

基于 Fluent 的 6 英寸晶闸管水冷散热器设计及优化

熊 辉, 邵 云, 颜 骥, 孙文伟, 郭金童

(株洲南车时代电气股份有限公司, 湖南 株洲 421001)

摘 要: 概述了 6 英寸晶闸管的水冷散热系统及模型, 利用 Fluent 软件, 采用有限元分析方法和标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型, 通过求解三维 N-S 方程和三维温度场模型模拟了散热器的散热过程。仿真分析了散热器台面的温度分布、流场与流动阻力、功率和流量变化时对热阻和流阻的影响。提出了散热器的优化设计方案, 进行了流动与传热模拟。通过与前期试验的对比分析可知, 采用 Fluent 仿真软件能较真实地反映水冷散热器的散热过程及内部流体的复杂流动过程, 可为散热器的设计及改进提供理论依据。

关键词: 晶闸管; 水冷散热器; 仿真; 热阻

中图分类号: TN34

文献标识码: A

文章编号: 2095-3631(2013)04-0022-06

Design and Optimization of Water-cooled Radiator for 6-inch Thyristor Based on Fluent

XIONG Hui, SHAO Yun, YAN Ji, SUN Wen-wei, GUO Jin-tong

(Zhuzhou CSR Times Electric Co., Ltd., Zhuzhou, Hunan 412001, China)

Abstract: It presents a water-cooled radiation system for 6-inch thyristor and its model. With Fluent software, radiation process is simulated through finite element analysis as well as standard $k-\varepsilon$ turbulence model, which follows computations on both N-S equation and three-dimensional temperature field model. Simulation analysis shows the temperature distribution of radiator surface, flow and its resistance, and respective effects on thermal resistance and flow resistance when the power and flow rate are varying. An optimal design proposal is given, and further simulation on fluid flow and heat transfer is performed. With comparison of previous test analyses, the radiation process of water-cooled radiator and complicated flow process of the internal fluid can be showed more closely through Fluent simulation software, which may contribute to theoretical support during radiator design and optimization.

Key words: thyristor; water-cooled radiator; simulation; thermal resistance

0 引言

随着电力电子技术的不断发展, 大功率晶闸管在各种电子设备及机电控制领域得到了广泛的应用。如特高压直流输电(UHVDC)领域, 大功率晶闸管已成为高压直流输电换流阀的核心部件, 起着至关重要的作用。由株洲南车时代电气股份有限公司生产的6英寸晶闸管以其耐压高、通流能力强、质量稳定可靠等特点得

到了客户的青睐。应用中, 当有电流流过晶闸管时, 将产生一定的压降, 导致芯片温度上升, 如不能及时散热将会因过热使芯片失效或损坏。因此对运行中的晶闸管进行有效散热是提高装置可靠性的关键因素。

目前, 国内外晶闸管散热器的设计方法较为成熟, 某些设计是通过 Fluent 进行数值模拟计算^[1-2]得到设计结果或利用经验公式进行手工计算^[3], 其结果通常缺乏对温度分布细节的直观性描述。随着计算技术的发展, 具有强大后处理功能的有限元分析软件不断出现, 使基于有限元法的热分析技术得到了广泛应用, 如对模具的热仿真设计^[4], 对加工过程的热仿真^[5]以及基于

收稿日期: 2013-03-20

作者简介: 熊辉(1980-), 男, 工程师, 主要从事电力半导体器件技术研究。

基金项目: 国家863计划资助项目(2012AA052701)

ANSYS 的风冷散热片热仿真研究^[6]等。一些学者运用数值模拟进行热交换过程分析并根据模拟结果来优化散热器：如 Panankar 等人的研究为散热器的数值模拟奠定了理论基础^[7]；郭崇志等对固定管板式换热器进行了热应力数值模拟，分析了管板与管子、壳体连接处附近的热应力分布^[8]；吴淑泉等对电子设备的强迫风冷过程进行了模拟分析并与实验结果进行了对比，结果表明模拟结果是可信的^[9]。至今，一些学者对风冷冷散器的研究颇多，但基于流体过程的水冷散热仿真则做得较少。本文介绍了一种利用 Fluent 有限元分析对晶闸管水冷散热器进行设计和优化的方法。

