

大功率 IGBT 散热设计的模拟及实验研究

李 阳, 郑庆红

(西安建筑科技大学环境与市政工程学院, 西安 710055)

摘要:随着当代电子技术发展迅速,大功率电子产品的热流密度不断增长,体积在不断缩小。器件中心温度控制对其工作的可靠性具有重要影响,因此电子产品对冷却技术的要求更加严苛。针对某大功率器件 IGBT 模块的这些特点,利用 Icepak 建立原有产品的计算机模型,并用实验验证建立的可靠性。在此基础上,对铝制散热器结构和运行参数进行模拟优化分析。分析散热器肋片厚度、肋片高度及风量对于散热器热阻的影响,从而得出散热器的最佳设计方案。

关键词:功率器件;热设计;IGBT;散热器;热阻

Simulation and Experimental Investigation on the Thermal Design of High-power IGBT

LI Yang, ZHENG Qinghong

(School of Environmental and Municipal Engineering, Xi'an University of Architecture and Technology, Xi'an 710055, China)

Abstract: With the rapid development of modern electronic technology nowadays, the heat flux density of high-power electronic products is growing while their volumes are diminishing. The control of temperature at the center of devices affects the reliability of their operations, therefore, more requirements are required for the cooling technology. In this paper, considering the above characteristics of an IGBT module in a high-power device, a computer model for the original product was established using Icepak, and its reliability was experimentally verified. On this basis, the aluminum heat-sink's structure and operation parameters were simulated and optimized. By analyzing the effects on the heat-sink's thermal resistance resulting from the fins' thickness and height, as well as the air volume, an optimization scheme was obtained.

Keywords: power device; thermal design; IGBT; heat sink; thermal resistance

随着近年来电子技术的迅猛发展,大功率器件和集成电路的使用越来越广泛。功率器件(如 IGBT 功率模块)有着广阔的发展和前景。根据著名的“摩尔定律”推算:芯片上的晶体管每 18 个月翻一番^[1]。对于 IGBT 这种大功率器件,在其正常工作时,大功率损耗会产生大量的热而造成自升温,如果电源结构设计不当,那么开关器件所产生的热量将不能及时排出,开关器件的失效率将随着温度升高而大幅增大^[2]。研究资料表明:半导体元件的温度升高 10 °C,可靠性降低 50%^[3]。温度的上升直接

影响 IGBT 的热应力,严重时还会因温度过高而烧毁开关器件,直接影响到电源的寿命和可靠性^[4]。随着开关电源不断朝着大功率、高频和高功率密度的方向发展,散热设计已成为影响电源可靠性的一个关键因素^[4]。因此,有必要对 IGBT 这种大功率器件的散热特性进行测量和分析,并对其散热器的结构和运行参数等的优化进行研究。

1 常用热分析软件

当前流行的热设计软件种类比较多,主要有 ANSYS、FLOTHERM 和 Icepak。相比之下,FLOTHERM

RM 和 Icepak 在这方面显示了专业热分析软件的优越性。两者都具有专业的流体动力学 CFD (computational fluid dynamics) 的求解器,能够分析各种流体状态,同时,它们提供了电子设备热分析中常见的所有组件,使得电子设备热分析的建模非常简单。Icepak 软件除了具有以上优点之外,由于它所用的求解器为 FLUNT 求解器,还具有计算精度高的优点。

2 Icepak 模拟仿真及实验验证

2.1 模型

本文所研究的 IGBT 风冷散热器示意如图 1 所示。利用 Icepak 进行计算机模拟,考虑到发热元件以及控制空气流动的需要^[9],对模型简化,建立机箱尺寸为 550 mm×450 mm×180 mm 的模型,机箱内部包括散热器、基板、3 个热源、4 个风机和 1 个出风口。

