



Y2180678

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科研成果。对本文的研究作出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本声明的法律责任由本人承担。

论文作者签名： 袁春霞 日 期： 2012.5.23

关于学位论文使用授权的声明

本人同意学校保留或向国家有关部门或机构送交论文的印刷件和电子版，允许论文被查阅和借阅；本人授权山东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、缩印或其他复制手段保存论文和汇编本学位论文。

(保密论文在解密后应遵守此规定)

论文作者签名： 袁春霞 导师签名： 周伟 日 期： 2012.5.23

目录

摘要.....	I
ABSTRACT.....	III
第 1 章 绪论.....	1
1.1 选题背景.....	1
1.2 热管理的概念及研究内容.....	2
1.3 国内外研究现状.....	3
1.4 本文主要内容.....	6
第 2 章 流动和传热基本理论.....	7
2.1 流动和传热的基本方程组.....	7
2.1.1 连续性方程.....	7
2.1.2 动量守恒方程.....	7
2.1.3 能量守恒方程.....	8
2.2 雷诺时均方程.....	9
2.3 湍流模型及其应用对策.....	10
2.4 数值计算方法.....	11
2.4.1 流动和传热问题控制方程的通用形式.....	11
2.4.2 离散方法.....	11
2.4.3 离散格式.....	12
2.5 数值计算的总体流程.....	12
第 3 章 热管理仿真模型的搭建.....	13
3.1 一维模型的搭建.....	13
3.1.1 换热器.....	13
3.1.2 水泵.....	16
3.1.3 风扇.....	19
3.1.4 发动机.....	20
3.1.5 节温器.....	21
3.1.6 空气侧准三维模拟.....	22

3.2 三维模型的搭建.....	23
3.2.1 散热器.....	23
3.2.2 风扇.....	25
3.2.3 发动机.....	25
3.2.4 车身及底盘.....	25
3.2.5 流场区域的划分.....	26
3.2.6 边界条件.....	26
第 4 章 仿真计算结果.....	29
4.1 一维计算结果.....	29
4.1.1 中冷器计算的结果.....	29
4.1.2 发动机散热器计算的结果.....	30
4.1.3 控制器、电机散热器.....	31
4.1.4 风扇转速、功率、流量.....	32
4.1.5 与 excel 的联合计算	33
4.2 三维计算结果.....	36
4.2.1 混合动力公交车的流场和温度场模拟结果.....	36
4.2.2 混合动力公交车高速行驶时的气阻分布情况.....	41
4.2.3 对发动机舱结构的改进.....	42
4.2.4 车速对冷却模块进气的影响研究.....	45
4.2.5 一、三维耦合计算深入研究.....	47
总结与展望.....	53
参考文献.....	55
致谢.....	59
攻读硕士期间发表的论文.....	61

摘要

车辆热管理是在能源危机出现、汽车排放法规日益严格以及人们对汽车舒适性要求提高的大背景下提出的，也日益成为汽车节能减排、延长使用寿命、保证关键部件运行安全和汽车行驶安全的重要措施。本文以国家科技支撑计划“商用车用并联式混合动力系统开发”项目及校企合作项目“商用车及混合动力公交车动力总成系统的冷却及热管理计算分析”为依托，通过一维、三维耦合计算的方式研究在环境温度 38℃，车辆低档位（II 挡）、全油门长时间处于最大扭矩或最大功率工况时热管理系统的工作情况。

一维计算可确定主要散热部件的几何尺寸、布置方式，并为三维计算提供相关的边界条件。三维计算可获得整车的流场及温度分布，验证热管理系统各部件的流动、传热过程是否合理，ECU 等关键部件的温度是否满足设计要求，同时为一维计算提供实验难以获得的边界条件。原车发动机舱由于结构不合理，在散热器入口处存在热空气回流，产生高温区域，改进结构后温度降低，满足要求。通过研究车速对车辆后端进气的影响，发现当风扇工作时，车速对后端冷却模块进风量影响很小。

针对单独进行一维或三维计算存在的不足提出了相应的改进方法。将三维计算得到的流场压力、速度分布转化为阻力系数矩阵，以自定义曲面的方式赋给一维计算，模拟进口结构和风扇对流动的影响；将一维计算的结果使用 UDF 定义为多孔介质变体积热源，模拟热侧流体进出口温差对换热的影响。通过一、三维的耦合计算提高车辆热管理仿真计算的精度，使仿真结果更加接近实际情况，为热管理系统的设计提供一定的参考和指导。

关键词：发动机舱；热管理；CFD；温度场；耦合

ABSTRACT

Vehicle thermal management was proposed because of energy crisis, increasingly stringent emissions regulations and requirements to improve the automotive comfort. The work relies on the National Science and Technology Support Program, “Development of Commercial Vehicle Parallel Hybrid System” and school-enterprise cooperation projects “Calculation and Thermal Management Analysis of Commercial Vehicles and Hybrid Electric Bus Powertrain”.

In this paper, the performance of thermal management system is studied by 1D-3D coupling calculation in an ambient temperature of 38 °C, when the vehicle works at the maximum power or maximum torque conditions in low range (block II) and full throttle for a long time.

The one-dimensional calculation is used to determine the geometry and arrangement mode of the main cooling components and provide the relevant boundary conditions for the 3D calculation. The 3D calculation could get the engine compartment temperature distribution and the flow field of the vehicle; ensure the flow and the heat transfer process of the thermal management system is reasonable; ensure the temperature of the ECU and other key components meet the design requirements. Three-dimensional calculations could provide the boundary conditions which is difficult to obtain for one-dimensional calculation. Due to the irrational structure of the original vehicle's engine compartment, there is hot air reflow resulting in high-temperature region at the entrance of the radiator. The improved structures reduce the temperature and make it meet the requirements. Vehicle speed has little effect on the wind into the back-end cooling module when the fan is working.

The method of improving the shorting of separate one-dimensional calculations or 3D calculations is studied in this paper. The influence of import structure and fan can be simulated by turning the 3D calculation result of pressure and velocity distribution into the resistance matrix. The influence of import and export's temperature difference on heat transfer can be simulated by defining variable volume

heat source of porous media through UDF. The coupling calculation can improve the accuracy of the vehicle thermal management simulation; make the simulation results closer to the actual situation, which will provide a reference and guidance for the design of the thermal management system.

Key Words: Engine cabin; Thermal management; CFD; Temperature field; Coupling

第1章 绪论

1.1 选题背景

根据《2010 年国内外油气行业发展报告》显示，中国在油气方面的对外依存度逐年上升，2010 年全年石油净进口量 2.53 亿吨，石油对外依存度升至 55%，原油净进口量 2.37 亿吨，原油对外依存度达 54.0%，据统计，2009 年我国车用石油消耗已经占到石油总消耗的三分之一^[1]。虽然替代燃料和电动汽车等正在中国加快发展，但受技术、经济性等制约，预计到 2020 年才能进入规模化发展时期^[2]，随着全球能源危机愈演愈烈，汽车燃油经济性的问题开始受到更广泛和深入的关注。

根据 2011 年《中国机动车污染防治年报》^[3]显示，2010 年，全国机动车排放污染物 5226.8 万吨，其中汽车排放的 NO_x 和 PM 超过 85%，HC 和 CO 超过 70%。有学者通过对杭州市大气 PM_{2.5} 和 PM₁₀ 污染来源的解析指出机动车尾气对 PM_{2.5} 的贡献率为 21.6%，对 PM₁₀ 的贡献率为 16.9%，分别为各项影响因素的第一、第二位^[4]，机动车污染已经成为大气环境最突出、最紧迫的问题之一。自国Ⅲ、国Ⅳ 排放标准开始在 VI 型试验中增加 -7℃ 环境温度下冷启动后排气 CO 和 HC 排放实验^[5]，对车辆冷启动的要求也进一步提高。

随着人们对汽车内环境污染^[6]研究的深入和对乘坐舒适性要求的提高，对车辆空调系统的要求也越来越高。

车辆热管理是在能源危机出现、汽车排放法规日益严格以及人们对汽车舒适性要求提高的大背景下提出的，也日益成为汽车节能减排、延长使用寿命、保证关键部件运行安全和汽车行驶安全的重要措施。

据统计，“十一五”期间，我国机动车保有量呈快速增长态势，由 1.18 亿辆增加到 1.9 亿辆，平均每年增长 10%。其中，汽车保有量由 3088 万辆增加到 7721.7 万辆，保有量增加了 150%。2011 年，中国汽车产销分别为 1841.89 万和 1850.51 万辆，均居世界首位。

我国虽然是汽车的产销大国，但却不是汽车工业的强国，其根本原因是我们的

在某些关键技术上研发能力的落后，汽车热管理系统作为保证车辆安全运行，实现汽车节能减排，延长使用寿命，提高乘坐舒适性的重要方法，日益成为国内外汽车从业人员的研究重点。

传统的汽车设计过程中，车辆的热管理系统通常采用经验设计、工程评估的方法，在对产品试件进行风洞实验时，由于发动机舱的复杂性及现有实验手段的局限，很难清楚地捕捉到发动机舱内部的流场特性和温度场特性，这种经验加实验的方法会造成产品设计周期延长，成本增加。

随着计算机的发展及计算技术的进步，仿真计算方法日渐成为车辆热管理研究的重要手段，同实验相比，仿真具有可预先研究、无条件限制、信息丰富、成本低、周期短等一些显著特点^[7]。将仿真结果与风洞试验结果相互比对，能够加深对车辆热管理系统流场及温度场的理解，寻找影响热管理系统的关键因素，对热管理系统的设计提供指导，验证可行方案。仿真计算在车辆热管理系统的设计研究中将发挥越来越大的作用。

1.2 热管理的概念及研究内容

车辆热管理是从系统集成和整体角度，统筹热管理系统与热管理对象的关系，采用综合控制和系统管理的方法，将各个系统或部件如冷却系统、润滑系统、空调系统及后处理系统等集成一个有效的热管理系统，控制和优化车辆的热量传递过程，保证各关键部件和系统安全高效运行，完善地管理并合理利用热能，降低废热排放，提高能源利用效率，减少环境污染，如图 1-1 所示为热管理相关系统示意图。

在翻阅文献的过程中，先后出现了发动机冷却系统热管理、发动机热管理和车辆热管理等概念，上述三个系统中，车辆热管理系统涵盖了发动机热管理系统，发动机热管理系统又涵盖了发动机冷却系统^[8]。

车辆热管理的主要研究内容包括热管理对象热特性研究、热管理系统集成以及热能综合利用等；广泛意义上包括对所有车载热源系统进行综合管理与优化，其中车载热源系统包括发动机的冷却系统、润滑系统、进排气系统和发动机机舱空气流动系统以及驾驶室的空调暖风系统等。综合考虑空气侧与车载热源系统之

间热量传递过程，涉及到冷却介质、热交换器、风扇、泵、底盘空气流动、传感器与执行机构、材料与加工、整车空气动力学、安全性、可靠性、环保性及系统建模仿真等方面的研究^[9]。

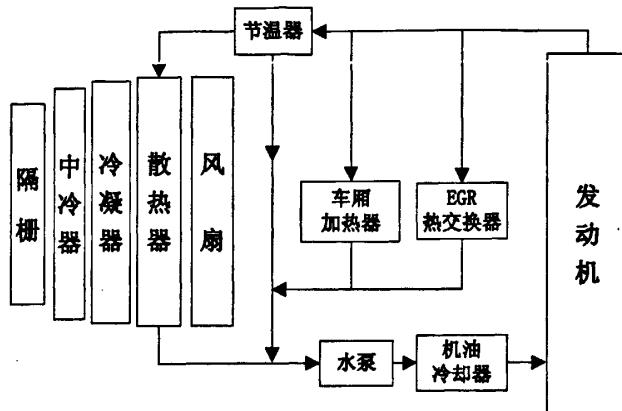


图 1-1 发动机热管理相关系统示意图

1.3 国内外研究现状

发动机热平衡研究是车辆热管理技术的重要组成部分，通过对发动机热平衡的实验或模拟可以获得发动机热系统各部分的热流分布情况，主要包括冷却液热流、机油热流、进、排气热流，为下一步车辆热管理计算提供数据。浙江大学俞小莉教授从发动机热平衡的研究方法、零部件仿真研究现状和整机热平衡仿真研究现状等方面，对国内外有关发动机热平衡研究方法的进展进行较全面的介绍，并指出了今后此课题的研究重点和发展方向^[10]。北京工业大学的刘毅等，提出了一个基于集总参数法的发动机动态热平衡模型，考虑了发动机各部件、系统及环境之间的耦合传热，并对一台单缸柴油机的热平衡及主要部件的温度进行了计算，结果证实该模型可用于发动机热平衡的研究^[11]。

对热管理部件的研究，合肥工业大学的孙军等，探讨了水冷内燃机风扇的优化设计方法，并对某风扇进行了优化设计计算。计算结果表明，优化设计技术可以较明显地改善内燃机风扇性能^[12]。清华大学罗建曦使用自建模型和算法，研究了节温器的布置方式、时间延迟和温度偏移等热特性对发动机热系统动态性能的影响^[13]。英国布里斯托尔大学航天系于 1998 年研制出了一种微型汽车散热器，

体积为普通汽车散热器的 1‰，散热能力却与后者不相上下^[14]。德尔福汽车公司提出了新的中冷器—风扇—散热器布置顺序的冷却模块（CFRM），在相同的运行条件下能显著改善空气侧的温度分布，CFRM 的空气流量较 CRFM 高 16%。但 CFRM 布置怠速时容易引起前端空气回流^[15]。

一维仿真研究方面，同济大学汽车学院齐斌，利用整车热管理仿真软件 KULI 建立了某载重车热管理系统模型，并通过仿真计算分析了采用不同风扇对整车热管理系统的影响。计算结果表明，使用可控风量的风扇能在满足车辆散热要求的同时降低冷却系统的功率消耗。软件仿真可以节省试验费用，提高冷却系统方案分析的效率^[16]。广西玉柴机器股份有限公司工程研究院的周祥军等利用一维热管理软件 Flowmaster 对某商用车进行了整车冷却系统模拟分析及优化，并在整车转毂试验台上进行了试验验证。经实验验证，改进效果明显^[17]。同济大学的梁乐华等，利用一维热管理软件 KULI 研究了车辆热管理仿真模型中的散热器、风扇、冷却水等相关参数，并对各参数进行了灵敏度分析。为冷却系统的设计、优化提供了依据^[18]。同济大学的顾宁等则利用 KULI 软件搭建了某重型柴油机的冷却系统模型，对瞬态工况下冷却液温度以及润滑油温度变化进行了仿真，通过与实验数据对比说明模型可靠^[19]。浙江农林大学工程学院的韦又毓等利用 AMESim 软件建立了某轿车发动机的冷却系统模型，并利用该模型进行了稳态工况的仿真分析，评价各工况的冷却性能，为冷却系统的设计选型提供了依据^[20]。华中科技大学的成晓北使用热管理软件 Flowmaster 分析仿真了某柴油机的整个冷却系统工作循环过程、热平衡状态和冷却系统匹配性能，并依据试验得到的相关结果验证了计算模型，对影响其冷却性能的因素进行详细分析，指出该冷却系统存在的问题，并提出优化改进方案^[21]。

三维仿真计算方面，清华大学的罗建曦，探讨了热管理系统空气侧流速分布、温度分布等流场结构对热管理系统性能的影响机理，并在国内首次将温差场均匀性原则应用于汽车热管理集成研究，提出了控制热管理系统空气侧流场结构的统一性原则^[22]。上汽集团的周建军等利用 Fluent 评估了某轿车的冷却系统，并将分析结果与实验进行了对比，计算结果与实验吻合比较好^[23]。长城汽车的赵永坡等针对某轿车发动机舱过热的问题，采用三维 CFD 模拟的方法，分析了怠速时

发动机舱内空气流动状况,结果显示在散热器、冷凝器及风扇出存在热气回流现象,文章通过设置导流通道的方法成功的解决了这一问题^[24]。华南理工大学的肖国权等使用简化的热管理系统模型,对发动机舱内的流动传热特性进行了数值分析,研究了车辆在怠速、满载爬坡及高速工况时的热环境问题^[25]。上汽集团的陈德玲根据后舱关键部件的热特性以及车用环境,采用有限元方法对一混合动力电动轿车后舱的温度场进行了分析计算。通过试验验证了仿真的正确性,为热管理系统集成和优化提供了依据^[26]。Ken T. Lan 等通过三维计算研究了在自由流动的条件下环境温度、湍流强度和尺度、尾部气流流动、阻塞比、横风对车辆冷却和热保护的影响,计算结果可用于指导实验和设计^[27]。

随着研究的深入,一维计算精度不够,无法获取相关细节;三维仿真设定复杂,耗时长,边界条件难以获取等问题渐渐暴露出来。一维和三维耦合分析渐渐成为热管理仿真分析的研究重点。湘电重型装备股份有限公司的粱小波等分别采用一维、三维和一维 / 三维联合仿真工具,分析了某款新轿车的冷却系统性能,结果显示一维 / 三维联合仿真在汽车热管理分析中的优越性^[28]。上海交通大学的张宝亮等同时建立了三维整车热管理数值模型和发动机及其冷却系统的一维数值模型,通过一维和三维耦合仿真分析,为样机制造前整车热管理的仿真提供了一种有效的方法^[29]。湖南大学的袁侠义应用一维结合三维数值计算的方法,把 Fluent 的计算结果输入 KULI 软件中,计算结果能快速而准确地指导冷却系统参数的选择与判定^[30]。MAGNA 公司的 Christoph Stroh 等结合了 1D 计算速度快而 3D 计算能展现流动细节分析的优势,有效提高了热管理计算的精度^[31]。Norihiko Watanabe 等使用 CFDlink 实现了一维软件 Flowmaster 和三维仿真软件的耦合计算,并通过该方法实现了对某发动机冷却循环的仿真模拟^[32]。

