

环境风影响下高压直流输电换流阀 空冷平台换热性能研究

侯忠诚¹, 南晓红¹, 李早阳², 刘立军², 安燕杰³, 陆洪建³, 崔鹏³

(1. 西安建筑科技大学建筑设备科学与工程学院, 710055, 西安;

2. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安;

3. 国网宁夏电力有限公司超高压公司, 750000, 银川)

摘要: 针对北方某换流站换流阀空冷平台, 建立了包含换热器、风机、周围建筑及环境风等多种因素在内的三维传热流动数值分析模型, 模拟研究了夏季主导风向下环境风对换热器入口空气温度、风机风量和换热量的影响规律, 阐明了影响换流阀空冷平台换热性能的主导因素。结果表明: 当环境风速由 $0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 增加至 $12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, 空冷平台入口空气平均温度先升高后降低, 在风速 $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时极 1、极 2 空冷平台风机入口平均温度最高, 较环境温度分别升高了 5.4°C 与 4.0°C ; 空冷平台下部负压随着风速的增加不断降低, 导致风机入口风量持续减少, 在风速 $12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时极 1、极 2 空冷平台风机入口平均风量较无风环境分别降低了 12% 与 8%; 空冷平台的换热量随环境风速的增加呈现先降低后升高的趋势, 环境风速 $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时极 1、极 2 空冷平台的换热性能衰减最为严重, 两者换热量较无风环境分别减少了 39% 与 29%; 通过对影响换热量的主导因素分析, 发现热风回流带来空冷平台入口温度的上升是导致换热量减小的关键因素。研究结果可为换流阀空冷平台的设计优化提供理论依据。

关键词: 换流阀; 空冷平台; 环境风; 数值模拟; 换热效率

中图分类号: TK124 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202301012 **文章编号:** 0253-987X(2023)01-0122-09

Study on Heat Transfer Characteristics of Air-Cooled Platform of High-Voltage DC Converter Valve under Windy Conditions

HOU Zhongcheng¹, NAN Xiaohong¹, LI Zaoyang², LIU Lijun²,

AN Yanjie³, LU Hongjian³, CUI Peng³

(1. School of Building Services Science and Engineering, Xi'an University of Architecture & Technology, Xi'an 710055, China; 2. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

3. Ultra-High Voltage Company of State Grid Ningxia Electric Power Co., Ltd., Yinchuan 750000, China)

Abstract: This paper, taking the air-cooled platform of converter valves in a northern converter station as an example, establishes a 3D heat transfer and flow numerical model considering various factors such as heat exchanger, fan, surrounding buildings and ambient wind, investigates the influences of ambient wind on the heat exchanger inlet air temperature, fan airflow and heat exchange capacity under the prevailing wind direction in summer through the simulation study,

收稿日期: 2022-04-22。 作者简介: 侯忠诚(1997—), 男, 硕士生; 李早阳(通信作者), 男, 副教授。 基金项目: 国网宁夏电力有限公司科技项目(5229CG20006F); 宁夏自然科学基金资助项目(2021AAC03506)。

网络出版时间: 2022-08-25

网络出版地址: <https://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20220825.0935.002.html>

and illustrates the dominant factor affecting the heat exchange performance of the air-cooled platform of the converter valves. The results show that when the ambient wind speed increases from $0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ to $12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, the average air temperature at the inlet of the air-cooled platform increases first and then decreases, and the average inlet temperature of pole 1 and pole 2 air-cooled platform fans is the highest at the wind speed of $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, which increases by 5.4°C and 4.0°C respectively compared with the ambient temperature; the negative pressure at the lower part of the air-cooled platform decreases continuously with the increase in wind speed, leading to the continuous reduction of the fan inlet air volume, and the average air temperature of pole 1 and pole 2 air-cooled platforms at the wind speed of $12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ decreases by 12% and 8% respectively compared with that under the windless environment; the heat transfer of the air-cooled platform presents a trend of first decreasing and then increasing with the increase in the ambient wind speed, and the heat transfer performance of pole 1 and pole 2 air-cooled platforms declines most seriously at the ambient wind speed of $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, and decreases by 39% and 29% respectively compared with that under the windless environment. The analysis of the dominant factors affecting the heat transfer shows that the increase in the inlet temperature of the air-cooled platform caused by the return flow of hot air is the key factor causing the reduction in heat transfer. The study results can serve as a theoretical basis for the design optimization of the air-cooled platform of the converter valve.

Keywords: converter valve; air-cooled platform; windy conditions; numerical simulation; heat transfer effectiveness

随着我国西电东送工程的不断建设,直流输电在长距离、大容量的电力输送中扮演着日益重要的作用^[1-2]。换流阀冷却系统作为直流输电换流站中换流阀的辅助冷却系统,是带走换流阀产出热量并维持其在安全温度范围内运行的重要保证。在我国西北等水资源匮乏地区且换流站址年平均气温较低时,往往采用空冷换热平台作为阀冷系统的外冷设备。