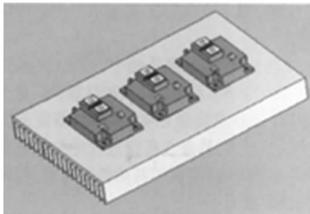


图 1 IGBT 散热器安装示意

Fig.1 Configuration of IGBT heat-sink

2.2 边界条件

环境温度为 14.3 °C, 每个 IGBT 模块功耗 300 W,机箱外表面与空气自然对流换热,换热系数为 15 W/(m²·K),风机总风量为 0.42 m³/s。散热器为铝型材散热器;基板长 0.27 m,宽 0.22 m,散热器肋片高度为 0.1 m,散热器肋片厚度为 0.002 5 m,共有 21 片肋片。求解类型为稳态。对建立的模型进行网格划分,划分过程即为模型建立有限元模型的过程。网格的划分形式对计算的精度和计算规模将产生直接的影响,本设计采用先粗化后细化的方式来划分,使网格更为精确。

2.3 气流检查

气流检查主要是检查气流的雷诺系数,根据雷诺系数来确定使用的流动方程。一般管道雷诺系数

$R_e < 2\ 000$ 为层流状态, $R_e > 4\ 000$ 为湍流状态, $R_e = 2\ 000 \sim 4\ 000$ 为过渡状态。本设计 R_e 为 90 412,故流动状态为紊流。

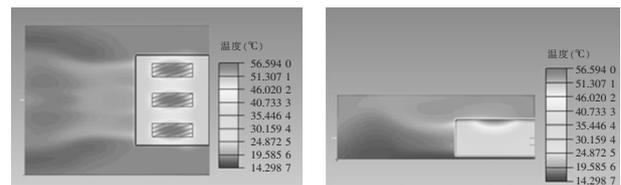
2.4 求解计算

Icepak 使用迭代法进行求解计算,设置完迭代次数,开始进行求解,当残差收敛曲线完全收敛时,计算完成。

2.5 数值计算结果

Icepak 软件仿真计算的结果,如图 2 显示。由图可见,散热器表面温度最高点位于 IGBT 下方中心位置,且离出风口位置较近,环境温度为 14.3 °C 条件下,散热器最高温度为 57 °C。

根据以上参数和模型,模拟结果如图 2~图 4 所示。



(a)Y-X 切面 Z=0.11 m

(b)Z-X 切面 Y=0.225 m

图 2 正交、垂直截面(XY 与 XZ 截面)的温度云图

Fig.2 Temperature nephogram on the perpendicular section (sections of XY and XZ planes)

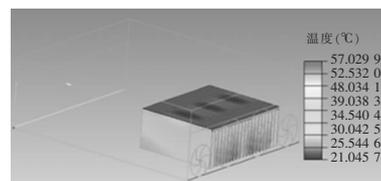
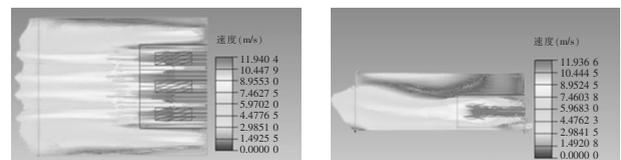


图 3 散热器肋片温度分布云图

Fig.3 Temperature nephogram on the fins of heat sink



(a)Y-X 切面 Z=0.08 m

(b)Z-X 切面 Y=0.22 m

图 4 正交垂直截面(XY 与 XZ 截面)的速度矢量图

Fig.4 Vector diagram of velocity on the perpendicular section (sections of XY and XZ planes)

2.5.1 温度场模拟及分析

由图 2(a)中可以看出,发热元件 IGBT 中心最

高温为 57 ℃,说明这种散热方式达到了控温目标。图 2(b)为 Z-X 切面 Y=0.225 温度云图,从图中可以看出,温度流向是逐渐向远离发热元件方向发展的,热量沿散热器扩散到空气中。空气由风机进入机箱内,带走散热器的热量后,再经出口流出。

2.5.2 流场模拟及分析

该机箱采取翅片式散热器设计,风机强化对流换热措施。散热器中流阻较大,使得流线向散热器上下两个方向偏折,减少了通过散热器的流量。图 4 为 Y-X 切面 Z=0.08 速度矢量和 Z-X 切面 Y=0.22 速度矢量图。可以看出,空气的流向是由风机入口进入,从出口流出。在散热器翅片间空气流速达到最大,有利于散热器上的热量扩散。