采用多个软件对热管理的各个系统及过程进行联合仿真是当前热管理研究的方向之一。早在 2003 年 SAE 年会上就有 AVL 的工程师提出了采用 BOOST 进行气路循环模拟,用 Flowmaster 模拟发动机冷却液循环和油路循环,用 KULI、TILL 或 SWIFT 进行空气侧流场和舱室模拟,用 FIRE 模拟发动机缸内燃烧和水套的流动和传热,用 ABAQUS 或 NASTRAN 模拟固体结构温度分布。将 CRUISE 置于整个模型的最顶层,实现各软件的数据交换的仿真模型^[33]。AVL 和 MAGNA

的工程师利用 COM、dll 和 CORBA 接口实现了 0D 软件 BOOST、CRUISE, 1D 软件 KULI, 3D 软件 SWIFT 之间的耦合, 实现了车辆热管理系统在稳态、瞬态等各种工况下的模拟, 为将来“虚拟车辆”的实现提供了可能^[34]。清华大学陈涛等联合李斯特技术中心使用 Flowmaster2, AVL BOOST, AVL CRUISE 等商业软件平台, 建立了可用于热管理研究的发动机系统整体热流体分析平台, 并应用该平台对某型增压中冷柴油机的热特性和冷启动特性进行了分析研究^[35]。

试验平台是车辆热管理系统研究和开发的基础设施。文献^[36]采用物理模拟和仿真模拟相结合的方法, 建立了半物理仿真试验平台, 并针对热管理系统与整车的合理集成进行专项技术试验研究。浙江大学谭建勋等开发的工程机械热管理系统实验平台可以实现对冷却系统各参数的实时测量与控制, 完成对试验数据的现场分析、显示^[37]。Clemson 大学建成了专门研究电子控制冷却系统的试验平台, 并根据研究结果提出了一套非线性控制策略, 经过实验与仿真验证, 可以有效的提高冷却系统的性能^[38]。

1.4 本文主要内容

本文以国家科技支撑计划“商用车用并联式混合动力系统开发”项目及校企合作项目“商用车及混合动力公交车动力系统总成的冷却及热管理计算分析”为依托, 通过一维、三维耦合计算的方式研究在环境温度 38℃, 车辆低挡位 (II 挡)、全油门长时间处于最大扭矩或最大功率的情况下热管理系统的工作情况。

本文主要内容如下:

- 1) 分析了热管理各部件的流动换热原理, 介绍了一维、三维热管理模型的搭建过程, 边界条件的获取, 计算参数的设定等。
- 2) 分析了一维和三维热管理计算结果, 研究了发动机舱的流场温度场分布情况, 对不合理的结构提出了改进方案, 并验证了改进方案的合理性。通过三维模拟研究了车速对车尾部进气量的影响。
- 3) 对热管理计算一维和三维耦合进行了更深入的研究。
- 4) 对本文相关研究的总结, 指出存在的不足和对未来研究方向的展望。

第2章 流动和传热基本理论

计算流体动力学（Computational Fluid Dynamics，简称 CFD）是通过计算机数值计算和图像显示，对包含有流体流动和热传导等相关物理现象的系统所做的分析。CFD 的基本思想可以归结为：把原来在时间域及空间域上连续的物理量的场，如速度场和压力场，用一系列有限离散点上的变量值的集合来代替，通过一定的法则和方式建立起关于这些离散点上场变量之间关系的代数方程组，然后求解代数方程组获得场变量的近似值^[39]。

2.1 流动和传热的基本方程组

2.1.1 连续性方程

连续性方程即质量守恒方程，任何流动问题都必须满足质量守恒定律。单位时间内流入流出控制体的流体净质量增加等于同一时间间隔内控制体内质量的变化率，由此可以得到三维可压缩流连续性方程的微分形式：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (2.1)$$

按照取和约定，式 (2.1) 可以表示为：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (2.2)$$

对于定常流，上式成为

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (2.3)$$

对不可压缩流体，式 (2.2) 有如下形式：

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.4)$$

2.1.2 动量守恒方程

动量守恒方程的本质是满足牛顿第二定律。该定律可描述为：对于某一给定的流体微元，其动量对时间的变化率等于外界作用在该微元体上的各种力之和。

若 \vec{F} 表示作用在单位质量上的彻体力， \vec{P} 表示作用在单位容积上的表面力，则动量守恒方程可写为如下向量形式：

$$\rho \frac{D\vec{u}}{Dt} = \rho \vec{F} + \vec{P} \quad (2.5)$$

其中，微分符号

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + u_i \frac{\partial}{\partial x_i} \quad (2.6)$$

称为物质导数或随体导数。

引入广义牛顿粘性应力公式

$$\pi_{ij} = 2\mu s_{ij} - \frac{2}{3}\mu \operatorname{div} \vec{u} \delta_{ij} - p \delta_{ij} \quad (2.7)$$

式中 π_{ij} 为应力张量， s_{ij} 为应变变化率张量， δ_{ij} 为克罗内克符号，即

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 0, & i=j \\ 1, & i \neq j \end{cases} \quad (2.8)$$

式 (2.5) 写为

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \rho F_i + \frac{\partial \pi_{ij}}{\partial x_j} \quad (2.9)$$

将式 (2.9) 展开得

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \rho F_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \nabla^2 u_i + \frac{\mu}{3} \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i \partial x_j}, \quad i=1,2,3 \quad (2.10)$$

式中 ∇^2 为拉普拉斯算子。

上式即 Navier-Stokes 方程，也称作动量守恒方程，简称动量方程 (Momentum Equations)。

2.1.3 能量守恒方程

能量守恒方程是包含有热交换的流动系统必须满足的基本定律，其本质是热力学第一定律，可以表述为：微元体中能量的增加率等于进入微元体的净热流量加上质量力与表面力对微元体所作的功，其表达式为：

$$\frac{D}{Dt} \left(h + \frac{1}{2} u_i u_i \right) = Q + u_i F_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial q_i}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial (m_y u_i)}{\partial x_j} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial t} \quad (2.11)$$

上式为粘性流体的能量方程，其左端为总焓的变化率， Q 为单位时间内通过辐射、化学反应及燃烧等加给单位质量流体的热能， q_i 为单位时间单位面积的导热量， m_y 为只与粘性有关的项，其式为：

$$m_y = 2\mu s_y - \frac{2}{3} \mu \operatorname{div} u \delta_y \quad (2.12)$$

2.2 雷诺时均方程

尽管纳维-斯托克斯方程组可用于描写湍流，但方程组的非线性使得用解析的方法精确描写湍流瞬时的全部细节变得极端困难，甚至根本不可能。而且，实际问题中人们关心的多是流动总效的、平均的性能，这些情况决定了对湍流的研究主要采用统计的、平均的方法。在经典湍流理论中，雷诺首创用时间统计平均的方法将湍流的瞬时量分解为平均量和脉动量。

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (2.13)$$

这里，上标 “-” 代表对时间的平均值，上标 “'” 代表脉动值。

根据雷诺平均法^[40]，任一变量 ϕ 的时间平均值定义为：

$$\bar{\phi}(x) = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0 + \Delta t} \phi(x, t) dt \quad (2.14)$$

遵循以上法则对不可压缩流动的连续方程、动量方程作雷诺平均后，可得：

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.15)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial (-\rho \bar{u}_i \bar{u}'_j)}{\partial x_j} \quad (2.16)$$

式 (2.16) 即湍流平均运动的动量方程，或称为雷诺时均方程。令

$$\tau_{ij} = -\bar{u}_i \bar{u}'_j \quad (2.17)$$

τ_{ik} 为雷诺应力，反映了脉动运动对平均运动的影响， τ_{ik} 是一个对称张量，

有 6 个独立分量，加之 \bar{p} 和 \bar{u}_i 的三个分量，方程共有 10 个变量，而方程数目只有 4 个，方程组自身不封闭，解决紊流方程的封闭性问题至今仍在探索中，常用的方法为建立脉动关联量与平均量之间的关系，或更一般说，建立高阶关联量与低阶关联量之间的关系，使湍流平均运动方程组能够封闭，即引入湍流模型。

2.3 湍流模型及其应用对策

随着计算机硬件及计算技术的迅速发展，紊流模型的研究已称为近年来紊流研究中发展最快的一个分支，成为解决工程实际紊流问题的有效手段。

根据对雷诺应力的处理方式不同，目前常用的湍流模型有两大类：雷诺应力模型和涡黏模型，前者的代表为雷诺应力方程模型和代数应力方程模型，后者的代表为两方程 $k-\epsilon$ 模型。

在涡黏性模型方法中，不直接处理雷诺应力项，而是引入湍动黏度，然后把湍流应力表示成湍动黏度的函数，整个计算的关键在于确定这种湍动黏度。它的提出来源于 1877 年布西内斯克 (J. Boussinesq) 提出的用涡粘度 (Eddy Viscosity) 将雷诺应力与时均流速场联系起来的设想，即：

$$-\rho \bar{u}_i' \bar{u}_j' = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (2.18)$$

这里 μ_t 为湍动黏度，取决于流动状态，不是物性参数，下标 t 表示湍流流动，区分子流体动力粘度 μ 。 \bar{u}_i 为时均速度， δ_{ij} 是克罗内克符号， k 为湍动能。

$$k = \frac{\bar{u}_i' \bar{u}_j'}{2} \quad (2.19)$$

所谓的湍流模型，就是把湍动粘度 μ_t 与其他湍流平均参数联系起来的关系式。根据确定 μ_t 的微分方程的数目多少，涡粘模型分为零方程模型、一方程模型和两方程模型。

两方程 $k-\epsilon$ 模型被广泛应用于汽车绕流问题中，最基本的两方程模型是标准 $k-\epsilon$ 模型，即引入湍流动能 k 和耗散率 ϵ 方程。通过对湍流动能和湍流耗散率方程的改进，得出了比较著名的 RNG $k-\epsilon$ 模型和 Realizable $k-\epsilon$ 模型。研究表明，

对旋转均匀剪切流，包含喷射和混合层的自由流，通道和边界层流及分离流，Realizable $k-\epsilon$ 模型比标准 $k-\epsilon$ 型有更好的性能，特别显著的是它解决了圆喷射的不规则性，即轴对称喷射和平面喷射的散布率。因此，对壁面形状变化剧烈、流线型不好的汽车表面，为了准确模拟汽车表面的流动分离和流场中的湍流，采用 Realizable $k-\epsilon$ 模型将是最理想的选择^[41]。Realizable $k-\epsilon$ 模型气动阻力系数计算精度可以达到 1.3%，本文选用该模型求解车辆内外流场。

2.4 数值计算方法

2.4.1 流动和传热问题控制方程的通用形式

流动与传热问题中求解变量的控制方程都可以表示成以下的通用微分方程：

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho u\phi) = \operatorname{div}(\Gamma \operatorname{grad}\phi) + S \quad (2.20)$$

其中： ϕ 为通用变量，可以代表各个求解变量； Γ 为广义扩散系数； S 为广义源项。对于特定意义的 ϕ ，有相应的 Γ 和 S 。

上述控制方程通用形式中的四项分别是瞬态项（Transient Term）、对流项（Convective Term）、扩散项（Diffusive Term）和源项（Source Term）。因为变量可以代表各种不同的物理量，如：化学组分的质量分量、焓或温度、速度分量、湍流动能或湍流的长度尺度等。

2.4.2 离散方法

因为应变量在节点之间的分布假设及推导离散方程方法的不同，形成了有限差分法、有限元法和有限体积法等不同类型的离散化方法。有限体积法是目前 CFD 领域广泛使用的离散化方法，下面简要介绍一下有限体积法。

有限体积法又称为控制体积法。其基本思想是：将计算区域划分网格，每个网格节点周围有一个互相不重复的控制体积；将待解的控制方程对每一个控制体积积分，从而得出一组离散方程。其中的未知数是网格点上的因变量数值。为了求出控制体积的积分，必须假定因变量值在网格点之间的变化规律，即确定插值函数，但插值函数只用于计算控制体积的积分，得出离散方程后，插值函数即无用了。有限体积法的因变量对任意一组控制体积都满足，进而在整个计算区域也

自然满足积分守恒。

2.4.3 离散格式

在使用有限体积法建立离散方程时,很重要的一步是将控制体积界面内的物理量及其导数通过节点物理量插值求出,选用不同的插值函数对应于不同的离散结果,插值方式常称为离散格式,可分为低阶离散格式和高阶离散格式,低阶离散格式包括中心差分格式、一阶迎风格式、混合格式、指数格式和乘方格式;高阶离散格式包括二阶迎风格式和 QUICK 格式。

2.5 数值计算的总体流程

在数值计算过程中,无论是直接编写程序进行计算,还是借助于商用软件进行模拟,或者在商用软件基础上通过编程进行二次开发的方法,其基本的计算思路和求解过程是类似的,详细过程如下图所示:

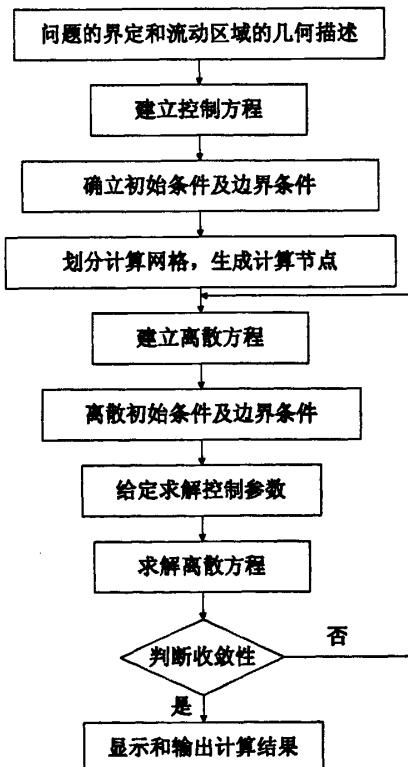


图 2-1 数值计算的总体流程

第3章 热管理仿真模型的搭建

热管理 CFD 分析主要涉及以下参数：发动机等热源的散热量，冷却液流量、温度、压力损失，冷却空气流量、温度、压力损失，散热器的换热效率，风扇的流量、功率等。分析过程分为三个步骤^[42]：

- 1) 确定计算工况。
- 2) 用一维系统模拟分析算出各散热部件的尺寸，冷却液流量，冷却液进出口温度，中冷器出口温度以及所需的冷却风量，为三维计算提供相应边界条件。
- 3) 使用三维 CFD 整车模拟进行流场优化，保证各关键部件工作温度正常，提取一维计算时估算的边界条件，用于一、三维耦合计算。

根据 GB/T 12542-2009^[43]，考虑车辆工作的最恶劣情况，确定极限使用工况为车辆计算工况，即汽车低档位（II 挡）、全油门长时间输出最大扭矩或最大功率的情况，环境温度均设定为 38℃。

3.1 一维模型的搭建

3.1.1 换热器

在车辆热管理系统中，常用的换热器有冷凝器、中冷器、水散热器、油散热器和机油冷却器，各种换热器在软件中的建模是类似的，下面以发动机水散热器为例说明。

现代车用散热器多用管带式散热器，因其换热效率高，重量轻，加工方便，在散热带上一般开有百叶窗或其他增强换热的结构。换热器的流动、换热性能参数可以通过风洞试验或数值模拟的方法获得^[44]。百叶窗结构如图 3-1 所示。

式（3.1）为散热器流动压力损失方程：

$$P_1 - P_2 = \frac{Km_2 |m_2|}{2A^2 \rho} \quad (3.1)$$

式中 P 为节点处压力， K 进口压力损失系数， m 为质量流量， A 为元件的横截面积， ρ 为流体密度。

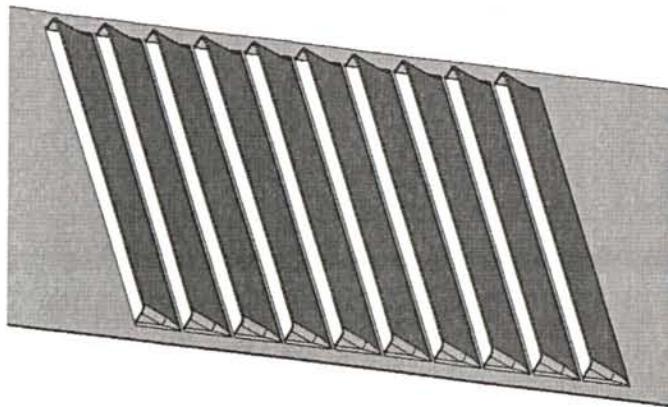


图 3-1 百叶窗结构图

对进口损失系数的确定共有四种途径分别为：1) 直接输入常数；2) 利用实验数据拟合压力损失随流量变化的曲线；3) 利用实验数据拟合压力损失随雷诺数变化的曲线；4) 由实验数据拟合压力损失随流速变化的曲线。视实验数据的不同选择合适的方式。

