

DOI: 10.19666/j.rlfed.202303024

# 环境风向对自然通风直接空冷塔散热影响

杨迎哲, 王蓓, 吕兰

(中国电力工程顾问集团西北电力设计院有限公司, 陕西 西安 710075)

[摘要] 自然通风直接空冷系统既不需要机械通风风机, 也不需要间接空冷系统的循环水泵, 大幅度降低了噪声、厂用电率和供电煤耗, 符合“低碳”时代发展要求。自然通风直接空冷系统在大容量机组尚未应用, 需掌握环境风向对自然通风直接空冷塔散热的影响规律。利用流体力学模型仿真 FLUENT 软件, 对 2×660 MW 机组的直接空冷塔不同风向进行数值模拟, 得到不同风向下各散热三角的通风量和散热量分布特点、直接空冷塔总体散热性能以及风向对直接空冷塔和主厂房总体布置的影响。结果表明, 2 台机组的自然通风直接空冷的中心连线优先与主导风向平行。

[关键词] 环境风向; 自然通风直接空冷塔; 散热三角; 通风量; 散热量

[引用本文格式] 杨迎哲, 王蓓, 吕兰. 环境风向对自然通风直接空冷塔散热影响[J]. 热力发电, 2023, 52(9): 121-128. YANG Yingzhe, WANG Bei, LYU Lan. Influence of the environmental wind direction on heat dissipation of natural draft tower of air cooled condenser[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(9): 121-128.

## Influence of the environmental wind direction on heat dissipation of natural draft tower of air cooled condenser

YANG Yingzhe, WANG Bei, LYU Lan

(Northwest Electric Power Design Institute Co., Ltd., China Power Engineering Consulting Group, Xi'an 710075, China)

**Abstract:** The natural draft tower of air cooled condenser system require neither mechanical ventilation fan, nor circulating water pump of the indirect dry cooling system, which significantly reduces the noise, house service consumption and net coal consumption of power plant, according with the requirements of the “low-carbon” development era. However, this system has never been applied to large-fossil fired power units, it is necessary to understand the influence of environmental wind direction on heat dissipation of the natural draft tower of air cooled condenser. Using the FLUENT software, numerical simulations of the natural draft tower of air cooled condenser under different wind directions for 2×660 MW unit were conducted to obtain the distribution characteristics of ventilation and heat dissipation of each cooling triangle under different wind directions, the overall heat dissipation performance of the cooling tower and the impact of environmental wind direction on the general layout of the cooling tower and main plant. The results indicate that the central line of the natural draft tower of air cooled condenser of the 2 units should be parallel to the dominant wind direction preferentially.

**Key words:** environmental wind direction; natural draft tower of air cooled condenser; cooling triangle; ventilation capacity; heat dissipation

我国目前投产的空冷机组均采用机械通风直接空冷系统<sup>[1-2]</sup>或自然通风间接空冷系统<sup>[3-6]</sup>两大类。本文研究的自然通风直接空冷系统综合了这 2 类空冷系统的特点<sup>[7]</sup>, 具有一次换热冷效高, 避免热风回流, 不需要机械通风直接空冷系统的风机和间接空冷系统的循环水泵的优点, 弥补了机械通风

直接空冷系统和间接空冷系统在节能降耗、噪声防治等方面的不足, 大幅度降低了厂用电率和供电煤耗, 符合“低碳”时代发展要求, 具有极高的经济性和清洁性。

目前, 自然通风直接空冷系统在大容量机组尚未应用<sup>[7]</sup>。1990 年美国长岛 OGDEN 垃圾电站

收稿日期: 2023-03-07

第一作者简介: 杨迎哲 (1972), 女, 正高级工程师, 主要研究方向为电厂湿冷和空冷系统及其冷却设施优化设计和运行等, yangyingzhe@nwepdi.com。

35 MW 机组试验性质的应用是最大的火电机组<sup>[8]</sup>。没有可以借鉴的成熟设计计算经验和应用积累,要从 30 MW 级机组直接跨越到 300 MW 级机组以上,研究难度较大。其中,掌握环境风向对自然通风直接空冷塔散热性能的影响规律,指导自然通风直接空冷塔以及主厂房布置是研究的重点和难点之一。FLUENT 是成熟的商用计算流体动力学(CFD)软件包,近年来广泛应用于空冷技术研究<sup>[1-6,9]</sup>。本研究采用 FLUENT 软件对 2×660 MW 机组的直接空冷塔以及主厂房布置进行数值模拟。

## 1 建立模型

### 1.1 直接空冷塔和主厂房布置

为了减小排汽管道的压降,保证升压站出线的顺畅及机组运行的经济性,对主厂房区域布局进行优化,优化后汽机房横向岛式布置,锅炉房及炉后设施头对头纵向对称布置,汽轮机房和锅炉房相对位置成“L”形(图 1)。直接空冷塔布置在“L”形 90°夹角内侧,避免了排汽管与变压器出线、厂区干道的交叉,还可将脱硫装置和烟道接入空冷塔中利用空冷塔排烟,烟道连接顺直。

