

特大风环境下直冷数模及导流技术应用研究

何辉

(中国能源建设集团广东省电力设计研究院有限公司, 广州 510663)

摘要: 基于 Fluent 软件, 采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型进行应力封闭, 对某工程直接空冷岛进行三维数值计算。计算分析了岛内速度场、温度场, 建立了相关方程及理论模型。结合工程实际情况, 对空冷岛导流技术进行深入分析: 1) 在高温大风地区加装导流板是提高空冷平台散热性能最有效的措施; 2) 导流板数量增加, 空冷平台散热能力增加, 4 片以上导流板对提高散热能力增加幅度已经很小, 导流板建议安装于风机导流筒下部; 3) 导流板作用明显, 可明显改善风机入口进风条件, 但需要与风机合理配合使用才能安全有效运行。

关键词: 空冷岛; 数值分析; 导流板

中图分类号: TM621

文献标志码: A

文章编号: 2095-8676(2015)S1-0108-07

Application Research on the Numerical Simulation of the Air Cooled Condenser System and the Windshield Board on Especially Environment Wind

HE Hui

(China Energy Engineering Group Guang Dong Electric Power Design Institute Co., Ltd., Guangzhou 510663, China;)

Abstract: Based on the Fluent software, we used the standard $k-\varepsilon$ model to close the Reynolds average equations and analyze the flow field in the three-dimensional of the air cooled condenser system (ACC) for the specific project. We calculated the fields of air velocity and temperature and established the relevant equations and theory models. Combined with the actual situation of the project, we deeply analyze the flow field of the ACC: 1) Installation of windshield board in high-temperature and specially wind environment improve the most effective measures to the thermal performance for the ACC. 2) Increase the number of windshield board to improve the thermal performance for the ACC, four or more windshield board to improve the heat dissipation rate of increase is very small, and we suggest that they're installed in the lower portion of the fan draft tube. 3) Although the windshield board have obviously effect, and it can greatly change the fan inlet into the wind conditions, fans need to run safely and operate effectively.

Key words: ACC; numerical analysis; windshield board

目前, 国家正在实施西部大开发的战略政策, “西电东送”工程是西部大开发战略的具体体现。新疆煤炭资源储量丰富, 但新疆地区辽阔, 气象条件差异很大, 有着特殊的气象条件分析。首先是高温, 如在哈密地区, 在 1961—2010 年共出现 35℃ 以上高温 1 689 天, 出现 40℃ 以上高温 83 天。其次是大风, 定义气象仪记录到的 10 分钟平均风力达到 17m/s 以上(8 级)为大风。哈密年平均大风日数 11.3 天, 最大风速极值为 21.0 m/s; 再者气温

的日变化大, 这种气候特征都出现在新疆储煤量大的地区, 因此在该地区建设空冷电厂需要格外关注高温大风的气候特点。

直接空冷系统受不同风向和不同风速影响比较敏感, 特别是风速超过 3.0 m/s 以上时, 对空冷系统散热效果就有明显的影响。当风速达到 6 m/s 以上时, 不同的风向会对空冷系统形成不同程度的热回流, 会较大的降低风机效率和降低散热效率^[1]。

高风速对直接空冷的影响很大, 直接关系到风机的正常运行以及空冷平台的散热效果, 需要采取合适的措施减少大风导致对空冷平台进风量的改变, 这种优化措施也是研究者目前关注的对象^[2]。

防大风装置目前有防风网和导流板以及防风墙

收稿日期: 2015-11-01

作者简介: 何辉(1983), 湖南郴州人, 男, 硕士研究生, 工程师, 主要从事电站水工系统研究及应用(e-mail) hehui@gedi.com.cn.

