

# 基于 Flotherm 的高防护户外储能柜组合式散热系统设计

林元华<sup>1,2</sup>, 杜戴宁<sup>1,2</sup>

(1. 南瑞集团有限公司(国网电力科学研究院有限公司), 江苏 南京 211106;

2. 国电南瑞科技股份有限公司, 江苏 南京 211106)

**摘要:**根据电器件对温度和环境的敏感性,将高防护户外储能柜电器件分成两大类。创新地采用组合式散热系统对其进行散热,充分发挥强迫风冷散热系统和空调散热系统各自的优点。在理论计算的基础上,完成组合散热系统的选型设计。根据储能柜的边界条件,利用 Flotherm 对储能柜进行整柜的热仿真分析,验证散热系统的选型设计。在此基础上,完成储能柜高温热测试试验验证。结果表明:组合式散热系统可极大地降低散热系统的成本,提高产品的经济性和可靠性,提升市场的竞争力。

**关键词:** Flotherm; 热仿真; 储能柜; 散热系统; 高温热试验

中图分类号: TM642 文献标志码: A 文章编号: 1671-5276(2022)06-0215-03

## Design of Combined Heat Dissipation System for High Protection Outdoor Energy Storage Cabinet Based on Flotherm

LIN Yuanhua<sup>1,2</sup>, DU Daining<sup>1,2</sup>

(1. NARI Group Corporation(State Grid Electric Power Reserch Institute), Nanjing 211106, China;

2. NARI Technology Co., Ltd., Nanjing 211106, China)

**Abstract:** According to the sensitivity of electrical components to temperature and environment, the electrical components of high protection outdoor storage cabinet are divided into two categories. The combined cooling system is innovatively applied for heat dissipation, which gives full play to the advantages of the forced air cooling system and the air conditioning system. On the basis of theoretical calculation, the model selection design of the combined heat dissipation system is completed. According to the boundary conditions of the energy storage cabinet, Flotherm is used to conduct thermal simulation analysis of the entire energy storage cabinet to verify the selection design of the heat dissipation system. On this basis, the high temperature thermal test verification of the storage tank is completed. The results show that the combined heat dissipation system can greatly reduce the cost of heat dissipation system, improve the economy and reliability of products, and enhance the competitiveness of the market.

**Keywords:** Flotherm; thermal simulation; energy storage cabinet; heat dissipation system; high temperature test

## 0 引言

为积极响应国家“碳达峰,碳中和”的号召,全国各地配套的储能设备建设越来越红火。其中以小功率密度的柜式储能设备发展最为迅速,其能量密度大,占地面积较小,可满足配电台区、写字楼、商场等复杂的应用环境。储能设备结构设计的主要技术关键,就是如何合理地进行冷却系统的设计。当前,国内储能设备的冷却系统基本以空调冷却为主,其生产和维护成本高,功率密度小,应用场景较为苛刻。采用组合式散热系统,可以提高储能设备的功率密度,极大地降低空调冷却系统的成本,其小型化的应用场景也更灵活,在日趋竞争激烈的市场中更具有优势。

## 1 高防护户外储能柜组合式散热系统设计

合理的散热系统设计,是储能柜安全可靠、无故障运

行的保证。组合式散热系统的一般设计流程见图 1,按照此流程对 100 kWh 的储能柜进行散热系统设计。

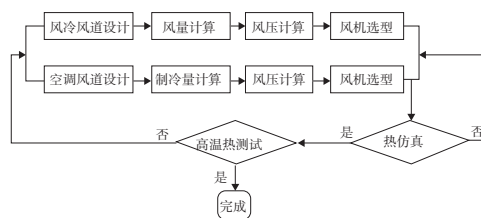


图 1 组合散热系统设计流程

### 1) 风道结构设计

此 100 kWh 储能柜为高防护户外型储能柜,户外防护等级达到 IP55 等级<sup>[1]</sup>。柜内主要发热电器元器件的功率、功耗、数量和散热方式见表 1。考虑到储能柜的成本压力,风冷散热系统和空调冷却系统相结合的组合式散