本文采用方法 2)。拟合后的热侧、冷侧流动损失曲线如图 3-2 所示。

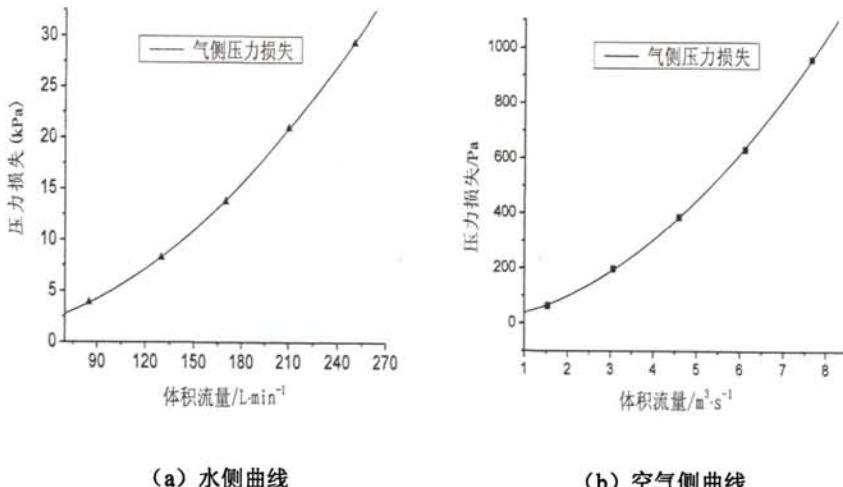


图 3-2 散热器流动性能曲线

根据能量守恒，不可压缩流动时，热量由热流体传递给冷流体满足如下方程：

$$\left(\overline{mc_p}\right)_H(T_{Ht} - T_{Ho}) + m\left(\frac{P_1}{\rho_1} - \frac{P_2}{\rho_2}\right) = \left(\overline{mc_p}\right)_C(T_{Ci} - T_{Co}) + m\left(\frac{P_3}{\rho_3} - \frac{P_4}{\rho_4}\right) \quad (3.2)$$

式中 P_1-P_4 为节点 1、2、3、4 处的压力, $\rho_1-\rho_4$ 为节点 1、2、3、4 处的密度, c_p

为比热容, T 为温度。下标 H 、 C 分别指热流体和冷流体, i 、 o 指进、出口。

忽略污垢热阻, 不考虑起强化传热作用的几何细节, 将换热两侧都视为光面后, 换热器的传热过程相当于通过平壁的传热过程, 以内表面为基准的传热系数 k 可按下式计算:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{A_i}{h_o A_o}} \quad (3.3)$$

式中 h_i 、 h_o 为管子内外对流传热表面传热系数, A_i 、 A_o 为管内外传热面积, δ 为管壁的厚度, λ 为管壁的导热系数。

管内外对流表面传热系数 h 由 Nu 数确定, 即

$$h = \frac{\lambda Nu}{d} \quad (3.4)$$

式中 λ 为管内外流体的导热系数, d 为相应通道的当量直径。

管外侧 Nu 数确定, 根据 Re 数的大小分别按以下公式计算:

1) $Re \leq 2300$ 时采用 Sieder-Tate 公式计算, 即

$$Nu_f = 1.86 \left(\frac{Re_f Pr_f}{l/d} \right)^{1/3} \left(\frac{\eta_f}{\eta_w} \right)^{0.14} \quad (3.5)$$

上式的定性温度为流体平均温度 t_f (但 η_w 按壁温计算), 管径为特征长度, η 为流体的动力粘度。

2) $Re > 2300$ 时采用 Gnielinski 公式计算, 即

$$Nu_f = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr_f}{1+12.7\sqrt{f/8}(Pr_f^{2/3}-1)} \left[1 + \left(\frac{d}{l} \right)^{2/3} \right] c_f \quad (3.6)$$

式中 f 为管内湍流流动的 Darcy 阻力系数, 由弗罗年柯 (Filonenko) 公式知

$$f = (1.82 \lg Re - 1.64)^{-2} \quad (3.7)$$

对液体

$$c_t = \left(\frac{\Pr_f}{\Pr_w} \right)^{0.01}, \frac{\Pr_f}{\Pr_w} = 0.5 \sim 20 \quad (3.8)$$

对气体

$$c_t = \left(\frac{T_f}{T_w} \right)^{0.45}, \frac{T_f}{T_w} = 0.5 \sim 1.5 \quad (3.9)$$

热流体通过壁面传递给冷流体的热量

$$q = (mc_p)_f (1 - e^A) \Delta T_i \quad (3.10)$$

式中

$$A = \frac{(mc_p)_a}{(mc_p)_f} \left(e^{\left(-\frac{kA}{(mc_p)_a} \right)} - 1 \right) \quad (3.11)$$

对于传热过程的模拟，软件可以采用指定换热量，指定冷热流体的温差，指定换热效率与流量的曲面，指定换热效率、传热单元数（NTU）与流量的曲面及指定 Nu 数与 Re 数曲面等方式。推荐采用指定 Nu 数与 Re 数曲面的方法，该方法将所有的参数都量纲一化，换热性能不受几何参数和流动参数的影响。图 3-3 为拟合后的换热曲面及转变为 Nu-Re 后的曲面。

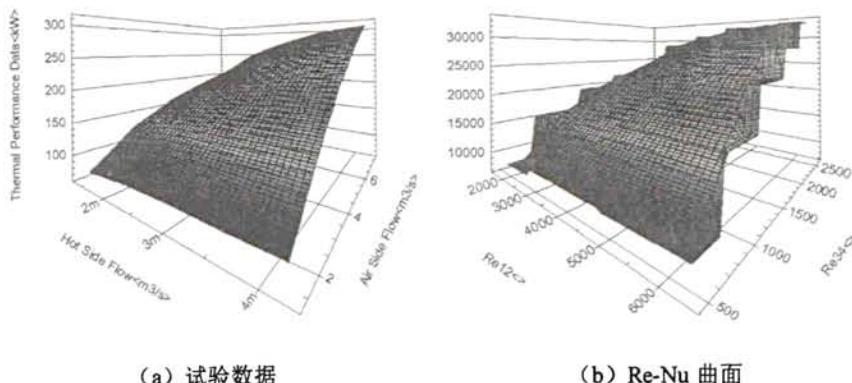


图 3.3 散热器换热性能拟合曲面

3.1.2 水泵

强制循环式冷却系普遍采用离心式水泵，因其具有尺寸小，出水量大，结构简单，工作可靠，损坏后不妨碍水在冷却系中自然循环的特点。

离心泵特性曲线上的效率最高点称为设计点，泵在该点对应的压头和流量下工作最为经济。离心泵铭牌上标出的性能参数即为最高效率点上的工况参数。图 3-4 为水泵工作点的确定，工作点为水泵阻力曲线与系统阻力曲线的交点，选取水泵时要尽量保证水泵工作点在高效率区域。

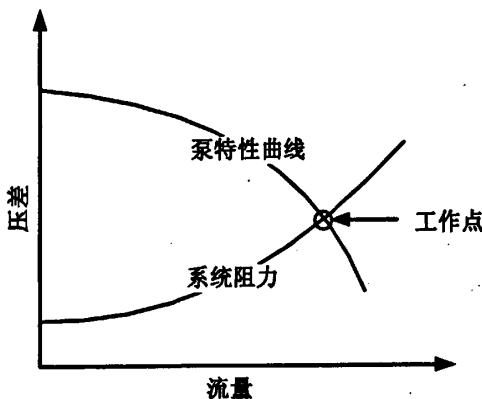


图 3-4 水泵工作点的确定

泵的特性曲线均在一定转速下测定，软件常常要根据已有的泵来计算不同转速或不同尺寸的泵的工作状态。泵与风机的相似定律是软件实现变尺寸变转速模拟的理论基础，如果两台泵与风机几何尺寸相等或是同一台和风机，且输送相同的流体，当泵的效率不变时（转速变化小于 20% 时，可认为效率不变），泵的流量、压头、轴功率与转速可近似用比例定律计算，公式如下：

流量相似：

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad (3.12)$$

扬程相似：

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{N_1^2}{N_2^2} \quad (3.13)$$

功率相似：

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{N_1^3}{N_2^3} \quad (3.14)$$

转矩相似：

$$\frac{\tau_1}{\tau_2} = \frac{N_1^2}{N_2^2} \quad (3.15)$$

如果两台泵与风机的转速一定时，且输送相同的流体，其流量、扬程、功率与叶轮直径满足下面公式。

流量相似：

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 \quad (3.16)$$

扬程相似：

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \quad (3.17)$$

功率相似：

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^5 \quad (3.18)$$

选取水泵前首先要计算比转速 N_s ，即

$$N_s = \frac{n \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (3.19)$$

式中 n 、 Q 、 H 分别为设计点的转速、流量、扬程， N_s 确定泵的形式。

Flowmaster 提供了三条标准的 Suter 曲线，分别为离心泵， $N_s=25$ ；混流泵， $N_s=147$ ；轴流泵， $N_s=261$ 。根据计算的比转速选择相近的 Suter 曲线，用待选用水泵正向旋转时的实验数据替换标准 Suter 曲线中对应数据，即得到选用水泵的近似 Suter 曲线，水泵的 Suter 曲线如图 3-5 所示。

上标*表示此量为无量纲参数， Q^* 为无量纲化的流量，WH、WT 分别表示 Suter 形式的 H 和 T，当 Q^* 属于 0-2 时，表示是正转的水泵或反转的涡轮。

在进行瞬态模拟时还要输入水泵的转动惯量、马达的转动惯量，变工况工作时，由于惯性作用，转速达到某一数值需要一段时间，这两个转动惯量决定了这个时间的长短。

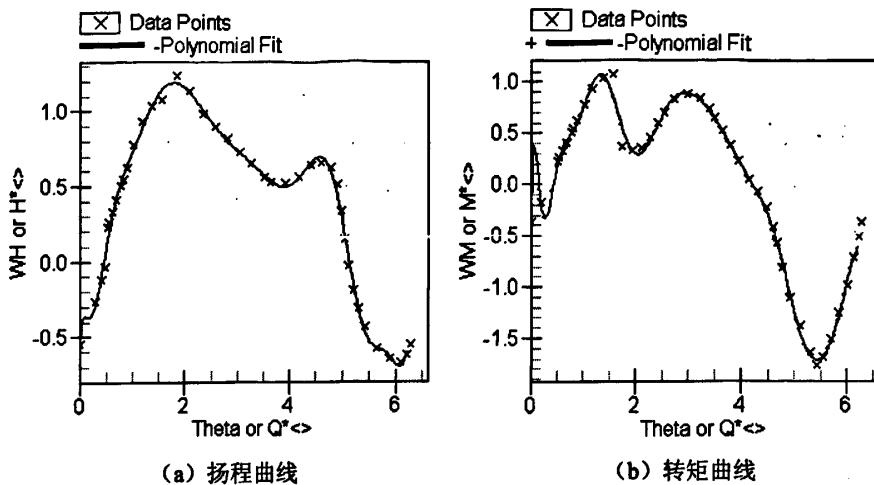


图 3-5 水泵的 Suter 曲线

3.1.3 风扇

图 3-6 为冷却空气流经空气侧的路径，传统的空气侧会依次经过前端进气格栅、空调冷凝器、中冷器、水散热器、风扇、风道其他部件，在车速较低时，风扇是空气流动的动力来源，风扇工作点的确定与泵工作点的确定类似。系统总的阻力是以上各部件流动阻力的加和，其中较难确定的是风道其他阻力损失，在一维计算初期一般假设该值等于 0.7 倍的水散热器阻力损失。风道其余损失的确切值可通过三维计算确定，然后再带回一维计算，经一、三维反复迭代计算达到收敛。本文中的一维及三维计算结果均为迭代收敛后的结果。

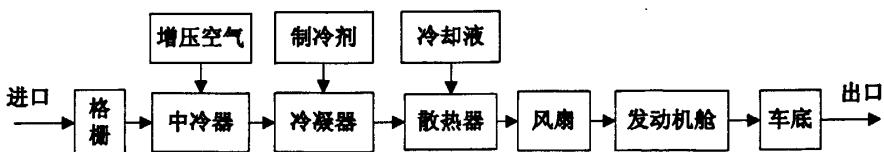


图 3-6 热管理空气侧示意图

在风扇模拟中除了要输入风扇直径、转速、扫过面积等基本参数外还要输入风扇全压及风扇功率随流量变化的曲线，拟合后曲线如图 3-7 所示。

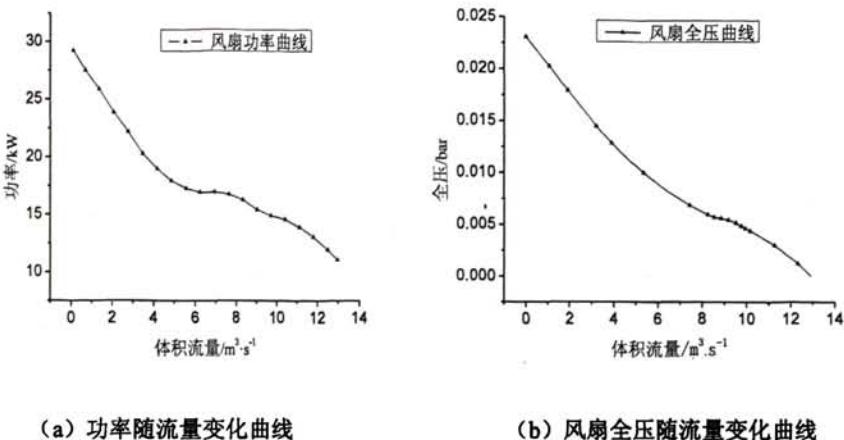


图 3-7 风扇性能曲线

3.1.4 发动机

图 3-8 为某直列六缸发动机本体的建模，此模型较为简单。将气缸视为一个整体，未详细区分水套、缸盖、活塞组、曲柄连杆机构等，且不考虑上述机构之间的传热。

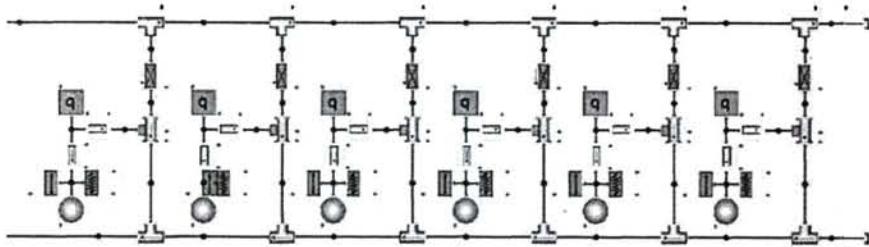


图 3-8 发动机模型

以图 3-9 为例介绍单缸模型的搭建过程。通常状况下，燃料燃烧产生的热量有三分之一经废气排出，三分之一转变为有效功输出，三分之一经冷却水散失。如图 3-9 所示，热源 q 代表的是燃料完全燃烧放出的总热量中除去有效功、机械损失功、不完全燃烧热和排气余热外的热量，即发动机通过机体散失的热量与传给冷却水套的热量，此元件常作为边界条件元件使用。元件 3、4 为导热棒，导热棒 3 代表传递给冷却水的热量，原件 8 实现将固体热量传递给液体的作用；导热棒 4 表示传递给机体的热量，这部分热量又通过对流换热原件 5 和辐射换热原件 6 传递给了周围环境。在一维计算初期发动机表面的对流换热量和辐射换热量

均通过经验值估计，经过三维计算后可以精确的获得这两个数值，经过数次耦合计算后即可获得热管理计算的最终值。

原件 2 代表发动机机体质量，为边界条件原件。原件 11、12 为三通管。通过该模型可以模拟变工况时冷却液和机体换热量及温度变化情况。

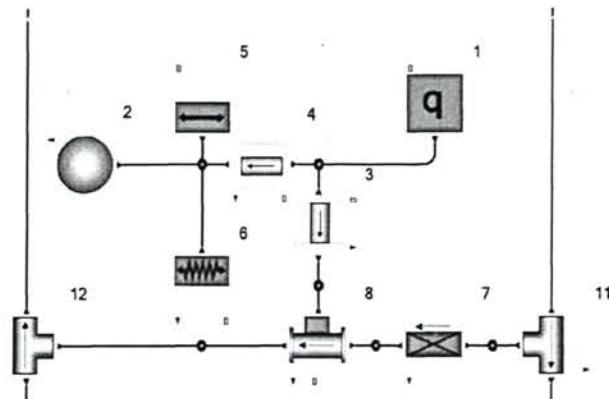
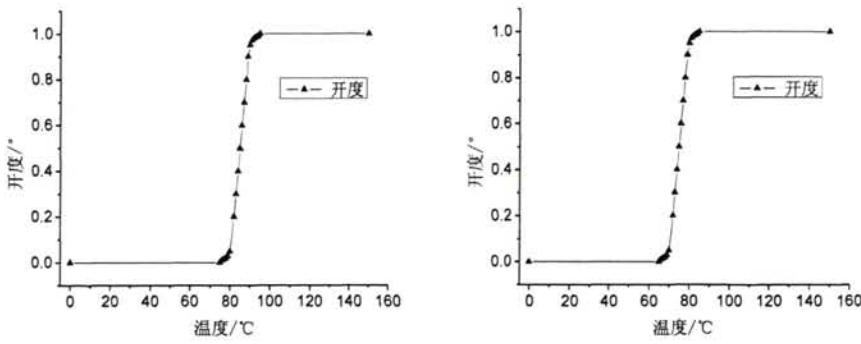