1 物理模型

散热器的主要任务是将管芯的热量传递到散热器外表面并与周围环境进行换热或将管芯的热量传递到散热器内管壁与水进行换热。对于大功率晶闸管，管芯是主要的发热部件，本文以用于 UHVDC 的 6 英寸大功率晶闸管散热器为分析对象，对其散热过程进行建模分析。首先建立如图 1 所示的散热系统，芯片作为器件的发热部件，其两端各有一块圆柱形钼片，钼片外端面分别是管盖和管座。散热器通过一定的压力与器件端面紧密贴合以减少其接触热阻，降低接触损耗。

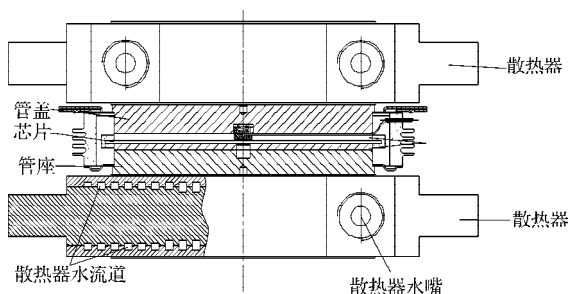


图 1 晶闸管水冷散热系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of thyristor water-cooled system

水冷散热器流道采用双层交错结构，上下层流道与主体流动方向分别呈一定夹角。原型散热器槽道两端为圆弧形，为了简化模型，这里两端改为平头。散热器流道如图 2 所示。

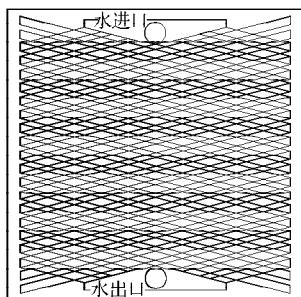


图 2 散热器流道示意图

Fig. 2 Schematic diagram of radiator channel

图 3 为沿散热器主流方向中心截面视图。散热器工作时，与晶闸管呈层叠交替安装结构。单个散热器具有两组交叉换热流道，根据其对称性，计算中仅取其中一半作为分析对象。图 3 中下表面为一对称面，在计算模型中处理为绝热边界；上表面为与晶闸管壳贴合的受热面，模型中为恒定热流密度边界。冷却水从左侧进口进入上下两层交错流道，从右侧出口流出。模型其余外部表面均处理为绝热边界。

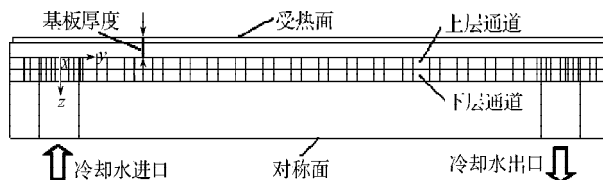


图 3 散热器中心截面视图

Fig. 3 Cross section diagram of radiator core

2 数学模型

计算中运用的控制方程为三维不可压缩流体的连续性方程和 N-S 动量及能量方程。计算域为水冷散热器内部流体的流动区域。在充分发展的湍流区域，采用反映湍流脉动量对流场影响的湍流动能方程和湍流应力方程的 k - ε 标准湍流模型^[10-11]：

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{2\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$$

式中： μ_t ——湍流黏度， $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$ ； k 为湍流动能；

$\frac{Dk}{Dt}$ —— k 相对于时间和空间的导数； ρ ——流体密度；

μ ——流体动力黏度； ε ——湍流动能耗散率； x_i ——为

x 、 y 、 z 方向的空间变量； G_k ——由平均速度梯度引起的

湍流动能 k 的产生项； G_b ——由浮力引起的湍流动能 k

的产生项， $G_b=0$ ； $C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$ 、 C_μ 、 σ_k ——均为经验常数。