基金项目: 国网电力科学研究院有限公司/南瑞集团有限公司/国电南瑞科技股份有限公司科技项目资助(524608210012)

第一作者简介: 林元华(1986-),男,江苏东台人,高级工程师,硕士,研究方向为电力自动化产品结构与可靠性分析。

系统可大幅降低散热系统的成本。将对环境和温度要求不高的 SPC、PCS 和 UPS 装置单独成舱,采用强迫风冷对其进行散热,并将对环境和温度要求高的电池 PACK 单独成舱,采用空调对其进行密闭散热。

表 1 发热元器件功耗清单

项目	功率/kW	功耗/W	数量/台	散热方式
三相不平衡治理装置 SPC	25	750.0	1	强迫风冷
储能变流器 PCS	30	900.0	1	强迫风冷
不间断电源 UPS	1	100.0	1	强迫风冷
储能电池包 PACK	—	58.8	17	热传导

强迫风冷散热风道布置在储能柜的中上部,不但可以避免太阳辐射对高功耗装置的不利影响,而且可有效避免地面柳絮、灰尘等阻塞风道。风冷散热系统的风道对称布置在前后门上,风道上都装有 G4 过滤效果的棉,风机布置在出风侧。此时风道长度最短,风阻最小。空调散热系统的空调布置在储能柜中下部<sup>[2]</sup>,可有效避免恶劣的地表环境对空调的影响。由于工业空调冷风口和热回风口在同一面上,设计一冷风送风口在储能柜底部,将柜后部的冷风直接送到柜前部,可有效实现电池的前后同步均匀散热。组合式散热系统方案见图 2。

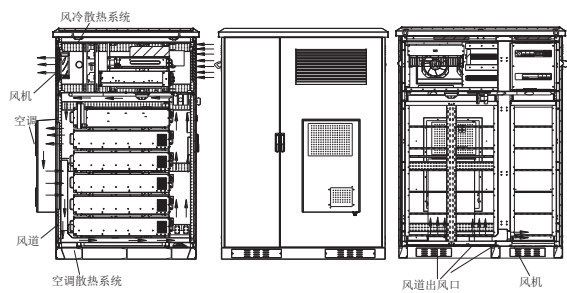


图 2 储能柜组合式散热系统示意图

表 2 风道损失系数

风道情况	空气进出口	开孔率 0.3 网板	开孔率 0.5 网板	开孔率 0.7 网板	进出风机	90 ° 拐弯	楔型通道	PCB 板区
系数 $\alpha$	1.0	18.0	4.0	1.0	1.0~1.5	2.0	0.5	1.0

组合式散热系统中,储能柜采用双柜结构,空调只能挂在一侧柜体上,故需要进行冷风分流设计,空调的内循环风量为  $380 \text{ m}^3/\text{h}$ ,分三路导流到机柜前侧,则每路平均分流约  $130 \text{ m}^3/\text{h}$ 。根据风冷中风压的理论计算公式可知,  $P=P_i=12.7 \text{ Pa}$ 。根据 8030 直流风机的性能曲线图可见,两个风机自由风量为  $160 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $10\sim 15 \text{ Pa}$  时有效风量为  $120\sim 140 \text{ m}^3/\text{h}$ ,符合理论计算系统所需风量,故此款风机满足选型要求。

#### 4) 热仿真分析

储能柜内主要发热元器件数量及功耗见表 1,前后风道的滤棉取说明书中  $60 \text{ Pa}$  的压损参数。组合式散热系统中包含两款风机和一个工业空调,具体参数在上述计算时都有体现。

根据上述边界条件,取 GB2423 中太阳辐射强度参数  $120 \text{ W}/\text{m}^2$ ,采用 Flotherm 对储能柜热进行仿真分析<sup>[3-5]</sup>。