图 3-9 发动机单缸模型

3.1.5 节温器

节温器为实现发动机冷却系统大循环和小循环切换的元件，在软件中节温器需要输入如下参数：

1) 升程。可以用温度延迟或者升程随温度变化曲线两种方法定义升程，相同温度下冷却升程不大于加热升程。当加热和冷却过程的开度-温度曲线形态相同时，推荐使用温度延迟定义升程，下图 3-10 中温度延迟为 10K。当两曲线形态不同时，需分别定义。



(a) 温度升高时的升程曲线

(b) 温度降低时的升程曲线

图 3-10 节温器性能曲线

2) 时间常数。通常温控阀是通过蜡类介质的相变来实现对温度的控制。此时间常数指的是冷却介质与蜡之间的传热延迟时间，其定义为冷却介质的传热量 mc_p 与蜡的吸热功率 hA 之比。其中 h 为蜡侧的换热系数， A 为蜡的换热面积。

3.1.6 空气侧准三维模拟

Flowmaster 提供了专门的空气侧部分的分析功能，即 3-D Visualizer & Segmentor (AVS)，AVS 模块是用来模拟空气侧的冷却包系统的，具体来说，就是流体在流经不同元件时流量并不相等的情况下，用一维的方法无法实现，需要借助 AVS 模块将该问题三维化，并最终实现对这种结构的模拟。

如图 3-11 所示，左图为空气侧冷却模块的布置方式，横置中冷器在前，纵置发动机散热器和电机散热器并排在后。流经中冷器的气体流量与流经两散热器的气体流量并不相等，进入散热器的气体只有一部分参与了中冷器的换热。这种情况用一维的分析方法是无法模拟的。而 3-D Visualizer & Segmentor 则考虑空气侧系统的元件的几何形状和相对位置，并将这些元件进行合理分割，对每一块分割的气体流量、温度变化进行计算从而得到元件本身的温度分布、流量分配。右图为进行网格划分后的冷却模块。

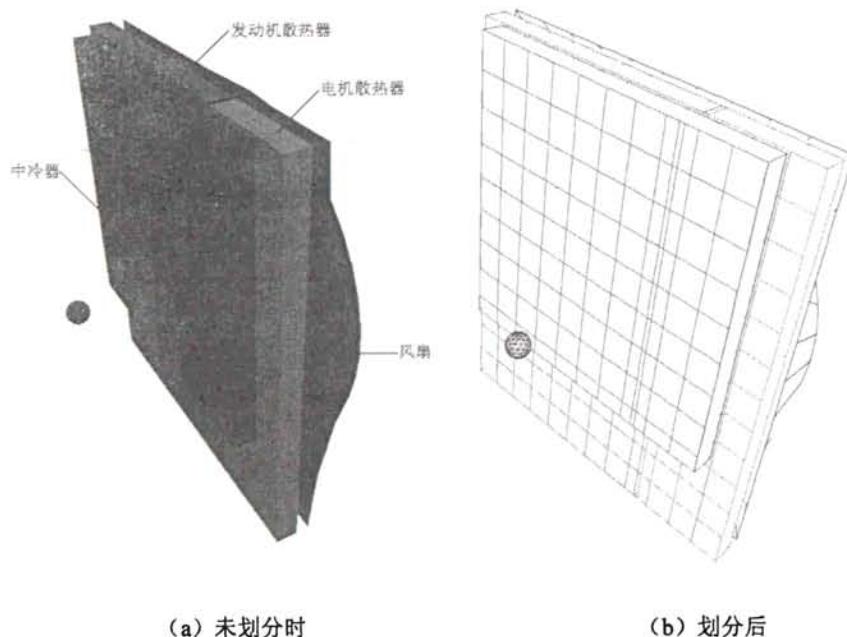


图 3-11 准三维模拟示意图

3.2 三维模型的搭建

3.2.1 散热器

由于换热器（冷凝器、中冷器、散热器）中存在大量的换热管道和复杂的翅片结构，且散热带和散热管厚度很小，若直接模拟散热器中的流动换热，网格的数目将非常巨大，现有计算能力几乎无法实现，而且其性能主要取决于流经器芯体的空气流量和温度，为了节约计算资源，从换热器对流场和温度场的影响出发对其进行简化，从流动的角度将换热器看作多孔介质，对流过的空气产生一个阻力，即空气流经换热器时会有一个压力损失；从温度场的角度将热交换器看作单位体积热源，对流经的空气加热。对于某给定热交换器的压降和换热性能曲线可通过仿真计算、测试或直接从生产厂家得到。

散热器模块中流动与传热的数学模型^[45]

1) 基本假设

根据本文所研究物理问题的实际情况，对散热器组流动与传热问题作如下假设：

- ① 散热器各侧为单相流动，空气为不可压缩气体，物性参数仅随温度变化，对流流体在各处可近似认为处于局部平衡状态。
- ② 忽略因重力而引起的自然对流。
- ③ 散热器芯部简化为多孔介质，忽略散热器组表面与大气之间的热辐射，且在多孔介质中无化学反应。

2) 散热器芯部的处理

散热器芯部被当作多孔介质区域处理，也就是需要确定粘性阻力系数 α^{-1} 和惯性阻力系数 C_2 。 α^{-1} ， C_2 可以通过实验数据计算获取，也可以通过散热器翅片的相关计算获取。

通过定义多孔介质固体部分的体积热生成率来模拟多孔介质的热传导过程。总散热量 Q 可由一维计算获得，总散热量除以多孔介质体积即为热生成率 q 。

3) 中冷器多孔介质模型中 α^{-1} 、 C_2 及 q 的确定

由实验获得中冷器流动性能参数如下表：

表 3-1 中冷器流动性能参数-冷侧压力损失

冷侧体积流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	压力损失/bar
1.1024	0.00043
2.2048	0.00117
3.3072	0.00225
4.4096	0.00376
5.512	0.0061

从上表可以得到来流风速和通过中冷器后的压强损失之间的关系。利用最小二乘法将试验数据拟合之后，得到压强损失与速度的函数关系式：

$$\Delta p = 5.4626v^2 + 5.4268v \quad (3.20)$$

由多孔介质达西定律可得：

$$S_t = -\left(\frac{\mu}{\alpha} v_i + \frac{1}{2} \rho C_2 v^2 \right) \quad (3.21)$$

其中， C_2 为多孔介质内部损失系数； μ 为粘性系数； α 为空气穿透系数； ρ 为流体密度； v 为流度。

上面两个方程是等价的，使用待定系数法解方程得出多孔介质模型中的分组性能参数，具体数值见表 3-2。

由一维计算可得中冷器、发动机水散、电机水散的总散热量及体积，以额定功率工况为例，计算得各热生成率如下表所示。

表 3-2 多孔介质模型参数

换热器形式	黏性阻力系数	惯性阻力系数	热生成率
	α^{-1}/m^2	C_2/m^{-1}	$q/\text{W} \cdot \text{m}^{-3}$
中冷器	5.71937×10^6	230.2	8.63281×10^5
发动机散热器	1.28964×10^7	157.779	2.86132×10^6
电机散热器	1.28964×10^7	157.779	1.97071×10^6

3.2.2 风扇

对于风扇流动的描述采用多参考坐标系（MRF）的方法。

汽车风扇对前端进气的流量和分布具有重要的影响，也直接影响着汽车发动机舱内部流动性能。目前，对于风扇旋转流体区域的计算流体力学数值计算有两种主要的计算方法：多参考坐标系和滑移网格法，其中，多参考坐标系法作为一种定常的近似求解方法，以简便适用的特点在工程中被广泛应用，更适用于汽车前端进气数值模拟^[46]。

多参考坐标系模型的基本思想是把整车内外流场简化为叶轮在某一位置的瞬时流场，将非定常问题用定常方法来计算。风扇旋转区域在计算时保持静止，而把风扇旋转区域以外的部分则在惯性坐标系里进行计算。在两个子区域的交界面上交换惯性坐标系下的流动参数，保证了交界面的连续性，达到了用定常计算来研究非定常问题的目的。

3.2.3 发动机

几何清理时删除对于流动和传热影响不大的细小管路，在 STAR CCM+中包围面，并在 Hypermesh 中进一步修改。采用的基本尺寸为 15mm，最小网格尺寸为 4mm，划分完成后基本保留发动机的肋筋等细节。发动机网格如图 3-12。

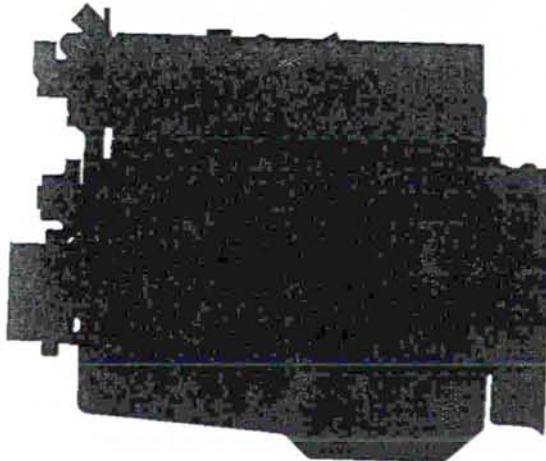


图 3-12 发动机网格模型

3.2.4 车身及底盘

车身某些局部，如特征明显的大圆弧，或凸凹部分，为保留其几何细节，采用较小的划分尺寸（30mm）。对于完整的平面，采用较大尺寸（50-100mm）的

网格，具体尺寸由平面大小决定。由于车体厚度较小，为保证最小角，在厚度方向采用 10-15mm 网格划分；对于通风隔栅及隔栅与车身连接处，因流动变化剧烈，属于重点考察位置，采用 10-15mm 大小的网格来进行划分。

车架结构较简单，主要网格尺寸为 20mm，结构细小部分采用 10mm 网格。

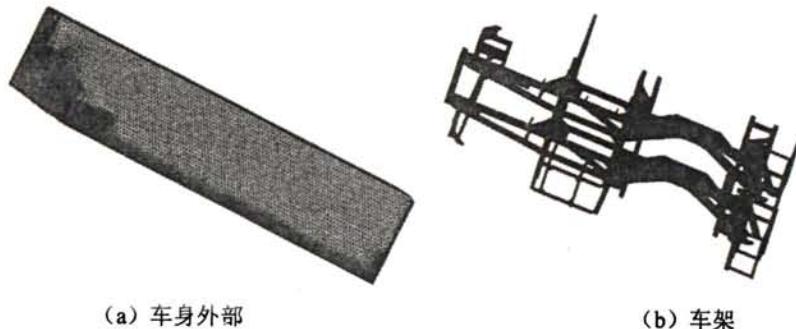


图 3-13 车身网格模型

3.2.5 流场区域的划分

为了使计算结果更接近车辆行驶的真实环境，要求计算域的边界不能干涉车辆流场，即计算域能完全包裹车辆流场。由于气流的分离会在车辆的侧面形成涡流，计算域在车辆各方向上能将所形成的涡流区完全包裹在内，保证流动能达到充分发展的状态（在流动方向上梯度为零）。以此为标准选定流场区域大小，车前 2 倍车长，车后 4 倍车长，长度方向共 7 倍车长；宽度方向，左右各 3 倍车宽，宽度共 7 倍车宽；高度方向，车顶部为车高 5 倍，共六倍车高；车轮与地面接触处，车轮下陷 40mm。

采用八叉树方法在整个计算流域生成非结构化网格，加密流场内粘性、湍流等参数变化梯度大的敏感区域。

采用上述方法生成的面网格有 170 万左右，在 Hypermesh 中生成四面体网格，体网格数目约 1000 万。

3.2.6 边界条件

1) 外部边界条件

计算工况为汽车以恒定速度匀速直线运动，来流方向平行于汽车的前进方向，设定入口为速度进口边界条件，进风温度为环境温度，进口湍流设置使用经验值：湍流强度 4%，湍流长度 0.003m。出口设定为压力出口边界条件。

求解参数设置如表 3-3 所示，表 3-4 为外部边界条件参数设置。

表 3-3 求解参数设置

设置项	设定值
湍流模型	Realizable k-ε 湍流模型
壁面函数	标准壁面函数
空间离散格式	二阶精度迎风格式
计算方法与数值精度	SIMPLE, 0.001

表 3-4 外部边界条件参数设置

计算域边界	设定值
入口边界	速度进口 $u = \text{工况车速}, v = 0, w = 0$
	湍流强度 $I = 0.4\%$
	湍流长度 $l = 0.003\text{m}$
	温度 = 38°C
出口边界	压力出口 $p = 101325\text{Pa}$
	温度 = 38°C
计算域底面	无滑移壁面边界
计算域左右表面以及上表面	滑移壁面边界
汽车车身表面	无滑移壁面边界

2) 内部边界

采用多孔介质模型将中冷器、散热器等换热器简化为体积热源和压力降，从而实现对换热和流动的模拟；发动机表面指定为第一类边界条件，不考虑其与周围环境的对流传热和辐射换热，未考虑排气管辐射的影响。各部件温度设定如下表所示：

表 3-5 发动机各部件表面温度

机体/K	排气管/K	进气管/K	压气机外壳/K	涡轮外壳/K	油底壳/K
373	533	323	393	513	353

第4章 仿真计算结果

根据文献^[47]选定发动机最大功率和最大扭矩工况为计算工况，在额定工况时发动机进气流量大，进气压力和温度高，中冷器出口温度容易超出限值。最大扭矩工况时，发动机转速较低，风扇转速较低，加之车速低，冷却空气进气流量小，容易造成冷却液过热。

4.1 一维计算结果

4.1.1 中冷器计算的结果

为达到增压空气出口温度低于 50℃的要求，计算确定中冷器的尺寸如下：

表 4-1 中冷器尺寸

宽/mm	高/mm	厚/mm
640	640	50

各换热器具体布置方式如图 3-11 所示，计算得中冷器散热量及出口参数下表所示：

表 4-2 中冷器性能参数

参数 工况	中冷器散热量/kW	出口压力/bar	出口温度/℃
额定功率	17.68	2.101	43.93
最大扭矩	15.29	2.241	42.55

图 4-1 为中冷器温度分布，中冷器前无遮挡，冷却空气均匀穿过中冷器，中冷器横置，计算结果反映出增压空气自左向右流过中冷器时由温度高到低的变化趋势，体现了准三维计算的优势。

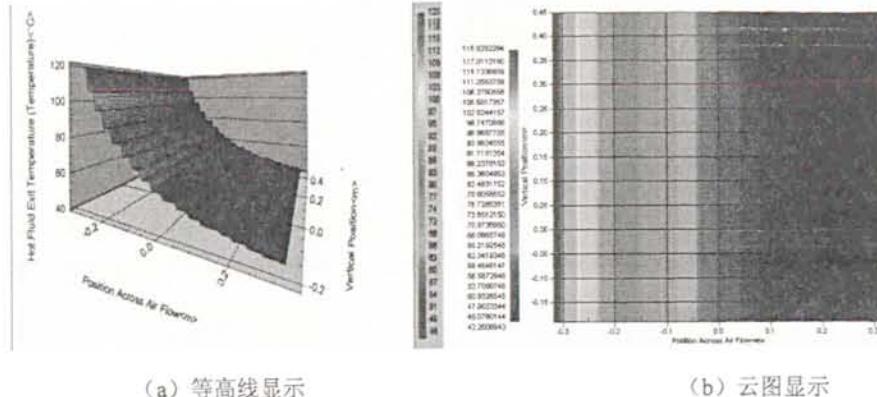


图 4-1 中冷器温度分布

4.1.2 发动机散热器计算的结果

为了满足冷却液进出口温度要求,一维计算确定的发动机水散尺寸如表 4-3 所示:

表 4-3 计算得发动机散热器尺寸

宽/mm	高/mm	厚/mm
540	900	50

表 4-4 为计算得散热量及冷却液进出口温度.

