

# 某系统散热器用热管传热性能试验研究

焦学军<sup>1</sup>, 盘明旺<sup>2</sup>, 贺荣<sup>2</sup>

(1. 中国中车株洲时代装备技术有限公司, 湖南 株洲 412000;  
2. 中国中车株洲南车奇宏散热技术有限公司, 湖南 株洲 4120002)

**摘要:** 针对某工程使用的热管散热器传热性能的影响因素进行了分析, 发现充液量是决定热管散热器换热性能的关键所在。为此, 对 Nusselt(努塞尔特)竖壁膜状冷凝理论解进行了修正和补充, 从而得出适合工程应用的理论计算式。依据此式计算出某地铁牵引系统热管散热器的理论充液量应为 2.85 g, 再按国家标准规定的热管传热性能试验方法对不同充液量的热管进行研究, 得出了额定功率下散热器热阻随充液量变化的规律。经分析认为, 散热器的最佳充液量为 3 g, 该结果经试验证明与理论计算一致。同时通过对该充液量热管进行传热极限试验, 证明 3 g 的充液量不仅具有适当的设计余量, 还可以保证地铁系统出现过载工况时系统的运行可靠。

**关键词:** 散热器; 重力热管; 充液量; 传热性能试验

中图分类号: TK172.4 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2016.10.004

## 引言

牵引变流器冷却技术是牵引变流器的关键技术之一, 冷却效果关系到牵引变流器部件的稳定运行、使用安全和使用寿命等<sup>[1]</sup>。

热管散热器利用热管可以独立改变蒸发端和冷凝端的传热面积, 以较小的面积输入热量, 以较大的面积散出热量, 因此热管散热器是半导体器件冷却的重要方式之一。重力热管没有吸液芯具有结构简单、制造工艺成熟、传热性能优良和可靠性高的特点, 在地面设备中应用非常广泛。对比水冷和翅片的冷却方式, 热管散热器在地铁变流器冷却中具有明显的优势, 目前地铁牵引变流器的冷却技术通常采用的是重力式热管散热<sup>[2~3]</sup>, 依靠走行风冷却。

热管是散热器的关键零件, 对散热性能起到决定性作用, 因此开展对热管传热性能的试验研究非常重要。影响热管传热性能的因素主要有: 热管的

几何尺寸、倾角、充液量、工质的物理性质和管内工作温度等, 其中, 充液量和倾角最为重要。关于充液量与倾角对重力热管传热影响的研究主要为理论分析和试验研究, 大多数结论都建立在试验基础上<sup>[4]</sup>。

本文以某地铁牵引系统变流器热管散热器为研究对象, 散热器结构如图 1 所示, 采用铜-水热管, 热管的工作温度由使用环境温度和许用温度决定, 一般是 20~80℃。该热管散热器负责为 8 个 IGBT(绝缘栅双极晶体管)器件散热, 总损耗 8 000 W, 单个 IGBT 损耗 1 000 W, IGBT 模块安装在铝基板上, 热管插在铝基板下方, 每个 IGBT 下方对应 12 支长 300 mm 的  $\phi 16$  热管。该热管散热器的传热路径是: IGBT 热损耗→铝基板→热管→翅片→冷却空气。理论分析时假设 IGBT 模块均匀的将热损耗传递给了下方的热管, 因此每支热管的额定传热量是 83.3 W。

鉴于变流器体积应尽量小, 为了节省散热器的空间, 在热管倾角 10°和 15°两种情况进行对比, 除了铝基板上钻孔的倾角不一样, 其余各部件都相同, 制作两种单模块的热管散热器试验件在同样的功率和风速的工况下进行热性能试验, 如图 2 所示。试验测试数据如表 1 所示。

表 1 不同倾角单模块热管散热器试验对比  
Tab. 1 Comparison of single module heat pipe radiator with different inclination angles

倾角/(°)	功率/W	风速/m·s <sup>-1</sup>	热阻 R/K·W <sup>-1</sup>	压降 $\Delta P$ /Pa
10	1 000	6	0.039 11	53.3
15	1 000	6	0.038 34	54
差异	\	\	2%	1.3%