当前,对于空冷平台在不同环境因素下换热特性的研究多集中于电站空冷系统中,所研究的环境因素也主要为环境风向与风速。在实验研究方面,Gu等^[3]、李福林等^[4]以电站空冷平台为对象,通过风洞模型实验指出空冷平台的高度、来流风速、风向等对空冷平台的换热性能有重要影响。在数值模拟方面,当前对换热器管束的简化模型主要有热交换器模型^[5-7]、多孔介质模型^[8-11]以及换热器模型^[12-13]。其中,Zhang等^[9]指出环境风是通过影响空冷平台下部的负压来影响风机的风量;何伟峰等^[13]通过加载翅片管换热器内部汽轮机蒸汽凝结程序,更为准确地模拟了管内蒸汽与外部空气间的换热;Wang等^[14]讨论了电站空冷平台热回流现象与周围建筑、地形间的关系。近年来,针对空冷平台

在变环境风条件下的流动换热特性,文献^[15-17]通过数值模拟和风洞试验也取显著的研究成果。

为了抑制环境风对空冷平台散热带来的不利影响,学者们从不同的角度提出了改进措施。文献^[12]提出可以通过提高边缘侧风机的转速来提高其在侧风下的风量,达到提高散热量的目的,而在空冷平台上安装导流板^[5]、挡风墙^[8]、孔板^[11]等均能够削弱环境风所造成的热风回流现象。新型的空冷平台布置形式^[6-7]、通风模式^[18]以及布局优化^[19]也已被讨论。

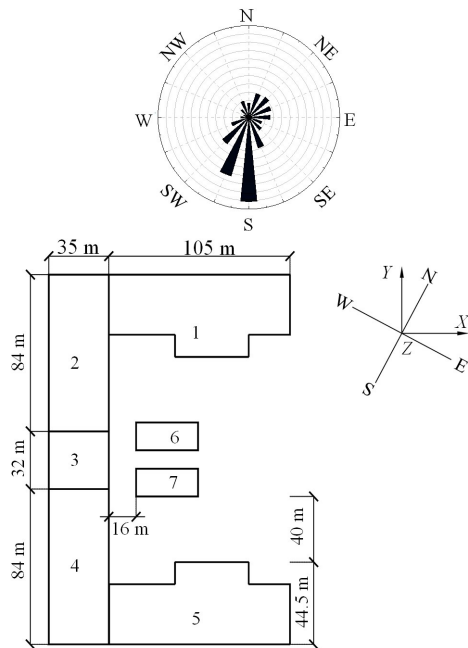
尽管当前已存在环境风对电站空冷平台换热性能影响的研究,但换流阀空冷平台与其在布置方式、系统形式等方面有诸多不同,其中最为关键的是换流阀空冷系统与电站空冷系统的换热器管内介质不同。电站空冷系统采用的空冷凝气器管内介质为饱和蒸汽,在凝结换热时会保持相对固定的温度,而换流阀空冷系统的管内介质为纯水或水-乙二醇溶液^[20-21],在换热过程中管内介质的温度会沿流动方向不断降低,并且降低幅度与换热器的换热量相关。因此,对于管内显热换热的空冷平台,研究环境风影响下的管外换热特性并分析其换热性能的变化规律是十分有必要的。

本文以北方某换流站换流阀空冷平台为对象,通过建立三维数值计算模型,研究了在夏季主导风向下,环境风速对换流阀空冷平台换热性能的影响机制,为进一步优化换流阀外空冷平台换热器的布置提供参考依据。

1 物理模型及数值计算方法

1.1 空冷平台概况

本文以北方某换流站换流阀冷却系统的外空冷平台为研究对象,该站包含两个换流阀单极(极 1、极 2),相对应的有两组相同的换流阀冷却系统与空冷平台。图 1 为换流站当地的夏季风向频率图及平面布置图,其中控制楼高 16 m,其余建筑高 26 m,两个空冷平台的水平间距为 10 m,每个空冷平台包含 8 组相同的鼓风式水平空冷换热器,管内介质为纯水-乙二醇溶液。每组换热器的尺寸为 $10.5\text{ m} \times 3.3\text{ m}$,顶部与底部距地高度分别为 4.5 m 与 2.7 m;每组换热器底部包含 3 台直径 2.4 m 的轴流风机,风机进风方向为自下向上,离地高度为 2.5 m。图 2 为空冷平台中换热器及风机的编号示意图。



1—极 2 户内直流场;2—极 2 阀厅;3—控制楼;4—极 1 阀厅;
5—极 1 户内直流场;6—极 2 空冷平台;7—极 1 空冷平台。

图 1 北方某换流站夏季风向频率图及平面布置图

Fig. 1 Wind frequency and layout diagram of converter station in the north

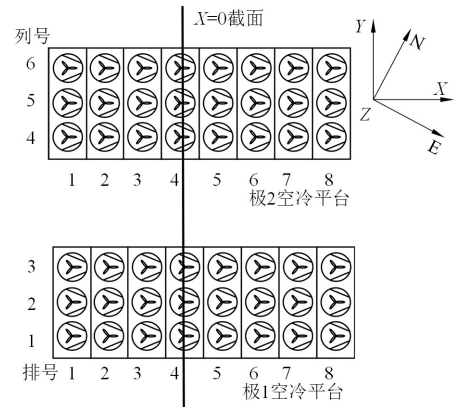


图 2 换热器及风机编号示意图

Fig. 2 Heat exchanger and fan numbering diagram

1.2 物理模型及网格划分

由于在模拟研究中同时考虑了周围建筑带来的影响,因此计算域的尺寸需与建筑的尺寸相匹配。为保证计算域的合理,依据文献[22]中的推荐,确定计算域的尺寸为 $1\,000\text{ m} \times 1\,000\text{ m} \times 150\text{ m}$ 。