表 4-4 发动机散热器流动、换热参数

参数 工况 \	空气流量/ $m^3 \cdot s^{-1}$	冷却水流量/ $m^3 \cdot s^{-1}$	冷却水进口温 度/°C	冷却水出口温 度/°C
额定功率	2.46	0.0043	81.45	77.31
最大扭矩	2.02	0.0032	98.18	91.55

由图 4-2 (b) 可以明显看出中冷器遮挡对后面发动机散热器的影响,与周围(红色部分)相比被遮挡部分散热量下降。由图 4-2 (a) 可以看出,沿冷却液流动方向,散热量逐渐减少,但趋势不如中冷器明显,因为水散进出口温差远小于中冷器进出口温差,冷却液与空气的换热量差异也较中冷器小。

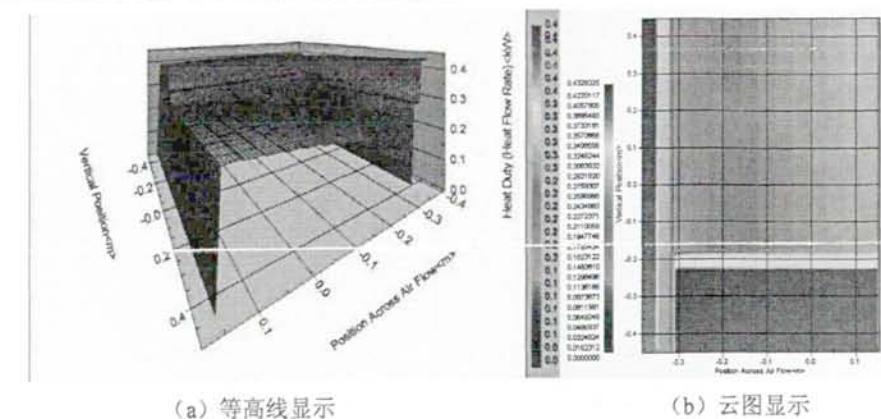


图 4-2 不同位置换热量

图 4-3 为散热器不同位置处温度。

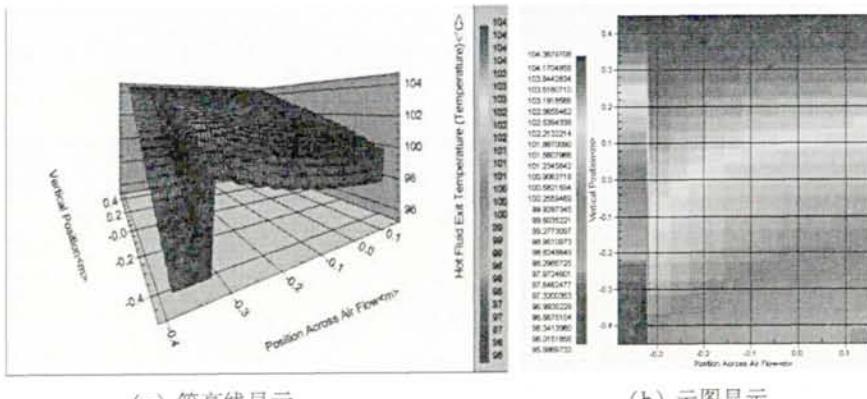


图 4-3 散热器温度分布

计算结果显示温度由进口到出口逐渐降低，由图 4-3 (a) 可得由于流过空气质量的减少，被中冷器遮挡部分温度降低较未被遮挡部分慢。如图 4-3 (b) 所示，由于中冷器左侧温度高于右侧，受此影响，发动机散热器左侧温度也较右侧略高。

4.1.3 控制器、电机散热器

为了满足冷却水温度要求，一维计算确定电机水散尺寸如表 4-5 所示：

表 4-5 电机散热器尺寸

宽/mm	高/mm	厚/mm
220	900	50

表 4-6 为各冷却性能参数。

表 4-6 电机散热器流动、换热参数

参数 工况	空气流量/	冷却水流量/	冷却水进口	冷却水出口
	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	温度/°C	温度/°C
额定功率	1.28	0.0017	64.63	61.57
最大扭矩	0.75	0.0010	57.21	55.20

如图 4-4、4-5 所示，其换热量分布及温度分布与发动机散热器类似，亦受冷却液进出口温度及中冷器遮挡的影响。

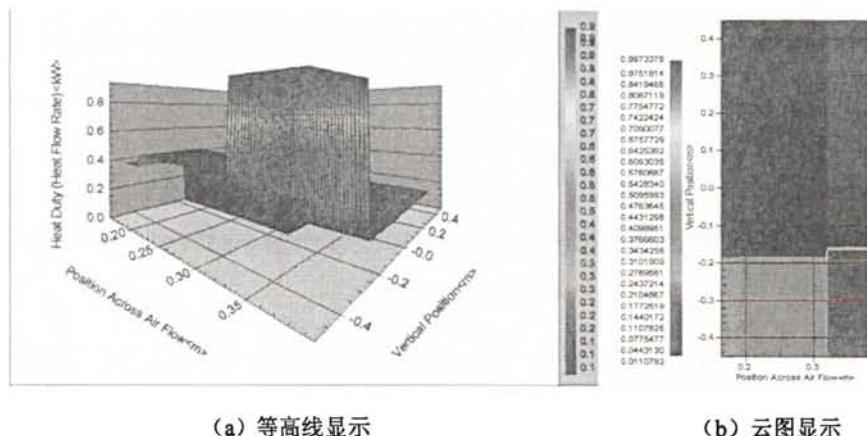


图 4-4 不同位置散热量

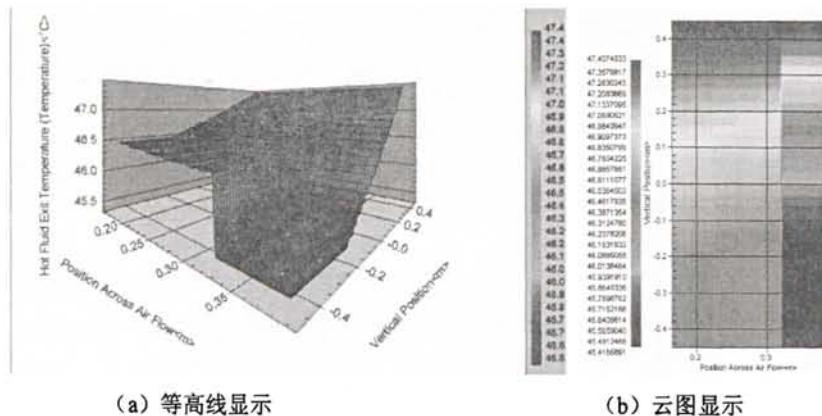


图 4-5 不同位置散热器温度分布

4.1.4 风扇转速、功率、流量

表 4-7 为风扇计算结果，计算得风扇功率占发动机功率的 5.53% 和 1.91%，均满足设计要求。

表 4-7 风扇计算结果

工况 参数	转速/rpm	风扇流量/		功率/kW	风扇功率占发动机功率比
		m ³ ·s ⁻¹			
额定功率	2187	4.03		8.6	5.53%
最大扭矩	1605	2.91		3.4	1.91%

4.1.5 与 excel 的联合计算

Flowmaster 支持基于 COM (Component Object Model, 组件对象模型) 的开发。因此 Flowmaster 可以与任何第三方软件方便的集成和二次开发，实现各软件之间的相互调用和数据传递。Flowmaster 支持 C#、VB.NET、J#、VB Script、Java Script 几种主流的脚本语言，本文中使用 VB Script 开发联合计算脚本。本脚本可以实现对发动机循环水流量及风扇转速的自动修改，并能将计算结果中节点 15 的温度值自动输出到 Excel 对应单元格中。当需要反复修改某几个变量时，采用该方法可以提高计算效率，并能减少出错的概率。

图 4-6 为联合计算的 Excel 界面及计算结果，点击“Run Analysis”开始计算。

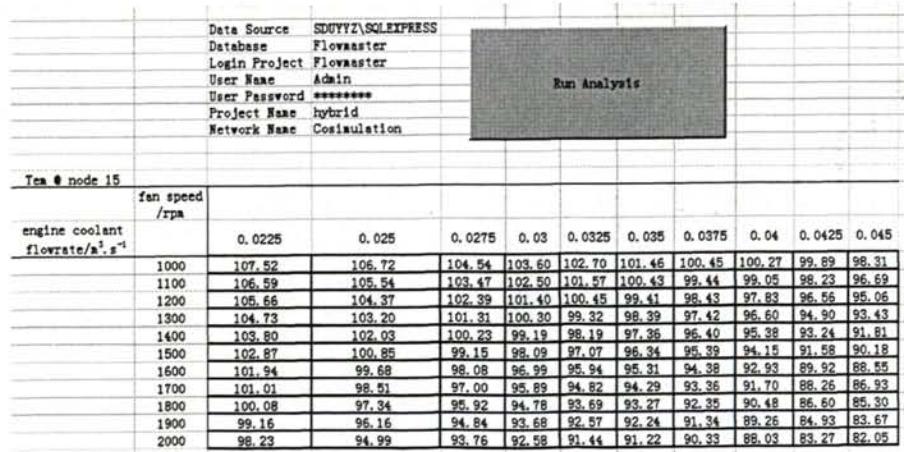


图 4-6 Excel-Flowmaster 联合仿真界面

下面为联合计算的脚本：

```
Private Sub CommandButton1_Click()
    '声明 Flowmaster 工程
    Dim fmap As Flowmaster_Automation_Gui.Application
```

```

Dim proj As Flowmaster_Automation_Gui.Project
Dim net As Flowmaster_Automation_Gui.Network
Dim pump As Flowmaster_Automation_Gui.Component
Dim fan As Flowmaster_Automation_Gui.Component
Dim res As Flowmaster_Automation_Gui.ResultSet
'声明其他的对象
Dim DataSource, DataBase, LoginProject, UserName, UserPswd, ProjectName,
NetworkName As Variant
Dim i, j, reson, cindex, nindex, cindex1 As Integer
Dim tem As Double
Dim dummyvar As Boolean
Dim db As Boolean
'读入数据库名称, 路径, 登录
DataSource=Cells(5,4).Value
DataBase =Cells(6,4).Value
LoginProject=Cells(7,4).Value
UserName=Cells(8,4).Value
UserPswd=Cells(9,4).Value
ProjectName=Cells(10,4).Value
NetworkName=Cells(11,4).Value
'启动 Flowmaster
Set fmapp=New Flowmaster_Automation_Gui.Application
'设定数据库
db = fmapp.DatabaseLogin(DataSource, DataBase, LoginProject, UserName,
UserPswd)
'设定工程, network, 元件
Set proj = fmapp.Project(ProjectName)
Set net = proj.Network(NetworkName)

```

```

Set pump = net.Component("14")
Set fan = net.Component("1")
For i = 1 To 11
    '设定风扇转速
    dummyvar = fan.SetLineBySearch("", "Output Value at 1st Time")
    fan.SetCLValue (Cells(i+16,2).Value)
    fan.SaveChanges
    For j = 1 To 10
        '设定发动机冷却液流量
        dummyvar = pump.SetLineBySearch("", "Output Value at 1st Time")
        pump.SetCLValue (Cells(16,j+2).Value)
        pump.SaveChanges
        '运行稳态传热和准三维计算的分析
        resno = net.RunAnalysis(UserName, "Flowrate" & Cells(16,j+2).Value & ", "
        Fan Speed" & Cells(i+16,2).Value, "SS", 1, 0)
        'open the result set
        Set res = net.ResultSet(resno)
        'use the current unit set for the results
        res.UseAppUnitSet = True
        '读取节点 11 的温度值
        nindex = res.NodeIndex(11)
        tem = res.NodeValue(nindex, 41, 0)
        Cells(i+16, j+2).Value =tem
    Next
    Next
Userexit:
'delete Flowmaster objects
Set fmapp = Nothing

```

End Sub

联合运算了会将结果输出到 Excel 表格指定位置外还会自动在 Flowmaster 中生成一系列的结果文件, 可以双击查看某次运行结果, 图 4-7 为计算结果列表。

Simulation Type	Description	Date	Success?
Incompressible ...	Flowrate.045 , Fan speed2000	201...	Success
Incompressible ...	Flowrate.0425 , Fan speed2000	201...	Success
Incompressible ...	Flowrate.04 , Fan speed2000	201...	Success
Incompressible ...	Flowrate.0375 , Fan speed2000	201...	Success
Incompressible ...	Flowrate.035 , Fan speed2000	201...	Success
Incompressible ...	Flowrate.0325 , Fan speed2000	201...	Success
Incompressible ...	Flowrate.03 , Fan speed2000	201...	Success
Incompressible ...	Flowrate.0275 , Fan speed2000	201...	Success
Incompressible ...	Flowrate.025 , Fan speed2000	201...	Success
Incompressible ...	Flowrate.0225 , Fan speed2000	201...	Success
Incompressible ...	Flowrate.045 , Fan speed1900	201...	Success
Incompressible ...	Flowrate.0425 , Fan speed1900	201...	Success
Incompressible ...	Flowrate.04 , Fan speed1900	201...	Success
Incompressible ...	Flowrate.0375 , Fan speed1900	201...	Success
Incompressible ...	Flowrate.035 , Fan speed1900	201...	Success
Incompressible ...	Flowrate.0325 , Fan speed1900	201...	Success
Incompressible ...	Flowrate.03 , Fan speed1900	201...	Success
Incompressible ...	Flowrate.0275 , Fan speed1900	201...	Success
Incompressible ...	Flowrate.025 , Fan speed1900	201...	Success
Incompressible ...	Flowrate.0225 , Fan speed1900	201...	Success
Incompressible ...	Flowrate.045 , Fan speed1800	201...	Success
Incompressible ...	Flowrate.0425 , Fan speed1800	201...	Success
Incompressible ...	Flowrate.04 , Fan speed1800	201...	Success
Incompressible ...	Flowrate.0375 , Fan speed1800	201...	Success
Incompressible ...	Flowrate.035 , Fan speed1800	201...	Success
Incompressible ...	Flowrate.0325 , Fan speed1800	201...	Success
Incompressible ...	Flowrate.03 , Fan speed1800	201...	Success
Incompressible ...	Flowrate.0275 , Fan speed1800	201...	Success
Incompressible ...	Flowrate.025 , Fan speed1800	201...	Success

图 4-7 联合计算结果列表

4.2 三维计算结果

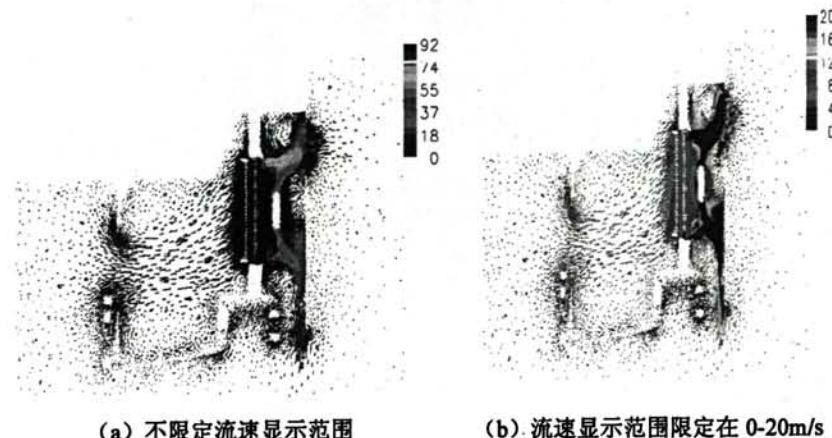
热管理系统的三维仿真可以帮助解决汽车设计里的各种问题, 例如, 各种工况下发动机舱流场的组织是否合理, 温度场分布与最高温度的位置、油封等密闭件处的最高温度、油冷器与仪表盘等的环境温度、排气管辐射对乘员舱的影响和排气管挡热罩效果等等。

4.2.1 混合动力公交车的流场和温度场模拟结果

1) 流场模拟结果

流场模拟包括流场特性和压力分布特性模拟, 通过流场特性可对车体背部进风口布置的情况进行判断, 分析风扇对气流的抽吸作用, 以及气流流过发动机和冷却系统部分的流动情况。压力分布特性可了解冷却系统的流阻情况。由图 4-8

(a) 和 (b) 可知, 冷却系统部分空气的速度分布比较均匀, 说明风扇、散热器、中冷器的结构型式和布局是合理的。图 4-8 (b) 将流场中流速显示范围限定在 0-20m/s, 以便清晰观察通过中冷器和水散热器的气流流动情况。

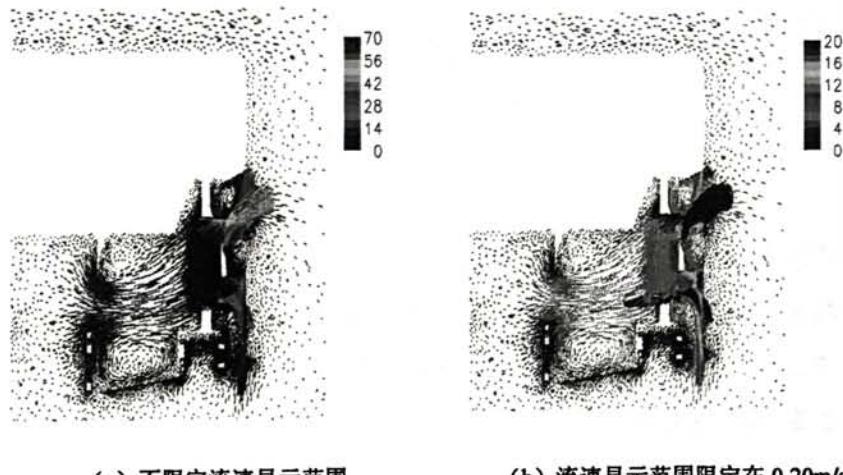


(a) 不限定流速显示范围

(b). 流速显示范围限定在 0-20m/s

图 4-8 额定功率工况下散热器部分的流动情况

由于最大扭矩时, 风扇转速较低, 由图 4-9 知, 经过中冷器和水散热器的流速明显比额定功率工况速度低。



(a) 不限定流速显示范围

(b) 流速显示范围限定在 0-20m/s

图 4-9 最大扭矩工况下散热器部分的流动情况

图 4-10 给出了散热器、风扇以及车身通风窗口部分的压力分布。可以看到气流经过以及通风口时有明显的压力降。与额定功率工况类似, 最大扭矩时中冷器、散热器压力分布如图 4-11 所示。