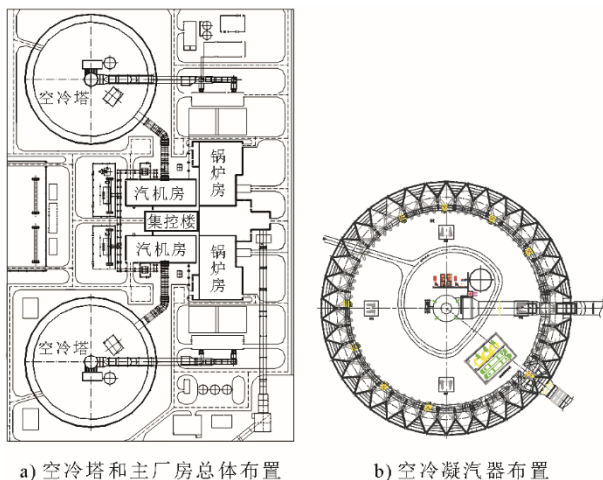


图 1 火电机组创新型布置  
Fig.1 Innovative layout of fossil fired power units

### 1.2 直接空冷塔和主厂房几何模型

每台 660 MW 机组配 1 座自然通风直接空冷塔,考虑冷却塔进风的要求和厂区整体的布置情况,空冷塔距锅炉房 55 m,距汽轮机房 47 m。

汽轮机排汽直接通过 1 根 DN8600 的管道引到冷却塔内,排汽管道环形布置于冷却塔内地面上。空冷凝汽器采用应用成熟的 219 mm×19 mm 的钢基铝翅片单排管,2 片管束垂直的空冷凝汽器组

成 1 个大型散热三角,通过排汽支管与排汽环管连接。大型散热三角双层垂直布置。每台机组在自然通风冷却塔外围一周留有布置 38 组大型散热三角的位置,按照顺时针 1—38 顺序命名。其中,排汽管道进入位置散热三角 1 和对面大门位置散热三角 20 只有上层设置散热三角;塔 1 散热三角 35 和塔 2 散热三角 5 为烟道进入空冷塔通道,不设置散热三角。单台机组直接空冷塔配置及主厂房尺寸见表 1,几何模型如图 2 所示。为了对比其他建构筑物对直接空冷塔和主厂房的布置格局的影响,在塔 2 外侧 42.5 m 处设置了条形煤场,外形尺寸为 160.0 m×86.0 m×34.5 m(长×宽×高)。

表 1 直接空冷塔配置及主厂房尺寸  
Tab.1 Configuration table of natural draft tower of air cooled condenser and main plant outline dimension

项目	参数
散热三角数	双层 35, 单层 2
单层散热三角高度/m	11.50
空冷凝汽器宽度/m	11.87
空冷凝汽器总冷却面积/万 m <sup>2</sup>	241.80
冷却塔底部零米直径/m	128.00
空冷凝汽器外侧直径/m	153.00
冷却塔高度/m	189.00
冷却塔进风口高度/m	27.20
冷却塔出口直径/m	86.00
汽轮机房尺寸(长×宽×高)/(m×m×m)	89.00×34.75×37.60
锅炉房尺寸(长×宽×高)/(m×m×m)	79.44×53.00×95.00
煤仓间尺寸(长×宽×高)/(m×m×m)	36.70×86.50×53.00
排汽母管尺寸 DN/mm	8 600
烟道尺寸/(mm×mm)	8 600×8 600

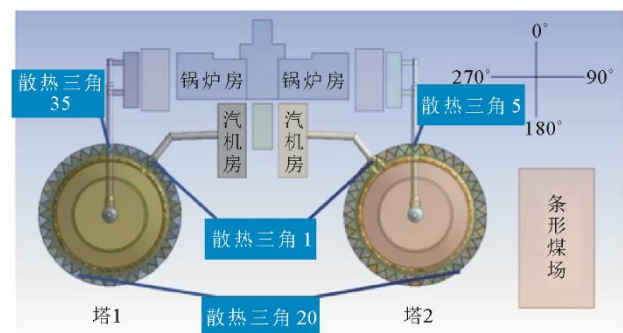
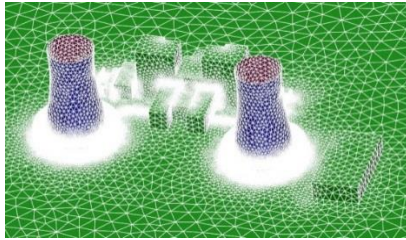
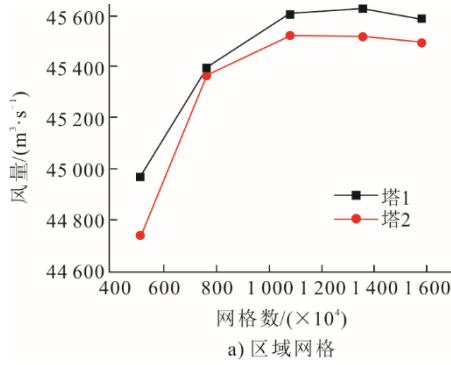


图 2 几何模型与风向示意  
Fig.2 Geometric model and diagram of wind direction

### 1.3 网格划分

空冷凝汽器附近和进风口的下部结构相对复杂,网格数布置较多,区域网格及网格无关性检验结果如图 3 所示。综合考虑保证计算精度和计算效率,网格数选择 1 082 万。



b) 网格无关性检验

图 3 网格划分

Fig.3 Grid configuration

## 2 计算结果与分析

计算环境温度  $14\text{ }^\circ\text{C}$ <sup>[10]</sup>, 风向以垂直于 2 塔中心线的正炉后来风为  $0^\circ$ , 顺时针以每  $45^\circ$  为间隔选取 8 个风向,  $45^\circ$  和  $315^\circ$  为对称的斜炉后来风,  $90^\circ$  和  $270^\circ$  为对称的 2 座塔中心线平行风,  $135^\circ$  和  $225^\circ$  为对称的斜前来风,  $180^\circ$  为正前来风。静风时塔 1 计

