

热管散热器变工况性能实验研究

李奇贺¹, 赵孝保¹, 恽超¹, 黄柒辉²

(1 南京师范大学 动力工程学院, 江苏 南京 210042 2 无锡沃尔得精密工业有限公司, 江苏 无锡 214131)

[摘要] 用实验方法对一台新型热管散热器进行了变工况性能测试研究. 人工环境实验室的空气处理机组模拟环境温度(即冷侧进风温度), 用电加热装置调节散热器热侧(热管蒸发段)空气进口温度. 冷侧进风温度在 5~41.5℃范围调节, 热侧进风温度在 20~55℃范围调节, 得出散热功率与冷热侧进风温差有关而与进出风温度范围无关; 对充液率分别为 35% 和 25% 热管散热器进行变工况实验研究, 得出了热管散热器充液率 25% 时性能优于充液率 35% 时性能等结论.

[关键词] 热管散热器, 变工况性能, 实验研究

[中图分类号] TK172.4 **[文献标识码]** A **[文章编号]** 1672-1292(2008)01-0051-04

Experimental Study on Off-design Performance of a Heat Pipe Radiator

Li Q he¹, Zhao Xiaobao¹, Yun Chao¹, Huang Q iuhui²

(1. School of Power Engineering, Nanjing Normal University, Nanjing 210042, China)

(2. Wuxi Wode Precision Industry Co., Ltd., Wuxi 214131, China)

Abstract In this paper, the off-design performance of a new type of heat pipe radiator was studied based on experimental method. A air handling units in the artificial environmental laboratory was used to regulate the environment temperature (cold side inlet temperature of the radiator), and a electric heater was used to regulate the temperature of hot side inlet of the radiator. The temperature of cold side inlet varied from 5℃ to 41.5℃, the hot side inlet varied from 20℃ to 55℃, and the dispersed power of the heat pipe radiator varied from the difference in temperature between the cold inlet and the hot inlet, and irrelevant to the temperature profile. Heat pipe filled at the rate of 25% has better performance than the rate of 35% have been observed.

Key words heat pipe radiator; off-design performance; experimental study

为了保证工业机柜中的电子器件可靠高效的工作, 必须将电子器件产生的热量及时排到外界环境中, 以保持机柜内的温度在正常工作范围内^[1-2]. 如果使用循环风机, 粉尘、潮气及有害腐蚀气体则会进入电气箱内. 热管散热器是利用热管的良好传热性能制作而成, 具有结构紧凑、启动迅速、工作可靠、传热量大、安装方便、维护工作量小和使用寿命长^[3-4]等诸多优点. 与电制冷型散热器相比, 尤其在一些发热量不是很大的电气箱中, 热管散热器节能效果显著, 决定了其巨大的应用潜力.

计算机和数据处理机房中有众多的发热设备持续运行, 为控制机房温度需配置空调系统以保证机房的恒温恒湿^[5]. 现有的计算机和数据处理机房用空气调节机是采用蒸汽压缩制冷系统, 由于机房发热量大, 一年四季都需制冷运行, 运行成本高, 能耗大. 尤其在我国北方地区, 蒸汽压缩制冷系统在低温环境下以制冷模式运行, 浪费能源的同时又降低了机组的寿命与可靠性. 我国北方地区冬季室外温度低, 时间长, 如沈阳全年平均气温 7.8℃, 全年日平均气温低于 5℃和 8℃的天数分别为 152 d 和 177 d. 即使是长江南岸的南京也分别有 83 d 和 115 d^[6]. 所以如何利用室外的低温环境降低计算机和数据处理机房的室温具有相当大的节能意义.

为了保证在环境和运行条件发生变化时热环境内温度不超出允许范围和对散热设备进行优化, 需要对热管散热器的变工况性能进行研究. 本文对变工况条件下热管散热器性能进行了实验研究, 包括环境(散热器冷侧进口)温度、机柜与机房(散热器热侧进口)温度和散热器迎面风速对负荷参数的影响, 为实现机柜散热器的设计和安全经济运行提供了理论指导和基础实验数据.

