

## 摘要

论文围绕涡轮增压发动机的进气充量，分析了影响充气效率的因素，提出了改善换气质量、提高充气效率的一系列措施，并通过发动机燃烧化学特性计算以及试验分析后，确定进气系统的最大空气流量。

通过分析研究大量车型设计累积的经验，确定了进气系统管路设计、进气阻力、流速设计计算方法，并将其用 Excel 表综合的方式，评价所设计的进气系统，为规范设计提供了一种方法。

本文从理论上分析了中冷器的热交换原理，考虑到中冷器在车用发动机上的使用目的，确定了能明确表示出中冷效果的密度恢复系数 $\eta_p$ ，作为车用中冷器的评价指标，并在中冷器总成设计计算中得到了应用。

在研究中，采用 CFD(Computational Fluid Dynamics 计算流体动力学)中的 Fluent 与汽车冷却系统专业软件 KULI 结合的方法，对中冷系统进行仿真模拟，解决了无法直观、定量地描述发动机舱内的气流和温度场的问题。通过模拟分析中冷系统与整车匹配的散热性能，确定中冷系统各设计参数，并用转毂试验方法验证仿真分析结果的正确性，克服了以前需通过多次试验才能确定中冷系统各参数这种不适当今发展要求的传统模式，为今后其它车型的开发设计提供了一种实用的方法。

**关键词：**涡轮增压发动机 进气系统 中冷系统 CFD 仿真

## Abstract

The thesis analyzes the factors of affecting air charging efficiency around the amounts of intake air for the turbo engine. It puts forward to a series of measures to improve the air quality and charging efficiency. Moreover it determines the maximum air flow of intake system through the engine combustion chemical characteristic calculation and test analysis.

By way of analysis and research, it determines the calculation method of the piping design, intake system restriction and air flow speed according to the experiences accumulated by a great deal of vehicles design, and designed intake system is estimated by Excel that sums up them mentioned above. It provides a method for the criterion design.

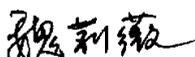
The thesis analyzes the principle of thermal exchange of charge air cooler on theory. Considering the using purpose of charge air cooler on vehicle engine, it establishes density resume coefficient  $\eta_p$  that can obviously indicate the effect of charge air cooling as the estimation index of charge air cooler used for vehicle, and it is applied in designing calculation of charge air cooler.

In the study, the thesis is to apply the method that combines software Fluent of CFD(Computational Fluid Dynamics) with special software KULI on automotive cooling system, simulates charge air cooling system. The method solves the problem on describing the air flow and temperature fields under hood directly and quantitatively. Through simulating and analyzing the heat ejection performance of matching the charge air cooler with full vehicle, it determines every design parameters of charge air cooling system, validates the correctness of the imitation analysis ending by wind tunnel, overcomes the defects of traditional methods that needed to determine the parameters of charge air cooling system by several test before, that is not suitable for current developing requirement. It provides a practical method to research and develop of other vehicles for the future.

**Keywords:** turbocharged engine, air-intake system, charge air cooling system, CFD simulation,

## 独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是我个人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。尽我所知，除文中已经标明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的研究成果。对本文的研究做出贡献的个人和集体，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：

日期：05年10月31日

## 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，即：学校有权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。本人授权华中科技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。

本论文属于  保密，在\_\_\_\_年解密后适用本授权书。

不保密。

(请在以上方框内打“v”)

学位论文作者签名：

日期：05年10月31日

指导教师签名：

日期：2005年10月

## 1 绪论

### 1.1 选题背景

随着市场不断开拓和发展,以及国家对商用车排放要求越来越严格,要求 2004 年 7 月 1 日起全国实施欧 2(欧洲 2 号排放标准,以下同)排放标准,2005 年 7 月 1 日起停售欧 1 车等一系列政策法规出台,用户对满足欧 2 和欧 3 排放法规的中、重型商用车的需求日益增加。为发挥东风汽车有限公司优势,拓宽东风系列产品,巩固东风汽车有限公司中重型车领域的产品优势,东风汽车有限公司在 2004-2005 年中重型商用车开发计划中,将在 2005 年推出满足欧 2 和欧 3 排放法规、驾驶室换新等全面升级的新一代商用车, T2R11 即为其中的一个车型。本研究来源于东风汽车有限公司 2004-2005 年中重型商用车开发计划,主要任务是设计、研究配置 C260-20 发动机的 T2R11 车型的进气及中冷系统,在研究过程中,应用 CFD (Computational Fluid Dynamics) 方法模拟中冷系统与整车的匹配,并进行仿真分析,为今后的开发设计寻找出一种切实可行的方法。

### 1.2 国内外现状

本文进气系统主要指发动机外围的进气系统,即从空气滤清器进气口到增压器进气口。对于装有增压器的发动机,进气、中冷系统研究关键在于如何保证干燥、清洁、充足的空气提供给发动机,即进气充量;空气增压后如何降低高温气体。<sup>[1][2][3]</sup>

近年来车用柴油机采用废气涡轮增压技术日益增多。增压的作用就是通过提高进气压力使进入气缸的空气密度增加,从而增加充气量,就可以多供给燃料,得到更大的功率,这就是增压的基本目的。

增压前后气体密度的变化,与增压压力和增压气体的温度都有直接关系<sup>[4]</sup>。根据压气机的绝热效率 $\eta_b$ 关系式

# 华中科技大学硕士学位论文

$$\eta_b = T_0 \frac{\left[ \left( \frac{p_b}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_b - T_0} \quad (1.1)$$

式中： $p_b$ ——增压压力                       $p_0$ ——非增压压力  
 $T_b$ ——增压后温度                       $T_0$ ——增压前温度  
 $k$  ——绝热指数

以及理想气体状态方程（下标“0”表示非增压参数，下标“k”表示增压后的参数，下同）：

$$\frac{\rho_{sk}}{\rho_{s0}} = \frac{p_b T_0}{p_0 T_b} \quad (1.2)$$

式中： $\rho_s$ ——充气密度

由 1.1、1.2 式可以得到：

$$\frac{\rho_{sk}}{\rho_{s0}} = \frac{p_b}{p_0} \left[ 1 + \frac{1}{\eta_b} \left[ \left( \frac{p_b}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right]^{-1} \quad (1.3)$$

由 1.3 式可见，增压前后工质密度的变化，与增压比  $p_b/p_0$  和压气机绝热效率  $\eta_b$  直接相关，压比高则工质密度增幅大；即使在增压比确定之后，降低压缩过程中空气的温升，也同样可以提高绝热效率，从而使进气密度增加<sup>[5][6]</sup>。

由于增压后平均指示压力提高，而平均机械损失压力  $p_{mm}$  基本保持不变（在转速相同的前提下），那么机械效率在增压后将是增加的<sup>[7][8][9]</sup>。实际上

$$\frac{\eta_{mk}}{\eta_{m0}} = \frac{p_{mik} - p_{mmk}}{p_{mik}} \cdot \frac{p_{mi0}}{p_{mi0} - p_{mm0}} \quad (1.4)$$

将  $p_{mmk} \approx p_{mm0}$  以及定义式  $p_{mm0} = p_{mi0}(1 - \eta_{m0})$  代入 1.4 式后，有

$$\frac{\eta_{mk}}{\eta_{m0}} = \frac{1}{\eta_{m0}} \left[ 1 - \frac{p_{mi0}}{p_{mik}} (1 - \eta_{m0}) \right] \quad (1.5)$$

# 华中科技大学硕士学位论文

由于  $p_{mi} > p_{mi0}$ ，1.5 式最终的结果是大于 1 的，这就意味着增压后内燃机的机械效率得到了提高。

式中： $\eta_m$ ——机械效率                       $p_{mi}$ ——平均指示压力

$p_{mm}$ ——平均机械损失压力

增压后充量系数可用 1.6 式的近似关系式估算

$$\frac{\phi_{ck}}{\phi_{c0}} = \left( \frac{T_b}{T_0} \right)^{0.25} \quad (1.6)$$

式中： $\phi_c$ ——充量系数

由于  $T_b > T_0$ ，故增压后内燃机的充量系数是增大的。

空气在压气机中压缩后，其温度上升（ $T_b > T_0$ ）会使密度下降。在理想状况下的绝热压缩，密度比与压比的关系为

$$\frac{\rho_k}{\rho_0} = \frac{P_k T_0}{P_0 T_b} = \left( \frac{P_k}{P_0} \right) \left( \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{1-k}{k}} = \left( \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (1.7)$$

1.7 式说明，即使在理想状态下，密度比的增加也将小于压比的增加。除非在理想等温压缩条件下，密度比才能等于压比。实际上由于压气机效率  $\eta_b$  等因素的影响，密度比与压比相比较，前者增加得更缓慢。因此，为使空气密度获得更大提高，必须采用增压空气的中间冷却技术。近年来降低柴油机  $\text{NO}_x$  排放的要求日益提高，更使得中冷技术受到重视<sup>[10]</sup>。

大量的资料表明，在给定的增压压力下，增压空气温度每下降  $10^\circ\text{C}$ ，其密度约增加 3%，发动机功率约提高 3~5%。或者在相同的功率下，燃料的消耗减少 1.5%，可使最高燃烧温度和整个循环的平均温度下降  $3^\circ\text{C}$ <sup>[11][12]</sup>。显然，进气冷却对增压发动机的动力性、经济性及对排气净化程度都有较大的提高，因此，增压中冷是柴油机发展的关键性技术之一。据不完全统计，日本在 1994、1995 年间生产的柴油机中，增压中冷技术的机型已达 73.9%。

# 华中科技大学硕士学位论文

---

T2R11 车型选装的发动机是涡轮增压发动机，因此对发动机的外部的进气、中冷配置应从以下几方面进行设计：

1) 为了增大充气效率，分析影响充气效率的因素，提出改善换气质量、提高充气效率的一系列措施，并通过发动机燃烧化学特性计算以及试验分析综合后，确定进气系统的最大空气流量。

2) 依据相似车型设计累积的经验，确定各段进气管的最佳管道形状、长度和直径，寻找减小进气系统内空气动力损失的方法；给出进气系统管路设计、进气阻力、流速的设计计算方法，对发动机外部进气系统进行结构设计、布局分析，并将上述各因素综合用 Excel 计算出各段的阻力，来评价所设计的进气系统，便于快速调整。

3) 采用中冷技术，降低空气增压后的进气温度，控制发动机进气温升。应用 CFD 软件中的 Fluent 与汽车冷却系统专业软件 KULI 结合的方法，对中冷系统进行模拟仿真，直观、定量地描述发动机舱内的气流场和温度场，通过模拟分析进气中冷系统与整车匹配的散热性能，确定中冷系统各设计参数，并用转毂试验方法验证仿真分析的适应性。

本论文所做的主要工作是：进气系统的研究；中冷系统的研究；中冷系统散热性能的仿真分析。

## 2 进气系统的研究

### 2.1 影响涡轮增压发动机充量系数的分析

根据增压方式的不同，增压可分为四种类型：机械增压、废气涡轮增压、气波增压和复合增压。

涡轮增压发动机是利用排出的废气驱动涡轮，涡轮再带动离心式压缩机来提高进气压力，并通过中冷器冷却增大空气的密度后进入气缸。涡轮增压器迫使更多的空气进入气缸，所以它可燃烧更多的柴油，发动机发出更大功率。涡轮增压柴油机中的各运转参数都是相互关联的，如增压压力、空气流量、燃烧过量空气系数、排气温度等。

衡量内燃机充气性能的一个重要指标是充量系数，其定义为：内燃机内每循环实际进入气缸的新鲜充量  $m_1$  与进气管内状态充满气缸的工作容积的理论充量  $m_{sh}$  之比。这里所指的进气管状态，是指进入气缸前气体的热力学状态，如温度与压力等。由于充量系数对于评价进气系统非常重要，首先应导出充气效率的理论分析式，以便用来分析提高充气效率的各种措施。

记残余废气系数为  $\phi_r$ ，进气终了时的缸内残余废气质量为  $m_r$ ，进气门关闭时（以下标 a 表示）缸内气体总质量见 2.1 式：

$$m_a = m_1 + m_r = (1 + \phi_r)m_1 \quad (2.1)$$

根据充气效率  $\eta_v$  的定义，并引入气体状态方程以及压缩比的定义式，可得：

$$\eta_v = \frac{m_1}{m_{sh}} = \frac{1}{1 + \phi_r} \cdot \frac{m_a}{m_{sh}} = \frac{1}{1 + \phi_r} \cdot \frac{p_a \cdot V_a \cdot RT_s}{R \cdot T_a \cdot P_s V_s} = \frac{1}{1 + \phi_r} \cdot \frac{\varepsilon_c \cdot T_s \cdot p_a}{\varepsilon_c - 1 \cdot T_a \cdot p_s} \quad (2.2)$$

式中，下标 s 表示进气管内的状态。

从 2.2 式可看出，在发动机的结构参数（如几何压缩比  $\varepsilon_c$ ）确定的前提下，提高充量系数的措施可以归结为以下几点：

- 1) 降低进气系统的阻力损失, 提高气缸内进气终了时的压力  $p_a$ ;
- 2) 降低排气系统的阻力损失, 以减小缸内的残余废气系数  $\phi_r$ ;
- 3) 减少高温零件在进气系统对新鲜充量的加热, 以降低进气终了时的充量温度  $T_a$ 。

研究表明, 上述影响因素中, 以第一个因素最为重要。换言之, 降低进气过程的流动阻力损失提高进气终了压力, 是提高充量系数最有效的措施。

## 2.1.1 进气系统最大空气流量

汽车是依靠发动机将燃料和空气的混合物燃烧所产生的热能转化为机械能而运动的。通常 1kg 的汽油约需 14.8kg 的空气。对柴油来说, 其燃烧所需的空气比汽油更多。对于一般的发动机, 多一点燃油供应也许还不是一件难事, 但由于空气的供给在进入气缸时要受到诸多因素的制约, 故要充入更多的空气就难得多了。空气量不足, 直接导致发动机的动力性、经济性和排放指标不理想。进气系统的任务就是供给发动机足够的既清洁又干燥的空气。进气系统除包括进气口、连接管及支架外, 最主要的装置是过滤灰尘的空气滤清器(简称空滤器)。下面用三种方法计算空气流量, 综合考虑后, 确定最大空气流量。

