上海交通大学 SHANGHAI JIAO TONG UNIVERSITY



SHANGHAI JIAO TONG UNIVERSITY



THESIS OF BACHELOR



论文题目:具有针肋和凹陷涡发生器的冷却 结构内的流动测量和数值计算

学生姓名:	
学生学号:	5080209102
专 业:	热能与动力工程
指导教师:	饶宇
学院(系):	机械与动力工程学院



具有针肋和凹陷涡发生器的冷却结构内的

流动测量和数值计算

摘要

位于燃气轮机叶片尾部的冷却多采用对流换热的形式。针肋-凹陷复合冷却结构作为一种新型的涡轮叶片内部冷却结构,在传热性能上具有很多的有点。本文的研究内容是这种针肋-凹陷复合冷却结构内的详细流场特征的描述,具体是指通过油膜法流动显示实验以及计算机数值模拟两种方式分别对不同雷诺数条件下的纯凹陷冷却结构和针肋-凹陷复合冷却结构进行对比分析。在传热性能方面,通道内的平均努赛尔数随着雷诺数的增加而递增;在流动阻力方面,摩擦因子随着雷诺数的增加而递减,最终趋于平稳。针肋结构扰乱流场的能力强于凹陷结构,总体表现针肋凹陷复合冷却结构的传热性能优于纯凹陷结构,但其流动阻力也远大于纯凹陷冷却结构。

关键词: 燃气轮机, 冷却, 针肋, 凹陷, 流动, 油膜法, 数值模拟

DETAILED MEASUREMENT OF FLOW FIELD FEATURES IN THE COOLING CHANNELS WITH PIN-FIN AND DIMPLE COOLING STRUCTURE

ABSTRACT

Cooling at the end of the gas turbine blades are always in the form of convective heat transfer. Pin fin-dimple cooling structure, as a new type of turbine blade internal cooling structure, has a better heat transfer performance. The content of this study is the detailed description of the flow field characteristics in the pin fin -dimple cooling structure, specifically refers to the flow visualization experiments with oil film method and computer numerical, under different Reynolds number conditions, pure dimple cooling structure and pin fin-dimple cooling structure's heat transfer and flow friction performance. In terms of heat transfer performance, the average Nusselt number of the passage increases with increasing Reynolds number. On the other hand, in the terms of flow friction, the flow friction factor decrease with increasing Reynolds number and finally maintain steady. As pin fin structure's ability to disrupt the flow field is stronger than the dimple structure, the overall heat transfer performance of pin fin-dimple cooling structure is better than pure dimple structure, but the flow resistance is much larger than the pure dimple cooling structure.

Key Words: turbine blade, cooling structure, pin fin, dimple, flow field, oil film, numerical simulation



日	录
\mathbf{H}	~1~

第	1 章	绪论	1
	1.1	研究现状	1
	1.	1.1 针肋冷却结构研究现状	1
	1.	1.2 凹陷冷却结构研究现状	1
	1.2	本文研究内容	2
第	2 章	实验装置及试验件	3
	2.1	实验装置	3
	2.	1.1 风洞系统	3
	2.	1.2 信号采集系统	4
	2.	1.3 图像采集系统	4
	2.	1.4 数据处理系统	5
	2.2	实验试件	5
	2.3	本章小结	8
第	3 章	流动实验	9
	3.1	实验原理	9
	3.2	实验步骤	9
	3.3	数据处理步骤	10
	3.4	实验结果	11
	3.5	结论与分析	12
第	4 章	油膜法流场显示实验	14
	4.1	概述	14
	4.2	油膜流动测量原理及实验准备	14
	4.2	2.1 油膜涂料的成分	14
	4.2	2.2 油膜涂料的配比	15
	4.2	2.3 油膜的涂刷	15
	4.2	2.4 油膜图像的采集	15
	4.3	实验步骤	15
	4.4	实验结果	16
	4.4	4.1 纯凹陷冷却结构	16
	4.4	4.2 针肋-凹陷复合冷却结构	19
	4.4	4.5 沺脵随时间的受化	21
	4.5	4 早小 5	24
第	5 章	冷却结构的数值模拟及分析	25
	5.1	建模	25
	5.	1.1 物理模型	25
	5.	1.2 网格划分	25
	5.2	求解数学模型选择	27
	5.2	2.1 湍流模型	27
	5.2	2.2 热边界条件	27
	5.2	2.3 求解方法的选择	27
	5.2	2.4	27



十算结果	28
流动阻力的验证与比较	28
9. 传热性能的比较	29
;湍动能场	29
- 局部努赛尔数	31
5 压力分布	
5 冷却结构内的流场显示	
x章小结	39
结论	40
	41
	42
	51
	+ 算结果



第1章 绪论

燃气轮机是当今工业生产中十分重要的动力机械,可应用于航空动力方面,陆用发电设备及其他各种工业用途。燃气轮机的热效率和功率输出与透平转子的进口温度(RIT)密切相关,进口温度越高,热效率及功率输出越高。因此提高燃气轮机涡轮转子进口温度成为了提高燃气轮机性能的关键技术之一。但是涡轮转子进口温度受到了多方面条件的限制,如材料的强度、材料的耐热性能等。当今先进燃气轮机的涡轮转子进口温度远高于叶片材料的熔点。为了解决这一问题,可以积极开发新兴材料,提高材料的耐热性和高温下的强度,但更为高效的手段是采用先进的叶片冷却技术。先进的冷却技术可以在多个方面提高燃气轮机的整体效率:更高的透平转子进口温度可以提高发动机的性能;更加简便的材料可以降低制作成本;叶片的中空结构减轻了整机重量;延长了部件寿命从而延长了燃气轮机的使用期限。

叶轮冷却技术中最常见的三种方式为对流冷却,冲击冷却,气膜冷却。通过以上三种冷却方式的综合利用,可以对涡轮首级静叶进行高效的冷却。其中位于叶片尾部的通道多采用 对流换热的方式进行冷却。这项技术经过近几十年的发展,已经成为燃气轮机叶片冷却的核 心技术之一。

1.1 研究现状

1.1.1 针肋冷却结构研究现状

针肋冷却结构是指在叶片尾部的冷却通道表面设计延伸至冷却工质中的圆柱形突出物。 这些针肋的延伸方向与冷却工质的流动方向垂直,极大地强化了对流传热的效率。针肋冷却 结构使得叶片内部称为了内部流动和外部流动的混合:介于叶片顶部和底部间的流体是一种 典型的内部流动,而位于针肋外部的横向流动则为类似于横掠管束的外部流动。一方面,绕 过针肋的流体在针肋后产生的尾流极大地增强了冷却工质的湍流度,改善边界层的结构,同 时极大地增加了换热面积。

国内外研究人员就针肋结构对于冷却性能的影响及其流动特性进行了大量的实验分析。 Lau 等人的研究表明针肋的径高比、针肋材料的导热性能、针肋横截面的形状、针肋排布方 式等几何因素都将对冷却性能和流动摩擦阻力产生影响。

由于针肋的布置占用了原流动通道中的部分换热面积,因此其换热面积需要由圆柱的表面积进行补偿。Armstrong 和 Winstanley (1988)观察到,透平中使用的短柱平均传热系数低于长圆柱的平均传热系数;而对于长针肋,Zukauskus指出其传热与流动雷诺数密切相关。

Metzger 和 Harley 通过实验指出,针肋导热性能对整体传热性能有一定的影响。虽然两 者的平均努赛尔数没有明显的变化,但是当地努赛尔数明显取决于针肋的导热性。在高雷诺 数下,导热针肋的当地努赛尔数高于非导热针肋,在低雷诺数下,两者的差别不是特别明显。

Chyu 等就针肋的排布形式进行了大量详细的实验,观察到在高雷诺数下,错列针肋的 传热性能要优于顺列排布的针肋; 但无论何种排布方式,针肋的结构都将极大增加流道中 的压降。Coldstein 指出,没有针肋结构的区域压降要远低于有针肋的区域。

1.1.2 凹陷冷却结构研究现状

与针肋冷却结构的不同的是,在传热表面的凹陷虽然可以在一定程度上增强对流传热, 但是冷却结构内压力损失和摩擦系数的增加却并不显著。Chyu 等人同样研究了带有凹陷的 通道内传热和流动的特性。

Moon 等指出,在同样的工况下,凹陷结构相比其他的流动结构,流动损失更小。他的



实验结果表明,在 H/d (通道高度与凹陷直径之比)在 1.5 左右时,流动经过充分发展,换 热能力约为光滑表面的 2.1 倍,而流动损失仅为其 1.5-2 倍。

1.2 本文研究内容

本文以燃气轮机叶片内部的对流冷却结构为研究背景,对具有针肋及凹陷涡发生器的冷却结构进行研究,分析两种不同的冷却结构内流动阻力以及传热性能的异同。具体需要进行的研究工作如下

(1)利用流动损失实验测量纯凹陷冷却结构以及针肋-凹陷复合冷却结构内流动阻力,并 通过计算得到达西摩擦因子随雷诺数变化的规律,从而得出两种不同的冷却结构内流阻性能 的区别

(2)利用油膜法流动显示技术获得纯凹陷冷却结构以及针肋-凹陷复合冷却结构表面的油 流图谱,并解释两种冷却结构内的流动特性,分析局部流动的细节。

(3)利用 Fluent 对两种不同的冷却结构进行数值模拟,得到结构内的湍动能场分布,局 部努赛尔数分布,压力分布以及流线的分布,从而与实验结果进行比较分析,进一步解释两 种不同的冷却结构内传热性能和流动阻力性能的差异。

本章小结

针肋凹陷复合冷却结构是一种全新的冷却结构,由针肋及凹陷两种涡发生器交错排列组成。针对针肋及凹陷两种冷却结构,前人已经有很多实验结果及研究结论。针肋-凹陷的针肋布置均能够增加冷却结构内的传热面积并提高换热性能,但是会存在一定的流动损失。如何在提高换热性能的基础上尽量减小流动损失成为我们所关心的问题。本论文将通过实验及数值模拟的方法,从流动的角度分析两种冷却结构的详细流动特性。



第2章 实验装置及试验件

2.1 实验装置



图 2-1 实验室系统装置示意图

图 2-1 为针肋凹陷复合冷却通道的实验系统示意图。本实验系统主要包括风洞系统、信 号采集系统、图像采集系统、数据处理系统等部分构成。图 2-2 为本系统的实际效果图。下 面将对本试验系统的各个组成部分进行详细介绍。