2.6 实验验证

利用 K 型热电偶测温仪,在机柜组装时,将热电偶测量探针预留在 IGBT 模块处,利用导热硅脂固定。整机运行 4 h 温度稳定后,用热电偶测温仪读取 3 个 IGBT 温度。

环境温度为 14.3 ℃时,测试 3 个 IGBT 中心的平均温度为 54 ℃,模拟 IGBT 中心最高温度为 57 ℃。由于测温探头无法测量到 IGBT 中心温度,故测试测量到的结果与模拟结果相比略微偏低,测试结果与模拟结果误差小于 10%,证明此模型可靠。

对公司主要产品最高设计温度范围进行了汇总整理,一般室内使用温度范围 0~45 ℃。除去军用产品,主要产品一般使用最高环境温度为 45 ℃,因此,本文研究的散热器最高使用环境温度按 45 ℃设计。当环境温度为最不利 45 ℃时,热源中心最高温度达到 87.2 ℃,散热器平均温度为 64 ℃。按照目前的方案,散热已经处于临界状态,如果使用环境更为苛刻,则无法满足需求。另外,从产品可靠性方面考虑也需要更优化的散热结构。

表 1 IGBT 散热系统实验测试数据

Tab.1 Test data from the IGBT heat sink system

耗散功率/ W	单管耗散 功率/W	热流密度/ W/m ²	IGBT 温度/℃		
			1#	2#	3#
900	300	62.500	45.9	54.1	62.0

3 影响散热器散热性能因素分析

在原模型的基础上对散热器几何尺寸及风机进行优化,通过对各种情况下的散热器热阻的比较,得出最优几何尺寸及匹配风机。散热器由肋片和基座构成,主要的几何参数包括肋片长、肋片厚,肋片数、基座厚、基座宽等。确定散热器优化设计软件采用的 Icepak 软件,它采用计算流体动力学求解器,有限体积法,非结构化网格可以逼近复杂的几何形状,同时能实现散热器肋片高度、厚度等几何参数的优化。同时还需要考虑以下几点:安装散热器允许的空间、气流流量和散热器的成本等。

强迫风冷散热满足的方程^[6]为

$$Q = \alpha A (T_s - T_a) \quad (1)$$

式中:Q 为单位时间内由散热器传递到环境的热量,W;α 为对流换热系数,W/m²·K;A 为散热器与空气接触的面积,m²;T_s 为散热器表面的平均温度,℃;T_a 为环境温度,℃。

散热器热阻表达式为

$$R_{th} = (T_s - T_a) / Q \quad (2)$$

3.1 肋片高度

在散热器优化设计软件中,其他几何参数和环境条件均保持不变,分析肋片高度不同时,散热器热阻和热源中心最高温度的变化,分析结果如图 5 所示。

由图 5 可以看出,散热器肋片高度 H_L 对散热器热性能及热源中心温度有很大影响。在相同条件下,随着肋片高度的增加,热源的热量更容易通过肋片传至空气中,从而使散热器平均温度和热源中心温度降低;但是随着肋片高度的增加,散热效果的改变逐渐变缓;当肋片高度增加到一定高度时,热源中心温度基本不再降低;同时肋片高度也受到设备内部空间、重量和材料成本的制约,因此散热器肋片高度不宜过高^[7]。由图中可以得出肋片高度为 0.09 m 较合适,与原始模型相比热源中心温度降低了 2 ℃。

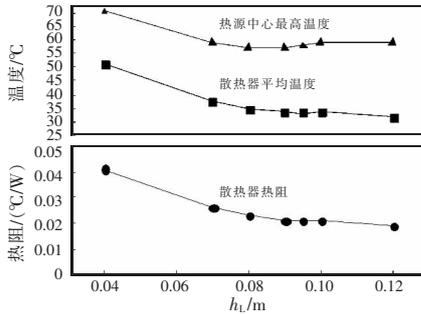
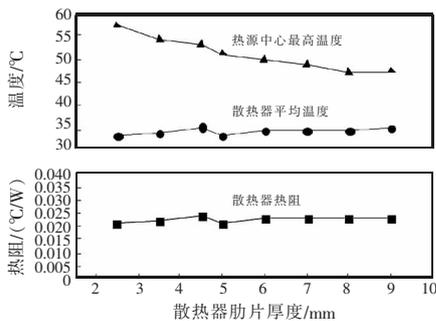


