

Design and Research on the Cooling System of Converter in the Bottom of a High-Power Wind Turbine

Zhu Hu Jieru Zeng Peihong Chen

Sany Group Co., Ltd., Changsha, Hunan, 410100, China

Abstract

The paper introduces the cooling system of the converter in the bottom of a high-power wind turbine. Theoretical calculation and thermal simulation analysis are carried out for the system. According to the result, the cooling system is optimized. The optimized structure has good heat dissipation effect, and satisfies the working temperature requirement of converter.

Keywords

wind turbine; converter; cooling system; optimal design

大功率风力发电机组塔底散热系统设计与研究

胡柱 曾洁如 陈培洪

三一集团有限公司, 中国·湖南长沙 410100

摘要

本文介绍了某大功率风力发电机组的变流器散热系统, 对该散热系统进行理论计算和热仿真分析, 根据结果对现有结构进行优化设计, 优化后的结构散热效果良好, 满足变流器的工作温度需求。

关键词

风力发电机; 变流器; 散热系统; 优化设计

1 引言

目前, 风力发电技术的发展趋势主要体现在: 单机容量高、塔筒高度高、风轮直径大、轻量化和智能化等方面。当单机容量增大时, 其内部核心部件如变流器、发电机和齿轮箱的散热量也大大增加^[1]。变流器作为风力发电机组核心部件之一, 是风力发电系统不可缺少的能量变换装置, 其功能是将风机在自然风的作用下发出电压频率、幅值不稳定的电能转换为频率和幅值稳定、符合电网要求的电能后并入电网。变流器的散热效果直接影响部件的性能、可靠性和使用寿命, 进而影响风力发电机组的效率和经济效益, 因此, 选择最佳的冷却方式显得尤为重要^[2]。

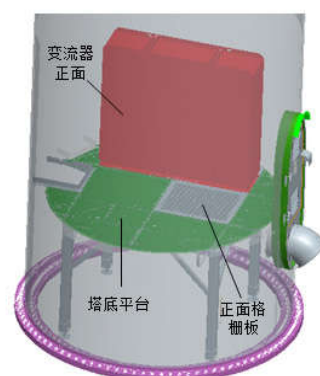
本文对现有变流器散热系统进行理论计算和热仿真分析, 优化其结构以满足变流器的散热需求, 对大功率风电机组的变流器散热系统设计具有较强的参考价值。

2 散热结构介绍

风电机组为了便于运行维护, 通常将变流器布置在塔筒

底部, 如图1所示, 在设计某大功率风力发电机组时, 将变流器布置在塔底平台上, 塔筒门上设计百叶窗, 塔筒门下方安装轴流风扇, 每段塔筒的顶部设置有平台, 平台上有通风口。

变流器的散热方式采用强制风冷却, 变流器的正面和背面进风, 背面排风。冷风经轴流风机吸入塔筒内, 同时也可以从塔筒门上的百叶窗进入塔筒, 经变流器底部和正面的进风口进入变流器, 再经背面的排风口排出至塔筒内, 利用塔筒的烟囱效应将热气引导至塔筒顶部, 经机舱排出至风机外侧。



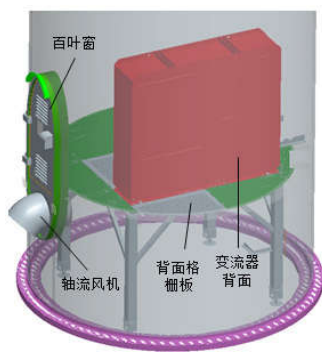


图1 塔筒散热结构

3 理论风量需求计算

变流器整体结构通常由并网柜、控制柜、网侧功率柜、机侧功率柜组成，各功率元件与散热器紧密接触，将工作时产生的热量通过传导方式传递到散热器基板及翅片上，并通过流动的空气进一步传递到外界。IGBT 作为变流器的核心功率元件，也是主要的发热源，其散热效果决定了变流器的可靠性。表1列出了本文所用某厂家变流器中各模块的损耗数据，根据热量守恒定律估算出其散热所需风量。