图 2-2 实验室系统装置实物图

2.1.1 风洞系统

风洞系统主要有三个部分组成,包括可任意连续调节质量流量的变频风机、测试段风洞、 第3页共54页



以及吸入式喷嘴组成。除此之外,该风洞系统还包括风机前稳定气流的稳压箱、测试风洞前 后的渐缩或渐扩通道、风洞入口前的小型稳压箱、以及连接风洞前后各个部分的连接法兰盘、 密封硅胶圈以及过滤丝网等。

风洞系统中所采用的风机为变频风机。在本实验中,需要对多个雷诺数条件下的流场进 行计算分析,而此风机可以对频率进行连续的调节,从而达到连续调节风机通风流量的目的, 满足各个雷诺数条件。当风机开启后,由于此风机为吸入式风机,因此气流会从风洞的吸入 式喷嘴入口进入,经过第一个小型稳压箱对气流进行初步稳定,之后通过渐缩流道进入稳定 的测试区域。风机前的大型稳压箱使得渐扩管的下游始终处于一个稳定的负压状态,可用于 保持气流的稳定,防止风洞内的气流速度出现波动。在风洞的各个连接部位均采用法兰盘连 接,并加装硅胶垫圈,尽量减少风洞系统的泄露和热损失。

整个风洞均采用有机玻璃材料。有机玻璃学名聚甲基丙烯酸甲酯,英文缩写 PMMA, 具有高透明度,低价格,易于机械加工等优点,是平常经常使用的玻璃替代材料。有机玻璃 具有很好的可塑性,制作出的成品造型没有影响流动的突出及凹陷。其良好的光学性能保证 了实验过程中相机可以清楚的拍摄风洞内的油膜,尽量减小失真。

2.1.2 信号采集系统

为了获取实验过程中测试段两端的流场基本参数,本实验系统对气流的速度、温度、压 力进行测量。

测量系统主要包括以下几个部分:用于测量风洞入口流量的压差变送器、用于测量测试 段两端压力差的 U 形管测压计、用于测量测试段入口温度的温度传感器等。

压差变送器又叫差压变送器,是一种广泛用于流体测量的传感器,可以用于几乎全部液体和气体介质需要测量和监控压力变化的场所。其工作原理是检测被测介质的压力变化,利用压力敏感元件将压力信号转换为电信号,从而实现对当地流场的监控,甚至对执行器发出动作指令。在本测量系统中,差压变送器放置在风洞入口,一端与大气相连,另一端与风洞入口的吸入式喷嘴内壁相连,用于检测入口流量。顾名思义,差压变送器测量的是压力差,当风机开始工作后,流体经过喷嘴是会产生一定的压力损失,因此可根据差压变送器两端的压差计算出流量计算公式:

$$\dot{q} = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \varepsilon A_0 \sqrt{2\rho\Delta p}$$
(2-1)

式中*q*——质量流量

C——流量系数,根据流量计生产厂家所提供的附表查询,在此取 0.957

 β ——直径比,对于本次实验所用的喷嘴,其值为0

 ε ——气体膨胀系数,实际流动中Ma < 0.3,故认为空气为不可压缩流体, $\varepsilon = 1$ A_0 ——进口截面面积 ρ ——空气密度 Δp ——压差

本实验中使用 U 形管测压计对风洞内测试段前后的压差进行测量。U 形管是一种常用 的压力测量工具,具有简便灵敏的特点,量程适中(最大量程 10kPa),精度较高(1Pa), 且测量准确,不受到数据采集系统的系统误差影响,因此综合考虑测量的可行性和便利性, 最终选定使用 U 形管测压计作为本实验的压力测量工具。由于测试段与风洞主体并非完美 的平滑连接,因此在接口处流动及其不稳定,会有一定的压力波动,如果将测压口放置在测 试端的首尾,会造成当地压力的不稳定,测量结果不准确,因此最终选定测压点分别布置在 测试端风洞入口前 20mm 和风洞出口后 20mm。

2.1.3 图像采集系统

在本设计中,需要采用油膜法流动显示实验对测试件表面的流场进行分析,这就需要采

上海交通大學

用光学相机对实验过程及实验结果进行详细的记录。

本图像采集系统的光学相机采用日立公司制造的HV-D30高性能超小型3CCD彩色摄像相机。CCD相机利用其核心元件电荷耦合器件(Charge Coupled Devices),利用光电效应技术将光信号转化为电信号,并转化为PAL制式的视频信号进行输出。特别的对于3CCD相机,光线通过三棱镜后分别由三个不同的电荷耦合器件处理得到三个不同的光信号,从而在光线强度的基础上可以辨别光线的色彩,拍摄出色彩准确的图像。该相机最小灵敏度达到0.9 勒克斯,最低照度1.2 勒克斯,成像系统为3CCD RGB系统,成像器件为1/3 隔行扫描CCD,像素总数为795(V)×596(H),有效像素数为752(V)×582(H),感光面积为4.89×3.64毫米。

2.1.4 数据处理系统

数据处理系统用于对试验中的测试数据、实验图像等信息进行收集、记录、整合、处理的系统。本系统主要包括数字采集卡、视频输出线和计算机。在本实验中,包含差压变送器、热电偶的信号通过数字采集卡进入一台计算机,由 Labview 软件进行显示、记录、换算;包含 3-CCD 彩色相机的图像信号进入另一台计算机,有 Matlab 的程序 Image Acquisition 进行显示和记录。

图像信号的采集使用的是 Matlab 中的工具 Image Acquisition。该图像采集工具可以使 获得的图像和视频从摄像机和图像采集卡直接进入 MATLAB 和 Simulink。可以自动检测硬 件和配置的硬件性能。该工具与多个硬件厂商和行业标准的支持,可以使用成像设备的范围 从便宜的网络摄像头的高端科学和工业设备,以满足低光,高速等要求,并支持标准数据和 图像格式。

温度、流量等物理量的记录利用 LabVIEW。LabVIEW(Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench)是一种编程语言开发环境,由美国国家仪器公司(National Instruments)开发,是一种类似于 C 语言的开发环境,广泛应用于工业、学术等研究领域,现已成为一种标准的数据采集和仪器控制软件。与其他编程语言显著不同的是,大多数计算机语言都是基于文本产生的代码,而 LabVIEW 是一种图形化的编辑语言,生成的是框图形式的程序,在程序中框图节点之间的数据走向决定了虚拟仪器以及函数的执行情况。LabVIEW 为开发者提供了多种控件,类似于现实仪器。用户利用这些控件对仪器进行控制,使得计算机进行数据采集和数字信号处理的过程变得简单直观。

2.2 实验试件

如图 2-2 至图 2-3 所示,本流动实验所涉及的试验件共有两块,其中一块为针肋-凹陷复 合冷却表面,另一块为单纯凹陷冷却表面。详细工程图见附件 1、附件 2。



为了与所在实验室前期实验成果进行比对,在本实验中结合实验条件对试件进行了大量的修改。在前期实验中,试件在底板表面错列排布了共 19 排针肋和凹陷结构,其中针肋的 直径均为 10mm。凹陷的深度均为 2mm,凹陷投影圆直径为 10mm。两排针肋沿着流动方向 的垂直距离为 25mm,垂直于流动方向的同一排针肋两两之间距离为 25mm,并且每两个针 肋之间有一个凹陷;沿着流动方向两排纯凹陷之间的距离也为 25mm,垂直与流动方向的同 排凹陷两两之间距离为 12.5mm。

为了保证新的试件能够满足油膜法流动测量实验的基本要求,同时尺寸与原尺寸相对应,因此将整个模型进行了放大,并大量缩减针肋与凹陷的数量,便于对流场的局部细节进行观察。两块板的底板均为 270mm×86mm 的矩形板,厚度为 5.5mm,从而保证能够准确安放在风洞中并且与新风洞的前后流道保持齐平,尽量减少落差引起的流动损失。在针肋-凹

上海交通大学 SHANGHAI JIAO TONG UNIVERSITY

陷复合冷却表面试件上布置了若干针肋和凹陷,其排布如图所示,共包含3个针肋和9个凹陷,针肋凹陷呈成错列排布,每个针肋的高度为20mm,直径为20mm;凹陷的深度均为4mm,凹陷投影圆直径为20mm。沿着流动方向的同一排针肋两两之间距离为50mm,并且每两个针肋之间有一个凹陷;沿着流动方向两排纯凹陷之间的距离也为50mm,垂直与流动方向的同排凹陷两两之间距离为25mm。在纯凹陷冷却表面试件上,凹陷的尺寸与针肋-凹陷复合冷却表面的相同,排布亦与之相同,仅将所有布置针肋的地方替换为凹陷,从而产生了共五排凹陷,总计12个。

下表为实验试件以及实验风洞的部分参数

试件板类型	针肋 叩吃有人处却结构	祐田吃冰却社坊
风洞几何参数	打肋-凹阳复百行却结构	把 回阳存却结构
1.通道		
长(m)	0.27	0.27
宽(m)	0.086	0.086
高(m)	0.02	0.2
测试面积(m)	0.2322	0.2322
水力直径(m)	0.0324528	0.0324528
2.针肋		
直径(m)	0.02	-
高(m)	0.02	-
		续表 2-1
个数	3	-
顶部面积(m²)	0.0003142	-
侧面积(m²)	0.0012566	-
3.凹陷		
弦长(m)	0.02	0.02
深度(m)	0.004	0.004
个数	9	12
投影半径(m)	0.01	0.01
表面积(m²)	0.0003644	0.0003644
投影面积(m²)	0.0003141	0.0003141
增加传热面积(m²)	0.0000503	0.0000503
4.总体参数		
总浸润面积(m²)	0.027442301	0.023823186
换热面积(m²)	0.028384778	0.027593097
入口面积(m²)	0.00172	0.00172
前测压点距离(m)	0.02	0.02
后测压点距离(m)	0.02	0.02