为建立水冷散热器的三维温度场模型，进行了以下假设和等效：

(1) 器件的损耗全部集中在芯片上且分布均匀。

(2) 忽略器件台面与水冷散热器间的接触热阻。

(3) 在一定水流量下，与水流对水冷散热器及功率器件的对流散热效果相比，空气的自然散热效果可以忽略不计。因此，在计算过程中忽略了水冷散热器和功率器件与空气之间的热交换。

(4) 在一定水流量下，进、出水温差较小，可以认为管道内水温沿水流方向呈线性分布^[9]，从而可不用求解沿水流方向的能量方程，大大减少计算量；并且忽略流

体在管道端部连接处的温差。

在上述假设和等效条件下,取水冷却散热器的内壁作为求解域,通过对流方式散热,为第三类边界;其余表面是绝热面,为第二类边界。

求解域内三维稳态温度场的边值问题的方程为^[12]:

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(k_x \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(k_y \frac{\partial T}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(k_z \frac{\partial T}{\partial z}\right) = -q$$

$$\frac{\partial T}{\partial n}\bigg|_{S_1} = 0$$

$$-k \frac{\partial T}{\partial n}\bigg|_{S_2} = h(T - T_f)$$

式中: T ——物体的温度($^{\circ}\text{C}$); T_f ——冷却水的温度($^{\circ}\text{C}$);

k_x 、 k_y 、 k_z ——分别为物体在 x 、 y 、 z 方向的导热系数($\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$); q ——热源密度(W/m^3); n ——单位法向矢量; h ——传热系数($\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$); S_1 、 S_2 分别为第二类和第三类边界条件。

3 仿真设计及优化

利用Fluent有限元分析方法对散热器进行分析,其设计及优化过程分两个步骤。首先对现有用于UHVDC的6英寸晶闸管的散热器进行分析计算,其内容包括:散热器台面温度分布与热阻,流场与流动阻力,功率变化对热阻的影响,流量变化对热阻的影响;然后根据分析结果对散热器进行优化设计,通过前后的比较可得到优化的结果。

3.1 散热器台面温度分布与热阻

对现有散热器的分析过程:在冷却水进口温度 40°C ,流量 $8\text{ L}/\text{min}$,晶闸管功率 $6\,000\text{ W}$ (单侧 $3\,000\text{ W}$)的条件下,计算了散热器内传热与流动特性,其受热面温度分布见图4。

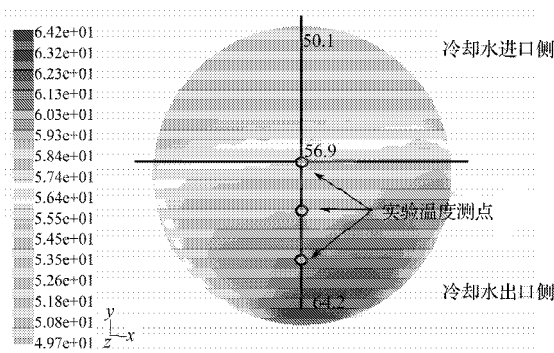


图4 散热器受热面温度分布

Fig. 4 Temperature distribution of radiator heating surface

由图可见,散热器受热面温度从冷却水进口侧向出口侧逐渐升高,其最高温度出现在冷却水出口附近,在该工况下受热面最高温度为 64.2°C 。可进一步算出最

高温度的散热器的热阻为:

$$(64.2 - 40)^{\circ}\text{C}/6\text{ kW} = 4.031^{\circ}\text{C}/\text{kW}.$$

通过试验来验证仿真结果的正确性。在相同条件下对散热器进行试验,试验时在散热器受热面上布置3个测点,取其中最高温度点进行计算。试验结果:热阻为 $3.4^{\circ}\text{C}/\text{kW}$,台面的最高温度为 60.4°C 。该结果与仿真结果存在一定的差别,其原因是仿真和试验选取的温度点不同,如果以试验的最高温度测点为参照,仿真的结果为 60.5°C ,与试验时测得的最高温度 60.4°C 非常接近。由此可见,仿真模型及计算结果与实际散热器受热面的温度分布十分吻合。