#### 2) 风量和制冷量理论计算

组合式散热系统中,强迫风冷有效风量  $Q$  的理论计算公式为  $Q = \frac{W}{\Delta T \times C_p \times \rho}$ 。其中: $Q$  为有效风量,  $\text{m}^3/\text{h}$ ;  $W$  为最大功耗,  $\text{W}$ ;  $C_p$  为一定温度下空气比热容,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $\Delta T$  为系统进风口温度之差,  $^\circ\text{C}$ ;  $\rho$  为空气密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ 。考虑太阳辐射、环境温度等对散热系统的响应,系统所需风量按照  $1.5\sim 3$  倍余量确定,风道短且风压小可按照  $1.5$  倍,即:有效风量  $Q = 1.5q = 802.8 \text{ m}^3/\text{h}$ ,选型自由风量为  $1600 \text{ m}^3/\text{h}$  左右的风扇。

组合式散热系统中,空调散热系统的总制冷量  $C$  的计算公式为  $C=C_r+C_s+C_h$ 。其中: $C$  为总制冷量,  $\text{W}$ ;  $C_r$  为太阳辐射热量,  $\text{W}$ ;  $C_s$  为环境渗入(出)热量,  $\text{W}$ ;  $C_h$  为元器件发热功耗,  $\text{W}$ ; 根据理论计算公式,  $C_r = 277.5 \text{ W}$ ,  $C_s = 117.2 \text{ W}$ ,  $C_h = 1000 \text{ W}$ ,则  $C = 1394.7 \text{ W}$ ,选型制冷量为  $1.5 \text{ kW}$  的工业空调。

#### 3) 风压计算

强迫风冷散热系统的风压损失可根据风道形状、进风口过滤系统的压损等计算出。此风道为前门进、后门出的直风道,风道压损计算公式为:  $P_i = \alpha \left( \frac{V_i}{1277} \right)^2$ 。其中:  $P_i$  为压力损耗,  $\text{cmH}_2\text{O}$ ;  $\alpha$  为估算系数,可按不同风道进行估算,见表 2;  $V_i$  为流经风速,  $\text{cm}/\text{s}$ 。流经风速  $V_i$  计算公式为  $V_i = \frac{Q_i}{A_i}$ 。其中:  $Q_i$  为流经风量,  $\text{cm}^3/\text{s}$ ;  $A_i$  为风道有效截面,  $\text{cm}^2$ 。根据理论公式计算,  $P = P_i + P_0 (70.5 \sim 90.5) \text{ Pa}$ 。式中:  $P_0$  取 IP55 过滤棉的静压参数  $60 \text{ Pa}$ ;  $\alpha$  参数在  $1\sim 4$  之间。通过以上推算,结合风冷系统压损,根据 W2E200 交流风机的性能曲线图可见,两个风机自由风量为  $1760 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $70\sim 90 \text{ Pa}$  时有效风量为  $800\sim 1200 \text{ m}^3/\text{h}$ ,符合理论计算系统所需风量,故此款风机满足选型要求。

图 3、图 4 分别为风冷散热系统和空调冷却散热系统小风机实际工作压力和风量。由图 3 可知,风机实际工作点风量为  $571.03 \text{ m}^3/\text{h}$ ,风压  $79.79 \text{ Pa}$ 。风量和风压低于整机理论计算值,强迫风冷设计符合要求。且可得出空调冷却系统中两个直流风机工作点的风量和风压值。由图 4 可知,风机实际工作点的风量是  $47.52 \text{ m}^3/\text{h}$ ,风压是  $17.63 \text{ Pa}$ ,符合冷风导流的设计要求。