表2-1 风洞几何参数表

图 2-3 所示为两个试件的实物图,已经过喷漆处理。





图2-3 试件实物图

本实验中设计的试件和风洞与实验室原有的设备略有不同。首先实验室原有风洞的高度 较小,在实验过程中会发现针肋和凹陷的尺寸过小,不利于油膜流动显示实验的观测和拍摄, 因此将整个模型放大为原来的两倍。但是由于风洞的通流能力限制,将新模型的横向尺寸也 放大两倍已经不可能,因此需要大幅缩减针肋和凹陷的数量。这样一来整个模型变得更加清 晰直观,但是也会造成比较严重的后果。在实验过程中,由于针肋和凹陷的数量有限,最终 会导致所观测的试件段流场并未达到原模型中充分发展的混乱程度。此外由于针肋凹陷数量 较少,在试件边缘部分的平滑部分已经不可忽视,两侧的垂直避免对流场的影响也应纳入考 虑的范围。

2.3 本章小结

在设计实验风洞及试件的过程中,需要考虑的方面有很多。首先为了参照实验室前期大量的工作内容,试件的布局在很大程度上已经成型,譬如同排针肋间间距与针肋直径的比值 x/D,以及针肋排间距离与针肋直径的比值 y/D,均可以参照实验室前期的结论设计,从而得出更加优化的结论,避免在实验设计过程中走弯路。

此外,在风洞的改造上,原风洞的顶盖主要用于双面加热的传热实验,为热电偶及加热 片预留的线路通道一方面影响了顶盖板的光学性质,另一方面容易造成泄漏和热损失,因此 进行了重新的设计,在保持上下表面光滑透光的情况下,增加了厚度,这样可以通过紧固件 与风洞的垂直侧边配合,保证整体的密封性。

此外,对于风洞的其他部分,需要用法兰盘配合紧固件进行连接保证稳定性,其间加装 硅胶垫片保证密封性;在风洞适当的地方加装垫片从而保证风洞整体水平且在同一直线上。

在实验前需要检查整个实验装置的运行情况,仔细检查风洞是否完全密封,照相机的光 圈、焦距是否合适,成像是否清晰,数字采集卡是否接触良好,在LabVIEW 中是否能够正 常进行数据读取、采集、保存等等。



第3章 流动实验

为了测量不同的冷却结构对于通道内部的流动特性影响,需要在一定的雷诺数条件下分 别对针肋-凹陷复合冷却结构以及纯凹陷冷却结构进行流动阻力的实验,计算摩擦因子并进 行讨论。

3.1 实验原理

流动实验是指测量风洞测试段进口与出口之间的压力差,并通过公式计算出流动阻力的 实验。达西摩擦因子是一种表征流动阻力的无量纲参数。H.Darcy 与 J.Weisbach 提出了该无 量纲摩擦因子与流动沿程损失、圆管雷诺数、管壁粗糙度之间的关系如下:

$$h_f = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} \tag{3-1}$$

式中 h_f ——为沿程损失,是沿等截面管流动时管壁粘性切应力引起的摩擦损失

 $\frac{l}{d}$ ——几何因子 V——管内平均速度 $\frac{V^2}{2g}$ ——为速度水头

此公式适用于任何截面形状的光滑或粗糙管内充分发展的层流或湍流,因此在本实验中仍旧可以使用达西摩擦因子作为衡量流动损失的标准。

3.2 实验步骤

(1)通过测量系统,我们可以采集当前大气压力、大气温度、空气相对湿度等数值, 从而通过计算或查表的方式得到空气的部分热物性。并输入 LabVIEW 进行计算。

式 3-2 至式 3-4 分别用于计算当前大气的密度、动力粘度、导热系数

$$\rho = 3.48 \frac{p}{T} (1 - 0.378 \frac{\varphi p_b}{p}) \tag{3-2}$$

式中 ρ ——湿空气密度;

 φ ——空气相对湿度;

T——大气温度;

p——大气压力;

 p_b ——当前温度下的饱和水蒸气压力。

空气的动力粘度与导热系数采用插值法进行计算:

$$\mu = \mu_{T_1} + \frac{T - T_1}{T_2 - T_1} (\mu_{T_2} - \mu_{T_1})$$
(3-3)

式中µ——当前状态下的空气动力粘度;

T——当前大气温度;

71——参考温度 1, 这里取 20℃;

*T*₂ ——参考温度 2,这里取 30℃;

 μ_{T_1} ——参考温度 1 下的空气动力粘度,此处 $\mu_{T_1} = 1.81 \times 10^{-5} kg/(m \cdot s);$

第9页共54页



 μ_{T_2} ——参考温度 2 下的空气动力粘度,此处 $\mu_{T_2} = 1.86 \times 10^{-5} kg/(m \cdot s);$

$$k = k_{T_1} + \frac{T - T_1}{T_2 - T_1} (k_{T_2} - k_{T_1})$$
(3-4)

式中k——当前状态下的空气导热系数;

T——当前大气温度; T₁——参考温度 1;

*T*₂ ——参考温度 2;

 k_{T_1} ——参考温度1下的空气导热系数,此处 $k_{T_1} = 0.0259W/(m \cdot k);$

 k_{T_2} ——参考温度 2 下的空气导热系数,此处 $k_{T_2} = 0.0267 W/(m \cdot k)$;

(2) 设定实验所需要的质量流量。根据实验室前期成果中的基于水力直径的雷诺数取 值范围,通过式 3-5 计算得到进行实验的流量的范围范围及采样密度:

$$\dot{q}_{set} = \frac{\operatorname{Re}_{D_{h,set}} \mu A_{in}}{D_{h}}$$
(3-5)

式中 \dot{q}_{set} ——预设的质量流量;

 $\operatorname{Re}_{D_{h,st}}$ ——基于实验风洞水力直径的雷诺数;

μ——当前环境下的空气动力粘度;

A_{in}——测量段风洞的入口面积;

D_h——测量段风洞的水力直径。

(3) 对实验设备进行校准。检查 LabVIEW 中 vi 文件中的公式,确保公式准确。在保持无风的情况下开启采集系统,在相应的 vi 文件中修改风洞流量的误差值,使得风洞流量 读数基本稳定在 0 附近。预先将风洞开到一个比较大的频率,使得 U 形管完全润湿,保证 在量程范围内所有位置上 U 形管的液面形状保持良好。

(4)测量并记录实验数据。根据预设的流量取值调节风机频率,使得 LabVIEW 的流量读数基本接近预设值。当 LabVIEW 的流量读数稳定后,保持风机的工作频率不变,一段时间后利用 LabVIEW 记录实验流量,为了保证数据的准确性,要求记录至少 80 个数据并取平均值。同时利用 U 形管测量测试段风洞进出口的压力差,并进行记录,同样要求测量三次并取平均值。

(5)每当一个流量下的数据记录完毕,保存所记录的数据,并再次调节风机的工作频率,使得流量接近下一个预设的流量值,重复第四部,直至完成全部。

3.3 数据处理步骤

(1) 计算实际的基于水力直径的雷诺数:

$$\operatorname{Re}_{D_{h,act}} = \frac{q_{act}D_h}{\mu A_{in}}$$
(3-6)

(2) 计算测试端风洞入口界面的平均流速:

$$\overline{u} = \frac{q_{act}}{\rho A_{in}}$$

(3) 初步估算沿程压力损失:

由于实验的前后测压点不在测试端的进出口,而是与进出口有一定的距离,因此需要对 这一段非测试段进行初步的沿程压力损失估算。

沿程压力损失为:



(3-9)

$$\Delta P_{fric} = \lambda \frac{l_0}{D_h} \frac{1}{2} \rho \overline{u}^2$$
(3-7)

式中测压电与进出口之间的距离,

沿程阻力系数。在本实验中基于水力直径的雷诺数取值范围为10⁴ <Re<10⁵,流动处于 紊流光滑区。故根据尼古拉兹等人的 H.Schlichting 公式对沿程阻力系数进行估算:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2.0 \lg(\operatorname{Re}\sqrt{\lambda}) - 0.8 \tag{3-8}$$

此公式的适用范围为 其中为隐式,因此需要对其进行拟合。采用指数衰减函数模型进行拟合后得到:

$$\lambda = 0.01757 + 0.01425e^{-\frac{\text{Re}}{34065.7}} + 0.01886e^{-\frac{\text{Re}}{5158.4}}$$

在10000 < Re_{Dh} < 70000 下拟合相关度达到 0.99994, 可以认为拟合公式与原公式吻合 良好,可以利用拟合公式求解不同雷诺数下的摩擦因子,用于估算非测试段的沿程压力损失。 (4)计算摩擦因子

$$f = \frac{2(\Delta P - \Delta P_{fric})D_h}{\rho \overline{\mu}^2 l}$$

式中 ΔP ——进出口压差;

 ΔP_{fric} ——非测量段的压差;

l——测试端的风洞长度。

3.4 实验结果

通过实验及计算最终得出了两种不同的冷却结构以及光滑平板表面在不同的雷诺数下 的摩擦因子,结果如下:

针肋-凹陷	针肋-凹陷冷却结构		纯凹陷冷却结构		板
雷诺数 Re _{Dh}	摩擦因子 f	雷诺数 Re _{Dh}	摩擦因子 f	雷诺数 Re _{Dh}	摩擦因子 f
10250	0.37643	12414	0.09956	11998	0.07994
17673	0.34186	17785	0.09701	20380	0.07388
23991	0.32292	24103	0.08583	30308	0.06681
30642	0.30746	30730	0.08123	40868	0.06201
34327	0.29868	34149	0.07894	51009	0.05749
37222	0.29400	37111	0.07520	61243	0.05625
40701	0.29123	40863	0.06891		
44171	0.29187	44371	0.07208		
47461	0.28792	47488	0.06974		
51357	0.28338	51382	0.07119		
54421	0.28575	54219	0.06915		
57580	0.29104	57746	0.06786		
61277	0.29068	61199	0.06862		

表 3-1 三种冷却结构的摩擦因子与雷诺数关系表

若以基于水力直径的雷诺数作为横轴,摩擦因子作为纵轴得到不同冷却结构的摩擦因子 曲线如下图所示





图 3-1 摩擦因子随雷诺数变化曲线

若以基于水力直径的雷诺数作为横轴,以无针肋-凹陷结构的光滑通道中的摩擦因子作 为基准摩擦因子,则可以计算出实验中测得的摩擦因子与基准摩擦一直你的比值。以这个比 值作为纵轴可以绘制出不同冷却结构下摩擦因子与无针肋-凹陷结构摩擦因子的比较图