### 2.1.1.1 空气流量的理论计算

#### 1) 按自然吸气计算

T2R11 系列车型按配备四冲程、六缸康明斯发动机 C260-20 计算其自然吸气量, C260-20 发动机基本参数见表 1.1。

如果忽略充气效率和进气损失的影响, 该发动机在自然状态下的理论充气量可以按以下方式求出:

根据四冲程发动机的作功原理, 曲轴每转两周, 发动机每缸各作功一次, 吸气一次, 那么在额定功率状态下, 发动机各缸作功次数  $j=n/2$ :

$$\text{每缸的理论吸气量 } V_l = j\pi(D/2)^2 H$$

设定发动机发出功率为额定功率, 那么整个发动机在单位时间里的理论充气量

---

$$V = iV_i = ij\pi(D/2)^2 H = 9.09m^3/\text{min}$$

表 1.1 C260-20 发动机基本参数

发动机	C260-20	
性能	2200rpm	1400rpm
	191kw	1025N-m
排量 (L)	8.3	
缸径 X 行程(mm)	114X135	
油耗(kg/h)	48.11	33.92
压气机出口压力(kPa)	170	136
增压比	1.69	1.35
压气机出口流量 Q (kg/min)	23.08	13
进气散热量 Qn (kw)	49	17
压气机出口温度 (°C)	182	138
进气歧管最高温度 (°C)	65	
中冷器外部冷却空气温度 (°C)	25	
最大允许中冷前后压力差 $\Delta P$ (kPa)	16	
允许的进气管直径(mm)	80	

由于发动机燃烧时实际所需空气是要远大于理论空气量，因此，C260-20 发动机的实际空气消耗量要比  $9.09m^3/\text{min}$  多得多。

2) 按照发动机的燃烧化学特性计算

柴油的主要成分是碳 (C)、氢 (H) 和少量氧 (O) 元素，假设其它杂质忽略不计，设 1kg 的柴油中含 C、H、O 的重量成分各为  $g_c$ 、 $g_h$ 、 $g_o$ (kg)，则：

$$g_c + g_h + g_o = 1\text{kg} \quad (2.3)$$

假定柴油中 C、H 完全燃烧，其化学方程式分别是：



# 华中科技大学硕士学位论文

因碳 (C)、氢 (H) 和氧 (O) 元素的原子量分别为 C=12, H=1, O=16, 则根据 2.4、2.5 式化学方程式可知: 1mol 的碳完全燃烧需要 1 mol 的氧气, 即 12g 的碳原子完全燃烧需要  $16 \times 2 = 32\text{g}$  的氧原子, 1mol 的氢完全燃烧需要 1/2mol 的氧气, 即  $1/2 \times 16 \times 2 = 16\text{g}$  的氧原子。

因此燃烧 1kg 的柴油, 理论上所需的氧气量为:

$$O_{2\min} = 8/3g_c + 8g_h - g_o \quad (\text{kg})$$

而在标准大气压  $1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$  时, 柴油中碳元素的质量成分为 87%, 氢元素的质量成分为 12.6%, 氧元素的质量成分为 0.4%, 空气中氧的相对质量成分为 23.2%, 氧的相对容积成分为 21%, 所以 1kg 的柴油完全燃烧在理论上所需要的空气量:

$$L_a = 1/0.232 \times O_{2\min} = 14.33\text{kg}$$

考虑过量空气系数  $\alpha$ , 经验值取  $\alpha = 1.9$ , 则燃烧 1kg 的柴油所需的新鲜空气充量为:  $L_b = \alpha L_a = 27.23\text{kg}$

以上即是两种方式计算的发动机燃烧 1kg 柴油所需的空气量。

## 2.1.1.2 试验分析

进气系统的设计涉及到发动机的燃烧特性, 理论分析起来是十分复杂的, 所以, 试验也是不可缺少的一种手段。

通过试验得到 C260-20 发动机在额定功率满负荷时的空气消耗量:

$$Q_C = 12.35 \text{ m}^3 / \text{min} \quad .$$

## 2.1.1.3 进气量的确定

通过上述理论计算和试验测量, 对 T2R11 车型进气消耗量就有了一个设计参照依据, 可先将上面所得到的三种数据流量取平均值<sup>[13][14]</sup> (取单位时间里的空气需求量)。

根据以上分析计算和试验数据, 三种结果分别为:

$$V = 9.09 \text{ m}^3 / \text{min}$$

# 华中科技大学硕士学位论文

---

$$L_b=27.23\text{kg}$$

$$Q_c=12.35\text{m}^3/\text{min}$$

通过单位换算，可以计算出该车型匹配的空滤器流量（平均值）：

$$Q=1/3(V_a+L'_b+Q_c)$$

计算  $L_a$  时，在标准大气压  $1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$  时，空气的密度为  $1.29\text{kg}/\text{m}^3$ ，但是考虑 C260-20 发动机涡轮增压（增压比为 1.69）的影响，空气被压缩，因此完全燃烧  $1\text{kg}$  的柴油需要的空气为  $35.67\text{m}^3/\text{kg}_{\text{柴油}}$ ；根据 C260-20 发动机万有特性曲线，并考虑整车储备功率的情况，发动机在额定功率时所消耗的燃油量为  $48.11\text{kg}/\text{h}$ ，因此满足此条件状态时燃烧  $1\text{kg}$  的柴油所需要的时间是  $60/48.11(\text{min})$ ，所以

$$L'_b=28.60\text{m}^3/\text{min}$$

所以： $Q=19.41\text{m}^3/\text{min}$ （ $1164.6\text{m}^3/\text{h}$ ）

按照空滤器超量试验分析，可以大致计算出配备 C260-20 发动机所需空滤器的空气流量。

具体试验方法是，设定 T2R11 实际所需进气量远大于  $19.41\text{m}^3/\text{min}$ ，用超过 C260-20 发动机在额定功率满负荷时的空气消耗量 50% 的流量的空滤器做试验，可以测定 T2R11 在额定功率满负荷时的燃油消耗量，此时燃油消耗量是建立在有足够的空气流量前提下的，因此，计算出来的油耗是最经济的，这对于选配空滤器来说是先决条件<sup>[15]</sup>。

通过试验，T2R11 整车在装备空气流量为  $29.12\text{m}^3/\text{min}$  空滤器后，发动机处于额定功率满负荷时的燃油消耗为  $48.11\text{kg}/\text{h}$ 。为了进一步确定  $29.12\text{m}^3/\text{min}$  流量的空滤器满足 T2R11 整车在发动机处于额定功率时所需的进气量，可以再用一个更大流量的空滤器来重复上面的试验。试验结果表明，此时的 T2R11 燃油消耗为  $48.26\text{kg}/\text{h}$ 。比较结果表明，T2R11 整车在额定功率满负荷时最经济燃油消耗量不会低于  $48\text{kg}/\text{h}$ 。而对流量为  $19.41\text{m}^3/\text{min}$  的空滤器进行试验，结果表明，其燃油消耗量和流量为

29.12 m<sup>3</sup>/min 的空滤器的燃油消耗量差异率不超过 8%，从而证实 T2R11 整车选配空滤器流量为 19.41 m<sup>3</sup>/min 是合适的。为了使空气滤清器总成尽量靠现有总成，而又不致于使空滤额定流量过大，故选现有最大流量为 1300 m<sup>3</sup>/h 的空滤器。

如何保证空气的最大流量和质量，这与空气滤清器的原始阻力、滤清效率、储尘能力有着密切的关系，空滤器产生的进气阻力占整个进气系统阻力的 50%~60%，只有达到空滤器的性能要求，才能保证空气的流量和质量。如何达到空滤器的性能不是本文的研究内容，由制造厂家保证。

## 2.2 进气系统流动阻力的研究

进气系统的流动阻力，按其性质可分为两类，一类是沿程阻力，实际上是管道摩擦阻力，与管长和管内流动面上的表面质量有关；另一类是局部阻力，它是由于流通截面大小、形状以及流动方向变化，在局部产生涡流损失所引起的<sup>[16]</sup>。在柴油机进气流动中，由于管道较短，壁面比较光滑，其沿程阻力并不大；而局部阻力则是流道中的主要损失，它由一系列的局部阻力叠加而成，尤其在进气门座处、空气滤清器和流道转弯处，流动损失更为明显。因此，降低这些地方的局部阻力损失，对降低进气系统的流动阻力，提高充量系数有显著的意义<sup>[17][18]</sup>。

### 2.2.1 减少进气管和空气滤清器的阻力

进气管的截面形状和通道流线，对进气过程影响也很大。其设计原则是：空气流动阻力低；各气缸间的新鲜充量分配均匀。

除此之外，由于进气管中气流的不稳定流动，在进气管中还存在着一个重要的现象，即谐振或调谐。进气管的长度与管径的大小对充气效率的影响较大，我们知道，随着进气管长度的增大以及管径的减小，充量系数的峰值向低速一侧移动，这就是调谐现象的结果<sup>[19]</sup>。其原因在于，在进气过程中，活塞的下行运动可导致进气管内产生膨胀波，该膨胀波将在进气管的开口端反射，然后产生正向压力波向气缸传播<sup>[20]</sup>。在合适的条件下（如转速、进气管长度等），这个正向压力波可以使得进气

过程结束时，进气门处的压力高于正常的进气压力，这样发动机就可以多进气，从而使充量系数得到提高<sup>[21]</sup>。

在实际应用中，为了追求最佳的充气效率值，在一些高档轿车上采用可变进气系统，以充分利用进气谐振的效果，达到高速与低速性能的最优化。比较常见的可变进气系统是通过改变进气管长度或流通截面的方式来实现。在低速时控制阀保持关闭状态，气体从主气道流入发动机中；而高速时控制阀打开，气体从主、副两个气道同时流入气缸中。控制阀关闭时，相当于进气管流通截面减小，相应提高了低速充气效率。

空气滤清器是进气系统阻力的主要来源之一，应当在保证滤清效果的前提下尽可能减少空气滤清器的流动阻力，同时，定期对空滤器进行清理与保养也是减小进气流动阻力的一个重要措施。还有一点应特别注意：空气滤清器与进气歧管之间接管长度，它也是影响进气歧管内气流不稳定流动的重要因素之一<sup>[22][23][24]</sup>。

## 2.2.2 降低排气系统的流动阻力

降低排气系统阻力，可以使气缸内的残余废气压力下降，这样不仅可以减少残余废气系数，有利于提高充气效率，而且减少泵气损失，提高指示效率。排气系统的设计目标是：降低排气背压，减少排气噪声。

与进气系统一样，排气流通截面最小处是排气门座处，此处的流速最高、压降最大，故在设计时应保证气门及其座面的良好结构。排气道应当是渐扩型，以保证排除气体的充分膨胀，从而降低气缸与排气管内的压力差，使得气缸内的废气压力得以迅速下降，达到提高充气效率和降低泵气损失的目的<sup>[25]</sup>。

与进气管一样，排气管也存在调谐现象，只不过所希望的调谐效果是使得排气门处的压力降低，以利于排气。为此，需要通过大量的理论计算以及试验，确定合理的排气管长度。

## 2.2.3 减少对进气充量的加热

在进气过程中，进入气缸的新鲜充量将会被各种高温表面所加热而温度升高，

从而导致进气密度下降，充气效率减小，还可能促使发动机整体热负荷提高和不正常燃烧的发生。进气温度升高受到各种结构与运行参数的影响，如进气管结构、发动机转速、负荷、冷却水温度等。

对于进气道喷射的汽油机和柴油机，均采用进、排气管两侧布置的方案，以提高充气效率。对于高速柴油机，采用进气冷却技术，以降低进气温度。增压柴油机则将进气中冷技术作为进一步提高增压压力的重要途径之一。

## 2.3 进气系统的设计

发动机外围配置主要包括进气系统、排气系统、冷却系统、中冷系统、油门操纵系统、发动机悬置系统和供油系统<sup>[26]</sup>。本课题主要对进气、中冷系统进行研究。

增压柴油机外部进气系统构成如下：

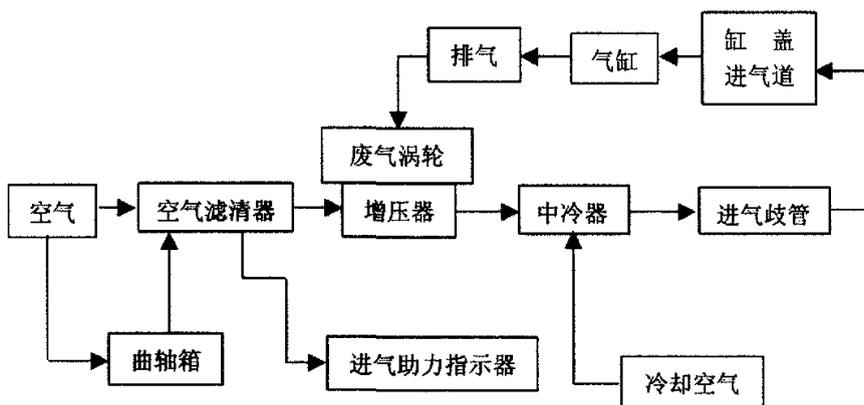


图 2.1 增压柴油机进气中冷系统简化框图

### 2.3.1 进气系统的设计目标

进气系统设计应达到以下目标：

- 1) 按照装康明斯柴油机的要求，整个进气系统的原始阻力（从空滤器进气口至增压器进气口）不应大于  $6.2\text{kPa}$ （即  $632\text{mmH}_2\text{O}$ ）。
- 2) 空气滤清器总成的滤清效率不低于  $99.5\%$ ，总成原始阻力不应大于  $2.45\text{kPa}$ （即  $250\text{mmH}_2\text{O}$ ）。

# 华中科技大学硕士学位论文

3) 进气系统温升也就是指从空气滤清器进气口到发动机进气口。空气滤清器进气口到增压器进气口的进气温升不应大于  $15^{\circ}\text{C}$ ，发动机进气温度不应高于环境温度  $30^{\circ}\text{C}$ 。