收稿日期: 2007-05-28

基金项目: 江苏省自然科学基金(2006222)资助项目.

作者简介: 李奇贺(1972-), 硕士, 实验师, 研究方向: 传热传质机理及设备. E-mail: liqhe@njnu.edu.cn

1 实验装置与原理

热管散热器采用铜 - R22重力回型热管^[7], 蒸发段与冷凝段长度相同, 热管长径比为 52. 5 换热器迎风面积为 0. 18m², 外套铝翅片, 并且热侧和冷侧进风口均配有离心风机, 迎面风速均为 1. 7 m /s 设计要求散热器在环境温度 40℃时, 总热交换量不低于 1. 2 kW, 被散热机柜内温度不高于 55℃.

如图 1和图 2所示, 实验装置搭建在人工环境实验室内, 该实验室为合肥通用机械研究院设计建造, 实验室配有空气处理机组, 可以提供恒定、均匀的温度场. 实验前在散热器冷侧进口安装了风管, 风量测试系统参照国家标准 GB1236—85设计^[8], 风速与风压测点位置确保在流动平稳的直管段上并符合国家标准, 实验用毕托管测量装置经过标定, 测量风管中的风速并计算出冷侧的空气流量. 由于实验室空间有限, 实验过程中须拆除冷侧风管. 实验过程中热侧风量采用内置标准喷嘴的风洞装置测量, 热侧出风风管上布置有出风静压测点, 该点压力可以通过引风风机控制.

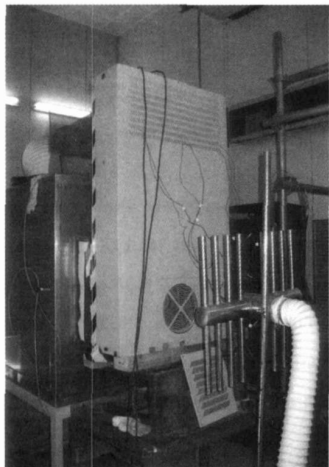


图 1 实验装置照片
Fig.1 Photo of experimental installation

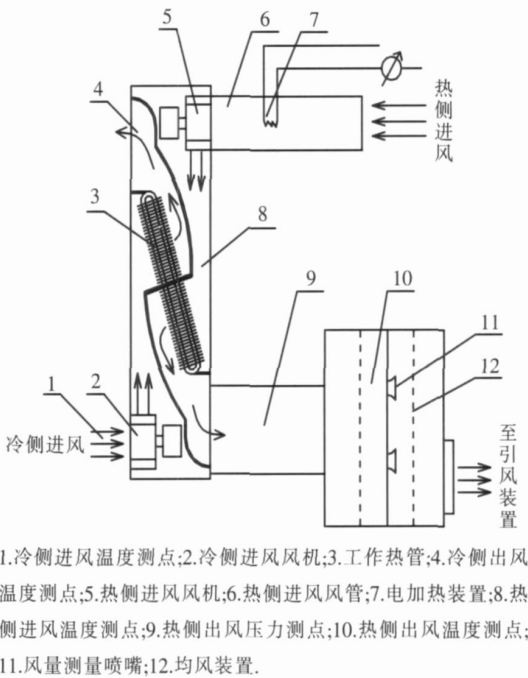


图 2 实验系统图
Fig.2 Experiment system figure

散热器冷侧进口温度 (环境温度) 可以在 - 15~ 50℃范围内无级调节, 用电加热装置来加热热管散热器热侧 (即热管蒸发段) 进口空气来模拟机柜或者计算机房内温度. 散热器冷侧进口温度和热侧出口温度用 0. 1级铂电阻测量, 冷侧出口温度和热侧进口温度用铜-康铜热电偶测量, 热电偶经过标定, 精度为 0. 2级. 在冷侧出口和热侧进口都分别布置了 3个热电偶测点, 取平均值进行计算.