图 3-2 相对摩擦因子随雷诺数变化曲线

3.5 结论与分析

通过实验数据我们可以得到以下结论

(1)对于非光滑的冷却结构,无论是针肋-凹陷复合冷却结构,还是纯凹陷冷却结构,摩 擦因子总体上是随着基于水力直径的雷诺数的增大而减小。当雷诺数超过 30000 后,摩擦因 子的变化基本趋于稳定,减小幅度不及低雷诺数情况下。对于针肋-凹陷复合冷却结构,在 基于水力直径的雷诺数达到 50000 后甚至出现了一定程度上的回升,但是幅度不是十分明 显。参考穆迪图可以发现,随着雷诺数增加摩擦因子会随之减小,这一点充分符合理论结果, 至于在高雷诺数下摩擦因子会细微增大的原因,一方面是由于测量条件所限,在高雷诺数下 空气的热物性可能发生了一定的改变,另一方面是由于在高雷诺数下,风洞内空气流速显著 增加,泄露以及风洞本身的震动可能加剧,因此导致了流动阻力的增大,最终表现为摩擦因 子在高雷诺数下出现回升。

(2)对于不同结构的冷却表面进行分析,我们可以发现针肋的增加显著地增加了通道内 的摩擦因子。从图中可以看出,在相同的雷诺数下,针肋-凹陷复合冷却结构的摩擦因子达 到光滑通道的 5 倍,而纯凹陷冷却结构的通道内摩擦因子只有光滑通道内的 1.25 倍。这是 因为针肋的存在极大影响了通道内的通流能力,一方面由于针肋的存在气流只能在针肋与针 肋之间做圆柱绕流运动,另一方面针肋的存在也减小了通道内的通流面积,因此极大的增加 了此冷却结构的流动阻力。



第4章 油膜法流场显示实验

4.1 概述

油膜法又称油流法,是最早发展的流动显示技术之一,主要用于物体表面上的流动图像 显示,属于示踪法的一种。通过对油流图像的观察和分析,可以了解流场中流体流动的规律, 例如流体与物面发生分离的位置,产生激波和漩涡的位置等。在传热分析中,通过对表面流 场的分析,有利于理解整个空间的流动状态,并根据相应的经验公式推算出当地流动边界层 与传热边界层之间的关系。

4.2 油膜流动测量原理及实验准备

油膜技术使用适当的油料和带有颜色的稳定粉末配制成糊状的混合物,并均匀的涂在实 验模型的表面上,涂层要尽可能的薄而均匀。在风洞试验中,涂料在气流作用下发生流动, 油挟带着颜料粉末随着气流运动,在模型表面上留下由颜料形成条纹图案。这些条纹图案是 由油膜携带着指示剂运动时在表面留下的痕迹,称为油迹线。所以油流图像实际上显示了油 膜的流动图像。事实上在流动过程中油流谱是油膜所在表面的摩擦应力线,因此油膜的存在 会对气流的流动产生一定的影响。但在油膜足够薄(通常比边界层厚度小或者相当)、空气 粘度系数和油剂粘性系数之比为小量的条件下,可以认为油膜的存在对气流绕物体的真实流 动影响很小,在工程条件下可以完全忽略不计。因此油膜法已经被广泛的应用于水利、航空 等各领域的流场显示中。

4.2.1 油膜涂料的成分

在风洞中使用的油膜涂料通常包含以下几种基本成分:

(1)指示剂:指示剂应当选用和模型表面颜色对比强烈的粉末作为原料,粉末应当具有 良好的分散性,不易受潮结块,其粉末颗粒直径应为微米量级。通常用作指示剂的粉末原料 有:氧化镁(白色)、二氧化钛(白色)、铬酸铅(黄色)、红丹(红色)、炭黑(黑色)等。 在本实验中,由于试件为有机玻璃,无特殊的颜色要求,因此采用了性质稳定的二氧化钛作 为指示剂。二氧化钛俗称钛白粉,它的性质比较稳定,无毒,放置在空气中不会轻易变色, 是人们公认的最优良的白色颜料之一。为了突出二氧化钛的颜色,我们在实验件上喷涂了黑 色哑光漆。这种漆料性质比较稳定,颜色和喷涂厚度都可保持非常均匀,基本对试件的尺寸 没有影响,同时哑光漆反射率较低,可以减小油膜实验过程中外界光源对拍摄的影响。

(2)载体:载体为有一定粘性而又能随着气流运动的液体,通常选用各种油剂。由于油的粘性、密度、表面张力和惯性都会影响油流图像的形状,因此油剂的选择非常重要,其中最重要的就是粘性的影响,所以在实验过程中也应当考虑实验温度对油料的影响。常用的油料有:柴油、煤油、硅油、亚麻油、润滑油、液体石蜡等。在本实验中考虑到实验的温度条件及风洞的风速要求,同时考虑到实验用品的安全性和价格,选用粘度较大的液体石蜡作为载体。通常将分子中碳原子数目由 8~24 的正构烷烃称作液体石蜡,由于加工方法的不同,得到的液体石蜡组成上也有所差别,通常含有 92~99.5%的正构烷烃。液体石蜡常由是有蒸馏所得的没有和柴油六份经过脱蜡处理得到。

(3)抗凝剂:用来阻止指示剂粉末结团,并在一定程度上调节油剂的粘度。通常选用油酸,有时选用丙酮或石油醚。抗凝剂控制这粉末结团的大小,而粉末微团的大小又决定着油剂条纹的粗细,影响着油流图像的质量。

上海交通大学

4.2.2 油膜涂料的配比

由于不同的实验对于油膜涂料的粘性、表面张力、指示剂的附着性能等都有不同的要求, 甚至风洞中的风速、实验季节的温度、模型的表面光洁度都会影响油流图像的清晰程度,因 此油膜涂料的配比没有一个固定的数值,实验成功与否很大程度上取决于实验人员的经验。 通常情况下取体积比 1:1 至 1:4 范围内变化即可。抗凝剂通常只需要加入两三滴即可。在气 流速度较低的场合通常选用粘度比较低的油剂,且配制的油料浓度应当比较稀,而在气流速 度比较大的场合,通常选用粘度比较高的油料,切配制的油料浓度应当比较浓。

本实验要求雷诺数范围 5000-60000,经过反复尝试,确定油料的配比为:液体石蜡、 二氧化钛、油酸的质量比为 100:20:1。

4.2.3 油膜的涂刷

首先配置好的油膜涂料要经过充分的搅拌和混合,一方面可以使和空气接触受潮结块的 指示剂能够在油料中充分散开,另一方面也可以使抗凝剂在涂料中有充分的时间与指示剂和 油料混合扩散。

在涂刷的过程中,应当选用毛刷或者画笔轻轻涂刷在模型的表面。图层要尽可能的薄, 并且薄厚均匀,否则在液体张力的作用下油膜的走向会受到巨大的影响。从原理上说只要在 模型的关键气动点,比如气流的分离点,附着点等涂刷油料就可以,在风洞试验的过程中, 风会携带油膜慢慢流动至布满整个表面。这样不但可以节省油料,而且可以防止其他部分的 油膜影响关键位置的观察,并且可以减少对风洞的污染。如果模型很大,少量的油膜不足以 在流动过程中布满整个表面,则可以适当的扩大涂刷面积。在一些表面比较平坦开阔的条件 下可以用油滴的形式点涂在试件表面,这样随着气流的流动会形成蝌蚪状的油迹线,这些油 迹线不但可以用来判断流场的走向,而且可以根据油迹线的长度来判断物面上剪切应力的大 小。

本实验所采用的针肋-凹陷复合冷却结构要求详细观察每个针肋及凹陷周围的流场分布 情况,因此可以采用整个表面全部涂刷的方法,但是要注意在针肋肋脚及凹陷内部不要聚集 过多的涂料防止流动困难。

4.2.4 油膜图像的采集

在本实验中采用日立公司制造的 HV-D30 高性能超小型 3CCD 彩色摄像相机进行拍摄, 并利用 Matlab 的工具包 Image Acquisition 进行图像采集及后续处理。有关相机和图像采集 工具包的介绍见文章 2.1.3 至 2.14 章节

4.3 实验步骤

(1)油膜准备:在实验前首先利用电子秤配置好油膜,配比为石蜡:二氧化钛:油酸 =100:20:1(质量比,可略有浮动),先用硬刷子碾压未散开的二氧化钛颗粒,待大块颗粒基 本散开后,用磁力搅拌器搅拌10分钟,使指示剂二氧化钛在液体中充分散开,混合均匀。

(2)实验台调试:由于实验要求涂刷的油膜必须很薄,而且在涂刷油膜有还需要花费一定的时间安装风洞的顶盖,因此在涂刷油膜前必须对系统进行相应的调试,保证在实验前油膜不会因为暴露时间过长而干燥。在涂刷油膜前首先对 Labview 进行校正,在保持无风的情况下开启采集系统,在相应的 vi 文件中修改风洞流量的误差值,使得风洞流量读数基本稳定在 0 附近。同时对 3CCD 相机进行调试,在 Matlab 中打开 Image Acquisition 工具开启预览,调整光圈和焦距,保证拍摄的图像清晰可见,并且可以适当调节白平衡,用黑色幕帘对外界光源进行适当的遮挡,防止外界的光线影响油膜白色图像的效果,并确保油膜应当涂刷的位置正好在摄像头能够拍摄到的范围附近。预先将风洞开到一个比较大的频率,使得 U

上海交通大學

形管完全润湿,保证在量程范围内所有位置上U形管的液面形状保持良好。

(3)设定实验所需要的质量流量。根据实验室前期成果中的基于水力直径的雷诺数取值 范围,通过式 计算得到进行实验的流量的范围范围及采样密度。

(4)测量实验数据并记录油膜图像。根据预设的流量取值调节风机频率,使得 LabVIEW 的流量读数基本接近预设值。当 LabVIEW 的流量读数稳定后,保持风机的工作频率不变,一段时间后利用 LabVIEW 记录实验流量,同时利用 U 形管测量测试段风洞进出口的压力差,并进行记录,同样要求测量三次并取平均值。

(5)在流量稳定后启动 Image Acquisition 的动态图像采集,每秒采集十帧,采集 200 帧以 上并生成 avi 格式视频文件。由于油膜图像仅需要显示黑白图像,因此可以不采用 RGB 输 出,而采用灰度进行输出。