表1 变流器各模块损耗数据

项目	并网柜	控制柜	IGBT 模组	网侧、机侧电抗器	合计
理论损耗值 (KW)	2.7	0.9	18.3	3.3	25.2

变流器所需理论风量由下列公式计算^[3]:

$$V = \frac{Q}{\rho \times \Delta T \times C_p}$$

式中:

V ——散热所需风量, m^3/s ;

Q ——变流器整机的热损耗, 25200 W;

ρ ——空气密度, 通常采用平均温度下的密度, 取 $1.1614 \text{Kg}/m^3$;

C_p ——空气的比热容值, $J/(Kg \cdot K)$

ΔT ——空气出口温度与入口温度之差, 空气出口温度应根据各元件允许的表面温度来确定, 而元件的表面温度与冷却效果有关。 ΔT 的确定涉及一系列的迭代计算, 通常取 $10 \sim 15 \text{K}$ ^[4]。

代入公式计算理论所需风量:

$$V = \frac{25200}{1.1614 \times 1005 \times 15} \times 3600 = 5181.6 \text{m}^3/h$$

上述计算结果为理论风量, 由于气体在流动过程中存在阻力, 主要来源于入风口的百叶窗和过滤棉、风道摩擦阻力以及出风口的百叶窗, 其他器件的布置也会带来部分阻力, 因此, 在确定最终风量时需考虑系统的阻抗系数, 所选风机的最大风量计算公式如下^[5]:

$$Q_c = (1.2 \sim 1.8) Q$$

式中为轴流风机理论最大风量, 为理论所需风量, 根据经验公式, 选择系数 1.6, 变流器散热所需要的进风量为^[6]:

$$V_{\text{实}} = 1.6 \times 5181.6 = 8290.6 \text{m}^3/h$$

某大功率风力发电机组所选用的轴流风扇最大风量 $11500 \text{m}^3/h$, 最大许用静压为 180Pa , 其最大风量大于变流器散热所需要的进风量, 满足变流器工作所需风量要求, 其性能曲线如图2所示, 当流量取 $8290.6 \text{m}^3/h$ 时, 对应的静压约 130Pa 。

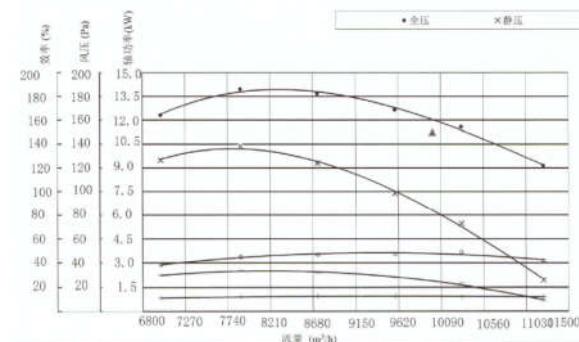


图2 轴流风机性能曲线

4 散热仿真分析

上文利用公式计算出变流器散热所需的理论进风量, 为验证上述塔筒结构及所选轴流风机是否满足变流器散热要求, 采用热仿真软件对变流器的散热效果进行仿真, 仿真输入条件如下^[7]:

(1) 塔筒外部环境温度为 42.5°C ;

(2) 塔筒底部轴流风机最大风量 $11500 \text{m}^3/h$, 最大许用静压 180 ;

(3) 塔筒导热系统为 $46 \text{W}/\text{mk}$;

散热仿真结果如图3和图4所示, 从塔筒内流场图可以看出, 塔筒底部热气回流和扰流较为严重。温度分布图显示变流器功率柜电抗器的进风口温度在 $48.5 \sim 52^\circ\text{C}$ 之间, 功率模

