



中国热管理网

WWW.REGUANLI.COM

申请上海交通大学硕士学位论文

某新车型发动机舱热管理的研究

学 校: 上海交通大学

院 系: 机械与动力工程学院

班 级: B0802097

学 号: 1080209309

硕 士 生: 张坤

专 业: 动力机械及工程

导 师: 王玉璋（副教授）

上海交通大学机械与动力工程学院

2011年2月

**A Dissertation Submitted to Shanghai Jiao Tong University for the
Degree of Master**

Study of Underhood Thermal Management of a New Vehicle

Author: Zhang Kun

Specialty: Power Machinery and Engineering

Advisor : Assoc. Prof. Wang Yuzhang

School of Mechanical Engineering

Shanghai Jiao Tong University

Shanghai, P.R.China

February, 2011

某新车型发动机舱热管理的研究

摘要

目前国内外汽车市场的竞争日趋白热化,各大汽车公司不停地推出适应市场的新车型,而为了争夺市场、抢得先机,各公司都在尽可能地缩短研发周期和降低研发成本。计算机仿真技术能够有效地缩短研发周期,加快新产品投放市场的速度,缩减研发成本,其已经在新车研发过程中发挥重要作用。

本文以某著名汽车公司开发的新型乘用车为研究背景,建立了该车型的三维几何模型并进行适当的处理。根据计算精度的要求,基于 Hypermesh 和 Tgrid 软件得到了高质量的计算网格。分别在怠速和巡航(90Km/h)工况下分析了该车型发动机舱内的散热性能,给出了发动机舱内全三维速度与温度分布,发掘了该车型发动机舱内温度过高引起自燃的原因。并针对发动机舱内温度过高的主要问题提出了四种优化方案,经过初步分析,确定选择经济有效的添加阻风板方案,并建立了相应的改型车模型,同样在怠速和巡航(90Km/h)工况下分析了发动机舱内的散热性能。然后利用 Flowmaster 软件分析了改型车发动机舱内冷却系统的动态热平衡性能。

计算结果表明:原车型发动机舱内温度偏高的主要原因是机舱内零部件布置不合理导致机舱后的高温冷却空气回流至散热器前方,在冷却风扇的作用下重新进入冷却循环;改进车型内通过添加阻风板能够有效地抑制机舱后部高温空气的回流,从而进气格栅处的温度较低的环境空

气能够顺利地进入机舱，在不增加能耗和改动部件布置的情况下达到良好的冷却效果；通过一维瞬态热平衡分析得知改型车机舱内冷却系统各部件关键节点处的温度值在允许范围内，说明该优化方案不仅能有效地改善机舱内散热性能，而且未改变舱内各部件的性能。

通过三维数值分析与一维瞬态模拟相结合的方法能够有效地研究发动机舱内稳态和瞬态的散热性能，可以大幅提高发动机舱的热管理水平。

本文的研究得到了上海某著名汽车公司的资助。

关键词：发动机舱；散热；数值分析；动态性能

Study of Underhood Thermal Management of a New Vehicle

ABSTRACT

Now, the competition of car market in the world is becoming fiercer and fiercer. The new vehicle is produced by all famous automobile companies. And these companies do their best to reduce the development cost and shorten the development cycle. The computer simulation technique can make the development cost reduce. This technology has played an important role in the development process.

On the background of a certain new passenger vehicle of a famous automobile company, three-dimensional geometry model was built and modified. According to the requirement of precision, high quality grid was gained based on grid generation software Hypermesh and Tgrid. The thermal performance of underhood was analyzed at the idling and cruising (90Km/h) conditions. Three-dimensional velocity field and temperature distribution in the underhood were given. The main reason leading to high temperature and spontaneous combustion in underhood was found out. According to the computational results, four optimization proposals were brought out. After the preliminary analysis on economy and validity, the proposal of adding choke plate was adopted. The new geometry model was built, and its thermal performance was analyzed at the idling and cruising (90Km/h) conditions. Then, the dynamic thermal equilibrium performance of the cooling system in the underhood was investigated using the Flowmaster software.

The above computational results show that: (1) The reason of high temperature in the underhood of the original car is the unreasonable arrangement of components in the engine compartment, so that the heated cooling air at the back of the engine cabin returns to the front of the heat exchanger, and reenter the cooling cycle by the suction of the fan; (2) By

adding choke plates circumfluence of heated air can be alleviated effectively, then the cold surrounding air can enter the engine cabin smoothly from the air-inlet grille. The thermal performance of underhood can be significantly improved; (3) By one-dimensional dynamic thermal equilibrium analysis, it can be found out that the temperature values of all components of underhood cooling system at the critical positions are within reasonable ranges. This demonstrates that optimization proposal can improve the thermal performance of underhood, but not reduce the performance of all components in the underhood.

Using one-dimensional dynamic simulation and three-dimensional steady simulation, the level of underhood thermal management can be significantly improved.

The research in this thesis was funded by a famous automobile company in Shanghai.

Keywords: Underhood; heat dissipation; numerical simulation; dynamic performance

目 录

摘 要.....	I
ABSTRACT.....	III
第一章 绪论.....	1
1.1 引言.....	1
1.2 研究的目的和意义.....	2
1.3 国内外的研究和发展现状.....	3
1.4 研究内容及方法.....	4
1.5 本章小结.....	5
第二章 数学模型.....	6
2.1 流动控制方程.....	6
2.1.1 质量守恒方程.....	6
2.1.2 动量守恒方程.....	6
2.1.3 能量守恒方程.....	7
2.2 湍流模型.....	8
2.2.1 Reynolds 时均方程.....	8
2.2.2 SST $k-\omega$ 湍流模型.....	8
2.3 流场计算的 SIMPLE 算法.....	11
2.4 本章小结.....	12
第三章 原型车发动机舱散热性能分析.....	13
3.1 几何模型.....	13
3.2 网格划分.....	14
3.2.1 面网格.....	14
3.2.2 体网格.....	15
3.2.3 计算域.....	15
3.3 计算边界条件.....	16
3.3.1 外部边界条件.....	16
3.3.2 内部边界条件.....	17
3.4 怠速工况计算结果分析.....	21
3.4.1 Y 坐标截面上的流场和温度场分析.....	22

3.4.2 Z 坐标截面上的流场和温度场分析.....	26
3.5 巡航工况计算结果分析.....	33
3.5.1 机舱内流场和温度场概况.....	34
3.5.2 Y 坐标截面上的流场和温度场分析.....	35
3.6 本章小结.....	38
第四章 原型车发动机舱散热性能的优化.....	39
4.1 优化方案.....	39
4.2 改型车计算结果分析.....	39
4.2.1 怠速工况计算结果分析.....	40
4.2.2 巡航工况计算结果分析.....	48
4.3 本章小结.....	49
第五章 冷却系统一维瞬态热平衡分析.....	50
5.1 Flowmaster 软件介绍.....	50
5.2 发动机冷却系统概述.....	51
5.2.1 发动机冷却系统的作用.....	51
5.2.2 发动机冷却系统的分类.....	52
5.2.3 冷却系统的零部件介绍.....	53
5.3 汽车空调系统.....	56
5.4 计算模型.....	56
5.4.1 模型说明.....	57
5.4.2 边界条件.....	57
5.5 计算结果分析.....	62
5.6 本章小结.....	65
第六章 总结与展望.....	66
6.1 全文总结.....	66
6.2 研究展望.....	67
参 考 文 献.....	68
致 谢.....	71
攻读硕士学位期间已发表或录用的论文.....	72

第一章 绪论

1.1 引言

汽车工业的生产力水平是一个国家科技与经济发展水平的标志。从 1956 年我国制造出第一辆汽车到 2010 年产销量位居全球首位,我国的汽车工业不断地成长与壮大。在国家扩内需、调结构、促转变等一系列政策措施的积极作用下,我国汽车工业最近几年保持高速发展。汽车产销快速增长,自主品牌市场份额提升,汽车出口逐步恢复,大企业集团产销规模整体提升,市场需求结构进一步优化,汽车工业产业结构调整加快。但是,技术水平不高、自主开发能力薄弱等问题依然突出,产业结构不合理、消费政策不完善等问题依然存在,能源、环保、城市交通等制约日益显现^[1]。

随着汽车工业技术水平的进步和发展,人们对汽车动力性、排放性能、经济性以及可靠性的要求越来越高。同时,为了兼顾节能与美观的双重需求,设计师更倾向于设计流线型、低车身的小车型^[2]。于是现代汽车的发动机舱内的元件变得越来越模块化,布置也越来越紧凑。这种趋势给发动机舱散热带来了更大的挑战。夏季天气炎热时(自燃事故多发生在)汽油的挥发加剧,同时发动机舱盖的密封性也较好,导致汽油蒸汽不易散出。再加上汽车电气线路老化破损,一旦有电火花产生,就会导致自燃事故^[3]。在这种安全性要求下发动机舱的散热性能受到汽车工程技术人员的特别关注。

冷却空气在汽车发动机舱内的流动对机舱的散热性能和整车的空气动力学性能有着双重的影响。首先,发动机工作产生的热量是经发动机机体和散热器通过强迫对流换热传递出去的,畅通的流场能够提高冷却空气的流动速度,而流动速度的提高能够增加散热量^[4]。另外,汽车发动机舱内流动阻力约占整车阻力的 12% 左右,机舱内的流动能够显著的影响整车的空气动力学性能^[5]。而研究机舱内关键位置的温度分布能够及时地发现机舱散热存在的问题。因此,研究发动机舱内的流场和温度场分布特点有重要的现实意义。

目前,研究汽车发动机舱的内部流动主要有实验和数值模拟两种方法。由于用实验方法进行发动机舱的热管理分析耗费很大,需要有样品车和相应的环境,存在测试结果重复性低等问题。同时由于发动机舱内部结构复杂,现有的试验手段受实验环境

和实验器材等客观因素的限制很难观测到发动机舱内部的流动特性。并且实验验证的方法设计周期长,成本居高不下。而数值模拟的方法不受客观实验条件的限制,实验参数的选择范围大并且可以重复进行。另外,数值模拟的方法不仅能够替代部分实验环节还能够分析和了解一些实验方法所不能处理的复杂流动问题。并且,随着计算机硬件性能的提升和计算流体力学理论的发展,数值模拟时所采用的几何模型越来越接近真实情况,数值模拟分析的精确度也在不断的提高。因此,计算流体力学的方法越来越受到汽车工程师的重视^[6]。

1.2 研究的目的和意义

车辆各个部件及系统都存在一个最佳的工作温度区间,在此范围内各零部件才能达到最佳的性能指标,同时保证整车运行过程中的可靠性和舒适性。发动机是整车的核心,为了保证发动机的正常工作,发动机周围舱体的布置就显得十分重要。由于季节性、地域性等差异,发动机的散热在环境及气候变化上难以全面的适应。所以发动机舱体的设计必须考虑各种情况下的散热性能^[7]。在分析发动机舱体的布置设计时,主要考虑发动机舱的散热能力与发动机的动力性能的匹配性设计。发动机舱体的设计程序大致是:根据发动机功率确定散热器的散热量,根据散热量设计舱门和舱体的隔热密封等细节处理。在初步设计确定了发动机舱内的各零部件型号以及布置位置后,往往还需要对样车进行不断的改进和测试,直到符合预期的要求为止^[8]。

传统的汽车设计是通过实物、模型、图纸、样板等来传递信息。即先有初步的设计再生产出样车,发现缺陷之后再改进;再生产出新的样车,再改进直至符合出厂要求。自从计算机辅助设计与分析进入汽车设计这一领域,就逐渐成为汽车造型及结构设计的常规手段。由于计算机生成的数学模型尺寸精确,便于修改,又便于与计算机制造系统交换数据,可以省去制作主板图、主模型等的人力和物力资源,足不出户就可以实现异地交换设计信息及情报资料^[9]。以前,研发一款轿车从设计到样车一般要经历 4~5 年的时间,自从计算机辅助分析技术运用到汽车设计领域之后,从初步设计到试制样车仅需 2 年甚至更少的时间。为了把握市场潮流争夺市场份额,缩短产品投入市场的时间,各汽车厂商不断压缩汽车研发周期。于是同步设计的理念被广大汽车研发单位付诸实践,在生产出样车之前可以通过计算机仿真技术对汽车的 CAD 模型进行初步的性能测试。可以通过应用 CFD 的方法模拟汽车模型三维流场来研究整车在高速行进过程中所受到的升力阻力和侧向力。同时还可以在样车试制出来之前就分析气流掠过汽车表面各附件所引起的气动噪声。由于发动机舱内的许多装置都采

用模块化设计以及标准件采购。当这些模块和标准件经过重新组合放置在一个新的发动机舱环境中的时候,是否能够稳定高效的运行还需要进行进一步的分析。标准件的性能参数有丰富的实验数据可供参考,将这些实验数据作为边界条件导入到仿真软件中,可以对 CAD 汽车模型进行模拟分析。

1.3 国内外的研究和发展现状

在汽车工业发展的初期,由于汽车的行驶速度比较低,空气动力特性对汽车的影响并不明显。随着汽车速度的提高,人们开始重视气动升力及侧风稳定性问题^[10]。汽车空气动力学开始慢慢得到发展。到近代,人们对汽车舒适性、经济性的要求的越来越苛刻,迫使工程师从各方面改善汽车的性能。在这种背景下,汽车驾驶室内流动、发动机舱散热、气动噪声^[12]以及消除车身泥土附着等方面的问题也越来越受到工程师的重视。人们通过各种方式研究流体力学对上述问题的影响。随着计算流体力学理论的完善以及计算机软硬件水平的提高,人们开始使用计算机对汽车外流场、空调系统、散热系统、进排气系统和发动机舱散热特性进行研究^[14]。经过近几十年的发展,计算流体力学的方法已经被广大汽车研发设计单位普遍使用。数值模拟仿真在缩短研发周期,降低设计成本等方面的优势慢慢的体现出来。另外,我国的汽车工业处于历史上发展最快的时期,目前产销量都达到了世界第一的规模。汽车工业的蓬勃发展给计算机仿真技术的研究提供了大量的实践机会。同时计算机仿真技术水平的提高反过来也推动了我国汽车设计领域的发展。

以下是最近几年国内外学者通过实验和仿真的手段对发动机舱内的散热情况进行的一些研究:

沃尔沃卡车北美公司的研究人员 Clinton Lafferty, Kevin Horrigan 和 Ales Alajbegovic 利用 PowerFLOW 软件对一款卡车的冷却系统进行了优化。他们所做的优化工作包括修改发动机和冷却系统的零件、重新布置废气循环系统(EGR)的位置、改变冷却风扇的直径和位置、优化冷却风扇出风罩的形状等,有效的改善了该车发动机舱内的冷却效果。

福特汽车公司用 CFD 软件对一款 SUV 车型进行了发动机舱内流场的数值模拟。研究了散热器附近的空气流动情况,并通过添加挡板改变气流通道,加大了通过散热器的低温冷却空气份额,有效的改善了发动机舱内的散热情况^[20]。

通用汽车公司使用三维数值模拟的方法对汽车热管理系统中的冷凝器、散热器和风扇模块在不同排列方式下的散热性能进行了研究,对各种设计形式下发动机舱内的

流动和温度分布进行了分析研究^[21]。

通用汽车公司与雷诺汽车公司的研究人员通过 CFD 软件对发动机舱内的流场和温度场进行了仿真,并通过风洞试验对计算结果进行了验证。探讨了 CFD 方法应用于发动机舱散热问题研究的可行性^[22]。

韩国汉阳大学机械工程系的 K.B.KIM, K.W.CHOI, K.H.LEE 和 K.S.LEE 利用 Flowmaster 软件对汽车发动机冷却系统在不同控制策略的作用下的性能进行了研究^[23]。

同济大学的齐斌、倪计民、顾宁和仲韵通过实验的方法搭建了发动机热管理系统试验台架。模拟水箱、风扇、发动机在机舱内的布置方式以及附件和管路的连接形式,研究冷却系统的工作状况。然后利用热管理仿真分析软件 KULI 进行了对比模拟计算分析,验证了模型的准确性。再利用 NEDC 驾驶循环模拟整车冷却系统性能对热管理系统零部件的选型与匹配提供指导^[24]。

上海交通大学机械与动力工程学院的赵新明利用实验方法测取某紧凑型轿车发动机舱内各坐标点的温度值,通过可视化的方法对发动机舱内温度在不同工况下的变化规律进行了研究^[25]。

东风柳州汽车有限公司的唐因放利用 CFD 技术,采用汽车表面和发动机舱内、外流场耦合计算,结合散热器与风扇试验数据,对某型轿车处于不同工况下的发动机舱流场特性和温度场特性进行了研究。快速准确的预测了发动机舱内的回流区 and 高温区的存在,为后续的优化设计提供了指导^[26]。

湖南大学的袁侠义等建立了汽车发动机舱的三维数值模型,并对其进行了流场和温度场的分析。得到了发动机舱内的温度场和速度场,量化地判断出发动机舱内的最高温度的位置,为车身造型和总布置提供了参考^[27]。

1.4 研究内容及方法

本文以某著名汽车公司开发的新型乘用车存在的发动机舱温度偏高的问题为研究背景,主要的研究内容如下:

- (1) 针对某著名汽车公司新车型发动机舱内温度偏高的问题,建立该车型的三维几何模型,并通过 Hypermesh 和 Tgrid 软件对几何模型进行网格划分。分别在怠速和巡航(90Km/h)工况下分析机舱内的散热性能,发掘引起机舱内温度偏高的主要原因。
- (2) 针对机舱温度偏高的原因,提出几种优化方案,并从有效性、经济性、复杂程

度等方面进行初步分析，选出一种可行的最优方案。

- (3) 建立了相应的改型车的几何模型，并通过 Hypermesh 和 Tgrid 软件对几何模型进行网格划分，形成高质量的计算网格。分别在怠速和巡航(90Km/h)工况下分析改进车型发动机舱内的散热性能，并与原车型性能对比，验证优化方案的有效性。
- (4) 基于 Flowmaster 软件，分析改进车型发动机内冷却系统的一维全工况动态性能，分析发动机舱内流动的改变对冷却系统各部件性能的影响，并最终确定优化方案的有效性。

1.5 本章小结

本章提出了发动机舱热管理的研究对汽车工业的意义；简要介绍了近期国内外研究人员在发动机舱散热方面所做的研究；并且对主要研究内容和以及所使用的研究方法进行了阐述。

第二章 数学模型

2.1 流动控制方程

流动和热交换现象广泛地出现在自然界和各个工程领域中,并且呈现出多种多样的表现形式。对于流场的数值模拟来说,N-S 方程是描述流体运动比较完备的控制方程组,因此,求解 N-S 方程能得出更符合流体运动真实情况的结果,其主要包括质量守恒方程、动量守恒方程以及能量守恒方程^[28]。

2.1.1 质量守恒方程

质量守恒方程也称为连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (2-1)$$

上式中第 2、3、4 项是质量流密度(单位时间内通过单位面积的流体质量)的散度,可用矢量符号表示为:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho U) = 0 \quad (2-2)$$

2.1.2 动量守恒方程

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u U) &= \text{div}(\eta \text{grad} u) + S_u - \frac{\partial p}{\partial x} \\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v U) &= \text{div}(\eta \text{grad} v) + S_v - \frac{\partial p}{\partial y} \\ \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w U) &= \text{div}(\eta \text{grad} w) + S_w - \frac{\partial p}{\partial z} \end{aligned} \quad (2-3)$$

其中 S_u 、 S_v 、 S_w 为三个动量方程的广义源项,其表达式可写为:

$$\begin{aligned}
S_u &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\eta \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\eta \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\eta \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} (\lambda \operatorname{div} U) \\
S_v &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\eta \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\eta \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\eta \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} (\lambda \operatorname{div} U) \\
S_w &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\eta \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\eta \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\eta \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} (\lambda \operatorname{div} U)
\end{aligned} \tag{2-4}$$

对于粘性为常数的不可压流体, $S_u = S_v = S_w = 0$, 于是式(2-3)简化成:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial u}{\partial t} + \operatorname{div}(uU) &= \operatorname{div}(v \operatorname{grad} u) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \\
\frac{\partial v}{\partial t} + \operatorname{div}(vU) &= \operatorname{div}(v \operatorname{grad} v) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \\
\frac{\partial w}{\partial t} + \operatorname{div}(wU) &= \operatorname{div}(v \operatorname{grad} w) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z}
\end{aligned} \tag{2-5}$$

其中 ν 为流体的运动粘度。

式(2-3)~(2-5)称为 Navier-Stokes 方程。

2.1.3 能量守恒方程

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u h)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v h)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w h)}{\partial z} = -p \operatorname{div} U + \operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} T) + \phi + S_h \tag{2-6}$$

其中 λ 是流体的导热系数, S_h 为流体的内热源, ϕ 为由于粘性作用机械能转换为热能的部分, 称为耗散函数, 其计算式如下:

$$\phi = \eta \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right\} + \lambda \operatorname{div} U \tag{2-7}$$

式(2-6)中 $p \operatorname{div} U$ 为表面力对流体微元体所做的功, 一般可以忽略; 同时对理想气体液体及固体可以取 $h = C_p T$, 进一步取 C_p 为常数, 并把耗散函数 ϕ 乃入到源项 S_T 中 ($S_T = S_h + \phi$), 于是可得:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho U T) = \operatorname{div} \left(\frac{\lambda}{C_p} \operatorname{grad} T \right) + S_T \tag{2-8}$$

$$\frac{\partial(T)}{\partial t} + \operatorname{div}(U T) = \operatorname{div} \left(\frac{\lambda}{\rho C_p} \operatorname{grad} T \right) + \frac{S_T}{\rho} \tag{2-9}$$

式(2-2)(2-3)及(2-8)包含 6 个未知量, u 、 v 、 w 、 p 、 T 、 ρ , 还需补充一个联系 p 、 ρ 的状态方程, 方程组才能封闭:

$$\rho = f(p, T) \quad (2-10)$$

对理想气体有:

$$p = \rho RT \quad (2-11)$$

其中 R 为摩尔气体常数。

2.2 湍流模型

鉴于发动机舱内流动环境复杂, 而 SST $k-\omega$ 模型在近壁面及远场都能准确反映真实流动状况, 所以选用 SST $k-\omega$ 模型作为三维数值计算的模型^[29]。

2.2.1 Reynolds 时均方程

对于任一变量 ϕ 的雷诺时均方程为:

$$\frac{\partial(\rho\bar{\phi})}{\partial t} + \frac{\partial\rho\bar{u}_j\bar{\phi}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial\bar{\phi}}{\partial x_j} - \rho\overline{u'_j\phi'} \right) + S \quad (2-12)$$

湍流脉动值附加项的确定是 Reynolds 时均方程计算湍流的核心内容。所谓湍流模型就是把湍流的脉动值附加项与时均值联系起来的一些特定的关系式。

2.2.2 SST $k-\omega$ 湍流模型

剪切应力输运(SST) $k-\omega$ 模型是由 Menter 发展出来的。它有效的将在近壁面区域 $k-\omega$ 模型的健壮性和精确性与 $k-\varepsilon$ 模型的远场自由流独立性有效的结合在了一起。为了达到这个目的, $k-\varepsilon$ 模型被转换成了 $k-\omega$ 模型表达式。SST $k-\omega$ 模型与标准 $k-\omega$ 模型比较相似, 但是经过几处修改之后使得 SST $k-\omega$ 模型在更宽的流动范围(例如反压力梯度流、机翼流动以及跨音速激波)内比标准 $k-\omega$ 模型更为精确可靠。在 ω 方程中添加交叉扩散项以及混合方程保证了 SST $k-\omega$ 模型在近壁面和远场区域的表现。

(1) 输运方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i}(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_i}) + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (2-13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j}) + \tilde{G}_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (2-14)$$

在这两个方程中， \tilde{G}_k 代表由于平均速度梯度而产生的湍流动能。 \tilde{G}_ω 代表 ω 的生成项。 Γ_k 和 Γ_ω 代表 k 和 ω 的有效扩散率，它们各自的计算方法如下。 Y_k 和 Y_ω 代表由湍流导致的 k 和的 ω 扩散项。 D_ω 代表交叉扩散项。 S_k 和 S_ω 是用户自定义的源项。

(2) 有效扩散率模型

SST $k-\omega$ 模型的有效扩散率模型的定义式如下：

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (2-15)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (2-16)$$

其中 σ_k 和 σ_ω 是 k 和 ω 各自的湍流 Prandtl 数。湍流粘性 μ_t 的计算式如下：

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max\left[\frac{1}{a^*}, \frac{SF_2}{a_1 \omega}\right]} \quad (2-17)$$

其中 S 是应变率的值，并且：

$$\sigma_k = \frac{1}{F_1 / \sigma_{k,1} + (1 - F_1) / \sigma_{k,2}} \quad (2-18)$$

$$\sigma_\omega = \frac{1}{F_1 / \sigma_{\omega,1} + (1 - F_1) / \sigma_{\omega,2}} \quad (2-19)$$

混合方程 F_1 和 F_2 ，由下式给出：

$$F_1 = \tanh(\Phi_1^4) \quad (2-20)$$

$$\Phi_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0.09 \omega y}, \frac{500 \mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4 \rho k}{\sigma_{\omega,2} D_\omega^+ y^2} \right] \quad (2-21)$$

$$D_{\omega}^{+} = \max \left[2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right] \quad (2-22)$$

$$F_2 = \tanh(\Phi_2^2) \quad (2-23)$$

$$\Phi_2 = \max \left[2 \frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right] \quad (2-24)$$

其中 y 是与壁面之间的距离, D_{ω}^{+} 是交叉混合项的正比例。

(3) 湍流产生模型

\tilde{G}_k 代表湍流动能的生成项, 定义式如下:

$$\tilde{G}_k = \min(G_k, 10\rho\beta^*k\omega) \quad (2-25)$$

其中, G_k 的定义与标准 $k-\omega$ 模型中的定义相同。

G_{ω} 代表 ω 的生成, 定义式如下:

$$G_{\omega} = \frac{a}{\nu_t} G_k \quad (2-26)$$

这个公式与标准 $k-\omega$ 中的定义不同, 两个模型在 a_{∞} 项的计算方法上也存在差异。在标准 $k-\omega$ 模型中 a_{∞} 定义为常数 (0.52)。在 SST $k-\omega$ 模型中, a_{∞} 的定义式如下:

$$a_{\infty} = F_1 a_{\infty,1} + (1 - F_1) a_{\infty,2} \quad (2-27)$$

其中:

$$a_{\infty,1} = \frac{\beta_{i,1}}{\beta_{\infty}^*} - \frac{k^2}{\sigma_{\omega,1} \sqrt{\beta_{\infty}^*}} \quad (2-28)$$

$$a_{\infty,2} = \frac{\beta_{i,2}}{\beta_{\infty}^*} - \frac{k^2}{\sigma_{\omega,2} \sqrt{\beta_{\infty}^*}} \quad (2-29)$$

其中 $k = 0.41$.