使用 Ansys Workbench 中 Meshing 模块并采用非结构化方式进行网格划分。为验证网格无关性,对建筑壁面、地面、换热器采用不同的加密尺寸,获得了 223 万、330 万、407 万、577 万共 4 套网格。选择风向为 N、风速 $3\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 、环境温度 $37.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的工况进行初步试算,图 3 为该环境条件下换热器入口平均风量与平均温度随网格单元数的变化曲线。可以发现,当网格单元数由 407 万增加到 577 万时,换热器入口平均温度与入口平均风量分别变化了 0.2% 与 0.1%,认为此时达到了网格无关。因此,后续选择采用 407 万的网格继续计算。

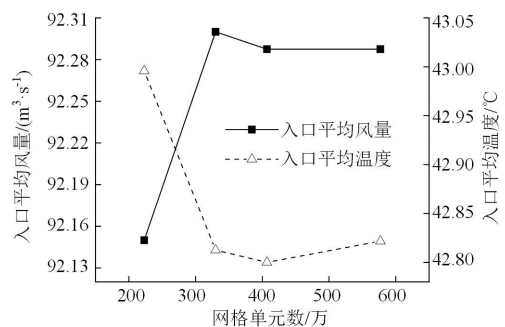


图 3 换热器入口平均风量与平均温度随网格单元数的变化曲线

Fig. 3 Average inlet air volume and temperature of heat exchanger with the number of grid cells

1.3 数值计算方法与边界条件

采用 SIMPLE 算法对空冷平台的流动换热进行模拟。选用在建筑室外风环境的数值模拟中被广泛采用的标准 $\kappa\epsilon$ 模型^[11,15]。

1.3.1 风机模型的设置

将风机处理为二维平面,气流通过风机平面的压升采用下式进行计算

$$\Delta p = \sum_{n=1}^N f_n v^{n-1} \quad (1)$$

式中: f_n 为使用风机样本参数所拟合的多项式系数, $f_1=240.12$, $f_2=2.28$, $f_3=-0.754$; v 为气流穿过风机平面的速度。

1.3.2 翅片管束的设置

使用多孔介质模型对空气穿过换热器管束的压降及换热过程进行简化。空气穿过换热器管束的压降通过在动量方程中添加源项来模拟,动量源项 S 一般使用下式进行表达

$$S_i = -\frac{\Delta p_{\text{fth}}}{\Delta n} = -\left(D_i \mu v_i + C_i \frac{1}{2} \rho |v| v_i\right) \quad (2)$$

式中:下标 i 为坐标系方向(X 、 Y 或 Z); C_i 为 i 方向的惯性阻力系数; D_i 为 i 方向的黏性阻力系数; μ 为黏性系数; v_i 为 i 方向的空气流速; ρ 为空气密度; Δn 为多孔介质厚度; Δp_{fth} 为气流穿过换热器管束的压降。

换热器设计软件 HTRI 不仅可以用于换流阀空冷系统外空冷平台的设计计算^[23],其计算结果也可用于验证换热器的数值模拟结果^[24]或作为 Fluent 模拟中边界条件的给定依据^[25]。因此,气流穿过换热器管束的压降 Δp_{fth} 可以通过在 HTRI 中建立相应的换热器模型进行模拟计算得到。依据计算所得数据,将气流穿过换热器管束的压降 Δp_{fth} 与气流穿过管束的流速 v_{fth} 间的对应关系拟合为下式

$$\Delta p_{\text{fth}} = 18.5 v_{\text{fth}}^2 + 11.83 v_{\text{fth}} \quad (3)$$

对照式(2)与式(3),计算得到 Z 方向(垂直于风机平面方向)的黏性阻力系数 C_z 为 $1.1827 \times 10^6 \text{ m}^{-2}$, 惯性阻力系数 D_z 为 59.35 m^{-1} 。

空气穿过多孔介质区域进行的热交换量通过在能量源项上添加热量进行模拟。假设进入换流阀外空冷平台的冷却介质温度、流量在一定时间内保持不变,因此空冷平台中换热器管束的散热量仅与进入换热器的空气温度、流量相关,所以可以通过 HTRI 获得换热量 Q 与换热器入口空气温度 t_{in} 、流量 G 间的对应关系,并将其拟合为多项式的形式通

过 UDF 添加在多孔介质区域的能量源项上。在典型工况下,即进入换流阀外空冷平台的冷却介质温度为 50°C 、流量为 $125 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,拟合所得的关系式如下

$$Q = 1576 - 31.59 t_{\text{in}} + 8.67 G - 0.055 t_{\text{in}}^2 - 0.107 t_{\text{in}} G - 0.018 G^2 \quad (4)$$