等不同形式^[3], 由于抗大风装置的引入会对空冷岛的运行带来不同的结果, 所以需要根据特定的气候条件平衡利弊, 从而选择合适的结构形式。

采用试验的方法对如此大的系统进行研究既费时费力又不经济, 随着计算机计算能力的提高和国际上相关试验运行数据和经验积累而形成的大型商用计算机软件的开发, 利用计算机软件对具体条件开发建模进行数值模拟已经是国际通行的经济实用的研究方法。

FLUENT 软件是一个用于模拟和分析在复杂任何区域内的流体流动与热交换问题的专用 CFD 软件。在本课题中采用 FLUENT 软件对新疆某电厂两台 300 MW(CFB) 机组直接空冷系统进行数值模拟计算, 通过分析平台散热性能与环境温度、环境风速等外界影响因素之间的关系, 得出空冷系统在高温大风条件下采用合适的优化措施, 为电厂工程设计和系统运行提供相关理论依据。

1 空冷系统模型建立

1.1 结构模型化处理

以新疆哈密某电厂 2 × 300 MW 机组为模型, 模型计算区域为 1 500 m(长) × 1 500 m(宽) × 1 000 m(高)。空冷凝汽器分成与风机对应的传热单元, 考虑到空冷凝汽器的结构及其换热的复杂性, 对其进行适当简化(忽略空冷单元细节结构), 在保持空冷单元宏观阻力和传热特性不变的前提下采用 FLUENT 中散热器模型进行模拟, 风机处理采用排气扇边界条件, 总网格数量约为 1 235 万。

1.2 数学模型的建立

电厂周围环境空气风场可以看成是不可压缩的, 外流场应满足的三维控制方程为:

连续方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \nabla \cdot (\rho u) = 0 \quad (1)$$

动量方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u) + \nabla \cdot (\rho u_i u) = \nabla \cdot (\mu \cdot \text{grad} u_i) - \nabla p + S_i \quad (2)$$

能量方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho T) + \text{div}(\rho u T) = \text{div}\left(\frac{k}{c_p} \text{grad} T\right) + S_T \quad (3)$$

式中: ρ 为空气密度; u 为速度; p 为压力; μ 为流体动力粘性系数; $i=1, 2, 3$ 。

同时, 在一般情况下整个外流场处于湍流状态, 因此对上面的控制方程采用时间平均方法, 对于平均后得到的不封闭的时均方程采用湍流模型进行封闭。湍流模型采用 RNGk- ε 湍流模型^[4-5], 该模型利用重整化群理论得到, 以往的大量算例表明, 该模型来模拟分离流较为合理。电厂建筑物外流场更是存在大量的分离区, 因此选用了该模型。

该模型的湍流动能方程为:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \varepsilon - \frac{\mu_{\text{eff}}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}) = \\ & C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} [\mu_t (P + C_{\varepsilon 3} P_B) - \frac{2}{3} (\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k) \frac{\partial u_i}{\partial x_i}] \end{aligned} \quad (4)$$

湍流耗散率方程:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t}(\sqrt{g} \rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \varepsilon - \frac{\mu_{\text{eff}}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}) = \\ & C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} [\mu_t (P + C_{\varepsilon 3} P_B) - \frac{2}{3} (\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k) \frac{\partial u_i}{\partial x_i}] - \\ & C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - C_{\varepsilon 4} \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} - \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \frac{\eta}{\eta_0}) \rho \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \end{aligned} \quad (5)$$

式中: κ 为湍流动能; ε 为湍流耗散率; $\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$, μ_t 为湍流粘性系数, $\eta = S\kappa/\varepsilon$; $S = (2s_{ij}s_{ij})^{\frac{1}{2}}$

由于假定外流场为不可压缩, 基本控制方程中的连续方程和动量方程必须采取耦合方式将压力和密度联立, 因此采用 SIMPLE 方法求解控制方程。

利用压力修正法来求解定常外流场控制方程, SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation) 方法是压力修正法中较为常用的一种, 其基本思想是首先假定一个速度场和一个压力场, 依次求解动量方程, 并由连续方程得到压力修正项值, 利用压力修正值来得到速度修正值, 并求解 k , ε 方程, 再将压力修正值和速度值作为下次计算的假定值, 重新计算。

1.3 几何模型的建立

由于该数值模拟系统庞大复杂, 为便于后面叙述, 本文统一做了定义和命名。所有计算都是在空冷平台按设计方案布置, 每部分的命名和分布位置如图 1 所示。机组平台有 5 排 6 列共 5 × 6 个单元, 北边的空冷平台命名为平台 2, 南边的为平台 1。两个平台有 5 × 12 个单元 5 排 12 列, 定义平台 1 最北边即固定端的一列为第 1 列, 依次为第 2 列至第