(6)每当一个流量下的数据记录完毕,保存所记录的数据,并再次调节风机的工作频率, 使得流量接近下一个预设的流量值,重复第四部,直至完成全部。

4.4 实验结果

图为两种不同的冷却结构在不同的雷诺数下的油膜图像。在实验计划中两种冷却结构均 在六个雷诺数下进行实验,但最终每个模型只选择了四个雷诺数进行拍摄。对于纯凹陷复合 冷却结构而言,在雷诺数很低的情况下,流动情况不明显,由于在涂刷油膜的过程中毛刷会 在油膜上无法避免的留下痕迹,因此无法准确的反应在该雷诺数条件下的气流流动情况,因 此最终放弃了低雷诺数条件下的拍摄;而对于针肋-凹陷复合冷却结构,由于在雷诺数很高 的情况下,在针肋后出现严重的气流上升,油膜随着气流的上升溅射到顶盖板,严重影响拍 摄,因此最终放弃了高雷诺数条件下的拍摄。

4.4.1 纯凹陷冷却结构

对于纯凹陷冷却结构,其油膜法流动显示图像如图 4-1



(a)Re_{dh}=30730 第 16 页 共 54 页





(b) Re_{dh}=40863



(c) Re_{dh}=51382





(d) Reah=61199 图 4-1 纯凹陷冷却结构在不同雷诺数下的油膜图谱 为方便讨论,我们对每一个凹陷及其周围划分为四个区域,如图 4-2 所示



观察该冷却结构在各个雷诺数下的油流图谱,我们可以观察到以下现象:

(1)在无风条件下,油膜在重力的作用下全部集中在凹陷的底部,但是当气流流过该表面后,油膜会集中在凹陷内上游和凹陷内下游,说明气流对凹陷内的压力分布产生了巨大的影响。

(2)在各个雷诺数条件下,油膜都主要集中在凹陷内上游,在凹陷内下游也有少量油膜 聚集凹陷内下游的油膜都会被大致分为两个部分,而非完全集中在凹陷下游的最中心位置。

(3)在各个雷诺数条件下,凹陷外平板上的油膜都不会流入凹陷内,尤其是当油流流入凹陷外上游区域之后,会直接绕过凹陷向下流动,而非流入凹陷。

(4)在各个雷诺数条件下,凹陷外下游都会有少量的油膜聚集,虽然在图片上不是十分 清楚,但是观察试验中的流动过程可以看到,当油膜在凹陷外下游区域流动时,会先沿着凹



陷外缘向中心流动,再继续沿着气流方向向下一个凹陷流动。

(5)在不同雷诺数条件下,可以看到雷诺数越大,凹陷内上游聚集的油膜就越向上游靠近。在观察流动过程时候可以看到聚集在凹陷内上游的油膜会发生旋转,在高雷诺数时甚至 会分割为两个部分,

分析该冷却结构在各个雷诺数下油流图谱的分布现象,我们可以得到以下结论:

(1)在凹陷内部,凹陷内下游的压力高于凹陷内上游的压力;凹陷中心的压力高于四周。因此气流会在凹陷内上游产生聚集,阻碍流动。

(2)整个凹陷内的压力要高于四周,由于同流能力越强,换热性能越好,因此可能导致凹陷内的换热性能不如其他部分。

(3)气流速度越大,油膜的旋转越强烈,说明流动越紊乱,有利于换热。

4.4.2 针肋-凹陷复合冷却结构

对于针肋-凹陷复合冷却结构,其油膜法流动显示图像如图 4-3



(a) Re_{dh}=23991





(b) Re_{dh}=30642



(c) Re_{dh}=40701





(d) Redu=51357 图 4-3 针肋-凹陷复合冷却结构油膜实验结果

观察该冷却结构在各个雷诺数下的油流图谱,我们可以观察到以下现象:

(1)在各雷诺数下,针肋的尾部均产生两个有规律摆动的尾涡,其形状根据针肋周围的 结构而有区别,但总体上均为两个独立进行旋转的尾涡,与针肋保持一定的距离,随时间进 行规律的摆动;在针肋的两侧,也有微量的油膜始终聚集,并未随着雷诺数的增大而流走。 所有的凹陷均在凹陷内上游和凹陷外下游出现了油膜的聚集,与纯凹陷冷却结构类似。

(2)由于针肋的存在,凹陷外下游的油膜聚集区位置发生了改变,图至图中可以看到, 聚集的油膜尽可能的远离针肋所在的位置。

(3)在各个雷诺数下,针肋后尾涡影响的范围都要比凹陷外下游区域聚集的油膜影响范围大。以^{Re}_{D_h} = 30642 时的油膜图像举例,第二列中间凹陷的下游油膜聚集区域只有很小

的一部分,而第四列中间针肋的尾涡区域甚至可以影响到第五列两个凹陷内的油膜形状。

(4)在试验中可以看到,当^{Re_{D_h} > 35000}后,针肋尾涡的部分油膜会上扬,溅射到距离 底面 20mm 高的顶盖板上,雷诺数越高这种溅射的效果就越明显。

分析该冷却结构在各个雷诺数下油流图谱的分布现象,我们可以得到以下结论:

(1)凹陷内的流场结构与纯凹陷冷却结构类似

(2)针肋的上游压力较大,油膜无法稳定的在这个区域停留,大多绕过针肋进入针肋的 尾流区域

(3)针肋尾涡区域的压力很小,并且会产生横向涡,因此有可能会对 传热产生不利的影响。

(4)针肋尾涡的部分油膜会上扬,且雷诺数越高上扬越明显,说明针肋尾部的上扬气流 一直存在,只是因为雷诺数较小时油膜液滴无法克服重力的影响因此无法溅射到顶盖板。

4.4.3 油膜随时间的变化



油膜实验中油膜的形状会随着时间而发生变化,即使是在稳定的工况下依然可以看到了 油膜在气流中有周期性的运动,因此截取流动特性较为显著的针肋-凹陷复合冷却结构中雷 诺数 30642 的工况下视频中 6 帧图像,图像间隔 0.2 秒,如图 4-4,观察油膜随着时间的变 化情况。

(1)凹陷区域油膜的运动: 取图片中长 220 像素,宽 150 像素的一块区域进行分析,此 区域距离拍摄区域上边界 170 像素,距离左边界 220 像素,包含了第二排及第三排凹陷的部 分区域。



图 4-4 凹陷内油膜随时间变化图 分析可以看出,气流的方向如图所示,在凹陷后的两个凹陷内部形成了两个稳定的漩涡。



图 4-5 凹陷内油膜流动趋势

(2)针肋旁凹陷内油膜的运动: 取图片中长 150 像素,宽 150 像素的一块区域进行分析,此区域距离拍摄区域上边界 80 像素,距离左边界 390 像素,包含了第三排及第四排凹陷以及第四排的针肋的部分区域。同样取间隔为 0.2 秒的 6 帧图像如图 4-6:



图 4-6 凹陷内油膜随时间变化图

分析后可以看出,由于针肋的存在,凹陷内的气流流动方向发生了变化,气流的方向如 图所示,其漩涡的旋转方向与上一例中相反,说明针肋对凹陷内的流动特性产生了巨大的影响。





图 4-7 凹陷内油膜流动趋势

(3)针肋尾部区域油膜的运动:取图片中长 250 像素,宽 150 像素的一块区域进行分析,此区域距离拍摄区域上边界 160 像素,距离左边界 570 像素,包含了第二排及第三排凹陷的部分区域。



图 4-8 针肋后油膜随时间变化图 虽然由于顶盖板被溅到油膜,致使图片不甚清晰,但是结合实验中的油膜动态,并仔细 观察右上角的区域仍可以得出此区域内的流场流动情况如下图所示:



图 4-9 针肋后油膜流动趋势

综合以上几个区域的油膜流动情况,可以大致估计此通道内的气体流动情况如下图所 示,其中流场呈上下对称分布。





图 4-10 针肋-凹陷冷却结构流动趋势

4.5 本章小结

本章通过油膜法流动显示实验,得到了针肋-凹陷复合冷却结构和纯凹陷冷却结构的流场分布特性,并进行了对比分析,预测其流动阻力、传热性能、流动混乱程度等特性,对这两类冷却结构进行评价。

结合流动损失实验可以看出, 纯凹陷冷却结构的流场内压力分布比较平均, 虽然凹陷的存在使得流场在一定程度上增加了湍流度, 但是由于凹陷内压力高于平板部分, 气流流入凹陷的阻力较大, 因此换热性能的提升并不明显。而对于针肋-凹陷复合冷却结构, 由于针肋的存在, 对整个冷却结构进行了两个大的改善: 一是针肋的存在增大了流场内的换热面积, 从而增强了整个冷却结构的换热性能, 二是针肋的存在大大的增加了流场的湍流度, 针肋的尾流有效的冲破了凹陷内压力偏高的区域, 使得凹陷区域的换热能力增强。但是针肋的存在也使得流动阻力大幅度增加, 针肋-凹陷复合冷却结构的流动摩擦因子约为光滑通道的 3.5 倍, 而纯凹陷冷却结构的摩擦因子只有光滑通道的 1.25 倍。因此其传热性能也会受到一定的局限。



第5章 冷却结构的数值模拟及分析

数值模拟又称计算机模拟,他是以电子计算机作为工具,通过数值计算对工程问题及物 理问题进行研究的方法。目前数值模拟方法已经广泛的应用于流体以及传热的研究中,用于 弥补实验能力的不足。在流体及传热领域,数值模拟的思路为简历相关的物理模型,并将其 进行网格划分处理,然后根据离散化的流体及传热基本定律,列出方程组并进行求解,最终 得到需要的计算结果。

基于上述方法,本文将分别对针肋-凹陷复合冷却结构及纯凹陷冷却结构进行数值模拟, 不但会进行了流动的模拟,还要得到一个简单的传热性能结果,从而对两种结构的总体流动 和传热性能进行更深入的研究。

5.1 建模

5.1.1 物理模型

为了保证测试段的计算结果能够尽量接近实际结果,计算模型需要在实验模型上进行一定的改进。由于模型结构较为简单,最终选择在 gambit 中直接进行几何建模。Gambit 软件 是一种面向 CFD 的专业前处理软件,包含全面的几何建模能力,既可以在软件内直接进行 点线面体的创建和布尔运算,也可以从各类建模软件中导入几何模型和网格。Gambit 强大 的网格划分工具可以划分出包含边界层的高质量 CFD 网格,TGrid 等划分方式保证在较为 复杂的几何区域能够直接划分出高质量的非结构化网格,并导出适于 CFD 计算的网格文件。