1.3.3 边界条件的设置

计算域边界条件的设置如图 4 所示,其中速度入口边界选用幂指数风速廓线公式来代表近地面的环境风速分布规律^[6],并通过 UDF 加载至相应的边界面上,关系式如下

$$v = v_0 (z/10)^a \quad (5)$$

式中: v 为 z 处的风速; v_0 为参考高度 10 m 处的风速; z 为距地高度; a 为地面粗糙度,取 0.16 ^[26]。

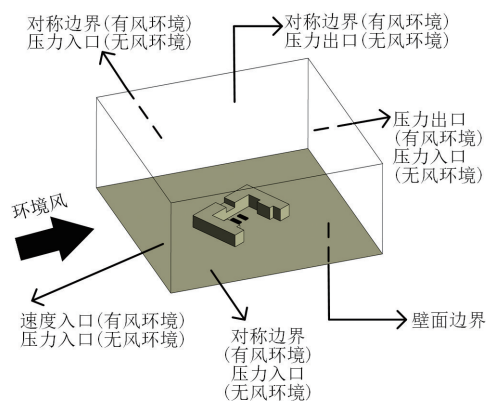


图 4 计算域边界条件

Fig. 4 Boundary conditions of computational domain

1.4 模型验证

为了验证数值模拟的准确性,选取表 1 中 3 种环境温度、风向与风速工况进行换流阀极 1 空冷平台换热量的数值模拟计算,并与实际运行监测数据进行对比,可以看到不同工况下模拟值与实测值的相对误差均在 10% 以内,验证了本文所建立数值分析模型的有效性与准确性。

表 1 数值模拟结果与实验结果对比

Table 1 Comparisons of experimental and numerical results

环境 温度 / $^\circ\text{C}$	风向	风速/ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	换热量 实测值 / kW	换热量 模拟值 / kW	相对 误差 / $\%$
28.9	W	1.1	3 070	3 256	6.06
30.6	N	0.7	3 418	3 325	2.72
27.2	NW28 $^\circ$	3.4	3 549	3 866	8.93

2 结果及分析

本研究目的在于获得不利条件下,即环境温度较高时环境风对换流阀空冷平台换热性能的影响规律,因此选择夏季主导风向 S 作为计算风向;所计算的环境温度选择该换流站现场监测的夏季最高室外温度 37.1°C ;环境风速区间依据气象数据资料选择为 $0\sim 12\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 。

2.1 风速对空冷平台入口温度的影响

夏季主导风向 S 下换流阀空冷平台换热器入口平均温度随环境风速的变化如图 5 所示。可以看出:在无风环境(风速 $0\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$)下,极 1、极 2 空冷平台的入口平均气温均为 37.4°C ,非常接近环境温度 37.1°C ;随着环境风速的增大,换热器入口温度整体呈现先升高后降低的变化趋势。在环境风速 $3\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时,极 1、极 2 空冷平台的入口平均温度最高,分别达到了 42.5°C 与 41.1°C ,相较于环境温度分别提高了 5.4°C 与 4.0°C ;在环境风速 $12\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时,极 1、极 2 空冷平台的入口平均温度较无风环境仅升高了 1.5°C 与 1.2°C 。

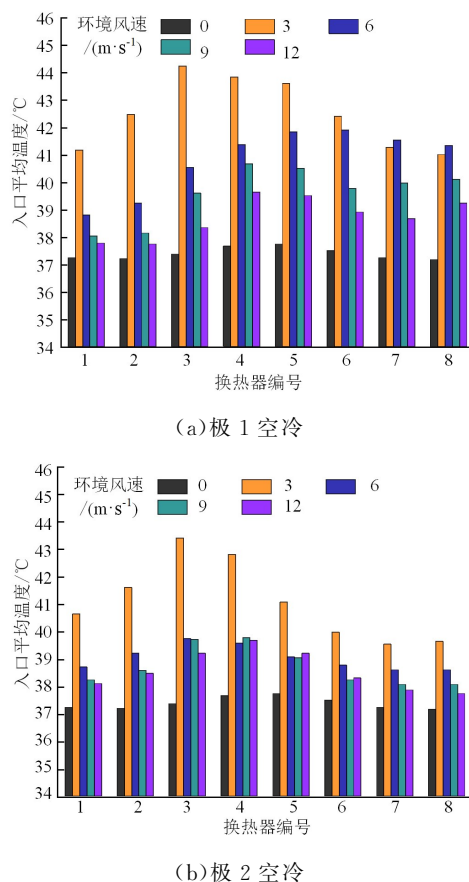


图 5 空冷平台换热器入口平均温度随环境风速变化规律
Fig. 5 Average inlet temperature of heat exchanger of air-cooled platform with the wind speed

换热器入口空气温度升高主要是由于热风回流现象的影响。图 6 展示了风向 S 下换流阀空冷平台 $X=0\text{ m}$ 截面(图 2 所示)的温度云图与流线图。如图 6(a)所示,在无风环境下,气流从空冷平台上部排出后,会不断卷吸周围的冷空气并竖直向上流动,此时空冷平台进风位置的空气温度接近于环境温度。如图 6(b)所示,当环境中出现横向风后,竖直向上的气流会发生转弯,同时在建筑与空冷平台的背风侧形成涡旋。气流的转弯使得风机更容易将空冷平台上部排出的热风重新引入,造成入口空气温度的迅速上升。上述热风回流现象对整个空冷平台普遍存在,导致所有换热器入口空气温度均有不同程度提高。如图 6(c)所示,当环境风速进一步提高,建筑背风侧所形成的涡旋也进一步增强并开始对空冷平台造成影响,一方面削弱了空冷平台的热风回流现象,同时也更快地带走空冷平台排出的热空气,使得空冷平台入口空气温度出现下降趋势。