12列；定义最东边即靠近主厂房的一排为第1排，依次为第2排至第5排。

2 空冷平台性能分析

2.1 气象资料

某电厂2×300 MW 机组厂址年均气温14.7℃，夏季月平均气温在30~32℃之间变化，极端最高气温48.0℃；厂址10 m 高度春季风速最大，冬季最小，厂址年平均风速5.2 m/s；主导风向为NW。

厂址40 m 高度(空冷平台高度)一年中风速大于20 m/s 的出现44次，极端风速38.5 m/s。

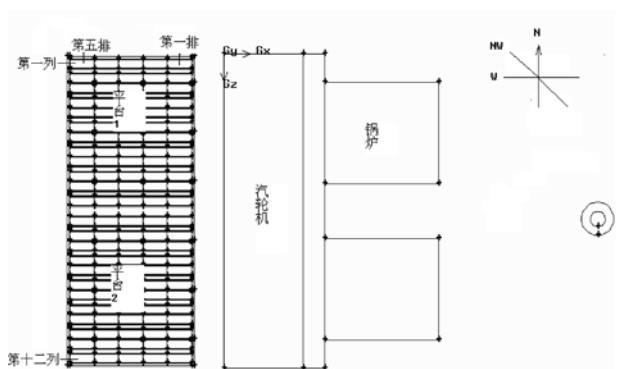


图1 直接空冷5×6单元布置各区域的分布和命名

Fig. 1 5×6 Units of Regional Distribution and Naming of the ACC

2.2 典型工况平台性能分析

2.2.1 全年设计工况下(TMCR 工况)的平台性能

全年设计气温为19℃，厂址夏季平均风速达到8.2 m/s，全年设计风速按10.1 m/s考虑，因两个风速都比较高，对其分别进行计算。从图2可以看出，风速从8.2 m/s增至10.1 m/s风量稍降低，对

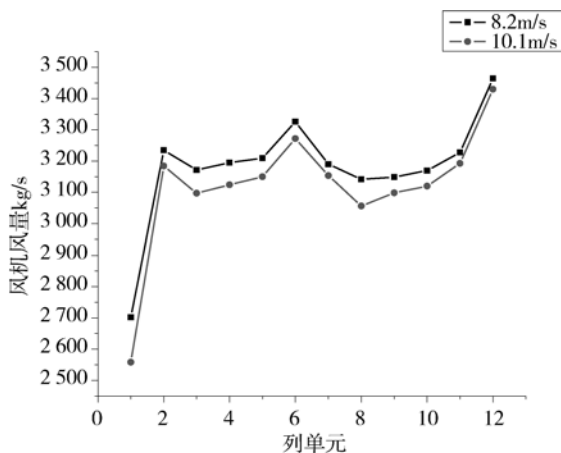


图2 风机风量分布(TMCR)

Fig. 2 Fan Flow Distribution in Each Column (TMCR)

风量的影响较小，主要原因是两者风速差值较小，且都在设计工况范围内，同时对热风回流影响也较小。

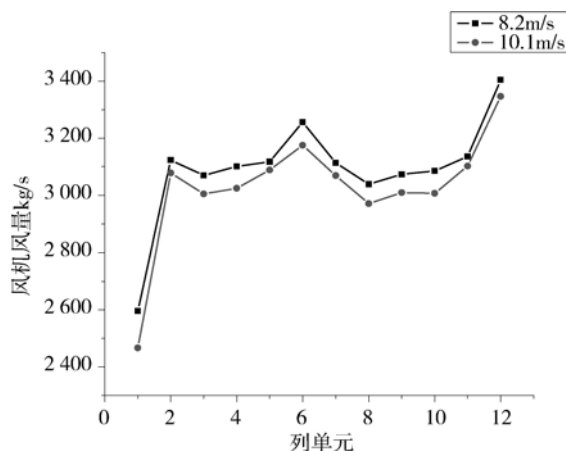


图3 风机风量分布(TRL)

Fig. 3 Fan Flow Distribution in Each Column (TRL)

2.2.2 夏季考核工况下(TRL 工况)的平台性能

在同样的环境风速下，当环境温度增加到39℃高温时，图3可以看出，风量和热风回流变化规律与全年平均环境温度下的变化趋势相同。

2.2.3 不同工况下的平台效率

从表1可以看出，当风速提高，平台的散热能力降低，降低速率较慢，但散热量已不满足夏季考核工况设计要求(效率小于100%)，需改进平台布置，可增加空冷单元数量、空冷单元尺寸或导流措施(如导流板)来提高平台散热能力。