4) 进气系统内气体流速不易超过  $25\text{m/s}$ ，以减少进气系统引起的发动机功率损失。

5) 整个进气系统、管路应保证密封，在维护保养时不应被破坏。

6) 进气口应设置在雨、雪及灰尘不易进入的部位，延长空滤器的使用寿命。

基于上述设计目标，在设计和选择各总成时，应首先考虑到这些要求，同时尽量做到主要部件的通用等。

## 2.3.2 空滤器的型式和布置

空滤器是进气系统的一个主要总成，由于空间位置限制，加之考虑维修保养方便，空滤器的结构设计为水平型式。空滤器的布置要考虑以下几个方面：

1) 空滤器进气口与整车的空气进口及空滤器出气口与发动机进气口的相对位置关系，以保证可以方便、顺畅地连接，尽可能地减小空气流动阻力；

2) 需有适当的空间位置以安装空滤器固定支架。支架应结构紧固，并且稳固地固定在支承体上，而且必须保证空滤器壳体密封表面不产生任何变形；

3) 空滤器四周的空间保证。当选择空滤器位置时，应该保证集尘杯拆卸和重装容易，以便经常进行维护和保养。同时，还要确保纸质滤芯在不必拆卸其它零件时，就能毫无困难地拆卸。还要注意，若拔拉滤芯要通过尖锐边缘或脏污物体时，有可能在纸上划破洞或者使灰尘落入空气系统的清洁侧。

4) 远离热源。空滤器及管路应该与散热器、排气管等热源保持适当的间隙。因为温度过高会显著降低进气密度，同时，进口空气温度高会增加发动机热损失。如超过  $38^{\circ}\text{C}$  时，每增加  $5^{\circ}\text{C}$ ，热损失增加  $1.5\%$ ，并且使冷却更困难。

## 2.3.3 进气管路设计

由于发动机与空滤器或空滤器与通气管之间的相对位移，管件需要挠性连接和附加支撑。如果采用不妥当的或错误设计的支撑，管路会很快发生疲劳损坏。必须

# 华中科技大学硕士学位论文

注意，挠性应出现在橡胶零件中而不发生在管内。在可能遇到的最大阻力条件下，管件必须不破裂；最大加速时，在保证发动机进气管阻力最大（滤芯脏污）的情况下，具有足够的抗瘪性。

由于材料随温度变化，密封表面间的滑动是不容许的。为了防止水份和灰尘进入，管件接头上应采用能 360° 密封的软管卡箍，因为空滤器上游段连接的不好，空气可能从不如空气进口理想的地方吸入系统。空滤器下游管件的漏隙是最严重的问题，因为这将导致灰尘直接进入发动机。如在空滤器下游管件上有一个微小破洞，都将因足够的灰砂进入而损坏发动机。

在接装管件时，应考虑以下一些因素：

1) 如果管件缺乏足够的强度和刚度，为得到足够的密封而固紧软管卡箍，可能会使管件变形或破裂；

2) 粗糙端面能够割坏或擦伤挠性接头而破坏密封；

3) 管件内壁和表面需要光滑和无泄漏，以保证完全密封和减少空气流动阻力。

## 2.3.4 进气系统阻力计算

除考虑进气口、空滤器及发动机进气口的相对位置，进气管路的设计外，还要考虑进气系统阻力的大小，因为进气阻力的大小将直接影响发动机功率的发挥。

进气系统的阻力取决于大量的可变因素，其中包括管的形状、输送管道的光滑程度、挠性接头型式、管尺寸、进气口的外形以及弯管型式。在整个管路初步设计完成后，应计算系统的总阻力，与发动机所要求的最大进气阻力相对照，从而确定进气系统的最终设计方案。

### 2.3.4.1 流速的计算

空气在进气管道中的流动可以视为近似稳定的一元流动，它遵循连续性方程。也就是说，任一截面的一切参数都不随时间而变化，保持为一定值，所以，流经任一截面的质量流量也不随时间变化而保持定值。由于单位时间流经管道的气流容积流量等于流速与相应截面积的乘积，即：

$$G=AV \quad (2.6)$$

# 华中科技大学硕士学位论文

式中， $G$  为管路中的空气流量； $A$  为管路截面积； $V$  为管路中气体流速。由 2.6 式可得：

$$V=G/A \quad (2.7)$$

进气管路中气流的流速可按 2.7 式计算。

## 2.3.4.2 局部阻力损失的计算

因为空气的密度和粘度很小，所以，沿程摩擦阻力相对局部阻力来说可以忽略不计，这样，系统的阻力主要表现为局部阻力。

根据流体力学理论，局部阻力损失的普遍公式见 2.8 式：

$$h_j = \zeta \frac{V^2}{2g} \quad (2.8)$$

式中， $\zeta$  为局部阻力系数，对不同的局部阻力，其值是不同的。

常用接管型式的局部阻力系数  $\zeta$  的计算公式有以下三种：

1) 对于弯管

$$\zeta = \left[ 0.131 + 0.163 \left( \frac{d}{r} \right)^{3.5} \right] \left( 2 - \frac{\theta}{90^\circ} \right) \quad (2.9)$$

2.9 式中， $\theta$  为弯角； $d$  为管内径； $r$  为弯头的曲率半径。见图 2.2。

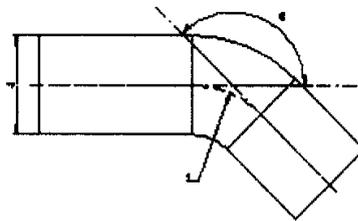


图 2.2 弯管

2) 对于逐渐缩小的管路

$$\zeta = \frac{1}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left[ 1 - \left( \frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right] \quad (2.10)$$

2.10 式中,  $A_2$  为出口管截面积;  $A_1$  为进口管截面积;  $\alpha$  过渡管圆角, 见图 2.3。



图 2.3 渐缩管

3) 对于单折管

$$\zeta = 0.946 \cos^2 \frac{\theta}{2} + 2.05 \cos^4 \frac{\theta}{2} \quad (2.11)$$

2.11 式中  $\theta$  为弯角, 见图 2.4。

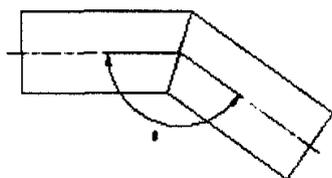


图 2.4 单折管

### 2.3.4.3 进气系统阻力计算

进气系统阻力可分为: 空滤器阻力、进气罩阻力及管路阻力。管路阻力又分为直管阻力和弯头阻力, 将理论分析计算与试验的经验积累综合, 归纳出进气系统各段阻力的计算方法, 阻力值计算如下:

空滤器引气帽进气阻力: 由于进气帽流阻计算尚无经验, 只能通过试验确定, 取经验值 5.6in 水柱 (142mmH<sub>2</sub>O)

光滑直管的气流阻力见图 2.5, 如 4 英尺长的 5" 管子阻力: 4 英尺 × 0.026 英寸水柱 / 英尺 = 0.104 英寸水柱 (2.64mmH<sub>2</sub>O); 4 英尺长的 5.5" 管子阻力: 4 英尺 × 0.017 英寸水柱 / 英尺 = 0.068 英寸水柱 (1.73mmH<sub>2</sub>O)。

光滑的 90° 弯头的气流阻力见图 2.6, 如 90° 的 5.5" 直径的弯管阻力: 0.15 英寸水

柱(3.81mmH<sub>2</sub>O)

光滑的45°弯头的阻力见图2.7, 如45°的5.5"弯管阻力: 0.055英寸水柱  
(1.40mmH<sub>2</sub>O)

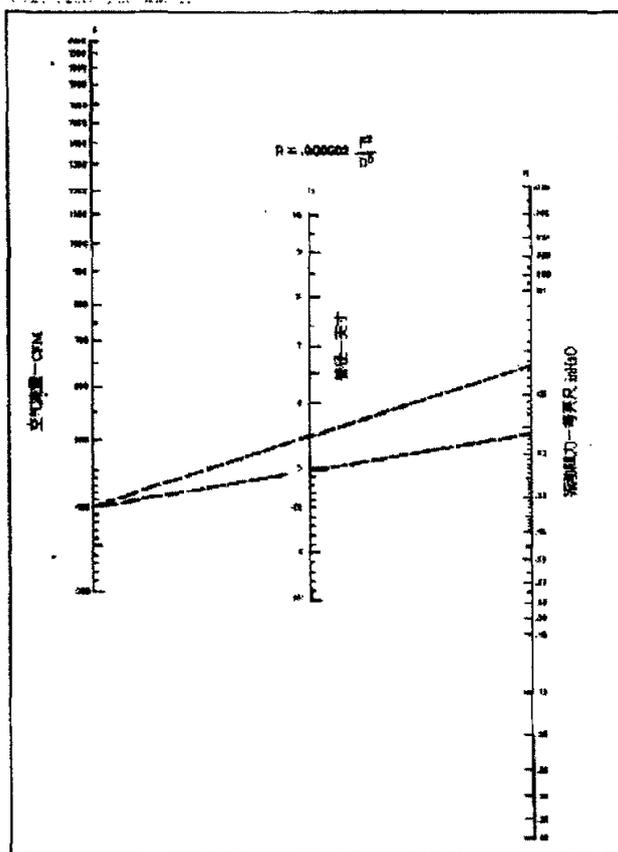


图2.5 光滑直管的气流阻力

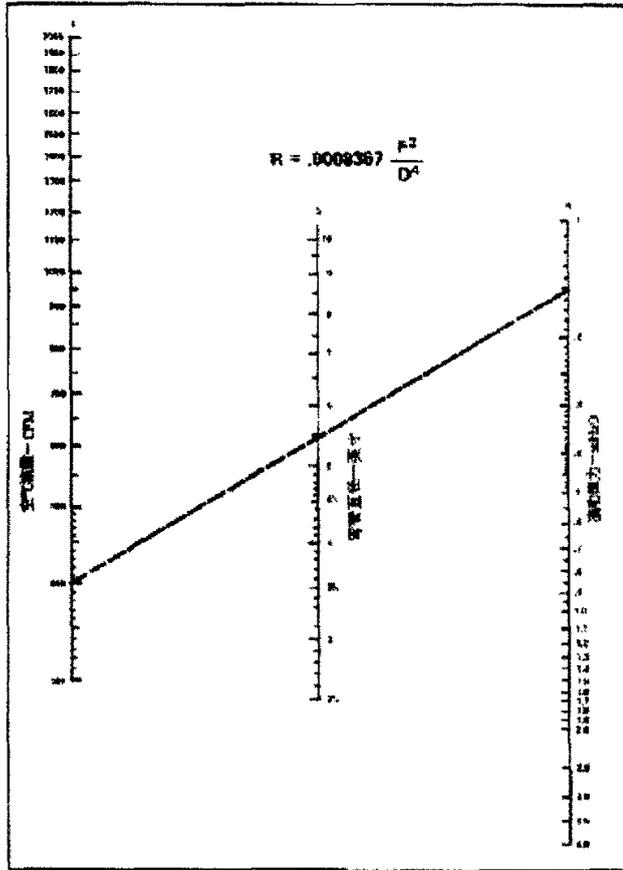


图 2.6 光滑的 90° 弯管的气流阻力

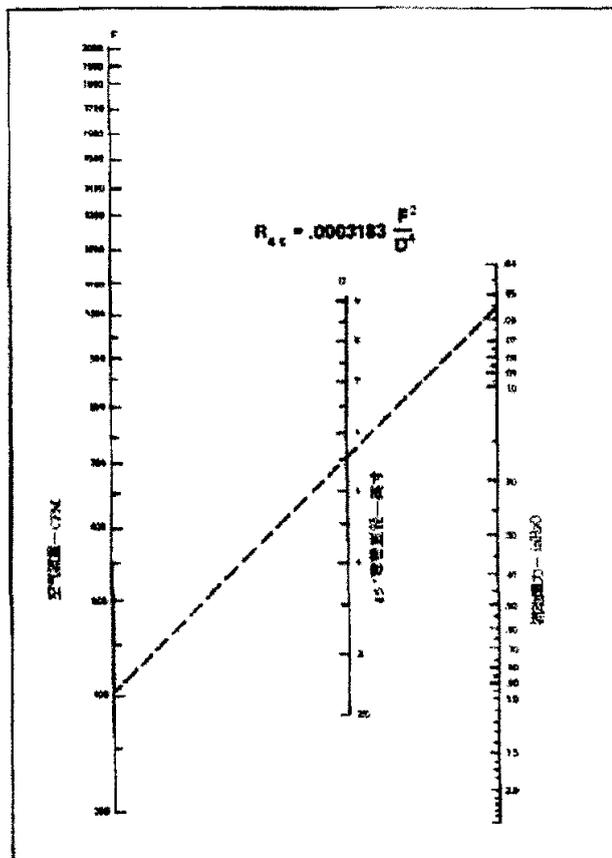


图 2.7 光滑的 45° 弯管的气流阻力

如有变径连接管，变径连接管的气流阻力见图 2.8:

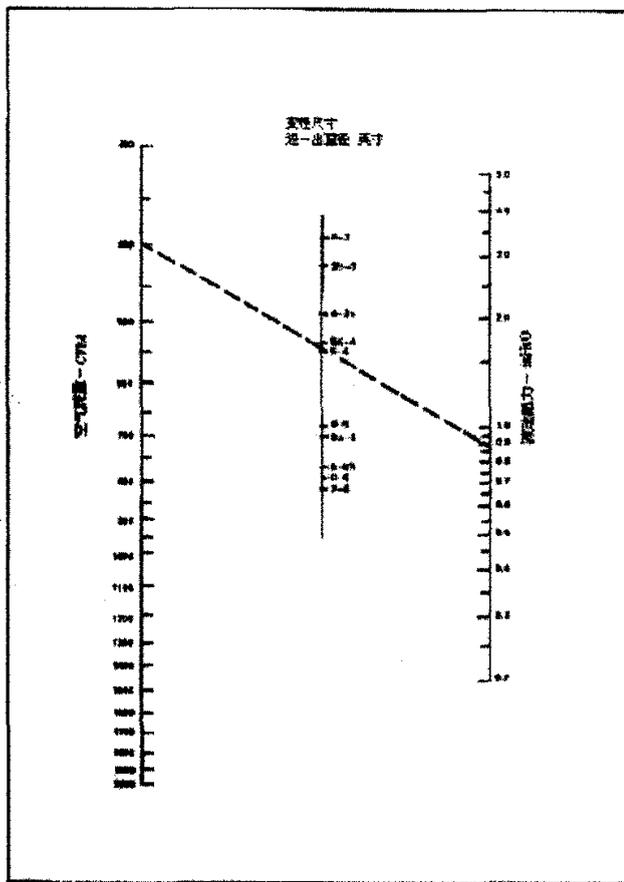


图 2.8 变径连接管的气流阻力

最后，将上述各阻力相加，即得整个系统的总阻力。用电子表格 EXECL 的形式表示出来，可快速调整数据，直至整个系统阻力达到要求，见图 2.9。

1	AIR INTAKE SYSTEM RESTRICTIONS		Pipe Length		Diameter		Restrictions			Air Intake flow			Rate
	mm	feet	mm	inch	inH2O	kPa	mmH2O	m3/min	m3/h	CFM	%		
2													
3	Straight Pipe	L1	220	0.671	114	4.489189	0.1107	0.02812	2.81204	21.67	1300	773.9286	2%
4		L2	650	1.981	114	4.489189	0.3271	0.083083	8.30829	21.67	1300	773.9286	
5		L3	59	0.18	114	4.489189	0.0297	0.007541	0.75414	21.67	1300	773.9286	
6		L4											
7	Elbow	E1			114	4.489189	0.470	0.11934	11.934	21.67	1300	773.9286	2%
8		E2											
9		E3											
10		E4											
11	Elbow	E1			114	4.489189	1.24	0.313704	31.3704	21.67	1300	773.9286	16%
12		E2			114	4.489189	1.24	0.313704	31.3704	21.67	1300	773.9286	
13		E3			114	4.489189	1.24	0.313704	31.3704	21.67	1300	773.9286	
14		E4											
15	Adapter	4in-3in											16%
16		4in-3.5in											
17		5in-4in			114	4.489189	3.75	0.9625	96.25	21.67	1300	773.9286	
18		7in-6in											
19	Rain cap						5.6	1.4224	142.24	21.67	1300	773.9286	24%
20	Air cleaner						9.646	2.450084	245.008	21.67	1300	773.9286	41%
21	SUM						23.639	6.0042	600.42				100%

图 2.9 进气系统阻力计算

通过分析研究，根据大量车型设计累积的经验，将这些设计指标归纳成用 Excel 表示出来，评价所设计的进气系统，为将来规范设计提供了一种方法。

## 2.4 小结

空气量的确定对进气系统来说是十分重要的指标。空滤器的结构形式取决于滤芯，而滤芯的大小又决定于最大空气量，即额定空气量。以前，对空气流量的确定只是凭借经验公式估算（即增压四冲程发动机需空气量 $Q=0.095Pm^3/min$ ，P：额定功率kW），或者是参照相似车型推出。本章采用理论和试验相结合的方法，空气量的确定较准确。

## 3 中冷系统的研究

### 3.1 中冷器的型式

根据冷却介质不同,中冷器一般可分为两类:一类是以水为冷却介质的水-空中冷器,也称水对空类型;一类是以空气为冷却介质的空-空中冷器,也称空对空类型<sup>[27]</sup>。

水-空中冷器根据冷却水的来源可分为两种:一种是利用柴油机本身冷却循环系统的水做冷却介质,即增压空气在进入气缸之前,先要在水冷却系专为其设置的中冷器中流过,从而降低温度。但由于冷却水本身温度在  $80^{\circ}\text{C}\sim 90^{\circ}\text{C}$ ,所以冷却效率不高。另一种是在柴油机之外单独设立一个水循环系统,利用外部环境冷却水进行冷却。由于其水温较低,所以冷却效率高,但因其必须设置一个独立的冷却系统,汽车用柴油机显然不好应用,因此该型中冷器多用于工业用固定式柴油机和船用柴油机上。

空-空中冷器根据冷却风扇的位置可分为两种:一种是将涡轮、风扇制成一体装到进气系统中,利用从废气涡轮增压器输出端引出的部分高压空气,推动空气涡轮,从而驱动风扇,将空气吹向中冷器,对进气进行冷却。另一种是利用水冷系的风扇,吹拂置于水冷系散热器前部的中冷器,对进气进行冷却。图 3.1 为空冷增压中冷柴油机示意图。T2R11 车型采用的是后一种形式。

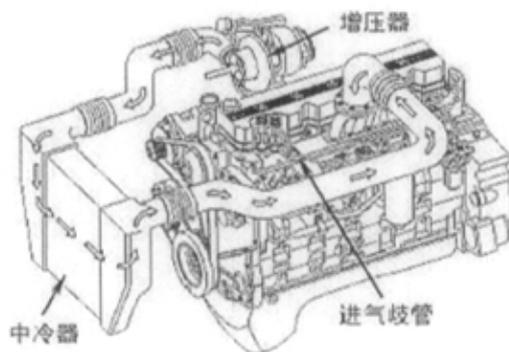


图 3.1 空冷增压中冷柴油机

# 华中科技大学硕士学位论文

评价一台中冷器性能好坏的标准除了传热系数外，还有比较重要的一项即为流体流过中冷器的压力降，好的中冷器应同时具备传热系数大和压力降小两个特点<sup>[28]</sup>。目前，研制大部分高效冷却元件的重点都放在如何提高传热系数上，阻力的增加并没有引起足够的重视，而实际上这两者的关系存在着一个最优化的问题，即应牺牲最小的压力降来换取最大的传热系数的提高，当然，这项工作需要通过大量的实验才能完成，但优化问题却是中冷器研究领域今后发展中的一个重要的课题<sup>[29]</sup>。

## 3.2 中冷系统的设计

### 3.2.1 中冷器总成布置

中冷器的布置方式通常有两种

- 1) 与发动机散热器及其它热交换器串联见图3.2。

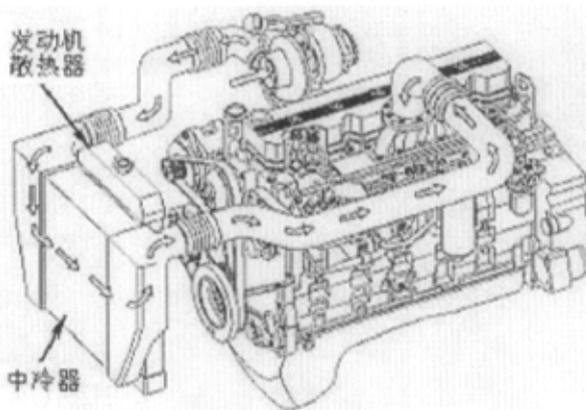


图 3.2 发动机散热器以及其它热交换器串联型式

- 2) 与发动机散热器以及其它热交换器并联见图3.3。

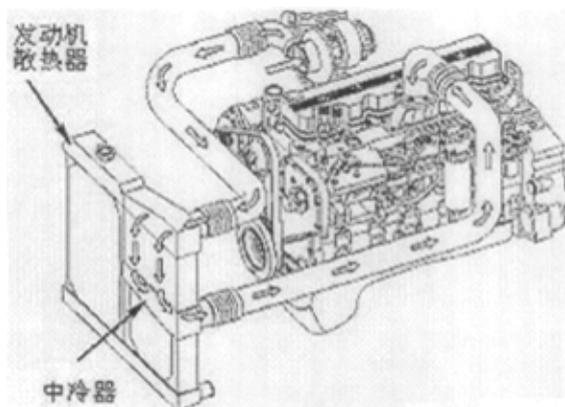


图 3.3 发动机散热器以及其它热交换器并联型式

如果空间允许并联布置更好因为进入发动机散热器的是未被加热的冷空气，气流的阻力小，容易保养和维修。

设计中由于空间限制，采用串联形式的空-空中冷系统，利用串联的吸风风扇吸进的冷空气进行冷却。吸风风扇比吹风风扇相比更有效，因为吹风风扇吹到中冷器的气流通常已经被发动机加热过，温度较高。而吸风风扇吸到中冷器的气流是未被加热过的空气。由于气流被预加热，吹风系统一般要选择散热面积更大的中冷器和流量更大的风扇。

### 3.2.2 中冷系统管路布置

在空-空中冷系统中，与中冷器连接的管路越直接越好，弯头越少越好。应根据管路的直径确定最合适的拐弯半径应避免管路直径突然变化。应综合考虑系统的压降和发动机的瞬态响应来确定管路的直径。管路直径太大，节气门的响应会减慢。对于排量小于9升的发动机来说，管路直径为2.5-4英寸；对于排量大于15升的发动机，管路直径为4-5英寸。

在所有拐弯的地方尽量使用硬管，不要使用软管。由于中冷系统中空气的压力和温度都很高，加上系统的相对运动，成型软弯管很容易损坏。

## 3.3 中冷器设计

### 3.3.1 中冷器设计要求

1) 为取得满意的中冷效果,要求中冷器在发动机多种工作条件下供给相对恒定的进气温度。对中冷器而言,由于发动机在大进气量的满负荷条件下,要获得足够的进气温度比在低进气量下更为困难<sup>[30][31]</sup>,因此,中冷器应按满负荷条件下设计;

2) 为得到中冷后发动机需要的最大温度降,中冷器不同的工作特性应根据发动机和涡轮增压器给定的工作点来确定,一般情况下中冷后的进气温度在 60~80℃是理想的;

3) 应使进气压力降尽可能的低,一般应小于 2%;

4) 尽可能降低冷却空气侧压力降;

5) 选择高效低阻的传热元件。

中冷器的设计指标为:

中冷器冷却效率:  $\eta \geq 0.8$

增压空气温降:  $\Delta T \geq 110^\circ\text{C}$

发动机进气温升  $\Delta t \leq 30^\circ\text{C}$

中冷器最大允许压降  $\Delta P \leq 16\text{kPa}$ 。

中冷系统冷却效率  $\eta_c$ : 80~85%。

### 3.3.2 中冷器结构参数

T2R11 车型采用管带式、内置紊流片结构,材料为铸铝气室的中冷器总成。这种结构的放热系数较大,可以满足设计的要求,其结构参数见表 3.1:

# 华中科技大学硕士学位论文

表 3.1 中冷器总成结构参数

中冷器总成	结构参数
芯子尺寸：高 X 宽 X 厚 (mm)	792X560X50
管尺寸 (mm)	50X8
管数 (根)	39
管壁厚 (mm)	0.8
管子热导率 $\lambda_b$ [w/(m·°C)]	240
带尺寸 (波高 X 波距) (mm)	12X4.5
带数 (根)	40
进出气口直径 (mm)	89
紊流片形式	错齿紊流
芯子正面面积 $S$ (m <sup>2</sup> )	0.4435
冷侧散热面积 $S_{fw}$ (m <sup>2</sup> )	15.07
比散热面积 (m <sup>2</sup> /kW)	0.072
比迎风面积 (cm <sup>2</sup> /Kw)	21.12
单根散热管流通面积 $S_{b1}$ (mm <sup>2</sup> )	309.76
全部散热管流通面积 $S_b$ (mm <sup>2</sup> )	12080.64
单根散热管流体润湿周长 $L_{b1}$ (mm)	109.6
全部散热管流体润湿周长 $L_b$ (mm)	4274.4
热侧当量直径为 $D_b$ (mm)	11.305
外掠管当量直径为 $D_w$ (mm)	13.79
热侧散热管内表面积为 $S_{内b}$ (m <sup>2</sup> )	11.394

### 3.3.3 功率点设计计算

边界条件如下：

温度为  $t=25^\circ\text{C}$ ，车速为 25km/h，相当于冷却空气进风速度为  $V=7\text{m/s}$ ，发动机参数见表 1.1。

### 3.3.3.1 热侧空气的物性参数

压缩空气经增压器出口到中冷器的进口有温降, 从中冷器的出口到发动机的进气歧管有温升, 为计算方便, 在这里忽略它的升降, 即中冷器出气口温度  $T_2 = \Delta t + t$ , 则  $T_2 = 55^\circ\text{C}$

根据中冷器冷却效率  $\eta = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t} \cdot 100\% \geq 80\%$ , 得出  $T_1 = 175^\circ\text{C}$ , 则热侧(增压)空

气的温差  $\Delta T = T_1 - T_2 = 175 - 55 = 120^\circ\text{C}$ , 增压空气的平均温度为  $T_m = \frac{T_1 + T_2}{2} = 115^\circ\text{C}$ , 在

该温度时, 热侧空气的物性参数为:

定压比热容  $C_p = 1.009 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$

密度  $\rho_1 = \frac{p_1 - \Delta p / 2}{287.4 \cdot T_m} = 1.45 \text{ kg/m}^3$

热导率  $\lambda_1 = 2.44 \times 10^{-2} \left( \frac{T_m}{273} \right)^{0.82} = 3.26 \times 10^{-2} \text{ W/(m} \cdot ^\circ\text{C)}$

运动粘度

$\nu_1 = \frac{1.717 \times 10^{-5}}{\rho_1} \left( \frac{T_m}{273} \right)^{0.683} = 15.05 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

普朗特数  $Pr_1 = \frac{\nu_1 C_p \rho_1}{\lambda_1} = 0.675$

### 3.3.3.2 热侧换热系数计算

管内热空气流速  $V_1$ , 由  $Q_1 = V_1 \cdot S_b$ , 得:

$$V_1 = \frac{Q_1}{\rho_1 \cdot S_b} = 21.96 \text{ m/s}$$

热侧雷诺数  $Re_1 = V_1 \cdot D_b / \nu_1 = 16496$

雷诺数在  $10^4 \sim 1.2 \times 10^5$  范围, 应为受迫紊流换热的实验关联式

# 华中科技大学硕士学位论文

$Nu_f = 0.023 Re_f^{0.8} \cdot Pr_f^{0.3}$ ，则功率点时的增压空气为管内受迫紊流，其努塞尔数为：

$$Nu_1 = 0.023 Re_1^{0.8} \cdot Pr_1^{0.3} = 48.35$$

热侧换热系数为： $h_1 = Nu_1 \cdot \lambda_1 / D_b = 139.43 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