实验过程中冷侧进风温度即为环境温度, 冷风经风机加压后送至热管冷凝段, 被热管换热器加热后出口排至环境间, 再被空气处理机组重新处理成环境温度冷风; 环境空气在热侧进风管道内被加热装置加热, 热空气被热侧风机加压后进入热管的蒸发段形成热侧进风, 经热管换热器降温后进入风洞装置测量风温与风量, 再由引发装置排至环境间. 热侧风量、出风静压和所有的温度数据都通过数据采集系统完成. 实验时软件每 6 s采集一次数据, 实测风量由软件直接换算成标准工况体积流量. 当监视曲线表明实验工况已经到达稳态时开始记录数据. 由公式 (1) 计算得到该热管散热器的传输功率.

$$w = c_p \times q_m \times \Delta t. \tag{1}$$

式中, W 为热管传输功率; c_p 为空气比热; q_m 为空气质量流量, 由体积流量换算得出; t 为空气温差. 以热侧空气散热量为标准, 当冷侧吸热量与热侧散热量误差小于 3% 时, 认为测试结果可靠.

2 实验测试结果与分析

为了对该热管散热器变工况性能进行彻底的掌握, 进行了多个工况实验. 实验过程中冷侧模拟大气温度, 对冷侧进风温度在 5~ 41℃范围内进行调节; 热侧模拟机柜内温度, 在 20~ 55℃范围内进行模拟调节;

另外, 为了降低散热器风机功耗和噪音, 还进行了风量调节实验.

2.1 不同工作温度散热性能实验

根据设计要求, 夏季工况为分别对冷侧进风温度为 35℃、38℃和 41℃, 热侧进风温度为 49℃、52℃和 55℃时进行散热量测试对比. 该实验要求能够确定散热器在炎热夏季是否能够完成设计散热量, 以保证热侧不超温.

热管散热器冷热侧空气温度变化散热性能如图 3 和图 4 所示. 图 3 实验表明, 当冷侧进风温度为 41.5℃, 热侧进风温度为 54.8℃时, 散热功率为 1.33 kW, 略高于设计时的 1.20 kW, 表明该热管散热器可以满足该类型机柜的换热要求; 由测试结果分布可以看出, 散热器的散热量随热侧与冷侧进风温差的升高而升高; 冷侧进风 (模拟环境) 温度分别为 35℃、38℃和 41℃时, 散热功率曲线斜率基本相同, 都为近似线性, 即在测试温度范围内散热功率与热侧与冷侧进风温差有关而与进风与出风的温度值高低无关.

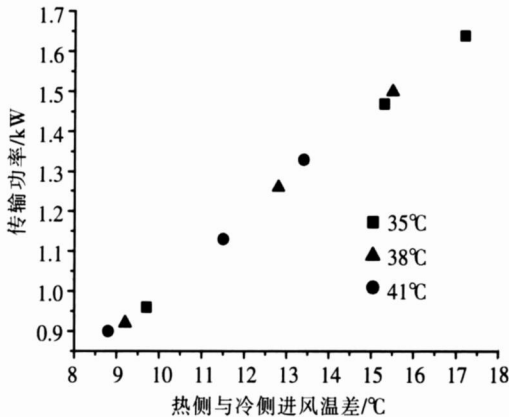


图 3 夏季高温工况散热功率随热侧与冷侧进风温差变化情况

Fig.3 Diversification of the dispersed power with variation of the temperature difference of inlet air of the hot side and the cold side in summer

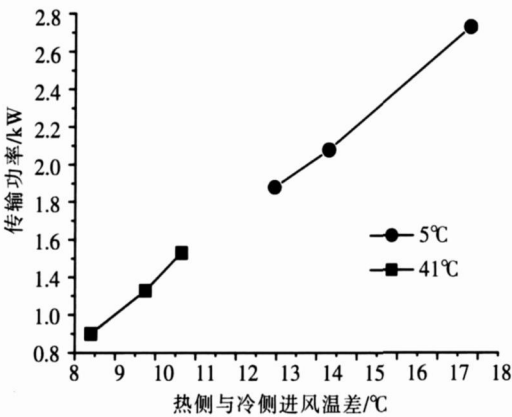


图 4 不同冷侧进风温度下散热性能曲线

Fig.4 The curve of the dispersed performance with different temperature of inlet air of the cold side