表1 不同工况下空冷平台效率及风机风量

Table 1 ACC Platforms Efficiency and Fan Capacity Under Different Condition

计算条件 工况	NW 风向			
	TMCR 工况		TRL 工况	
风速 m/s	8.2	10.1	8.2	10.1
平台1 效率%	96.97	95.25	90.52	88.92
平台2 效率%	98.65	97.71	92.38	91.39
每台风机 风量 m ³ /s	552.02	541.41	572.65	560.82

2.3 高风速工况平台性能分析

在风向为NW，环境温度39℃，风速为20 m/s对以下三种不同组合方案进行计算比较(本节主要考虑增加空冷单元数量和空冷单元尺寸)。各个方案组合如下：

方案 1：基本设计方案 5 × 6 单元布置再增加单元结构，即单元尺寸为 12.47 m × 12.3 m，风机流量为 600 m³/s，静压 140 Pa。

方案 2：6 × 6 单元布置，单元尺寸为 11.32 m × 11.3 m，风机流量为 500 m³/s。静压 130 Pa。

方案 3：6 × 6 单元布置，单元尺寸为 11.32 m × 11.3 m，风机流量为 600 m³/s，静压 140 Pa。

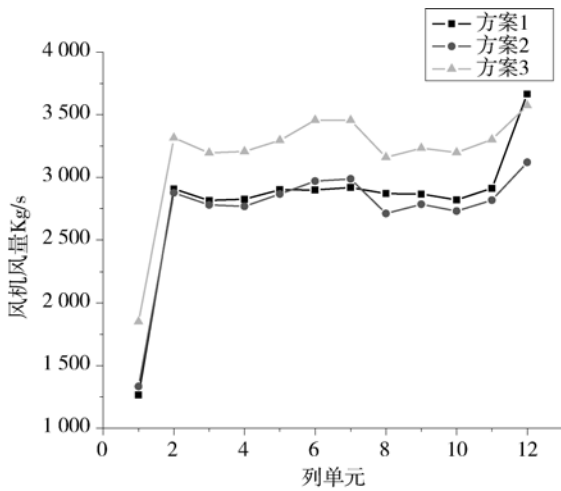


图 4 风机风量分布图

Fig. 4 Fan Flow Distribution in Each Column

从图 4 可以看出，方案 3 单元数量和风机风量增加，平台散热能力显著提升。从表 2 可以看出，风速增至 20 m/s，方案 1 和 2 散热能力相当，方案 3 整体散热能力增加明显，说明增加单元数量和提高风机额定流量可明显提高整体散热能力。从风机最小风量看，方案 2 风机最小风量仅为 196.43 m³/s，该风量已偏离风机设计风量，不建议采用此类风机。

表 2 20 m/s 风速下不同方案平台效率及风机风量

Table 2 ACC Platforms Efficiency and Fan Capacity Under 20 m/s

名称	方案 1	方案 2	方案 3
平台 1 效率%	80.94	82.28	93.31
平台 2 效率%	88.25	88.57	99.57
每台风机平均风量 m ³ /s	467.59	378.92	442.67
风机最小风量 m ³ /s	224.09	196.43	272.99

3 导流板对平台性能影响

增加空冷单元数量和空冷单元尺寸基本可以满足设计条件下平台散热能力，但高风速条件下仍无法保证空冷平台性能，相对确实有效的有增设导流

板等措施，本节针对不同导流板数量分析对平台性能影响。导流板安装于风机风筒下部，导流板安装位置及结构如 5 所示。自风机进口面向下 2 m 设置导流板，各导流板之间垂直方向上的间距为 1 m，导流板后部倾斜部分与水平部分呈 135°，若需增加导流板片数则以最下方导流板为基础继续向下每隔 1 m 增设 1 片导流板。因该厂址地区常年的主导风向是 NW 风，因此导流板只加装在第 1 列和第 6 排单元的风机下面。加装导流板目的是提高在大风环境下直接空冷系统的散热能力，本章中的计算条件全部选取为夏季工况。