算散热量  $783.88\text{ MW}$ , 计算风量  $43\ 430\text{ m}^3/\text{s}$ ; 塔 2 计算散热量  $782.14\text{ MW}$ , 计算风量  $43\ 335\text{ m}^3/\text{s}$ ; 平均计算散热量  $783.01\text{ MW}$ , 计算风量  $43\ 383\text{ m}^3/\text{s}$ 。分别在风速 2、4、8、12 m/s 时, 应用 FLUENT 软件对塔 1、塔 2 散热量和通风量进行计算, 结果见表 2。由表 2 可见, 风向对散热性能有影响, 风速越大, 影响越大。

### 2.1 环境风向对直接空冷塔各散热三角风量和散热量分布的影响

按各散热三角风量、散热量和静风时的平均风量、平均散热量的比值, 分析各风向 1—38 组大型散热三角的风量和散热量分布特点。空冷散热三角散热量和风量分布如图 4 所示。由图 4 可见, 静风时塔 1 和塔 2 的各散热三角的风量和散热量分布非常均匀。各风向下风速越小各散热三角的风量和散热量分布的均匀性越好。迎风面上的风量随着风速的增加而增加, 散热量也相应增加, 但是增加的幅度小于风量。背风面散热三角的风量和散热量随风速的增加有所减少, 变化幅度不大。由于风的切向效应, 来风的侧向散热三角有效冷却进风随着风速的增加而大幅度减少。以  $45^\circ$  风向下横截面速度云图 (图 5) 为例, 侧向散热三角区域的切向风速很大, 很难通过自然抽力进入塔内, 因此这些散热三角的散热会变差。

表 2 空冷塔散热量和通风量计算结果

Tab.2 Calculation results of heat dissipation and ventilation capacity of natural draft towers

项目	风速/( $m \cdot s^{-1}$ )	风向 $0^\circ$	风向 $45^\circ$	风向 $90^\circ$	风向 $135^\circ$	风向 $180^\circ$	风向 $225^\circ$	风向 $270^\circ$	风向 $315^\circ$
塔 1 计算散热量/MW	2	797.94	793.91	788.08	812.21	813.12	812.21	812.79	806.13
塔 1 计算风量/( $m^3 \cdot s^{-1}$ )		44 502	44 272	43 731	45 262	45 367	45 320	45 302	44 917
塔 2 计算散热量/MW		794.89	785.98	803.15	809.34	811.79	809.34	789.24	798.59
塔 2 计算风量/( $m^3 \cdot s^{-1}$ )		44 295	43 704	44 722	45 037	45 283	45 110	43 757	44 441
塔 1 计算散热量/MW	4	716.05	699.68	794.26	735.02	753.69	748.92	749.86	722.84
塔 1 计算风量/( $m^3 \cdot s^{-1}$ )		39 566	38 492	44 542	40 738	41 928	41 610	41 641	40 070
塔 2 计算散热量/MW		735.99	724.39	745.63	745.74	747.67	733.73	808.02	704.43
塔 2 计算风量/( $m^3 \cdot s^{-1}$ )		40 729	40 131	41 333	41 373	41 579	40 626	45 372	38 743
塔 1 计算散热量/MW	8	619.94	571.08	716.05	574.28	658.08	659.24	614.78	562.58
塔 1 计算风量/( $m^3 \cdot s^{-1}$ )		35 102	31 032	42 303	33 104	37 889	37 734	34 945	32 726
塔 2 计算散热量/MW		592.12	547.40	630.69	639.60	623.79	639.83	748.03	585.16
塔 2 计算风量/( $m^3 \cdot s^{-1}$ )		34 672	31 809	34 943	36 979	36 381	36 909	44 784	31 922
塔 1 计算散热量/MW	12	546.93	536.64	589.96	483.62	572.16	552.88	512.75	479.07
塔 1 计算风量/( $m^3 \cdot s^{-1}$ )		34 835	29 224	39 150	33 154	37 684	37 843	33 281	33 917
塔 2 计算散热量/MW		570.77	468.77	553.09	563.86	557.67	505.49	637.54	555.36
塔 2 计算风量/( $m^3 \cdot s^{-1}$ )		35 905	33 527	32 890	38 427	36 897	35 056	42 670	30 335

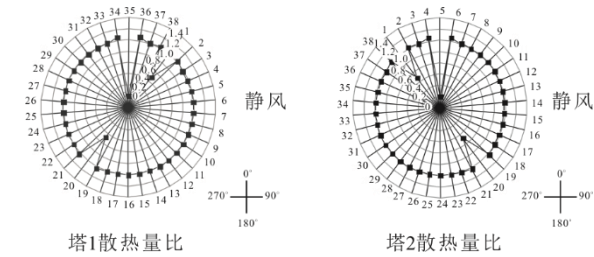
$0^\circ$  正炉后风向下, 2 个塔的各散热三角的散热量和风量的分布基本对称。