(4) 湍流扩散项的模型

Y_k 代表湍动能的扩散项, 与标准 $k-\omega$ 模型中的定义相同。但是两个模型在 f_{β^*} 项的计算方法上有所不同。在标准 $k-\omega$ 模型中 f_{β^*} 定义为分段函数, 在 SST $k-\omega$ 模型中 f_{β^*} 定义为常数 1。所以,

$$Y_k = \rho \beta^* k \omega \quad (2-30)$$

Y_ω 代表 ω 的扩散项, 与标准 $k-\omega$ 模型中的定义相似。两个模型在 β_i 和 f_β 这两个量的计算方法上有所不同。在标准 $k-\omega$ 模型中, β_i 定义为常数 (0.072)。在 SST $k-\omega$ 模型中, f_β 定义为常数 1。所以:

$$Y_k = \rho \beta \omega^2 \quad (2-31)$$

β_i 不是定义为常数, 而是由下式给出:

$$\beta_i = F_1 \beta_{i,1} + (1 - F_1) \beta_{i,2} \quad (2-32)$$

(5) 交叉扩散修正项

SST $k-\omega$ 模型是基于标准 $k-\omega$ 模型和标准 $k-\varepsilon$ 模型发展起来的模型。为了将两个模型结合在一起, 标准 $k-\varepsilon$ 模型变形为 k 和 ω 的方程。这需要引入交叉扩散项 D_ω 。 D_ω 定义为:

$$D_\omega = 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (2-33)$$

$k-\varepsilon$ 模型的具体定义在下一节中有所介绍。

(6) 模型常数

$a_{k,1}=1.176$, $\sigma_{\omega,1}=2.0$, $\sigma_{k,2}=1.0$, $\sigma_{\omega,2}=1.168$, $a_1=0.31$, $\beta_{i,1}=0.075$, $\beta_{i,2}=0.0828$ 所有的附加模型常数 (a_∞^* , a_∞ , a_0 , β_∞^* , R_β , R_k , R_ω , ζ^* , 和 M_{t0}) 都与标准 $k-\omega$ 模型相同。

2.3 流场计算的 SIMPLE 算法

SIMPLE 算法是目前工程上应用最为广泛的一种流场计算方法。它本质上是一种压力修正法。

SIMPLE 是英文 Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations 的缩写, 意为

求解压力耦合方程组的半隐式方法。该方法由 Patankar 与 Spalding 于 1972 年提出，是一种主要用于求解不可压流场的数值方法(也可用于求解可压流动)。它的核心是采用“猜测-修正”的过程，在交错网格的基础上来计算压力场，从而达到求解 Navier-Stokes 方程的目的。

SIMPLE 算法的基本思想可描述如下：对于给定的压力场(它可以是假定的值，或是上一次迭代计算得到的结果)，求解离散形式的动量方程，得出速度场。因为压力场是假定的或不精确的，由此得到的速度场一般不满足连续方程。因此，必须对给定的压力场进行修正。修正的原则是：修正后的压力场所对应的速度场能满足这一迭代层次上的连续方程。据此原则，把由动量方程的离散形式所规定的压力与速度的关系代入连续方程的离散形式，从而得到压力修正方程，由压力修正方程得出压力修正值。接着，根据修正后的压力场，求解新的速度场。然后检查速度场是否收敛。如果不收敛，则用修正后的压力值作为给定的压力场，开始下一迭代层次的计算。如此反复，直至获得收敛的解^[30]。

2.4 本章小结

本章主要介绍了三维数值分析中所使用的控制方程(包括 N-S 方程组)、湍流模型，并阐述了求解过程中所使用 SIMPLE 算法。鉴于发动机舱内流动环境复杂，而 SST $k-\omega$ 模型在近壁面及远场都能准确反映真实流动状况，所以选用 SST $k-\omega$ 模型作为三维数值计算的模型。

第三章 原型车发动机舱散热性能分析

3.1 几何模型

为了对汽车发动机舱内的散热性能进行数值研究,首先需要建立发动机舱的详细几何模型。本文所需要的原车型几何模型(如图 3-1 所示)是由某汽车公司提供的处于研发阶段的 CATIA 格式的三维数值汽车模型。

汽车高速行驶时(如 90Km/h 巡航工况)冷却气流高速通过位于发动机舱前方的格栅进入机舱内进行冷却。此时流过车身的空气速度较高,车身的形状对汽车周围的流场影响较大。同时由于气流速度高对发动机舱内部的流动也会产生一定的影响。因此计算的模型保留了部分车身特征^[31]。但是汽车的尾流离进气格栅位置较远,所以对进入机舱内部的气流的影响有限。综合考虑计算精度与网格数量几何模型中只保留了车身上半部分而没有保留下半部分。为了准确反映机舱内的真实流动情况,发动机舱内的所有模块和零部件,包括发动机(如图 3-2 所示)、车架、车桥、传动轴、油箱、变速箱、风扇、散热器、中冷器和冷凝器等零部件都得到保留。在保证计算精度的基础上对直径较小的油、水、电管路以及细小的螺钉螺母进行简化处理。

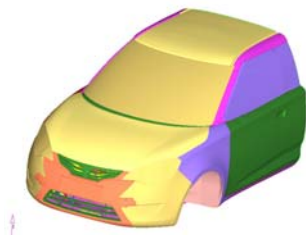


图 3-1 汽车模型

Fig.3-1 Vehicle model

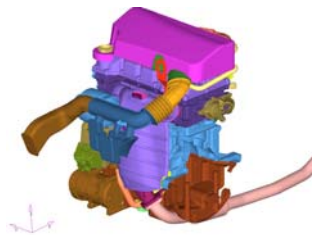


图 3-2 发动机模型

Fig.3-2 Engine model

3.2 网格划分

3.2.1 面网格

首先利用前处理软件 Hypermesh 对简化后的几何模型进行二维面网格的划分。汽车发动机舱内的各零部件的外形十分复杂,由于三角形非结构化的网格具有良好的适应性,因此选用三角形非结构化网格对发动机舱的几何模型进行网格划分。为了保证计算精度,在模型处理的环节尽量保留几何细节。在网格划分的环节,发热部件表面、流动复杂区域的网格进行了加密。图 3-3 到图 3-5 是划分的部分零件上的二维面网格示例。



图 3-3 发动机排气管隔热罩表面网格

Fig.3-3 2-D mesh on engine exhaust pipe heat shield

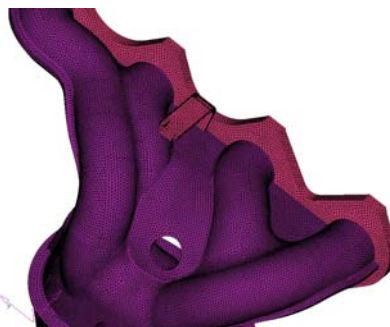


图 3-4 发动机排气管表面网格

Fig.3-4 2-D mesh on engine exhaust pipe

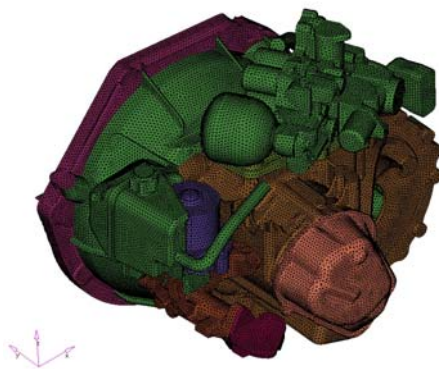


图 3-5 变速箱表面网格

Fig.3-5 2-D mesh on gear box

3.2.2 体网格

在得到符合质量要求的二维面网格之后，利用 Tgrid 网格划分软件对整个计算流域划分三维体网格。发动机舱内的部分区域表面的流动具有强三维性、粘性、湍流、分离等特征，这些敏感区参数变化梯度大，需要对网格进行加密。对于参数变化梯度小的非敏感区域可以适度地划分相对稀疏的网格。应用 Tgrid 软件的附面层生成工具在发动机舱内的发热部件表面上沿法线方向拉出三菱柱网格作为计算模型的附面层。在全流域初始体网格划分完成之后，再对发动机舱所在的区域使用密度盒进行进一步地加密和优化。根据流场的特点调整网格的疏密布置可以在保证计算精度的前提下节约大量的计算时间。

3.2.3 计算域

考虑到外流场对发动机舱内部流动的影响，为了得到充分发展的汽车外流场需要将汽车模型放在一个足够大的计算域内。本次模拟计算将车身置于一个 4 倍车长、3 倍车宽、3 倍车高的一个数值风洞中。来流的速度入口条件是均匀分布的速度入口条件，汽车前方的流动区域对整个流场的影响比汽车后方对整个流场的影响小。因此将发动机舱模型放置于靠近风洞入口，远离风洞出口的位置。由于发动机舱相对于整个计算域来说是一个比较小的区域，从后面的计算结果中也不难看出计算域边界处的流动情况基本不受到发动机舱附近区域流动的影响。因此，所选取的计算域的大小以及发动机舱所放置的位置对发动机舱内的流动基本不会造成影响。

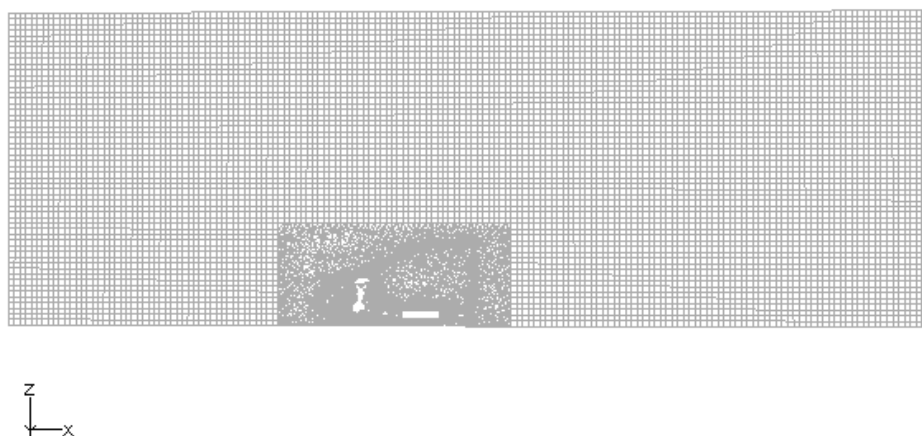


图 3-6 Y 坐标横截面上的体网格
Fig.3-6 3-D mesh on cross section Y

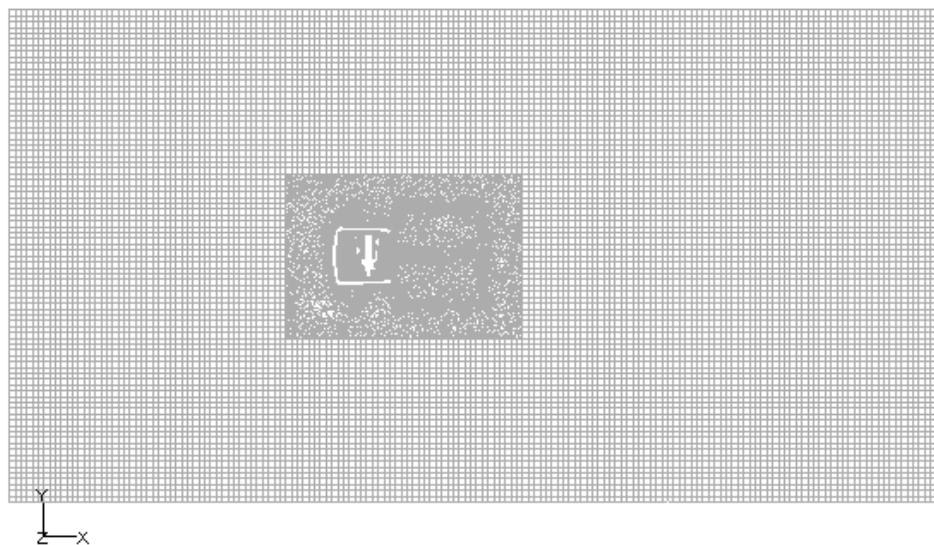


图 3-7 Z 坐标横截面上的体网格

Fig.3-7 3-D mesh on cross section Z

为了减少网格数，将计算域划分成了内外域的形式^[32]。其中内域是包含了发动机舱的一个比较小的长方体空间。此空间内使用四面体非结构网格进行划分。在这个小的长方体空间与整个计算域的最外层边界之间的空间区域使用六面体结构化网格进行划分。由于这个区域离发动机舱的位置较远，对机舱内流动的影响相对比较小，所以所使用相对比较大的尺寸划分结构化网格。图 3-6 和图 3-7 所示为整个计算区域内体网格。

3.3 计算边界条件

3.3.1 外部边界条件

计算中将发动机舱外部的边界条件归类为外部边界条件。计算时所设定的主要的外部边界类型有：速度入口、压力出口、壁面无滑移边界。具体的参数设置为：

速度入口：计算工况下的行车速度(怠速为 0Km/h，巡航工况为 90Km/h)

压力出口：环境压力

壁面边界：包括地面、车身表面以及各零部件的表面

计算时采用的求解参数为：选取 SST(Shear-Stress Transport) $k-\omega$ 湍流模型，能量方程开启，辐射模型选用 P1 模型。用一阶迎风格式进行空间离散，采用 SIMPLE 压

力速度耦合方法进行迭代求解。

3.3.2 内部边界条件

这里将发动机舱内部的边界条件归类为内部边界条件。计算中所涉及到的主要的内部边界条件有：多孔介质模型(冷凝器、散热器)以及风扇模型。下面将对多孔介质模型和风扇模型进行进一步的介绍。

(1) 多孔介质模型

冷凝器、散热器属于带有阻尼系数的通气边界，而目通气孔尺寸相比整车非常小。如果要按照实际尺寸建立散热器模型，网格数量将会超过计算机的承受范围，并且计算精度也得不到提高。在此为了更好地模拟整车的空气动力性和关键部件的空气流量，有意地忽略散热器的内部细节，将其看作一个具有一定条件的边界。可以用多孔介质条件来代替^[33]。

多孔介质模型就是定义一个具有多孔介质的单元区域，根据多孔介质的动量方程中所输入的内容来确定流动的压力损失。通过介质的热传导问题也可以进行描述，它服从介质和流体流动之间的热平衡假设。

多孔跳跃条件用于模拟已知速度、压降特征的薄膜。它本质上是单元区域的多孔介质模型的一维简化。应该尽可能地使用这一简化模型取代完全的多孔介质模型，因为它具有很好的鲁棒性和收敛性。

A 多孔介质的动量方程

多孔介质不过是在动量方程中附加了的动量损失的动量源项。源项由两部分组成：一部分是粘性损失项(Darcy)，另一个是内部损失项。

B 多孔介质的 Darcy 定律

通过多孔介质的层流流动中，压降和速度成比例，常数可以考虑为零。忽略对流加速和扩散，多孔介质模型简化为定律：

$$\Delta p = -\frac{\mu}{\alpha} v \quad (3-1)$$

C 多孔介质的内部损失

在高速流动中，多孔介质动量方程中的常数 C_2 提供了多孔介质内部损失的修正。这一常数可以看成沿着流动方向每一单位长度的损失系数，因此允许压降指定为动压头的函数。

D 多孔介质中能量方程

对于多孔介质流动, FLUENT 仍然解标准能量输运方程, 只是修改了传导流量和过渡项。在多孔介质中, 传导流量使用有效传导系数, 过渡项包括了介质固体区域的热惯量。

E 多孔跳跃模型用户输入

薄膜介质具有有限厚度, 通过介质的压力变化定义为 Darcy 定律和附加内部损失项的结合:

$$\Delta p = -\left(\frac{\mu}{\alpha}v + C_2 \frac{1}{2}\rho v^2\right)\Delta m \quad (3-2)$$

其中:

μ : 粘性系数, 对于空气 $\mu = 1.7894 \times 10^{-5} \text{ kg} / \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

α : 多孔介质的渗透性

C_2 : 压力跳跃系数

ρ : 空气密度

v : 垂直于介质表面的速度分量

Δm : 薄膜的厚度

多空跳跃模型需要的输入如下:

设定介质的表面渗透性 α

设定多孔介质的厚度 Δm

设定压力跳跃系数 C_2

根据零部件供应商提供的产品参数, 得到散热器迎面风速和压强损失的关系表:

表 1 散热器迎面风速和压强损失的关系

Table1 Relation of pressure loss and velocity of radiator

迎面风速 $v / \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	压强损失 $\Delta p / \text{Pa}$
• 10	539.7
8	377.8
6	239.8
4	141.2
2	60.6

由表 1 可以拟合出 $\Delta p - v$ 曲线为:

$$\Delta p = -(93.583v^2 + 368.76v) \quad (3-3)$$

由于空气的粘性系数 $\mu = 1.7894 \times 10^{-5} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$ ，散热器的厚度 $\Delta m = 0.018 \text{ m}$ ，对比 Darcy's 法则的表达式用待定系数法可以求出散热器的渗透性 $\alpha = 2.69 \times 10^{-6} \text{ m}^{-2}$ ，压力跳跃系数 C_2 为 8669.4 m^{-1} 。

冷凝器迎风面风速和压强损失的关系如表 2 所示：

表 2 冷凝器迎面风速和压强损失的关系

Table 2 Relation of pressure loss and velocity of condenser

迎面风速 $v / \text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	压强损失 $\Delta p / \text{Pa}$
6	92.4
5	67.5
4	46.4
3	32.2
2	18.6

由表 2 可以拟合出 $\Delta p - v$ 曲线为：

$$\Delta p = -(1.616v^2 + 5.558v) \quad (3-4)$$

由于空气的粘性系数 $\mu = 1.7894 \times 10^{-5} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$ ，冷凝器的厚度 $\Delta m = 0.016 \text{ m}$ 对比 Darcy's 法则的表达式用待定系数法可以求出冷凝器的渗透性 $\alpha = 2.01 \times 10^{-4} \text{ m}^{-2}$ ，压力跳跃系数 C_2 为 164.875 m^{-1} 。

(2) 风扇模型

对于发动机风扇，可以用 FLUENT 中风扇边界条件来进行模拟。风扇边界条件需要输入通过风扇单元的压力增加值与流动速率(速度)之间关系的经验曲线，也可以制定风扇旋转速度的径向和切向分量^[34]。

A 模拟通过风扇的压升

在 FLUENT 的风扇模型中，风扇被看成无限薄的，通过风扇的不连续压升被指定为通过风扇速度的函数。它们之间的关系可能是常数、多项式、分段线性函数或者分段多项式函数，也可以是自定义函数。

对于多项式情况，其关系式为：

$$\Delta p = \sum_{n=1}^N f_n v^{n-1} \quad (3-5)$$

其中 Δp 为压力增加值(单位: Pa)， f_n 为多项式系数， v 为垂直于风扇的流体速度。

表 3 风扇迎面风速和压强损失的关系

Table3 Relation of pressure loss and velocity of fan

迎面风速 $v / m \cdot s^{-1}$	压强损失 $\Delta p / Pa$
0.9	305.0
2.3	252.0
4.0	210.8
5.4	150.0
6.9	89.2
8.0	30.4

根据风扇试验数据，拟合出风扇压降随速度的关系曲线，将此关系式输入 Fluent 软件的风扇模型。表 3 为风扇迎面风速与相应的压强损失的实验数据。由上表的数据可以拟合出风扇迎面风速与压损之间的函数关系为：

$$\Delta p = -1.760v^2 - 22.128v + 322.24 \quad (3-6)$$

B 模拟风扇旋转速度

对于二维问题，对流的切向和径向速度值可以加到风扇表面来产生涡流。这些速度可以指定为到风扇中心的径向距离的函数。它们之间的关系可以是常数、多项式函数或者自定义函数。

对于多项式函数，切向和径向速度公式为：

$$U_{\theta} = \sum_{n=1}^N f_n r^n, \quad -1 \leq N \leq 6 \quad (3-7)$$

$$U_r = \sum_{n=1}^N g_n r^n, \quad -1 \leq N \leq 6 \quad (3-8)$$

其中 U_{θ} 和 U_r 分别为风扇表面的切向和径向速度，单位为 m/s ， f_n 和 g_n 是切向和径向速度多项式的系数。 r 为到风扇中心的距离。

(3)热边界

为了得到发动机舱内的温度分布，需要对计算模型设置热边界条件^[35]。发动机舱内的零部件数量众多，结构复杂，需要根据各自的实际情况单独设定热边界条件。为此首先将发动机舱内的所有零部件分成发热部件和非发热部件两类。发热部件有发动机缸体、隔热罩、油底壳，排气管等。然后通过实验的方法测得发动机在预定工况

下稳定运行时各测点的温度值,再将测得的温度值输入到 **Fluent** 软件中作为本次数值模拟计算的温度边界条件。冷凝器和散热器可以当做热源进行处理,发热量由零部件供应商提供的实验数据为准。

3.4 怠速工况计算结果分析

发动机舱是一个半封闭的狭小空间,里面布置着发动机、冷却系统、传动转向系统、进排气系统等众多装置。舱内的气体流动状态和热环境十分复杂。发动机舱温度偏高的情况下,发动机冷却系统的散热温差小,发动机容易过热。会导致发动机充气效率下降、燃烧不正常、滑油性能变差、供油系统易产生气阻等现象。使发动机的动力性、燃油经济性和可靠性变坏。局部温度过高会导致橡胶条或电线软化,甚至引起自燃。如果发动机舱内的各部件布置不合理就会阻碍冷却空气的流动或者造成冷却空气在发动机舱内循环加热,最终引起舱内温度偏高。因而研究发动机舱内的空气流动状况和温度分布特点十分必要。下面通过三维数值仿真得到的速度矢量图和温度分布图来分析原型车的发动机舱的散热情况。

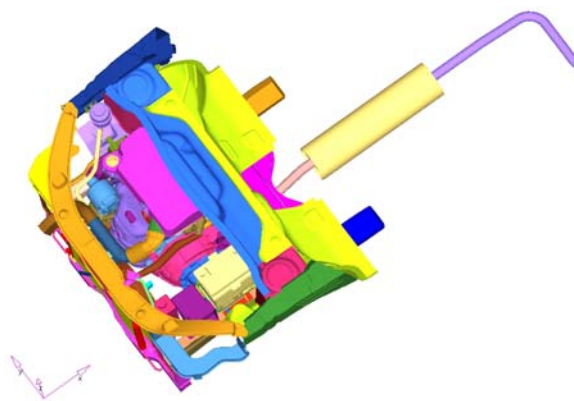


图 3-8 发动机舱内零部件位置示意图

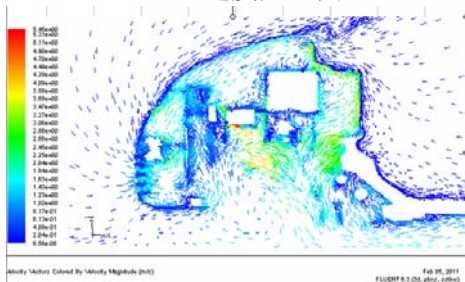
Fig.3-8 Position of components in underhood

首先,按照截面的坐标顺序依次浏览各个截面上的速度矢量图和温度分布图,从中可以看到整个机舱的速度和温度分布的概况。然后再重点分析发热部件所在的对机舱散热影响最为重大的几个截面的速度和温度分布情况。

3.4.1 Y 坐标截面上的流场和温度场分析

坐标
-0.4

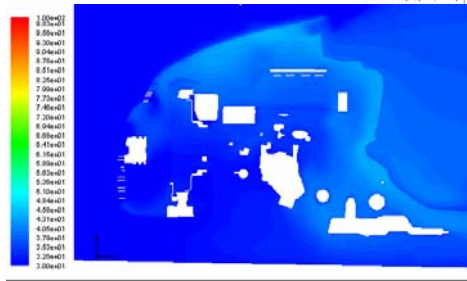
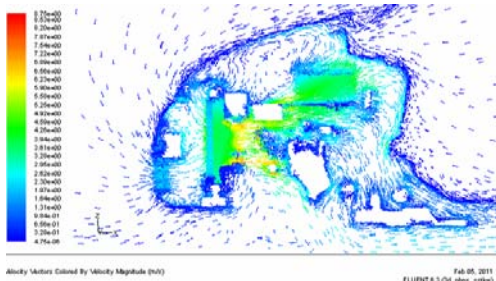
速度矢量图



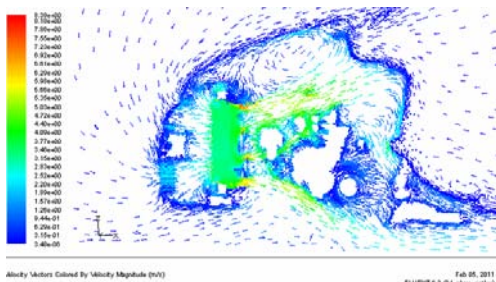
温度分布图



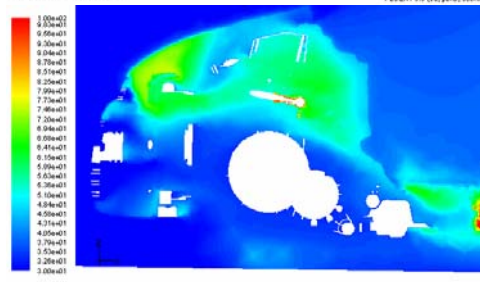
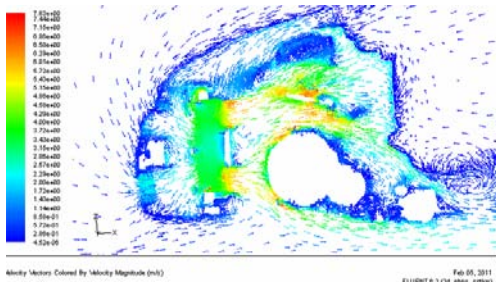
-0.3