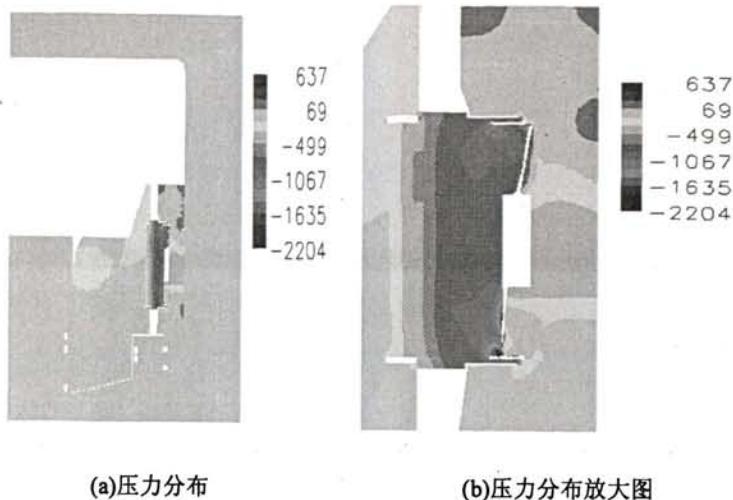


图 4-10 额定功率工况下的散热器、风扇及车体后通风窗口处压力分布情况

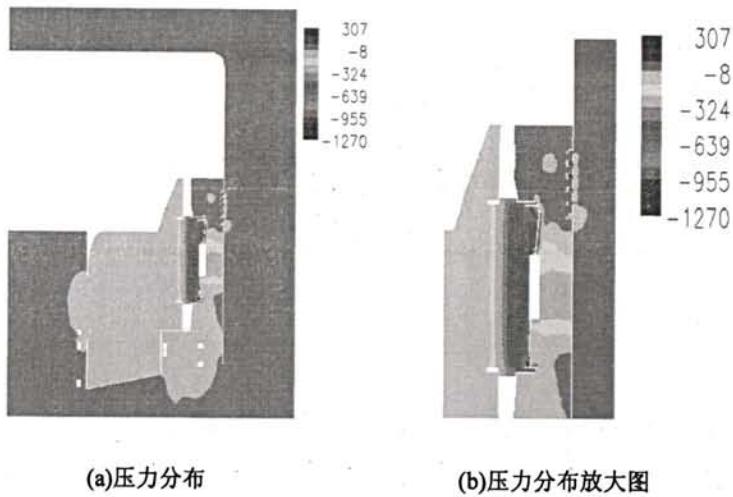


图 4-11 最大扭矩工况下的散热器、风扇及车体后通风窗口的全压分布情况

2) 温度场模拟结果

额定功率工况时散热器部件温度场情况如图 4-12、4-13 所示，图 4-12 (a) 为发动机散热器的中间截面图温度分布，图 4-12 (b) 为积温点附近截面图温度分布图。由图 4-12 可知在额定功率工况时发动机散热器的最高温度为积温点处 363K，平均积分温度为 353K。图 4-13 (a) 给出了电机散热器的中间截面温度分布图，图 4-13 (b) 为积温点截面的温度分布，额定功率工况下电机散热器的最高温度为 351K，平均积分温度为 335K 左右。

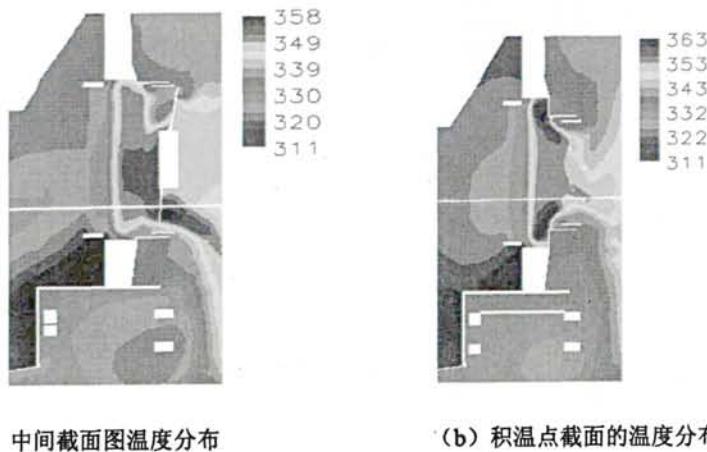


图 4-12 额定功率工况发动机散热器部件部分温度分布情况

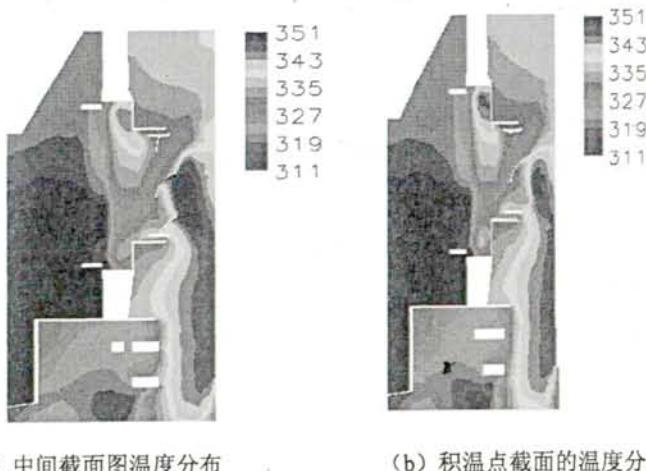
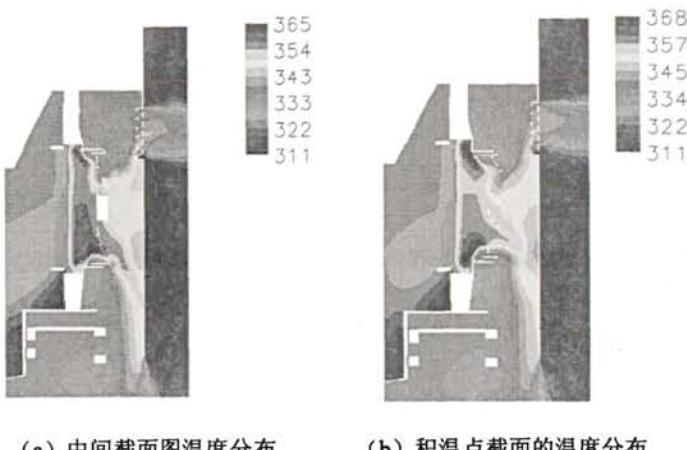


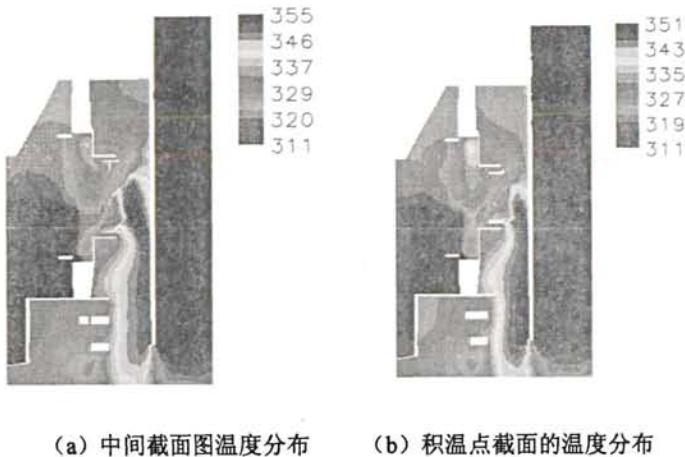
图 4-13 额定功率工况电机散热器部件部分温度分布情况

图 4-14、4-15 为最大扭矩时发动机及电机散热器温度场分布，图 4-14 (a) 为发动机散热器的中间截面图温度分布图，4-14 (b) 为积温点附近截面图温度分布图。最大扭矩工况下发动机散热器的最高温度为 368K，平均积分温度为 358K。图 4-15 (a) 给出了电机散热器的中间截面温度分布图，图 4-15 (b) 为积温点截面的温度分布，额定功率工况下电机散热器的最高温度为 340K，平均积分温度为 335K 左右。



(a) 中间截面图温度分布 (b) 积温点截面的温度分布

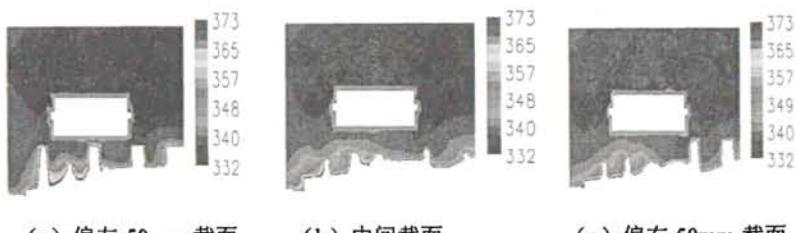
图 4-14 最大扭矩工况发动机散热器部件部分温度分布情况



(a) 中间截面图温度分布 (b) 积温点截面的温度分布

图 4-15 最大扭矩工况电机散热器部件部分温度分布情况

图 4-16、4-17 给出了两种计算工况下 ECU 的 3 个不同截面温度情况，从图中可以看出 ECU 最高环境温度为 345K 左右，低于 80℃，符合设计要求。



(a) 偏左 50mm 截面 (b) 中间截面 (c) 偏右 50mm 截面

图 4-16 额定功率 ECU 温度分布

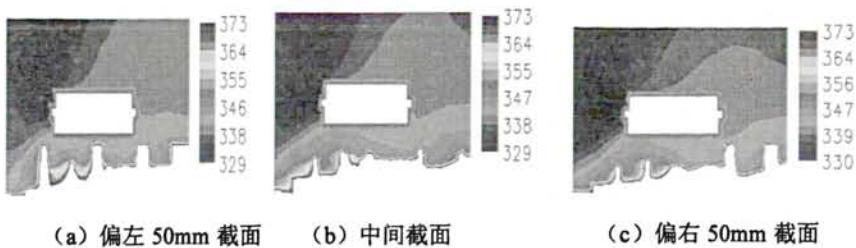


图 4-17 最大扭矩工况 ECU 温度分布图

4.2.2 混合动力公交车高速行驶时的气阻分布情况

计算车速为 20m/s 时，整车压降情况如图 4-18 所示。发动机舱内的压降如图 4-19 所示，因为发动机舱内部空气流速很低，发动机舱内压降很小。发动机舱内的气体流动情况见图 4-20，在出口格栅处有旋流。水散热器和中冷器压力场如图 4-21 所示，从图中可以看出水散热器和中冷器结构布置适当，没有造成较大的内部阻力。



图 4-18 车速 20m/s 时的压力场

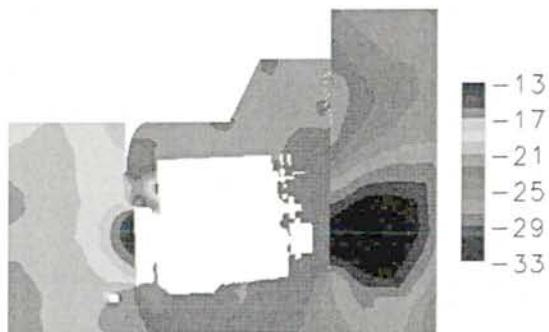


图 4-19 车速 20m/s 发动机舱压力场

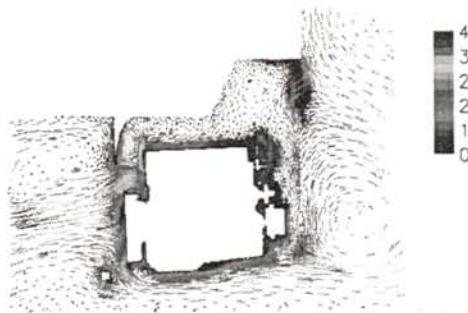


图 4-20 混合动力公交车在 20m/s 发动机舱中的流动情况

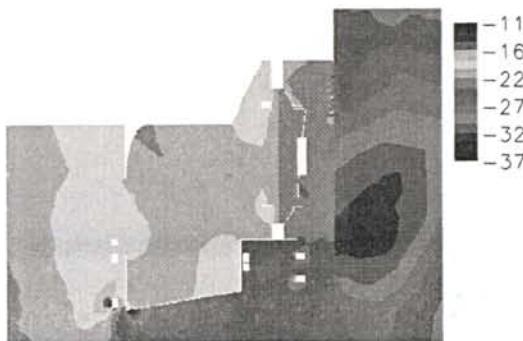


图 4-21 混合动力公交车水散热器和中冷器压力场

4.2.3 对发动机舱结构的改进

流动阻力的产生主要因为流动过程中的摩擦损失及气流的旋涡和分离，不合理的结构会造成流动阻力增大。风扇后端热气回流，一方面迫使风扇功率升高另一方面会影响散热效果。应该在满足散热需求的前提下合理的设计发动机舱内各部件的布局，减小空气流量以降低流动损失，同时保证发动机舱流动的通畅，降低旋涡和气流分离的产生。

1) 原模型流场分析

如图 4-22(a)所示，冷却模块的上部区域进口空气温度较高，已接近 100℃。由于图中所示上隔板的影响，由两侧隔栅及车底进入的空气量变少，且不容易流向冷却模块上部区域。如图 4-23 (b) 所示，空气流经风扇后主要由两处排出，上侧空气通过尾部隔栅流出，下侧空气通过车尾部下缘空隙流出。由于空气流速较高，在流经隔栅时产生很大阻力，造成部分热空气回流至冷却模块入口，导致该处空气温度升高，达到 100℃左右。由于中冷器上气室的遮挡及加热作用，最

高温度区域出现在散热器上端，已经超过 100°C 。

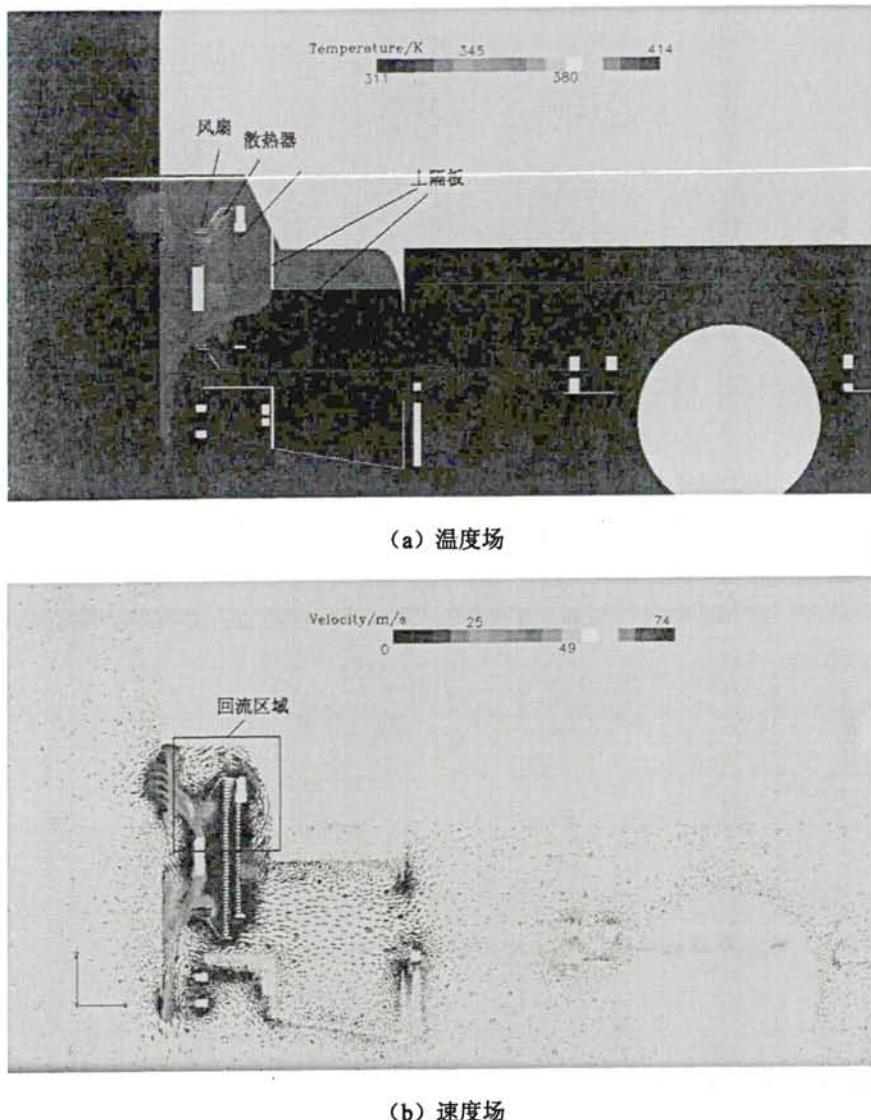


图 4-22 改进前冷却模块速度场温度场

2) 改进后模型流场分析

通过对由原结构计算所得的速度场及温度场的分析，本文对该公交车发动机舱结构做如下改进：

①在散热器框架与周围隔板之间设置隔流板，隔绝回流区域的高温空气，使之不再重新流进冷却模块；

②移除图 4-22 (a) 所示上隔板，使得空气能更顺畅地流经冷却模块；

③减小中冷器上气室的高度，降低对散热器的影响。

对改进结构后的公交车重新进行计算，图 4-23 为相同位置截面处空气的温度场和速度场。由图 4-23 (b) 可以看出，整体温度降至 70℃以下，冷却模块的冷却效果得到大幅提高，同时回流区域明显减小。公交车尾部隔栅出口温度下降至 60℃左右，散热器上部和下部区域高温区温度已降至 70℃左右。计算结果表明，公交车在此工况下已满足设计要求。