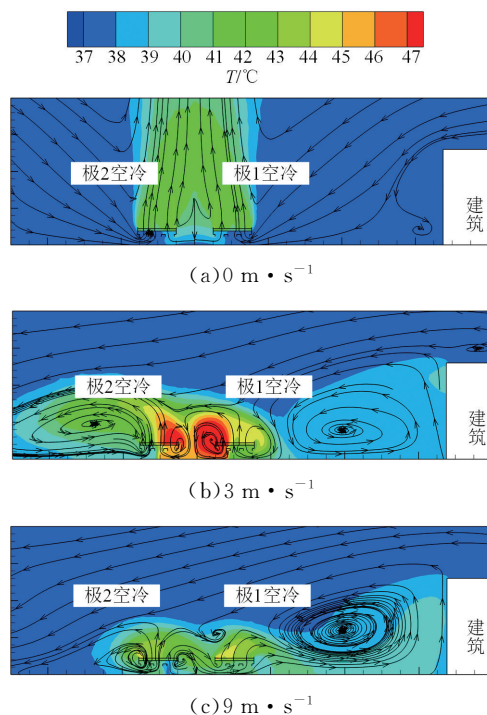


图 6 空冷平台 $X=0\text{ m}$ 截面温度云图及流线图
Fig. 6 Temperature and streamlines at $X=0\text{ m}$ for the air-cooled platform

2.2 风速对空冷平台入口风量的影响

空冷平台换热器管内冷却介质与空气间的换热主要是依靠下部轴流风机送风,通过强迫对流完成,而环境风的出现,也会对空冷平台的入口风量造成影响。图 7 展示了极 1 空冷平台中每台换热器 3 个风机的平均容积效率随环境风速的变化规律,容积

效率使用下式计算

$$\eta = \frac{G}{G_0} \times 100\% \quad (6)$$

式中 G 与 G_0 分别为风机在有风环境与无风环境下的风量。

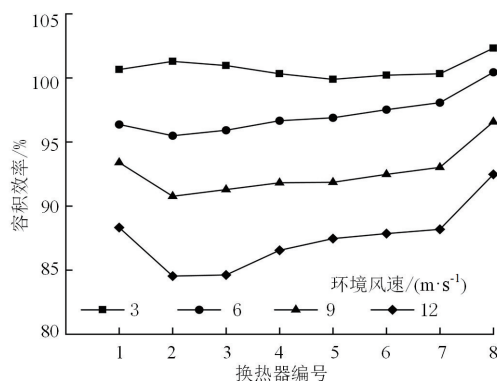


图 7 风机容积效率随环境风速变化规律

Fig. 7 Fan volumetric effectiveness with the wind speed

由图 7 可以看出,随着环境风速的增加,风机的容积效率不断减小,这意味着风机运行工况点在向风量减小的方向移动。风机运行工况点由风机自身的特性曲线与阻力特性曲线共同决定。风机运行时所需要克服的阻力不仅包括换热器管束带来的阻力,还包括换热器进出口静压差所带来的阻力。图 8 展示了极 1 空冷平台中风机(4,3)所需要克服的静压差、容积效率随环境风速的变化关系,其中静压差由空冷平台上部标高 5 m 处静压与空冷平台下部标高 2 m 处静压做差求得。由图可以看出:随着环境风速的增加,风机的容积效率随着静压差的上升而逐步下降,并且空冷平台上部静压随环境风速改变的幅度要明显小于空冷平台下部风机入口静压的变化幅度。因此,环境风带来风机入口静压的变化是造成阻力特性曲线的变化的关键,并进一步导

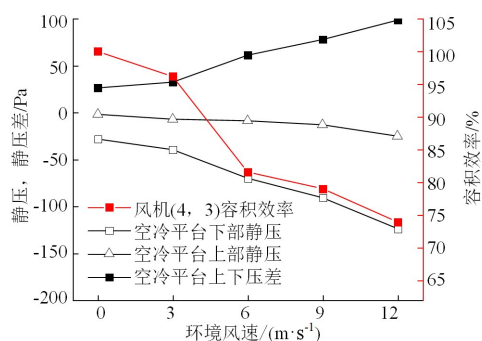


图 8 风机(4,3)压差阻力、容积效率随环境风速的变化规律

Fig. 8 Fan (4, 3) differential pressure resistance, volumetric effectiveness with the wind speed

致风机运行工况点的改变。

图 9 展示了空冷平台下部风机入口距地 2 m 截面的压力云图。由图可以看出:无风环境下极 1 与极 2 空冷平台中不同风机入口的负压十分均匀且较大,此时极 1、极 2 空冷平台中风机的平均风量相同,均为 $30.8 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$;随着环境风速的增大,风机入口处的负压明显减小,且不同位置风机的入口静压间的差距开始增大。