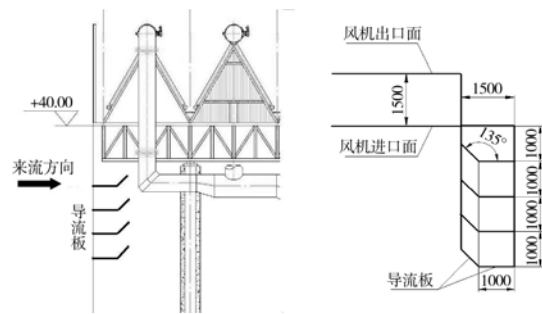


图 5 导流板安装位置及结构示意图

Fig. 5 The Installation Location and Schematic Diagram of WindShield Board

3.1 不同导流板数目下平台性能影响

不同导流板数目下平台性能影响是在高风速 (20 m/s)、高温 (39℃) 条件下进行分析比较。

3.1.1 6 片导流板下平台性能影响

从图 6 可以看出，采用 6 片导流板迎风面上风机的运行条件得到很大改善，除第一列风机加装导流板因其影响外，风量整体风量提高，热风回流降低，平台最大散热量能力提高约 13%。

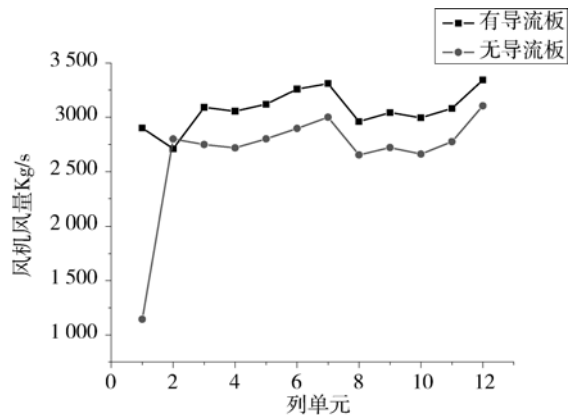


图 6 6 片有、无导流板风机风量分布图

Fig. 6 Fan Flow Distribution in Six or No Windshield Board

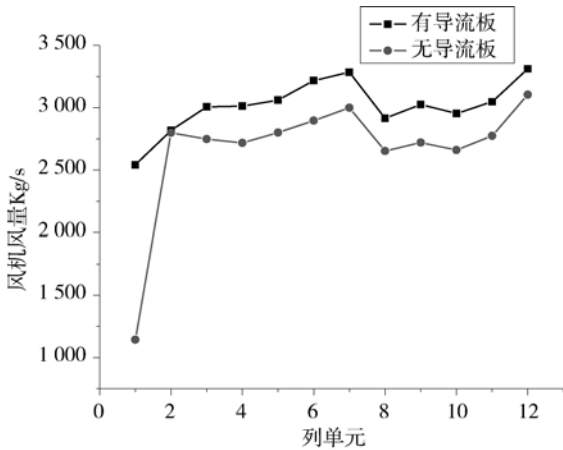


图 7 4 片有、无导流板风机风量分布图

Fig. 7 Fan Flow Distribution in Four or no Windshield Board

3.1.2 4 片导流片下平台性能影响

从图 7 可以看出，导流片数量减少，迎风列风机的风量增加幅度稍有减少，迎风面上风机的运行条件得到很大改善，迎风后一排和后一列的风机风量与没有加装导流片时基本没有变化，可能原因是靠近导流片，大部分风量已导流至后续排或列风机入口，但总风量相应提高，热风回流也相应降低，平台最大散热量提高近 10 %。

3.1.3 2 片导流片下平台性能影响

从图 8 可看出，导流片数量为 2 片时风量分布基本相同，随着片数减少风量减小，但减少风量不明显，平台最大散热量提高了近 7%，可见导流片可明显改善风量，但数量增加散热效果无显著提高。