收稿日期: 2015-11-06; 修订日期: 2016-01-19

作者简介: 焦学军(1971-), 男, 湖南长沙人, 中国中车株洲时代装备技术有限公司高级工程师。

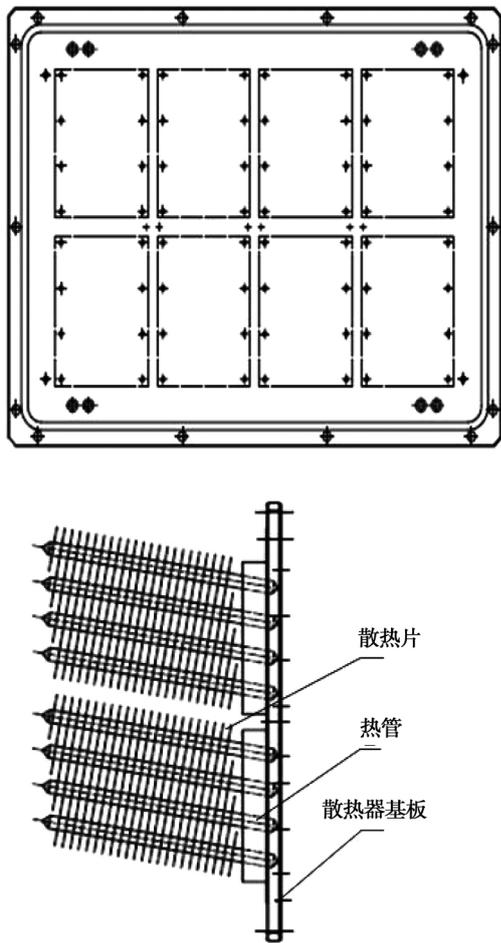


图 1 热管散热器结构示意图

Fig. 1 Structure of heat pipe radiator

表 1 显示两种散热器整体热性能差别不大, 所以最终将热管倾角设计为  $10^\circ$  散热器的热管几何尺寸、倾角、工质和工作温度等因素都已经固定, 充液量将是决定热管性能的关键因素。

依据 GB/T 14812 - 2008 规定的试验方法<sup>[5]</sup>, 着重对不同充液量的热管传热性能进行研究, 得到了合适的充液量, 并且与理论分析结果进行对比, 对比分析表明理论计算与试验结果基本一致。

### 1 充液量的理论计算方法

由于热管的结构特征其传热极限主要有携带、干涸和沸腾极限。根据热流密度选择合适注液量, 保证不能出现以上传热极限, 充液量选择太多或太少对热管的工作都是不利的, 如果出现传热极限将会导致热管温度波动大, 严重时甚至会造成热管烧

毁。Streltsov 以经典的 Nusselt 竖壁膜状冷凝理论解为基础<sup>[6]</sup>, 得到无芯重力热管充液量与热流量之间的关系式:

$$G = \left( \frac{4}{5}l_c + l_a + \frac{4}{5}l_e \right) \left[ \frac{3\mu_1\rho_1\pi^2 d_i^2}{h_{fg}g} \right]^{1/3} \sqrt[3]{Q} \quad (1)$$

式中:  $G$ —充液量, g;  $l_c$ —热管冷凝段的长度, m;  $l_a$ —热管绝热段的长度, m;  $l_e$ —热管蒸发段的长度, m;  $\mu_1$ —液体的动力黏度, kg/m · s;  $\rho_1$ —液体的密度, kg/m<sup>3</sup>;  $d_i$ —热管的内径, m;  $h_{fg}$ —液体的汽化潜热, J/kg;  $g$ —重力加速度, m/s<sup>2</sup>。

刘纪福认为式(1)在经过某些修正和补充之后可以作为选择充液量的依据<sup>[6]</sup>, 这些修正和补充包括: 热管倾角的影响、蒸汽和液膜在汽-液界面上摩擦的影响、管内蒸汽含量以及工艺结构对充液量的附加要求等因素。对于重力辅助无芯热管和纵向槽道吸液芯热管, 提出了工程上适用的具有适量过盈充液量的选择方法。

