

紧凑型液冷散热器的实验研究

陈程 朱永明 谢斌 罗小兵

(华中科技大学能源与动力工程学院, 武汉 430074)

摘要 提出了一种作用于功率器件的紧凑型液冷散热器, 特点为构建了一个带有旋桨式搅拌器的密封腔, 能够通过电机驱动叶片搅拌冷却水形成流场以加强传热。为验证该散热器的效果, 搭建了实验平台并设计与模型外形尺寸相同的实心热沉进行对比。通过调整热源工作功率得到不同的温度-时间曲线, 当热源输入功率为 116 W、室温为 27°C 时, 相比于实心热沉, 使用紧凑型液冷散热器的热源温度降低 8.7°C。

关键词 散热器; 液冷; 实验

中图分类号: TK123

文献标识码: A

文章编号: 0253-231X(2016)09-1956-05

Experimental Study of a Water-Stirring Radiator

CHEN Cheng ZHU Yong-Ming XIE Bin LUO Xiao-Bing

(School of Energy and Power Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

Abstract In this paper, a water-stirring radiator is presented, which possesses a sealed chamber filled with water and a turbine. The turbine driven by a motor stirs water to cool the heat source when powered. In order to test the effect of radiator, an experimental platform was set up and a solid aluminum heat sink of the same size with the radiator was also tested as comparison. Variation of the heat source temperature with the operation time was got by varying the input power, and the advantage would reach to 8.7°C when the input power was 116 W and the ambient temperature was 27°C.

Key words radiator; water-stirring; experiment

0 前 言

伴随电力电子技术集成化、微型化的发展趋势, 高温失效日益成为功率器件的瓶颈问题, 针对各类散热技术的研究以及散热器的研发随之进入了高速发展时期^[1]。因功率器件工作产生的热流密度过高, 传统的被动散热模式难以满足散热需求, 主动散热技术成为当前散热器设计领域主流。作为该类技术应用的典型代表, 液冷散热器利用冷却液热容量大、升温慢的特点, 体现出良好的散热效果, 可以有效避免因功率突变而导致的器件烧毁; 但同时其存在结构复杂、成本较高的问题, 例如管路的密封和微泵的稳态等环节都需要特别重视。目前, 液冷散热器的设计制造取得了长足的进步, 然而, 已有的科研成果多着眼于介质的改良和器件的优化^{[2][3]}, 鲜有整体结构设计上的创新。

本文参考广泛应用于化工领域的机械搅拌法, 设计了一种基于耗功强化技术的新型液冷散热器^[4]。与传统液冷散热器不同, 该设计不需要外置微泵和

连接流道, 紧凑的结构可以有效避免冷却液泄漏, 并减小安置空间。而化学学界对搅拌混合设备流动传热的研究已经非常成熟, Askew 等人^[5]研究了不同型叶片作用下有挡板搅拌釜的传热情况, 验证了搅拌叶片转速、尺寸、离底高度等因素对传热的影响。车圆圆等人^[6]通过实验和模拟手段, 证实了其课题组设计的 CBY-H 桨能够减少桨叶背部冲击, 减弱机械振动, 能够有效改善流动和传热特性, 并降低能耗。侯拴弟^[7]实验测量了单层、双层螺旋桨不同工况下的流动特性, 并建立了单相搅拌槽内流体流动的数值模型。本文参考已有工作, 制作了器件模型, 并进行了散热性能测试实验。

1 紧凑型液冷散热器的工作原理

紧凑型液冷散热器的结构如图 1 所示, 其最主要特点在于用 4 块翅片散热片构建一个密封腔, 腔内盛放冷却液, 通过搅拌器转动带动冷却液旋转形

收稿日期: 2016-03-12; 修订日期: 2016-08-22

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (No.51576078)

作者简介: 陈程 (1986-), 男, 硕士研究生, 主要从事电子器件的热管理研究。通信作者: 罗小兵, 教授, Email: luoxb@hust.edu.cn