$45^\circ$  斜炉后风向下, 塔 1 的上游有主厂房的遮挡, 改善了侧向和背风面散热三角的进风, 高风速

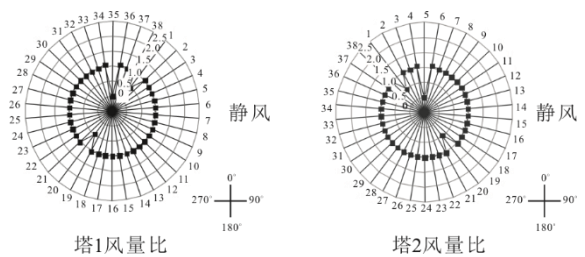
下散热三角的散热量和风量的分布的均匀性优于塔2。

角和风量的分布特点和 45°风向基本对称，塔2 外侧由于条形煤场的存在，附近区域的散热三角的风量和散热量分布有一点变化。

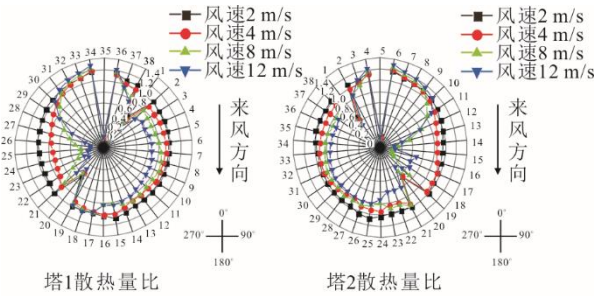
在对称的 315°风向下，塔1 和塔2 的各散热三



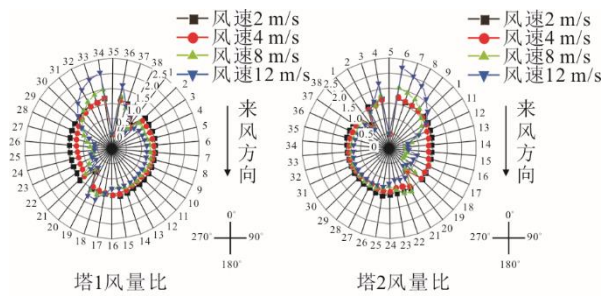
a) 静风下散热量分布



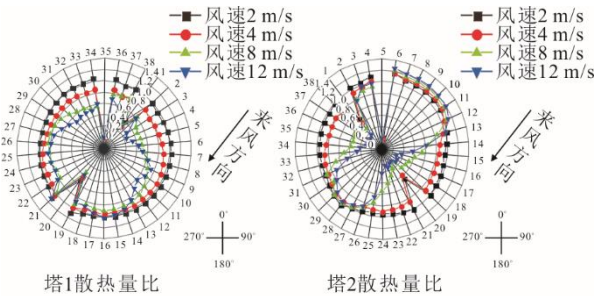
b) 静风下风量分布



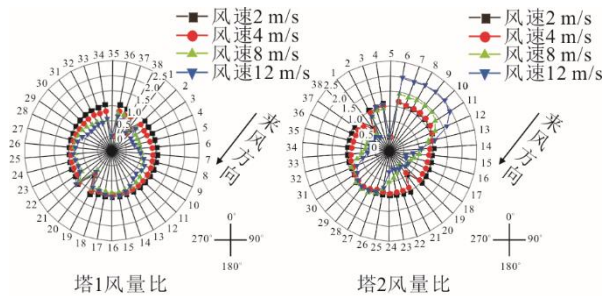
c) 0°风向下散热量分布



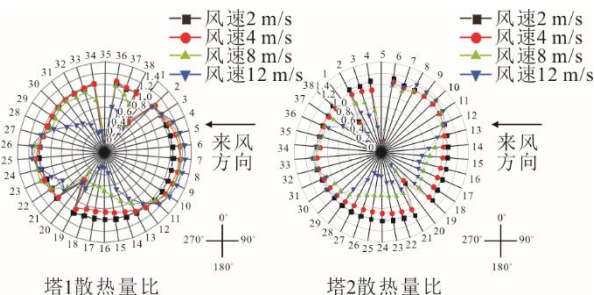
d) 0°风向下风量分布



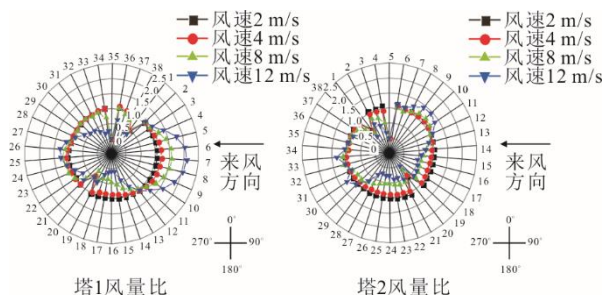
e) 45°风向下散热量分布



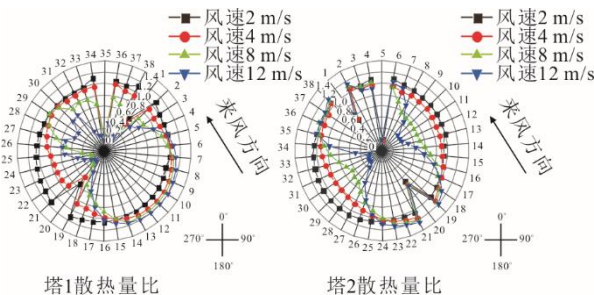
f) 45°风向下风量分布



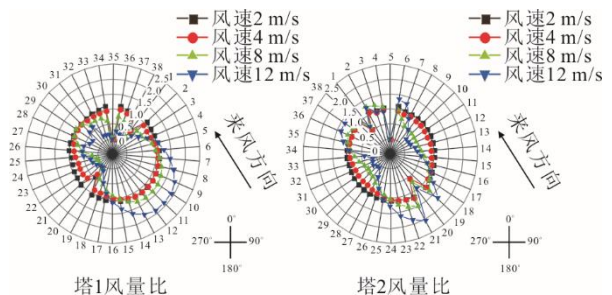
g) 90°风向下散热量分布



h) 90°风向下风量分布



i) 135°风向下散热量分布



j) 135°风向下风量分布

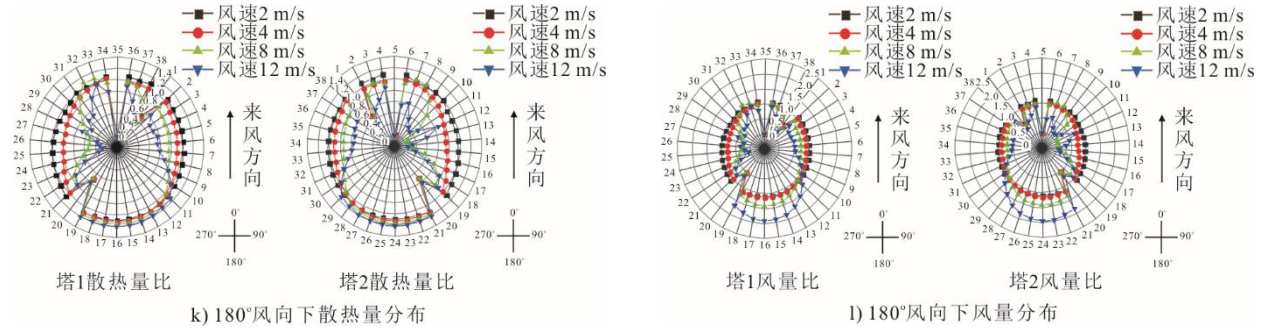


图 4 空冷散热三角散热量和风量分布

Fig.4 Distribution of heat dissipation and ventilation of each cooling triangle

90°平行风向下，塔 1 在塔 2 的下游其散热三角的散热量和风量分布的均匀性优于塔 2，尤其在大风时对背风面和侧向散热三角的改善比较显著；条形煤场在塔 2 的上游，风速较大时影响了塔 2 迎风面的进风，但改善了侧向散热三角的进风；在对称的 270°风向下，则塔 2 散热三角的散热量和风量分布的均匀性优于塔 1，且塔 2 下游条形煤场的存在改善了塔 2 背风面的进风。