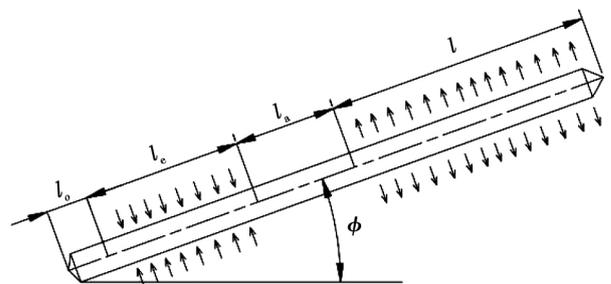


图 2 热管示意图

Fig. 2 Schematic diagram of heat pipe

$$G = \xi_\phi \xi_\tau G_1 + G_v + G_0 \quad (2)$$

$\xi_\phi$ —倾角修正系数, 按下式计算:

$$\xi_\phi = \frac{1}{\sqrt[3]{\sin\phi}} \quad (3)$$

式中:  $\phi$ —热管与水平方向的夹角;  $\xi_\tau$ —摩擦修正系数;  $G_1$ —液膜所含液量; 蒸汽和液膜在汽-液界面上摩擦的影响, 是有摩擦时的液膜厚度与无摩擦时液膜厚度的比值<sup>[6]</sup>。

由于某地铁牵引系统变频器的热管散热器使用的热管是纵向槽道热管, 对于纵向槽道热管内壁上的总液量按下式计算:

$$G_1 = \left( \frac{3}{4}l_c + l_a + \frac{3}{4}l_e \right) \left[ \frac{3\mu_1\rho_1 (\pi d_i + 2NS)^2}{h_{fg}g} \right]^{1/3} \sqrt[3]{Q} \quad (4)$$

式中:  $N$ —槽道数目;  $S$ —槽道深度, m;  $G_v$ —蒸汽含量  $g$ 。按下式计算:

$$G_v = \frac{\pi}{4} d_v^2 L \rho_v \approx \frac{\pi}{4} d_i^2 L \rho_v \quad (5)$$

式中:  $d_v$ —蒸汽流道的直径近似等于热管的内径  $d_i$ ;  $L$ —热管总长度, m;  $\rho_v$ —管内蒸汽的密度,  $kg/m^3$ 。

由于加工工艺的要求, 或者由于安装的需要, 在蒸发段的下方伸出一段管子, 置于蒸发段之外, 这一段管长不参与换热, 这部分充液量按下式计算:

$$G_o = \frac{\pi}{4} d_i^2 l_o \rho_l \sin \phi \quad (6)$$

式中:  $G_o$ —工艺结构所需附加液量,  $g$ ;  $l_o$ —蒸发段下方伸出的管长, m。

由于该热管散热器, 蒸发段全部插在铝基板的盲孔内, 因此没有  $G_o$ , 蒸发段之上的热管全部由空气冷却, 因而没有绝热段, 所以对于这个散热器的热管充液量可按下式计算:

$$G = \xi_\phi \xi_\tau \left( \frac{3}{4} l_c + \frac{3}{4} l_e \right) \left[ \frac{3 \mu_l \rho_l (\pi d_i + 2NS)^2}{h_{fg} g} \right]^{1/3} \sqrt[3]{Q} + \frac{\pi}{4} d_i^2 L \rho_v \quad (7)$$

热管外径  $\phi 16$  mm, 壁厚 1 mm, 纵槽道, 长度 300 mm, 倾斜角度  $10^\circ$ , 热管传热功率为 83.3 W 时, 理论计算得到合适的充液量是 2.85 g, 约占热管总容积的 6.3%。

## 2 试验概述

### 2.1 试验系统概述

热管传热性能试验台是参考 GB/T 14942 - 2008 制作的, 采用水冷方式, 系统原理如图 3 所示, 实物照片如图 4 所示, 主要由热管安装架、加热部分、水冷部分、测温系统和其它仪器仪表组成。热管安装架将热管支撑起来, 保证热管倾角为  $10^\circ$ 。所有设备和仪器都由 1 个交流稳压电源供电, 加热器给热管的蒸发段加热, 调压器调节加热功率, 通过电压表和电流表测量计算得到功率值。水套为热管的冷凝段冷却, 1 个潜水泵负责水循环, 调节球阀到试验需要的流量, 一般流量比较大, 是为了使水温升很小, 水泵内的加热器将水温加热到需要的温度, 温度

继电器控制加热器的启停, 保证水温恒定。热管绝热段裸露在空气中对热平衡误差影响非常小, 所以为了操作方便, 本试验没有对热管绝热段进行绝热处理。试验需要测量加热部分的电压、电流, 水冷部分的水温、水流量, 测量蒸发段 2 点温度、冷凝段 2 点温度。测试用的仪器仪表精度如表 2 所示。