### 3.3.3.3 冷侧空气的物性参数

冷空气体积流量  $Q_2 = S \cdot V = 3.1045 \text{m}^3/\text{s}$ ；由于进气温度为  $t_1$  为  $25^\circ\text{C}$ ，设冷空气经过中冷器后，出口温度  $t_2$  为  $38^\circ\text{C}$ ，则冷侧平均温度为  $t_m = 31.5^\circ\text{C}$ ，在该温度时，冷侧气体的物性参数为(根据拟合关系式)：

$$\text{密度 } \rho'_1 = 1.2957 - 3.4455 \times 10^{-3} t_m = 1.187 \text{kg}/\text{m}^3$$

$$\text{定压比热 } C'_p = 1.005 \text{KJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$$

$$\text{导热系数 } \lambda'_1 = 2.4395 + 7.6636 \times 10^{-3} t_m = 2.7 \times 10^{-2} \text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$$

$$\text{运动粘度 } \nu'_1 = 13.1041 + 9.9227 \times 10^{-2} t_m = 16.23 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$$

$$\text{普朗特数 } P'_1 = 0.701$$

### 3.3.3.4 冷侧换热系数计算

由冷侧吸热量等于热侧散热量  $Q_{n1} = Q_{n2}$  得， $Q_{n1} = C'_p \times \Delta t \times Q_2 \times \rho'_1$ ，由此式可推出  $\Delta t = 13^\circ\text{C}$ ，则  $t_2 = 38^\circ\text{C}$ ，则冷侧平均温度为  $31.5^\circ\text{C}$ ，由于计算后的出口温度  $t_2 = 38^\circ\text{C}$  与假设出口温度误差为 0，故可认为该冷侧出口温度为  $t_2 = 38^\circ\text{C}$ ；如果计算后得出的温度与所假定的出口温度误差大于 5%，则应以计算出的出口温度为基础，重新计算，直到两温度差控制在 5% 以内

$$\text{冷侧雷诺数 } R'_{e1} = V \cdot D_w / \nu'_1 = 5948$$

由于雷诺数为 5948，根据流体横流流过管束的传热，其对应的实验关联式为：

$$Nu_f = 0.664 \times R'_{e1}{}^{0.5} \times P'_{r1}{}^{0.3}，则 Nu'_1 = 46.03$$

冷侧换热系数为:  $h'_1 = Nu'_1 \times \lambda'_1 / D_w = 90.12 \text{w}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

### 3.3.3.5 导热热阻

导热热阻为  $R_{\text{管}} = (S_{\text{内b}} \cdot \delta) / (S_{\text{外w}} \cdot \lambda)$ , 则:  $R_{\text{管}} = 2.52 \times 10^{-6} (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{w}$

### 3.3.3.6 中冷器传热系数计算

$$K = \left[ \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h'_1} + R_{\text{管}} \right]^{-1} = 54.73 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

从以上中冷器传热系数的计算可以看出, 热侧占总热阻比率为 39%, 冷侧占总热阻比率为 61%, 导热热阻可忽略不计。

### 3.3.3.7 对数平均温差计算

$$\Delta T_{\text{in}} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} = \frac{(175 - 38) - (55 - 25)}{\ln \frac{175 - 38}{55 - 25}} = 70.45^\circ\text{C}$$

### 3.3.3.8 散热量计算

$$Q = K \cdot S_{\text{外w}} \cdot \Delta T_{\text{in}} = 58 \text{kw} > 49 \text{kw} \text{ 满足要求}$$

## 3.3.4 最大扭矩点校核

### 3.3.4.1 热侧空气物性参数

发动机在转速为 2200rpm 时, 冷空气流速为 7m/s, 根据相似理论可知, 风扇的流量与转速成正比, 可以得到最大扭矩点时的流速为  $V' = 4.45 \text{m/s}$ ,  $t = 25^\circ\text{C}$ , 根据表

1.1 压气机出口温度  $T'_1 = 138^\circ\text{C}$ , 根据中冷器冷却效率  $\eta = \frac{T'_1 - T'_2}{T'_1 - t} \times 100\% \geq 80\%$ , 得出

$T'_2 = 47.6^\circ\text{C}$ , 则热侧空气的温差  $\Delta T' = 90.4^\circ\text{C}$ , 平均温度为  $T'_m = 92.8^\circ\text{C}$ , 在该温度时,

热侧气体的物性参数为:

$$\text{密度 } \rho_2 = 1.2175 \text{kg}/\text{m}^3$$

$$\text{定压比热容 } C_p = 1.009 \text{KJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$$

热导率（导热系数） $\lambda_2=3.102\times 10^{-2}\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$

运动粘度  $\nu_2=14.46\times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$

普朗特数  $Pr_2=0.573$

### 3.3.4.2 热侧换热系数计算

热管内热空气流速  $V_2$ ，根据表 1.1 压气机出气口流量  $Q'_1=13\text{kg}/\text{min}$ ，由

$$Q'_1 = V_2 \cdot S_b, \text{ 得 } V_2 = \frac{Q'_1}{\rho_2 \cdot S_b} = 14.73\text{m}/\text{s};$$

$$\text{热侧雷诺数 } Re_2 = V_2 \cdot D_b / \nu_2 = 11516$$

由于雷诺数为 11516，热空气为管内受迫流动，其对应的实验关联式为：

$$Nu_f = 0.023 Re_f^{0.8} \cdot Pr_f^{0.3}$$

$$Nu_2 = 0.023 \times Re_2^{0.8} \times Pr_2^{0.3} = 34.53$$

$$\text{热侧换热系数为: } h_2 = Nu_2 \cdot \lambda_2 / D_b = 94.75\text{w}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

### 3.3.4.3 冷侧换热系数计算

冷空气体积流量  $Q'_2 = S_{\text{正}} \cdot V' = 1.97 \text{ m}^3/\text{s}$ ；由于进气温度为环境温度  $t'_1=25^\circ\text{C}$ ，设冷空气经过中冷器后，出口温度  $t'_2$  为  $32^\circ\text{C}$ ，则冷侧平均温度  $t'_m=28.5^\circ\text{C}$ ，在该温度时，冷侧气体的物性参数为：

$$\text{密度: } \rho'_2 = 1.2957 - 3.4455 \times 10^{-3} t'_m = 1.198\text{kg}/\text{m}^3$$

$$\text{定压比热: } C'_p = 1.005\text{KJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$$

$$\text{导热系数: } \lambda'_2 = 2.4395 + 7.6636 \times 10^{-3} t'_m = 2.66 \times 10^{-2}\text{w}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$$

$$\text{运动粘度: } \nu'_2 = 13.1041 + 9.9227 \times 10^{-2} t'_m = 15.93 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$$

$$\text{普朗特数: } Pr'_2 = 0.701$$

# 华中科技大学硕士学位论文

由冷侧吸热量等于热侧散热量  $Q_{n2}=Q_{n1}$  得,  $Q'_{n1} = C'_p \cdot \Delta t' \cdot Q'_2 \cdot \rho'_2$ , 由此式可推出  $\Delta t' = 7.2^\circ\text{C}$ , 则  $t'_2 = 32.2^\circ\text{C}$ , 则冷侧平均温度为  $28.6^\circ\text{C}$ , 由于计算后的出口温度  $t'_2 = 32.2^\circ\text{C}$  与假设出口温度误差在 1% 以内, 故可认为该冷侧出口温度为  $t'_2 = 32^\circ\text{C}$ ;

冷侧雷诺数:  $R'_{e2} = V' \cdot D_w / \nu'_2 = 3852$

根据流体横流流过管束的传热, 其对应的实验关联式为:

$$Nu'_j = 0.664 \times R'^{0.5}_{ef} \cdot P'^{0.3}_f = 37.04$$

冷侧换热系数为:  $h'_2 = Nu'_2 \cdot \lambda'_2 / D_w = 71.45 \text{w}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

### 3.3.4.4 中冷器传热系数计算

$$K' = \left[ \frac{1}{h_2} + \frac{1}{h'_2} + R'_q \right]^{-1} = 40.73 \text{w}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

### 3.3.4.5 对数平均温差计算

$$\Delta T'_m = \frac{(T'_1 - t'_2) - (T'_2 - t'_1)}{\ln \frac{T'_1 - t'_2}{T'_2 - t'_1}} = \frac{(138 - 32) - (47.6 - 25)}{\ln \frac{138 - 32}{47.6 - 25}} = 53.96^\circ\text{C}$$

### 3.3.4.6 散热量计算

$Q' = K' \cdot S_{fw} \cdot \Delta T'_m = 33.12 \text{kw} > 17 \text{kw}$  满足要求。

将上述计算结果与中冷器总成台架试验结果进行比较, 得出所设计的中冷器总成满足性能要求的结论。中冷器风阻及散热性能试验结果见表 3.2:

表 3.2 中冷器总成风阻及散热性能试验结果

P (kW)	中冷器内空气流量(kg/s)	0.08	0.20	0.30	0.50	0.70
中冷器外空气流速(m/s)	$\Delta p_{in}$ (kPa)	0.244	1.107	2.248	5.636	10.488
	$\Delta p_{out}$ (Pa)					
0.5	7	10.7	23.1	29.9	38.0	42.6
1	18	10.8	25.1	34.5	47.8	56.6
2	51	10.8	26.2	37.2	54.9	68.0
3	97	10.9	26.5	38.2	57.9	73.2
4	156	10.9	26.7	38.8	59.7	76.6
5	228	10.9	26.8	39.2	61.0	79.0
6	311	10.9	26.9	39.4	61.8	80.7

### 3.4 中冷器评价指标 $\eta_p$ 的确定

#### 3.4.1 原评价指标的缺陷

中冷器实质上是一种热交换器，大多数资料在讨论中冷器时都是以评价热交换器的指标作为评价中冷器的指标，即（压气机—中冷器简化模型见图 3.4）：

$$\text{冷却效率: } \eta = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{hi} - T_o} \quad (3.1)$$

$$\text{温度差: } \Delta T = T_{hi} - T_o \quad (3.2)$$

增压空气通过中冷器的压力降：

$$\Delta p_h = p_{hi} - p_{ho} \quad (3.3)$$

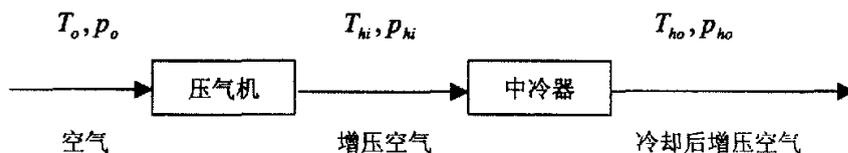


图 3.4 压气机—中冷器简化示意图

这几个指标通常可以说明一个热交换器的好坏，工程上完全能正确评价热交换

器。但基于中冷器在发动机上的使用目的，如果仅仅从这 3 个指标是无法看出中冷器对发动机性能的影响，需要建立能明确表示出中冷效果的指标<sup>[32]</sup>。

### 3.4.2 确定评价指标 $\eta_\rho$

增压、增压中冷的思想均是从提高进气密度出发，从而提高发动机性能为目的的。如果仅用进气温度和进气压力来分析对发动机性能影响，显然是不直观的。根据理想气体方程，压力和温度都与密度有关 $\rho = \frac{P}{RT}$ ，显然用密度 $\rho$ 替代温度和压力来评估中冷器是直观的。

为便于分析，通过图 12 对压气机和中冷器的热力过程进行定性分析。假定（1）气体符合理想气体方程；（2）压气机过程接近理想绝热过程（1~2 线），压气机后（2 点）密度为 $\rho_2 = \frac{P_{hi}}{RT_{hi}}$ ；（3）中冷器没有压力损失，并把进气温度冷却到最低点即冷却空气入口温度（2~3 线），则中冷器后（3 点）的密度达到最大值 $\rho_3 = \frac{P_{hi}}{RT_o}$ 。

却空气入口温度（2~3 线），则中冷器后（3 点）的密度达到最大值 $\rho_3 = \frac{P_{hi}}{RT_o}$ 。

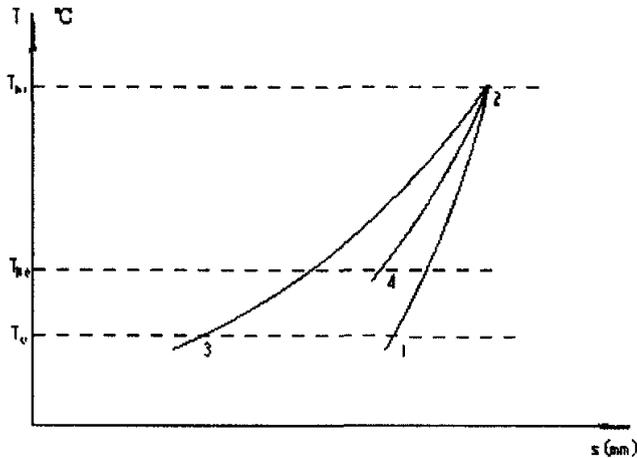


图 3.5 压气机和中冷器热力过程示意图

可见加上中冷器之后，理论上可以获得最大的密度恢复，用 3.4 式表示

$$\Delta\rho_{\max} = \rho_3 - \rho_2 = \frac{p_{hi}}{R} \left( \frac{1}{T_o} - \frac{1}{T_{hi}} \right) \quad (3.4)$$

这个最大密度恢复仅能通过采用一无限大的热交换器和无限大的气体流通面积来获得。在实际中，由于进气压力降和不完全热交换，中冷器的实际热力过程为(2~4线)，其密度恢复 $\Delta\rho$ 要低一些，用3.5式表示。

$$\Delta\rho = \rho_4 - \rho_2 = \frac{p_{ho}}{RT_{ho}} - \frac{p_{hi}}{RT_{hi}} = \frac{1}{R} \left( \frac{p_{ho}}{T_{ho}} - \frac{p_{hi}}{T_{hi}} \right) \quad (3.5)$$

这里定义一个密度恢复系数 $\eta_\rho$ ，见3.6式：

$$\eta_\rho = \frac{\Delta\rho}{\Delta\rho_{\max}} = \frac{\frac{T_{hi}}{T_{ho}} \left( 1 - \frac{\Delta p_h}{p_{hi}} \right) - 1}{\frac{T_{hi}}{T_o} - 1} = 1 - \frac{\frac{p_{hi}}{T_o} - \frac{p_{ho}}{T_{ho}}}{\frac{p_{hi}}{T_o} - \frac{p_{hi}}{T_{hi}}} \quad (3.6)$$