为了保证进入测试段的流体已经得到了充分的发展,需要在模型的前后端增加一定长度的入口和出口,根据经验长度要超过测试端水力直径的5倍,结合计算机运行计算程序的处理能力及计算成本,最终确定在测试段的前后端各增加长度为300mm的发展通道。两个冷却结构的模型分别如图至图所示:

5.1.2 网格划分

为了提高运算质量,本模型被划分为三个主要部分,第一部分为凹陷结构,第二部分为 无凹陷结构的测试段风洞,第三部分为延长段,这样可以对三个不同的结构分别进行不同的 网格划分处理。对于有弧面的凹陷结构,采用 TGrid 格式的网格,这样划分出来的网格可以 智能地满足 Fluent 计算的网格要求,形成高质量的非结构化网格。无凹陷结构的测试端以及 延长段由于为规则的长方体,因此分别采用 Cooper 格式和 Map 格式进行网格划分。对网格 的近壁面部分进行加密采用 Gambit 自带的边界层网格,设置如下

表 5-1 近壁回	国辺界层网格划分设 1
参数	值
First row	0.5
Growth Factor	1.2
Row	5
Depth	3.7208

绘制完成的网格如图 5-1 所示





图 5-1 计算模型及网格划分

检查网格的偏率如表所示

衣 5-2 两种个问令却结构划分网格偏率分布者	表 5-2	两种不同冷却结构划分网格偏率分布
-------------------------	-------	------------------

	针肋-凹陷	冷却结构	纯凹陷冷	→却结构
	网格数	比例	网格数	比例
0~0.1	425660	68.78	911328	77.15
0.1~0.2	93562	15.12	141318	11.96
0.2~0.3	42143	6.81	54810	4.84
0.3~0.4	28667	4.63	36458	3.09
0.4~0.5	18194	2.94	22674	1.92
0.5~0.6	9599	1.55	12371	1.05
0.6~0.7	864	0.14	2181	0.18
0.7~0.8	147	0.02	151	0.01
0.8~0.9	3	0.00	0	
0.9~1.0	0	0.00	0	

可以看出,网格中不存在 Skewness>0.97 的网格,网格质量良好。由于生成的网格还需要在 Fluent 软件计算中满足壁面 Y+的要求。因此将网格预先导入 Fluent 进行初步计算,两种不同的冷却结构的模型计算得到的壁面 Y+的分布如图至图所示:





Wall yplus

4.5

4.25 4 3.75

3.5

3.25

2.75

2.5 2.25 2

1.75

1.5

1.25

1 0.75

0.5

3

第26页共54页



如图所示,壁面Y+基本在0-5范围内,平均值在1左右,基本符合增强壁面函数对于Y+的要求(Y+>1),因此可以认为该模型符合Fluent计算求解的要求。

5.2 求解数学模型选择

5.2.1 湍流模型

*K***-ε**模型自从被提出之后,一直作为工程流场计算中最主要的工具之一。它是一个半 经验公式,是从实验现象中总结出来的。该模型下的湍动能输运方程是通过精确的方程推导 得到,耗散率方程是通过物理推导数学模拟相似原型方程得到的。在*K*-ε模型的基础上又 发展处了可实现的*K*-ε模型,对于平板和圆柱射流等发散比率的预测更精确,而且它对于 旋转流动、强逆压梯度的边界层流动、流动分离和二次流有更好的表现,因此在本设计中将 采用可实现的*K*-ε模型作为计算使用的湍流模型。

5.2.2 热边界条件

由传热学可知,解决物理问题常用的三类热边界条件分别为:

(1) 第一类边界条件,即给定边界上温度的大小与分布

(2) 第二类边界条件,即给定边界上热流密度

(3) 第三类边界条件,即给定边界一侧换热系数和换热流体的温度。

由于本例中需要进行流动的数值模拟与之前的流动实验进行对照,并且进行传热的数值 模拟作为参照,因此处于简便计算的考虑,在计算模型中取测试端底面为第一类边界条件(恒 温壁面,壁温 330K),在实验中测试端两侧和上盖板为有机玻璃制成,其导热系数很低,热 损失可以忽略不计,因此处于简化计算模型的考虑,规定流体上表面及侧表面为绝热边界条 件,非测试段的底面由于在试验中不可能进行加热,且流道也为有机玻璃材质,因此也规定 为绝热边界条件。

5.2.3 求解方法的选择

在 N-S 方程的求解中,应用最广泛的求解方法为 SIMPLE 算法(Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation),意思是解压力耦合方程的半隐式法。进行计算的主要步骤依次为

1.估计压力场 p*

2.求解动量方程以得到*u*^{*}、*v*^{*}、*w*^{*}
 3.求解 *p*'

4.计算 $p = p^* + p'$

5.由速度修正公式,有 u^* 、 v^* 、 w^* 计算u、v、w

基于 SIMPLE 算法的改进方案主要有 SIMPLER (修订的 SIMPLE 算法)和 SIMPLEC (SIMPLE-Consistent)。三种计算方案在求解过程中大致相同,在设定每一步迭代计算的速度、压力值时有所不同,但最终的结果大同小异。通过 SIMPLEC 方案进行计算,可以加速计算结果的收敛,减少计算成本,因此处于设计周期的考虑,最终选择采用 SIMPLEC 算法

5.2.4 离散方程

在数值传热学中,迎风格式的引入是为了克服由于网格 Pe 数小于 0 而导致数值解出现震荡的,迎风格式又可以分为一阶迎风格式和二阶迎风格式,其中,一阶迎风格式容易获得不准确的解,除非划分足够细密的网格,而且有一定的假扩散作用,即人工粘性。为此引入二阶迎风格式,这种格式可以获得较准确的解,而且绝对稳定。在本例中动量方程、湍动能方程、湍流损耗率均采用二阶上风法则。



5.3 计算结果

在 Fluent 中分别依据油膜实验的实验条件设置入口流量,进行计算,计算过程中监测底 面热流量及出入口平均温度的变化,直到各收敛条件判断收敛为止,得到的结果利用 Tecplot 360 进行后处理。

5.3.1 流动阻力的验证与比较

由于在流动阻力试验中测试段与测压口之间有一定的距离,在这段距离中存在光滑平 面,台阶,缩放通道等各种形式的压力损失,需要对计算结果进行一定的修正。修正后的摩 擦因子如下表所示

1 5-5 1 1-10 C 40-21 1	太 3-5 千月17 华山村在千月日 A 数 1 手孫因 1 天德山木马 1 并出来的 A &				
雷诺数	实验结果	计算结果			
针肋-凹陷冷却结构					
10250	0.42754	0.29789			
20400	0.36700	0.27717			
30642	0.34947	0.22577			
40701	0.33108	0.21295			
51357	0.32225	0.21040			
61277	0.33076	0.22153			
纯凹陷冷却结构					
10068	0.09956	0.10637			
20370	0.08583	0.06983			
30730	0.08123	0.06218			
40863	0.06891	0.05934			
51382	0.07119	0.05481			
61199	0.06862	0.05506			

表 5-3 不同冷却结构在不同雷诺数下摩擦因子实验结果与计算结果的比较

依据上表绘制摩擦因子在实验与数值计算中的对比曲线如下图所示:



图 5-3 摩擦因子的实验与数值模拟结果曲线 可以看出,对于针肋-凹陷冷却结构,计算结果与实验结果相差较大,而对于纯凹陷冷



却结构,计算结果与实验结果较为接近。这是因为在流动阻力实验中,风洞的过渡段、借口等位置存在缩放喷管、凸台等造成流动损失的结构,因此实验所测得的数值将略大于计算数 值。

5.3.2 传热性能的比较

下表给出了基于传热面积的平均努赛尔数

表 5-4 个同冷却	µ结构在个同雷诺数 卜平1	习务赛尔数实验结果-	
针肋-凹陷象	夏合冷却结构	纯凹陷	冷却结构
雷诺数	平均努赛尔数	雷诺数	平均努赛尔数
10249	75.16397	10068	74.93869
20400	123.2569	20370	79.5524
30641	168.6407	30730	102.6851
40701	207.6658	40862	125.2677
51356	241.5032	51382	149.7621
61277	273.1945	61198	170.8147



图 5-4 平均努赛尔数的数值模拟曲线

由图可以看出,随着雷诺数的增加,两个冷却结构的平均努赛尔数都呈近似线性增加, 且针肋-凹陷冷却结构的努赛尔数整体高于纯凹陷冷却结构。

5.3.3 湍动能场

湍流动能是湍流速度涨落方差与流体质量乘积的 1/2,是衡量湍流发展或衰退的指标。 在湍动能强的地方流体的混乱程度就强,易于流体的扩散并增强流体的传热特性,可以说湍 动能却大的地方,流体的传热性能就越好。不同的雷诺数下针肋-凹陷复合冷却结构以及纯

凹陷冷却结构的湍动能场分布云图见附录。取雷诺数 Re_{Dh}=30730 的纯凹陷冷却结构的湍动能场进行分析(所有云图的气流均为由下至上):





图 5-5 Red 30730 工况下纯凹陷冷却结构湍动能场云图 分析此云图可以看到:

(1)在凹陷处,湍动能明显相比其他区域更低一些,虽然凹陷处的传热面积增大,热流量也随之增加,但是在凹陷区域的传热性能并没有得到加强。

(2)在各个凹陷外下游区域,湍动能较大,流体的掺混速率增大,利于传热。

取雷诺数 Re_{Dh} 30642 下的针肋-凹陷复合冷却结构的湍动能分布云图进行分析:





图 5-6 Redn 30642 工况下针肋-凹陷冷却结构湍动能场云图

由图中可以看出:

(1)与纯凹陷冷却结构相比,次冷却结构在针肋尾涡区的影响下,凹陷内的湍动能整体远大于纯凹陷结构

(2)湍动能较大的区域仍然分布在凹陷外下游区,针肋的两侧由于发生了脱体流动,因 此湍动能能显著增加,但是与底面的换热性能基本无关。

(3)针肋的尾涡区由于流动受阻,因此湍动能明显较低,甚至会影响到其下游的凹陷。

5.3.4 局部努赛尔数

此处将局部努赛尔数定义为

$$Nu = \frac{\dot{q}D_h}{(T_{w,loc} - T_{air,x})k}$$
$$T_{air,x} = \frac{T_{out} - T_{in}}{L}x + T_{in}$$