图 5 高度与热阻及温度关系曲线

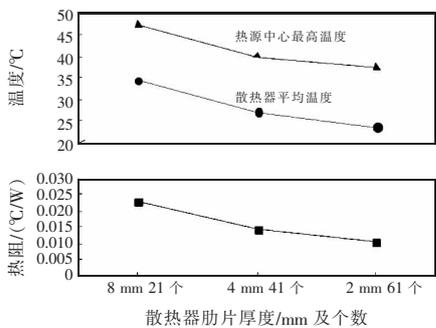
Fig.5 Relationship curves of heat resistance and temperature vs height

3.2 肋片厚度

对肋片厚度进行模拟优化,结果如图 6 所示。由图 6(a)可以看出,散热器肋片个数一定时,肋片越厚导热效果越好,但当肋片厚度达到 6 mm 后,散热器平均温度及散热器热阻基本不再降低。而热源中心最高温度在肋片厚度达到 8 mm 后,温度不再降低反而略微升高。这是由于肋片间隙过小会造成气流无法顺利流过散热器,在散热器两旁形成绕流,无法将散热器中心肋片上的热量带走。当肋片



(a) 肋片厚度与热阻、温度关系



(b) 肋片个数与热阻、温度关系

图 6 肋片厚度及个数与热阻及温度关系曲线
Fig.6 Relationship curves of heat resistance and temperature vs thickness and numbers of fins

厚度过小,热传导造成的热阻为影响其散热的主要热阻;肋片厚度达到 8 mm 后散热器平均温度基本不再变化,这时影响散热器换热的主要因素是对流换热。在肋片总厚度不变的情况下,增加肋片个数,增大换热面积,肋片数对热阻、温度的影响结果如图 6(b)所示。工业制造肋片散热器时,考虑到其加工难度,肋片一般最薄加工到 2 mm。由图 6(b)中可以看出,肋片个数增加到 61,且肋片厚度为 2 mm 时,散热器的散热效果最好。

3.3 风机风量

根据以上模拟结果对模型进行优化后,在不同风量情况下,对模型进行模拟,分析风量不同时,散热器热阻和温度的变化,结果如图 6 所示。

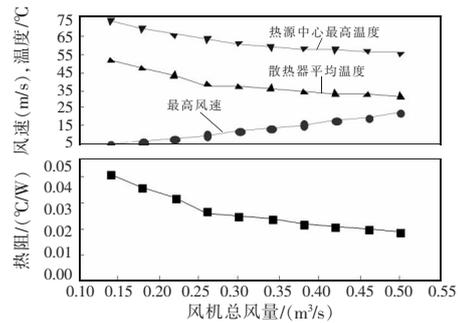


图 7 风量与热阻及温度关系曲线

Fig.7 Relationship curves of heat resistance, wind velocity, and temperature vs air volume

由图可以看出,随着风机风量的增大,热源中心温度和散热器平均温度均有下降。当风量增加到 0.38 m³/s 时,温度下降趋势减缓;风量继续增大,温度虽仍呈下降趋势但温度变化并不明显;随着风量的增大,热阻也相应呈降低趋势;但风机风量增加的同时也造成空气流速和噪音的增加。所以不能一味地依靠增加风机风量来提高散热。

3.4 最终优化方案

最终优化方案如表 2 所示。按优化方案模拟得到:当环境温度为 14.3 °C 时,热源中心最高温度为 37.4 °C,散热器平均温度为 25.2 °C;相比优化之前测量的散热器中心最高温度降低了 16.6 °C。在最不利环境温度 45 °C 条件下,热源中心最高温度为 68.7 °C,散热器平均温度 52.9 °C;将热源功率增大到 500 W,热流密度达到 105 W/m²,而热源中心最

高温为 84.6 °C,散热器平均温度 61.4 °C,散热器仍可达到要求,远低于 IGBT 结温(处于电子设备中实际半导体芯片的最高温度)最高设计值 125 °C,电子器件的可靠性得到了充分保证。