( $\Delta p_h = p_{hi} - p_{ho}$ ，增压空气经中冷器的压力降)

从(3.6)式可以看出，如果进气压力 $p_{hi}$ 低和中冷器的压力降 $\Delta p_h$ 高时，系数 $\eta_\rho$ 就可能为负数，表明进气虽然被冷却，但密度并没有提高反而下降，不能使发动机性能提高。因此，密度恢复系数 $\eta_\rho$ 是中冷器的一个相当重要的参数<sup>[33]</sup>。

汽车增压柴油机用的空-空中冷器装在水箱散热器前面，通常中冷器与散热器采用同一风扇冷却，冷却空气通过中冷器的压力降 $\Delta p_c$ 影响发动机散热器的散热效果，因此中冷器冷却空气压力降 $\Delta p_c$ 也是一个重要参数。

综上所述，评价中冷器的指标应为以下参数：

中冷器的冷却效率 $\eta$

温度降 $\Delta T = T_{ho} - T_o$

压力降 $\Delta p$  (包括增压器空气压力降 $\Delta p_k$ 和冷却空气压力降 $\Delta p_c$ )

密度恢复 $\Delta\rho$ 或密度恢复系数 $\eta_\rho$ 。

从式(3-3)中可以看出提高 $\eta_p$ 有以下几种措施:

- 1) 减少增压空气在中冷器中的压力损失 $\Delta p_k$ ;
- 2) 降低中冷气出口温度 $T_{k0}$ ;
- 3) 提高增压压力 $p_{k1}$ ;
- 4) 提高 $T_{k1}$ 也是 $\eta_p$ 提高的一种方法。

## 3.5 小结

由于车用中冷器与一般热交换器的使用目的不同,因此本章确定了密度恢复系数指标,明确显示中冷效果。提高中冷效果的几种措施,对实际工作具有一定的指导意义。

## 4 中冷系统散热性能仿真分析

### 4.1 设计模型的建立

中冷系统的设计是汽车整体设计开发中的一个部分，其主要功能是完成发动机和底盘整车系统的匹配，既要满足发动机进气要求、整车尾气排放要求，又要满足整车定义要求。而发动机舱内外流场及压阻情况对中冷系统有直接影响，继而影响进气系统。以往是装出样车后，做转毂试验、跑道路试验等，来验证与整车匹配情况，有时需要经过多次试验，才能达到目的。开发一种新车型周期长，成本高，不能适应市场竞争的需要。为节省样机制造成本，缩短开发周期，本课题应用 CFD 计算流体动力学软件（Fluent）和 KULI 软件结合，模拟中冷系统与整车的匹配，对冷却能力进行数值模拟分析，寻找一种可行的方法，指导今后的开发设计。

CFD 是英文 Computational Fluid Dynamics（计算流体动力学）的简称。它是伴随着计算机技术、数值计算技术的发展而发展的。简单地说，CFD 相当于“虚拟”地在计算机做实验，用以模拟仿真实际的流体流动情况。而其基本原理则是数值求解控制流体流动的微分方程，得出流体流动的流场在连续区域上的离散分布，从而近似模拟流体流动情况。可以认为 CFD 是现代模拟仿真技术的一种。CFD 通常包含如下几个主要环节：建立数学物理模型、数值算法求解、结果可视化<sup>[34]</sup>。

Fluent 是目前国际上比较流行的商用 CFD 软件，用来模拟从不可压缩到高度可压缩范围内的复杂流动。由于采用了多种求解方法和多重网格加速收敛技术，因而 Fluent 能达到最佳的收敛速度和求解精度。灵活的非结构化网格和基于解算的自适应网格技术及成熟的物理模型，使 Fluent 在层流、湍流、传热、化学反应、多相流、多孔介质等方面有广泛应用。

在国外，对汽车冷却、中冷系统仿真分析研究已从理论和试验方面日益深入。通过 CFD 和 KULI 等计算机软件，针对给定的车型和发动机功率以及相应的车体结构，建立车辆冷却、中冷系统的数学模型，定量分析车辆冷却中冷系统的性能。但国内汽车生产企业应用 CFD 软件甚少，迫切需要进行整车匹配仿真分析方面的研究，

# 华中科技大学硕士学位论文

---

本课题参考国外相关文献,结合单位实际,充分利用计算机软件资源和不断完善的冷却系统零部件台架试验数据和整车转毂试验数据,用仿真分析方法来指导冷却、中冷系统设计工作。

应用 Fluent 商用计算流体动力学软件模拟整车发动机舱内气流和温度场,计算出通过车罩迎风面进风口、中冷器、散热器的空气流量、热流量等,然后将这些结果作为 KULI 软件的边界条件,输入参数数据。

KULI 软件是奥地利斯太尔公司开发的用于整车冷却能力模拟分析的计算软件,与传统的试验手段相比,它具有计算精度高、计算周期短等优点。

研究的主要内容:

分析研究整车冷却能力仿真所需要的数据;

构建进气中冷系统等关键部件的 KULI 模型;

整车冷却中冷系统的系统化模拟与仿真;

利用转毂试验校正和验证仿真分析的适应性。

CFD 模拟分析是在车速  $V=25\text{km/h}$  时发动机分别处于最大功率点和最大扭矩点处发动机舱的散热特性和流场特性。

工况 1: 在发动机最大功率(功率  $191\text{kW}$ )点,风扇转速  $2200\text{rpm}$ ;中冷器内空气流量为  $23.08\text{kg/min}$ ,中冷器空气的进口温度是  $179.2^\circ\text{C}$ ,环境温度为  $31.8^\circ\text{C}$ ;散热器循环水流量为  $280\text{ l/min}$ (即  $4.67\text{kg/s}$ ),发动机的出水温度是  $86.8^\circ\text{C}$ (即是散热器循环水的进水温度);考虑冷凝器的散热量对发动机舱温度场的贡献。

工况 2: 在发动机最大扭矩(扭矩  $1025\text{ N}\cdot\text{m}$ )点,风扇转速  $1400\text{rpm}$ ,中冷器内空气流量为  $13\text{kg/min}$ ,中冷器空气的进口温度是  $138^\circ\text{C}$ ,环境温度为  $27^\circ\text{C}$ ;散热器循环水流量为  $175\text{ l/min}$ (即  $2.92\text{kg/s}$ ),发动机的出水温度是  $82.3^\circ\text{C}$ (即是散热器循环水的进水温度),考虑冷凝器的散热量对发动机舱温度场的贡献。

提供给 CAE 部门相关的简化设计模型见图 4.1、图 4.2,供他们在利用 CFD 方法进行数值模拟时,建立数学模型。



图 4.1 车身的几何模型

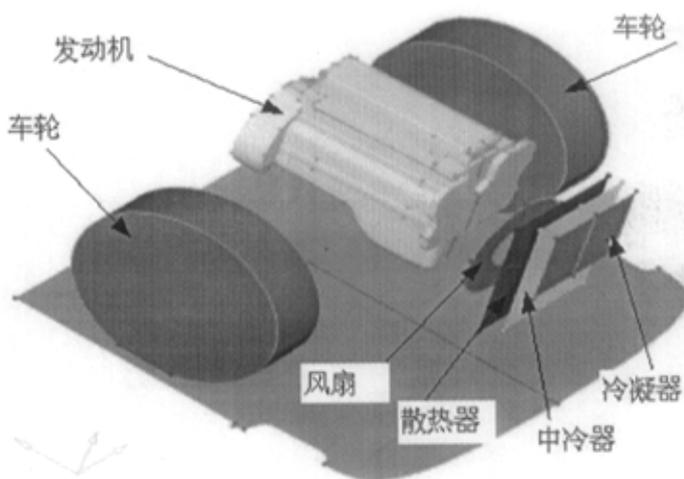


图 4.2 发动机舱内零部件的几何模型

## 4.2 数模网格的建立

图 4.3、图 4.4 分别是各部件的网格划分模型。

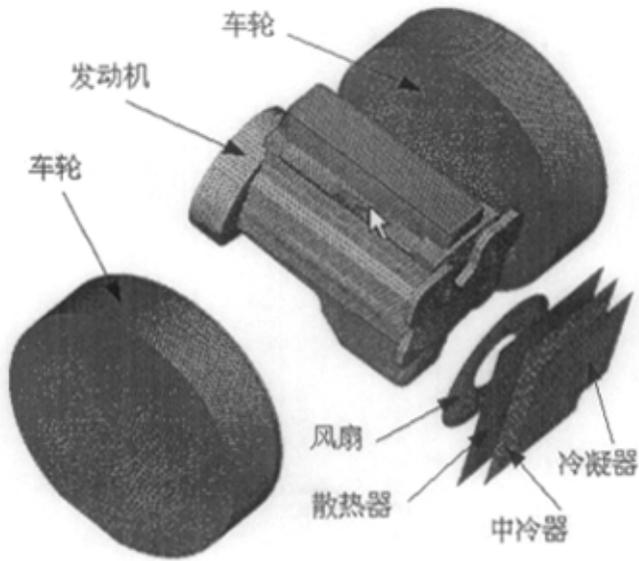


图 4.3 中冷器、风扇、车轮、散热器、发动机和冷凝器表面网格

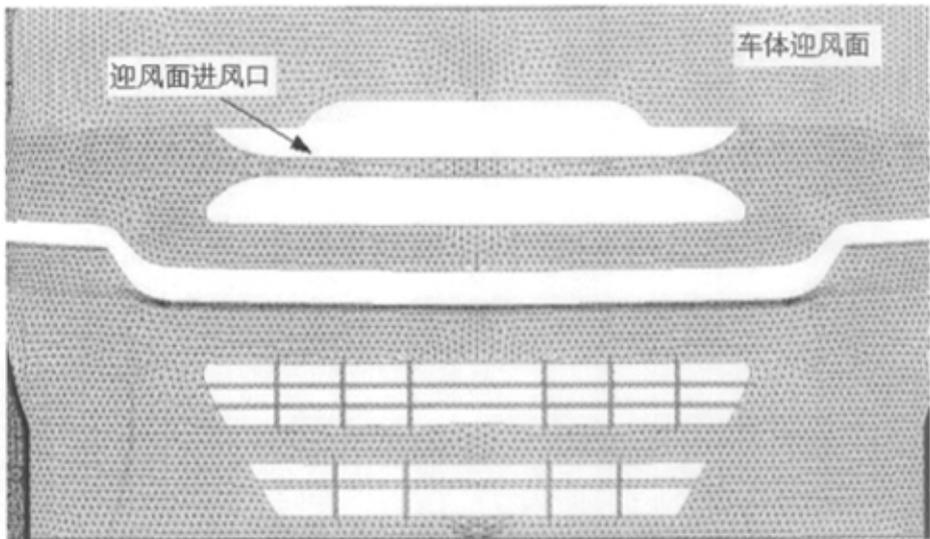


图 4.4 车身迎风面发动机舱进风口表面网格

网格划分后对流经各部件的空气流量进行模拟分析，同时对发动机舱的气流场

# 华中科技大学硕士学位论文

和温度场进行模拟，这样可对所设计的车辆的热管理系统有明确的了解，以便加以深入研究<sup>[35][36][37]</sup>。

## 4.3 气流场和温度场模拟

表 4.1 给出了通过内外流场耦合计算得到的车身迎风面进风口、中冷器、散热器、冷凝器、中冷器与风扇等处的空气流量模拟结果

表 4.1 各部件空气流量模拟结果 单位:kg/s

部件名称	工况 1	工况 2
车身迎风面进风口	6.3682	6.1076
中冷器	2.1850	1.3925
散热器	4.8076	2.8751
冷凝器	0.9831	0.7308
风扇	4.8076	2.8751

### 4.3.1 气流场模拟

气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迎风面进风口布置的情况进行判断；压力分布特性可了解发动机舱内的流阻情况<sup>[38][39][40]</sup>。

#### 4.3.1.1 流场特性

图 4.5 给出了车体迎风面各个进风口的速度矢量，图 4.6 和图 4.7 则给出  $X=0$ （对称面）处发动机舱内部的速度矢量和等速线分布。从图 4.5 中可以看出，在车体迎风面上，各进风口速度分布较均匀，T2R11 车型的车体迎风面进风口布置是合理的。

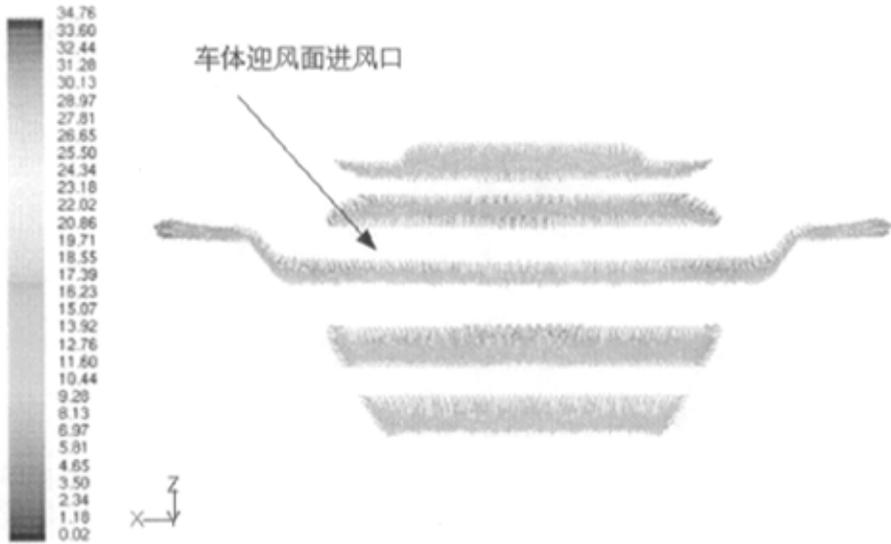
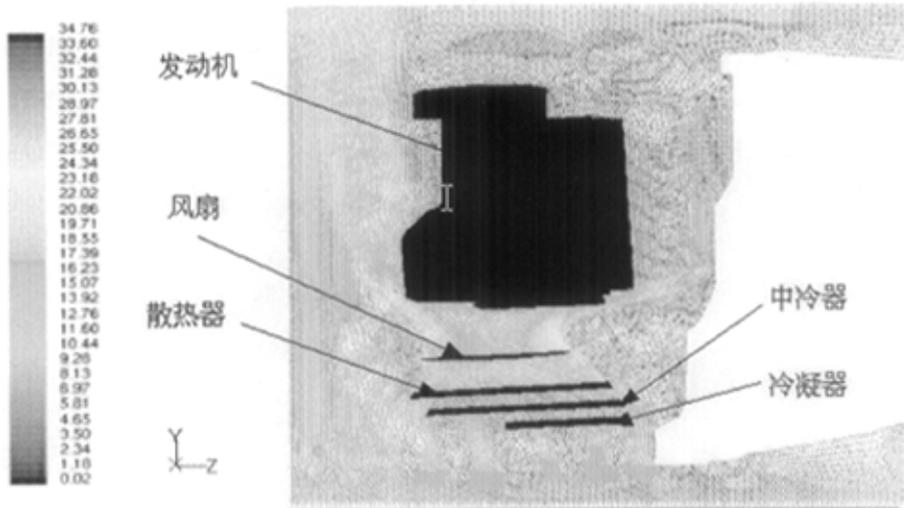