135°斜前风向下，主厂房在塔 2 的下游，大风

时改善了塔 2 背风面散热三角的进风和散热；在对称的 225°风向下，塔 1 和塔 2 的各散热三角的分布特点也和 135°风向基本对称，风速 8 m/s 时，靠近条形煤场的部分散热三角的进风和散热有所改善。

180°正前风向下，塔 1 和塔 2 各散热三角的散热量和风量分布也呈现出对称的特点，靠近汽机房的内侧的散热三角的散热量高于外侧的散热三角。塔 2 外侧条形煤场形成的穿堂风使得大风下该侧散热三角进风更为困难，散热量的分布也有微小变化。

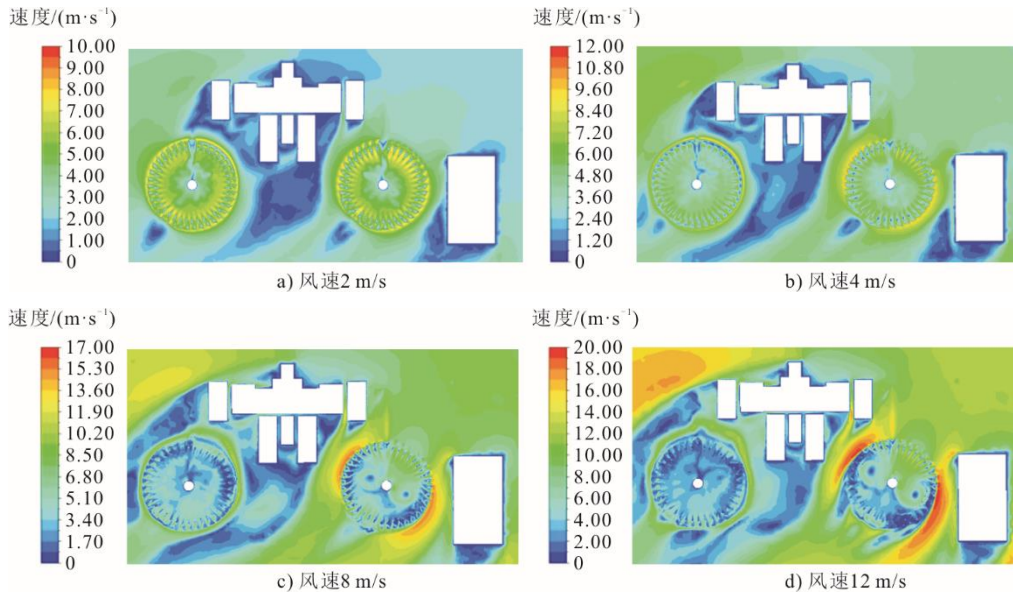


图 5 45°风向下横截面速度云图

Fig.5 Cross-section velocity nephogram under 45° wind direction

### 2.2 环境风向对直接空冷塔总体散热性能的影响

整理相同风速各风向中直接空冷塔最大散热量和最小散热量的差异，分析环境风向对每台机组直接空冷塔散热影响的程度，结果见表 3。

从表 3 计算数据可以看出，随着风速的增加，不同风向的散热量均有所下降。小风速 2 m/s 时各风向的散热量差异不大，仅约 3%。风速 4 m/s 时 2 座直接空冷塔的各风向的散热量最大差异较均衡，均

约 13%，综合 2 座塔的平均值，各风向散热量的最大差异为 8.54%。可见，环境风向对散热量的影响非常敏感。风速 8 m/s 时不同风向的散热量差异最大，塔 1 和塔 2 各风向的散热量最大差异分别为 19.60%、25.62%。不均衡的主要原因是塔 2 外侧条形煤场在最佳的 270°风向下改善了塔 2 背风面的散热，在最差的 45°风向下附近散热三角的进风条件不如塔 1 在 315°的风向，加大了差距。

表 3 各风向最大散热量和最小散热量差值对比  
Tab.3 Comparison of difference between maximum and minimum heat dissipation in different wind directions