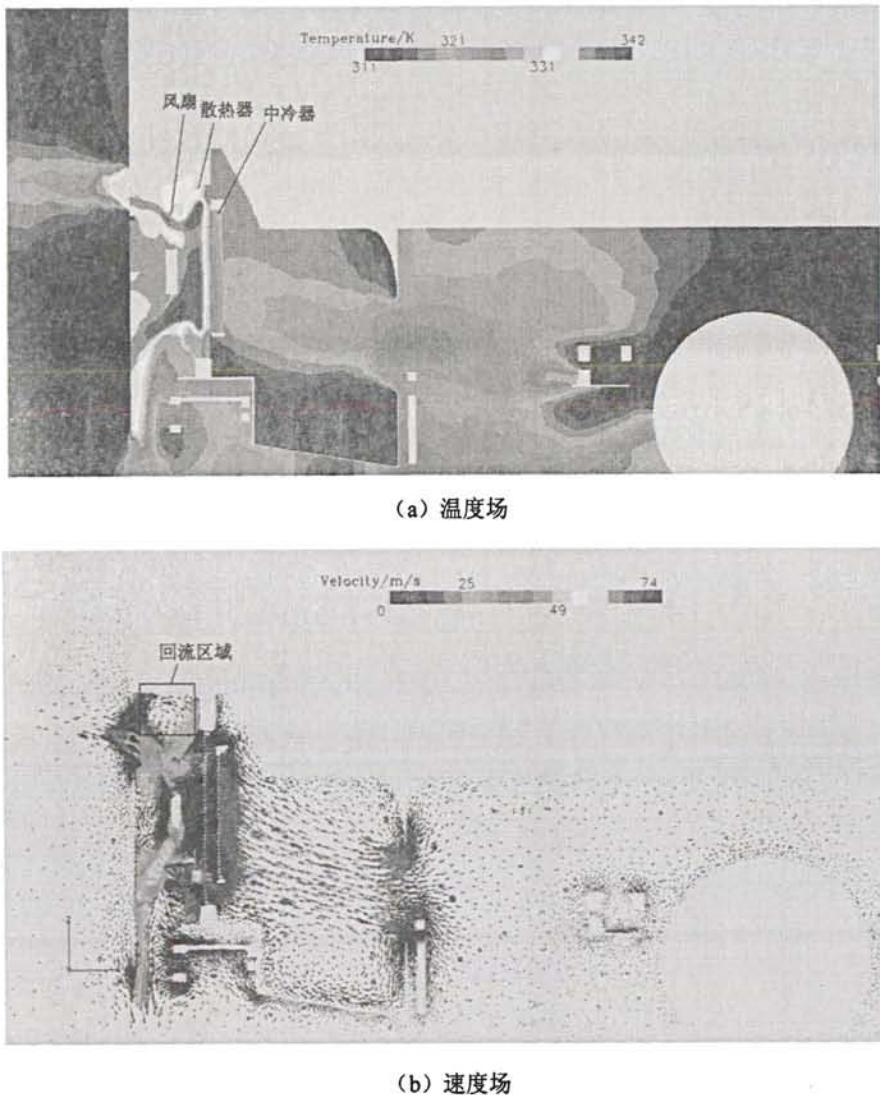


图 4-23 改进后冷却模块速度场温度场

4.2.4 车速对冷却模块进气的影响研究

图 4-24 为中国典型城市公交循环, 根据表 4-8 数据, 选中车速分别为 70km/h、60km/h、50km/h、40km/h、30km/h、20km/h、10km/h 时, 车速对冷却模块进气的影响。

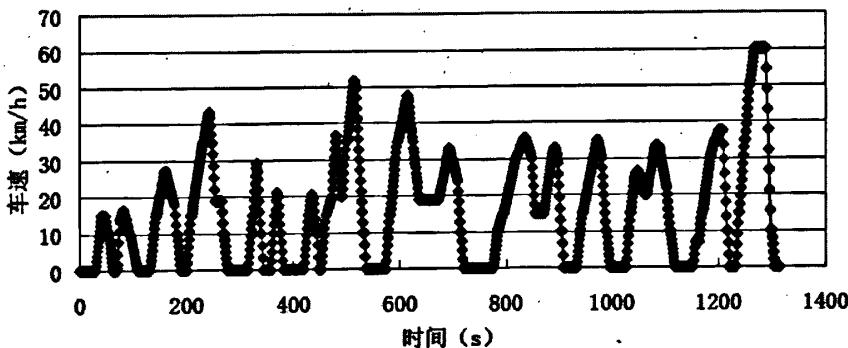


图 4-24 中国典型城市公交循环

表 4-8 城市客车循环

循环次数	行驶时间 /s	行驶距离 /km	平均车速 /km·h ⁻¹	最高车速 /km·h ⁻¹	最高加速 度/m·s ⁻²	最大减速 度/m·s ⁻²
2	2628	11.6	15.9	60	0.914	1.543

根据文献^[7]介绍, 公交车在市区行驶时低速挡大油门较多, 即发动机 70-90% 的最高转速, 80-100% 大转矩工况很多。所以在上述车速时选定发动机均工作在最大扭矩工况。

所有流经冷却模块的空气都会经由风扇排出, 选定风扇截面的空气流量作为统计的参考值。表 4-9 为不同车速下冷却模块的空气流量。

表 4-9 不同车速下冷却模块的空气流量

车速/km·h ⁻¹	10	20	30	40	50	60	70
空气流量/kg·s ⁻¹	1.915	1.909	1.902	1.906	1.927	1.944	1.948

由图 4-25 可知空气流量随车速呈现先减后增的变化趋势, 但是总体变化范围不大, 空气流量的最大值最小值之差与平均流量之比为 1.68%, 当风扇转动时车速对后端冷却模块空气流量的影响不大。

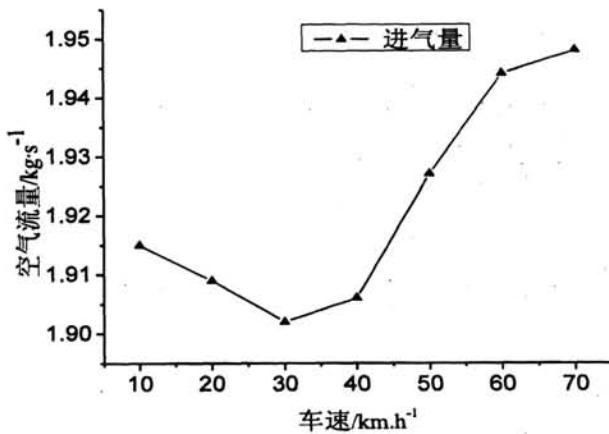


图 4-25 不同车速下冷却模块的空气流量

如图 4-26 所示，在车辆行驶过程中，车底的一部分气流冲击后挡板后上行通过风扇，这部分气流减少了风扇的吸风风量，随着车速的增高，逆行通过风扇的风量也逐渐增大。

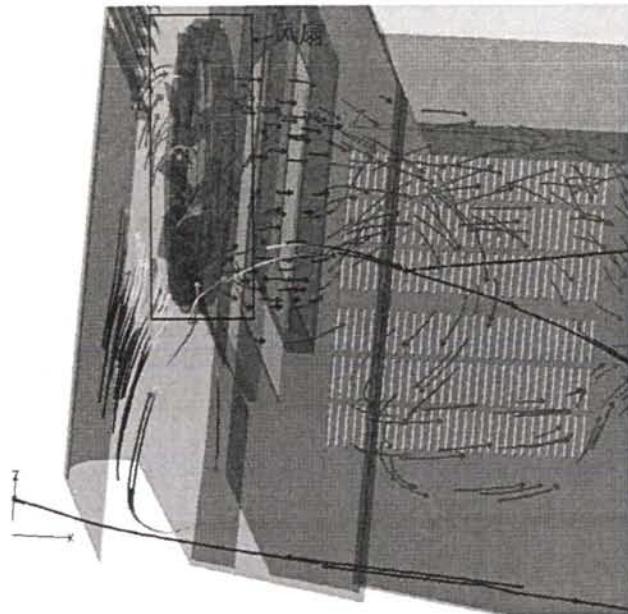


图 4-26 逆行通过风扇的气流

如图 4-27 所示，车辆行驶过程中车辆侧面气流可以通过侧面格栅进入冷却模块，这部分气流是增大风扇吸风量的，随着车速升高，侧面进风量也逐渐增大。

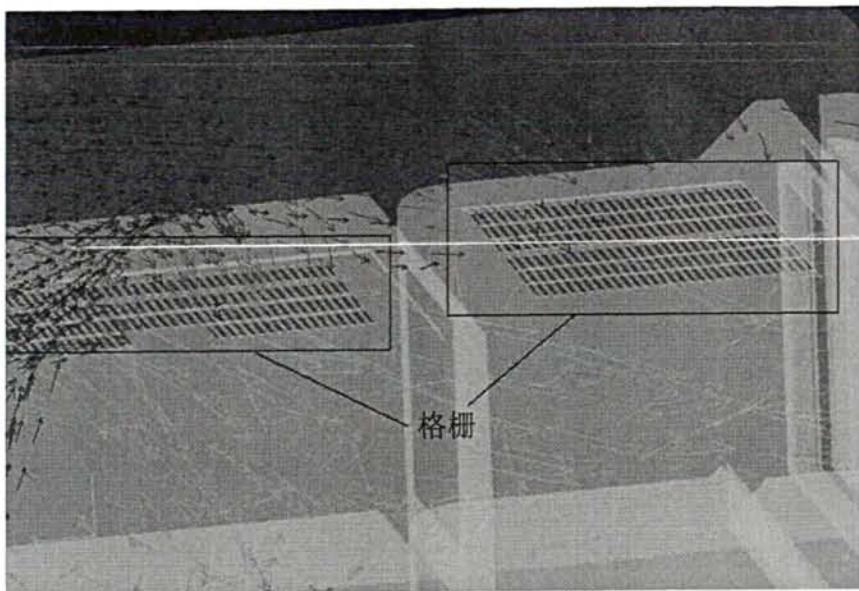


图 4-27 通过侧面格栅进入风扇的气流

在风扇转速一定的情况下，由风扇抽吸产生的风量变化不大，当车速由 10km/h 增大到 30km/h 的过程中，逆行进入风扇的风量大于侧面格栅进风量，因此在这一车速段，进入冷却模块的风量呈下降趋势；当车速超过 30km/h 后，侧面格栅进风量逐渐大于逆行进入风扇的风量，进入后端冷却模块的风量呈上升趋势。但无论是逆行风量还是侧面格栅的进风量，其值都远小于风扇抽吸的风量，所以对冷却模块进风量的影响很小。

4.2.5 一、三维耦合计算深入研究

热管理数值计算软件主要分为一维和三维两种，各有优缺点。三维计算可以考虑更多的细节，并能直观给出计算区域的流场和温度场，但需要庞大的计算资源，精确的输入数据，漫长的前处理和计算时间。而一维软件虽然不能考虑所有的细节部分，但需要的计算资源少，计算时间短，计算结果能满足实际工程的需要，因此特别适用于汽车开发前期，许多数据尚未得知时的热管理计算。

在计算初期，一维仿真可以为三维仿真提供众多边界条件，同样，借助三维仿真的结果也可以修正一维仿真的边界条件。通过一、三维计算的反复迭代，直到最终结果满足要求为止，该方法定义为一、三维耦合计算。

1) 对三维计算的改进

图 4-28 为通过准三维计算得出的中冷器不同位置处换热量分布图。

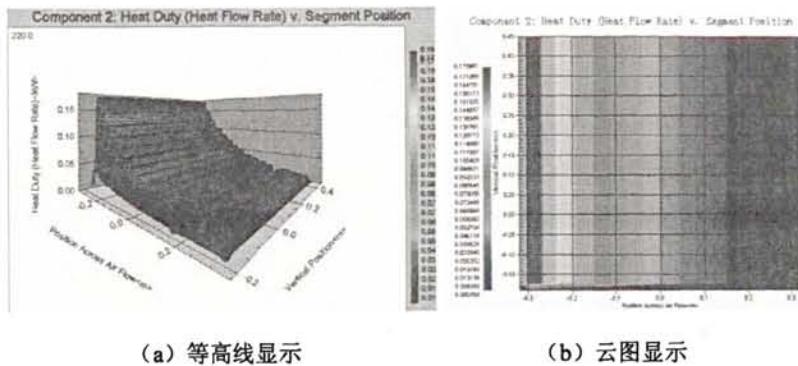


图 4-28 中冷器不同位置换热量分布图

假设气流均匀通过各散热部件时，中冷器距离左端不同位置处散热量分布如图 4-29 所示。从图中可以看出，随着与入口距离的变大，散热量迅速减小，减小的速度逐渐放缓。

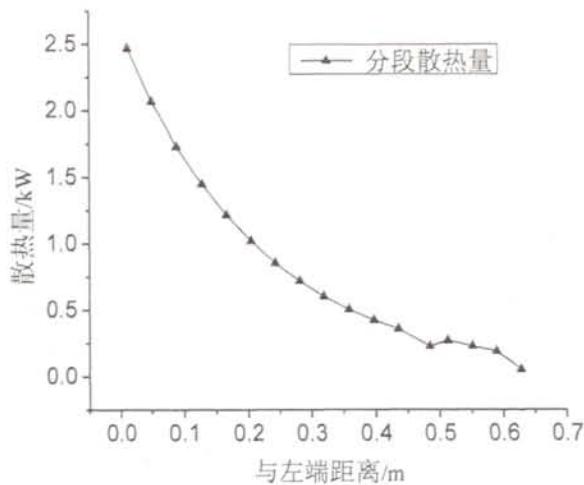


图 4-29 每段换热量

图 4-30 为距离进口不同位置处累积散热量的曲线，由上图可以看出，在距离进口 0.128m，占总长度 20% 处，左侧面积散累计热量已经达到总散热量的 55%；距离左侧 0.384m，占总长度 60% 处，左侧面积累计散热量已经达到总散热量的 90%。

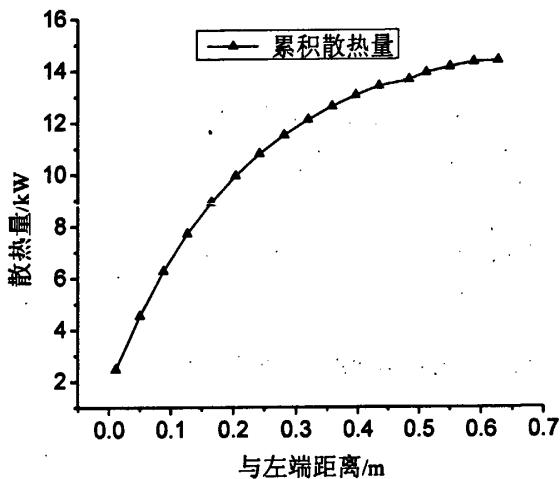


图 4-30 累积换热量

由计算可得，在中冷器入口高温端散热能力较强，随着增压空气温度的降低，散热能力逐渐降低，提高中冷器散热能力的重点是要提高中冷器前半段的散热能力，可以通过改变散热器结构或者提高前半段空气流量的方法来加强换热。

以上结果也表明在三维计算中应该考虑热侧流体进出口温差对散热量的影响，因此在三维仿真中，不再将散热器多孔介质模型设为一个均匀的体积热源，而是依据准三维计算得到的图 4-29 的分段散热量值，将散热量拟合为进口距离的函数，然后通过编写用户自定义函数（UDF）的方法赋给多孔介质模型，实现三维计算中对中冷器变体积热源的模拟。

部分 UDF 代码如下：

```
#include "udf.h"

#define C2 657764.1605
#define C3 3392091
#define C4 882616

DEFINE_SOURCE(motor_rad_source, c, t, dS, eqn)
{
    real x[ND_ND];
    real con, source;
```

```

C_CENTROID(x, c, t);

con = C4+155757.647*(x[2]-181.01995); source = con;

return source;

}

DEFINE_SOURCE(rad_source, c, t, dS, eqn)

{

real x[ND_ND];

real con, source;

C_CENTROID(x, c, t);

return source;

}

```

图 4-31 中黄色部分为中冷器网格，中冷器横置，车高沿 z 方向，中冷器-y 方向端被车身遮挡，增压空气由+y 方向流入。

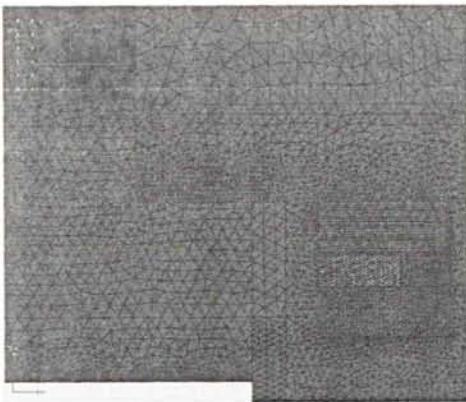


图 4-31 中冷器几何细节

未使用 UDF 时，中冷器计算结果如图 4-32 (a) 所示，由于车身的遮挡，-y 端出现高温区域，且出口温度高于入口温度，而实际上增压空气出口处的温度已经降至 323K 左右，且远低于入口温度，计算结果显然与实际情况不符。

