

学
术
交
流轨道车辆大功率 IGBT 散热器的
热设计与试验研究

王 雄, 马伯乐, 陈明翊, 忻 力

(南车电气技术与材料工程研究院, 湖南 株洲 412001)



作者简介: 王 雄(1982-), 男, 硕士, 设计师, 从事变流器模块总体设计及变流器冷却系统的研究。

摘 要: 首先应用传热学理论对肋片散热器进行热阻计算, 并采用 Icepak 软件进行仿真, 最后为了验证理论计算和仿真的精度, 进行了相关的散热器热阻试验。通过对散热器理论计算、仿真计算与试验结果进行对比研究证明, 仿真计算能满足工程精度要求, 理论计算经过修正后也能满足工程需要。

关键词: 轨道车辆; IGBT; 散热器; 热阻计算; Icepak 仿真; 试验

中图分类号: TM46; U264.3+7 **献标识码:** A **文章编号:** 1000-128X(2012)04-0071-03

Thermal Design and Experimental Research on High-power IGBT Module Heatsink Applied in Rail Vehicle

WANG Xiong, MA Bo-le, CHEN Ming-yi, XIN Li

(CSR Research of Electrical Technology & Material Engineering, Zhuzhou, Hunan 412001, China)

Abstract: Thermal resistance of heatsink was calculated with heat transfer empirical formulas and simulated with Icepak software, for testing accuracy of which, experiments of thermal resistances were carried out. Comparison of the results proved that Icepak simulation could meet engineering applying requirement, as well as modified empirical formulas method.

Key words: rail vehicle; IGBT; heatsink; calculation of heat resistance; simulation of icepak; experiment

0 引言

目前广泛应用于轨道交通领域的IGBT是机车主变流装置的核心功率器件,其稳定性和可靠性对车辆的安全稳定运行至关重要。IGBT芯片的结温直接影响到IGBT承载电流的能力,IGBT结温一方面决定于自身的功率损耗,另一方面受外部散热方式和冷却条件的影响。因此,散热器的选型和设计对于保证IGBT模块的正常工作意义重大。

目前技术条件下,常规的IGBT散热方式主要有3种:肋片散热、热管散热和液冷散热,其中肋片散热和热管散热主要采用强迫风冷的方法,而液冷散热主要采用液体(水与乙二醇的混合物)循环系统冷却。肋片散热器结构紧凑,体积适中,导热稳定,但需要附带辅助风道,对风机性能要求较高,且风机在运行时容易产生严重的噪声污染;而热管散热器体积较大,结构

笨重,安装和拆卸困难,但散热能力较肋片散热器要好。相比之下,液冷散热器的散热能力最强,但需要附带复杂的冷却液循环系统,同时对系统密封性要求甚高,一旦散热器或者管道出现冷却液泄漏将会造成主变流器电气短路等严重后果。一般对于单个IGBT模块而言,在发热量小于900 W时可选用肋片散热,900~1 200 W时可选用热管散热,大于1 200 W时应选用液冷散热。

本文以英飞凌(infion)FZ1200R33KF2C型IGBT模块为例,用传热学理论对单个IGBT肋片散热器进行热设计计算,再采用ANSYS ICEPAK 12.1.6软件进行热仿真,最后将仿真结果和试验数据进行对比。

1 肋片散热器热阻的计算方法

以铝肋片散热器为例建立工程传热学模型,取散热器基板厚度 $\delta_b=18$ mm,设肋片表面风速 $v=10$ m/s,肋片长度 $l=0.14$ m,IGBT的最高结温为125℃,为了保证IGBT正常工作,其基板温度应控制在85℃以下,故设

收稿日期:2011-11-30

定散热器基板温度 $t_0=85$,环境温度 $t_\infty=40$;空气的定性温度 $t_m=(t_0+t_\infty)/2=62.5$,根据定性温度查阅空气的热物理性质参数表,得普朗特数 $Pr=0.696$,运动粘度 $\nu=18.97\times 10^{-6}$ m²/s,空气的导热系数 $\lambda_2=0.029$ W/(m·K);雷诺数 $Re=v l/\nu=10\times 0.14/(18.97\times 10^{-6})=0.738\times 10^5$ ($Re<2\times 10^5$ 判断属于层流),将肋片简化为空气横掠等温平板模型:

$$努塞尔数 Nu=hl/\lambda_2=0.664 Re^{1/2} Pr^{1/3}$$

肋片平均对流换热系数

$$h=0.664 Re^{1/2} Pr^{1/3} \lambda_2/l=33.11 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$$

$$单个肋片的热阻 R_{\gamma 1}=1/[\lambda_1 A_c h_f P]^{1/2} t h(\text{mH})$$

式中:

λ_1 ——肋片的导热系数,使用铝合金6063,导热系数取 $\lambda_1=209$ W/(m·K);

A_c ——沿肋高方向肋片横截面面积,即肋片长度与肋片厚度的乘积($A_c=l\times\delta$);

h_f ——肋片的平均对流传热系数;