3.2 流场与流动阻力

由于流道及流动结构的复杂性,难以完整表达出整个流道中冷却水的流动结构,因此分别取上下两层流道的中心截面(x - y 平面)上的速度分布。图5为晶闸管功率 $6\,000\text{ W}$,水流量为 $8\text{ L}/\text{min}$ 时,上下层通道中心截面速度分布。

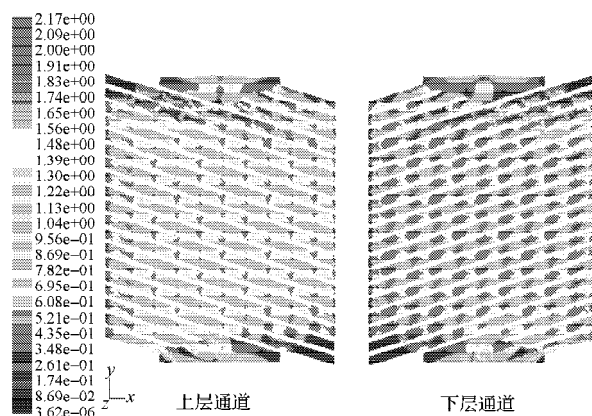


图5 上下层通道中心截面速度分布

Fig. 5 Velocity distribution on the cross section of upper and lower channel

由仿真结果可知,冷却水在换热通道内整体流速较低。同时,可以发现在流体进出口侧的拐角区域存在流速非常低的“流动滞止区”,该区域换热较差。对于进口侧而言,由于流体温度较低,因此相对应的台面温度也较低,流动滞止区的影响不大;但是,在流体出口侧,流体温度逐渐升高(此工况下,流体出口温度仿真值为 50.8°C),故器件台面的最高温度出现在该区域。

在此工况下,冷却水进、出口间流动总压力损失 16.81 kPa 。因此,适当提高冷却水循环流量,不仅可以增强散热器的整体换热性能,同时还可以弥补一定的阻力损失。为了更清晰地观察流道内的流动结构,图6与图7分别给出了不同流道截面的速度矢量图。

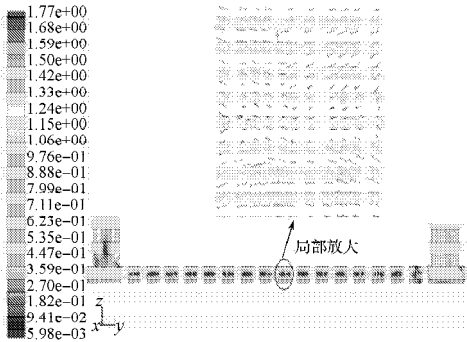


图 6 $x=0$ 截面速度矢量图及局部放大

Fig. 6 $x=0$ sectional velocity vector and local amplification

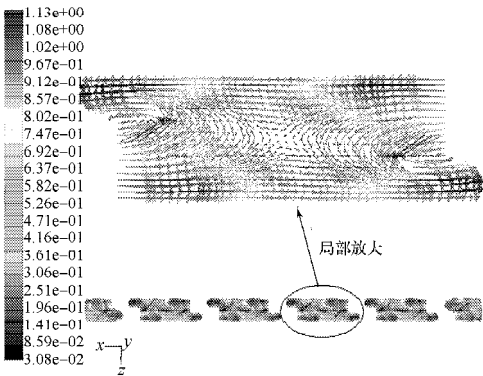


图 7 $y=0$ 截面速度矢量图及局部放大

Fig. 7 $y=0$ sectional velocity vector and local amplification

3.3 功率变化对热阻的影响

分别考察了当冷却水流量固定为 8 L/min, 输入功率为 5 000 W 和 4 000 W 两种工况下, 受热面的温度分布和流场结构(图 8 和图 9)。流量不变, 输入功率减小时, 散热器受热台面的温度场以及流道中心截面的流动结构

