定地运行在给定环境风温之下.

利用 CFD 软件对空冷单元运行性能进行数值模拟时, 采用一阶迎风格式对控制方程进行离散已能满足精度要求. 图 13 为不同迎风格式下空冷单元

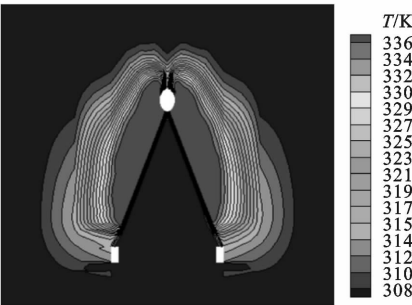
运行背压的比较. 从图 13 可以看出, 利用二阶迎风格式进行离散的结果与一阶时相差的最大值不超过 0.3 kPa.

表 3 环境风温下理论散热量与计算换热量对比

|                            |       |       |       |       |       |
|----------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $T_{\text{wind}}/\text{K}$ | 290   | 294   | 298   | 302   | 306   |
| $P_{\text{E}}/\text{kPa}$  | 12    | 14.5  | 17.5  | 21    | 25    |
| 理论散热量/MW                   | 15.19 | 15.13 | 15.06 | 15.00 | 14.93 |
| 计算换热量/MW                   | 15.20 | 15.16 | 15.08 | 15.01 | 14.90 |



(a)  $T_{\text{wind}}=290\text{ K}, P_{\text{E}}=12\text{ kPa}$



(b)  $T_{\text{wind}}=306\text{ K}, P_{\text{E}}=25\text{ kPa}$

图 12 环境风温影响下空冷单元稳定运行的温度场分布

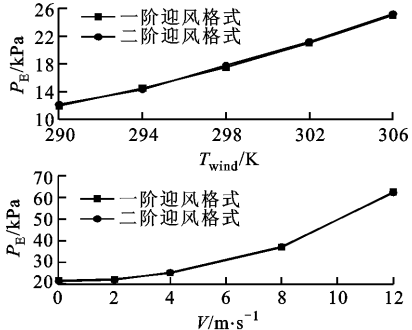


图 13 不同迎风格式下空冷单元运行背压比较

### 3 结 论

通过建立 600 MW 直接空冷电厂空冷单元的

数值计算模型,计算得到了不同环境风速及风温下空冷单元的运行性能,预测得到了空冷单元相应的运行背压值,结果如下.

(1)环境风速会改变空冷单元的风机风量,当  $V$  从  $0\text{ m/s}$  上升到  $12\text{ m/s}$  时,风机风量下降幅度达到了  $20.5\%$ ,同时迎面风速的下降直接导致了空冷单元换热器换热量下降.由于计算换热量与汽轮机排汽散热量相差较大,通过计算得到相应的空冷单元  $P_E$  由  $21.5\text{ kPa}$  上升至  $62.5\text{ kPa}$ .

(2)环境风温的变化将改变空冷单元换热器冷端进口温度,当  $T_{\text{wind}}$  从  $290\text{ K}$  上升至  $306\text{ K}$  时,换热器换热量由  $16.36\text{ MW}$  下降至  $15.43\text{ MW}$ ,下降幅度达到了  $5.7\%$ .由于计算换热量大于理论散热量,空冷单元不能稳定运行,通过计算获得的  $P_E$  由  $12\text{ kPa}$  上升至  $25\text{ kPa}$ .

(3)运行背压是电厂运行经济性的综合指标,本文对空冷单元运行背压的预测方法为空冷电厂的背压预测奠定了基础.

#### 参考文献:

- [1] 范鑫,秦建明. 600MW 直接空冷系统变工况特性研究[J]. 水利电力机械,2007,29(4):21-23.  
FAN Xing, QIN Jianming. Variety-duty characteristic analysis of direct dry cooling system of 600 MW power plant[J]. Water Conservancy & Electric Power Ma-

chinery,2007,29(4):21-23.

- [2] 程亮,李永光,汪军,等. 3 000 kW 直接空冷凝汽器变工况计算与特性分析[J]. 上海电力学院学报,2005,21(2):106-110.  
CHENG Liang, LI Yongguang, WANG Jun, et al. Variable condition calculation and features analysis for direct air-cooled condenser of 3 000 kW power plant[J]. Journal of Shanghai University of Electric Power, 2005,21(2):106-110.
- [3] 杨立军,杜小泽,杨勇平,等. 火电站直接空冷凝汽器设计及校核计算和性能分析[J]. 现代电力,2006,23(6):50-53.  
YANG Lijun, DU Xiaozhe, YANG Yongping, et al. Designing and verifying calculations and performance analysis for direct air-cooled steam condensers in power plant[J]. Modern Electric Power, 2006,23(6):50-53.
- [4] VAN ROOYEN J A, KROGER D G. Performance trends of an air-cooled steam condenser under windy conditions [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2008,130(2):1-7.
- [5] 张文元. 环境风场对直接空冷发电系统的影响[J]. 华北电力技术,2006(增刊 1):4-8.  
ZHANG Wen yuan. Influence of wind environment on direct air cooling generating unit[J]. North China Electric Power, 2006(sup1):4-8.

(编辑 苗凌)