成流场。在实际设计中, 选用纯净水作为冷却液, 发挥其热容量大、便宜易得的优势, 且能有效防范散热器腔体壁面的腐蚀、延长使用寿命; 选用旋桨式搅拌器, 推进式螺旋桨叶能使腔内冷却水形成有利的循环方向, 取得较好的传热效果。当功率器件工作时, 热量由热源上表面传至散热器底板, 经过竖直方向的传导进入密封腔, 此时搅拌器工作产生的流场会造成密封腔内部的对流换热, 即经过如图 1 所示①底板上表面与冷却液、②冷却液与密封腔内壁面——2 个过程, 再由散热器体内导热后, 最终经过翅片与外部风场的对流换热, 热量传至环境中, 散热器完成工作。本文设想, ①与②两次作用能够有效减小整体热阻, 强化散热器的工作能力。

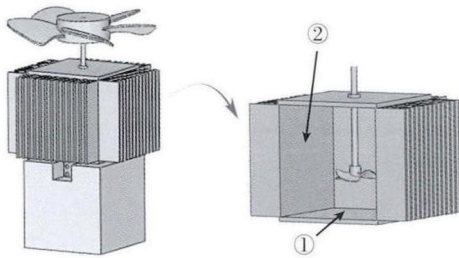


图 1 散热器结构示意图
Fig. 1 Structure of water-stirring radiator

2 模型的热阻分析

以 Q 表示热源工作产生的热量, Q_0 表示搅拌器转动冷却水产生的热量, 当散热器处于工作稳定状态时, 在传热路径上的各温度节点分布如图 2 所示。热量从热源表面开始传递, 依照传递路径, 热阻分布如下:

导热硅脂与热源的接触热阻为

$$R_{j2} = \frac{T_m - T_{j2}}{Q} \quad (1)$$

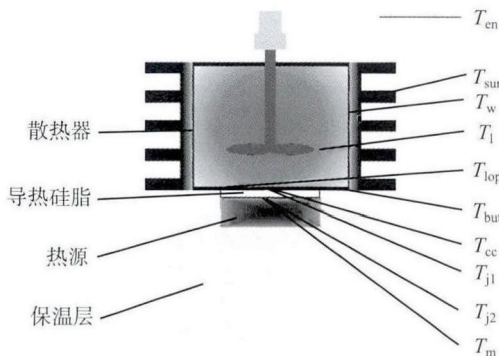


图 2 热源与散热器模型的温度节点示意图
Fig. 2 The temperature distribution of model

导热硅脂体热阻为

$$R_{tim} = \frac{T_{j2} - T_{j1}}{Q} \quad (2)$$

导热硅脂与散热器的接触热阻为

$$R_{j1} = \frac{T_{j1} - T_{cr}}{Q} \quad (3)$$

散热器扩散热阻为

$$R_s = \frac{T_{cr} - T_{bot}}{Q} \quad (4)$$

散热器底板热阻为

$$R_{vc} = \frac{T_{bot} - T_{top}}{Q} \quad (5)$$

流场与密封腔底部热阻为

$$R_{h1} = \frac{T_{top} - T_1}{Q} \quad (6)$$

流场与密封腔壁面热阻为

$$R_{h2} = \frac{T_1 - T_w}{Q + Q_0} \quad (7)$$

散热器体热阻为

$$R_t = \frac{T_w - T_{sur}}{Q + Q_0} \quad (8)$$

环境热阻为

$$R_{sur} = \frac{T_{sur} - T_{en}}{Q + Q_0} \quad (9)$$

各热阻串联组合。当热源输出的热流密度较大时, 搅拌器产生的热量 Q_0 较小可忽略 (测得马达工作时 $U=9\text{ V}$, $I=0.12\text{ A}$, 远小于热源功率), 则总热阻为以上所有热阻相加:

$$R_{tot} = \frac{T_m - T_{en}}{Q} \quad (10)$$

以上各表达式中, T_m 为热源表面温度, T_{j2} 为导热硅脂下表面温度, T_{j1} 为导热硅脂上表面温度, T_{cr} 为散热器底板下表面中心温度, T_{bot} 为散热器底板下表面平均温度, T_{top} 为散热器底板上表面平均温度, T_1 为冷却水温度, T_w 为散热器密封腔壁面平均温度, T_{sur} 为翅片平均温度, T_{en} 为室温。