表 2 最终优化方案

Tab.2 Final optimization scheme

肋片厚度/ mm	肋片数/ 个	肋片高度/ m	肋片间距/ mm	风机风量/ m ³ /s
2	61	0.09	2.47	2×0.12 2×0.09

4 结论

本文分析了大功率热源风冷散热器的肋片高度、风机风量和肋片厚度对散热器热阻的影响,得到结论以下。

(1)肋片高度和散热器散热性能密切相关,在一定范围内高度越高,散热器换热性能越好,热阻越小。实验条件下肋片高度应不小于 0.09 m。

(2)风机风量越大,散热器热阻越小,温度持续降低。风量增大到 0.38 m³/s 后,热源中心温度和散热器平均温度呈降低趋势,但降低趋势逐渐减缓。

(3)肋片厚度在一定范围内可以增加热量的传导,肋片个数为 21 时,厚度达到 0.008 m,导热热阻不再是影响散热的主要因素。继续增大肋片厚度,间隙变小会阻碍空气对流换热,温度不再降低反而升高,热阻也相应增大。增加换热面积即增加肋片个数,经模拟得到肋片厚度为 2 mm,个数为 61 个为最优。

参考文献:

- [1] 李腾,刘静. 芯片冷却技术的最新研究进展及其评价[J]. 制冷学报, 2004, 25(3): 22-32.
Li Teng, Liu Jing. Latest research advancement and assessment of chip cooling techniques[J]. Journal of Refrigeration, 2004, 25(3):22-32(in Chinese).
- [2] 贺青川. 数控系统开关电源加速寿命试验方法研究[D]. 杭州:浙江理工大学, 2013.
He Qingchuan. Research on accelerated life testing method

of switching power supply for numerical control system[D]. Hangzhou: Zhejiang SCI-TECH University, 2013(in Chinese).

- [3] 吕永超,杨双根. 电子设备热分析、热设计及热测试技术综述及最新进展[J]. 电子机械工程, 2007, 23(1): 5-10.
Lyu Yongchao, Yang Shuanggen. A review of thermal analysis, thermal design and thermal test technology and their recent development[J]. Electro-Mechanical Engineering, 2007, 23(1): 5-10(in Chinese).
- [4] 何文志,丘东元,肖文勋,等. 高频大功率开关电源结构的热设计[J]. 电工技术学报, 2013, 28(2): 185-191, 218.
He Wenzhi, Qiu Dongyuan, Xiao Wenxun, et al. Thermal design of high frequency high power switched-mode power supply[J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2013, 28(2): 185-191, 218(in Chinese).
- [5] 黄倩,马亮,陈玉华,等. 基于 ICEPAK 的高频逆变器的热设计及分析[J]. 电子设计工程, 2013, 21(19):57-60.
Huang Qian, Ma Liang, Chen Yuhua, et al. Thermal design and analysis of high-frequency inverter based on ICEPAK[J]. Electronic Design Engineering, 2013, 21(19): 57-60(in Chinese).
- [6] 周涛,陆晓东,李媛. 功率半导体器件风冷散热器热阻计算[J]. 渤海大学学报:自然科学版, 2011, 32(3):228-235.
Zhou Tao, Lu Xiaodong, Li Yuan. Calculation of thermal resistance for air-cooling heat sink of power semiconductor parts[J]. Journal of Bohai University: Natural Science Edition, 2011, 32(3):228-235(in Chinese).
- [7] 付桂翠,高泽溪. 影响功率器件散热器散热性能的几何因素分析[J]. 电子器件, 2003, 26(4):354-356.
Fu Guicui, Gao Zexi. Analysis of geometric factors on effect upon the capability of heat sink of power component [J]. Chinese Journal of Electron Devices, 2003, 26(4):354-356(in Chinese).

作者简介:

李阳(1991-),女,通信作者,硕士研究生,研究方向:散热器热设计优化,E-mail:121831808@qq.com。

郑庆红(1966-),女,博士,副教授,研究方向:建筑室内热湿环境控制技术 & 优化技术,建筑设备系统节能及能耗控制技术,E-mail:411167662@qq.com。



李阳