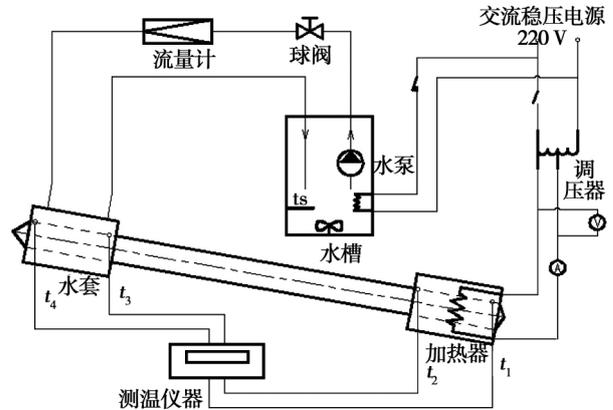


图 3 热管传热性能试验原理图

Fig. 3 The principle diagram of Heat pipe heat transfer performance



图 4 热管传热性能测试台

Fig. 4 Heat pipe heat transfer performance test system

表 2 仪器仪表精度

Tab. 2 Instrument precision

测量用仪器仪表	测量参数	测量精度 / %
T 型热电偶	水温、热管表面温度 / $^\circ C$	I 级
手持式数据采集器	温度 / $^\circ C$	0.4
流量计	水流量 / $L \cdot \min^{-1}$	1
电压表	电压 / V	0.5
电流表	电流 / A	0.5

## 2.2 试验方法

试验条件: 加热功率 83.3 W, 水温设定 45 °C, 流量 40 L/h, 热管倾斜 10°。

首先, 通过试验确定 83.3 W 时热管充液量的下限和上限值, 从 1 ~ 6 g 每隔 1 g 制作 1 支热管进行试验, 一般蒸发段出现温度急剧上升或温度出现明显震荡, 很长时间都无法稳定的情况则认为热管达到了传热极限。

为了得到热管的最佳充液量, 进一步缩小范围, 在 2 ~ 4.5 g 每隔 0.5 g 制作热管进行试验, 为了降低试验误差, 每种充液量制作 5 支热管, 测量得到试验数据。

对最佳充液量的热管进行传热极限试验。

## 3 试验数据处理

热管蒸发段的加热功率按下式计算:

$$P = UI \quad (8)$$

式中:  $P$ —加热功率, W;  $U$ —加热电压, V;  $I$ —加热电流, A。

绝热段的散热损失忽略, 所以加热功率即热管的传热量。热管蒸发段和冷凝段的温差:

$$\Delta T = t_{wc} - t_{we} \quad (9)$$

式中:  $\Delta T$ —蒸发段和冷凝段的温差, K;  $t_{wc}$ —热管冷凝段表面平均温度, °C;  $t_{wc} = (t_3 + t_4) / 2$ ;  $t_{we}$ —热管蒸发段表面平均温度, °C;  $t_{we} = (t_1 + t_2) / 2$ 。热管的热阻按下式计算:

$$R = \Delta T / P \quad (10)$$

式中:  $R$ —热阻, K/W。

## 4 试验结果及分析

### 4.1 额定功率下热管的充液量范围

在热管充液量是 1 g 时, 蒸发段温度比其它热管都高, 而且温度急剧上升, 认为热管达到了干涸极限, 所以 1 g 是热管充液量的下限。2 ~ 5 g 充液量时, 热管能够稳定的传输热量, 经过一段时间后可以达到稳态。当热管充液量增大到 6 g 时, 蒸发段和冷凝段温度波动差不多有 5 °C, 如果加大功率的话, 热管内部甚至出现叮叮的响声, 这是由于热管蒸发段的水被抛向冷凝段冲击管壁造成的, 可以认为热管达到了携带极限, 所以 6 g 是热管充液量的上限。

