

合肥工业大学

---

硕士学位论文

---

汽车空调制冷系统匹配设计

---

姓名：刘向农

---

申请学位级别：硕士

---

专业：制冷与低温工程

---

指导教师：吴宝志

---

2002. 8. 1

# 汽车空调制冷系统匹配研究

## 摘 要

本文围绕金杯海狮 SY—6480 系列面包车的空调系统进行匹配研究。针对汽车空调运行条件恶劣，运行时受影响因素多的特点，对汽车空调中设计参数的选择对设计结果的影响进行研究，并充分考虑所选压缩机特点进行合理选择，总结出可以在一定范围内使用的经验算法，并利用试验的方法确定汽车空调系统的制冷剂充注量。在此基础上，利用 Matlab 中 Simulink 仿真工具的强大功能建立汽车空调稳态仿真模型。为了使仿真模型具有相当的准确性，模型中采用查表模块进行制冷剂热力性质计算，压缩机模块中将实验数据与经验计算数据相结合，通过程序运算确定冷凝器和蒸发器传热系数与运行参数之间的关系，并成功解决了仿真程序运行发散的问题。经过各项试验表明设计的结果是可行的。

关键词：汽车空调，匹配设计，仿真，模型，性能系数。

# **Matching Research on Refrigerating System of Automobile Air—Conditioning**


## **Abstract**

The research on the air conditioning matching of HAISHI SY—6480 microbus. To the question of hard circumstance and excessive affecting factors when Automobile Air Conditioning(AAC) is working. Based on the characteristic of scroll compressor and studying of the affecting of designed parameter, Summing—up experiential arithmetic of AAC heat exchanger and deciding the refrigerant charge by experiment. And on this, utilizing Simulink tools in Matlab set up the steady simulating model of AAC. For better veracity of simulating model, model is used lookup—table module to calculate the thermodynamic character of refrigerant, and datas of experience and test is combined in the compressor module, also the coefficient of heat transfer changing by running parameter is decided by computational procedure. In addition, choosing congruence step size solves the divergence of simulation procedure. Finally ,tests validate the feasibility of design.

**Keywords:** Automobile Air Conditioning(AAC)    matching design  
simulation    model    coefficient of performance

# 独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作及取得的成果。据我所知，除了文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得合肥工业大学或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一起工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示谢意。


学位论文作者签名：


签字日期：2002年12月1日

## 学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解合肥工业大学有关保留、使用学位论文的规定，有权保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘，允许论文被查阅和借阅。本人授权合肥工业大学可以将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、汇编学位论文。

(保密的学位论文在解密后适用本授权书)

学位论文作者签名：

导师签名：

签字日期：2002年12月1日

签字日期：2002年12月4日

学位论文作者毕业后去向：

工作单位：合肥工业大学

电话：0551-290075

通讯地址：合肥工业大学北区控制教研室

邮编：230069

## 致 谢

本论文是在导师吴宝志教授的悉心指导下完成的。在三年的硕士研究生学习过程中，导师对学生严格要求，认真指导。恩师高深的学术造诣和谆谆教导使学生在学业上获得很大的收益，同时导师平易近人、敬业敬业的精神和高度的责任心，尤其是严谨的学术态度都深深地影响着学生的现在和未来。在学生学习过程中，正逢导师面临退休之际，但导师仍然悉心指导、提供资料、联系实验，使得该课题得以最终完成，体现了导师的巨大人格魅力。另外作者课题研究阶段，上海奉天空调压缩机制造有限公司提供了大量的试验机会；制冷教研室各位老师给予的全力支持和帮助，作者在此一并致以诚挚的谢意。

感谢所有关心、支持我的老师、同学、朋友和亲人！

作者

2002年9月

于合肥工业大学

## 第一章 绪 论

### 1.1 前 言

汽车工业从1886年德国的卡尔·本茨（Karl Benz）制造出第一辆汽车以来，经过一百多年的发展，现已成为人们的主要交通工具及各国工业的主要支柱。我国的汽车行业起步较晚但发展迅速，不过与发达国家和汽车工业大国相比还相当落后。在面临即将加入WTO之际，我国将汽车工业作为支柱工业已是势在必行。同时随着人们生活水平的提高，人们对生活、工作的环境舒适性要求越来越高，由此产生了空气调节的概念，即一年四季使室内空气的温度、湿度、空气流速、洁净度、噪声及压力保持在标准的范围内。