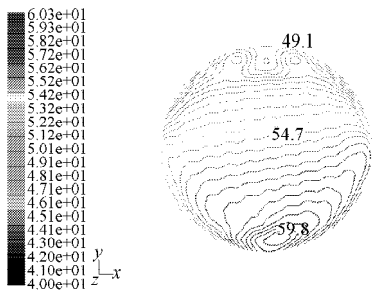


图 8 输入功率 5 000 W 时, 散热器受热面温度分布

Fig. 8 Temperature distribution of radiator heating surface at 5 000 W

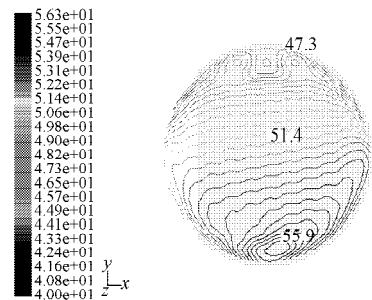


图 9 输入功率 4 000 W 时, 散热器受热面温度分布

Fig. 9 Temperature distribution of radiator heating surface at 4 000 W

与输入功率 6 000 W 时相似。而在流场方面, 由于流量并无改变, 流体的平均温度变化不大(即流体物性变化不大), 因此流动结构十分相似, 流动阻力也几乎没有变化, 故未给出图示。

冷却水循环流量固定为 8 L/min, 3 种不同输入功率条件下的计算结果汇总于表 1。表中计算表明, 功率变化对器件的热阻影响甚微。

表 1 不同输入功率下计算结果汇总

Tab. 1 Calculation results with different input powers

晶间管功率/W	6 000	5 000	4 000
冷却水流量/L · min ⁻¹	8	8	8
冷却水进口温度/℃	40	40	40
冷却水出口温度/℃	50.8	49.0	47.2
台面热流密度/W · m ⁻²	212 726.6	177 272.2	141 817.7
台面最高温度/℃	64.19	60.27	56.32
台面最低温度/℃	49.04	47.55	46.05
台面平均温度/℃	57.06	54.28	51.48
台面最大温差/℃	15.15	12.73	10.27
冷却水进口总压/Pa	9 290.1	9 285.3	9 281.4
冷却水出口总压/Pa	-7 521.4	-7 514.5	-7 509.2
冷却水流动总损失/kPa	16.8	16.8	16.8
最高温度计算热阻值/℃ · (kW) ⁻¹	4.031	4.055	4.079
平均温度计算热阻/℃ · (kW) ⁻¹	2.844	2.857	2.870

3.4 流量变化对热阻的影响

计算了流量分别为 10 L/min 和 12 L/min 时不同输入功率条件下散热器的热阻以及总压力损失。将计算结果与流量为 8 L/min 的结果列于表 2 中。图 10 给出了当输入功率为 5 000 W 时, 散热器热阻与流阻随冷却水流量的变化规律。

表 2 不同流量和功率条件下的计算结果

Tab. 2 Calculation results with different flow rates and powers

冷却水流量/ L · min ⁻¹	8			10			12		
	6 kW	5 kW	4 kW	6 kW	5 kW	4 kW	6 kW	5 kW	4 kW
总压力损失/kPa	16.81	16.80	16.79	26.30	26.29	26.28	37.94	37.92	37.90
热阻/℃ · kW ⁻¹	4.03	4.06	4.08	3.47	3.49	3.51	3.09	3.10	3.11

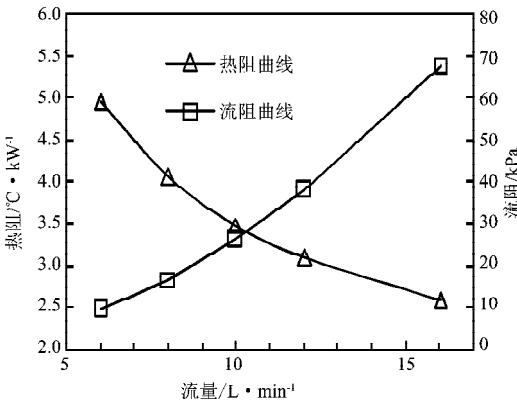


图 10 热阻与流阻随冷却水流量的变化

Fig. 10 Variation curves of thermal resistance and flow resistance with the flow rate of cooling water