3 实验介绍

本文搭建的实验平台分为散热器、热源系统、温度检测系统 3 个部分。

散热器由 4 块如图 3 所示的铝合金翅片散热片焊接而成，其底面尺寸为 74 mm×74 mm，每个翅片高 19 mm，肋基 4 mm，厚度均为 3 mm 的底板与上盖板采用相同材质，散热器共有 13×4 个翅片。制作完成后对密封腔进行性能测试，确保水密性良好。散热器密封腔内放置一个 3 叶 φ40 mm 旋桨式搅拌器，传动轴通过上盖板孔洞与顶部电机相连；外接电源与电机通电后，传动轴驱动叶片搅拌冷却水形成旋转流场。布置搅拌叶片的高度，其与散热器底板的距离约为冷却水总高度的 1/3。散热器模型最顶端布置一个风扇以提供强制风场。热源系统包含热源装置、2 个单头电热管以及 1 台电源。热源为一尺寸为 40 mm×40 mm×20 mm 的铜块，在侧面留有贯穿孔，用于布置电热管来实现热量输出；在铜块近上表面端有一小孔，用于布置热电偶测温。实验中，通过外接电源对 2 个电热管加热，通过改变电压、电流达到控制热流密度的目的。为防止热量散失，热源铜块盛放在一个由低导热率聚四氟乙烯制作的保温层内，并用保温棉填充四周间隙。在铜块近上壁面处留一个钻孔，用以布置热电偶测量温度。温度检测系统包含用于测量热源温度与室温的热电偶与 1 台 Kethley 2700 数据采集仪记录热源温度变化。

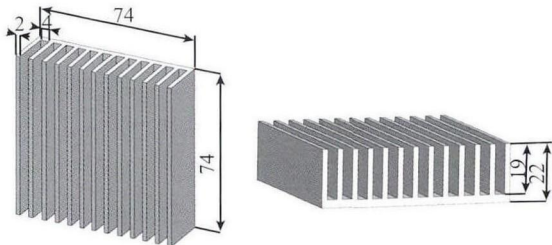


图 3 散热片尺寸
Fig. 3 Schematic of fins

按照图 4 所示，连接散热器、热源系统与温度检测系统。其中，1#电源用来驱动马达带动搅拌器转动，2#电源用来给铜块中的电热管加热。1#热电偶用于测量热源温度，2#热电偶监控室温变化。将数据采集仪与计算机连接，显示并保存测试结果。搭建平台时，在热源铜块顶部与散热器底部的接触面处涂覆一层导热硅脂用以减小界面热阻。对热源加热前，首先启动搅拌器，同时打开散热器顶部的风扇送风，调整 1#电源输出电压至 25 V，此时电流示数为 1.20 A，数据采集仪开始记录 1#热电偶测量的热源温度，设定每隔 2 s 测试一次。通过计算机屏幕观察温度变化，待到升温曲线平稳后停止测量，即得到温度 - 时间变化曲线。一组测试完成后，改变输出电压至 30 V、35 V，重复以上操作。

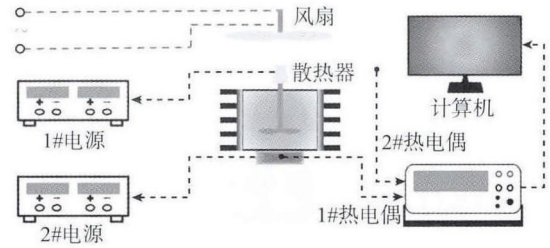
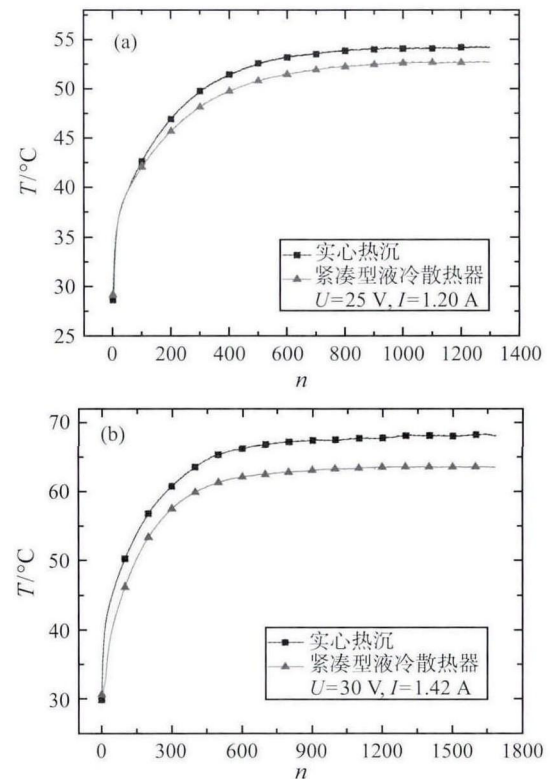