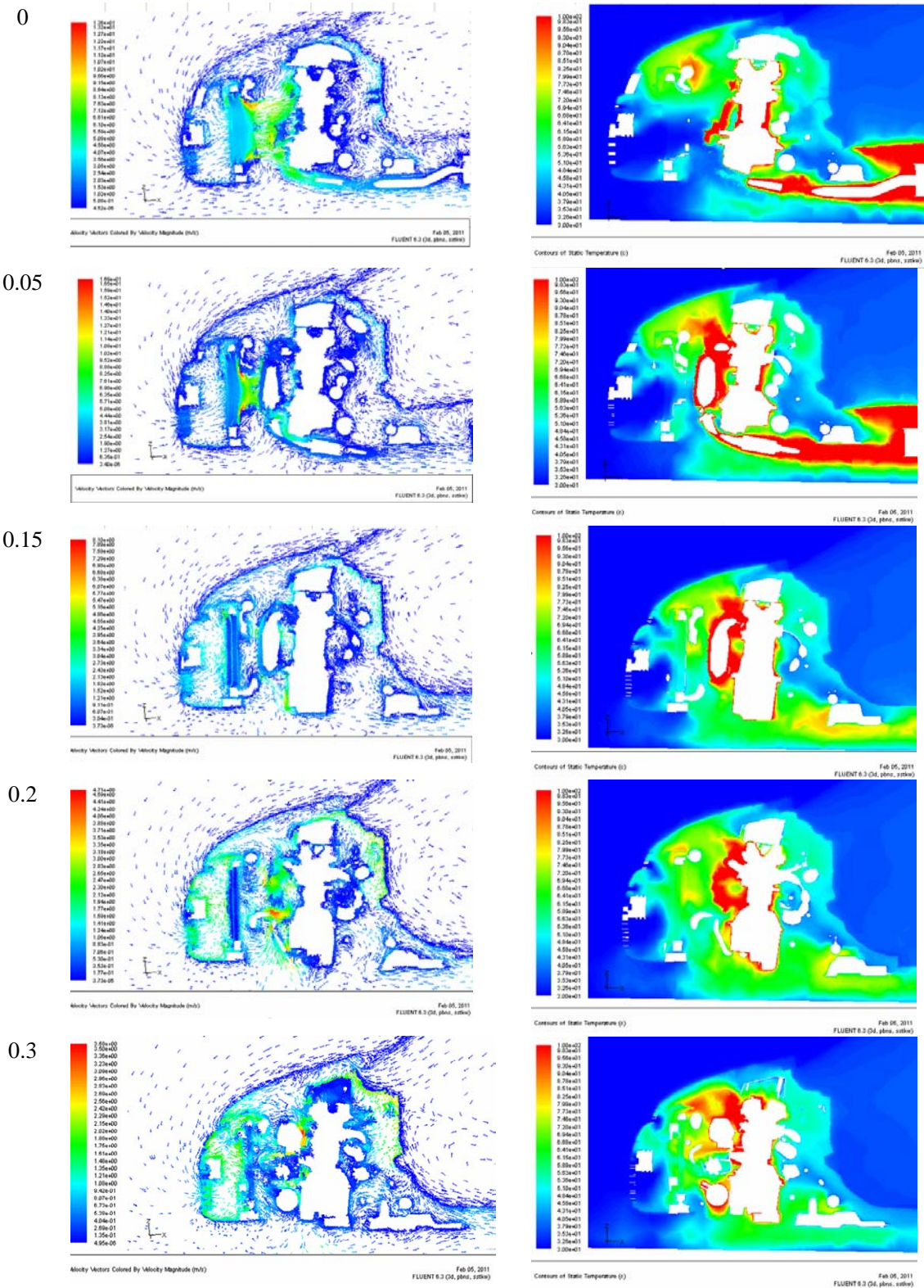


-0.2



-0.1





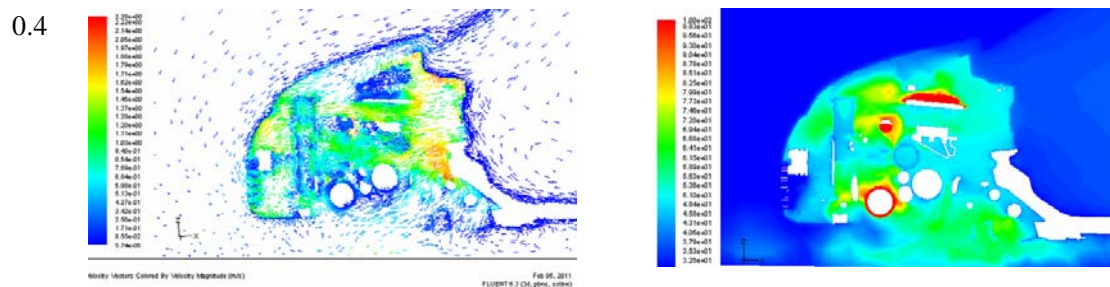


图 3-9 发动机舱内 Y 坐标方向各截面速度矢量图和温度分布图

Fig.3-9 Distribution of velocity magnitude and temperature on cross section Y in the underhood

从图 3-9 所示的各截面的速度矢量图和温度分布图中不难看出，冷却风扇的截面位置在 $Y=-0.3\sim 0.05$ 之间，散热器所在的截面位置在 $Y=-0.4\sim 0.3$ 之间。从 $Y=-0.4$ 截面至 $Y=0.4$ 截面都存在冷却气流沿发动机舱盖重新回流到散热器前方的现象。但是观察温度分布图发现从 $Y=-0.4$ 截面到 $Y=0$ 截面，散热器前方的空气温度基本上等同于空气温度。只有在 $Y=0.05$ 截面至 $Y=0.4$ 截面可以发现散热器前方的冷却空气温度明显高于环境温度，且从 $Y=0.15$ 截面至 $Y=0.4$ 截面可以明显的发现散热器前方被一层温度高于环境温度的气体所覆盖。这部分气体是原来从冷却风扇吹进发动机舱，掠过各发热部件，温度上升后重新回流到散热器前方的冷却空气。

这种循环冷却的现象是汽车研发设计人员不希望看到的现象。因为循环冷却会明显降低散热器的散热效率，导致发动机舱内的热量累积，并最终导致发动机舱温度偏高，影响汽车的动力性、经济性以及安全性。

下面重点分析散热部件所在的几个对整个机舱散热性能影响最大的截面的速度分布和温度分布情况。

Y=0.15 截面：这个截面穿过散热器、冷却风扇和发动机隔热罩、发动机排气管和发动机缸盖、机体、油底壳。

从 $Y=0.15$ 截面上的速度矢量图(图 3-10)可以看出：由于怠速工况下，发动机舱内的空气流动完全由冷却风扇驱动。流场区域内最大风速为 16.9m/s ，最小速度几乎为 0。汽车外的空气在冷却风扇的抽吸作用下，从上、中、下三个进气格栅进入到发动机舱内，流过散热器和冷却风扇，掠过发动机隔热罩，排气管，发动机体，最终从发动机舱后部的车底开放区域流到环境中去。从图中还可以看出，进入发动机舱的空气不仅来自车体正前方，舱盖上方和机舱前部下方的空气也在冷却风扇的抽吸作用下进入到机舱内部。冷却风扇吹出的空气掠过发动机隔热罩，在隔热罩的阻挡作用下改变流向，向正上方运动，然后在发动机舱盖的阻挡下再次改变运动方向，向散热器空气进口的方向运动，最后在冷却风扇的抽吸作用下重新通过散热器流进发动机舱，进入下一次冷却循环。

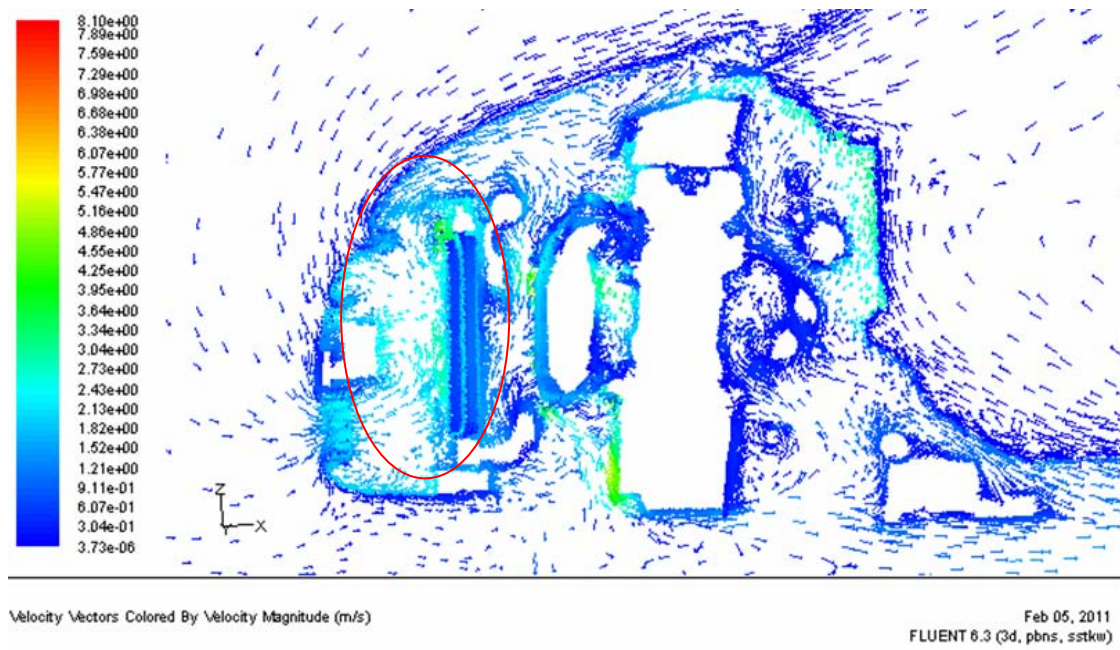


图 3-10 原车型 Y=0.15 截面速度矢量图
Fig. 3-10 Velocity magnitude on cross section Y=0.15

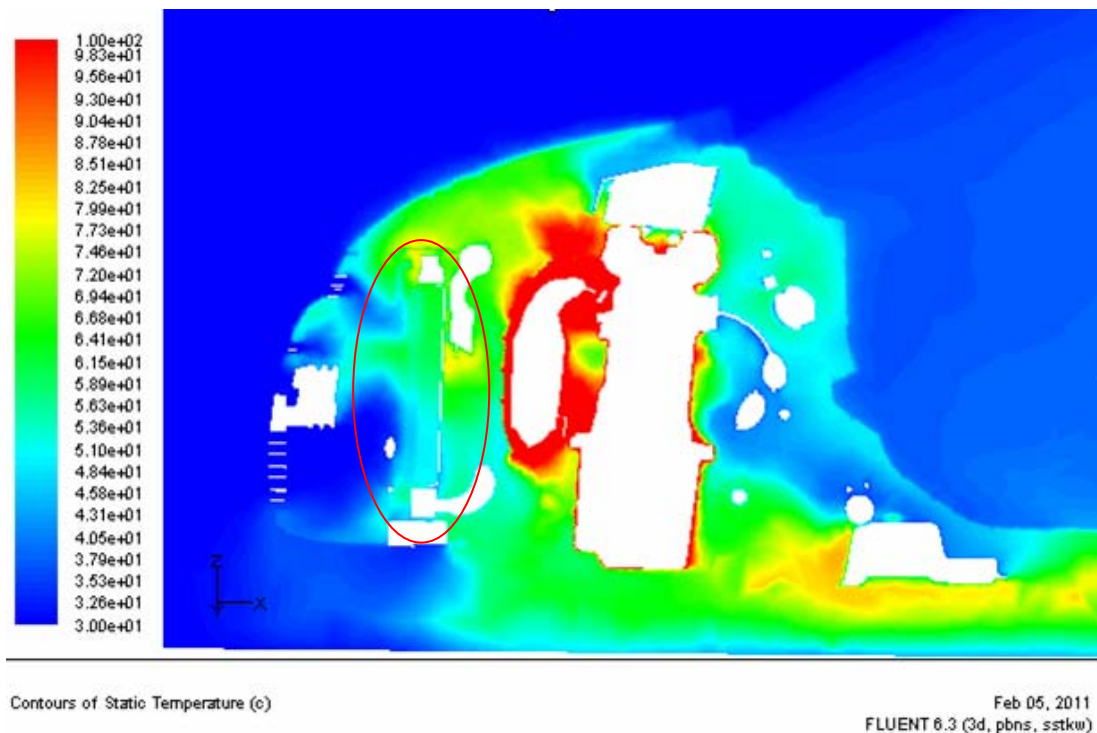


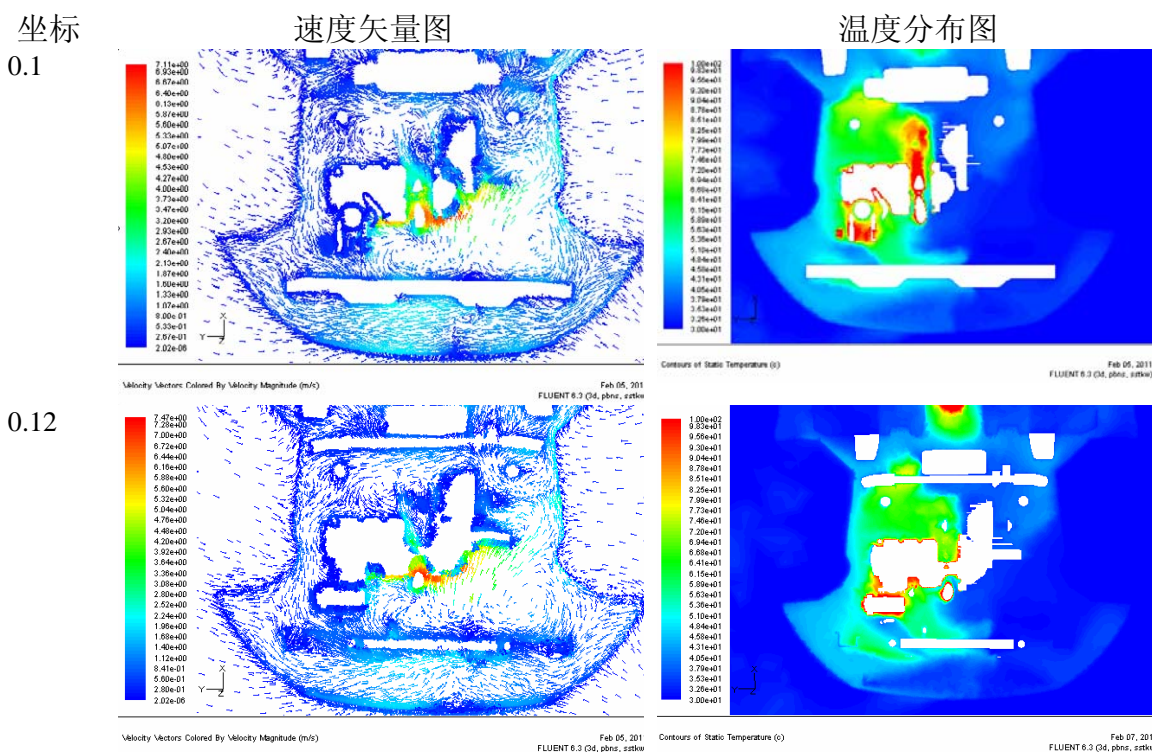
图 3-11 原车型 Y=0.15 截面温度分布图
Fig. 3-11 Distribution of temperature on cross section Y=0.15

观察 Y=0.15 截面上的温度分布图(图 3-11)可以发现散热器前方被一层 50℃左右的热空气所包裹。也就是说每次通过散热器的冷却空气不是 30℃的环境空气而是温度达到 50℃左右的加热过后的热空气。结合 Y=0.15 截面上的速度矢量图不难看出，散热器与发动机之间的冷却空气掠过发动机隔热罩之后顺着发动机舱的舱盖回流到散热器前方。发动机隔热罩金属表面的温度高达数百摄氏度，尽管冷却气流通过发动机隔热罩的时候流速达到 2m/s 左右，冷却气流的温度升高非常明显。

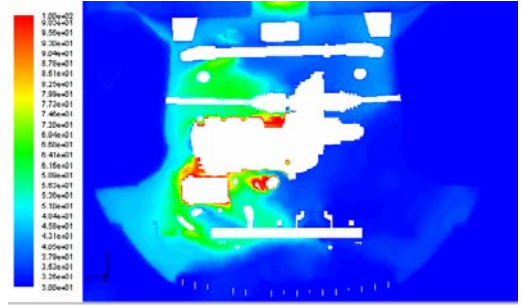
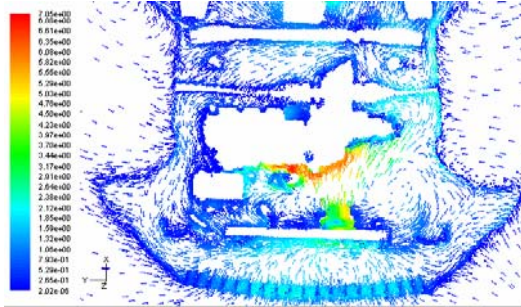
上面分析了 Y 坐标方向上的各截面上的速度矢量图和温度分布图。为了对怠速工况下发动机舱内的热分布情况有更为完整和具体的了解，需要对 Z 坐标方向上的各截面的速度分布和温度分布按照上面的步骤进行详细的分析。

3.4.2 Z 坐标截面上的流场和温度场分析

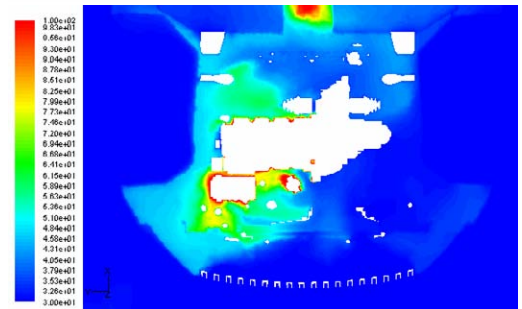
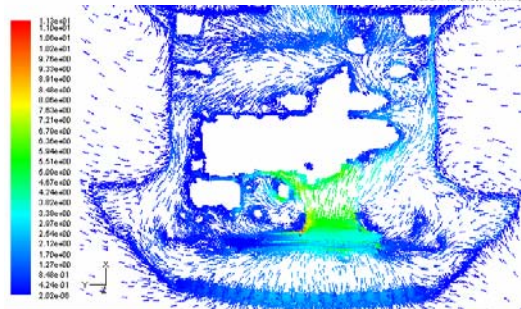
下面列出 Z 坐标方向上的各截面的速度分布和温度分布情况：



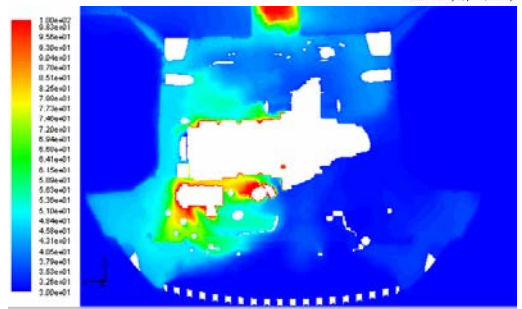
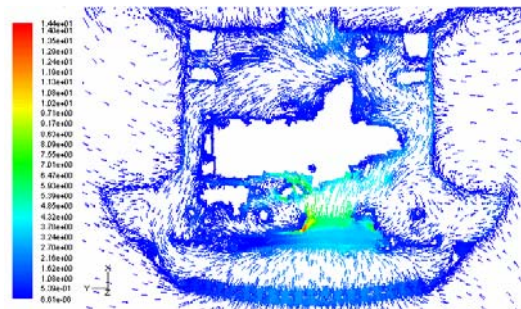
0.15



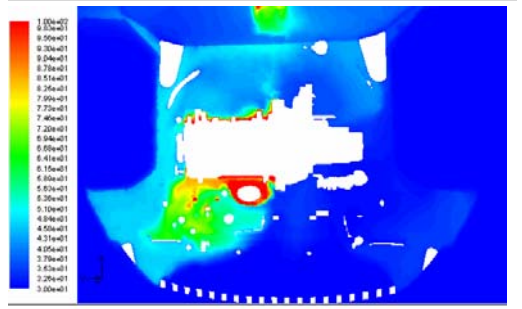
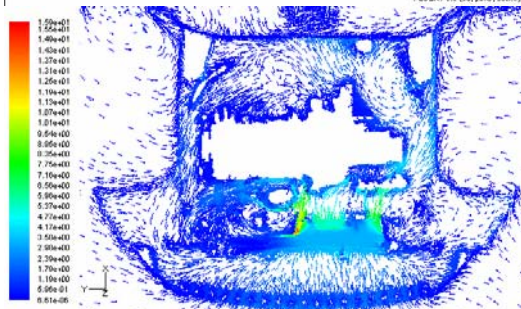
0.18



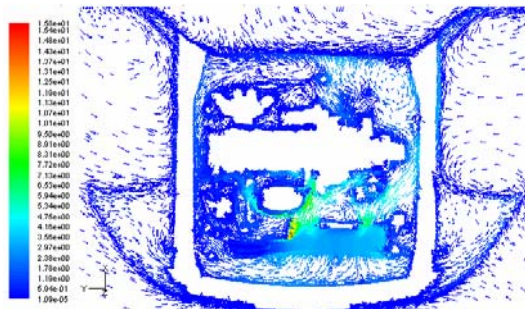
0.2



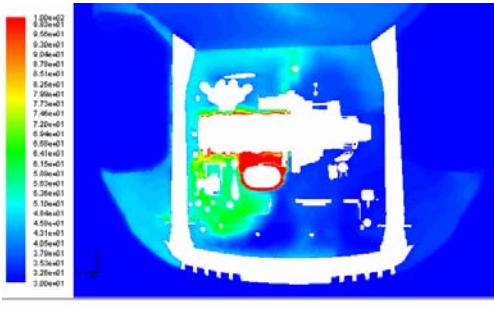
0.24



0.30

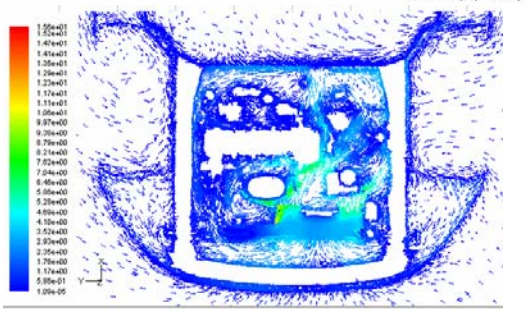


Velocity Vectors Colored by Velocity Magnitude (m/s) Feb 05, 2011 FLUENT 6.3 (3d, p6ns, stke)

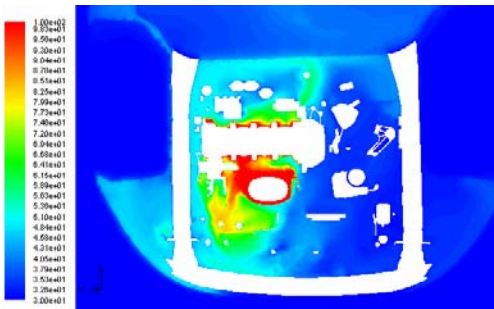


Contours of Static Temperature (C) Feb 05, 2011 FLUENT 6.3 (3d, p6ns, stke)

0.36

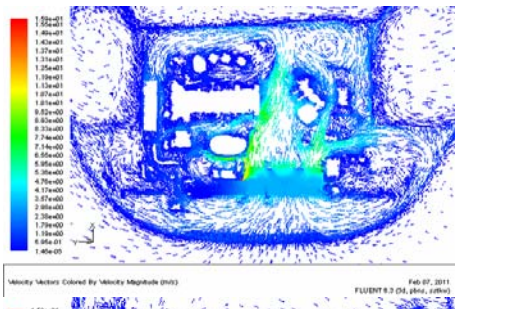


Velocity Vectors Colored by Velocity Magnitude (m/s) Feb 05, 2011 FLUENT 6.3 (3d, p6ns, stke)

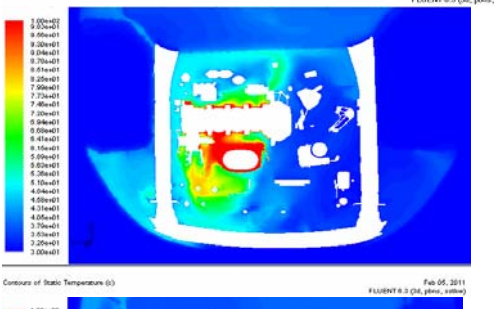


Contours of Static Temperature (C) Feb 05, 2011 FLUENT 6.3 (3d, p6ns, stke)

0.42

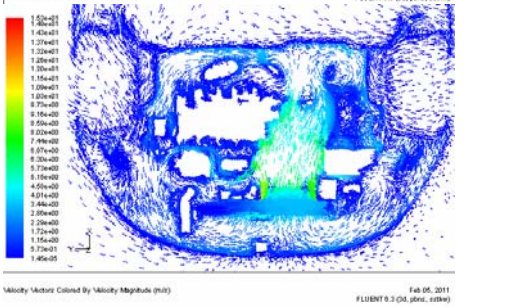


Velocity Vectors Colored by Velocity Magnitude (m/s) Feb 05, 2011 FLUENT 6.3 (3d, p6ns, stke)

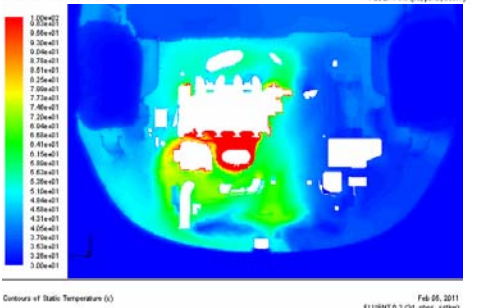


Contours of Static Temperature (C) Feb 05, 2011 FLUENT 6.3 (3d, p6ns, stke)

0.48

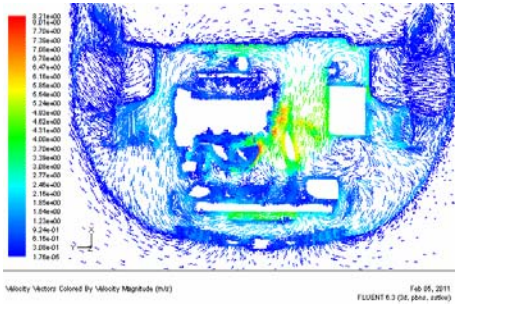


Velocity Vectors Colored by Velocity Magnitude (m/s) Feb 05, 2011 FLUENT 6.3 (3d, p6ns, stke)