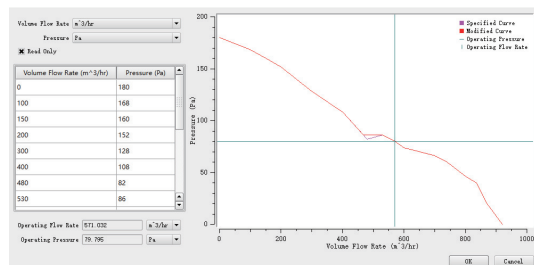


图 3 风冷散热系统风机实际工作压力和风量

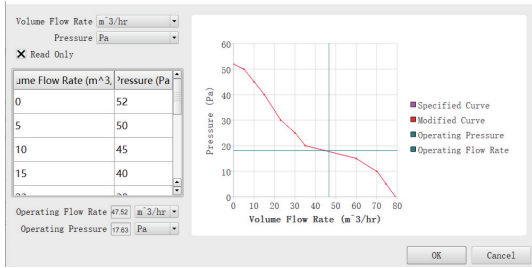


图 4 空调冷却散热系统小风机实际工作压力和风量

图 5 为储能柜整柜温度分布图。根据图 5 可知,储能柜强迫风冷配电舱中进风口最高温度是 42.3℃,最低温度是 40℃,最高温差是 2.3℃,处在风冷装置的正常工作温度区间;出风口最高温度是 48.5℃,最高温差是 8.5℃,处于风机长寿命周期工作温度区间;电池舱中,最高温度是 38.5℃,最低温度是 30.1℃,最高温差是 8.4℃,平均温差是 5.9℃,可使电池包长期处在正常工作温度区间。综上,由 Flotherm 热仿真分析结果可知,配电舱和电池舱中

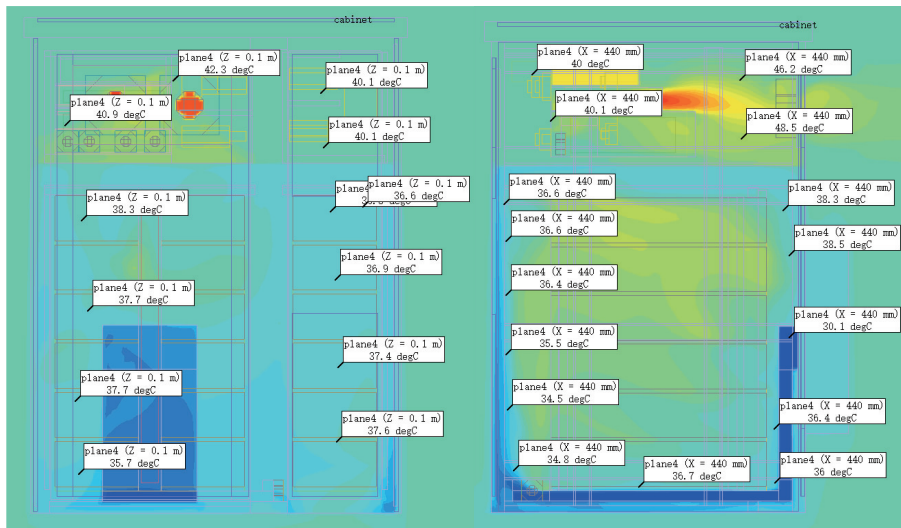


图 5 储能柜整柜温度分布图

配电舱的高温热测试环境温度是  $(40 \pm 0.5)^\circ\text{C}$ ,由图 6 可知(本刊为黑白印刷,如有疑问请咨询作者),储能柜在满负荷长时间工作后,配电柜内各监测点的温度趋于平稳。进风口平均温差趋于 1℃,出风口平均温差趋于 9℃,进风口平均温差趋于 1℃,出风口平均温差趋于 9℃。由此可见,风冷配电柜进风口平均温度为  $(41 \pm 0.5)^\circ\text{C}$ ,出风口平均温度为  $(49 \pm 0.5)^\circ\text{C}$ ,可达到边界条件一的各项设计指标要求。综上,风冷散热系统的设计符合要求。

由图 7 可知,储能柜在长时间满功率测试时,电池舱内平均温差在 5℃ 均线上下波动,高温试验箱的温度是  $(40 \pm 0.5)^\circ\text{C}$ ,机柜空调的制冷温度点是 25℃,回差是 5℃。由此可知电池舱内的工作平均温度约在  $(30 \pm 0.5)^\circ\text{C}$ ,与电池限功率工作温度的最大差额在 15℃ 以内。且此电池舱在 24 h 工作时间内只需充放电 1 次,则可知电池包平均工作温度长期在  $(25 \pm 5)^\circ\text{C}$ 。储能柜电池舱的空调散热系统这一部分完全满足热设计要求。