风速/(m·s <sup>-1</sup> )	项目	最大散热量/风向角	最小散热量/风向角	最大与最小散热量之差	差值占静风散热量的百分比/%
2	塔 1 计算散热量/MW	813.12/180°	788.08/90°	25.04	3.20
	塔 2 计算散热量/MW	811.79/180°	785.98/45°	25.81	3.30
	平均计算散热量/MW	812.45/180°	789.95/45°	22.50	2.87
4	塔 1 计算散热量/MW	794.26/90°	699.68/45°	94.58	12.08
	塔 2 计算散热量/MW	808.02/270°	704.43/315°	103.59	13.23
	平均计算散热量/MW	778.94/270°	712.04/45°	66.90	8.54
8	塔 1 计算散热量/MW	716.05/90°	562.58/315°	153.47	19.60
	塔 2 计算散热量/MW	748.03/270°	547.40/45°	200.63	25.62
	平均计算散热量/MW	681.41/270°	559.24/45°	122.17	15.60
12	塔 1 计算散热量/MW	589.96/90°	479.07/315°	110.89	14.16
	塔 2 计算散热量/MW	637.54/270°	468.77/45°	168.77	21.55
	平均计算散热量/MW	575.15/270°	502.71/45°	72.44	9.25

风速 12 m/s 时，塔 1 和塔 2 各风向的散热量最大差异分别为 14.16%、21.55%，比风速 8 m/s 时有所下降，引起 2 座塔差异的主要原因仍是条形煤场。风速 4 m/s 以上时，总是斜炉后风向 45°或 315°为散热量最小的风向，总是平行于 2 座塔的中心连线的平行风向 90°或 270°为散热量最大的风向。风向 270°时，条形煤场在塔 2 的下游，2 座塔综合散热量更高，且塔 2 最佳的 270°时的散热量大于塔 1 最佳的 90°时的散热量，可见体积较大的建筑物布置在来风的下游对散热有利。

按各风向时直接空冷塔的总风量、总散热量和静风时的比值，分析各风向下直接空冷塔散热性能，结果如图 6 所示。

风速 2 m/s 时各风向散热量略高于静风，各风向的散热量差异不大。随着风速的增加，不同风向的散热量均有所下降，各风向间的散热量差异也逐渐增大，直接空冷塔散热量对环境风向非常敏感。在每个风向下，随着风速的增加散热量降低，但总风量降低的幅度小于总散热量。

总体来看，塔 1 最佳的风向为平行风向 90°，塔 1 位于来风的下游，4 m/s 风速时比静风的散热量还高 1.4%；风速 4 m/s 时最不利风向为 45°斜炉后来风，塔 1 位于主厂房的下游，比静风的散热量低 10.6%；8 m/s 以上的大风时，最不利风向为 315°斜炉后来风，对面的 135°的斜前来风散热性能也很差，比静风的散热量低 28%左右，此时塔 1 完全位于来风的上游区域，下游几乎没有任何阻挡；45°斜炉后来风在风速 8 m/s 时和 315°及 135°的散热量基本相当；风速为 12 m/s 的 45°斜炉后来风时，主厂房在上游的遮挡起了有益的作用，散热量高于风向 315°及 135°。

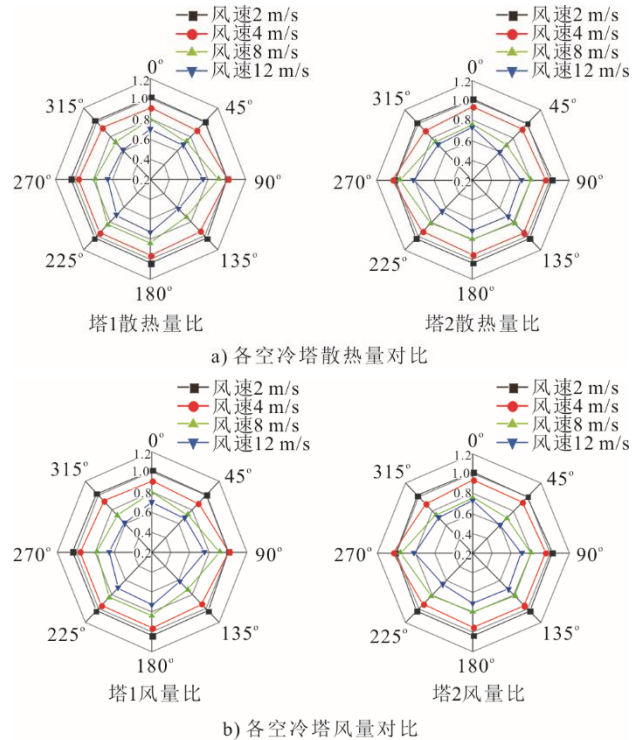


图 6 各空冷塔散热性能对比  
Fig.6 Comparison of heat dissipation performance of each natural draft tower

总体来看塔 2 最佳的风向为平行风向 270°，依旧位于来风的下游，4 m/s 风速时比静风的散热量还高 3.2%；4 m/s 风速时最不利风向为 315°斜炉后来风，比静风的散热量低 10%，塔 2 位于主厂房的下游，这个现象和塔 1 相似。在 8 m/s 以上大风下，最不利的风向为 45°斜炉后来风，比静风的散热量低 30%，和塔 1 的不同是由于有条形煤场的作用，对面的 225°斜前来风仅比静风时的散热量下降 18%。另一个斜炉后来风 315°时的散热量也略好，比静风时的散热量下降 25%。

环境风向对塔 1 和塔 2 的散热性能影响基本呈对称分布, 平行风向为最佳风向, 且处于来风下游的空冷塔散热量略高。最不利的风向为斜炉后来风, 风速 4 m/s 时从另一台机组的斜炉后来风更差, 风速 8 m/s 以上时和空冷塔同一机组的斜炉后来风更差。