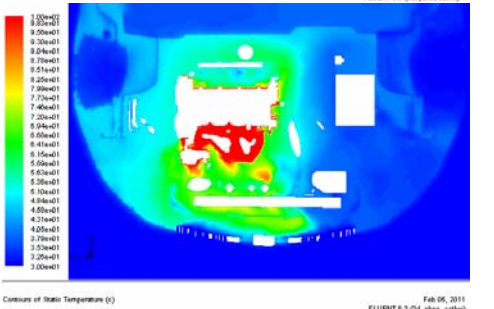


Contours of Static Temperature (C) Feb 05, 2011 FLUENT 6.3 (3d, p6ns, stke)

0.54



Velocity Vectors Colored by Velocity Magnitude (m/s) Feb 05, 2011 FLUENT 6.3 (3d, p6ns, stke)



Contours of Static Temperature (C) Feb 05, 2011 FLUENT 6.3 (3d, p6ns, stke)

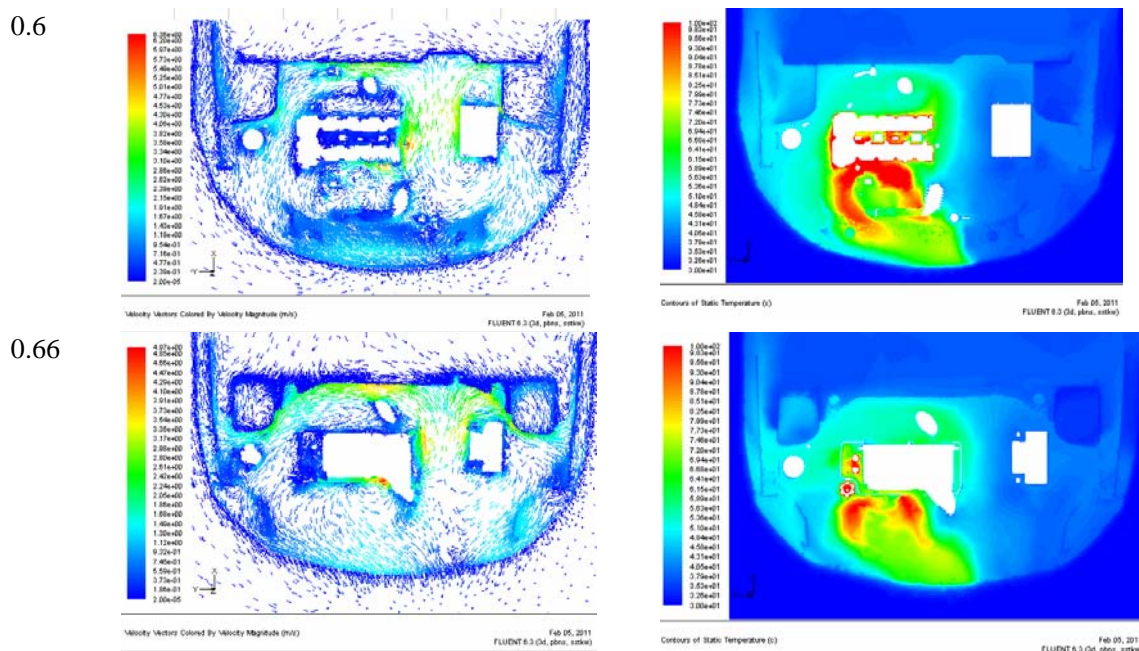


图 3-12 发动机舱内 Z 坐标方向各截面速度矢量图和温度分布图

Fig.3-12 Distribution of velocity magnitude and temperature on cross section Z in the underhood

纵观图 3-12 中列出的所有 Z 坐标平面上的温度分布图，可以很容易的发现发动机舱左侧高温气体淤积现象比较明显，发动机舱右侧的温度却接近常温。之所以温度分布呈现出如此明显的区域化的特点，主要原因是原型车散热器后方唯一的冷却风扇布置在机舱偏向右侧的位置。并且机舱右侧可以让流体通过的空余的空间间隙也比机舱左侧大。在这双重原因的共同作用之下，本车发动机舱内的温度分布最终呈现出图 3-12 所示的特点。但是，汽车发动机舱散热设计的目标并非让机舱内所有区域的温度分布趋于均匀一致。只要发动机舱内的各组件能够在设计工作范围内工作即认为合理。因此，图 3-12 中温度分布呈现出明显的区域特点属于正常状况。

再仔细观察图 3-12 中各温度分布图，可以发现另外一个现象：在截面 $Z=0.12$ 、 0.15 、 0.18 、 0.36 、 0.42 、 0.48 的温度分布图上的散热器前方存在高温空气的聚集。然后观察与之对应的速度矢量图亦可以发现发动机舱后部的冷却气流回流到散热器前方的现象。

这种冷却空气通过散热风扇循环加热的现象是汽车研发设计人员希望避免的情况。在下一章将提出此问题的解决方案，并对其中的一种解决方案进行验证分析。

下面对关键位置处的 Z 坐标截面上的速度矢量图和温度分布图进行进一步的深入讨论。

$Z=0.18$ 截面：该截面穿过散热器、冷却风扇、发动机机体、机油泵、电机。

通过观察 $Z=0.18$ 截面的速度矢量图(图 3-13), 可以发现在这个截面上最高风速为 11.3m/s , 最高风速出现在冷却风扇出口。最低风速几乎为 0 。冷却空气在冷却风扇的抽吸作用下经过格栅进入发动机舱, 依次通过散热器、冷却风扇后, 在发动机和变速箱的阻挡下向两侧分流。图中左侧散热器组件与发动机机体之间有众多的零部件的阻挡, 气流比较紊乱。向另一侧分流的气体掠过发动机后继续向发动机舱后方运动。然后在防火墙以及车身内壁面的阻挡下继续改变方向, 最终从图片左边的支路重新回到散热器前方。再次被冷却风扇吸入, 进行下一次冷却循环。

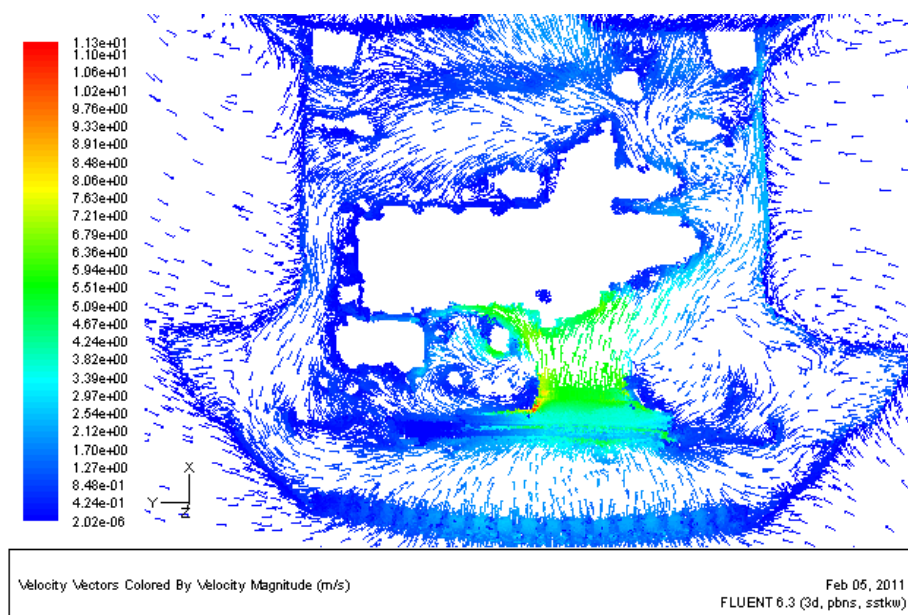


图 3-13 原车型 $Z=0.18$ 截面速度矢量图

Fig. 3-13 Velocity magnitude on cross section $Z=0.18$

$Z=0.6$ 截面: 这个截面穿过发动机缸盖、发动机进气管以及电池箱。

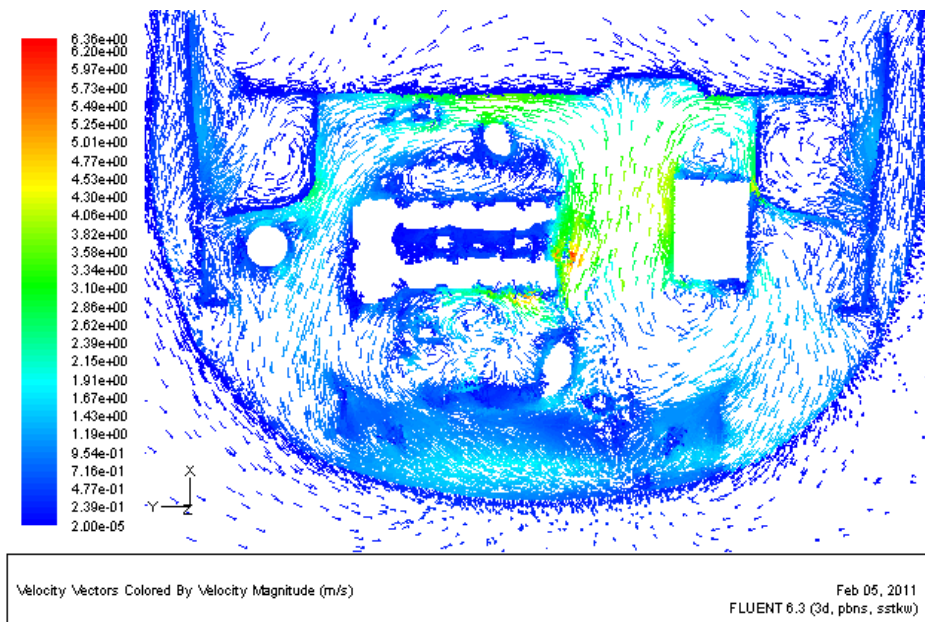


图 3-14 原车型 Z=0.6 截面速度矢量图

Fig. 3-14 Velocity magnitude on cross section Z=0.6

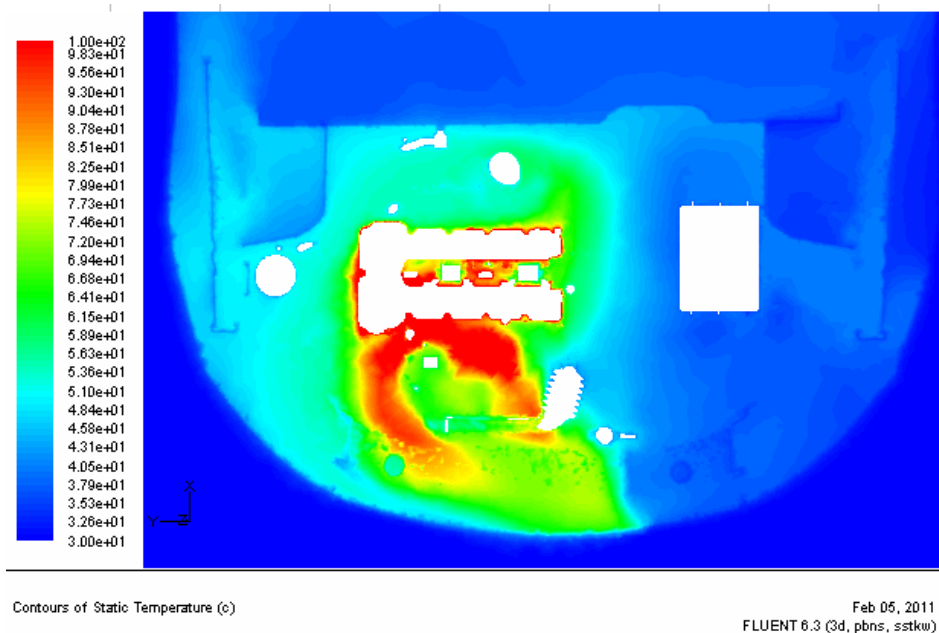


图 3-15 原车型 Z=0.6 截面温度分布图

Fig. 3-15 Distribution of temperature on cross section Z=0.6

通过观察 Z=0.6 截面的速度矢量图(图 3-14), 可以发现在这个截面上最高风速为 6.4m/s, 最高风速出现在冷却风扇出口。最低风速几乎为 0。因为这个截面离冷却风

扇的距离比较远,所以这个截面的最高风速值比较小。由于冷却风扇处于机舱正中偏右的位置,气流通过冷却风扇后穿过发动机缸盖上的隔热罩和电池中间的区域,在防火墙的阻挡下改变流动方向,从两侧绕回发动机舱前部。由于 $Z=0.6$ 截面的垂直位置处于风扇上方,因此不能直接观察到绕回到机舱前部的冷却气流再次通过冷却风扇进入到新的冷却循环。事实上,这个截面上的冷却气流回流到格栅位置时在冷却风扇的抽吸作用下改变方向垂直向下方流动,重新经过散热器流回到冷却风扇。这个现象在原车型 $Y=0.15$ 截面速度矢量图(图 3-10)中有所显示,可以互为佐证。

观察 $Z=0.6$ 截面上的温度分布图(图 3-15),可以很明显地观察到发动机缸盖右侧的高温气流改变方向后沿逆时针方向继续运动,一直运动到发动机舱前方。然后高温气流在冷却风扇的抽吸作用下在发动机舱前部垂直向下运动,最终被冷却风扇吸入,再次进入冷却循环。

$Z=0.12$ 截面: 这个截面穿过散热器、发动机油底壳下部区域、机油泵以及变速箱。

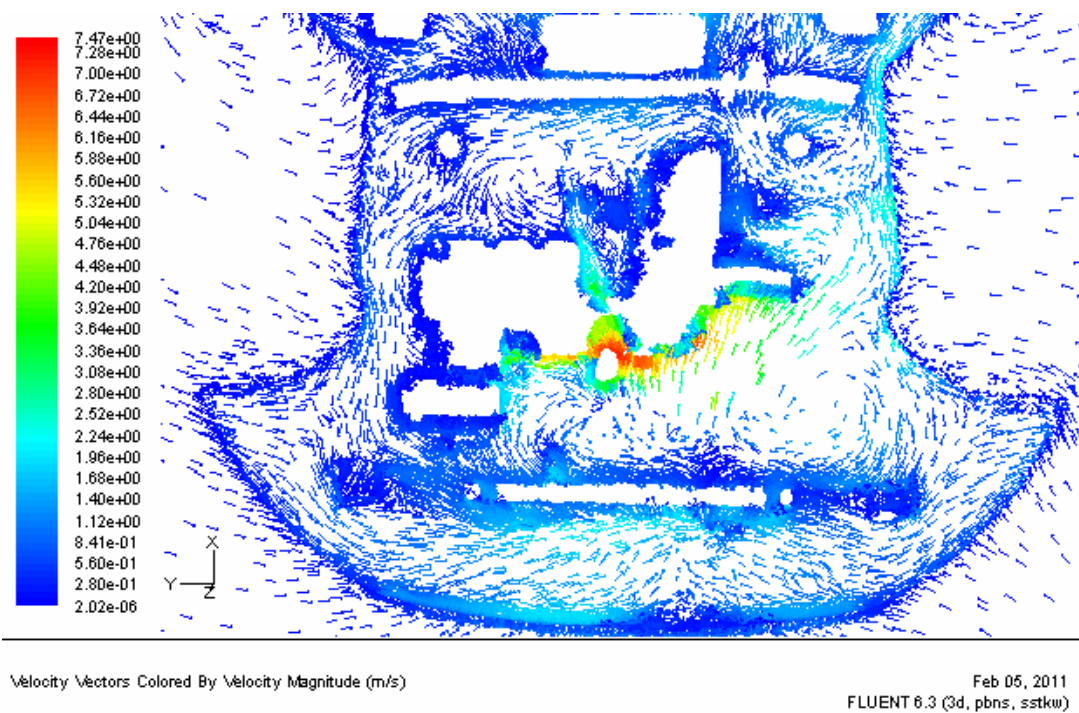


图 3-17 原车型 $Z=0.12$ 截面速度矢量图
Fig. 3-17 Velocity magnitude on cross section $Z=0.12$

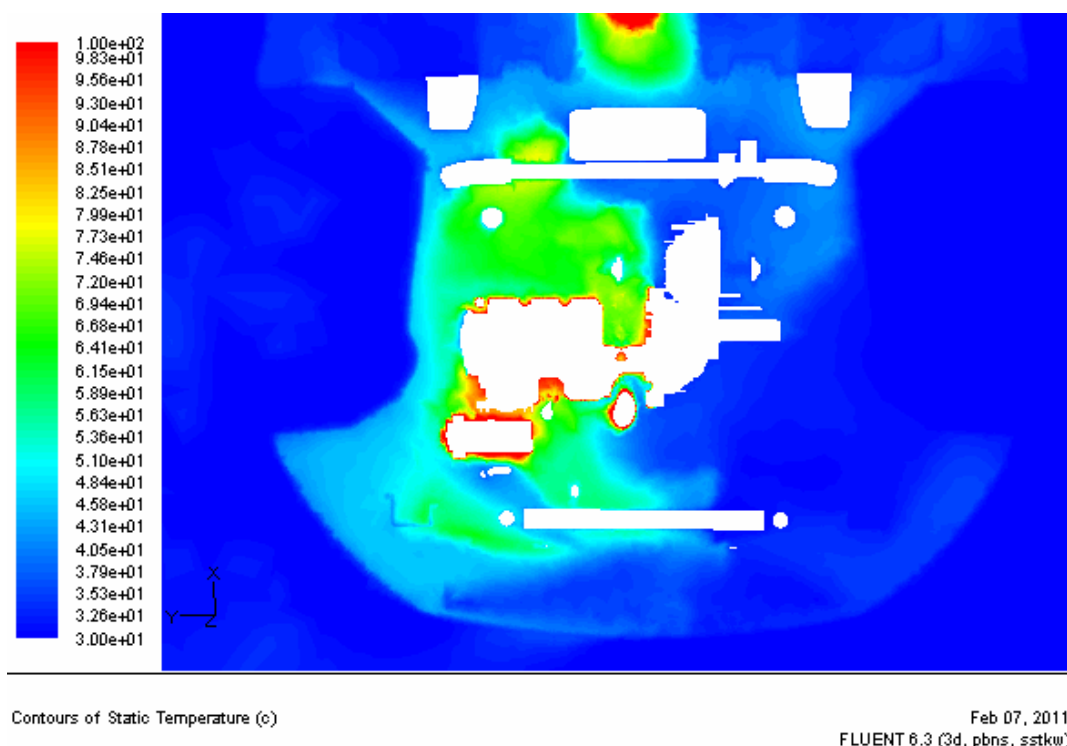


图 3-18 原车型 Z=0.12 截面温度分布图

Fig. 3-18 Distribution of temperature on cross section Z=0.12

油底壳内储存着高温的润滑油,所以汽车研发设计人员同样十分关注油底壳的冷却情况。从速度矢量图(图 3-17)中可以发现这个截面上的最大风速为 7.4m/s, 最小风速几乎为 0。最大风速位置处于与油底壳与变速箱相连的区域。从冷却风扇吹过来的风到达油底壳受到阻挡分流为两支,一支从图片的右侧通过,一支从左侧通过。右侧的这一支没有受到阻挡,直接到达发动机舱的后部。在防火墙的阻拦下,改变方向,沿逆时针方向顺着车体内侧壁面绕回到散热器前方,进入下一个冷却循环。左侧这一支由于散热器与发动机之间的间隙比较狭窄,运动速度大幅降低。因此,相应地在温度分布图(图 3-18)中可以看到图片右侧的温度较低,左侧较高。同时左侧的高温气体沿车身内壁面绕回到散热器前方。然后穿过散热器进入下一个冷却循环。

3.5 巡航工况计算结果分析

前面已经讨论过怠速工况。经过分析发现,原型车在怠速工况下存在着严重的回流现象,导致冷却空气在发动机舱内循环加热。发动机舱的散热情况存在问题。改变边界条件之后,对巡航工况进行三维数值模拟,得到了该工况下原型车的流场和温度场分布结果。在这一节,将通过讨论流场和温度场分布对原型车在巡航工况下的散热

性能进行具体的分析。

3.5.1 机舱内流场和温度场概况

首先根据 Fluent 软件的计算结果,可以宏观地观察冷却气流从车头前方的进气格栅进入发动机舱内掠过发动机和散热模块的迹线图。

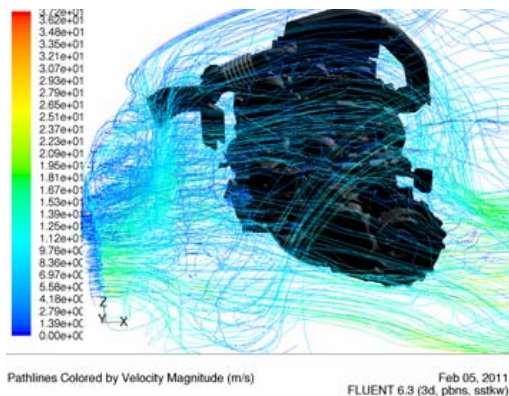


图 3-19 掠过发动机的迹线
Fig.3-19 Pathline pass through the engine

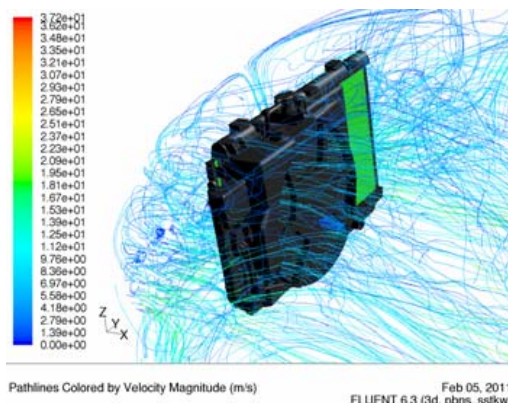


图 3-20 掠过散热器模块的迹线
Fig.3-20 Pathline pass through the heat exchanger module

图 3-19 和图 3-20 为 90Km/h 的高速巡航工况下,掠过发动机和散热器表面的冷却空气的迹线。从图中可以粗略地观察到掠过发动机和散热器的空气流速在 14m/s 左右。由于冷却气体的流动速度比较高,所以通过这两张迹线图可以粗略地预测出该工况下发动机舱的散热情况比较良好。后面几节会有更为详细的讨论。

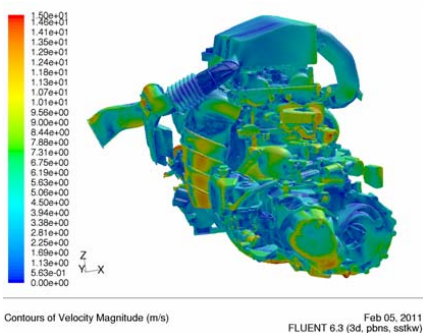


图 3-21 发动机表面的冷却气流速度分布
Fig.3-21 Distribution of cooling air velocity magnitude on engine surface

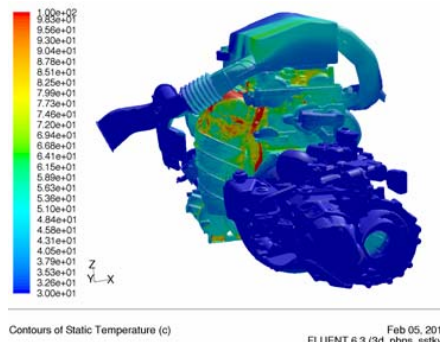


图 3-22 发动机表面温度分布
Fig.3-22 Distribution of temperature on engine surface

同时,从 Fluent 软件的计算结果中可以读取发动机和散热器表面的速度分布(图 3-21)和温度分布(图 3-22)图。从图 3-21 中可以对发动机表面各位置处的冷却空气流速进行直观地观察。通过观察,发现排气管隔热罩处的流速达到 10m/s 左右,油底壳

侧面的流速达到 4m/s，油底壳底部的流速甚至达到 15m/s。发动机气缸周围的气流速度也在 5m/s 左右。因此，总的来说发动机表面的冷却空气速度比较高，有利于加强对流换热。

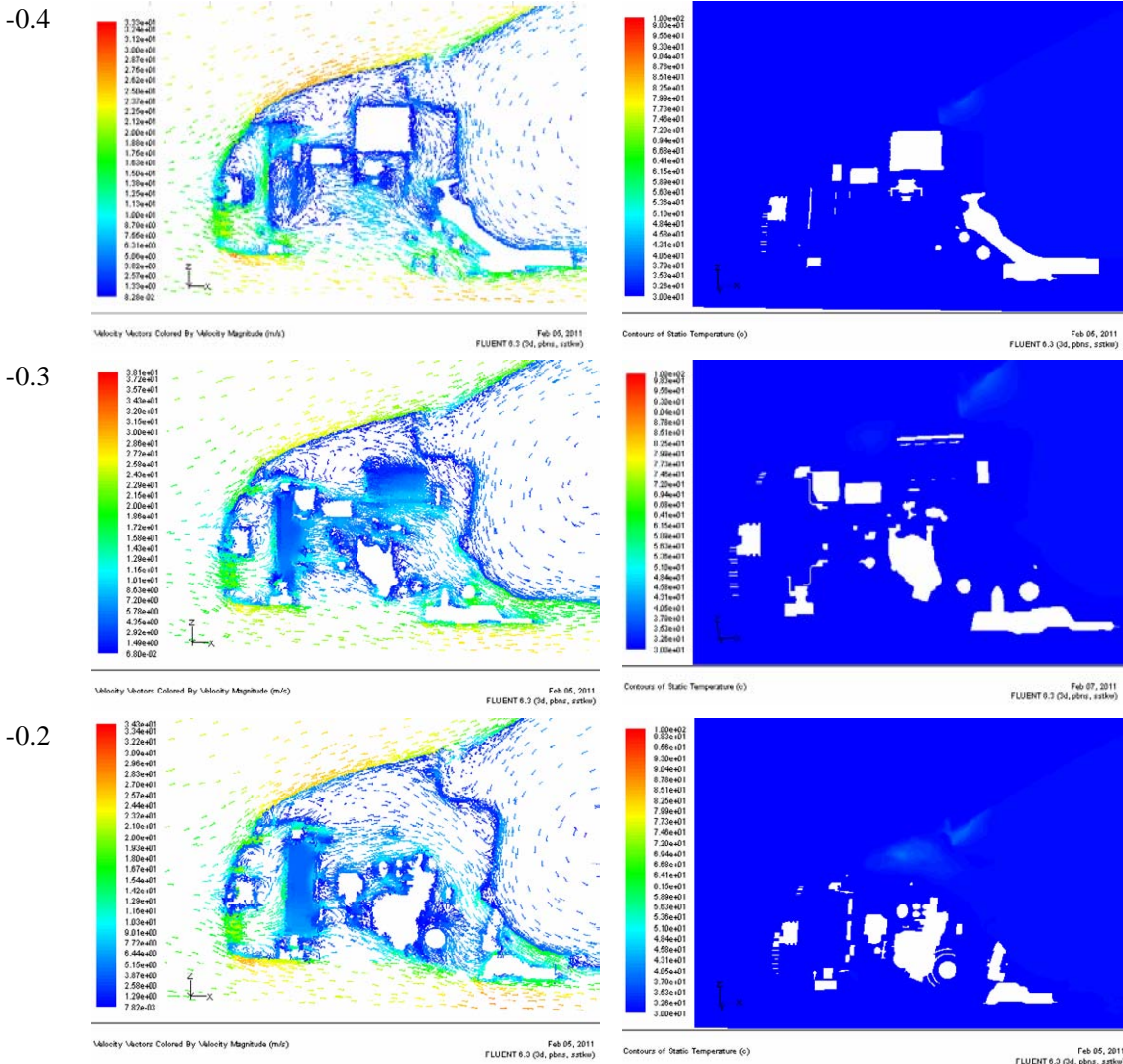
下面再直观地观察计算出来的发动机表面的温度分布图(图 3-22)。可以发现进气管和变速箱的温度接近环境温度。机体大部分区域的温度在 60℃左右。只有发动机排气管隔热罩附近的温度值达到 100℃。