的热仿真数据均可满足热设计的边界条件,储能柜组合式散热系统的设计可达到热设计的要求。

### 5) 高温热测试

在高温箱中模拟地设置最高 40℃ 的温度,采用 K 型热电偶、数据记录仪等仪器进行储能柜的热试验<sup>[6]</sup>。储能柜内空调冷却系统的电池舱内前后各布置 4 个测试点,储能柜内强迫风冷散热系统的配电舱前后门处各布置 2 个监测点。

储能柜高温热测试通过的条件为:长时间满负荷充放电工作过程中,所有电器件均能满载正常工作。量化成边界条件,并以温差值表示:①配电舱中,进风口温度低于风冷散热装置降容工作温度 45℃,进风口温差低于 15℃,并能控制出风口风扇在长寿命无故障工作温度区间内;②电池舱中,储能柜在满载充放电测试过程中,电池包周边最高温升低于 15℃,且电池包平均工作温度长期保持在 18℃~30℃。

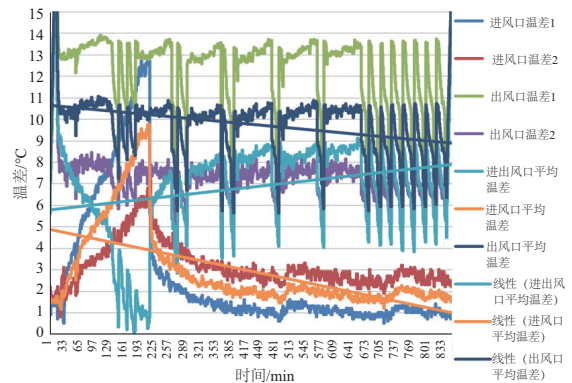


图 6 配电舱中温度监测点与环境温差及温差趋势图

(下转第 225 页)

劳等关键指标进行分析可知,优化方案的最小螺栓预紧力设计需求为 80.36 kN,远低于原方案的 162.66 kN,故 M20 螺栓等级可从 12.9 级调整为 10.9 级,预紧力矩可从 603 Nm 降低为 502 Nm,抗滑移安全系数可从原来的 1.14 提高至 1.4,且强度安全系数(1.4)与疲劳安全系数基本不变。

## 4 结语

综上所述分析结果,可得以下结论。

1)有限元分析可有效解决复杂结构螺栓组分布及载荷计算,VDI 标准可有效解决螺栓转矩设计、评估与选型。通过有限元计算与基于 VDI 标准高强度螺栓校核相结合,取长补短,能够有效实现高强度螺栓紧固系统设计分析与优化。

2)合理利用衬套结构形式,调整螺栓紧固系统柔度,能够有效改善螺栓组载荷分布特性,减少载荷集中,提高螺栓连接可靠性。

3)本文中螺栓组载荷分布计算是基于无预紧力螺栓组连接固定状态下进行的,侧重考虑螺栓连接接触面未发生滑移(螺栓连接原则上尽量规避连接接触面发生滑移),其载荷特性与螺栓预紧状态下的载荷特性有一定区别,有待进一步研究,但这并不影响螺栓组连接系统结构优化。