P ——单个肋片参与换热的截面周长;

m ——常量, $m=(hP/\lambda_1 A_c)^{0.5}$;

H ——肋片的高度加上半肋厚度($H=H'+\delta/2$);

基板的散热热阻 $R_b=\delta_b/(\lambda_1 A_1)=0.0032$ K/W

式中: δ_b ——基板厚度,取 $\delta_b=0.018$ m;

A_1 ——基板面积 $A_1=0.19\times 0.14$ m²。

肋片空隙间基板的散热热阻 $R_{\text{gap}}=1/(h_1 A_2)$

式中: h_1 ——基板的平均对流传热系数,在本例中取与肋片平均对流传热系数相等;

A_2 ——基板的肋片空隙间面积, $A_2=A_1-N\times\delta\times l$,其中: N ——肋片个数。

散热器总热阻

$$R_{\text{total}}=R_b+R_{\text{gap}}/(NR_{f1}+NR_{f1}R_{\text{gap}})$$

散热器在基板温度 $t_0=85$,环境温度 $t_\infty=40$,肋片表面风速 $v=10$ m/s的条件下最多能带走的热量为:

$$\Phi_{\text{total}}=t/R_{\text{total}}=(t_0-t_\infty)/R_{\text{total}}$$

采用4个散热器A、B、C、D作对比试验,散热器的有关参数如表1所示,应用上述计算方法得出的计算结果如表2所示。

表1 散热器尺寸特征

散热器	基板尺寸/m (长×宽×高)	肋片数目 N	肋片厚度 δ /m	肋片高度 l_{fin} /m	肋片间隙距离 l_{gap} /m
A	0.14 × 0.19 × 0.018	23	0.002	0.1	0.006 0
B	0.14 × 0.19 × 0.018	29	0.002	0.1	0.004 4
C	0.19 × 0.14 × 0.018	17	0.002	0.1	0.006 0
D	0.19 × 0.14 × 0.018	21	0.002	0.1	0.004 4

表2 散热器热阻值计算结果

翅片表面风速 v/m·s ⁻¹	散热器 A 热阻	散热器 B 热阻	散热器 C 热阻	散热器 D 热阻
6	80.7	65.6	90.3	74.3
10	67.2	55.6	75.3	62.0
15	58.6	48.5	65.4	54.0

2 ICEPAK 仿真

本文使用的Icepak软件是ANSYS公司开发的热仿真软件,Icepak包含了丰富的物理模型,能求解自然对流、强迫对流和混合对流、热传导、热辐射、流—固的耦合换热、层流、湍流、稳态、非稳态等流动现象。Icepak具有参数化和优化设计功能,任意量都可设置成变量,通过变量的参数化控制来完成不同工况、不同结构、不同状态的统一计算;通过对变量自动优化,获得热设计的最优方案。

本文采用 $k-\epsilon$ 两方程模型对上述4种散热器进行了仿真,求解了包括连续性方程、动量方程、能量方程以及 $k-\epsilon$ 方程。散热功率1 000 W,肋片表面平均风速分6 m/s、10 m/s、15 m/s 3种情况。上述4种散热器的仿真计算结果如表3所示,由于论文篇幅限制,这里只给出散热器B在肋片表面平均风速为10 m/s下的温度场,如图1、图2所示。

表3 散热器仿真结果

翅片表面平均 风速 v/m·s ⁻¹	散热器 A 热阻	散热器 B 热阻	散热器 C 热阻	散热器 D 热阻
6	70.3	55.5	76.3	62.5
10	58.1	47.2	63.0	52.7
15	50.5	41.2	54.7	45.9

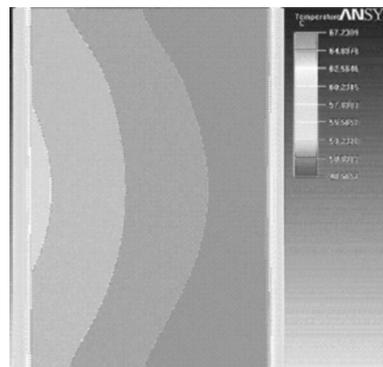


图1 散热器B 基板底部温度分布图

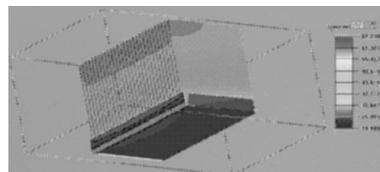


图2 散热器B 温度分布图

3 散热器热阻试验研究

根据《GB/T 8446.2—2004 电力半导体器件用散热器 第2部分:热阻和流阻测试方法》,使用与IGBT尺寸相同的发热块代替IGBT,发热块内置发热电阻,通过调节电压和电流来控制发热功率,通过调节风机转速来控制风速大小,风道按照国家标准要求进行布置,通过风速仪测量风道出口处的平均风速,再根据风量换算成肋片表面的平均风速。在试验前对热电偶在0和100 进行校准,选取符合精度的热电偶进行温度测