其中T_{w,loc}——当地壁面温度

 $T_{air.x}$ ——当地流体温度,需要通过进出口线性插值得到

k——流体的导热系数,单位 $W/(m \cdot k)$

 \dot{q} ——热流密度,单位 $W/(m^2)$

努赛尔数表明了物体表面的对流传热能力强弱,努赛尔数越大,则表面的传热性能越强。 不同的雷诺数下针肋-凹陷复合冷却结构以及纯凹陷冷却结构的局部努赛尔数分布云图见附





录。以下取雷诺数 Re_{Dh} 30730 的纯凹陷冷却结构的局部努赛尔数分布图进行分析:

图 5-7 Red 30730 工况下纯凹陷冷却结构局部努赛尔数云图

分析该云图可以得出:

(1)忽略流体刚刚进入流场时努赛尔数陡增的部分,可以看到在整个流场内努赛尔数的 分布与凹陷的几何形状密切相关。在凹陷内上游区域,努赛尔数非常低,说明其传热性能比 较差,而在凹陷内下游,努赛尔数较大,说明此处传热性能较好。

(2)值得注意的是,高努赛尔数区域在凹陷内也被分为了两个部分。在两个区域的交界 处正是油膜实验中油流继续向下游流动位置。具体油流实验与计算结果的对比参见后面的章 节。

以下取雷诺数 Re_{Dh}=30642 的针肋-凹陷复合冷却结构的局部努赛尔数分布图进行分析:



图 5-8 Reth 30642 工况下针肋-凹陷冷却结构局部努赛尔数云图

分析此云图可以看出:

(1)对于针肋结构,在迎风区由于气流与针肋表面的剧烈热交换,努赛尔数非常大。而 在针肋尾涡区,努赛尔数非常小,说明此处由于流体进行涡旋,质量流量很低,影响了流体 的换热。

(2)对于凹陷,其努赛尔数分布与纯凹陷冷却结构类似,在凹陷内上游区努赛尔数较小, 凹陷内下游的努赛尔数很高,说明下游的换热能力较强,且整体的换热能力相比纯凹陷冷却 结构得到了较大幅度的提升。

5.3.5 压力分布

不同的雷诺数下针肋-凹陷复合冷却结构以及纯凹陷冷却结构的压力分布云图见附录。

以下取雷诺数为 Re_{Dh} 30730 的纯凹陷冷却结构的压力分布图进行分析:





图 5-9 Redh 30730 工况下纯凹陷冷却结构表面压力云图

分析该云图可知:

(1)压力随着流体流过该冷却表面逐渐降低,这符合流体的一般规律。

(2)对于单个凹陷结构而言,凹陷内下游区的压力要远高于凹陷内上游的压力,而凹陷 外下游的压力非常的小,甚至可以达到整个表面的最低值。

以下取雷诺数为^{Re}_{Dh} 30642 的针肋-凹陷复合冷却结构的压力分布图进行分析:





图 5-10 Redh 30730 工况下针肋-凹陷冷却结构表面压力云图

分析此云图可以看出:

(1)压力随着流体流过改冷却表面逐渐降低,这符合流体的一般规律。

(2)在针肋迎风区形成了比较大的高压区。这个高压区可以影响到针肋之前的凹陷结构, 因此凹陷内的流场可能会由于针肋的存在发生较大的改变。

(3)尾涡形成了低压区,而凹陷内的压力分布依然与纯凹陷冷却结构类似,下游区的压力要高于凹陷内上游的压力,而凹陷外下游的压力较小。

油膜实验与数值计算的比较

对于纯凹陷冷却结构,分别对比其油膜图谱、湍动能云图、压力云图、局部努赛尔数云图:



油膜

第35页共54页





湍动能



压力



局部努赛尔数 图 5-11 纯凹陷冷却结构数值模拟与实验结果对比

通过对比可以看出

(1)在压力相对较低的地方,往往会出现油流的聚集。对于纯凹陷冷却结构,在凹陷内 上游区域压力较小,因此流体很难冲过这个低压区流入凹陷内,导致凹陷内的流体流动收到 影响,表现为凹陷内部湍动能较低。

(2)由于产生了流体的聚集,质量流量的下降导致了流体携带热量的能力下降,因而表现为凹陷内部的局部努赛尔数低于其他区域。同时在凹陷内下游区域,由于压力高于凹陷外下游区域,因此将会有部分流体流出凹陷,但是这部分流体会被凹陷外下游区两侧的高压气体压迫,从而在凹陷外下游形成一定的聚集,同理表现为局部努赛尔数略低于其他区域。

对于针肋-凹陷复合冷却结构,分别对比其油流图谱、压力云图、努赛尔数云图、湍动 能云图:





油膜



压力



湍动能



努赛尔数 图 5-12 针肋-凹陷复合冷却结构数值模拟与实验结果对比 通过对比可以看出,除了纯凹陷冷却结构的特性外,针肋-凹陷复合冷却结构还具有以



下特性:

(1)针肋后的尾涡对整个流场的影响非常大,尾涡的存在降低了其所在区域的压力,由 于涡流导致流体的湍动能降低,同时由于流体流动不畅,传热性能相比其他区域也有所下降, 因此体现为局部努赛尔数低于其他的区域。

(2)绕针肋流动的流体使得凹陷内的压力分布得到了一定的改善,流动能力增强,换热能力也随之增强。

(3)针肋的存在影响了整个流道内的传热及流动特性,使得整体的湍流度增大,局部努 赛尔数增大,极大程度的增强了通道内的换热能力。但是考虑到流动阻力的增大,已经通流 能力的下降,可能传热性能也会受到一定的影响。

5.3.6 冷却结构内的流场显示

对于针肋-凹陷复合冷却结构及纯凹陷冷却结构,我们在距离底面为 0.5mm 的高度平面 舍入 30 根流线,观察其流线的走向以及流线的总体分布,如下图所示:



(c)侧视图 图 5-13 冷却结构内的流线

对比油膜流动实验的分析以及计算结果如下图所示



图 5-14 针肋-凹陷冷却结构内流线的实验与数值模拟对比

可以看出,流线计算结果与实验结果相似。此外由侧视图可以看出,在经过针肋后确实 出现了上扬的现象,这也解释了油膜在高雷诺数下会溅射到顶盖板的现象,同时也说明针肋 的存在极大的扰乱了通道内的流场,增强了湍流度,增强了气流的换热能力。

单独取出纯凹陷冷却结构中的一个凹陷内流场进行放大观察,可以看到如下流线分布



图 5-15 凹陷内部流线数值模拟结果

可以看出,当近壁面流体流过凹陷结构时,会直接冲击在凹陷内下游区域,并继续流动, 这样就造成了凹陷内上游区域的流体发生了聚集或涡旋,从而影响了其中的散热性能,同样 与油膜实验的结果以及数值计算的结果相吻合。

5.4 本章小结

本章通过数值模拟的方法对两种冷却通道内的流动阻力进行了验证,并对通道内的压力 分布、湍动能分布、局部努赛尔数进行了模拟,通过计算进一步对该冷却结构进行分析。

对于纯凹陷冷却结构,由于凹陷内压力高于平板部分,气流流入凹陷的阻力较大,因此 换热性能的提升并不明显。而对于针肋-凹陷复合冷却结构,由于针肋的存在,对整个冷却 结构进行了两个大的改善:一方面针肋的存在增大了流场内的换热面积,从而增强了整个冷 却结构的换热性能,二是针肋的存在大大的增加了流场的湍流度,针肋的尾流有效的冲破了 凹陷内压力偏高的区域,凹陷内部区域的流动特性得到了改善,从而使得凹陷区域的换热能 力增强,但针肋的尾流区努赛尔数过低,成为了这种冷却结构的弱点。

对相同的冷却结构在不同的雷诺数下进行考察,可以发现随着雷诺数的增强,通道内的 湍动能和局部努赛尔数都会随之增加,雷诺数越高通道的换热性能越强。



第6章 结论

综合如上实验及数值模拟结果,最终可以得出如下结论:

(1)在同一个雷诺数下,针肋-凹陷复合冷却结构的传热性能要显著高于纯凹陷冷却结构; (2)在同一个雷诺数下,针肋-凹陷复合冷却结构的流动阻力要高于纯凹陷冷却结构;

(3)对于相同的冷却结构,流动阻力会随着雷诺数的增大而增大,努赛尔数也会随之增大。

(4)纯凹陷冷却结构的换热性能主要局限在凹陷区域,虽然该处由于表面非光滑,湍流 度增加,但是压力的分布使得传热性能下降;

(5)针肋使得其所在区域的流体湍动能增大,湍动能大的流体传递能量和动量的能力强,因此换热能力较强;

(6)针肋后形成的尾涡不利于热量的传递,但可以改善凹陷内流体的流动特性。通过与 凹陷结构的结合,可以对这个缺点进行一定的弥补;



参考文献

[1]杨祖青.流动显示技术[M].北京:国防工业出版社,2002.

[2]张效伟,朱惠人 大型燃气涡轮叶片冷却技术[J].热能动力工程.2008,01: 1-7

[3]周明正,夏国栋,周利军,柴磊,李健."水滴"型微针肋流动与传热特性数值研究[J]. 热科学与技术.2011,3: 25-31

[4]金阳.Labview在数据采集中的应用[J]湖北汽车工业学院学报.2006,12: 11-14

[5] Satomi Nishida1,Akira Murata, Hiroshi Saito, and Kaoru Iwamoto. Measurement of Heat and Fluid Flow on Surface with Teardrop-Shaped Dimples[J].Proceedings of the Asian Congress on Gas Turbines.2009,8

[6]虞锡嘉. 二氧化钛的光学性质及应用原理[J]涂料工业.1977,02: 52-57

[7]刘高文, 赵鹏, 张宗卫, 刘涛. 单凹坑壁面的瞬态红外传热测量与流场显示[J]推进技术. 2009.2: 41-45

[8]陈次昌,陈红勋,关醒凡,高良润.油膜法及其在水力机械中的应用[J]江苏工学院学报. 1990.11: 43-49

[9]夏国栋,罗光亮,李晏军,杨鲁伟. 流体横掠圆形微针肋热沉流动与传热特性[J]工程热物 理学报.2009.4: 621-624

[10]饶宇, 臧述升.涡轮叶片内部针肋凹陷符合冷却结构.中华人民共和

国.200910053749.1.2009年11月18日

[11]马英, 刘天增.液体石蜡的应用[J]沈阳化工, 1993,2: 13-17

[12]杨世铭. 传热学.第二版.北京.高等教育出版社

[13]Han, J. C., Dutta, S., and Ekkad, S., Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology[M], 2011.