### 2.3 环境风向对直接空冷塔总体布置的影响

风向对 2 座直接空冷塔的影响程度与塔的位置以及其他建筑物的布置有关, 风场中的任何建筑物上下游之间的布置都会影响空冷塔的进风和散热。直接空冷塔及主厂房总体布置应综合 2 台机组直接

空冷塔的总体散热情况进行分析。各风向时 2 座直接空冷塔的平均风量、平均散热量和静风时的比值如图 7 所示。风速相同时, 2 座直接空冷塔的平均散热量在最佳风向和其他风向的差异占静风时的百分比对比见表 4。

综合 2 台机组的情况分析直接空冷塔和主厂房与环境风向的关系。风速 2 m/s 时, 正前来风 180°和斜前来风 135°、225°均较好, 斜炉后来风 45°最差, 平行风 90°、270°和斜炉后 315°居中, 环境风向的影响相对较弱。

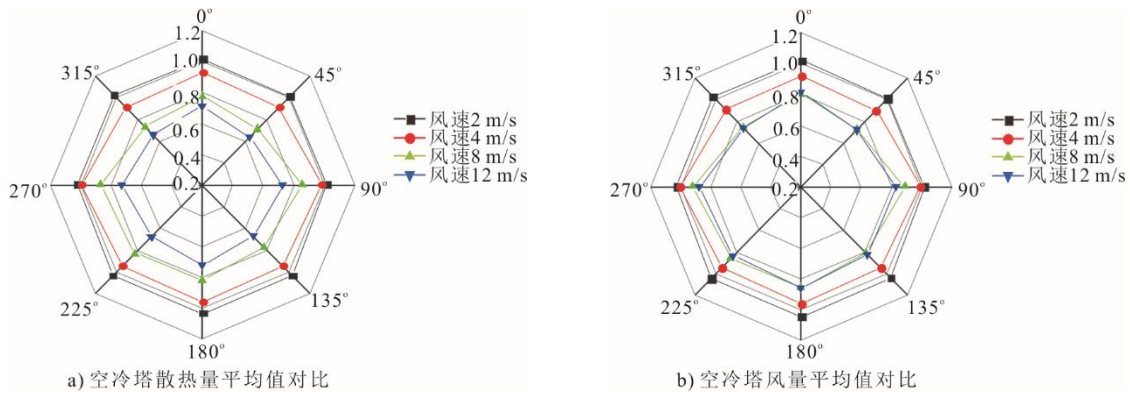


图 7 空冷塔平均散热性能对比

Fig.7 Comparison of average heat dissipation performance of natural draft towers

表 4 最佳风向和其他风向散热量差异占静风散热量的百分比

Tab.4 Percentage of heat dissipation difference between the best wind direction and other wind directions in calm wind

风速/(m·s <sup>-1</sup> )	风向	0°	45°	90°	135°	180°	225°	270°	315°
2	平均计算散热量/MW	796.42	789.95	795.61	810.78	812.45	810.78	801.01	802.36
	以 180°为基准差异/%	-2.05	-2.87	-2.15	-0.21	0	-0.21	-1.46	-1.29
4	平均计算散热量/MW	726.02	712.04	769.95	740.38	750.68	741.33	778.94	713.64
	以 270°为基准差异/%	-6.76	-8.54	-1.15	-4.92	-3.61	-4.80	0	-8.34
8	平均计算散热量/MW	606.03	559.24	673.37	606.94	640.94	649.54	681.41	573.87
	以 270°为基准差异/%	-9.63	-15.60	-1.03	-9.51	-5.17	-4.07	0	-13.7
12	平均计算散热量/MW	558.85	502.71	571.53	523.74	564.92	529.19	575.15	517.22
	以 270°为基准差异/%	-2.08	-9.25	-0.46	-6.57	-1.31	-5.87	0	-7.40

风速 4 m/s 及以上时, 平行风向 270°是 2 座塔综合散热最佳的风向, 另一个平行风向 90°次之, 并且各风速下仅有 0.5%~1.2%的差异, 可见条形煤场存在与否, 并不影响平行风向的优势。

风速 4 m/s 时, 正前来风 180°和斜前来风 135°、225°也较好, 但和最佳的平行风向 270°有 3.6%~5.0%的差异; 斜炉后来风 45°和 315°最差, 正炉后来风 0°略好于斜炉后风。

风速 8 m/s 时, 正前来风 180°和斜前来风 225°也较好, 但和最佳的平行风向 270°散热性能有

4%~5%的差异; 如果没有条形煤场在塔 2 的外侧, 则斜前来风 225°和 135°相似, 散热性能会下降 10%左右; 2 个斜炉后来风 45°和 315°仍是最差的风向, 正炉后来风 0°散热性能好于斜炉后风。

风速 12 m/s 时, 正前来风 180°和正炉后来风 0°较好, 仅比最佳的平行风向 270°的散热量下降 2%左右, 主厂房不论在来风的上游还是下游, 都起到了有益的作用。2 个斜炉后来风 45°和 315°仍是散热性能最差的风向, 斜前来风 225°和 135°略好于斜炉后来风。

综合各风速下的风向之间的差异, 平行 2 塔中

心连线的风向是散热性能最佳风向，正前来风次之，斜前来风优于正炉后来风，斜炉后来风为性能最差风向。

### 3 结 论

本文采用 FLUENT 软件，对  $2 \times 660$  MW 机组直接空冷塔以及主厂房进行不同风向的数值模拟，得到不同风向下各散热三角的通风量和散热量的分布特点，分析直接空冷塔总体散热性能，对主导风向和直接空冷塔朝向关系提出建议，可供大中型火电机组借鉴。主要结论如下。