量。对上述4种散热器进行热阻试验,结果如表4所示。

表4 试验测量所得热阻值 K/kW

翅片表面风速 v/m · s ⁻¹	散热器 A 热阻	散热器 B 热阻	散热器 C 热阻	散热器 D 热阻
6	69.6	58.6	73.8	64.6
10	52.4	47.6	58.2	50.7
15	47.2	38.8	49.7	41.5

4 理论计算、仿真及试验对比研究

为了验证理论计算和热仿真的精确度,把理论计算和仿真结果与试验结果进行了总结对比如表5,分析结果如图3~图6所示。

表5 理论计算、仿真及试验热阻值对比 K/kW

翅片表面风速 v/m · s ⁻¹	散热器 A 热阻			散热器 B 热阻			散热器 C 热阻			散热器 D 热阻		
	计 算	仿 真	试 验									
6	80.7	70.3	69.6	65.6	55.5	58.6	90.3	76.3	73.8	74.3	62.5	64.6
10	67.2	58.1	52.4	55.6	47.2	47.6	75.3	63.0	58.2	62.0	52.7	50.7
15	58.6	50.5	47.2	48.5	41.2	38.8	65.4	54.7	49.7	54.0	45.9	41.5

从表5以及图3~图6的对比曲线来看,热仿真结果和试验结果吻合得较好,误差在1%~10%之间,因此将Icepak应用于大功率IGBT元件的散热设计,可以缩短设计周期,减少设计和试验成本,且精度符合一般性工程要求。

相比之下,理论计算的结果偏差较大,热阻计算结果比试验结果偏高15%~30%。造成误差的主要原因一方面是工程计算经验公式本身就有误差;另一方面是计算肋片对流传热系数时采用了横掠等温平板模型,而肋片的温度是从肋基到顶端呈递减分布。但从对比结果来看,理论计算和试验结果2条曲线大致是平行的,因此热阻理论计算的结果可以乘以一个修正系数以达到误差允许的范围。

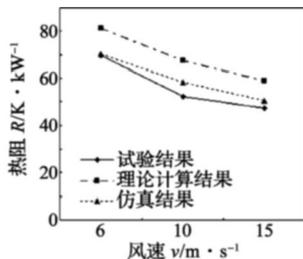


图3 散热器 A 试验与计算及仿真结果对比

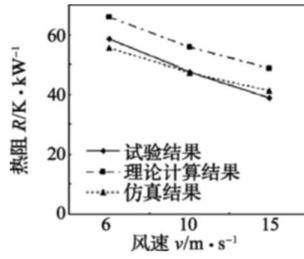


图4 散热器 B 试验与计算及仿真结果对比

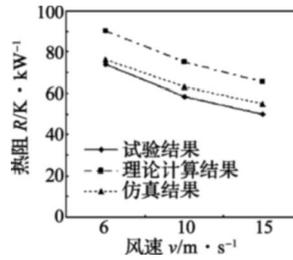


图5 散热器 C 试验与计算及仿真结果对比

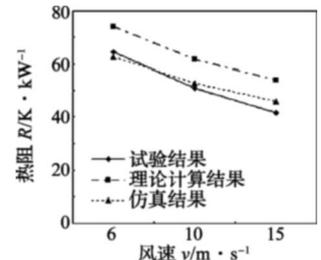


图6 散热器 D 试验与计算及仿真结果对比

5 结语

本文介绍了大功率IGBT散热器热阻理论计算的方法,并通过Icepak软件进行热仿真计算,同时进行了散热器热阻试验,验证了理论计算和热仿真的精度。通过对散热器理论计算、仿真计算与试验结果进行对比研究,得出了以下结论:

通过对4种散热器进行热阻测试试验,得到了一组散热器热阻数据库,便于今后对散热器热阻特性的相关研究,同时可以作为判断理论计算和仿真计算精度的依据。

Icepak软件对肋片散热器仿真结果误差在10%以内,与试验结果吻合较好,可用于变流器模块的工程热设计。

理论计算结果与试验偏差较大,但不失为一种可用的肋片散热器热阻计算方法,得出的热阻乘以某个修正系数(如0.8)后,就可以满足工程需要,关于该修正系数的选取可作为今后的一个研究项目。

参考文献:

[1] 杨世铨,陶文铨. 传热学[M] 北京:高等教育出版社,1998: 161-169.

[2] 陶文铨. 数值传热学[M] 陕西:西安交通大学出版社, 2001: 347-353.

[3] 丁 杰,李江红,陈燕平,张陈林. 流动状态与热源简化方式对IGBT水冷板仿真结果的影响[J] 机车电传动,2011 (5): 21-25.

[4] 李 华,杨 光,杨 涛,欧阳柳. 6.5 kV 高压IGBT的并联应用研究[J] 机车电传动,2011(4): 14-16.

[5] 汤春秋,莫易敏. 并联IGBT的散热有限元计算分析及试验研究[J] 武汉理工大学学报(信息与管理工程版),2008 (5): 718-820.

(本篇文章为南车株洲电力机车研究所有限公司 2011年度学术交流论文)