### 4.2 热管的最佳充液量

2 ~ 4.5 g 每种充液量制作 5 支热管进行传热性能试验, 得到 6 组数据, 计算各测温点平均温度值, 再计算热阻值, 得到的试验结果如表 3 所示。

表 3 试验数据

Tab. 3 Test data

注液量 $G/g$	$t_1/^\circ\text{C}$	$t_2/^\circ\text{C}$	$t_3/^\circ\text{C}$	$t_4/^\circ\text{C}$	$\Delta T/K$	$R/K \cdot W^{-1}$
2	55.87	56.21	54.54	53.68	1.93	0.023 17
2.5	55.44	55.1	54.98	53.5	1.03	0.012 36
3	54.82	55.06	54.1	54.1	0.84	0.010 08
3.5	55.9	54.26	53.76	53.42	1.49	0.017 89
4	57.94	54.72	54.5	53.42	2.37	0.028 45
4.5	60.64	55.06	54.92	53.16	3.81	0.045 74

如图 5 所示: 加热功率为 83.3 W 时, 充液量与热阻的变化规律, 可以看出当充液量为 3 g 时, 热阻值最小, 且蒸发段两点的温度最低, 因此可以判定 3 g 是额定功率下的最佳注液量。

### 4.3 传热极限试验

牵引变流系统运行时可能出现过载工况, 热管散热器在变流器工况最恶劣的情况仍然能持续工作

保证系统的可靠性, 要求热管在功率过载时也必须能够工作。试验设计了 3 种工况: 1.5 倍功耗(125 W)、2 倍功耗(167 和 300 W) 的情况进行传热性能试验, 试验数据如表 4 所示。当功率为额定功率 2 倍时, 热管还能稳定的传热, 但功率增加到 300 W 时, 热管蒸发段温度剧烈上升, 为了保证试验设备的安全性, 只能停止加热, 这时热管达到了传热极限。

表 4 传热极限试验数据

Tab.4 Test data of heat transfer limit

功率 $P/W$	$t_1/^\circ\text{C}$	$t_2/^\circ\text{C}$	$t_3/^\circ\text{C}$	$t_4/^\circ\text{C}$	$\Delta T/K$	热阻 $R/K \cdot W^{-1}$
125	59.3	59.1	57.9	57.6	1.45	0.011 60
167	64.5	64.8	62.5	62.6	2.1	0.012 57
300	—	—	—	—	—	—

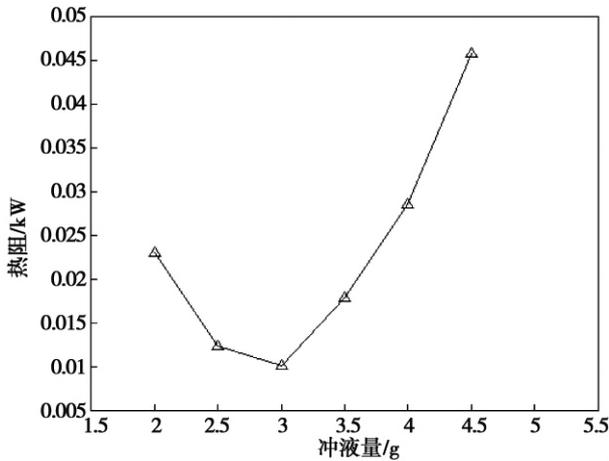


图 5 充液量 - 热阻曲线

Fig. 5 Curve of filling quantity with thermal resistance

## 5 结 论

本文介绍了一种热管最佳充液量的理论计算方法,对不同充液量的热管进行试验研究,通过理论计算与试验结果进行对比研究,得出了以下结论:

(1) 理论计算额定功率的适合充液量是 2.85 g,约占热管总容积的 6.3%;

(2) 对某地铁牵引系统散热器的热管充液量进行了试验研究,通过试验得出最佳充液量是 3 g,并且具有适当的过剩,单根热管功耗  $\leq 300\text{ W}$  时,3 g 的充液量可满足散热器可靠性要求;

(3) 对比理论计算和试验研究,二者充液量的偏差为 5%,数据基本吻合,为后续的地地铁热管散热器的设计提供了重要参考依据;