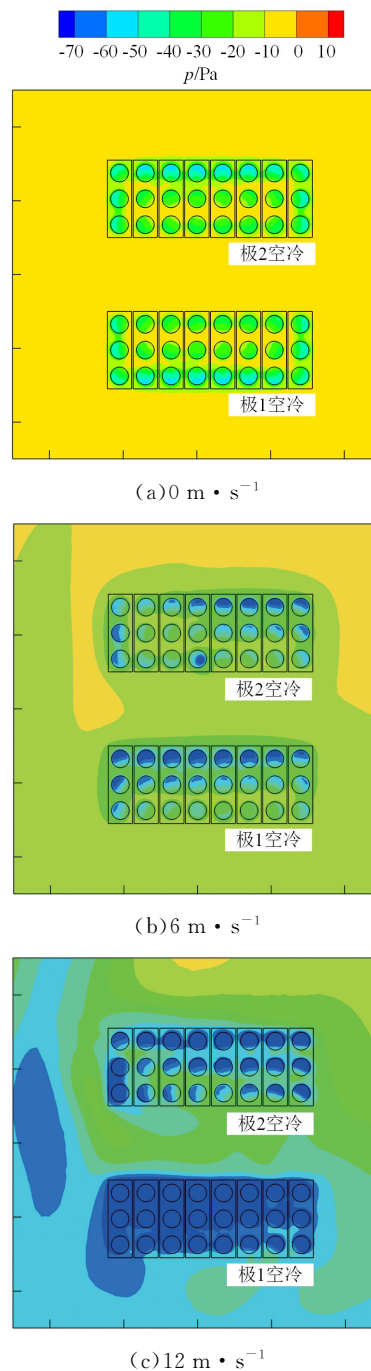


图 9 空冷平台下部 $Z=2 \text{ m}$ 处压力云图

Fig. 9 Static pressure plots at $Z=2 \text{ m}$ for the air-cooled platform

由图 9(b)可以看出,在环境风速 $6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,极 1 空冷平台中第 3 列的风机负压明显要低于其他列,此时第 3 列风机的平均风量为 $26.9 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$,而第 1 列与第 2 列风机的平均风量分别为 $32.2 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 与 $30.8 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 。由图 9(c) 可以看出,在环境风速 $12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,极 1 空冷平台风机入口处的负压要明显低于极 2 空冷平台,此时极 1、极 2 空冷平台的风机平均风量分别为 $27.0 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 与 $28.4 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$,相较于无风环境分别降低了 12% 与 8%。当风吹过建筑时,会在建筑的背风侧形成负压区,而极 1 空冷平台相较于极 2 空冷平台距负压区更近,这是造成两个空冷平台风量差异的主要原因。

2.3 风速对空冷平台换热量的影响

本文使用换热效率来表征环境因素对空冷平台换热量的影响程度,换热效率采用下式计算

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_0} \times 100\% \quad (7)$$

式中 Q 与 Q_0 分别为空冷平台在有风环境与无风环境下的散热量。

空冷平台中换热器换热量使用模拟获得换热器入口温度与入口风量并通过式(4)计算,空冷平台的总换热量则通过对所有换热器换热量的加和得到。由于换流阀极 1、极 2 空冷平台为对称布置,因此在无风环境下空冷平台的换热量相同,均为 $4\,748 \text{ kW}$ 。图 10 为风向 S 下,极 1、极 2 空冷平台的换热效率随环境风速的变化关系。由图可以看出,随着环境风速的增加,两个空冷系平台的换热效率均先迅速降低后逐渐增加。在环境风速 $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,极 1、极 2 两空冷平台受环境风的影响最大,换热效率分别减少了 39% 与 29%,这意味着该环境风速作用下换热器入口温度和入口风量改变使得换热效率下降最为显著。由图还可以看出,极 1 空冷平台的换热效率要低于极 2 空冷,这主要是因为有风条件下,

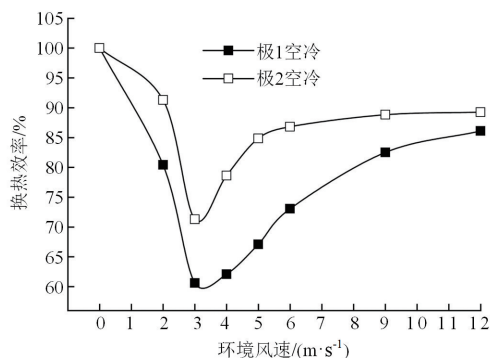


图 10 换热效率随环境风速的变化关系

Fig. 10 Heat transfer effectiveness with the wind speed

极 1 空冷平台入口风量均低于极 2 空冷平台,而入口空气温度要高于极 2 空冷平台。

2.4 影响空冷平台换热量的主导因素分析

由以上分析可知,环境风通过影响换热器入口温度与入口风量两方面来影响换热量。环境风一方面会使空冷平台换热器产生明显的热风回流现象,造成换热器入口空气温度的上升,而热风回流的程度不仅与环境风速相关,亦与空冷平台相对周围建筑物的布置方式相关;另一方面,环境风会使空冷平台周围的压力发生改变,造成风机运行中需要克服的阻力发生改变,导致风机运行工况点的改变,使送入换热器的风量减少。为了定量描述入口风量、入口温度对空冷平台换热量的影响,定义风量权重 W_G 与温度权重 W_t 来定量分析两种因素对空冷平台换热性能的影响^[9]。风量权重 W_G 与温度权重 W_t 分别使用式(8)与式(9)计算

$$W_G = \frac{Q_0 - Q_G}{Q_0 - Q} \times 100\% \quad (8)$$

$$W_t = 1 - W_G \quad (9)$$

式中 Q_G 为仅考虑环境风带来的入口风量的变化时空冷平台的散热量。

图 11 展示了风向 S 下,极 1、极 2 空冷平台风量权重及平均容积效率随环境风速的变化规律。由图可以看出:随着环境风速的增加,风机的平均容积效率逐渐降低,即进入换热器的风量逐渐减少;相应地,入口风量对空冷平台换热能力的影响也逐渐增大,风量权重也逐渐增加。但是,即便在环境风速 $12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,风量权重仍在 25% 以下,即换热器入口风量的减小对空冷平台换热能力的影响要远小于换热器入口温度上升带来的影响,因此入口温度的变化才是影响换热器换热量的主导因素。需要指明