3.5.2 Y 坐标截面上的流场和温度场分析

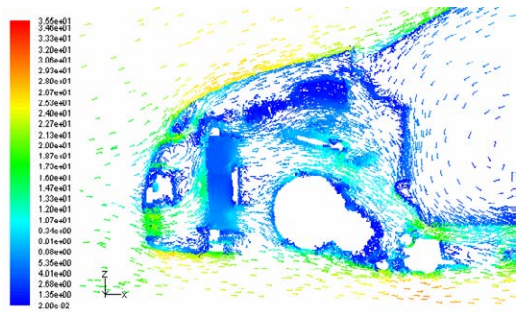
下面列出 Y 坐标截面上的速度矢量图和温度分布图：

坐标 速度矢量图

温度分布图



-0.1

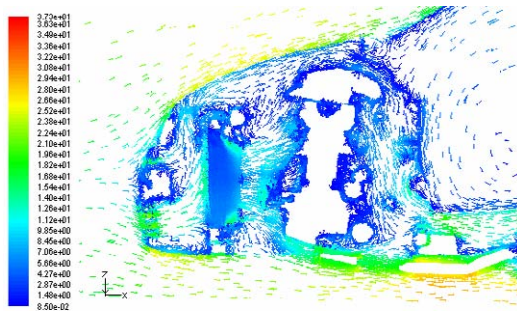


Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s) Feb 05, 2011 FLUENT 6.3 (3d, pbns, zshw)

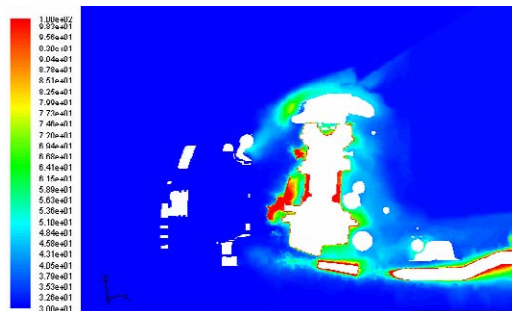


Contours of Static Temperature (c) Feb 05, 2011 FLUENT 6.3 (3d, pbns, zshw)

0

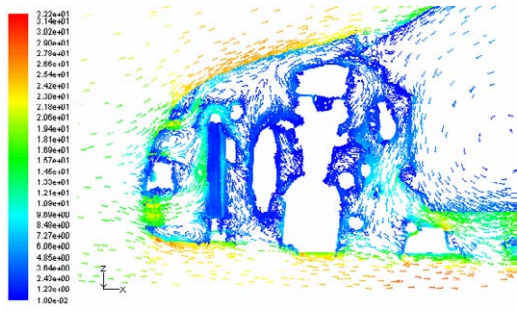


Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s) Feb 05, 2011 FLUENT 6.3 (3d, pbns, zshw)

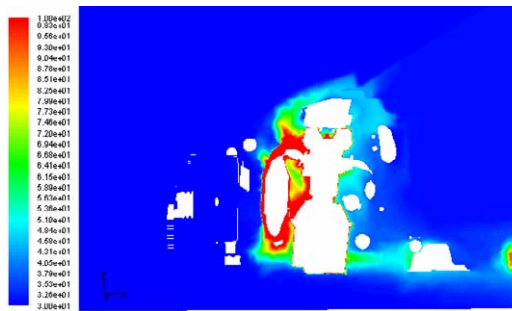


Contours of Static Temperature (c) Feb 05, 2011 FLUENT 6.3 (3d, pbns, zshw)

0.1



Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s) Feb 05, 2011 FLUENT 6.3 (3d, pbns, zshw)

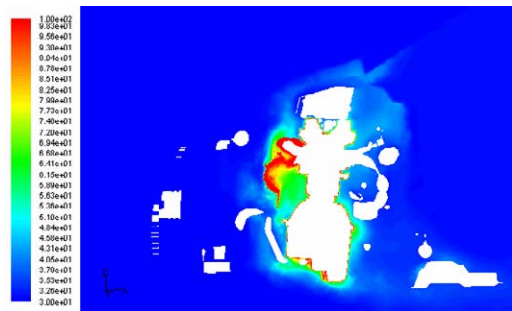


Contours of Static Temperature (c) Feb 05, 2011 FLUENT 6.3 (3d, pbns, zshw)

0.2



Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s) Feb 05, 2011 FLUENT 6.3 (3d, pbns, zshw)



Contours of Static Temperature (c) Feb 05, 2011 FLUENT 6.3 (3d, pbns, zshw)

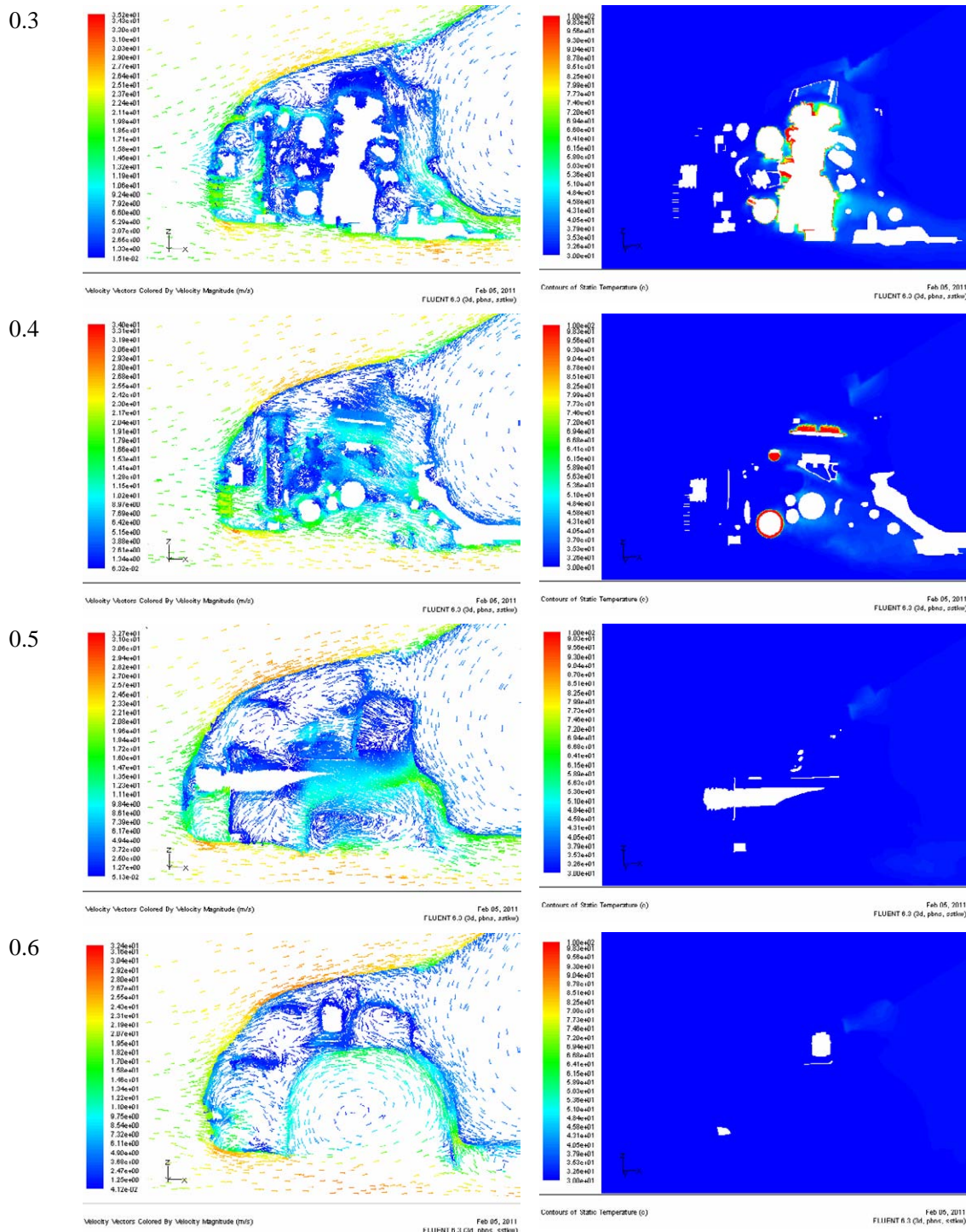


图 3-23 发动机舱内 Y 坐标方向各截面速度矢量图和温度分布图

Fig.3-23 Distribution of velocity magnitude and temperature on cross section Y in the underhood

首先浏览图 3-23 里的各截面上的速度矢量图，不难看出流域内绝大部分区域的冷却空气流速都在 10m/s 以上。在零部件周围由于冷却空气受到阻碍，气流速度相对

较低,但是数值也能达到 4m/s 左右。因此,总的来说机舱内冷却空气的运动速度比较高。

然后观察各截面的速度矢量图里是否依然出现在怠速工况下表现得比较严重的冷却空气从发动机舱后方回流到散热器前方进行循环加热的流动现象。经观察发现,局部区域由于零部件的阻挡依然存在漩涡,但是没有冷却空气从发动机舱后部一直运动到机舱前部进入冷却风扇。也就是说怠速工况下出现的回流现象在 90Km/h 的巡航工况下不复存在。怠速工况下,冷却风扇是空气运动的唯一驱动力。经过风扇加速后运动到机舱后部的空气由于阻挡绕道机舱前部的时候由于风扇的抽吸作用,这种温度已经升高了的冷却空气才会再次进入冷却风扇,进行下一次冷却循环。在高速工况下,气流相对于汽车做高速运动。冷却空气从进气格栅冲进发动机舱后高速掠过各零部件,带走机舱内的热量,然后从发动机舱下部的空隙流出,进入大气环境。因此,高速工况下的冷却气流运动的总体情况优于怠速工况。

下面再观察图 3-23 里的各截面上的温度分布图,发现只有在 $Y=0、0.1、0.2、0.3、0.4$ 截面有小范围的高温区域存在。并且这几个截面上显示的高温区域也非常的集中,仅限于发热部件周围比较薄的一层空气。其他区域的温度接近环境温度。通过观察温度分布图,可以看出 90Km/h 工况下原型车的散热效果较好。

综合速度矢量图和温度分布图可以得出 90Km/h 的行车工况下原型车发动机舱的散热性能良好的结论。

3.6 本章小结

本章首先建立了原型车发动机舱的几何模型;对其进行了网格划分;根据怠速和 90Km/h 巡航工况设置了计算边界条件;对原型车发动机舱散热性能进行了三维数值模拟计算,可以得到以下结论:

(1)原型车在怠速工况下发动机舱内存在严重的冷却空气回流导致的循环加热的现象,对机舱散热性能构成极为不利的的影响。

(2)90Km/h 巡航工况下,冷却空气高速穿过进气格栅,进入冷凝器、散热器和冷却风扇,在发动机舱内高速流过,带走发热部件产生的热量后从车底流入大气环境。没有回流现象存在。该工况下发动机舱内的温度场显示冷却效果良好。

总的来说,需要对原型车进行优化,在不影响其他工况的散热性能的前提下进一步改善其在怠速工况下的散热性能。

第四章 原型车发动机舱散热性能的优化

4.1 优化方案

根据上一章中对原型车发动机舱内的流场以及温度场分布特点的分析,提出如下改善发动机舱散热性能的优化方案:

- 1、改变发动机舱内布局,在谐振腔、空气过滤器之间流出更大的间隙,以便水箱后方的气体通过。
- 2、提高风扇功率,增加冷却空气流量。
- 3、在散热器的无风扇一侧加百叶窗,怠速工况下百叶窗完全关闭,其余工况下开启 45 度。
- 4、在特定的位置设置阻风板隔断高温气流,使其不能回流至冷却风扇。

为了验证以上方案对散热性能的真实影响必须对上述可能的方案进行进一步的验证。对汽车研发单位来说方案 1 需要对发动机舱内众多零部件的位置进行重新布置,牵涉到多个模块的大量的设计工作。由于需要对发动机舱内的布置进行重复的开发,会延长研发周期造成成本的浪费。方案 2 会影响到整车的动力性与经济性,同时也会造成成本的增加。方案 3 可能会造成高速工况下冷却效果恶化。方案 4 不需要对机舱内的其他模块或零部件进行改动,成本低。

综合成本、技术复杂度和达到的效果考虑对第 4 种方案进行进一步讨论。根据三维流场与温度场分析的结果,可以初步给出如下改进方案:在散热器右侧加阻风板 1,并同时在纵梁与车头间加阻风板 2,阻断回流的气体从散热器右侧再次到达散热器前。在横梁与上格栅之间加阻风板 3,阻断散热器上方淤积的空气向下进入冷却风扇再次进入冷却循环。这样改动比较小,但是可能会对流动产生负面影响,所以还需对加阻风板后的流动状况进行计算,以验证改动的合理性。改进方案中所使用到的阻风板的位置如图 4-1、图 4-2 所示。

4.2 改型车计算结果分析

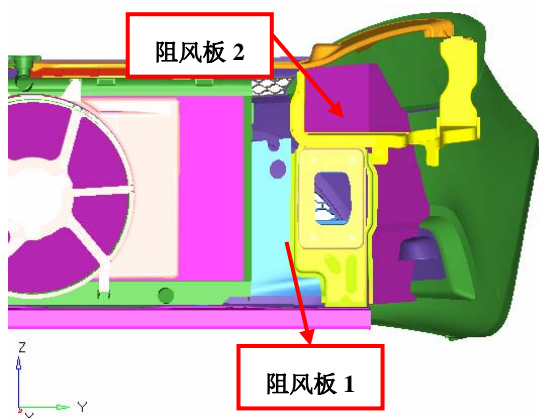


图 4-1 阻风板位置示意图

Fig.4-1 Position of choke plate

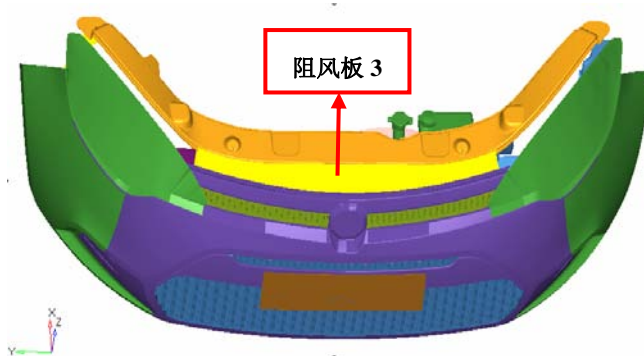


图 4-2 阻风板位置示意图

Fig.4-2 Position of choke plate

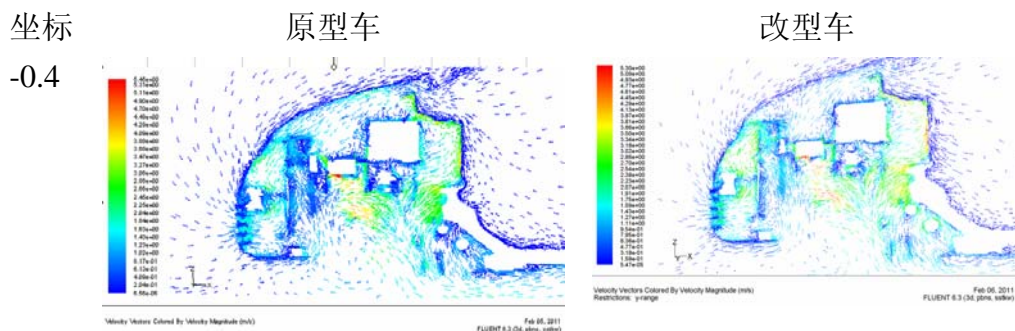
首先对改型车进行网格划分，然后按照原型车在 Fluent 软件中设置的边界条件进行相同的边界设置，选用相同的计算方法，得出改型车在怠速工况和巡航工况 (90Km/h) 下发动机舱内的流场与温度场的计算结果。在这一章中，将会对改型车的流场和温度场与原型车进行对比分析，以验证优化方案的有效性。

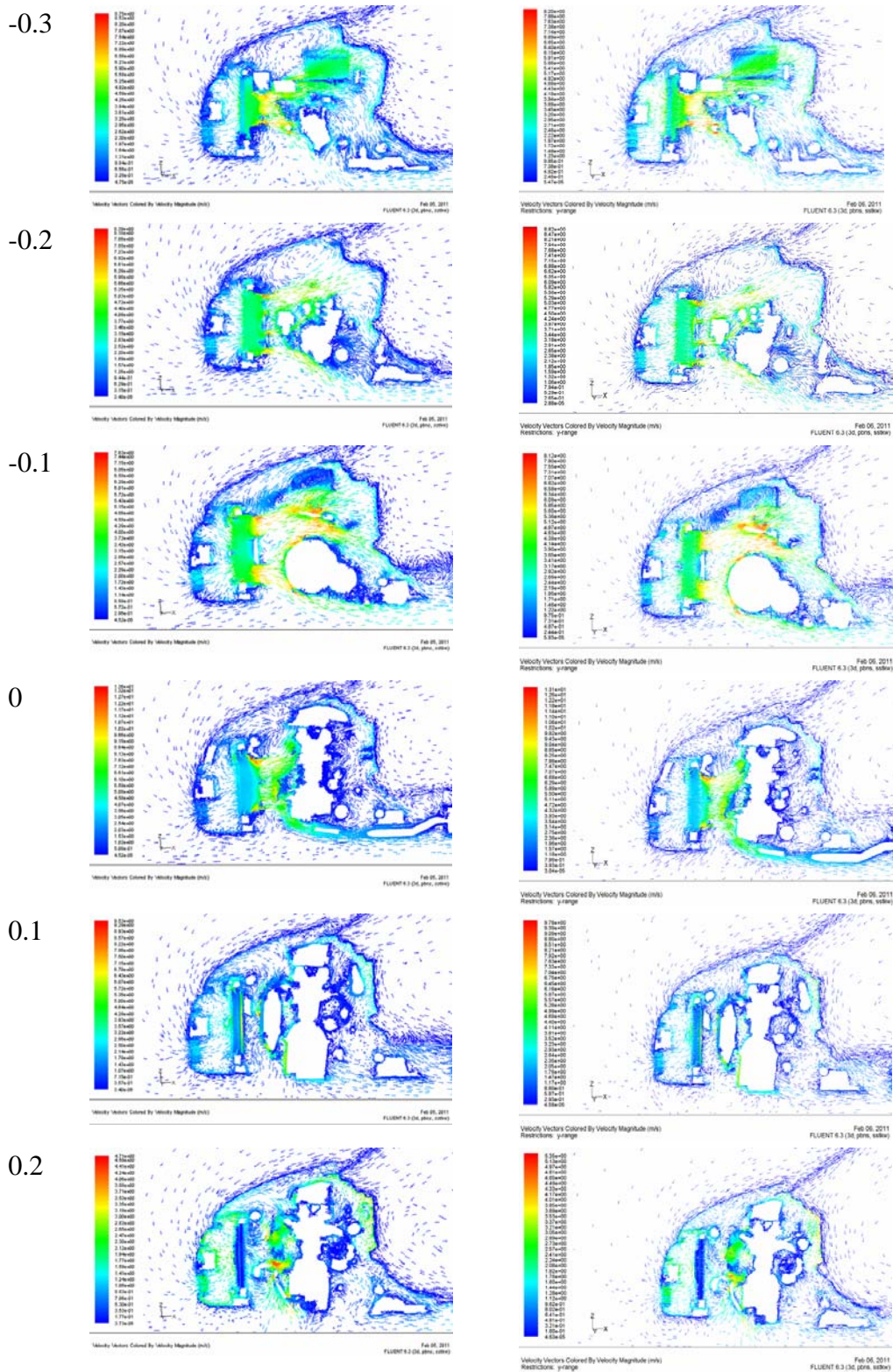
4.2.1 怠速工况计算结果分析

首先，按照截面的坐标顺序依次对改型车和原型车在怠速工况下的各个截面上的速度矢量图和温度分布图进行比较。从中可以看到优化方案对整个机舱的速度和温度分布的影响。然后再重点分析发热部件所在的对机舱散热影响最为重大的几个截面的速度和温度分布的变化情况。

(1) Y 坐标截面上的流场对比分析

下面列出原型车与改型车在 Y 坐标截面上的速度矢量对比图：





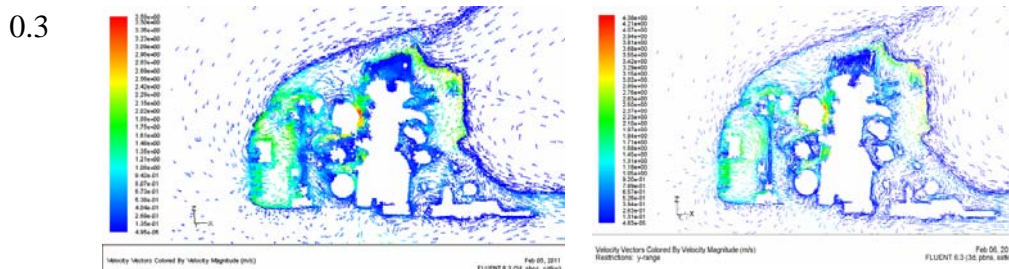


图 4-3 发动机舱内 Y 坐标方向各截面速度矢量对比图

Fig.4-3 Comparison of velocity magnitude on cross section Y in the underhood

下面对以上所列的原型车与改型车在 Y 坐标截面上的速度矢量图进行对比分析。

对于 Y=-0.4、-0.3、-0.2 截面，两张图上都可以观察到一股气流从发动机舱后部沿着舱盖向发动机舱前部运动。原型车截面上的这股气流从车盖与散热器之间的空隙穿过，最终到达散热器前方。改型车机舱内的这股气流沿车盖运动到发动机舱前部时被阻风板 3 成功地拦截住，无法继续向散热器前方继续运动。

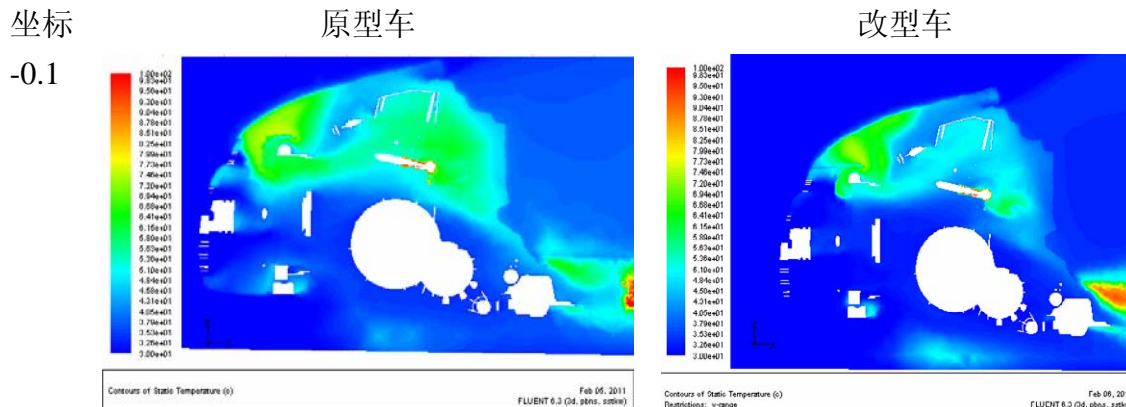
对于 Y=-0.1、0、0.1 截面：原型车的截图上存在沿车盖向发动机前方运动并最终到达散热器前方的气流，在改型车上这股气流已经不明显。这两张图上其他位置的流动情况大致类似。