[14]Armstrong J. and Winstanley D., A review of staggered array pin fin heat transfer for turbine cooling applications[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1998(110):94-103

[15]Metzger D.E., Berry R.A. and Bronson J.P., Developing heat transfer in rectangular ducts with staggered arrays of short pin fin[J]

[16]Metzger D.E., Fan Z.X. and Shepard W.B., Pressure loss and heat transfer through multiple rows of short pin fins[J], Heat transfer, Hemisphere, Washington, 1982(3):137-142

[17]Chyu M.K., Heat transfer and pressure drop for short pin-fin arrays with pin-endwall fillet[J], Journal of Heat Transfer, 1990(112):926-932.

[18]丁祖荣,流体力学(中册)[M],高等教育出版社,2003:134-140



附录



针肋凹陷冷却结构加工图纸



第43页共54页



纯凹陷冷却结构加工图纸



第44页共54页



纯凹陷冷却结构湍动能分布云图





针肋-凹陷冷却结构湍动能分布云图





纯凹陷冷却结构压力分布云图





针肋凹陷复合冷却结构压力分布云图





纯凹陷冷却结构局部努赛尔数





针肋凹陷冷却结构局部努赛尔数





谢辞

回忆大学的四年时光,毕业设计是学习生活的最后一关,也是最让我感到欢欣鼓舞的一 关。感谢四年来所有在学习生活中帮助过我的人。

首先感谢我的指导教授饶宇老师。我跟随饶宇老师进行实验室活动已经两年有余,这期间有过成功有过低谷,积累的很多的经验,才使得毕业设计能够顺利的完成。两年来饶老师 在学术上给了我很多指导,更是在生活中给了我奋斗的动力,才使得我有信心在科研的道路 上继续走下去。这里真挚的对饶老师说一声感谢。

张翔学长在实验过程中给予了我很大的帮助,尤其是在 LabVIEW 和 Matlab 的使用上给 了我很多指导。万超一学姐帮助我解决了很多数值模拟的问题,并且严格要求我,力求每一 步做到最好,这里感谢两位学长学姐的关心。

感谢和我并肩作战的陶健同学,在图像采集方面给予我的帮助。祝愿他研究生生活顺利。 感谢所有教授我课程的老师,机械与动力工程学院的欧阳华老师、饶宇老师、宋华芬老师、杨波老师、余岳峰老师、船舶海洋与建筑工程学院的丁祖荣老师、化学化工学院的韩莉 老师,在真正自己规划实验的时候格外感受到这些老师教授的知识十分重要。

感谢每一位在大学四年中帮助过我的人,愿大家一帆风顺。

DETAILED MEASUREMENT OF FLOW FIELD FEATURES IN THE COOLING CHANNELS WITH PIN-FIN AND DIMPLE COOLING STRUCTURE

As the most significant power engine in the world, gas turbine is widely used in aeroengine, electric generating equipments and many other industry fields. The thermal efficiency and power output of gas turbine is closely related to RIT, the higher RIT is, the higher thermal efficiency and power output gas turbine has. So it is very important to raise up RIT to improve the overall performance of gas turbine. But RIT could not be increased without limitation. It is restricted by many aspects such as the strength of turbine blades material, heat resistance of this material and so on. As the RIT applied in most gas turbines in the world has already exceeded the melting point of turbine blade material, it is very necessary to put turbine cooling technology into use. Turbine cooling technology can enhance the performance of gas turbine in many ways. Higher RIT allows higher thermal efficiency and power output, which improve the overall the performance. Also cooling structure decrease the weight of machines and production cost.

At the present time, there are three methods of cooling the turbine blades that are wildly used all over the world: convection cooling, gaseous film cooling and impingement fooling. A comprehensive utilization of these cooling methods can efficiently enhance the performance of blades in the entrance of gas turbine. Convection cooling is defined as decreasing the surface temperature of the turbine blades with the help of internal convection effect. This method has already been put into use for more than half a century. With the development of gas turbine, this has become one of the most important techniques of gas turbine production.

Previously, many researchers have done many studies focusing how pin fin cooling structure influenced the heat transfer performance and flow behavior in the cooling passage. Lau and others announced that many geometrical factor of pin fin have influence on the cooling performance and flow friction, such as the ratio of diameter and height, the shape of pin-fin transversal surface, arrangement of pin fins. Also the heat transfer performance of pin fin's material itself also influences the cooling effect of the whole structure.

Since the existence of pin fin occupied part of the heat exchange surface, so the new heat exchange surface should be reconsidered, including the surface area of pin fins. Armstrong and Winstanley observed that the cooling structure with shorter pin fin has lower average coefficient of heat transfer than long pin fins. Zukauskus Also point out that Reynolds number has a close effect on heat transfer performance of long pin fin.

Chyu did a large amount of researchs on how the arrangement of pin fins affect the cooling performance. Based on abundant data, he summarized that under high Reynolds number condition, the heat transfer performance and flow behavior of stagger arranged pin fin cooling structure is much more better than in-line arranged pin fin structure. But both these two kinds of structure greatly increase the pressure drop in the flow channel for the existence of pin fin. Coldstein pointed out that flow channel without fins has much lower pressure drop than those with fins in it.

So we can see, although the pin fin channel has improved heat transfer performance of flow channel, but it increase the flow resistance on the other hand. Metzger and Chyu indicated that the pin fin array with the streamwise and spanwise spacings of 2.5 can achieve a heat transfer enhancement of 2-4 times than smooth flow channel, but it also increase the friction factor by 20-30 times depending on the Reynolds number.

Compared with pin fin structure, dimples on the heat exchange surface can enhance the convective heat transfer while do not significantly increase the pressure lose, which means friction factors. Chyu, Moon, Mahmodd, and others studied on this kind of cooling structure and showed that compared to smooth flow channel, the channel with dimple structures can improve the Nusselt number by 2-3 times while the increase of friction factor is 1.3-2.9 times.

My bachelor thesis will discuss heat transfer performance, flow behavior and some other



aspects of two different kind of turbine blade cooling structure. One is a surface with stagger arranged pin fins and dimples and the other is a surface with only dimples stagger arranged on it. In my study I will try different kinds of experimental or numerical methods to discuss the performance of different kinds of cooling structures. First of all I will measure the pressure lose of different structure under different Reynolds number condition and calculate the friction factor, describe how the friction factor change along with the Reynolds number. Then I will visualize the flow field in these two kinds of structures by oil film experiment to show the flow field structure and compare the difference of pin fins and dimples. Finally, numerical simulation is considered in my bachelor thesis. With the visualized graphic result, we can further analyze the flow behavior and heat transfer performance in these two structures

For the flow resistance measurement experiment, compared to the smooth flow channel, both the pin fin-dimple structure and the pure dimple structure get a higher pressure lose in different Reynolds number condition, and according to Figure - we can easily find that as Reynolds number increases, the average friction factor both drop down. When Reynolds grows up to 30000, the friction factor is tending towards stability, which well fits the Moody's diagram. Separately analyze these two kinds of structures, we can see the average friction factor of pin fin dimple cooling structure is much higher than that of pure dimple, the former is 5 times the factor of smooth channel while the latter is 1.25 times. So we can get a conclusion that the pin fin has the same height as cooling passage, all of the fluid cannot flow directly through the channel, it could only flow between one cylinder and another, thus the average distance of unit mass of fluid flowing through the channel increase, greatly increasing the flow resistance of the cooling structure.

Oil film method is one of the earliest flow field visualization technologies in history. It is mainly applied in the near wall flow field visualization, belongs to a basic tracer method. By survey and analyzing the oil film, we can find out the flow behavior in this flow field, such as the position airflow separated from surface, or the position vortex or shock wave formed. In my experiment, we use titanium dioxide, liquid paraffin and oleic acid and mix them with mass ratio 20:100:1 as the oil used. Analyzing the oil film under different Reynolds numbers, and combined with the flow resistance measurement experiment, we can see the pressure distribution in pure dimple cooling structure is not very chaotic. Although the existence of dimples increase the scale of turbulence but the pressure distribution in dimple's upwind area and downwind area is so stable that it might be hard for flows taking away the heat in dimple method, which may lead to the lower heat transfer efficiency in these area. The existence of pin fin significantly changes the pressure distribute in the cooling channel, which lead to a great change in flow behavior. Pin fins changes the flow field in two aspects. First the 20-mm-height pin fin increases the heat exchange area, so it enhanced the cooling performance of the whole channel. Secondly the existence of pin fin has increase the scale of turbulence noteworthy. The wake flow field after pin fins can break the high-pressure area in dimples that enhance the whole energy exchange performance. But on the other hand, pin fins also increase the flow resistance in the cooling channel. As I mentioned before, the friction factor of pin fin dimple structure is up to 3 times of that of pure dimple structure, which may negatively affect the heat transfer performance.

Through numerical simulation method, I conducted verification of the flow resistance of the two cooling channels and calculated the pressure distribution, turbulent kinetic energy distribution and local Nusselt number, then further analyze the two kinds of cooling structure.

For pure dimple cooling structure, as the pressure inner the dimple is higher than at the flat part, so the airflow is a little hard to flow from the flat part into the dimple and vortex existing in the dimple also influences the heat transfer. So enhancement of the heat transfer performance is not obvious. For pin fin-dimple cooling structure, Due to the existence of pin fin, the heat transfer performance of this kind of cooling structure has been enhanced in two major aspects: on the one hand, the presence of the pin fin increases the heat transfer area of the flow field, thereby enhancing the entire cooling heat transfer performance of the structure, on the other hand, the presence of pin fin greatly increase the turbulence intensity of the flow field, the pin fin structure broke the area of high pressure in the dimple, the flow performance in the internal region in the dimples are improved, thereby making the recessed area of the heat transfer capacity enhancement, Nusselt number in the region behind the pin fins is too low, has become a weakness of this cooling structure.



Inspect the same cooling structure in a different Reynolds number, we can be found that the turbulent kinetic energy within the channel and the local Nusselt number will increase as the Reynolds number increases, the higher the Reynolds number, the channel heat exchange performed stronger.