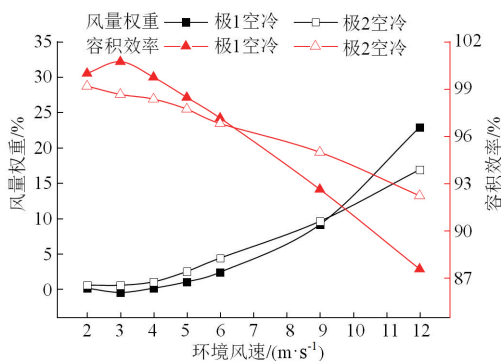


图 11 风量权重随环境风速的变化规律

Fig. 11 Weightcoefficient of inlet air volume with the wind speed

的是,图 11 中的容积效率是整个空冷平台所有风机的平均值,图 8 中容积效率针对风机(4,3),前者包含后者,两者绝对值不一致,但趋势一致。

在不同的空冷系统中,影响换热器换热能力的主导因素与空冷平台所采用的换热器形式、管内冷却介质状态相关。对于采用空冷凝汽器的电站空冷平台,影响其换热能力的主导因素为换热器的入口风量^[9-10]。对于该类空冷系统,一方面其管内介质蒸汽在凝结换热时具有固定的温度,因此管内外流体进行换热时具有较高的换热温差,热风回流所带来的入口空气温升对换热温差与换热能力的影响较小;另一方面,该类空冷平台往往会有更高的离地距离,因此风机的运行会更容易受到环境风的影响,环境风速 $6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时风机平均容积效率为 80% 左右^[9],能够显著影响换热能力。对于本研究中的空冷平台,环境风速 $6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时风机平均容积效率高达到 97%,如图 11 所示,这意味着环境风对换热器入口风量和换热能力影响有限,相应的换热器入口温度的变化成为影响空冷平台换热量的主导因素。

3 结 论

通过建立换流阀空冷平台数值计算模型,分析了环境风速对空冷平台入口温度、入口风量、换热量的影响,并对影响空冷平台换热量的主导因素进行了讨论,主要结论如下。

(1)当环境风速由 $0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 增高至 $12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,空冷平台换热器的入口温度先增加后降低。在环境风速较低($3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$)时,空冷平台上部排出的热风发生转弯,出现明显的热风回流现象,使得极 1、极 2 空冷平台入口平均温度相比环境温度分别升高了 5.4°C 与 4.0°C 。随着环境风速的进一步增高,建筑背风侧负压涡旋进一步增强反而削弱了热风回流现象,同时空冷平台所排出的热气流也更快被环境风带走,造成空冷平台的入口温度下降。

(2)空冷平台入口风量随着环境风速的提高而逐渐降低,当环境风速由 $0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 提升至 $12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,极 1、极 2 空冷平台入口平均风量分别减少了 12% 与 8%。环境风使得空冷平台周围压力发生改变,带来风机运行阻力的变化,由此造成风机工况点的偏移与风量的减少,空冷平台下部风机入口处负压的增大是造成风机风量减小的关键。

(3)在环境温度 37.1°C 、无风环境下,极 1、极 2 空冷平台的换热量均为 $4\,748 \text{ kW}$ 。随着环境风速的增高,空冷平台的换热量呈现先减小后增加的趋

势,并且在环境风速 $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,极 1、极 2 空冷平台的换热量均达到最小,相较无风环境下分别降低了 39% 与 29%。通过对影响空冷平台换热量各因素的权重分析,明确了导致空冷平台换热量下降的主导因素为热风回流所造成入口温度的升高。上述研究可为空冷平台冷却能力的提升与进一步设计优化提供指导。

参考文献:

- [1] 彭吕斌,何剑,谢开贵,等. 特高压交流和直流输电系统可靠性与经济性比较 [J]. 电网技术, 2017, 41(4): 1098-1105.
- [2] PENG Lvbin, HE Jian, XIE Kaigui, et al. Comparison of reliability and economy between UHVAC and UHVDC transmission systems [J]. Power System Technology, 2017, 41(4): 1098-1105.
- [3] 徐政,程斌杰. 不同电压等级直流输电的适用性研究 [J]. 电力建设, 2015, 36(9): 22-29.
- [4] XU Zheng, CHENG Binjie. Applicability study on DC transmission with different voltage levels [J]. Electric Power Construction, 2015, 36(9): 22-29.
- [5] GU Zhifu, CHEN X, LUBITZ W, et al. Wind tunnel simulation of exhaust recirculation in an air-cooling system at a large power plant [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2007, 46(3): 308-317.
- [6] 李福林,郭牧,张辉,等. 直接空冷风机集群运行特性试验研究 [J]. 热力发电, 2013, 42(9): 66-69.
- [7] LI Fulin, GUO Mu, ZHANG Hui, et al. Experimental study on cluster effect of axial flow fans for an air-cooled power generator [J]. Thermal Power Generation, 2013, 42(9): 66-69.
- [8] HUANG Xianwei, CHEN Lin, KONG Yanqiang, et al. Effects of geometric structures of air deflectors on thermo-flow performances of air-cooled condenser [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 118: 1022-1039.
- [9] KONG Yanqiang, WANG Weijia, HUANG Xianwei, et al. Circularly arranged air-cooled condensers to restrain adverse wind effects [J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 124: 202-223.
- [10] JIN Ruonan, YANG Xiaoru, YANG Lijun, et al. Square array of air-cooled condensers to improve thermo-flow performances under windy conditions [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 127: 717-729.
- [11] ZHANG Xuelei, CHEN Haiping. Effects of wind-break mesh on thermo-flow characteristics of air-cooled