从表2可以看到,当流量相同时,散热器热阻随输入功率的减小略有降低。当输入功率相同时,散热器热阻会随着流量的增加而显著减小。这是由于流量增加(即流速增大)时,通道内表面换热系数增大,换热性能得到强化,故热阻减小。同时,流速的增加亦导致总压力损失大幅上升,为了满足流道阻力的要求,该结构的散热器冷却水循环流量应低于12 L/min。

3.5 散热器的优化设计

加热面至上层流道顶端这一部分基板(热扩散板)会带来附加的热阻,因此减小其厚度可减小散热器的总热阻。但此部分过薄又会削弱该部分平面的导热,使基板表面温度不均匀性增加,需对该厚度进行优化。仿真显示受热面最高温度出现在流体出口附近,因此强化流体出口侧的换热可以降低基板温度,从而使按基板表面最高温度定义的散热器热阻(最大热阻)减小。而增强通道内换热的最有效途径是增大通道内的流速,即降低槽道深度或者增加该区域槽道的数量。

3.5.1 减小基板厚度

在其他流道结构尺寸不变的情况下,减小加热表面到上层流道顶部基板的厚度。分别计算冷却水流量为8 L/min、10 L/min、12 L/min 以及功率为4 000 W、5 000 W、6 000 W条件下的热阻和流阻特性(图11)。

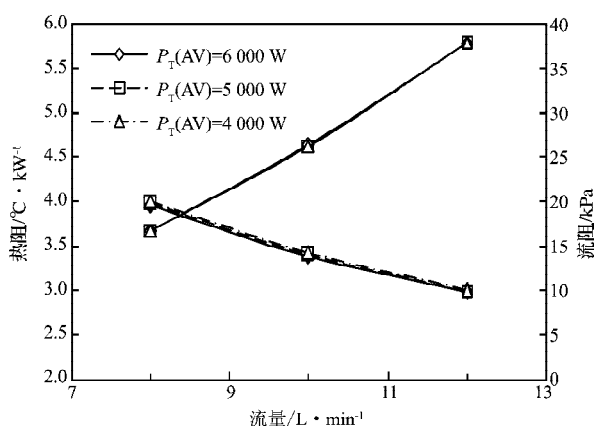


图 11 基板厚度减小后的流阻和热阻特性曲线

Fig. 11 Characteristic curves of flow resistance and thermal resistance with depth-reduced plate

结果表明,当流量分别为8 L/min、10 L/min和12 L/min时,总热阻分别减小了1.9%、2.6%和3.4%。由于流道没有变化,相对于原型散热器,其流阻特性并无变化。

3.5.2 减小部分出口流道深度

对原型散热器进行流道深度优化设计,如图12中以浅色部分显示的流道。同样计算了冷却水流量分别为6 L/min、8 L/min、10 L/min和12 L/min,加热功率分别为4 000 W、5 000 W和6 000 W条件下的热阻和流阻特性(图13)。