图 4 实验系统示意图
Fig. 4 Experimental set-up

为了衡量紧凑型液冷散热器的散热效果，本文设计了对照实验来评价该设计的性能优势。实施方法为加工一个与紧凑型液冷散热器外形尺寸相同的铝合金实心热沉，在相同室温、相同风场、相同热源功率的环境下进行实验，将测量得到的热源终温与散热器作用下的实验结果加以比对。

4 实验结果分析

图 5 为室温为 27°C 时，分别在液冷散热器与实心热沉作用下的热源温度曲线图，当温度曲线斜率不再发生变化时系统达到传热稳定，此时热源终温的高低能够体现散热效果的差异。由图 5(a)~(c) 可知当热源处于 3 种不同功率作用下，使用本文设计的紧凑型液冷散热器时，热源的工作温度更低。如图 6 所示，当室温为 21°C 时，实验测试得到相似的温度



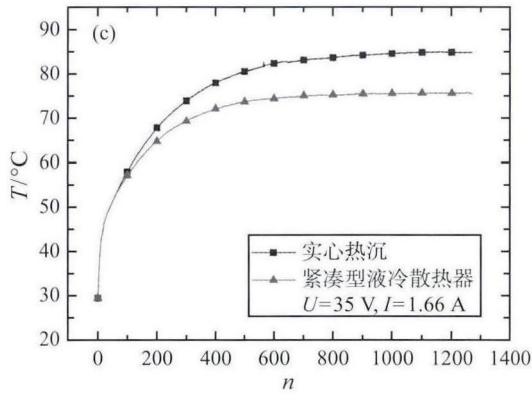


图 5 当室温为 27°C 时的热源温度变化曲线

Fig. 5 Variation of the heat source temperature when the ambient temperature was 27°C

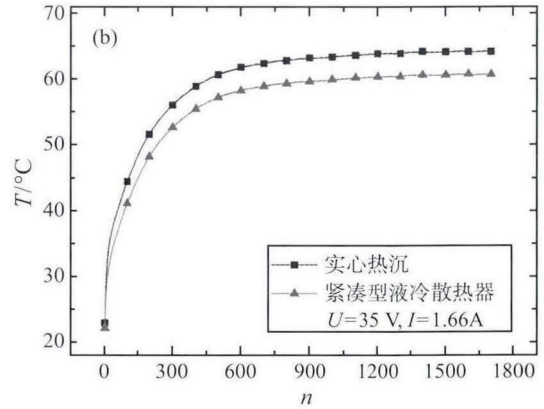
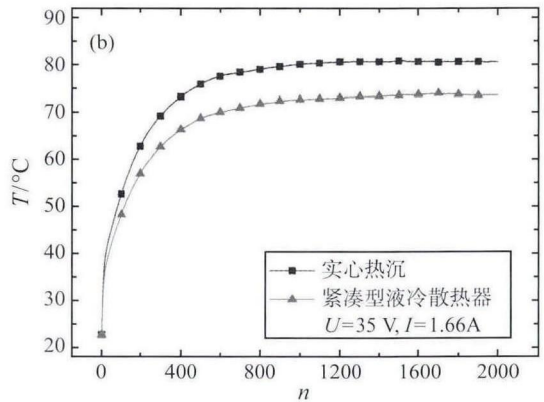