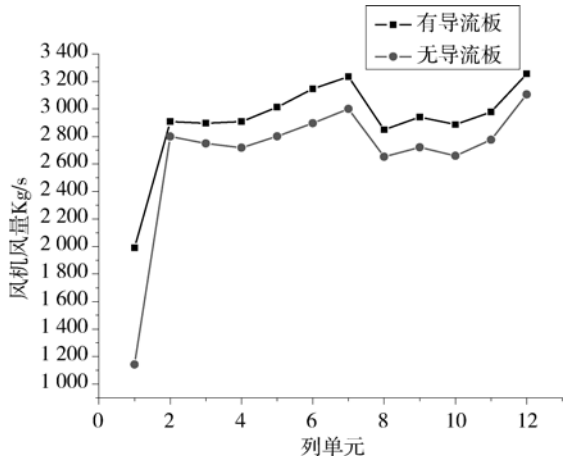


图 8 2 片有、无导流板风机风量分布图

Fig. 8 Fan Flow Distribution in In Two or No Windshield Board

3.1.4 不同导流板下平台效率分布

从表 3 中可以看出，无导流板平台效率和风量

都较低，随着导流板数量增加，平台效率和风量都呈递增趋势。

表 3 不同导流板数目效率分布

Table 3 The Number of Different Distribution Windshield Board Efficiency

防风措施	无	6 片	4 片	2 片
平台 1	80.71	93.27	91.28	87.79
平台 2	87.65	95.97	95.14	93.25
风机平均风量	404.30	465.51	457.11	441.99

3.2 不同导流板数目下速度场与温度场

在风速为 20 m/s 和环境温度为 39℃ 的条件下，计算得到不同导流片数量下的温度场和速度场，图 9 ~ 图 10 只列出 6 片导流片温度场和速度场。计算结果显示，随着导流片数量的增加迎风面第 6 排的回流减少，但第 5 排的回流在导流片数量多时风量略有减小，因此导流片对下游风机的影响需考虑。导流片超过 4 片后散热单元内回流基本消失，速度场表明随着导流板的数量增加散热单元内空气流动涡流减少，空气量增加表明冷却散热能力提高，说明导流片能有效减少散热单元涡流或热风回流现象。

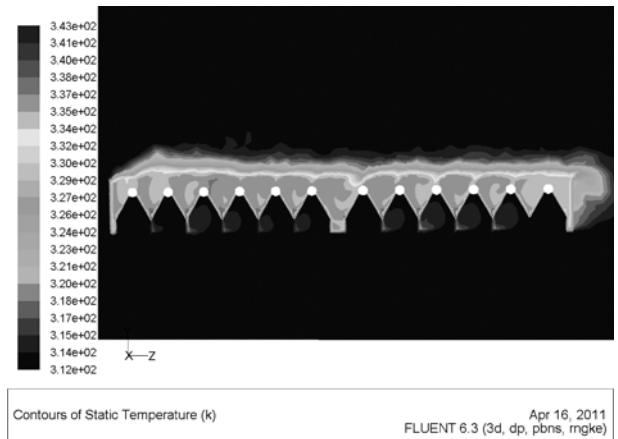


图 9 20 m/s、39℃ 下 6 片导流片第 6 排温度场

Fig. 9 The Six Row Temperature Field Under 20 m/s、39℃

3.3 加装导流板后风机的运行环境

在该地区大风条件下，加装导流板可明显提高平台散热能力；通过对比导流板数目对平台散热能力的影响可以看出加装 4 片导流板为宜，且选择风量为 530 m³/s、直径为 9.75 m 的风机为宜。

风机运行环境主要考虑风机所在面不同位置处的压强值。若风机叶片旋转一周范围内压强的变化

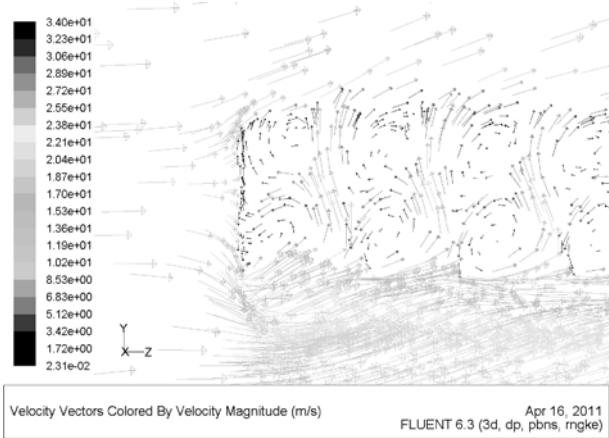


图 10 20 m/s、39 °C 下不同数目导流片第 6 排速度场
Fig. 10 The Six Row Velocity Field Under 20 m/s、39 °C