组进风口和塔筒顶端温度为 54℃左右,超过了变流器的工作温度范围 -40℃~+50℃,故该结构不能满足变流器的工作温度需求。

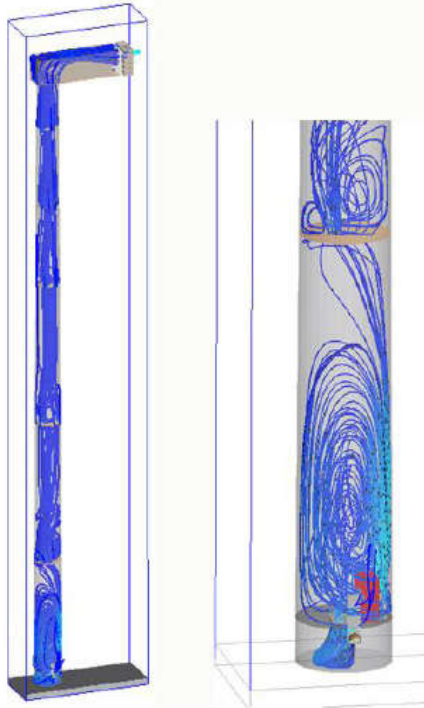


图3 塔筒内流场图

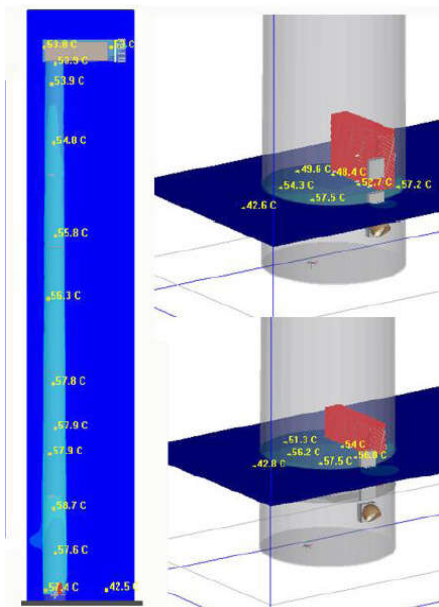


图4 温度分布图

分析塔筒内部结构和轴流风扇性能参数,上述结构散热效果不满足需求的原因可能在于:

(1) 底段塔筒的顶部有平台结构,对热气上升存在阻力,造成热气回流,没有达到预期的烟囱式散热效果;

(2) 轴流风扇最大压头不够,冷气进入变流器进风口时存在阻力;

(3) 出风口排出的热气可能部分被重复吸入进风口。

由于塔筒顶部的平台结构不能取消,若想引导热气上升,只能在变流器上方或者顶部平台上加装轴流风扇,但是塔筒直径较大,风扇吸风口的负压不足以把热气引导到上部,无法达到烟囱式散热效果;而单纯增大底部轴流风扇的压头,只能减少变流器的进气阻力,不能彻底解决温度过高的问题。

5 设计改进及优化

依存塔筒现有结构,在不削弱塔筒功能的前提下,拟采取以下措施来改善散热效果:

(1) 改变变流器风道形式,背面每个柜体的出风口设计导风罩,冷风从正面的进风口进入变流器,热风经背面的导风罩排出至塔底平台下方;

(2) 轴流风扇改为大压头的离心风扇,从塔筒底部平台下方向外排热风,离心风扇安装在塔筒外部的框架中,框架设计为两侧排风,避免热气从塔筒门上的百叶窗回流至塔筒内部,拟选定的离心风扇性能曲线如图5所示。

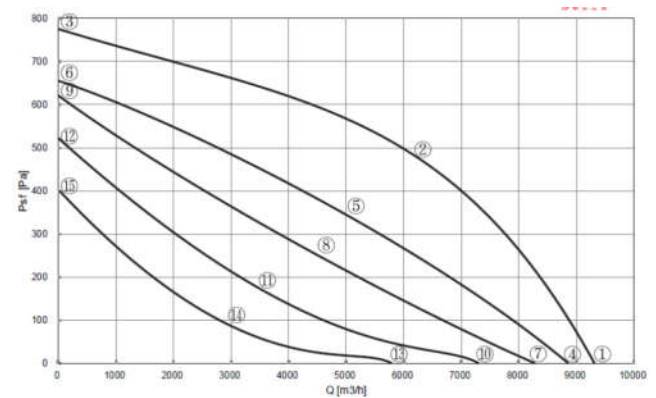


图5 离心风扇性能曲线

针对上述两项措施,塔筒的结构需做如下变动:

(1) 底部平台面板上布置在变流器正面和背面的格栅板取消,防止平台下方的热气回流到平台上,背部增加4个导风罩的通风孔;