图 4-32 (b) 为使用 UDF 后计算结果，高温区域出现在增压空气入口处，且温度分布呈现由入口向出口逐渐降低的趋势，更加符合实际情况。

通过以上比较说明考虑到流动对换热的影响，通过准三维计算和三维计算的耦合能提高三维计算精度，使计算结果更贴近实际情况。

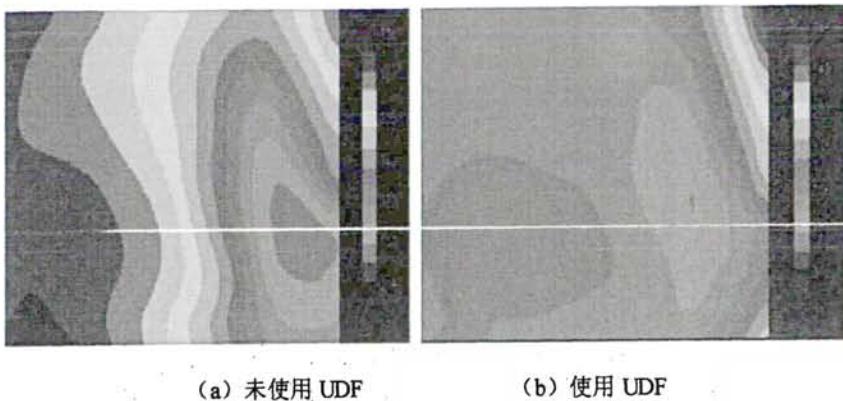


图 4-32 中冷器温度分布

2) 对一维计算的改进

传统的一维热管理计算，并不考虑几何细节及风扇对计算结果的影响。

Flowmaster 的默认设置假设冷却空气均匀通过各散热部件，但实际上，由于进气格栅和保险杠等的影响，冷却风速度分布是不均匀的。在计算散热器对空气传热时，结果的准确性受冷却风的速度影响很大，所以一维计算结果误差较大，应该加以改进。

通过三维计算，获得相同空气流量下各冷却模块前、后横截面的空气速度、压力分布，进而通过式 3.1 把该截面速度、压力查转换为无量纲参数的阻力系数 K 的矩阵，将阻力系数矩阵以自定义曲面的方式赋给一维计算从而实现对风扇和几何细节影响的模拟。图 4-33 为中冷器和散热器芯体表面的压力分布云图。散热器由于更靠近风扇，所以压力分布受风扇的影响更明显，而风扇对中冷器前端面的压力分布已经基本上没有影响了。

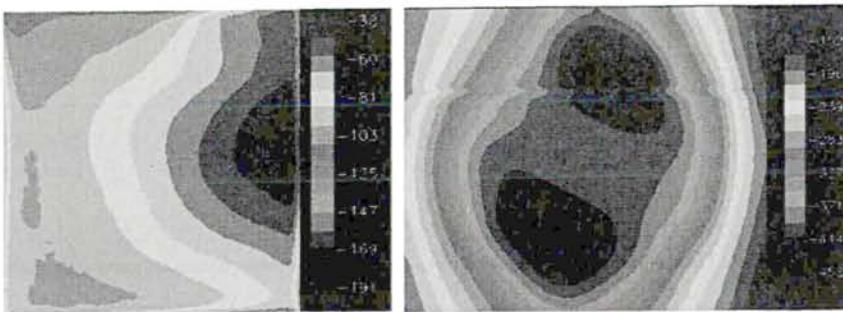


图 4-33 中冷器、散热器表面压力分布

在不影响计算精度的前提下，为节省计算时间，使用 Python 编程对三维数据进行缩减。图 4-34 为缩减为 19x19 个节点后阻力系数矩阵的分布云图。

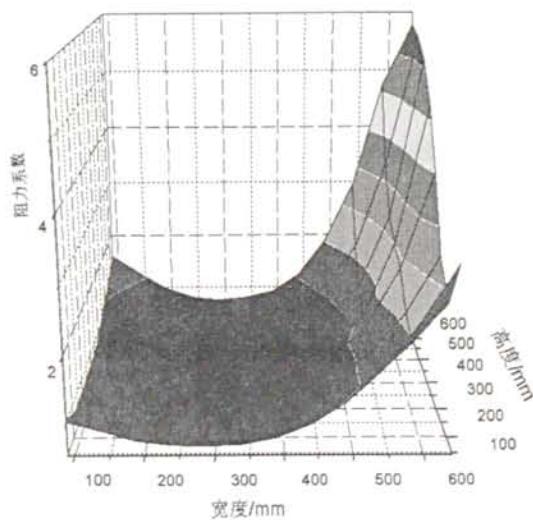


图 4-34 阻力系数云图

使用阻力系数矩阵后一维计算结果更接近实际情况。

总结与展望

本文以国家科技支撑计划“商用车用并联式混合动力系统开发”项目及校企合作项目“商用车及混合动力公交车动力系统总成的冷却及热管理计算分析”为依托，通过一维、三维耦合计算的方式研究在环境温度 38℃，车辆低档位（II 挡）、全油门长时间输出最大扭矩或最大功率的情况下热管理系统的工作情况。

本文主要工作如下：

(1) 在阅读国内外大量相关文献的基础上，掌握了目前国内外车辆热管理研究的主要方法和研究现状，对本领域中主要模拟计算方法进行了介绍，对计算流体动力学方法的基础理论进行了研究，为本文的研究工作奠定了理论基础。

(2) 通过分析中冷器、散热器、水泵、风扇、发动机、节温器等部件的工作原理，使用热管理软件 Flowmaster 搭建了一维仿真模型，介绍了准三维模拟的原理和优点。

(3) 综合考虑安装空间限制及各散热部件的进出口温度要求，通过一维计算确定主要散热部件的几何尺寸、布置方式，保证其流动换热参数满足要求，并为三维计算提供相关的边界条件，实现了 Flowmaster 与 Excel 的联合仿真。

(4) 采用 Hypermesh 实现车身及底盘模型的几何清理，面网格划分；采用 Star-ccm+ 的包面功能实现发动机表面网格的生成；在 Hypermesh 中将各部分网格组装成整体，并生成体网格。

(5) 通过三维仿真软件 Fluent 计算获得整车内部和外部的流场及发动机舱的温度分布，三维计算分析要确保热管理系统各部件的流动、传热过程合理，保证 ECU 等关键部件温度满足设计要求。原车发动机舱由于存在不合理结构，在散热器入口处热空气回流，产生超过 100℃的高温区域，改进结构后重新计算温度降至 97℃，满足要求。通过研究车速对公交车后端进气的影响，发现当风扇工作时，车速对后端冷却模块进风量影响很小。

(6) 针对单独进行一维或三维计算存在的不足提出了相应的改进方法。将三维计算得到的流场压力、速度分布转化为阻力矩阵，以自定义曲面的方式赋给一维计算，模拟进口结构和风扇对流动的影响；使用 UDF 定义多孔介质变体积

热源，用来模拟进出口温差对换热的影响。通过一、三维的耦合计算提高车辆热管理仿真计算的精度，使仿真结果更加接近实际情况，为热管理系统的设计提供一定的参考和指导。

本文的不足及展望：

本文一维计算的部分边界条件，如发动机散热量、进气流量，中冷器进口温度、压力均来自发动机热平衡实验，所以一维模拟只能针对已有机型，不能实现车辆开发的概念模拟，而概念模拟的实现有赖于对发动机工作过程精确模拟的实现。通过发动机热平衡过程模拟和进排气过程模拟可以获得发动机散热量，进气参数等边界条件，与车辆热管理模拟综合后即可实现开发初期的整车热管理系统概念模拟。

对模型进行了部分简化，忽略了直径过小的管道和线路；进考虑了发动机舱内的流动，未考虑驾驶室通风，制动器冷却等流动，可能对计算结果造成一定影响。

本文仅仅实现了一维计算软件 Flowmater 和三维软件 Fluent 的耦合，多软件耦合将是热管理仿真的热点和未来。

热管理系统仅对冷却系统进行了仿真，未考虑润滑、排气后处理等系统对热管理的影响。仿真计算结果未经过实验的严格检验，下一步将开展热管理系统的整车实验，验证仿真结果的合理性。

参考文献

- [1] 杨沿平, 唐杰. 我国汽车节能综合评价研究[J]. 中国软科学, 2009(1): 15-19.
- [2] 张一驰. 研究行业大势促进合作共赢——记《2010年国内外油气行业发展报告》发布会[J]. 国际石油经济, 2011, 19(1): 16-25.
- [3] 拂晓. 环境保护部发布《中国机动车污染防治年报(2010年度)》——实施严格机动车排放标准的减排效果显著[J]. 商用汽车, 2012(12): 34.
- [4] 包贞, 冯银厂. 杭州市大气PM_{2.5}和PM₁₀污染特征及来源解析[J]. 中国环境检测, 2010, 26(2): 44-48.
- [5] 吴憩棠. 国Ⅲ、国Ⅳ与国Ⅱ排放标准的区别[J]. 汽车与配件, 2008(3): 21-23.
- [6] 徐家颖. 汽车内环境污染现状及防治对策[J]. 环境与可持续发展, 2007(3): 39-41.
- [7] 张扬军, 张钊. 汽车发动机热管理仿真系统[A]. 珠海: 中国内燃机学会, 中国汽车工程学会, 2003: 269-273.
- [8] 齐斌. 载重车热管理系统模拟计算和试验研究[D]. 上海: 同济大学, 2009.
- [9] 郑义斌, 黄荣华. 车辆热管理系统及其研究[J]. 汽车工程师, 2011(1): 52-55.
- [10] 俞小莉, 李婷. 发动机热平衡仿真研究现状与发展趋势[J]. 车用发动机, 2005(5): 1-5.
- [11] 刘毅, 周大森. 车用内燃机整机热平衡动态传热模型[J]. 内燃机工程, 2006, 27(6): 47-50.
- [12] 孙军, 桂长林. 水冷内燃机风扇的优化设计[J]. 内燃机工程, 2003(5): 52-54.
- [13] 罗建曦, 张扬军. 节温器对发动机热系统动态性能的影响[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2004, 44(5): 701-704.
- [14] 卢广峰, 郭新民. 汽车发动机冷却系统的发展与现状[J]. 农机化研究, 2002(2): 129-131.
- [15] Zhigang Yang, Jeffrey Bozeman, Fred Z Shen, et al. CFRM Concept for Vehicle Thermal System[C]. SAE Paper 2002-01-1207.
- [16] 齐斌. 载重车热管理系统仿真[J]. 柴油机设计与制造, 2008, 15(3): 32-35.
- [17] 周祥军, 林志强. 整车热管理优化模拟及试验研究[A]. 潍坊: 中国内燃机学会, 2009.
- [18] 梁乐华, 高懿. 应用热管理平台分析汽车冷却系统的参数和灵敏度[J]. 汽车科技, 2008(2): 45-48.
- [19] 顾宁, 倪机民. 基于KULI的发动机热管理瞬态模型的参数设置与仿真[J]. 计算机应用, 2009, 19(7): 1963-1965.
- [20] 韦又毓, 彭樟林. 发动机冷却系统热管理模型的仿真分析[J]. 河南科技, 2011(17):

65-66.

- [21] 成晓北, 潘立. 车用发动机冷却系统工作过程与匹配计算[J]. 汽车工程, 2008, 30(9): 758-763.
- [22] 罗建曦. 汽车热管理系统集成空气侧热流体分析研究[D]. 北京: 清华大学, 2004.
- [23] 周建军, 杨坤. 数值模拟在整车热管理中的应用[J]. 上海汽车, 2009(07): 16-17.
- [24] 赵永坡, 刘鹏. 发动机舱过热的仿真分析[J]. 汽车工程师, 2009(9): 30-32.
- [25] 肖国权, 杨志刚. 轿车发动机舱内流动与散热特性数值研究[J]. 武汉理工大学学报(交通科学与工程版), 2010, 34(6): 1134-1136.
- [26] 陈德玲. 混合动力轿车后舱热分析[J]. 湖北汽车工业学院学报, 2011, 25(02): 1-3.
- [27] Ken T. Lan, Kumar Srinivasan. Influences of Free Stream Conditions on Vehicle Thermal Management - An Analytical Study [J]. SAE, 2009(1).
- [28] 梁小波, 袁侠义. 运用一维 / 三维联合仿真的汽车热管理分析. 汽车工程, 2010, 32(9): 793-798.
- [29] 张宝亮, 范秦寅. 整车热管理的一维与三维耦合仿真[J]. 汽车工程, 2011, 33(6): 493-496.
- [30] 袁侠义. 汽车发动机舱热管理研究与改进[D]. 长沙: 湖南大学, 2010.
- [31] Christoph Stroh, Rudolf Reitbauer. Increasing the Reliability of Designing a Cooling Package by Applying Joint 1D/3D Simulation [J]. SAE, 2006(1).
- [32] Norihiko Watanabe, Masahiko Kubo. An 1D-3D Integrating Numerical Simulation for Engine Cooling Problem [J]. SAE, 2006(1).
- [33] K. G. Mahmoud, E. Loibner. Simulation-Based Vehicle Thermal Management System - Concept and Methodology[J]. SAE, 2003(1).
- [34] K. Schierl, J. Hager. Thermal Management Simulations by Coupling of Different Software Packages to a Comprehensive System [J]. SAE, 2005(1).
- [35] 陈涛, 诸葛伟林. 发动机热管理的系统整体热流体分析研究[A]. 中国内燃机学会 2005 年学术年会暨 APC2005 年学术年会论文集[C]. 武汉: 中国内燃机学会, 2005: 110-113.
- [36] 杨胜. 汽车热管理系统半物理仿真试验平台研究[D]. 北京: 清华大学, 2004.
- [37] 谭建勋, 沈瑜铭. 工程机械热管理系统试验平台的开发[J]. 工程机械, 2005(1): 41-44.
- [38] Tom Mitchell. Advanced Thermal Management For Internal Combustion Engines[D]. Clemson :Clemson University, 2007.
- [39] 王福军. 计算流体动力学分析——CFD 软件原理与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 1993.

- [40] H. K. Versteeg, W. Malalasekera, *an Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. Wiley, New York, 1995.
- [41] 吴允柱. 汽车超车过程的气动特性研究[D]. 吉林:吉林大学, 2008.
- [42] 曾昌明, 刘芳等. 轿车机舱热管理模拟分析[A] 第五届中国 CAE 工程分析技术年会论文集[C]. 兰州: 中国力学学会, 2009: 696-703.
- [43] GBT 12542-2009. 汽车热平衡能力道路试验方法[S]. 北京: 中国标准出版社, 2009.
- [44] 漆波. 百叶窗翅片式散热器内对流导热耦合传热的数值模拟[D]. 重庆: 重庆大学, 2005.
- [45] 张毅. 车辆散热器模块流动与传热问题的数值分析与试验研究[D]. 浙江: 浙江大学, 2006.
- [46] 何炜, 马静等. 多参考坐标系法和滑移网格法在汽车前端进气数值模拟中的比较[J]. 计算机辅助工程, 2007, 16(3):96-100.
- [47] 刘永照. 汽车发动机冷却系性能试验研究[J]. 汽车研究与开发, 1998(4): 36-38.

致谢

时光荏苒，倏忽三年，三年的时间里需要感谢的人很多，他们都是我成长路上的良师益友。

首先感谢我的导师闫伟副教授，您治学严谨，学识渊博，思想深邃，视野开阔，为我营造了良好的精神和学术氛围。授人以鱼不如授之以渔，耳濡目染，潜移默化，使我不仅接受了全新的思想观念，接触到了前沿的学术知识，更掌握了正确的思考方式，培养了基本的科研能力。从论文题目的选定到具体工作的开展再到论文写作的指导，均经由您的悉心点拨斧正。加之在生活上的照顾和关心，您是我这三年来最应该感谢的人，谢谢您。

其次感谢课题组的李国祥教授，李老师温文尔雅，颇具古风，是吾辈景仰学习的榜样，云山苍苍，江山泱泱，先生之风，山高水长。

感谢课题组的胡玉平副教授，胡老师古道热肠，中直耿介，更是学术路上我等同侪努力攀登的高峰。

感谢同实验室的白书站老师、张强老师在学习生活方面提供的帮助。是你们奋斗的身影，是你们的耳提面命传承了内燃机实验室的拼搏精神。

感谢李世伟、田杰安、王文涛硕士在课题开展过程中提供的帮助，感谢我的舍友们在学习和点滴生活中的帮助。

感谢同实验室的所有同学，与你们共同的欢笑和汗水是我无比珍贵的回忆。

感谢我的辅导员刘晓凤老师，感谢您在工作中的指导和人生上的启迪。

感谢我的家人。

攻读硕士期间发表的论文

- [1] 袁聿震, 吴国荣等.车用散热器结构强度静力学分析[J].内燃机与动力装置, 2011, (6):
28-31.

学位论文评阅及答辩情况表

论 文 评 阅 人	姓名	专业技术 职 务	是否博导 (硕导)	所在单位	总体评价 ※
		李树生	教授级高工	是	石油开采
	胡玉平	副教授	是	山东大学	B
答 辩 委 员 会 成 员	姓名	专业技术 职 务	是否博导 (硕导)	所在单位	
	主席	李树生 教授级高工	是	石油开采	
	委员	高国祥 教授	是	山东大学	
		元华永 研究员	是	山东大学	
		胡玉平 副教授	是	山东大学	
		傅松 副教授	是	山东大学	
答辩委员会对论文的总体评价※		B	答辩秘书	傅松	答辩日期 2022.5.26
备注					

*优秀为“A”；良好为“B”；合格为“C”；不合格为“D”。