值过大对风机的稳定性造成很大影响，同时同一径向方向上的压强变化过大也会使风机叶片承受过大强度，严重可造成叶片折断。由于本工程只对 NW 风向的两侧边缘平台下部加装导流板，因此位于边角的风机单元最容易产生运行不稳定或叶片折断。

3.3.1 20 m/s 下风机运行状况

当环境风速为 20 m/s 时，4 个单元外圈压强基本大于内圈压强，某单元压强数据如图 11 所示；内外圈的压强的最大值均出现在 135° 方向，压强最小值出现在 315°~0° 方向。从表 4 可以看出，边列单元 1~5 和单元 1~6 基本相差不大，周向最大的压强差出现在单元 2~5 为 81.75 Pa。径向最大压强差出现在单元 2~5，为 54.35 Pa。

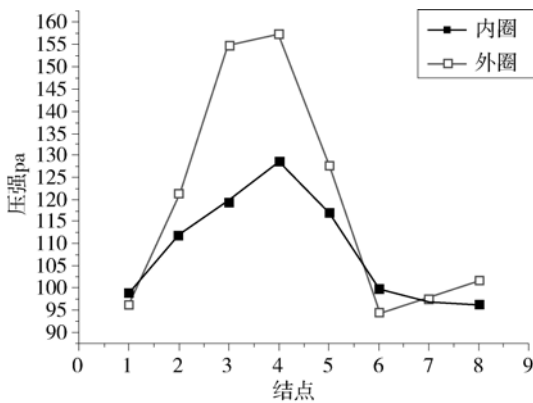


图 11 20 m/s 下某单元各结点压强分布图

Fig. 11 Each Node Pressure Distribution under 20 m/s for Units

3.3.2 38.5 m/s 极端下风机运行状况

当环境风速提高到极限的 38.5 m/s 时，随着环境风速的提高，4 个单元整体的压强不断提高，

某单元压强数据如图 12 所示。从表 5 中可以看出，此时周向的压差最大已经达到接近 130 Pa，相比于 20 m/s 时有了大幅提高，此时风机叶片极为不稳定性。径向最大的压差也已达 81.60 Pa，此时风机叶片和轴承所承受的压力较大，叶片和轴承可能存在折断风险。

表 4 20 m/s 下 4 个单元各项压强极差

Table 4 Range of Pressure Under 20 m/s for 4 Units

项目	内圈周向最大压强变化值 Pa	外圈周向最大压强变化值 Pa	径向最大压强变化值 Pa
单元 1~5	32.61	62.97	35.16
单元 1~6	32.58	65.08	31.35
单元 2~5	35.06	81.75	54.35
单元 2~6	27.70	54.54	28.68

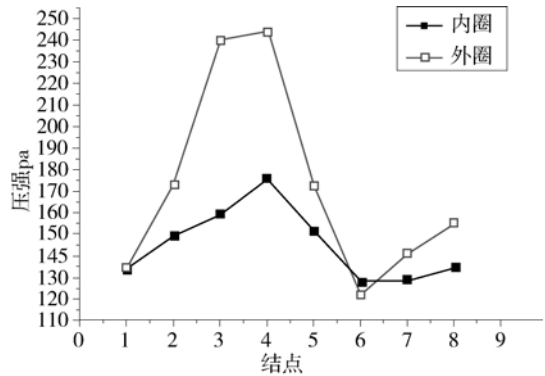


图 12 38.5 m/s 下某单元各结点压强数据图

Fig. 12 Each Node Pressure Distribution Under 38.5 m/s for Units

表 5 38.5 m/s 下 4 个单元各项压强极差表

Table 5 Range of Pressure Under 38.5 m/s for 4 Units

项目	内圈周向最大压强变化值 Pa	外圈周向最大压强变化值 Pa	径向最大压强变化值 Pa
单元 1~5	47.95	122.44	81.60
单元 1~6	57.56	129.99	74.28
单元 2~5	27.40	95.96	70.04
单元 2~6	34.68	85.56	52.24