图 4.5 车体迎风面进风口速度矢量图(T况 1) (单位: m/s)



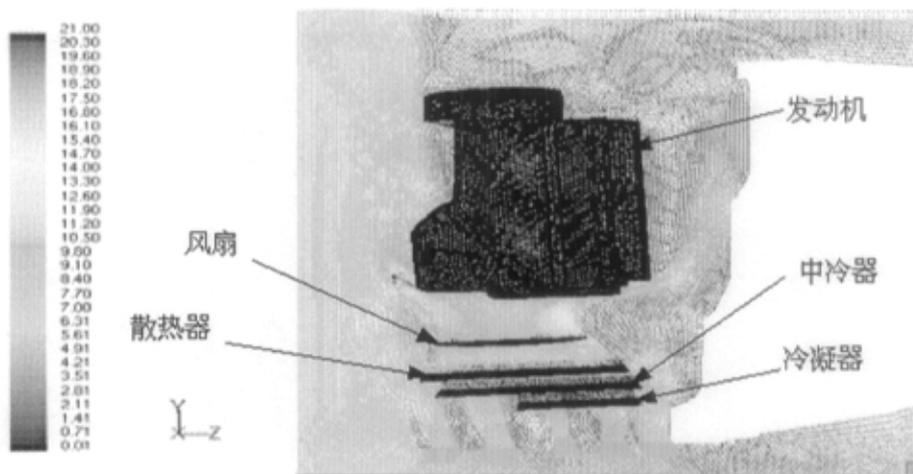
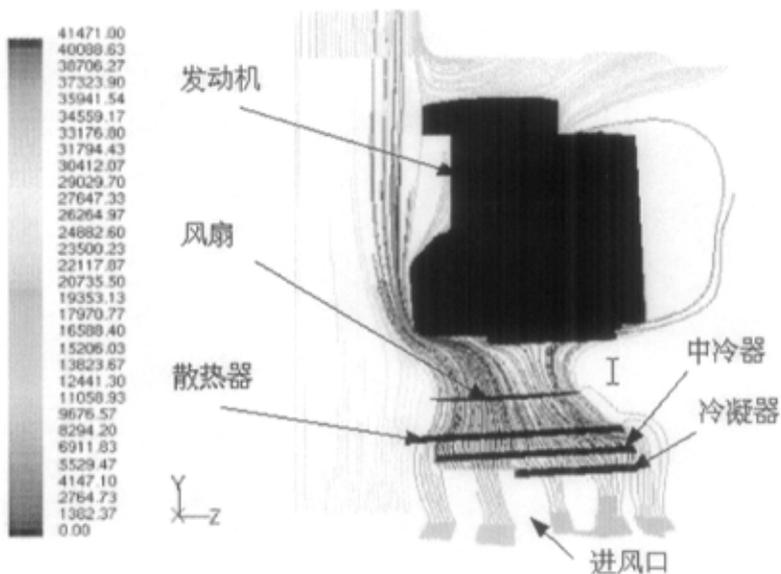


图 4.6 对称截面( $x=0$ )发动机舱速度矢量图(单位: m/s)

(上图: 工况 1, 下图: 工况 2)



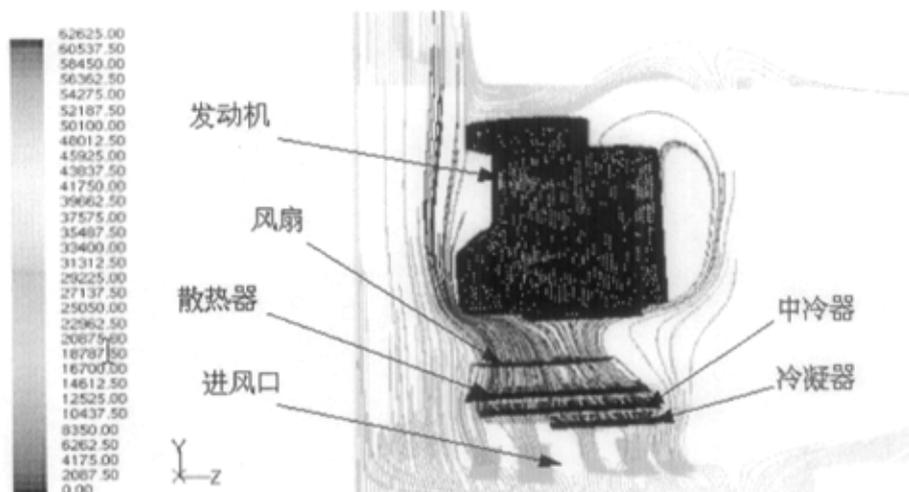


图 4.7 发动机舱对称面流线

(上图: 工况 1, 下图: 工况 2)

从图 4.6 中可知发动机舱内的速度分布也较均匀, 说明风扇、散热器、中冷器的结构型式和布局是合理的。

图 4.7 中可看出发动机后上部有回流产生, 但所占比例较少, 不影响整个发动机舱内的散热性能。

### 4.3.1.2 压力分布特性

图 4.8 给出了发动机、散热器、风扇、发动机舱和车体迎风面的压力分布。由于发动机舱内布置的复杂性, 压力分布通过试验手段是无法测出的, 因此图 4.8 不仅直观地描述了发动机舱内的压力分布情况, 而且为 KULI 软件中安装阻力和表面阻力的数据采集提供了依据。

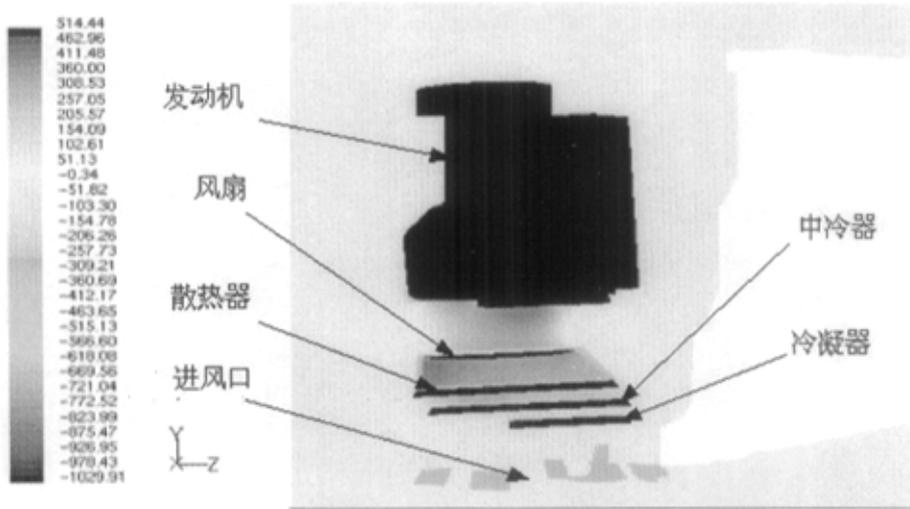


图 4.8 对称截面压力分布图 (工况 1) (单位:Pa)

#### 4.3.2 温度场模拟

两工况下发动机舱温度场情况如表 4.2 和图 4.9 所示,可知各工况下的最高温度都没有达到发动机舱最高允许工作温度 99℃, 满足设计要求。

表 4.2 各工况下发动机舱温度场情况

部件名称	工况 1	工况 2
最高温度值 (℃)	81.30	74.87
最高温度点位置	散热器后	散热器后

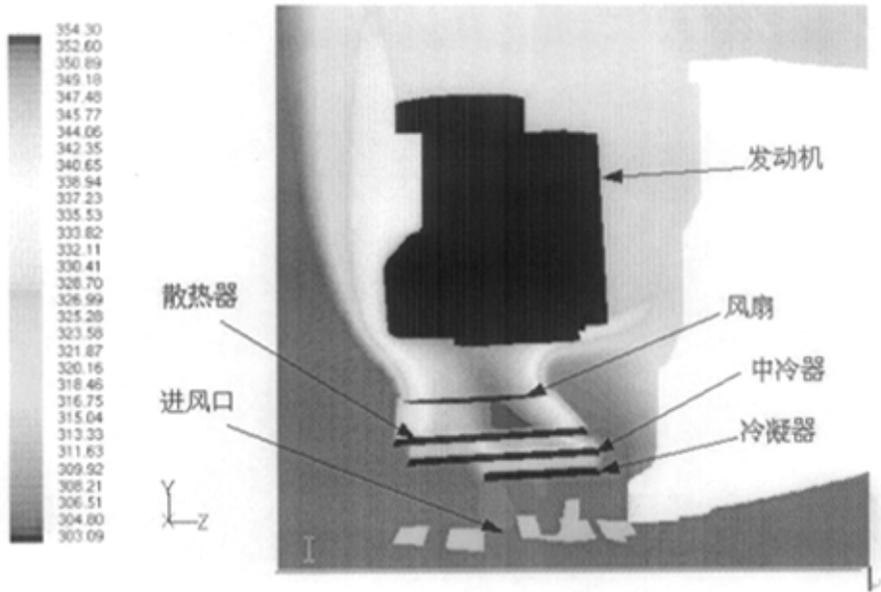


图 4.9 发动机舱对称面温度场(工况 1) 单位:K

从图 4.9 中看出散热器和风扇之间温度最高，达到 354.3K(81.3℃)，没有达到发动机舱最高允许工作温度 99℃。

## 4.4 中冷系统的散热性能仿真分析的研究

对于一个完整的冷却、中冷系统，KULI 软件计算其冷却能力，需要大量的数据，包括发动机数据、散热器数据、中冷器数据、风扇离合器数据、发动机舱的压力系数的试验数据、发动机舱安装阻力数据、发动机舱表面阻力数据。

KULI 软件中出现的术语定义如下：

压力系数：与环境流速及压力同机舱内流速及压力差值有关的一个参数<sup>[41][42]</sup>。

安装阻力：是由于发动机舱内流通截面的形状的突然变化而造成的阻力，它相当于流体力学中的局部阻力<sup>[43]</sup>。

表面阻力：是空气流过发动机舱内各个零部件表面时，由于摩擦造成的阻力，他相当于流体力学中的沿程阻力。

由于发动机舱内布置的复杂性，安装阻力和表面阻力的测量是非常困难的，因此，借助 CFD 模拟计算所得。部件的搭建和相互作用的仿真包括：

- 1) 热量转移因素（冷却液，压缩空气，油液（如装有油冷器），热交换器，风扇，风扇离合器，流体循环）的模拟；
- 2) 冷却循环性能的分析（如冷却常数，中冷系统效率等）；
- 3) 冷却空气的具体分析（如压降，流量，温度场等）；
- 4) 风扇安装的多个影响因素的调整（如与散热器的相对位置，风扇下游的影响等）；
- 5) 分析结果输出。

#### 4.4.1 建立KULI软件模型

KULI 用 WINDOWS 界面来建立与整车匹配的冷却、中冷系统模型。系统中的部件的位置和主要尺寸都可以直接修订和调整。各种元件可以用 2D 和 3D 来直观表示。按以下流程图建立与整车匹配的冷却、中冷系统模型，并进行模拟计算。见图 4.10。

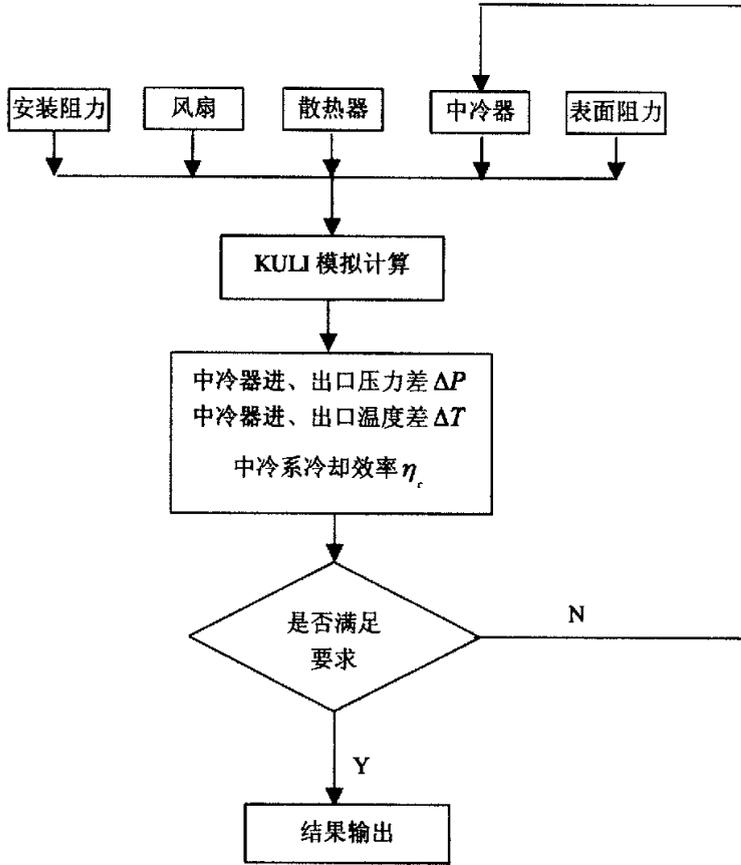


图 4.10 冷却、中冷系统 KULI 模型及模拟计算流程图

其中，安装阻力的模拟是表示进风和排风的通畅情况，可视为发动机舱内流场模拟<sup>[44][45]</sup>。安装阻力和表面阻力模型的建立是按图 4.8 及表 4.1 模拟结果，找出流量为  $5\text{m}^3/\text{s}$  ( $6.3682\text{kg}/\text{s}$ ) 的压降，再根据公式  $\Delta P = A Q^2 + B Q + C$  (计算时可忽略一次项和常数项，按  $\Delta P = A Q^2$  计算) 计算出其它三点流量-阻力(公式中  $\Delta P$ ：压降； $Q$ ：空气流量)。