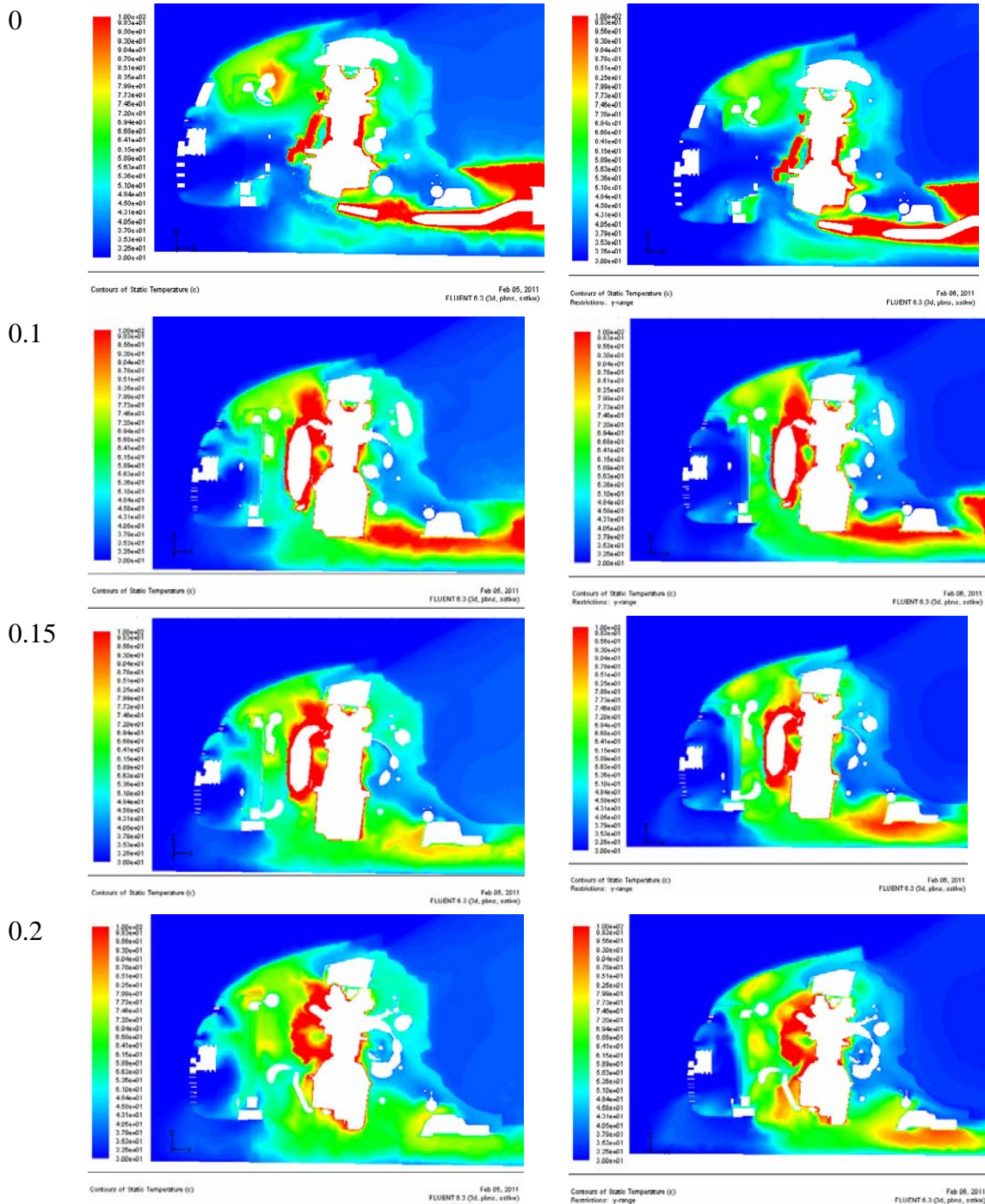
对于 Y=0.2、0.3 截面：原型车的截图上存在沿车盖运动并最终到达散热器前方的气流，改型车上看不到这股反向流动的气流。同时，改型车与原型车相比，改型车的散热器前方的气流更有规律，而原型车散热器前方的气流则相对比较紊乱。

综合以上各截面上速度矢量图的对比，可以认为在发动机舱内添加阻风板能有效地抑制回流现象，从而阻止冷却空气循环加热的问题。下面将对 Y 坐标截面上的温度场进行分析，以验证在回流得到抑制的情况下温度场是否也得到了预期中的改善。

(2)Y 坐标截面上的温度场对比分析

下面列出 Y 坐标截面上原型车与改型车的温度分布对比图：





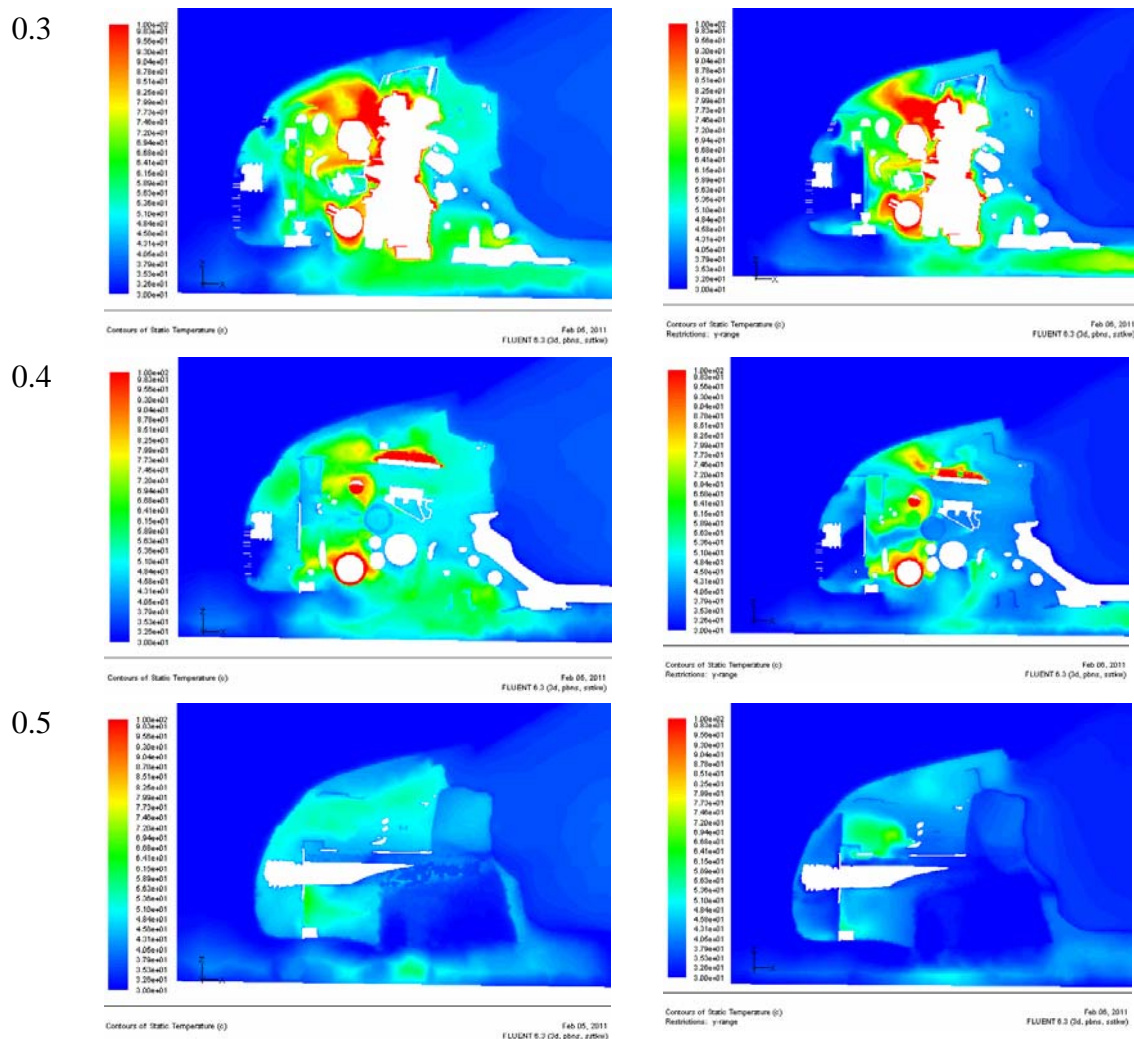


图 4-4 发动机舱内 Y 坐标方向各截面温度分布对比图

Fig.4-4 Comparison of distribution of temperature on cross section Y in the underhood

观察图 4-4 中的各截面的温度分布对比图，首先可以发现一个共同的特点：改型车在散热器前方区域的空气温度接近于常温，明显低于原型车。

Y=0.1 截面的温度图显示原型车散热器前方被一层比较薄的热空气所覆盖，而 Y=0.15、0.2、0.3、0.4 截面上则可以非常明显地发现原型车散热器前方有大量的热空气聚集。一方面这些聚集的热空气会缩小散热器与环境之间传热的温差，降低散热效率；另一方面这些热空气最终会穿过散热器到达发动机舱内部，机舱内的发热部件向这些温度高于环境温度的冷却空气散热的时候也会由于传热温差减小而导致散热效率的下降。这些热空气如此循环往复的在机舱内循环流动，对机舱的散热造成不利的影响。

在 Y=-0.1、0.5 截面上可以明显看到改型车的高温区域面积小于原型车高温区域

的面积。

因此，总的来说通过观察 Y 坐标截面的温度分布图发现改型车的散热性能优于原型车。

(3)Z 坐标截面上的流场对比分析

下面列出 Z 坐标截面上原型车和改型车的速度矢量对比图：

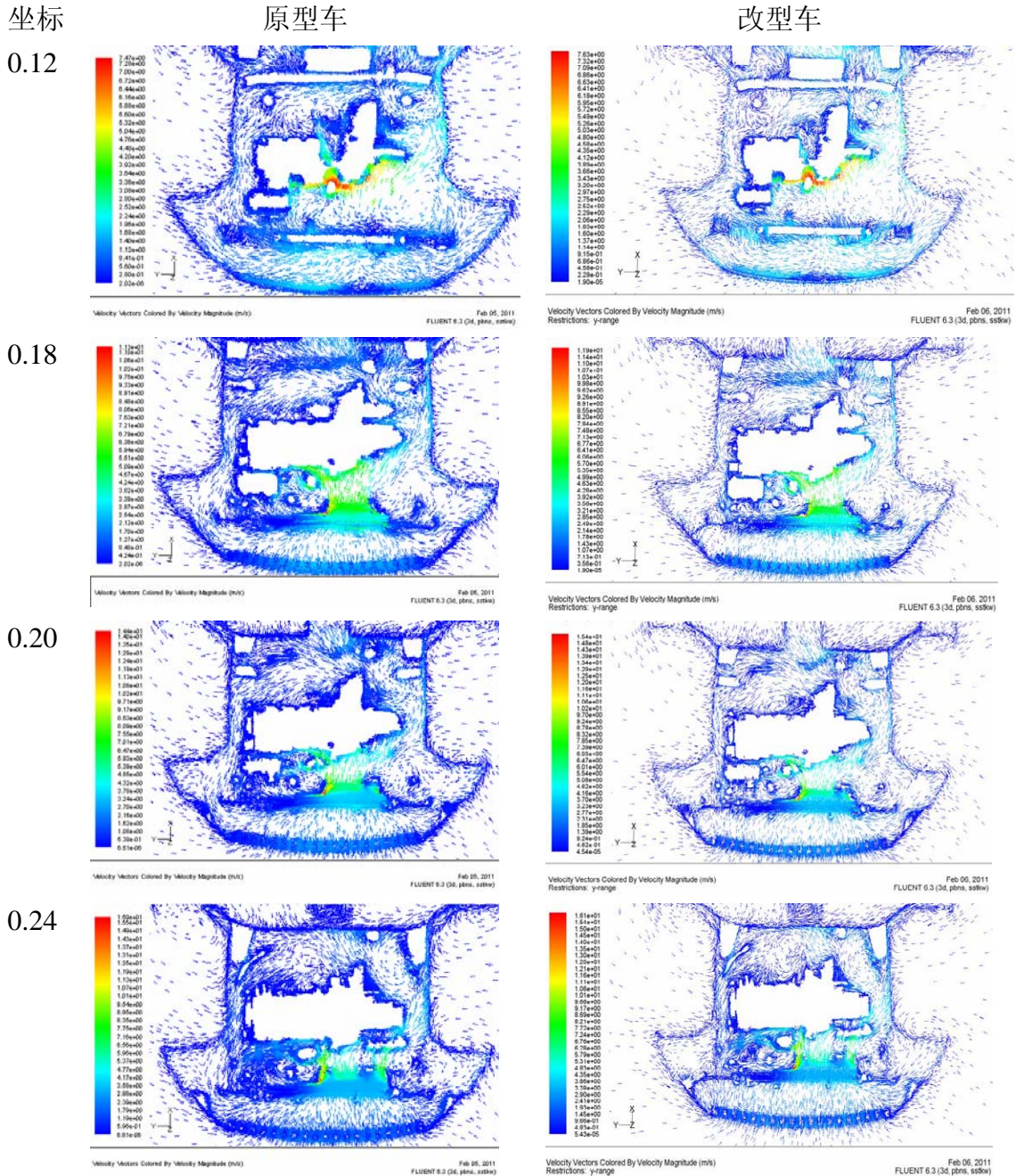


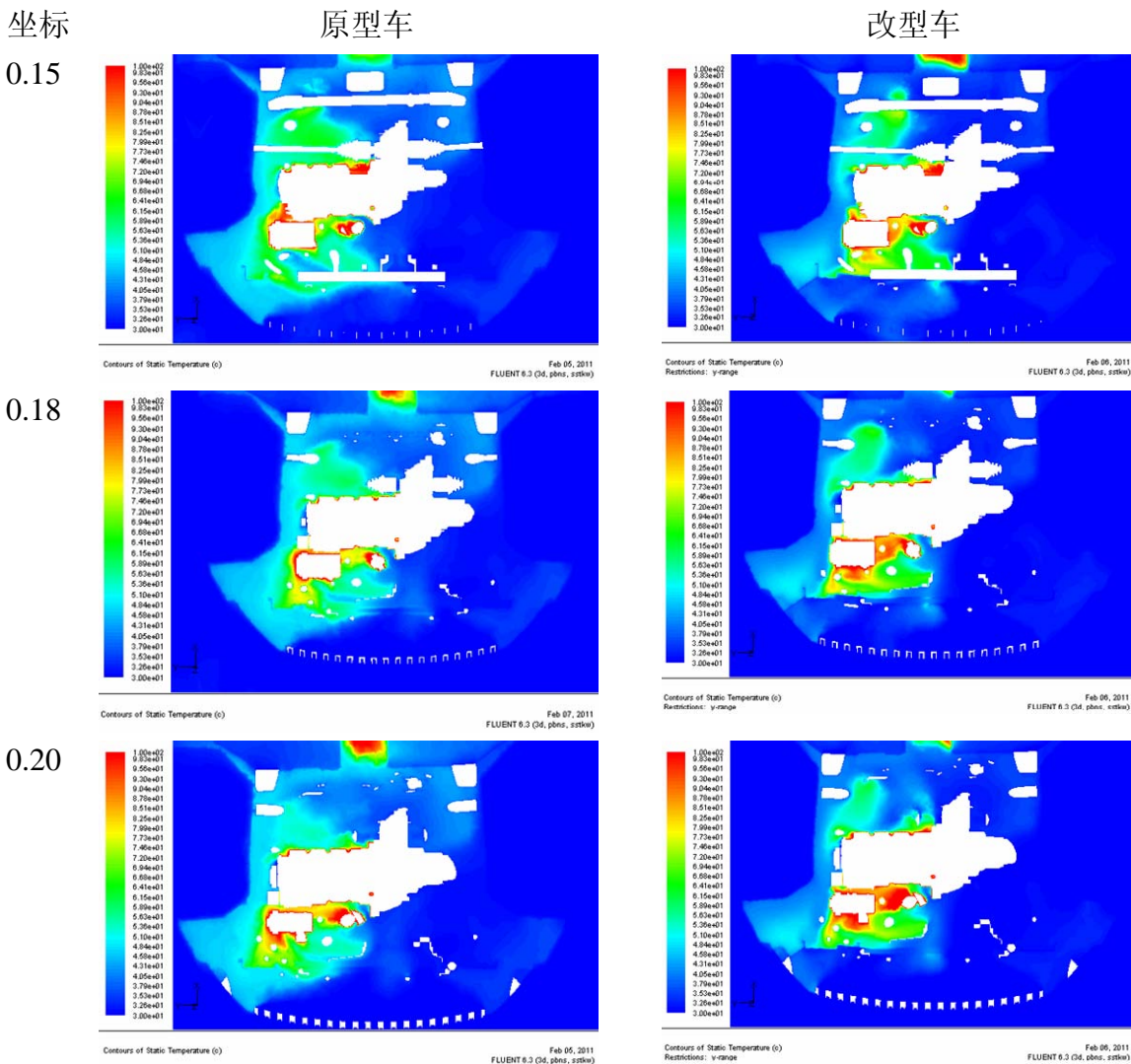
图 4-5 发动机舱内 Z 坐标方向各截面速度矢量对比图
Fig.4-5 Comparison of velocity magnitude on cross section Z in the underhood

从 Z=0.12、0.18、0.20、0.24 截面的速度矢量图(图 4-5)上可以观察到：原型车在这些截面上存在发动机舱后部的气流沿着机舱左右两边的侧壁向机舱前方运动，最终通过侧梁与散热器之间的间隙到达散热器前方，再次进入冷却循环。而改型车则由于在侧梁与散热器之间加上了阻风板，成功地阻止了这两股回流的冷却空气再次运动到散热器前方。由于回流空气的回流通道被阻断，因此对于改型车来说，进入散热器的空气基本上都是来自大气环境的冷空气。这样改型车与原型车相比散热器与冷却空气的温差有所加大，有利于换热的进行，能够有效提高散热效率。

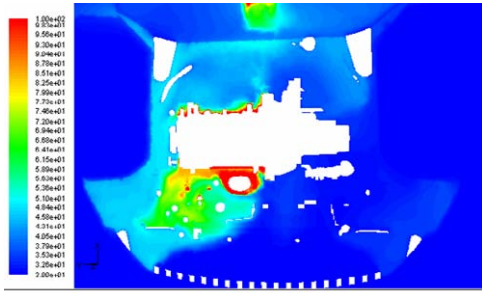
下面将对 Z 坐标截面上原型车与改型车发动机舱内的温度场进行对比分析。以直观地验证这一节中通过流场分析推测出来的结论的正确性。

(4)Z 坐标截面上的温度场对比分析

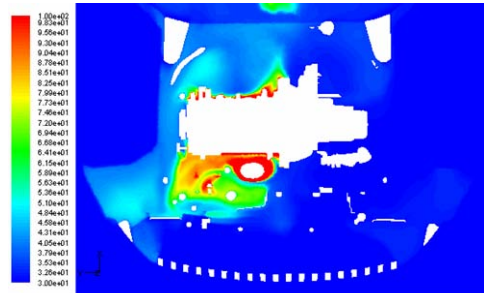
下面将列出 Z 坐标截面上原型车与改型车的温度场对比图：



0.24

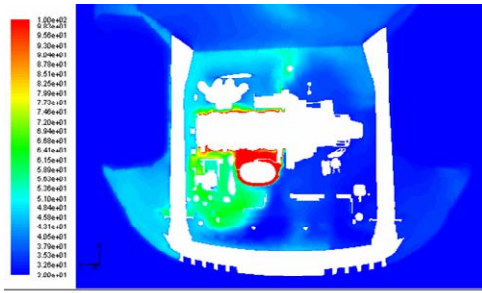


Contours of Static Temperature (c) Feb 05, 2011
FLUENT 6.3 (3d, pbin, s2sw)

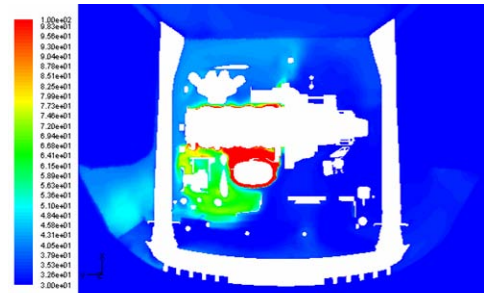


Contours of Static Temperature (c) Feb 06, 2011
Restrictions: y-range
FLUENT 6.3 (3d, pbin, s2sw)

0.30

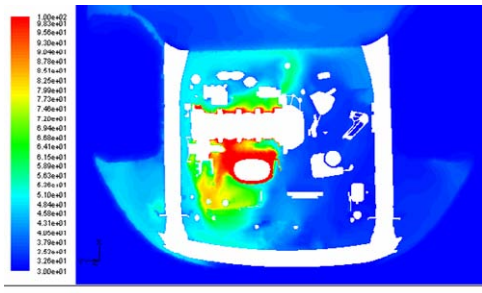


Contours of Static Temperature (c) Feb 05, 2011
FLUENT 6.3 (3d, pbin, s2sw)

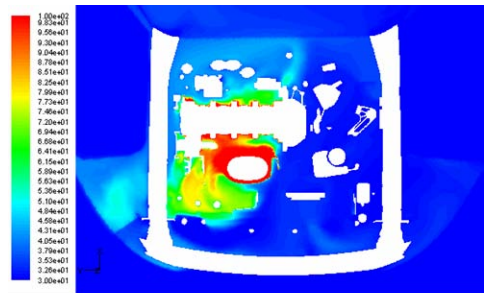


Contours of Static Temperature (c) Feb 06, 2011
Restrictions: y-range
FLUENT 6.3 (3d, pbin, s2sw)

0.36

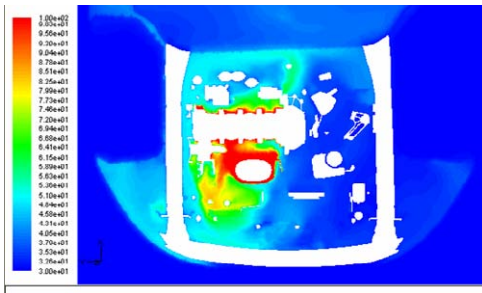


Contours of Static Temperature (c) Feb 05, 2011
FLUENT 6.3 (3d, pbin, s2sw)

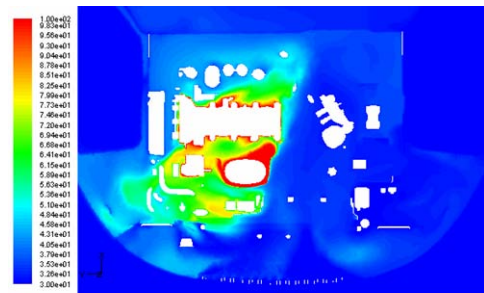


Contours of Static Temperature (c) Feb 06, 2011
Restrictions: y-range
FLUENT 6.3 (3d, pbin, s2sw)

0.42



Contours of Static Temperature (c) Feb 05, 2011
FLUENT 6.3 (3d, pbin, s2sw)



Contours of Static Temperature (c) Feb 06, 2011
Restrictions: y-range
FLUENT 6.3 (3d, pbin, s2sw)

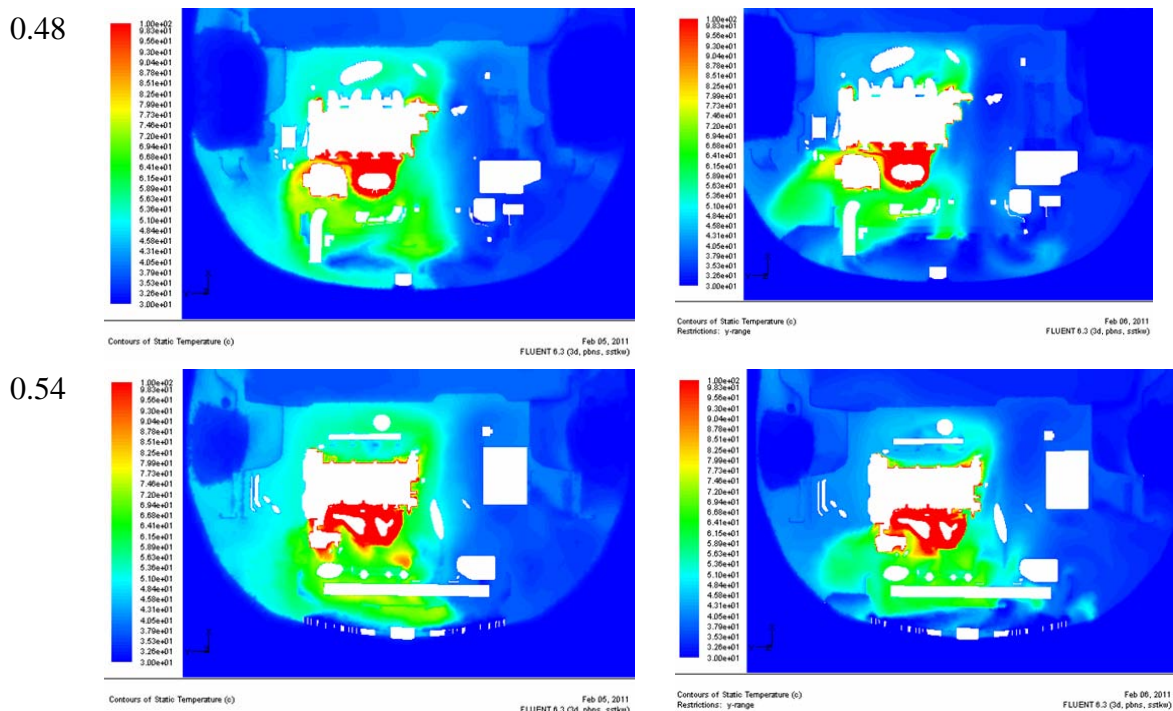


图 4-6 发动机舱内 Z 坐标方向各截面温度分布对比图

Fig.4-6 Comparison of distribution of temperature on cross section Z in the underhood

观察发动机舱内 Z 坐标方向各截面温度分布对比图(图 4-6)可以观察到: 首先, 改型车比原型车的散热器前方的空气温度低。另外, 在这些截面上改型车与原型车相比高温区域的面积也相对有所减小。

因此可以得出结论, 经过在原型车上添加阻风板 1、阻风板 2 和阻风板 3, 原型车在怠速工况下的冷却空气循环加热问题得到了明显地抑制, 发动机舱内高温区域的面积明显地缩小。也就是说优化方案在怠速工况下起到了明显的作用。

4.2.2 巡航工况计算结果分析

应用相同的方法对巡航工况(90Km/h)下改型车的三维流场和温度场分布进行了模拟仿真计算。在该工况下改型车的散热状况与原型车基本相同。也就是说, 在 90Km/h 工况下改型车与原型车的散热性能都非常优良。在此, 不再列出改型车 90Km/h 工况下的计算结果。

4.3 本章小结

本章针对原型车存在的发动机舱散热不良的问题提出了四个不同的优化方案。并对第四种优化方案进行了进一步地深入分析。对采用了第四种优化方案的改型车在怠速工况和巡航工况(90Km/h)下发动机舱的散热情况进行了数值模拟计算。并将计算结果与原型车的计算结果进行了对比。得出以下结论：通过添加阻风板能够有效抑制发动机舱后部高温冷却空气回流，阻止其回到散热器前通过冷却风扇重新进入发动机舱循环加热。有利于进气格栅处的温度较低的环境空气顺利进入发动机舱。从而起到改善原型车发动机舱散热性能的效果。