当冷侧进风温度分别为 5℃、8℃和 10℃时, 出现了与图 3 相同的结果. 图 4 为冷侧进风温度分别为 5℃和 41℃时散热功率随冷热进风温差变化曲线, 两温度下曲线斜率基本相同, 表明在进风温度跨度为 36℃的范围内, 散热功率与冷热侧进风温差呈线性关系变化, 而与热管工作温度无关.

实验中当热侧与冷侧进风温差小于 8℃时, 散热功率急剧下降. 但此时测得的冷侧得热量与热侧散热量不能平衡, 误差都超过 10%, 实验过程中无法降低该误差, 故冷热温差小于 8℃时数据未予采信, 需要进一步实验验证.

2.2 热管充液率不同时散热性能对比实验

热管充液率是影响传热性能的重要因素. 而蒸发段长度、工质蒸发温度及热输入量对充液率运行边界有影响^[9]. 在相同工况下分别对充液率为 28% 和 35% 的热管散热器进行了对比实验.

当冷侧进风温度分别为 5℃、8℃、10℃、35℃、38℃和 41.5℃时都有相同的结论, 即 25% 充液率时传输功率均大于 35% 充液量传输功率, 如图 5 和图 6 所示. 文中只引用了最低和最高冷侧进风温度工况, 其他工况结论相同, 故未再列出. 实验说明在热输入量基本不变的情况下, 35% 充液量因为高于热管工作循环需液量而在蒸发段下部形成液柱, 从而减少了蒸发段液膜长度, 导致传输功率降低.

2.3 变风量实验

实验系统可以通过改变引风机的转速来改变热侧风量, 冷侧风量不能调节. 实验中将风量在设计风量的 - 30% ~ + 150% 范围进行了调节, 发现散热器在设计风量的 - 10% ~ + 10% 范围内工作时, 散热功率无明显变化; 低于设计风量 30% 时, 散热功率减小明显; 高于设计风量 30% ~ 50% 时, 散热功率增加明显. 由于风量测试系统采用引风机调节风量, 过低或者过高地调节风量时, 系统静压会大幅度增加或者减小, 而热管散热器采用零出风静压设计, 密封性不好, 导致系统漏风, 冷、热两侧的得失热量不平衡, 故测试数据只能作为参考.

散热器的两个离心风机总能耗 632 W, 为了降低能耗和减小噪音, 设计中应考虑采用调速风机, 当设备散热量降低时可以采用低速运行.

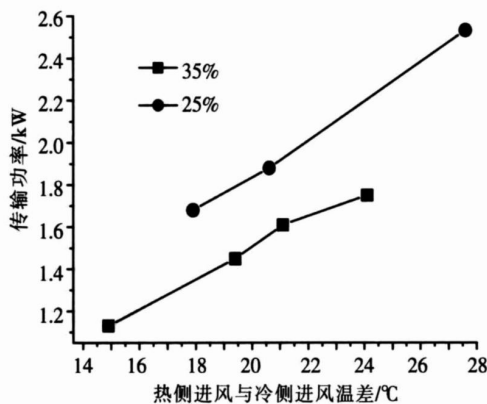


图 5 冷侧进风 5°C 不同充液率时温差对传输功率的影响
Fig.5 The effect of temperature difference on transmittal power at different rate with inlet air temperature of 5°C of the cold side