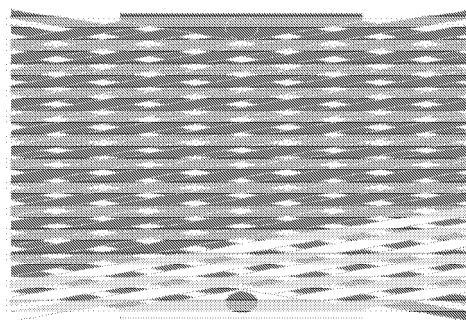


图 12 部分流道深度减小示意图

Fig. 12 Diagram of partial flow channel depth reduction

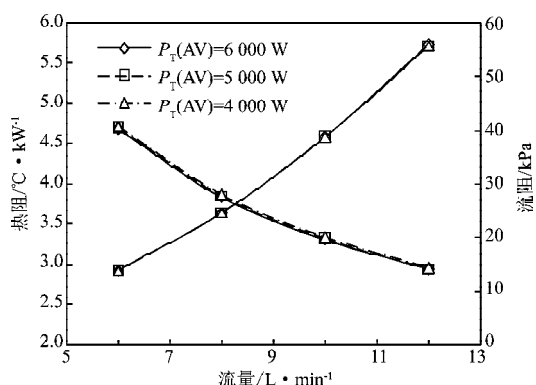


图 13 流道深度减小后的流阻和热阻特性曲线

Fig. 13 Characteristic curves of flow resistance and thermal resistance as flow channel depth reduced

以输入功率为6 000 W为例,图14给出了改进后散热器热阻、流阻与原型散热器的比较。与原型散热器相比,部分出口流道深度减小后,其热阻在计算流量范围内平均减小了4.7%,而流阻却增加了47.5%。

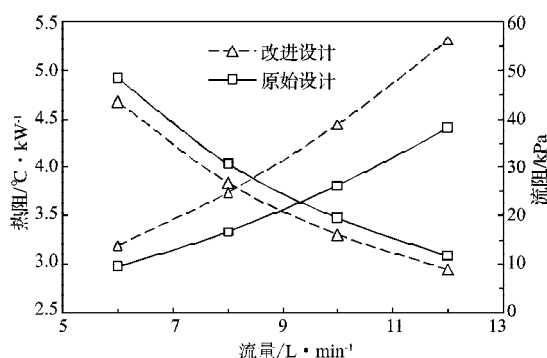


图 14 出口流道深度减小后热阻、流阻与原型散热器的比较

Fig. 14 Comparison of thermal resistance and flow resistance between ex- and post-fluid passage outlet reduction

3.5.3 基板厚度与部分出口流道深度同时减小

上述计算结果表明,减小基板厚度和减小出口流道深度分别具有减小散热器导热热阻和减小对流换热热阻的作用,但各自所起的作用都相对有限。如能将两种措施结合起来,则可获取更为优化的综合效果。图15给出了基板厚度减小、部分出口流道深度减小时的热阻和流阻特性曲线。

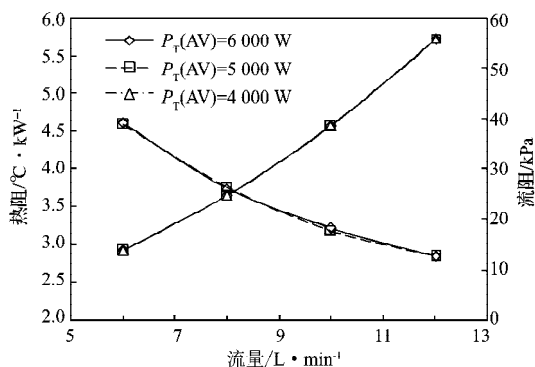


图 15 散热器改进后的流阻和热阻特性曲线

Fig. 15 The flow resistance and thermal resistance curves of improved radiator

为了与原型散热器进行比较,图16给出了输入功率为6 000 W时,热阻和流阻的变化。从计算结果来看,热阻平均降低了7.1%,而流阻却增加了47.2%。由此可见,当流量增加到10 L/min时,流阻已经变为38.8 kPa。因此,对于所述的散热器改进,其冷却水流量不宜超过10 L/min。

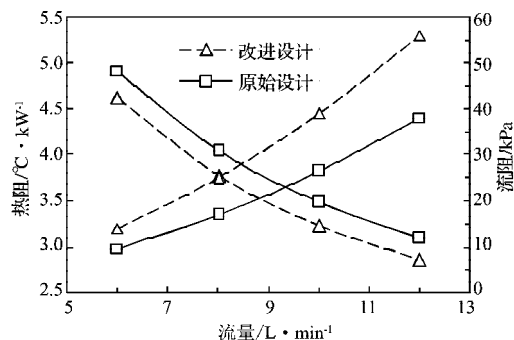


图 16 散热器改进后的流阻、热阻特性与原型散热器的比较

Fig. 16 Comparison of flow resistance and thermal properties between improved radiator and prototype radiator