1) 在来风上游的建筑物可以改善该空冷塔背风面和侧向散热三角的进风和散热，减少迎风面的进风和散热，对提高散热三角进风和散热整体的均匀性有益；在来风下游的建筑物可以改善该空冷塔背风面的进风和散热，如果来风直穿建筑物和空冷塔之间的通道，形成穿堂风，则高风速时邻近的侧向散热三角进风更为困难。

2) 环境风向对 2 台机组空冷塔的散热性能的影响基本呈对称分布，平行风向为最佳风向，且处于来风下游的空冷塔散热量略高。最不利的风向为斜炉后来风，风速  $4 \text{ m/s}$  时从另一台机组的斜炉后来风更差，风速  $8 \text{ m/s}$  以上时和空冷塔同一机组的斜炉后来风更差。

3) 综合 2 台机组直接空冷塔的总体散热能力，平行 2 塔中心连线的风向是散热性能最佳风向，正前来风次之，斜前来风优于正炉后来风，斜炉后来风为性能最差风向。

4) 建议 2 台机组的自然通风直接空冷塔的中心连线优先与主导风向平行，夏季和全年斜炉后、炉后风向频次应较少。如果有高大的建筑需布置在直接空冷塔的附近，则宜布置在主导风向的下游。

5) 在全年风速为较低的  $2 \text{ m/s}$  左右时，也可使主导风向为 2 座直接空冷塔的正前来风。但在全年风速为  $4 \text{ m/s}$  左右时，或大风的频次较多时，如果受场地条件的限制不能按主导风向平行于空冷塔的中心连线布置，只能选择主导风向为 2 座直接空冷塔的正前或斜前来风，建议采用散热面积及直接空冷塔高综合增加约 5% 的配置。

自然通风直接空冷塔首次应用于  $2 \times 660$  MW 机组的榆能杨伙盘煤电一体化电厂项目，2023 年 2 月 15 日通过了 168 h 满负荷试运。“世界首台大型电站自然通风直接空冷 (NDC) 系统”已荣列我国 2021 年度能源领域首台 (套) 重大技术装备。该

项目的 2 座自然通风直接空冷塔轴线基本平行于主导风向，是理想的布置朝向。

### [参 考 文 献]

- [1] 周兰欣, 杨靖, 杨祥良. 600 MW 直接空冷机组变工况特性的研究[J]. 动力工程学报, 2007(2): 165-168.  
ZHOU Lanxin, YANG Jing, YANG Xiangliang. Study on characteristics of 600 MW directly air cooled units under variable operating conditions[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2007(2): 165-168.
- [2] 杨立军, 郭跃年, 杜小泽, 等. 环境影响下的直接空冷系统运行特性研究[J]. 现代电力, 2005(6): 39-42.  
YANG Lijun, GUO Yuenian, DU Xiaozhe, et al. Effects of ambient air on the operational characteristics of a direct air-cooled condenser system[J]. Modern Electric Power, 2005(6): 39-42.
- [3] 张维蔚, 王甲斌, 田瑞, 等. 表面式间接空冷散热器热特性分析[J]. 汽轮机技术, 2018, 60(3): 189-192.  
ZHANG Weiwei, WANG Jiabin, TIAN Rui, et al. Analysis of heat transfer characteristics of surface indirect air cooled radiators[J]. Turbine Technology, 2018, 60(3): 189-192.
- [4] 张晓东, 郑永刚, 王清照. 空冷塔内外流场的数值分析[J]. 热能动力工程, 2000(1): 52-54.  
ZHANG Xiaodong, ZHENG Yonggang, WANG Qingzhao. Numerical analysis of the inner and outer flow field of an air cooling tower[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2000(1): 52-54.
- [5] 张晓东, 王清照. 侧风对自然通风空冷塔冷却性能的影响[J]. 中国电力, 1999(6): 36-38.  
ZHANG Xiaodong, WANG Qingzhao. Impact of side wind on the cooling performance of natural draft air cooling tower[J]. Electric Power, 1999(6): 36-38.
- [6] 翟志强, 朱克勤, 符松. 横向风对自然通风干式冷却塔空气流场影响的模型实验研究[J]. 实验力学, 1997(2): 142-147.  
ZHAI Zhiqiang, ZHU Keqin, FU Song. Model experiment for the influence of cross wind on the air flow field in natural draft dry cooling tower[J]. Journal of Experimental Mechanics, 1997(2): 142-147.
- [7] 西北电力设计院. 电力工程水务设计手册[M]. 一版. 北京: 中国电力出版社, 2005: 802-883.  
Northwest Electric Power Design Institute. Power engineering hydraulic design manual[M]. 1st ed. Beijing: China Power Press, 2005: 802-883.
- [8] 王佩章. 火电直接空冷系统采用自然通风优越性的应用探讨[J]. 华北电力技术, 1998(12): 55-59.  
WANG Peizhang. Discussion on advantages of fossil fired power units air cooled condenser system employ natural draft tower[J]. North China Electric Power, 1998(12): 55-59.
- [9] HONG F G, HAI J W, YU Q G, et al. A numerical study on the mechanism and optimization of wind-break structures for indirect air-cooling towers [J]. Energy Conversion and Management, 2016(108): 43-49.
- [10] 火力发电厂水工设计规范: DL/T 5339—2018[S]. 北京: 中国计划出版社, 2018: 26.  
Code for hydraulic design of fossil fired power plant: DL/T 5339—2018[S]. Beijing: China Planning Press, 2018: 26.

(责任编辑 杨嘉蕾)