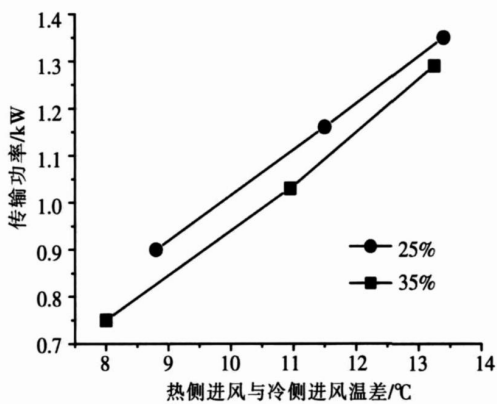


图 6 冷侧进风 41.5°C 不同充液率时温差对传输功率的影响
Fig.6 The effect of temperature difference on transmittal power at different rate with inlet air temperature of 41.5°C of the cold side

3 结论

- (1)热管散热器在环境温度 41℃, 机柜 54.8℃时, 散热量 1.33 kW, 可以满足 1.20 kW 的散热需求.
- (2)热管散热器在 5~ 41℃温度范围内工作时, 散热功率与冷热进风温差基本成线性变化. 在我国北方地区的计算机和数据处理机房可以考虑在冬季采用热管散热器散热替代压缩式制冷的机房空调, 这具有巨大的经济效益和社会效益.
- (3)热管散热器充液率在 25% 时散热性能优于设计时的充液率 35%. 热侧进风风量在设计风量 10% 上下波动时, 未造成散热量的明显变化. 充液率与冷热两侧进风温度是否存在关联关系还需要进一步讨论与实验证实.
- (4)实验数据可以为以后的热管散热器设计和运行提供参考.

[参考文献] (References)

[1] 赵全锦. 数控机床密闭电箱的散热设计 [J]. 制造技术与机床, 2002(9): 56- 58
Zhao Quanjin Heat radiation design of the closed cabinet of CNC machine[J]. Manufacturing Technology and Machine Tool 2002(9): 56- 58 (in Chinese)

[2] Eric Distefano, H. Inan, Shu Pokhama, Sridhar V. Machiroutu. Raising the bar for heat pipes in notebook cooling[C] // 13th International Heat Pipe Conference, China, Shanghai, 2004, 21- 25.

[3] Li Q. He, Zhao X. iaobao. Study on heat transfer performance of miniature space thermosiphon pipe[J]. Journal of Natural Science Nanjing Normal University, 2004, 6(2): 70- 73

[4] Ken-ichi Namba, Naoki K. inura, Jun N. ikawa, Yu-ichi K. inura and Nobuyuki I. hashimoto. heat-pipes for electronic devices cooling and evaluation of their thermal performance[C] // The Sixth Inter Society Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, New York, 1998, 456- 459.

[5] GB/T 50174- 93 中华人民共和国国家标准-电子计算机机房设计规范 [S].
GB/T 50174- 93, The National Standard of the People's Republic of China-Design Code for Electronic Computer Room [S]. (in Chinese)

[6] GBJ 50019- 2003 中华人民共和国国家标准-采暖通风与空气调节设计规范 [S].
GBJ 50019- 2003 The National Standard of the People's Republic of China-Code for Design of Heating Ventilation and Air Conditioning [S]. (in Chinese)

[7] 张红, 庄骏. 热管技术及其工程应用 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2000
Zhang Hong, Zhuang Jun. Heat Pipe Technology and Engineering Application [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2000 (in Chinese)

[8] GB/T 1236- 85 中华人民共和国国家标准-通风机空气动力性能试验方法 [S].
GB/T 1236- 85, The National Standard of the People's Republic of China-test Methods of Aerodynamic Performance for Fans [S]. (in Chinese)

[9] 汤广发, 刘娣, 赵福云, 等. 分离型热管充液率运行边界探讨 [J]. 湖南大学学报: 自然科学版, 2005, 32(1): 63- 68
Tang Guangfa, Liu Di, Zhao Fuyun, et al. Research on the envelope of initial filling ratio for separate heat pipe [J]. Journal of Hunan University: Natural Sciences Edition, 2005, 32(1): 63- 68 (in Chinese)

[责任编辑: 刘 健]