3.4 加装导流板后工程实际运行效果

新疆哈密某电厂加装导流板后已稳定运行 2 年，目前运行稳定，未出现高温大风条件下机组“跳机”事故，实测数据已出现夏季风速 48 m/s，机组 70% 负荷稳定运行。

4 结论

1) 在高温大风地区加装导流板是提高空冷平台散热性能最有效的措施之一。

2) 导流板数量增加, 空冷平台散热能力增加, 4片以上导流板对提高散热能力增加幅度有限, 导流板应安装于风机导流筒下部。

3) 虽导流板作用明显, 可极大改变风机入口进风条件, 但需要与风机合理配合使用才能安全有效运行, 建议风机使用大口径风机, 以 9.75 m 风机直径为宜。

4) 随着环境风速不断提高, 风机的周向最大压差和径向最大压差逐渐增大, 说明环境风速对风机运行稳定性的影响大于对叶片和轴承的压力影响。

5) 随着环境风速的不断提高, 风机所在面整体的压强不断提高, 对风机的吸风能力有很大的影响, 风机进风量降低, 进而降低直冷单元的散热能力。

6) 当环境风速小于 20 m/s 时, 周向和径向最大的压差提高不大; 当环境风速大于 20 m/s 时, 风机周向和径向的最大压差急剧提高, 说明在大风环境下直接空冷机组加装导流板, 应考虑风机运行平衡性, 以及叶片和轴承的承受能力。

参考文献:

[1] 顾志福, 陈学锐, 等. 大型电厂直冷系统风效应风洞模拟

[J]. 力学学报, 2005, 37(5): 558-562.

GU Zhifu, CHEN Xuerui, et al. The ACC Power Plants Wind Tunnel Simulation [J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2005, 37(5): 558-562.

[2] 杨立军, 杜小泽, 杨勇平. 环境风影响下的空冷岛运行特性 [J]. 工程热物理学报, 2009(2): 325-328.

YANG Lijun, Du Xiaoze, YANG Yongping. Influences of Natural Wind Upon the Operation Characteristics of Air-cooled Condenser System [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009(2): 325-328.

[3] 贾宝荣, 杨立军, 杜小泽, 等. 导流装置对直接空冷单元流动传热特性的影响 [J]. 中国电机工程学报, 2009(8): 14-19.

JIA Baorong, YANG Lijun, DU Xiaoze, et al. Influence of Flow Guiding Device Upon Flow and Heat Transfer Characteristics of Air-cooled Condenser Cell [J]. Proceedings of The CSEE2009(8): 14-19.

[4] YAKHOT V, ORSZAG S A. Renormalization Group Analysis of Turbulence [J]. Journal of Scientific Computing, 1986, 1(1): 3-5.

[5] 王远成, 吴文权. 基于 RNG k-ε 湍流模型钝体绕流的数值模拟 [J]. 上海理工大学学报, 2004, 26(6): 519-523.

WANG Yuancheng, WU Wenquan. Numerical Simulation of Flow Around Blunt Bodies Using RNG k-ε Turbulence Model [J]. J. University of Shanghai for Science and Technology, 2004, 26(6): 519-523.

(责任编辑 高春萌)

(上接第 70 页 Continued from Page 70)

参考文献:

[1] DL/T 5033—2006, 输电线路对电信线路危险和干扰影响防护设计规程 [S].

[2] GB/T 13430—1992, 24 路海底同轴电缆载波电话设备技术要求 [S].

[3] GB/T 13431—1992, 120 路海底同轴电缆载波电话设备技术要求 [S].

[4] YD 5018—2005, 海底光缆数字传输系统工程设计规范 [S].

[5] GB/T 18480—2001, 海底光缆规范 [S].

[6] GJB 4489—2002, 海底光缆通用规范 [S].

[7] 陈珩. 电力系统稳态分析 [M]. 北京: 中国电力出版社.

[8] 吴维韩, 张芳榴. 电力系统过电压数值计算 [M]. 北京: 科学出版社, 2012.

[9] DL/T 1278—2013, 海底电力电缆运行规程 [S].

[10] 马信山, 张济士, 王平. 电磁场基础 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2012.

[11] GB 50217—2007, 电力工程电缆设计规范 [S].

[12] GB 5102—2005, 长途通信光缆线路工程设计规范 [S].

(责任编辑 黄肇和)