4 结语

对散热器的建模与仿真分析表明,仿真计算结果

与散热器实际工作特性具有较高的吻合度,实验验证了仿真模型的可用性。计算结果也表明目前的散热器性能存在提升的空间。通过对散热器的优化设计,提出减小基板厚度和部分出口流道深度及其相结合的改进方案,并进行了相应的传热与流动仿真。结果显示改进后散热器的热阻可下降7%~7.5%,而流阻将增加47%左右,且冷却水流量不宜超过10 L/min。该计算方法及改进方案可为今后散热器的设计及改进提供理论依据,在以后的工作中需加强散热器的试验研究及验证,通过理论计算与试验的结合,进一步优化散热器内的传热、流动及机械性能。

参考文献:

- [1] 刘一兵.电子设备散热技术研究[J].电子工艺技术,2007,28(5): 286-289.
- [2] 吴桂涛.低速柴油机变流量冷却方法的研究[J].中国造船,2005,46(1): 62-65.
- [3] 杨世铭.传热学基础[M].北京:高等教育出版社,1997.
- [4] 帅诗俊.基于ANSYS的三维建模方法与热挤压模具的优化设计[J].机械强度,2004,26(3): 345-348.
- [5] 赖宏.45钢零件淬火过程温度场的ANSYS模拟[J].重庆大学学报,2003,26(3): 82-84.
- [6] 韩冬,何闻.基于ANSYS的大功率晶体管散热器的研究[J].机电工程,2007,24(1): 10-12.
- [7] 孙世梅,张红.热管换热器流动与传热CFD模拟及试验[J].南京工业大学学报,2004,26(2): 62-65.
- [8] 郭崇志,周洁.固定管板式换热器的温差热应力数值分析[J].化工机械,2009,36(1): 41-46.
- [9] 周敏,吴淑泉.电子设备强迫风冷设计的计算机仿真[J].计算机工程,2003,29(9): 171-172.
- [10] 王福军.计算流体力学分析[M].北京:清华大学出版社,2004.
- [11] Launder B E, Spalding D B. Lectures in Mathematical Models of Turbulence [M]. London: Academic Press, 1972.
- [12] 石书华,李守法,张海燕,等.三电平变频器水冷散热器温度场的计算与分析[J].动力工程学报,2010,30(1): 68-72.

(上接第8页)

- [2] IEC60747-6-2000 Semiconductor devices-Part 6: Thyristors[S]. Second Edition. Geneva: International Electro-technical Commission, 2000.
- [3] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会.GB/T20992-2007高压直流输电用普通晶闸管的一般要求[S].北京:中国标准出版社,2007.
- [4] 全国高电压试验技术和绝缘配合标准化技术委员会.GB/T 16927.1-2011高电压试验技术 第一部分 一般试验要求[S].北京:中国标准出版社,2012.
- [5] 刘振亚.特高压直流输电技术成果专集[M].北京:中国电

力出版社,2005.

- [6] 舒印彪,刘泽洪,高理迎,等.±800 kV 6 400 MW特高压直流输电工程设计[J].电网技术,2006,30(1): 5-8.
- [7] 中国南方电网公司.±800 kV直流输电技术研究[M].北京:中国电力出版社,2006.
- [8] 温加良,汤广福,查鲲鹏,等.高压晶闸管阀复合“全工况”试验装置的研究[J].电网技术,2005,29(2): 38-43.
- [9] 刘国友,黄建伟,舒丽辉,等.6英寸晶闸管的研究开发与特性控制[J].变流技术与电力牵引,2007(6): 34-35.
- [10] 清华大学.大功率可控硅原理与设计[M].北京:人民教育出版社,1976.