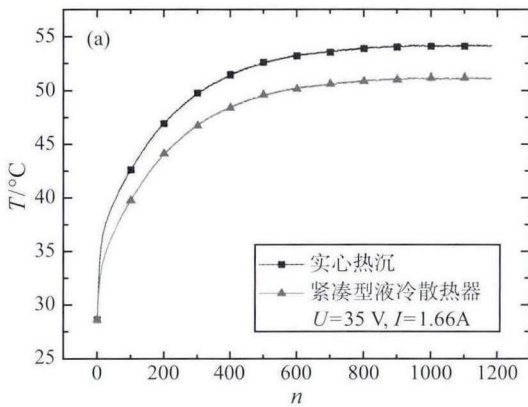
图 6 当室温为 21°C 时的热源温度变化曲线

Fig. 6 Variation of the heat source temperature when the ambient temperature was 21°C



变化曲线。根据不同输出电压、不同室温环境下得到的测试结果汇总如表 1 所示。

将电热管的功率视作全部转化为热能，忽略热源除垂直方向传热以外的其它散失，则该部分能量在数值上等于散热器的散热量，即有 $P = UI$ ，计算时需注意热源由 2 只电热管加热。将实验测试得到



的热源终温近视为其表面温度，将得出的不同电压下的热源能量值代入式 (10) 即可计算出系统的总热阻，计算结果见表 1。对于对流换热，有 $Q = hA\Delta T$ ，式 (6)、(7) 涉及的热阻与流场运动情况紧密相关，数值上低于导热热阻，能从系统总热阻的计算结果中得到印证。

表 1 对照实验数据

Table 1 The results of controlled experiments

编号	室温/°C	散热器	单只电热管电压、电流	热源温度/°C	系统总热阻/(K/W)
1	27.0	紧凑型液冷散热器	$U=25\text{ V } I=1.20\text{ A}$	52.5	0.425
2			$U=30\text{ V } I=1.42\text{ A}$	63.2	0.425
3			$U=35\text{ V } I=1.66\text{ A}$	75.5	0.417
4		实心热沉	$U=25\text{ V } I=1.20\text{ A}$	54.0	0.450
5			$U=30\text{ V } I=1.42\text{ A}$	68.0	0.481
6			$U=35\text{ V } I=1.66\text{ A}$	84.2	0.492
7	21.0	紧凑型液冷散热器	$U=25\text{ V } I=1.20\text{ A}$	49.1	0.468
8			$U=30\text{ V } I=1.42\text{ A}$	61.0	0.469
9			$U=35\text{ V } I=1.66\text{ A}$	73.6	0.453
10		实心热沉	$U=25\text{ V } I=1.20\text{ A}$	51.2	0.503
11			$U=30\text{ V } I=1.42\text{ A}$	64.5	0.511
12			$U=35\text{ V } I=1.66\text{ A}$	81.0	0.516

如图 7 所示,当环境温度为 27°C 时,随着外接电源输出电压的增加,热源功率增大,实心热沉与散热器的温差也随之加大,对应于 25 V、30 V、35 V 时的温差分别为 1.5°C、4.8°C、8.7°C,可以理解为当热源功率增加时,紧凑型液冷散热器的优势愈发明显。

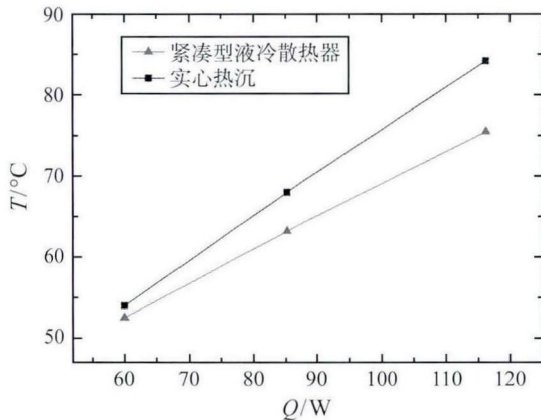


图 7 室温为 27°C,不同功率作用下的热源终温

Fig. 7 The final temperature of heat source affected by different power when the ambient temperature was 27°C