第五章 冷却系统一维瞬态热平衡分析

发动机舱内的一维流动主要发生在发动机水套、膨胀水箱、散热器、空调冷凝器、暖风机以及将这些发热部件连接起来的管路系统里。以上这些系统都是以标准化模块的形式集成在发动机舱内。在不同的机舱环境下,这些系统零部件表面的温度会有所不同。但是由于表面温度的变化范围较窄,对于发动机舱内空气温度分布的影响不大。因此在进行发动机舱内冷却空气的三维温度场模拟分析的时候忽略了一维冷却流动对三维流动的影响。

在机舱内冷却空气三维流动分布符合散热要求的情况下,需要对这些标准化冷却模块应用于特定的机舱布置环境下的散热性能进行验证。验证的方法是考察各零部件关键节点处的温度值是否在规定的范围内。如果关键节点(如发动机冷却水进出口)处的温度值在规定范围内则认为散热性能良好。如果机舱内的零部件布置方式导致冷却空气三维流动都无法满足散热需求,那么也就无需进一步讨论冷却系统内的冷却液、冷媒等的一维流动的冷却效果。

鉴于前两章的工作,改型车发动机舱的散热性能得到了有效的提高。在机舱内三维流场与温度场已经得到优化的基础上,需要进一步分析确认机舱内冷却系统各关键节点的温度值是否在规定的范围内。因此,本章通过 Flowmaster 软件对机舱内冷却系统建立一维仿真模型,并进行了瞬态热平衡模拟计算。

5.1 Flowmaster 软件介绍

Flowmaster 是一款著名的热流体系统仿真分析软件,以其高效的计算效率,精确的求解能力、便捷快速的建模方式而被许多研究院所采用。Flowmaster 是专为流体系统开发设计的仿真工具,可以对水/液系统、油、气(空气、氧气、二氧化碳、氢气等)系统,等进行精确的压力、流量、流速、温度分析。

Flowmaster 建立了完备的元件库。工程师可以从元件库中选择建立流体系统模型需要的所有标准元件。在 Flowmaster 的两种元件库中,总共有近 40 类元件族,300 多种元件,几乎涵盖了目前流体系统需要的所有的标准元件。比如,在泵元件族中,就有齿轮泵、活塞泵、叶片泵、轴向泵、径向泵、混合泵、航空专用的射流泵等,在

换向阀元件族中，有两位两通，两位三通等多种元件。用户只需要根据自己的系统物理模型来选择需要的元件即可。此外，Flowmaster V7 汽车工业版本更是针对汽车行业用户开发了大量汽车行业专用部件，如：发动机、涡轮增压器、排气阀、油泵、节温器等，同时针对空调系统在车辆工程中的应用专门开发了空调系统元件家族，提供空调系统建模，如压缩机、冷凝器、蒸发器、储液罐、各种热膨胀阀及专用的空调系统管道等空调专用元件。这些元件模型能够模拟系统中的气液相变，并能够模拟湿度在空调系统中的变化。

Flowmaster 中的元件模型主要是基于压力—流量关系，因此对系统压力分布、流量分布及元件流阻、流量及流速进行精确的计算是软件的基本功能。用户对元件进行建模时只需要输入能够反映元件流阻特性的数据就可以了。作为一个开放的仿真平台，Flowmaster 允许用户对元件进行几何参数建模、实验数据建模或直接利用 Flowmaster 的实验数据库进行直接建模。

对于由多个元件组成的流体系统，Flowmaster 的解算器利用迭代求解系数矩阵的方式计算出系统的节点压力，然后根据元件的流阻特性及流量守恒的原理得到主干和分支的流量，进而得到流速、雷诺数、马赫数等参数。对于热流体系统，Flowmaster 将动量方程、连续性方程和能量方程同时进行耦合求解，根据系统自带或用户输入的元件热性能参数，考虑元件与流体介质及环境的传导换热、对流换热及辐射换热，同时还考虑温度对流体介质(如润滑油、燃油、空气等)的动力学粘度、定压比热、密度和热膨胀速率的影响，通过反复迭代得到热流体系统的温度分布，并给出元件的实际换热量、热阻、换热效率及努谢尔数等参数。

5.2 发动机冷却系统概述

5.2.1 发动机冷却系统的作用

发动机工作时，由于气缸内混合气燃烧而释放出大量的热量，其中约三分之一的热量通过与高温燃气接触的零件传给冷却系统。传入冷却系统的热量，最终由冷却介质传递给大气环境。柴油机工作时气缸内的瞬时最高温度可达到 1500~2000℃，而汽油机则可达到 2000~2500℃。除机械负荷产生的应力之外，热负荷也会在零件内引起相应的热应力。因而活塞、气门、气缸壁、气缸盖等与高温燃气接触的零部件要同时承受很大的机械负荷和热负荷。零部件由于受到强烈的加热而温度升高，若不及时散

去热量,则会造成发动机过热。过热会破坏零件正常的配合间隙,会使运动部件之间的润滑油变质或焦化,加剧运动零件的摩擦和磨损,严重的时候甚至卡死变形破坏;过热还会使进入气缸的气体由于受热,比热容增大,充气效率降低,内燃机功率下降;如果是汽油机,高温可燃混合气常会产生早燃或爆燃,导致发动机工作不正常;过热还会导致发动机的使用寿命和工作可靠性下降,动力性和经济性变差,因此必须对发动机加以适当冷却^[36]。

另一方面,过度地冷却同样会造成不良的后果。过度冷却会使大量的热量被冷却介质带走,从而造成发动机的输出功率减小以及油耗增加;过冷还会使汽油机混合气形成不良,柴油机工作粗暴,碳氢化合物排放增加;润滑油粘度变大,运动部件之间的磨损加剧,尤其是气缸的磨损会成倍增加。因此对发动机的冷却要适度。

5.2.2 发动机冷却系统的分类

发动机的冷却系统按照传热介质来分类可以分为:以水为传热介质的水冷型冷却系统;以空气为传热介质的风冷型冷却系统;以油(如机油等)为传热介质的油冷型冷却系统。现代汽车发动机,尤其是轿车发动机普遍采用的是水冷型的冷却系统。

目前水冷发动机的冷却系统可以分为蒸发冷却和强制循环冷却两种。蒸发冷却系统利用冷却液的自然对流实现冷却液的循环,从而实现了对发动机工作温度的调节。蒸发冷却系统不易保证发动机有足够的冷却强度。强制冷却系统则利用水泵迫使冷却液在冷却系统中循环流动,通过冷却液将发动机内燃烧产生的热量均匀地吸收并传递到散热器,利用环境空气将热量带走。这种冷却系统工作可靠,可以保证发动机有足够的冷却强度。因此现代汽车特别是轿车基本上都是使用强制循环冷却系统。

强制循环冷却系统可以分为开式系统和闭式系统两类。强制循环冷却系统的散热器加水口往往用散热器盖加以密封从而防止冷却液泄漏。发动机工作时,由于温度升高冷却液会形成蒸汽。如果冷却系统中蒸汽压力升高异常的时候可能导致散热器破裂和冷却液泄漏。因此,加水口处需要设置排气通道。如果冷却系统一直与大气相通,则称为开式冷却系统。而闭式冷却系统则具有装了自动阀门的散热器盖。发动机正常工作时阀门关闭,冷却系统与大气环境相隔离,可以防止蒸汽逸出。当冷却系统内压力异常时,自动阀门将开启,冷却系统与大气连通,保证系统安全工作。并且闭式冷却系统由于压力高,冷却液的沸点也会相应升高。这样可以增加冷却液与环境大气的换热温差,有利于提高散热效率。目前汽车和工程机械大多采用这种形式的闭式强制冷却系统。

汽车发动机的“水冷”循环分为大循环和小循环。大循环的回路是：冷却液在水泵的驱动下，从节温器流出，进入散热器中。从进气格栅进来的冷却空气穿过散热器，与冷却液交换热量。温度降低后的冷却液从散热器底部流出，进入热交换器，在热交换器中与变速箱流出的液压油发生热交换，使其温度降低，最后再回到发动机中，进入冷却水套吸收缸体的热量后从节温器流出，完成大循环。小循环回路：当冷却液温度低于某一定值时，节温器就会关闭。此时，冷却液不进入散热器，而是直接从冷却水套通过小循环管路进入热交换器，与液压油进行热量交换，再重新回到冷却水套 [37]。

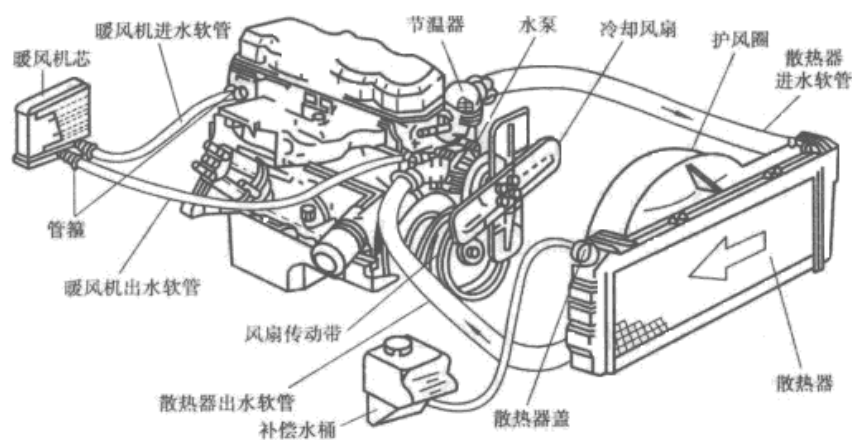


图 5-1 发动机水泵循环冷却系统结构图

Fig.5-1 Composition of pump circulation cooling system of engine

5.2.3 冷却系统的零部件介绍

强制冷却系统的组成主要包括散热器、节温器、水泵、补偿水箱、冷却风扇、发动机冷却水套以及附加装置等 [38]。

1、散热器

散热器是一个热交换器。发动机水冷系统中的散热器由进水室、出水室及散热器芯三部分构成。冷却液在散热器芯内流动，空气在散热器芯外通过。热的冷却液由于向空气散热而变冷，冷空气则因为吸收冷却液散出的热量而升温。

现代汽车发动机大多会在散热器加液口上盖上一个紧密的散热器盖，使水冷系统成为封闭系统。通常这种水冷系统称为闭式水冷系统。其优点为：(1)闭式水冷系统可使系统内的压力提高 98~196kPa，冷却液的沸点相应的提高到 120℃。从而扩大了散热器与周围空气的温差，提高了散热器的换热效率。由于散热器散热能力的增强，

可以相应的减小散热器的尺寸。(2)闭式水冷系统可以减少冷却液外溢及蒸发损失。

散热器盖可以起到密封水冷系统并调节系统工作压力的作用。当发动机工作时，冷却液的温度升高。由于冷却液容积膨胀使冷却系统内的压力也相应的升高。当压力超过预定值时，散热器盖上的压力阀开启，一部分冷却液经溢流管流入补偿水箱，以防止冷却液胀裂散热器。当发动机停机后，冷却液的温度下降，冷却系的压力也随之降低。当压力降到大气压以下时，真空阀开启，补偿水箱中的部分冷却液流回到散热器，避免散热器被大气压压坏。



图 5-2 散热器结构图

Fig.5-2 Components of heat Exchanger

2、节温器

节温器的作用是根据冷却水温度的高低自动调节进入散热器的水量，以调节冷却系统的散热能力，保证发动机在合适的温度范围内工作。目前使用的节温器主要为腊式节温器，当冷却温度低于规定值时，节温器感温体内的精致石蜡呈固态，节温器阀门在弹簧的作用下关闭发动机与散热器之间的通道，冷却液经水泵返回发动机，进行发动机内小循环。当冷却液温度达到规定值后，石蜡开始融化逐渐变为液体，体积随之增大并压迫橡胶管使其收缩。在橡胶管收缩的同时对推杆施加向上的推力，推杆对阀门有向下的反向推力使阀门开启。这时冷却液经由散热器和节温器阀门，再经水泵流回发动机，进行大循环。

节温器必须保持良好的技术状态，否则会严重影响发动机的正常工作。如节温器主阀门开启过迟，就会引起发动机过热。当发动机的工作温度过高的时候，发动机中的冷却水就会达到沸点进而沸腾，这种现象就是平常所说的“开锅”。这种情况下发动机将无法正常运转，会减少发动机的寿命。主阀门开启过早，就会造成发动机汽缸内的燃油混合物雾化不良，在启动(尤其是冷启动)的时候会造成热车时间延长，在极端的情况下甚至永远无法达到正常的工作温度。这不仅对发动机会造成损害，甚至会危及到行车安全。



图 5-3 蜡式节温器示意图

Fig.5-3 Schematic diagram of pellet type thermostat

3、水泵

水泵的作用是对冷却液加压，保证其在冷却系中循环流动。汽车发动机广泛采用离心式水泵。当水泵叶轮旋转时，水泵中的冷却液被叶轮带动一起旋转，并在离心力的作用下被甩向水泵壳体的边缘，同时产生一定的压力，然后从水管流出。在叶轮的旋转中心处由于冷却液被甩出而压力下降，散热器中的冷却液在水泵进口与叶轮中心的压差作用下经进水管流入叶轮中心。叶轮由铸铁或塑料制造。叶轮上通常有 6~8 个径向直叶片或后弯叶片。水泵壳体由铸铁或铸铝制造。进出水管与水泵壳体铸成一体。

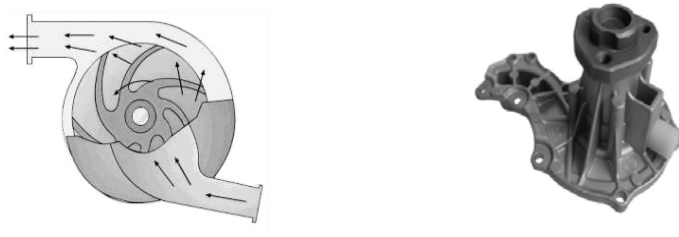


图 5-4 水泵示意图

Fig.5-4 Schematic diagram of water pump

4、补偿水箱

当冷却液膨胀时，部分冷却液流入补偿水箱。当冷却液降温时，冷却液又重新流回散热器。补偿水箱的液面有时升高有时降低，而散热器却总是为冷却液所充满。

5、冷却风扇

冷却风扇置于散热器后方。风扇旋转时吸进空气使其通过散热器，增强散热器的散热能力。风扇的风量主要与风扇直径、转速、叶片形状、叶片安装角度及叶片数有关。

5.3 汽车空调系统

为了保证汽车车厢的舒适度，汽车上通常装有空调、水暖系统。它们是各自独立的两套系统，但在车厢内部共用一套鼓风装置。空调系统在车外的部分主要由压缩泵、冷凝器和一些管道组成。冷凝器一般装在汽车的最前端，它会加热流经自己的空气，从而影响散热器冷却空气的入口温度。对水暖系统来说，如果水暖系统开启，将会有一部分冷却液从发动机冷却液出口端通过车厢内的暖风系统直接流到发动机冷却液进口端而不经散热器。这部分冷却液将热量带到车厢内。这种水暖系统改变了冷却液的散热途径从而对冷却系统产生影响。由于本车怠速工况与巡航工况下的环境温度为 35°C ，模拟的是夏天的工况，所以不需要开启水暖系统(暖风机)，但是需要开启制冷空调^[39]。

5.4 计算模型

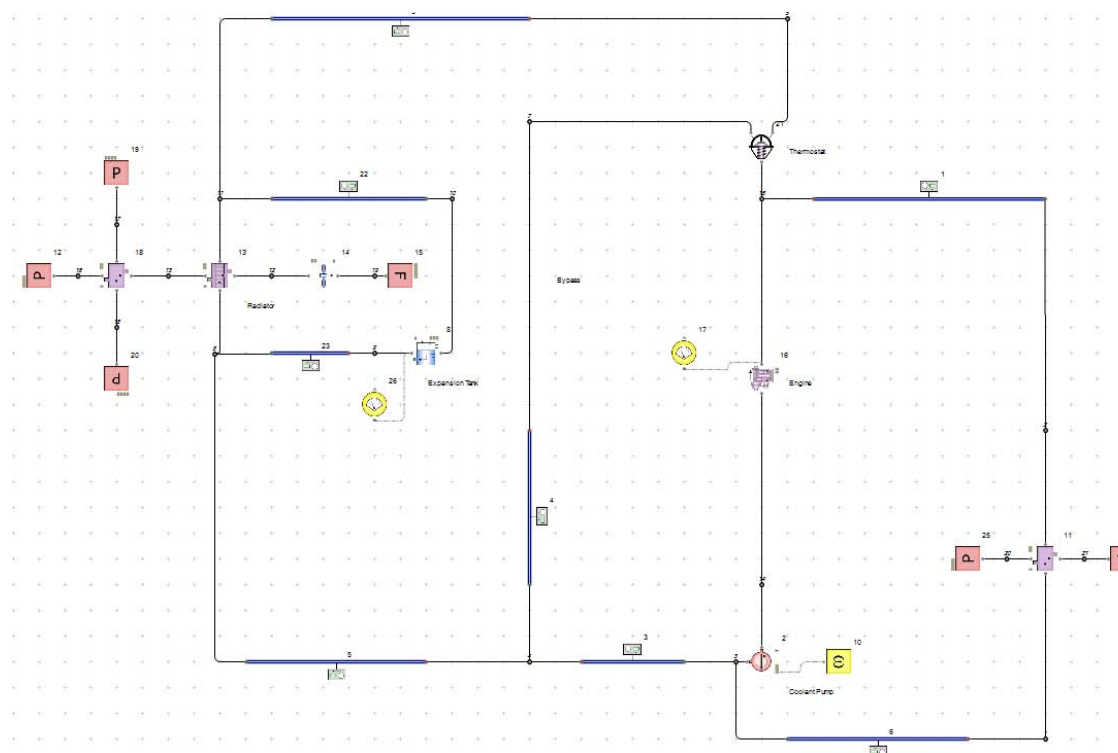


图 5-5 仿真模型


Fig.5-5 Model of simulation


根据改型车发动机舱内布置的发动机冷却系统和空调系统的实际情况，选择相应

的模型元件，按照真实系统的连接方式与冷却介质的流向在 Flowmaster 软件里建立了图 5-5 所示的一维瞬态热平衡分析仿真模型^[40]。

5.4.1 模型说明

在图 5-5 所示的 Flowmaster 一维流体网络模型中，各符号的意义为：


 为流量源。图中的两个流量源分别为通过散热器的空气流量与通过暖风机的空气流量。


 为压力源。图中冷凝器周围有 3 个压力源，分别是：冷凝器正对来流空气的那一侧的空气压力，这里取大气压；汽车空调冷媒流入散热器入口的压力；冷媒流出散热器出口的压力。暖风机周围的压力源为暖风机空气入口的压力，这里取大气压。

 为冷却风扇元件，元件参数取自零部件供应商提供的实验数据。

 为换热器元件，元件参数取自零部件供应商提供的实验数据。

 为膨胀水箱元件，元件参数取自零部件供应商提供的实验数据。

 为发动机元件，元件参数取自零部件供应商提供的实验数据。

 为水泵元件，元件参数取自零部件供应商提供的实验数据。

 为节温器元件，元件参数取自零部件供应商提供的实验数据。

5.4.2 边界条件

(1) 系统参数

根据发动机的实际情况选择 Glycol/Water (50/50)型的冷却液；环境温度取为 35℃；环境压力为一个大气压。本次一维仿真是包含热交换物理模型的瞬态仿真，选取的时间步为 0.5s，瞬态计算的总时间为 3100s，也就是模拟发动机在指定工况下工作 3100s 后机舱内的冷却网络中的冷却介质最终的热平衡状态。

在三维模拟计算中使用的环境温度为 30℃，在进行一维冷却计算的时候按照汽车公司的相关要求以及工程经验将环境温度进行相应的提高，这里取 35℃。

(2) 元件参数

在 Flowmaster 软件中有各种类型的热元件模块，因此在进行模拟仿真计算的时候需要合理地选用软件所提供的元件模块，并按照实际情况对所选用的元件进行合理的参数设置。所使用的元件参数均为零部件供应商所提供的通过实验测得的数据。本次模拟所涉及到的元件主要有水泵、发动机、节温器、散热器、冷凝器、暖风机以及风扇。下面将详细说明这些元件的实际参数：

A 水泵

本次模拟计算所需要使用的水泵参数为额定流量和水泵的特性曲线。机舱内实际使用的发动机上的水泵在怠速工况下的额定流量为 $2.5 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ ，该型水泵的实测流量压头曲线如图 5-6 所示：

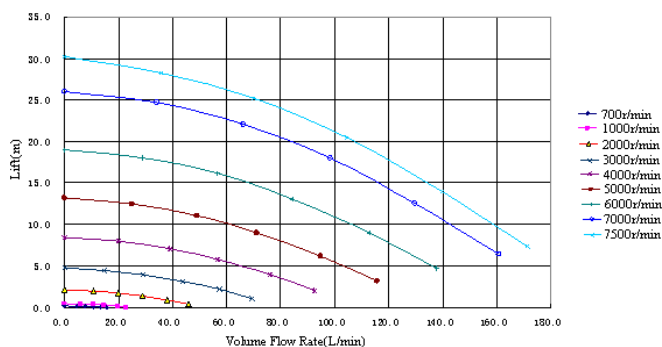


图 5-6 水泵特性曲线

Fig.5-6 Pump characteristic curve

B 发动机

本次仿真计算根据发动机在怠速工况下的实际情况对发动机元件模块进行了参数设置。发动机的材料为铸铁和铝；发动机的质量为 123kg；发动机的初始温度为 35°C ；该型发动机的水套面积为 0.407m^2 ；怠速工况下该发动机的热流量为 48 kW。

C 节温器

节温器是控制发动机冷却循环的重要部件。节温器的升程直接决定了大小循环的开启程度。在本次仿真计算中，根据该型发动机所实际使用的节温器的具体情况进行了参数设置。节温器直径取为 0.018m；节温器的升程曲线如图 5-7 所示：

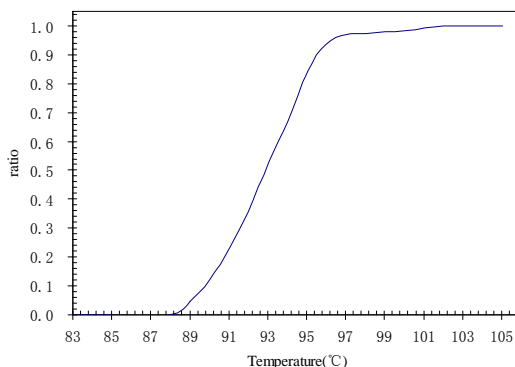


图 5-7 节温器升程曲线

Fig.5-7 Thermostat-lift curve

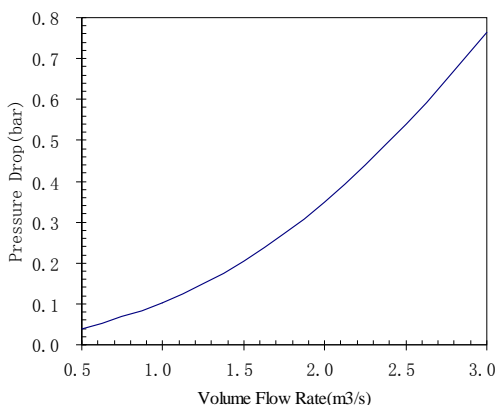


图 5-8 散热器水侧流阻曲线

Fig.5-8 Flow resistance curve of the water side of heat exchanger

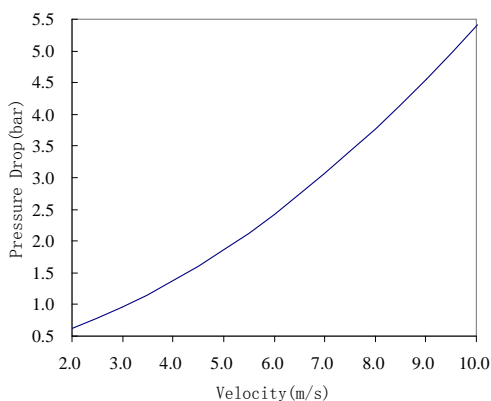


图 5-9 散热器空气侧流阻曲线

Fig.5-9 Flow resistance curve of the air side of heat exchanger

D 散热器

散热器是机舱冷却系统中重要的部件，对冷却效果影响较大。同样根据散热器的实际情况对 Flowmaster 软件中的散热器元件进行参数设置。该型散热器冷却水进口截面积为 0.0008042m^2 ；空气侧迎风面积为 0.2194 。

前两章中对原型车发动机舱内的流场和温度场进行了讨论，得出怠速工况下散热不良的结论。并提出了改进方案，针对其中一种方案进行了三维仿真验算。本次一维仿真计算的目的是研究改型车的冷却的热平衡性能。因此，本次一维仿真中散热器元件中所设置的空气流量数值来源于针对改型车进行三维数值计算的结果中得到的散热器出口空气流量的数值。