(2) 塔筒门上的百叶窗尺寸扩大以满足进气需求;

(3) 原轴流风扇的位置安装排气管,连接在塔筒和离心风扇之间。

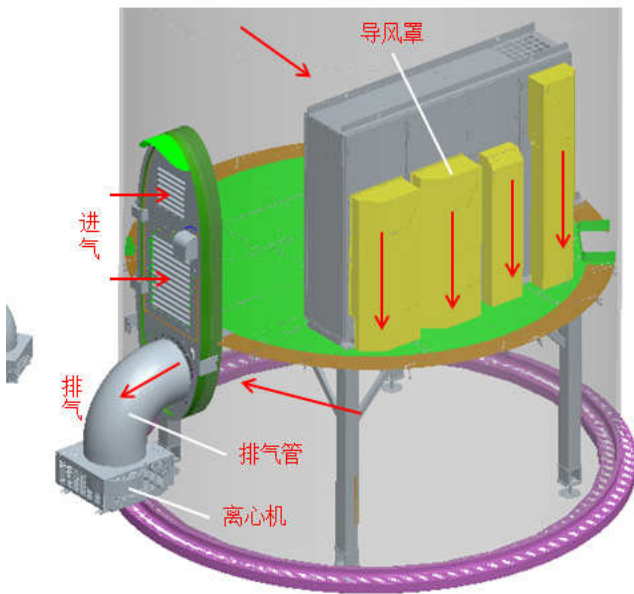


图6 优化后的散热结构

6 优化后散热仿真分析

对优化后的散热结构进行热仿真分析，结果如图7和8所示，变流器出风口的热风采用导风罩排放到平台下方，平台下的温度升高，最高温度为55.2℃，而变流器进风口的温度在43.1~43.4℃之间，能满足变流器的工作温度需求。



图7 优化后的塔筒内流场图

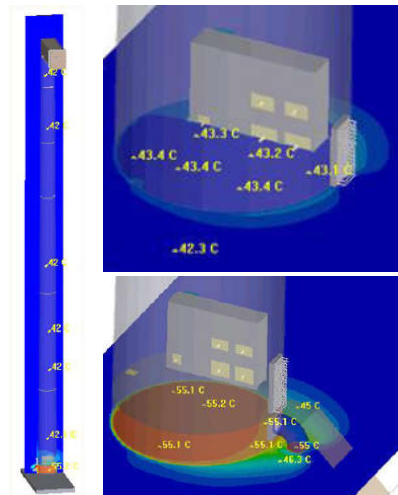


图8 优化后的温度分布图

7 结语

通过理论公式和热仿真软件对某大功率风力发电机组塔筒底部现有的散热结构进行计算和仿真分析，结果显示变流器进风口的温度在48.5~54℃之间，不满足变流器的工作温度需求。由此对散热结构进行优化后，变流器进风口的温度在43.1~43.4℃之间，满足变流器的工作温度要求，为大功率风力发电机组塔底散热结构提供一种可靠的选择。

本文表明常规的风力发电机组塔底散热系统未必能够满足当前大功率机型的散热需求，不能简单的进行放大设计，需要结合专业的仿真手段进行仿真分析，掌握散热机理及特性，进行针对性的设计，方能确保散热系统满足大功率风力发电机组稳定运行。

参考文献

- [1] 元伟伟. 风力发电冷却系统研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2008.
- [2] 陶高周. 全功率变流器机械结构关键技术研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2010.
- [3] 张奕, 郭恩震. 传热学. 南京: 东南大学出版社, 2004.
- [4] 王健石, 胡克全, 胡泽安等. 电子设备结构设计标准手册[M]. 北京: 中国标准出版社, 1993.
- [5] 邱成梯, 赵博曼, 蒋全兴. 电子设备结构设计原理[M]. 南京: 东南大学出版社, 2007.
- [6] 邵强, 黄南, 熊辉, 王世平, 石延昌. 功率组件中强迫风冷散热器风道的风阻估算与风机选型. 电力电子器件, 2017(2):38-41.
- [7] 王永康, 张洁, 耿丽丽. Ansys Icepak 电子散热基础教程[M]. 北京: 电子工业出版社, 2018.