散热器、中冷器模型包括总成结构尺寸、内部流量、外部流量及散热量的模拟，风扇模型包括总成结构尺寸和风扇特性曲线模拟<sup>[46]</sup>。

发动机的内部循环模拟包括水循环、中冷器循环、不同转速下水套散热量。

**4.4.2 结果评价及试验验证**

用 KULI 软件模拟 T2R11 的冷却性能。得到的结果如下：

```

=====
用户 ..... : DFL
日期 ..... : 2005 年 6 月 15 日
部门 ..... : 中型车部
目的 ..... : T2R11 整车匹配中冷系统冷却能力仿真分析
冷空气平均进口温度.....[°C] : 30.00
冷空气平均出口温度.....[°C] : 48.94
冷空气质量流量.....[kg/s] : 2.871
中冷器进口压力.....[hPa] : 1700.00
中冷器出口压力.....[hPa] : 1584.80
中冷器进出口压力差.....[hPa] : 115.2
中冷器进口温度.....[°C] : 175.00
中冷器出口温度.....[°C] : 56.37
中冷器散热量.....[kW] : 54.304
中冷系统散热效率.....[-] : 0.8181
=====
    
```

从模拟分析结果可知，所设计的进气及中冷系统满足整车匹配要求。T2R11 商用车发动机中冷—冷却系统散热性能试验结果见表 4.3：

表 4.3 T2R11 商用车发动机中冷—冷却系统散热性能试验结果

发动机转速 rpm	1400 ( 扭矩点 )	2200 ( 功率点 )	
轮边输出功率 kW	127.0	146.0	
风速 km/h	25.0	25.0	
	环境温度	27.0	31.8
	发动机出水温度	82.3	86.8
	发动机进水温度	77.4	82.7

# 华中科技大学硕士学位论文

温度参数 ℃	机油温度	101.0	109.4
	空滤入口温度	31.7	39.3
	增压器出口温度	138.0	180.5
	中冷器进口温度	136.0	179.2
	中冷器出口温度	50.8	58.12
	发动机进气管温度	50.9	60.6
	散热器进出水温差	4.9	4.1
压力参数 kPa	增压器出口	112.6	162.7
	发动机进口	104.7	145.3
发动机进气口与环境温差℃		23.9	26.32
冷却系冷却液冷却常数		55.3	35.0
中冷器冷却效率%		83	81
许用环境温度℃		43.7	44.0
设计指标	冷却系最高许用环境温度℃	38.0	42.0
	发动机进气口与环境最大允许温升℃	30.0	
	发动机允许最高水温℃	99.0	

现将中冷器出口压力和中冷器出口温度以及中冷器冷却效率的模拟结果与试验结果做一对比见表 4.4:

表 4.4 模拟结果与试验结果对比

	模拟结果	试验结果	设计指标
中冷器出口压力 kPa	158.48	145.3	170.00
中冷器进口温度℃	175.00	179.2	182.00
中冷器出口温度℃	56.37	58.12	60.00
中冷器冷却效率%	81.81	82.14	80~85

从表 4.4 中得出中冷器出口压力、中冷器进、出口温度、中冷器冷却效率的模拟结果和试验结果均满足设计指标, 模拟结果与试验结果的误差均在 5%之内, 故可认为这几个参数用两种方法得到的结果基本相符。说明此仿真分析方法切实可行。

## 4.5 小结

针对验证整车匹配性能采用试制样车做试验的方法所带来的诸多弊端, 本章应

## 华中科技大学硕士学位论文

---

用了 CFD 软件中的 **Fluent** 与汽车冷却系统专业软件 **KULI** 结合的方法，对中冷系统进行仿真模拟，解决了无法直观、定量地描述发动机舱内的气流和温度场的问题。通过模拟分析进气中冷系统与整车匹配的散热性能，确定中冷系统各设计参数，并用转毂试验结果验证仿真分析结果，得出此仿真分析方法可行。将这种仿真分析方法应用于工程实际，对缩短开发周期、降低成本，提高整车可靠性，有着重要的意义。

## 5 结论与展望

论文结合工作实际，选题具有重要的实际应用价值，论文所取得的主要研究成果如下：

1) 围绕涡轮增压发动机进气充量理论，分析了影响充气效率的因素，提出了改善换气质量、提高充气效率的一系列措施，确定了提高进气充量的重要性。对进气系统的最大进气量（即最大空气流量）从理论上进行了推导，采用发动机燃烧化学特性计算以及试验分析结合的方法，确定进气系统的最大空气流量。

2) 根据大量车型设计累积的经验，通过分析研究，确定了进气系统管路设计及进气阻力、流速设计计算方法，并将其综合用 Excel 表示，评价所设计的进气系统，为规范设计提供了一种方法。

3) 针对经过增压器的空气温度很高需进气中冷，考虑到中冷器在车用发动机上的使用目的，本文从理论上分析了中冷器的热交换原理，确定了能明确表示出中冷效果的密度恢复系数  $\eta_p$  指标，作为车用中冷器的评价指标。在理论上对中冷器总成进行了设计计算。

4) 在研究中，应用 CFD 软件中的 Fluent 与汽车冷却系统专业软件 KULI 结合的方法，对中冷系统进行仿真模拟，解决了无法直观、定量地描述发动机舱内气流和温度场的问题。通过模拟分析进气及中冷系统与整车匹配的散热性能，确定中冷系统各设计参数，并用转毂试验方法验证仿真分析结果。

将 CFD 与 KULI 仿真软件结合应用于产品开发研究，对车辆热管理进行模拟分析是未来的发展方向。由于在我们的实际工作中，CFD 与 KULI 仿真软件的模拟分析应用于产品开发的研究工作还刚刚起步，大量的参数数据有待逐渐累积，分析结果的处理需不断积累经验，还需经多次应用后，进一步深入研究，使 CFD 在车辆开发领域中更好地发挥作用。

## 致 谢

本论文是在杨家军教授的精心指导下完成的。在研究生的三年学习和工作中，杨教授给了我极大的支持、鼓励和帮助。他那孜孜不倦、平易近人、一丝不苟的工作精神和严谨的治学态度，为我树立了一个很好的榜样。正因为他的严格要求，使我在学业上有了很大的进步，初步掌握了科研的基本方法，为今后的工作打下了坚实的基础。在此论文完成之际，谨向杨家军教授表示深深的敬意和衷心的感谢！

感谢企业指导老师叶爱凤部长、研究员级高工对我论文的精心指导和帮助，谨向她表示深深的敬意和衷心的感谢！

感谢研究生科的各位老师为我们付出的辛勤劳动！

最后，感谢所有关心、鼓励我的师长、前辈、家人、朋友和同学。

### 参考文献

- [1] 周龙保. 内燃机学. 机械工业出版社, 2000(7)
- [2] 董敬, 庄志, 常思勤. 汽车拖拉机发动机. 机械工业出版社, 2001(7)
- [3] 顾宏中, 邬静川. 柴油机增压及优化控制. 上海交通大学出版社, 1995(8)
- [4] 顾宏中. 涡轮增压柴油机热力过程模拟计算. 上海交通大学出版社, 1985(1)
- [5] 陆家祥. 柴油机涡轮增压技术. 机械工业出版社, 1999(1)
- [6] 杨兴武. 客车进气系统计算和布置设计. 客车技术与研究, 2004(1), 10~14
- [7] 李建文, 肖永宁, 周龙保. 内燃机进气压力的频谱分析. 西安交通大学学报, 1993(4), 87~92
- [8] 钱耀义, 李云清. 进气系统的简化数学模型与参数的优化程序. 内燃机学报, 1988(3), 258~264
- [9] 许道延, 丁贤华. 高速柴油机概念设计与实践. 机械工业出版社, 2004
- [10] R.Garcia, A.J.Horrillo, F.CastroRuiz, etc. Development of a CFD Tool Applied to EGR-Coolers. CIDAUT SPAIN, 2003(6), 25~26
- [11] 王应红. 发动机废气涡轮增压. 太原理工大学: 硕士学位论文, 2004
- [12] 吕继组, 白敏丽. 柴油机工作过程的多维瞬态数值模拟. STAR-CD 公司 2005 年会论文
- [13] 何旭, 刘卫国, 高希彦. 燃烧室形状对柴油机性能影响的研究. STAR-CD 公司 2005 年会论文
- [14] 王艳珍, 刘春慧, 耿玮. 双压缩机系统吸气回油管路 CFD 模拟. STAR-CD 公司 2005 年会论文
- [15] 庄志, 陶丽娜. 后置客车进气系统的设计. 客车技术及研究, 1998(4), 19~22
- [16] 吕继组, 白敏丽. 六缸柴油机冷却系统流动与传热的三维数值模拟. STAR-CD 公司 2005 年会论文
- [17] 姚春德, 傅晓光, 纪兆琳. 进排气系统的阻力对车用柴油机性能影响的研究. 小型

## 华中科技大学硕士学位论文

---

- 内燃机与摩托车, 2001(5), 5~7
- [18] Holger Paffrath, Matthias Alex, Kari-Ernst Hummel. Technology for Future Air Intake Systems. SAE, 1999-01-0266
- [19] 黄天泽, 黄金陵. 汽车车身结构与设计. 北京: 机械工业出版社, 1996
- [20] 姬少军, 施卫东, 许少宝. 康明斯 6BT5.9 发动机进气系统的合理选配. 客车技术与研究, 1996(1), 12
- [21] 朱建军. 利用进排气系统的不稳定流动提高汽油机充气效率的研究. 太原理工大学: 硕士学位论文, 2002
- [22] 曹建华. 汽车发动机空气滤清器的作用、选型、安装及使用. 汽车技术, 1997(1), 43~46
- [23] 陈海娥, 刘金玉. 空气滤清器对发动机性能的影响及亥姆赫兹谐振器的使用. 汽车技术, 2001(5), 4~7
- [24] Koulchi Oda, Minoru Honda. Development of a New Air Cleaner Filter. SAE, 2001-01-0371
- [25] Jeffrey A. Leet, Terry Friesen, Al Shadbourn. EGR's Effect on Oil Degradation and Intake System Performance. SAE Technical Papers, 980179
- [26] 姚国忱. 康明斯柴油机构造与维修. 辽宁科学技术出版社, 1997(8)
- [27] 张峰, 高东顺. 柴油机中冷器结构与设计. 内燃机车, 2002(2), 1~5
- [28] 姚仲鹏, 王新国. 车辆冷却传热. 北京理工大学出版社, 2001(6)
- [29] 方祖华, 张建华, 侯树荣等. 空-空中冷器特性的研究. 车用发动机, 1997(4), 44~47
- [30] 王春强. 热管技术在增压内燃机中的应用. 广西大学: 硕士学位论文, 2004
- [31] 刘云岗, 李德钢, 张锡朝等. 冷轧翅片管式中冷器的设计计算方法. 内燃机学报, 2003(5), 361~364
- [32] 李杰, 刘传超. D310 汽车发动机舱散热特性研究. 西北工业大学, 2004(6)
- [33] 陈松柏. DFL4196 载货汽车发动机中冷-冷却性能试验报告. 东风汽车有限公司, 2005
- [34] L. Gu, R. J. Yang. Recent Applications on Reliability-based Optimization of
-

- Automotive Structures. SAE Technical Papers, 2003-01-0152
- [35] Vijay Damodaran, Moududur Rahman. Front-end Cooling Airflow Performance Prediction Using Vehicle System Resistance. SAE Technical Papers, 2003-01-0273
- [36] K. G. Mahmoud, E. Loibner, B. Wiesler. Simulation-Based Vehicle Thermal Management System-Concept and Methodology. SAE Technical Papers , 2003-01-0276
- [37] 付永华. 有限元分析基础. 武汉大学出版社, 1999(10)
- [38] Tetsuya Sakai, Shinichi Ishiguro, Yoshifusa Sudoh. The Optimum Design of Engine Cooling System by Computer Simulation. SAE Technical Papers, 942207
- [39] Krishna V. Mohan, Oner Arici, song-Lin Yang, etc. A Computer Simulation of the Turbocharged Diesel Engine as an Enhancement of the Vehicle Engine Cooling System Simulation. SAE Technical Papers, 971804
- [40] John R. Wagner, Venkat Srinivasan, Darren M. Dawson. Smart Thermostat and Coolant Pump Control for Engine Thermal Management Systems. SAE Technical Papers, 2003-01-0272
- [41] Ngy-Srun Ap, Pascal Guerrero, Philippe Jouanny. Influence of Fan System Electric Power on the Heat Performance of Engine Cooling Module. SAE Technical Papers, 2003-01-0275
- [42] F. Pirotais, J. Bellettre, O. Le Corre, etc. A Diesel Engine Thermal Transient Simulation: Coupling Between a Combustion Model and a Thermal Model. SAE Technical Papers, 2003-01-0224
- [43] Sadek Rahman, Richard Sun. Robust Engineering of Engine Cooling system. SAE Technical Papers, 2003-01-0149
- [44] Matthieu Chanfreau, Bertrand Gessier. The Need for an Electrical Water Valve in a THERmal Management Intelligent system. SAE Technical Papers, 2003-01-0274
- [45] Masatoshi Ninoyu, Jin kameyama, Hisafumi Doi, etc. Prediction Method of Cooling System Performance. SAE Technical Papers, 930146
- [46] Kyu Hyun, Lee, Joo Heon. Development of A Continuously Variable Speed Viscous Fan Clutch for Engine Cooling System. SAE, 980838
-