(4) 此次仅针对该热管散热器的热管进行了理论计算和试验验证,热管在地铁散热器上的产品验证将在下一步工作中进行。

## 参考文献:

- [1] 翁星方. 城轨车辆用牵引变流器的研究与开发 [D]. 成都: 西南交通大学, 2010.  
WENG Xing-fang. Research and development of the traction converter in urban rail transit vehicles [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2010.
- [2] 李春阳, 徐景秋. 热管散热器在新型变流装置中的应用 [J]. 机车电传动, 2005(2): 14 - 18.  
LI Chun-yan, XU Jing-qiu. Application of heat-pipe heat sink to new converter [J]. Electric Drive for Locomotives, 2005(2): 14 - 18.
- [3] 贺荣, 周乃君, 李春阳. CRH2 高速动车组 CI 用热管散热器数值模拟与试验研究 [J]. 中南大学学报, 2014(10): 3645 - 3650.  
HE Rong, ZHOU Nai-jun, LI Chun-yan. Numerical simulation and experimental study on heat pipe radiator for the converter inverter in CRH2 EMUS [J]. Journal of Central South University, 2014(10): 3645 - 3650.
- [4] 庄骏, 张红. 热管技术及其工程应用 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2000.  
ZHUANG jun, ZHANG Hong. Heat pipe technology and engineering application [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2000.
- [5] GB/T 14812 - 2008 热管传热性能试验方法 [S].  
GB/T 14812 - 2008, Testing method of heat transfer performance of heat pipes [S].
- [6] STRELTSOV A I. Theoretical and experimental investigation of optimum filling for heat pipes [J]. Heat Transfer-Soviet Research, 1975, 7(1).
- [7] 刘纪福. 重力辅助热管充液量的分析和选择 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 1982.  
LIU Ji-fu. Analysis and selection of gravitational heat pipe liquid injection [D]. Harbin: Harbin institute of technology, 1982.

( 单丽华 编辑)

temperature and the output power as the independent variable and the objective function, respectively. The system performance was compared under two conditions and the influences of system stages on the performance were analyzed. The results show that the use of diversion technology can improve the optimal evaporation temperature and the performance. With the increase of the stages the performance is gradually improved. When the stage is five the output power and the thermal efficiency with diversion are increased by 189.47 kW and 0.31% relative to ORC system, respectively. There is a great significance in using cascade diversion technology in term of achieving a greater degree of energy recycling. **Key words:** cascade diversion, Organic Rankine cycle, evaporation temperature, genetic algorithm, stages of system

某系统散热器用热管传热性能试验研究 = **Experimental Study for the Heat Transfer of Heat Pipe used as Heat Sink for Metro Vehicle Traction Drive System** [刊, 汉] JIAO Xue-jun( CRRC Zhuzhou Times Equipment Technology Co., Ltd, China, Post Code: 412000), PAN Ming-wang, HE Rong( CRRC CSR-AVC Thermal Technologies( Zhuzhou) Co. Ltd., China, Post Code: 412000) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(10). -20~24

Gravity heat pipe heat sink cooling technology is preferred for metro vehicle traction drive system. This paper first analyzed the factors affecting the heat transfer capability of the heat pipe as a heat sink for a subway, and it was found that the liquid filling is the key to the performance of a heat pipe. Then the Nusselt vertical wall film condensation theory formula was corrected to be suitable for the engineering application, and used to determine the filling quantity of metro traction system radiator with heat pipe, which was calculated at 2.85 g. Additionally, according to the national standard test method for heat pipe, heat transfer performance of different filling quantities of heat pipe were studied, and the thermal resistances with different liquid filling amount were obtained under rated power. The optimum filling amount was then determined to be 3 g through the analysis of experimental data, indicating the good agreement between test results and theory calculation. Meanwhile, the heat transfer limit test verified that the 3 g filling amount has an appropriate design margin and can ensure the traction system reliability under overload conditions. **Key words:** metro vehicle traction drive system, heat sink, gravity heat pipe, liquid filling quantity, heat transfer experiment

气膜冷却叶片热冲击分析网格生成技术 = **Grid Generation Technology for the Analysis of Air-film Cooling Vane subjected to Thermal Shock Load** [刊, 汉] GUAN Peng, AI Yan-ting, BAO Tian-nan( Liaoning Key Laboratory of Advanced Measurement and Test Technology for Aircraft Propulsion System, Shenyang Aerospace University, Shenyang, Liaoning, China, Post Code: 110136), SHI Xiao-jiang ( Key Laboratory of Aeroengine High Altitude Simulation Technology, AVIC Gas Turbine Research Institute, Jiangyou, Sichuan, China, Post Code: 621703) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(10). -25~31

Mesh division is the basis for thermal shock numerical simulation of film cooling blade and turbine cascade. Because of the complicated structure of film cooling blade as well as strict requirements on the first layer thickness for numerical heat transfer simulation, grid generation scheme is the key of this issue. In this paper, the geometry of