如图 8 所示,当室温为 21°C 时,紧凑型液冷散热器随热源功率增大,同样呈现出优势加大的趋势,但与高室温 (27°C) 条件相比,热源终温差值较小。

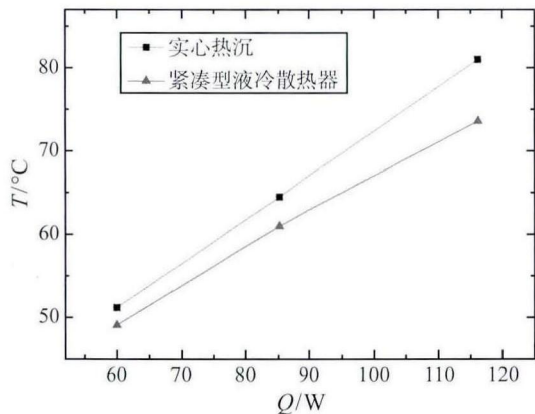


图 8 室温为 21°C,不同功率作用下的热源终温

Fig. 8 The final temperature of heat source affected by different power when the ambient temperature was 27°C

旋转流场雷诺数公式:

$$Re = \frac{\rho N d^2}{\mu} = \frac{\rho N d}{\nu} \quad (11)$$

由式 (11) 可知,当温度上升、水的运动黏度减小时, Re 将会增大;当热源功率增加,液冷散热器密封腔内的冷却水温度也会随之上升,引发 Re 的

增大并造成对流换热的加强。高功率、高热流密度下能够体现出本文设计模型的性能优势,也能够印证表 1 中相同室温下,紧凑型液冷散热器的总热阻随热源功率增大而减小的趋势。

5 结 论

本文设计了一种基于耗功强化传热技术的紧凑型液冷散热器,通过分析模型的热阻构成,推断能够利用制造旋转流场、实现对流换热的方法提升散热效果。为验证设想,采用对照实验的形式,完成了散热器和相同外形尺寸的铝合金实心热沉作用下的热源测温。方法为在不同室温条件下,采取控制热源工作电压的手段,得到不同功率下的热源温度变化曲线;当 $U=35$ V, $I=1.66$ A 时,液冷散热器模型相比实心热沉的冷却优势能够达到 8.7°C,实验结果与原设想吻合。比对测试数据,计算系统总热阻,可推测在热源高功率工况下,紧凑型液冷散热器能够发挥更大的散热优势。

参 考 文 献

- [1] 徐超,何雅玲,杨卫卫等. 现代电子器件冷却方法研究动态 [J]. 制冷与空调, 2003, 3(4): 10-17
XU Chao, HE Yaling, YANG Weiwei, et al. Modern Research about Electronics Cooling Method [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2003, 3(4): 10-17
- [2] LU Mingchang, WANG Chichuan. Effect of the Inlet Location on the Performance of Parallel-Channel Cold-Plate [J]. Transactions on Components and Packaging Technologies, 2006, 29(1): 30-38
- [3] LIU Changyuan, HUNG Yinghui. Heat Transfer and Flow Friction Characteristics for Compact Cold Plates [J]. Journal of Electronic Packaging, 2003, 125: 104-113
- [4] 黄素逸,刘伟,编著. 高等工程传热学 [M]. 北京: 中国电力出版社, 2006: 205-207
HUANF Suyi, LIU Wei. Advanced Engineering Heat Transfer [M]. Beijing: China Electric Power Press, 2006: 205-207
- [5] Askew W S, Beckmann R B. Heat and Mass Transfer in an Agitated Vessel [J]. Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development, 1965, 4(3): 311-318
- [6] 车圆圆,周俊超,毕纪葛,等. 改进 CBY 浆搅拌釜内单相流体流动与传热特性研究 [J]. 高校化学工程学报, 2014, 28(3): 489-496
CHE Yuanyuan, ZHOU Junchao, BI Jige, et al. Study on Single Phase Fluid Flow and Heat-Transfer Performance in a Stirred Tank with an Improved CBY Hydrofoil Impeller [J]. Journal of Chemical Engineering of Chinese Universities, 2014, 28(3): 489-496
- [7] 侯拴弟. 搅拌槽内三维流场的实验研究及数值模拟 [D]. 北京: 北京化工大学, 1997
Hou Shandi. Experimental and Numerical modeling Study on Fluidynamics in Stirred Tanks [D]. Beijing: Beijing University of Chemical Technology, 1997