4)本文结合 VDI 2230 进行螺栓连接性能进行评估时,主要摩擦系数、预埋量等皆参考标准设置,具体数值还有待进一步测试分析,提高紧固系统设计、评估合理性。

### 参考文献:

- [1] 濮良贵,纪名刚. 机械设计[M].8版.北京:高等教育出版社,2006.
- [2] 邹伟. 电铲底盘连接螺栓组载荷分布的研究[J]. 工程机械,2020,51(8):71-75,8.
- [3] 赵群,丁运亮,金海波. 结构刚度对翼根螺栓组载荷分布的影响[J]. 航空学报,2008,29(4):931-936.
- [4] 刘刚,李启才,胡安吉. 接触面喷砂处理的高强螺栓连接性能的试验研究[J]. 苏州科技学院学报(工程技术版),2009,22(3):38-41.
- [5] 李启才,顾强,苏明周,等. 摩擦型高强螺栓连接性能的试验研究[J]. 西安科技学院学报,2003,23(3):322-324,327.
- [6] CHUNG K F,IP K H. Finite element modeling of bolted connections between cold-formed steel strips and hot rolled steel plates under static shear loading[J]. Engineering Structures,2000,22(10):1271-1284.
- [7] 蒋丽. 拉力作用下高强螺栓连接的有限元模拟[J]. 山西建筑,2006,32(21):56-57.
- [8] VDI 2230 Part1 Systematic Calculation of High Duty Bolted Joints [S].

收稿日期:2021-08-06

(上接第 217 页)

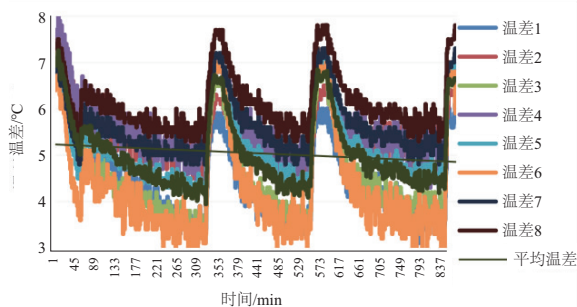


图7 电池舱中各检测点与环境温差

综上所述可知,储能柜组合式散热系统能够通过高温热测试试验,达到设计要求。但对比热仿真数据可知:组合式散热系统中,配电舱风冷散热系统仿真数据明显低于高温热测试数据,电池舱中空调冷却散热系统仿真数据明显高于高温热测试数据。造成以上偏差的原因如下:1)测试环境的误差波动所致,如热电偶的测量精度、高温箱的温度波动等;2)三相不平衡治理装置 SPC 等采用风冷散热装置的热损耗超过 3%,理论偏离实际;3)进出风口过滤棉的实际风阻比理论数据大;4)电池包充放电的实际工作状态不是稳定的线性关系,如亏电多比亏电少充电时实时功率相差很大;5)空调实际工作时的设置制冷温度点和回风温度差有一定的误差,且空调制冷时,吹出冷风的温度远远低于 25℃(实测在 11℃左右)。鉴于以上原因,建议:①高温热测试时,增加监测点,并做数据处理;②可

实际测试常规过滤棉的风阻与风速关系,积累相关参数;③在测试过程中,可实时监测风冷散热装置和电池包的工作电压电流等;④增加空调的送回风口的温度实时监测,积累空调工作的相关经验参数。

## 2 结语

高防护户外储能柜的组合式散热系统设计过程可见,理论计算结合热仿真设计,并辅以高温热测试试验,可极大地缩短散热系统的开发时间,提高研发的成功率。且在市场竞争日趋激烈的今天,组合式散热系统相比传统的单一散热系统,其设计思路更加灵活可变,可发挥单一散热系统各自的优势,市场竞争力更加突出。

### 参考文献:

- [1] NB/T 33001—2010 电动汽车非车载传导式充电机技术条件[S].
- [2] 李妮榕,胡广地,李雨生. 电池热管理系统散热结构的设计和仿真[J]. 机械制造与自动化,2020,49(3):90-93,97.
- [3] 李波. FloTHERM 软件基础与应用实例[M]. 北京:中国水利水电出版社,2014.
- [4] GB/T 2423.2—2008/IEC 60068-2-2:2007 电工电子产品环境试验第二部分 试验方法试验 B:高温[S].
- [5] 余建祖,高红霞,谢永奇. 电子设备热设计及分析技术[M]. 2版. 北京:北京航空航天大学出版社,2008.
- [6] 李波,李科群,俞丹海. Flotherm 软件在电子设备热设计中的应用[J]. 电子机械工程,2008,24(3):11-13,30.

收稿日期:2021-09-06