- steam condenser under windy conditions [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 85: 21-32.
- [9] ZHANG Xuelei, CHEN Haiping. Performance forecast of air-cooled steam condenser under windy conditions [J]. *Journal of Energy Engineering*, 2016, 142(1): 04015010.
- [10] 高沛, 张学镭. 环境风对直接空冷凝汽器性能的影响及主导因素分析 [J]. *中国电力*, 2013, 46(11): 113-118, 123.
GAO Pei, ZHANG Xuelei. Performance of direct air-cooled condenser under windy conditions and its influencing factors [J]. *Electric Power*, 2013, 46(11): 113-118, 123.
- [11] ZHANG Xuelei, WU Tingting. Effects of diffuser orifice plate on the performance of air-cooled steam condenser [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 98: 179-188.
- [12] HUANG Wenhui, CHEN Longqing, YANG Lijun, et al. Energy-saving strategies of axial flow fans for direct dry cooling system [J]. *Energies*, 2021, 14(11): 3176.
- [13] 何伟峰, 戴义平. 环境风速对空冷凝汽器运行性能的影响 [J]. *西安交通大学学报*, 2011, 45(5): 31-35.
HE Weifeng, DAI Yiping. Effect of wind speed on performance of an air-cooled steam condenser [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2011, 45(5): 31-35.
- [14] WANG Q W, ZHANG D J, ZENG M, et al. CFD simulation on a thermal power plant with air-cooled heat exchanger system in north China [J]. *Engineering Computations*, 2008, 25(4): 342-365.
- [15] 江泽铭, 刘吉臻, 房方, 等. 基于移动边界模型的空冷阵列动态性能数值研究 [J]. *中国电机工程学报*, 2019, 39(7): 2060-2070.
JIANG Zeming, LIU Jizhen, FANG Fang, et al. Numerical study on transient thermo-hydraulic characteristics of ACCs array based on moving-boundary model [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2019, 39(7): 2060-2070.
- [16] 杨景华, 史青, 江泽铭. 空冷风机群空气流量瞬变特性数值模拟 [J]. *电力学报*, 2019, 34(3): 292-298.
YANG Jinghua, SHI Qing, JIANG Zeming. Numerical simulation of transient characteristics of air flow in air-cooled fan group [J]. *Journal of Electric Power*, 2019, 34(3): 292-298.
- [17] 孔新博, 罗智凌, 冯鹏远, 等. 环境风影响下直接空冷阵列入口空气流量特性实验研究 [J]. *动力工程学报*, 2021, 41(2): 152-159, 172.
KONG Xinbo, LUO Zhiling, FENG Pengyuan, et al. Experimental study on inlet air flow characteristics of direct air-cooling fan arrays under the action of ambient wind [J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2021, 41(2): 152-159, 172.
- [18] KONG Yanqiang, WANG Weijia, HUANG Xianwei, et al. Direct dry cooling system through hybrid ventilation for improving cooling efficiency in power plants [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 119: 254-268.
- [19] 肖烈晖, 杜小泽, 杨立军, 等. 环境风作用下 $2 \times 1\,000$ MW 直接空冷机组空冷岛布局 [J]. *电力建设*, 2015, 36(6): 7-13.
XIAO Liehui, DU Xiaozhe, YANG Lijun, et al. Air-cooling condenser layout of $2 \times 1\,000$ MW direct air-cooled units under effect of ambient natural wind [J]. *Electric Power Construction*, 2015, 36(6): 7-13.
- [20] 中国南方电网公司超高压输电公司组. 高压直流输电换流阀冷却系统 [M]. 北京: 中国电力出版社, 2017.
- [21] LIPS H P. Water cooling of HVDC thyristor valves [J]. *IEEE Transactions on Power Delivery*, 1994, 9(4): 1830-1837.
- [22] TOMINAGA Y, MOCHIDA A, YOSHIE R, et al. AIJ guidelines for practical applications of CFD to pedestrian wind environment around buildings [J]. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 2008, 96(10/11): 1749-1761.
- [23] 许根富, 尚立新. 高压晶闸管换流阀外水冷系统分析 [J]. *中国电力*, 2009, 42(12): 42-44.
XU Genfu, SHANG Lixin. Research on outside cooling system for high voltage thyristor valves [J]. *Electric Power*, 2009, 42(12): 42-44.
- [24] 郑舒星, 朱子龙, 陈亚平, 等. 螺旋折流板换热器质心当量矩形通用计算模型 [J]. *化工学报*, 2020, 71(7): 3050-3059.
ZHENG Shuxing, ZHU Zilong, CHEN Yaping, et al. Universal calculation model of mass center equivalent rectangle for helical baffle heat exchangers [J]. *CIESC Journal*, 2020, 71(7): 3050-3059.
- [25] BATALHA LEONI G, SUAIDEN KLEIN T, DE ANDRADE MEDRONHO R. Assessment with computational fluid dynamics of the effects of baffle clearances on the shell side flow in a shell and tube heat exchanger [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 112: 497-506.
- [26] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 建筑结构荷载规范: GB50009-2012 [S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012.

(编辑 荆树蓉 杜秀杰)