此外,对于散热器元件还需要根据汽车零部件供应商提供的实测数据输入散热器水侧流阻曲线和空气侧流阻曲线,如图 5-8 和图 5-9 所示。

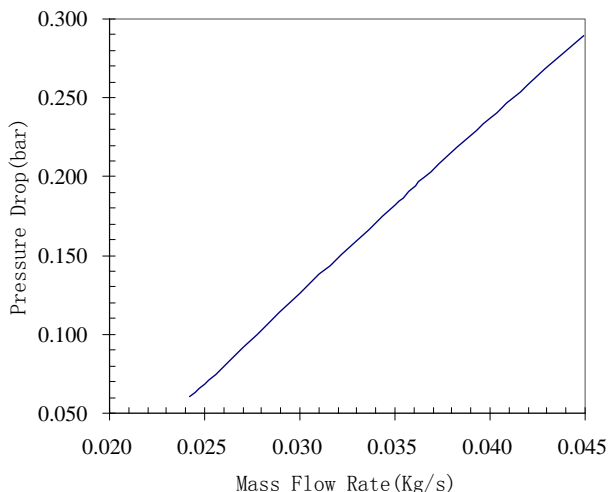


图 5-10 冷凝器液体侧流阻曲线

Fig.5-10 Flow resistance curve of the liquid side of condenser

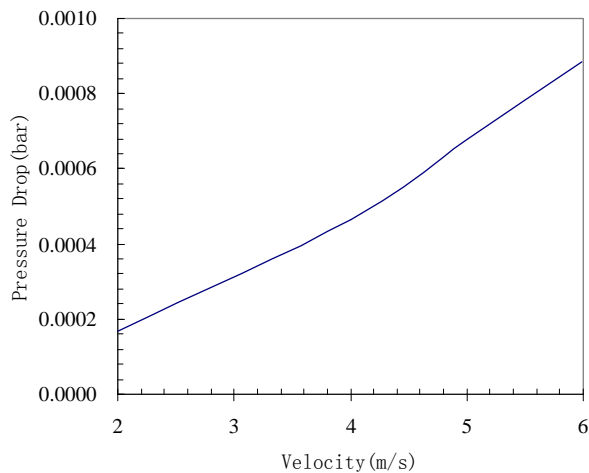


图 5-11 冷凝器空气侧流阻曲线

Fig.5-11 Flow resistance curve of the air side of condenser

E 冷凝器

使用 Flowmaster 软件进行仿真时一般选用热交换元件来模拟汽车空调的冷凝器。根据零部件供应商提供的冷凝器的实测参数对软件中的热交换元件进行了相应地设置^[41]。冷凝器的换热效率设为 0.5; 冷凝液侧进口截面积为 0.0000465m^2 ; 空气侧迎

风面积为 0.205m^2 ；另外还需要输入冷凝液侧流阻曲线与空气侧流阻曲线，如图 5-10、图 5-11 所示。由于冷凝器的在比较窄的参数范围内工作，所以流阻曲线近似直线。

F 暖风机

暖风机以发动机的循环冷却水为热源，通过热交换器将热量从温度较高的循环冷却水传递到温度较低的空气之中，然后这股被加热过的空气在鼓风机的作用下进入汽车乘员舱，提高乘员舱内的温度。因此，在使用 Flowmaster 软件对暖风机进行模拟的时候选用热交换元件来代表暖风机。然后根据该车所使用的暖风机的实际情况对软件中的热交换元件进行了参数设置。冷却水进口截面积为 0.0002m^2 ；水侧流阻系数为 25；另外还需要输入空气侧流阻曲线，如图 5-12 所示：

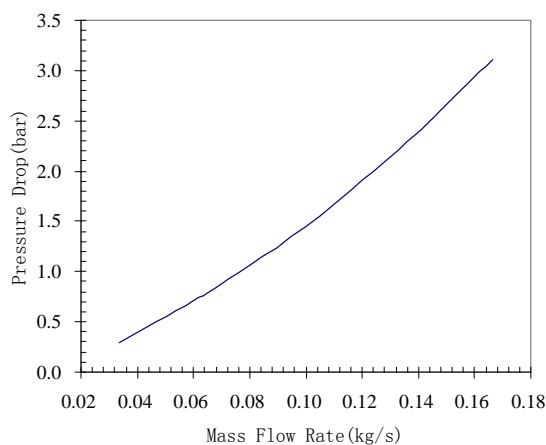


图 5-12 暖风机空气侧流阻曲线

Fig.5-12 Flow resistance curve of the air side of warm-air blower

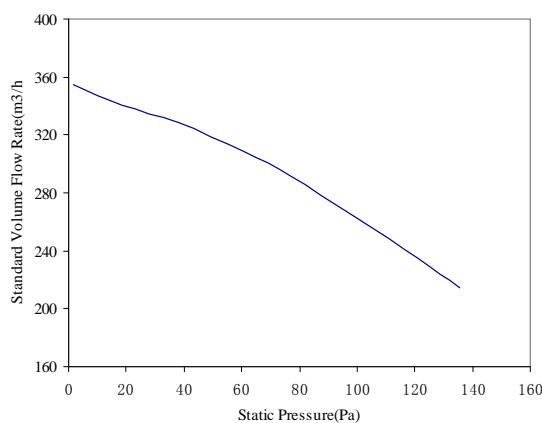


图 5-13 风扇特性曲线

Fig.5-13 Fan characteristic curve

5-14 中可以看出 3100s 时发动机冷却水的出口温度最终平衡在 90.3℃。发动机冷却水出口的温度等同于节温器出口的温度。然后参看节温器升程曲线，可以发现在 90.3℃ 时节温器的升程在 0.1~0.2 之间。也就是说节温器开启了 10%~20%，这时发动机冷却水套中的高温冷却水会通过节温器开启的阀门流入发动机散热器，也就是说大循环已经开启。但是由于节温器只开启了很小一部分，所以相应的大循环也只开启了一部分。

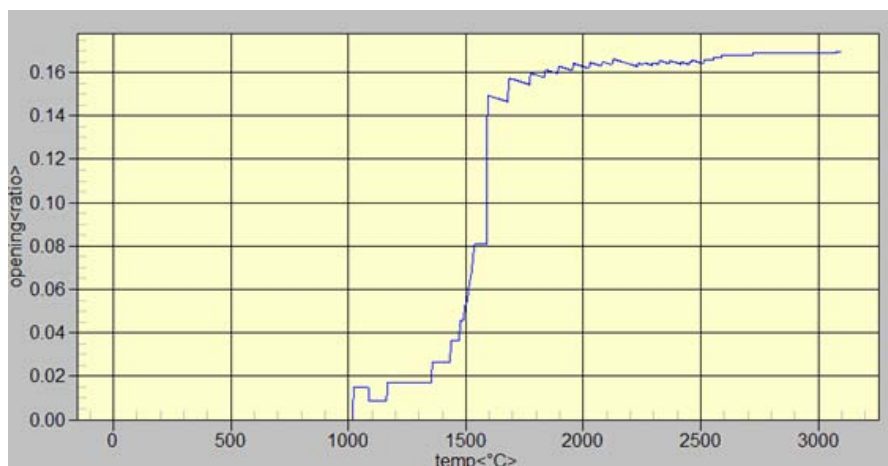


图 5-15 怠速工况下节温器开度曲线

Fig.5-15 Opening curve of thermostat under idling mode

图 5-15 显示的是怠速工况下发动机节温器的开度随时间变化的情况。从图中可以看到在 1000s 之前节温器升程为 0，也就是说 1000s 之前发动机只开启了小循环。1000s 之后节温器阀门开启，发动机冷却水大循环也随之开启。伴随着节温器阀门升程的逐步增大，大循环的开启程度也在增大。在计算时间达到 1800s 时节温器升程约增加到 17% 并保持稳定，此时大循环仍远未完全开启。

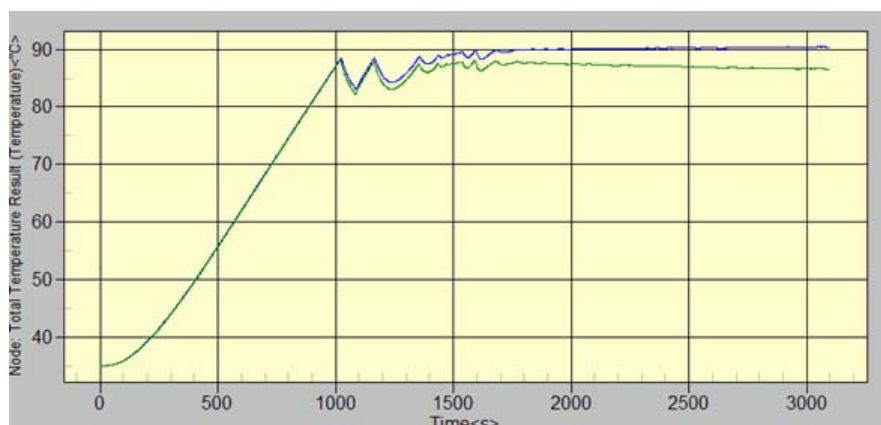


图 5-16 怠速工况下发动机冷却水进出口温度曲线

Fig.5-16 Temperature curve of cooling water at inlet and outlet of the engine under idling mode

图 5-16 显示的是怠速工况下发动机进出口温度随时间变化的曲线。蓝色曲线为发动机冷却水出口处的水温随时间变化的曲线，绿色曲线为发动机冷却水入口处的水温随时间变化的曲线。从图中可以看出 1000s 之前由于小循环在工作，冷却水在发动机出口处的温度随时间逐步增加，在 1000s 之后由于大循环开启，所以水温出现波动，并最终平衡在 90.3°C 。发动机进口处的冷却水温呈现出相同的变化规律。并最终稳定在 86.5°C 。

5.5.2 巡航工况计算结果分析

巡航工况下发动机的功率比怠速工况高，因此散热量也相应的比怠速工况大。通过散热器的流量也需要根据三维计算的结果进行相应的改变。在怠速工况的基础上，根据巡航工况的实际情况对元件参数进行修正之后再次对整个计算模型进行瞬态仿真计算。下面将对冷却系统的平衡温度展开讨论。

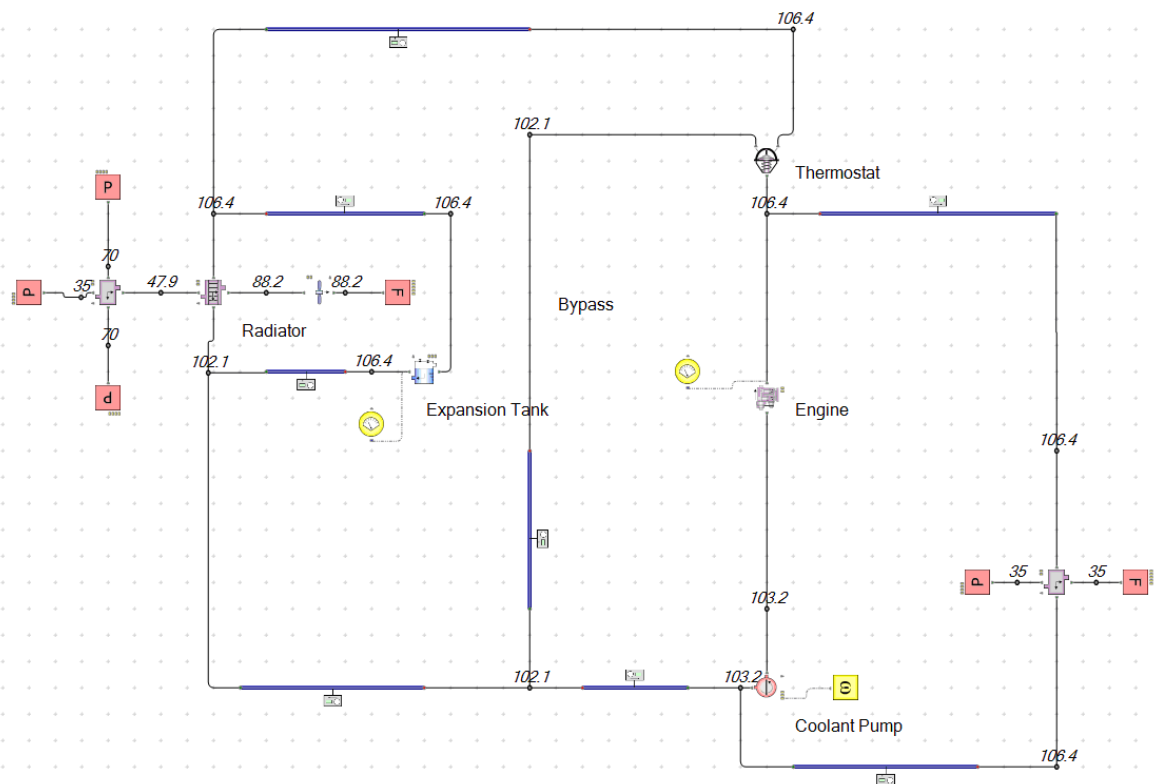


图 5-17 巡航工况 (90Km/h) 下冷却系统的平衡温度

Fig.5-17 Equilibrium temperature of cooling system under cruising mode (90Km/h)

首先对巡航工况(90Km/h)下冷却系统的平衡温度图进行宏观上的分析。发动机进口的水温为 103.2°C ，发动机冷却水出口处的水温为 106.4°C 。散热器的冷却水进口温度为 106.4°C ，散热器的冷却水出口温度为 102.1°C 。然后可以沿着冷却水流动的方向进行观察，发现小循环各节点水温基本保持一致。暖风机前后的水温也保持一致。这

是因为在 35°C 的情况下不需要开启暖风机，并且暖风机本身就相当于一个散热器。为了模拟比真实工况更为恶劣的情况，在仿真试验中有意地不开启暖风机。

然后参看节温器升程曲线(图 5-7)，可以发现在 106.4°C 时节温器的升程达到最大值，这时发动机冷却水套中的高温冷却水会通过完全开启的节温器阀门流入发动机散热器。由于该车使用 Glycol/Water (50/50) 型的冷却液，在闭式冷却循环下沸点温度高于 108°C 。因此发动机冷却系统仍能正常工作，可以保持发动机在的稳定运行。根据计算结果可以得出结论：改型车在巡航工况(90Km/h)下冷却系统散热效果良好。



图 5-18 90Km/h 工况下节温器开度曲线

Fig.5-18 Opening curve of thermostat under cruising mode

5.6 本章小结

本章利用 Flowmaster 软件，根据实际情况设置了计算边界条件，并对怠速工况和巡航工况进行了 3100s 的瞬态热平衡仿真计算。通过分析计算结果，得出以下结论：

- (1) 怠速工况下 1000s 之前发动机只开启小循环足以满足散热需求。在 1800s 左右发动机冷却水出口温度开始稳定在 90.3°C ，此时节温器阀门开启约 17%。也就是说发动机大循环仅开启一小部分足以满足冷却需求。
- (2) 巡航工况(90Km/h)下发动机冷却水进出口温度分别平衡在 103.2°C 和 106.4°C ，冷却水不会沸腾。

因此，总的来说改型车的发动机舱内的一维热平衡性能良好，能够满足冷却需求。

第六章 总结与展望

6.1 全文总结

以某著名汽车公司开发的新型乘用车为研究背景,对其进行了三维和一维相结合的仿真模拟,通过分析发动机舱内的流动和温度分布特点对其散热性能进行了研究。本文的主要工作集中在以下几个方面:

- (1) 通过对汽车公司提供的几何文件进行处理建立了原型车的三维几何模型。根据计算精度的要求,基于 Hypermesh 和 Tgrid 软件得到了高质量的计算网格。
- (2) 分别在怠速和巡航工况(90Km/h)下分析了原型车发动机舱内的散热性能,给出了发动机舱内全三维速度与温度分布。
- (3) 并根据计算结果提出了四种优化方案,经过初步分析,添加阻风板的方案经济有效因此建立了相应的改型车模型。对其在相同工况下发动机舱内的散热性能进行了数值模拟,并与原型车的计算结果进行了对比分析。
- (4) 在验证了改型车三维流场与温度场得到了改善的情况下,利用 Flowmaster 软件进一步对发动机舱内的冷却系统进行一维瞬态热平衡仿真。得到了各部件关键节点处的温度值。

通过分析上述计算结果可以得出以下结论:

- (1) 原型车在怠速工况下发动机舱内存在严重的冷却空气回流导致的循环加热的现象,对机舱散热性能构成极为不利的影响。需要进行相应的优化。
- (2) 原型车 90Km/h 巡航工况下,冷却空气高速穿过进气格栅,进入冷凝器、散热器和冷却风扇,在发动机舱内高速流过,带走发热部件产生的热量后从车底流入大气环境。没有回流现象存在。该工况下发动机舱内的温度场显示冷却效果良好。
- (3) 通过添加阻风板能够有效抑制发动机舱后部高温冷却空气回流,阻止其回到散热器前通过冷却风扇重新进入发动机舱循环加热。有利于进气格栅处的温度较低的环境空气顺利进入发动机舱。从而起到改善原型车发动机舱散热性能的效果。
- (4) 怠速工况下 1000s 之前发动机只开启小循环足以满足散热需求。在 1800s 左右发

动机冷却水出口温度开始稳定在 90.3°C ，此时节温器阀门开启约 17%。也就是说发动机大循环仅开启一小部分足以满足冷却需求。

- (5) 巡航工况(90Km/h)下发动机冷却水进出口温度分别平衡在 103.2°C 和 106.4°C ，冷却水不会沸腾。
- (6) 怠速工况和巡航工况(90Km/h)下发动机冷却水进出口水温都低于沸点。因此得出改型车发动机舱内一维热平衡效果良好的结论。

综上所述,通过研究表明利用三维流场分析与一维热平衡分析相结合的方法可以对发动机舱散热效果进行直观地分析。有助于找出发动机舱散热方面的潜在问题的原因,并为寻找相应的解决方案提供分析手段。

6.2 研究展望

通过三维流动分析与一维热平衡分析相结合的手段对发动机舱内的散热问题进行了相关的探索,取得了一定的效果。由于客观条件的限制与主观认识水平的制约,研究工作还需要在以下方面进行进一步的完善:

- (1) 受制于计算流体力学理论的发展水平,人们尚未完全了解湍流规律。目前湍流模型都是近似描述某种特定条件下的湍流流动的经验公式,仍没有形成统一的理论,无法给出精确的解析解。因此,发展出能精确描述发动机舱内流动的流体力学模型是准确模拟机舱内的真实流动的理论基础。
- (2) 受到计算机处理速度与存储容量的限制,必须对原始几何模型进行适当地简化。同时对于流动变化较小的区域划分的网格比较稀疏,不能精确反映空间中每一点的物理参数。避免几何建模与网格划分的近似处理所造成的影响是下一步需要研究的内容。
- (3) 在进行发动机舱内各部件的热边界条件设置的时候,只是大致将零部件分成了发热部件与非发热部件两类。对于发热部件没有充分考虑它们的不同材质对热传导和热辐射的影响。虽然使用了零部件供应商提供的实测值来设置发动机舱内的零部件的物理参数,但是由于实验环境与发动机舱内的真实使用环境存在误差。所以避免物理性质方面的近似设置对计算结果的影响是下一步需要完善的工作。
- (4) 忽略了三维模拟计算结果中的流场与温度场对一维仿真计算中的零部件散热性能的影响。发展完全耦合的三维与一维相结合的研究方法是下一步需要完善的工作。

参 考 文 献

- [1] 袁侠义.汽车发动机舱热管理研究与改进[硕士论文].长沙:湖南大学.2010.
- [2] 王小明.汽车发动机舱内流的模拟研究.[硕士论文].南京:南京航空航天大学.2008.
- [3] 战永胜.从汽车自燃谈汽车的维护与保养[J].汽车维修,2004(10):49.
- [4] 刘传超.卡车外流及发动机舱内流计算与散热研究.[硕士论文].西安:西北工业大学.2006.
- [5] Laurent Dumas. CFD-based Optimization for Automotive Aerodynamics[M]. Berlin: Springer, 2008:191-215.
- [6] 傅立敏.汽车空气动力学[M].北京:机械工业出版社.2006:79-90.
- [7] 王玮.纳米流体在发动机散热系统中的应用研究.[硕士论文].上海:上海交通大学.2009.
- [8] 谭建勋.工程机械热管理系统实验平台的开发.[硕士论文].杭州:浙江大学.2005.
- [9] 倪飞.某 SRV 发动机舱盖的有限元分析及结构优化.[硕士论文].合肥:合肥工业大学.2008.
- [10] 龚旭,谷正气,李振磊,姜乐华,贾新建,宋昕.侧风状态下轿车气动特性数值模拟方法的研究[J].汽车工程,2010,52(1):13-16.
- [11] 罗荣锋,谷正气.侧风对大桥上行驶车辆稳定性影响的计算机仿真[J].计算机仿真,2005,22(1).
- [12] 汪怡平,谷正气,李伟平,向宇,张洪涛.汽车气动噪声数值计算分析[J].汽车工程,2009,31(4):385-388.
- [13] 谷正气,肖朕毅,莫志姣.汽车风振噪声的 CFD 仿真研究现状[J].噪声与振动控制,2007,27(4):65-68.
- [14] 邓峰,谷正气,杨易,胡杰桦.汽车前风窗玻璃除霜除雾数值模拟分析和研究[J].汽车工程,2009,31(2).
- [15] 汪怡平,谷正气,杨雪,李伟平,林肖辉,芦克龙.汽车空调出风管道气动噪声分析与控制[J].2010,37(3):24-28.
- [16] Z. Yang, J. Bozeman, F.Z. Shen, CFD for Flow Rate and Air Re-Circulation at Vehicle Idle Conditions, General Motors Corporation, SAE Paper 2004-01-0053, 2004.
- [17] A. Jerhamre, A. Jönson, Development and Validation of Coolant Temperature and Cooling Air Flow CFD Simulations at Volvo Cars, Volvo Car Corporation, SAE Paper 2004-01-0051, 2004.
- [18] T. Hormann, B. Lechner, W. Puntigam, T. Moshhammer, R. Aimbauer, Numerical and Experimental Investigation of Flow and Temperature Fields Around Automotive Cooling Systems, SAE Paper

- 2005-01-2006, 2005.
- [19] M. Khaled, B. Garnier, F. Harambat, H. Peerhossaini, A new method for simultaneous measurement of convective and radiative heat flux in car underhood applications, Measurement Science and Technology Journal, in press.
- [20] David Pointer, Tanju Sofu, Jimmy Chang, and David Weber. Lecture Notes in Applied and Computational Mechanics[M]. Berlin Heidelberg, Springer,2009:349-361.
- [21] E.P. Weidmann, J. Widemann, T. Binner, H. Reister, Underhood Temperature Analysis in Case of Natural Convection, SAE Paper 2005-01-2045, 2005.
- [22] F. Fortunato, F. Damiano, L. P. Matteo Oliva. Underhood cooling simulation for development of new vehicles, SAE Paper 2005-01-2046; 2005.
- [23] K.B.KIM, K.W.CHOI, K.H.LEE and K.S.LEE. Active Coolant Control Strategies in Automotive Engines[J]. International Journal of Automotive Technology,2010,11(6):767-772.
- [24] 齐斌,倪计民,顾宁,仲韵.发动机热管理系统试验和仿真研究[J].车用发动机,2008,(4):40-43.
- [25] 赵新明. 发动机舱内温度场的可视化分析及改善措施 [J]. 中国机械工程,2004,15(14):1306-1308.
- [26] 唐因放.发动机舱散热的 CFD 研究[J].北京汽车.2009(4):1-4.
- [27] 袁侠义,谷正气,杨易,袁志群,姜乐华,苏伟.汽车发动机舱散热的数值仿真研究[J]. 汽车工程,2009,31(9):843-847.
- [28] 陶文铨.数值传热学(第二版) [M].西安:西安交通大学出版社,2001.
- [29] FLUENT 6.2 User's GUIDE 2005.1 .
- [30] 王福军.计算流体力学分析-CFD 软件原理与应用[M].北京:清华大学出版社,2004.
- [31] 蒋光福. 汽车发动机舱散热特性研究.[硕士论文].武汉:华中科技大学.2005.
- [32] S. Kini, R. Thoms. Multi-domain meshes for automobile underhood applications, SAE Paper 2009-01-1149.
- [33] N. Francois. Using CFD for heat exchanger development and thermal management, Valeo Engine Cooling, European Automotive CFD Conference EACC, Frankfurt, Germany; June 29-30 2005.
- [34] Yohan Jung, Jehyun Baek. A numerical study on the unsteady flow behavior and the performance of an automotive sirocco fan[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2008, 22(10):1889-1895.
- [35] 赵永坡,刘鹏,刘二宝.发动机舱过热的仿真分析[J].汽车工程师,2009(9):30-32.
- [36] 周龙保.发动机学[M].北京:机械工业出版社.1999.
- [37] John B. Heywood. Internal combustion engine fundamental[M].MC Graw-Hill book

company,1988,668-746.

[38] 何世涛.识别汽车发动机总成与零部件[M].重庆:重庆大学出版社.2008.

[39] 夏云铎.汽车空调[M].沈阳:辽宁科学技术出版社.2002.

[40] 李佑长.四缸柴油机缸盖传热研究[博士论文].武汉:武汉理工大学,2007.

[41] 车用空调系统性能仿真与试验研究[J].车辆与动力技术,2009,(1):25-29.

致 谢

论文完成之际，回顾硕士阶段的求学历程，感慨自己的成长离不开众多老师、同学、朋友的指导和帮助，也离不开亲人的关心和支持。

首先，感谢我的导师王玉璋老师。导师带我走进了一个更为广阔的科学领域，毫不吝惜地将他渊博的知识传授于我。王老师不仅是传授我科学知识的导师，同时也是教授我人生观、价值观的良师益友。导师谦和、宽容的人格魅力深深地让我折服。在此，感谢恩师两年多以来对我学习和生活上无微不至的关心与帮助。导师的谆谆教诲和无私关怀让我永远铭记在心。

其次，感谢曾经教授过我、帮助过我的每一位老师。是他们无私地教授给我专业知识，使我打下了良好的知识基础。他们诲人不倦、尽心尽力的治学态度在我心中打下深深的烙印，令我终生难忘。

在实验室工作期间，我也得到惠宇师兄、于建国师兄的无私指导和热情帮助，在此向两位师兄表示衷心的感谢。另外还要感谢许丽、戴伟、刘华峰等同学，与他们的探讨和交流让我的研究生生活变得更加丰富和充实。

最后感谢我的父母，他们在生活和学习上一直支持我走到今天，我要对他们的养育之情表达敬意。

攻读硕士学位期间已发表或录用的论文

- [1] 张坤,王玉璋,杨小玉. 应用 CFD 方法改善某车型发动机舱散热性能.汽车工程, 2010. (已录用)
- [2] 惠宇,张坤,王玉璋,翁史烈. 新型加压填料饱和器及其关键结构研究.燃气轮机技术.2009,22(4):4-8. (已发表)
- [3] 刘玉洁,张坤,郑景浩,王玉璋.法洛四联症根治术后左肺动脉狭窄影响机理的数值分析.医用生物力学.2010,25(5):338-343.(EI 收录号 20104913466405) (已发表)

上海交通大学

学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

学位论文作者签名：张坤

日期：2011年2月22日

上海交通大学 学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权上海交通大学可以将本学位论文的全部或部分内 容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

保密 ，在___年解密后适用本授权书。
本学位论文属于
不保密 。

(请在以上方框内打“√”)

学位论文作者签名: 张坤

指导教师签名: 王玉璋

日期: 2011年2月22日

日期: 2011年2月22日