汽车空调是空气调节的一个重要分支。它是对汽车车室内或驾驶室室内的空气质量和数量达到舒适性标准而进行调节的装置。真正意义上的汽车空调是在1940年美国Packard公司第一次以机械制冷用于车用空调。它起步较晚但随着汽车工业及制冷空调工业的发展，汽车空调的实用化、普及化步伐却相当快。到1953年，其装机量已达车辆总数的10%，计5万套；经过半个多世纪后的今天，随着汽车工业的发展及人民物质文明水平的提高，人们对汽车的舒适性、可靠性、安全性的要求越来越高，汽车空调已不是豪华奢侈的标志，而只是普通百姓生活、工作的基本需要。现在先进的工业国家，如美国、日本等国的汽车空调装机率达80~90%，其中轿车、旅游车高达100%。即使在我国现在没有汽车空调的轿车也是不可能有竞争力的，同时其它各种车辆的汽车空调装机率也大幅提高。由于现在汽车空调已成为汽车上最重要的配件之一，因此入世后我国在发展汽车工业的同时，必须重视汽车空调的开发、研究，否则我国汽车工业将缺乏竞争力，不仅不可能打入国际市场，甚至原来国内市场份额也会失去。

汽车空调与普通空调相比<sup>[1]</sup>，使用条件要苛刻的多，首先室外气候环境更恶劣，变化大，表现为冷凝温度高；其次汽车行驶速度的偶然变化对空调影响难以估计，表现为制冷剂流量变化大；以及车厢的不规则性引起的送风不易均匀；另外汽车空调要求降温速度快，怠速下的空调性能等；车体结构紧凑造成的构造，安装困难等特点。因此为了使汽车空调达到良好的工作性能，需要考虑的因素比普通空调要多，而且也困难的多，所以近年来对汽车空调的研究也日益活跃。

近年来，我国汽车空调行业的发展速度非常快，不仅表现在装机数量，而且在汽车空调的技术上也有突破性的进展。汽车空调技术的更新换代周期愈来愈短，包括压缩机由斜盘式到涡旋式再到变量压缩机的变革，各种新型换热器首先在汽车空调上的使用等都是在较短的时间内完成的；同时关于汽车空调研究内容也愈来愈深，愈来愈广泛，如CFCs的工质替代技术，动态仿真研究，

系统智能控制技术和系统的匹配与优化技术等；所有这些都是为了使汽车空调达到最佳性能。其中系统的匹配则是最直接的方面，系统匹配是希望通过系统各部件的内部规律以及各部件之间的相互联系研究找出最佳的设计结果。进行系统匹配的方法有很多，由于汽车空调的复杂性到目前为止大多数还是处于研究的范畴。本文根据合作企业的需要，以金杯海狮 SY6480 系列面包车为研究对象，通过计算、实验、仿真等手段对汽车空调系统中的匹配性进行研究，以期能对汽车空调的配套、生产提供实用性的参考意义。

## 1.2 国内外研究现状与文献综述

### 1.2.1 汽车空调系统研究现状

随着汽车工业的发展和人们生活水平的提高，汽车空调的发展前景非常乐观，但同时整个制冷行业面临的及汽车空调自身存在的问题也十分的突出，使得汽车空调系统的研究和开发日益受到人们的关注。

首先制冷压缩机是制冷系统核心部件，汽车空调系统当然也不例外。压缩机性能的好与坏直接影响到整个制冷（汽车空调）系统的性能，因此制冷压缩机的研究一直都是制冷行业的关注的焦点。回顾汽车空调压缩机的发展，从第一代往复活塞式到第四代涡旋式压缩机，再到第五代变量型和VSD变速传动机组。目前，随着电动汽车的研究<sup>[32]</sup>，电动汽车空调系统的开发也受到人们的关注，电动汽车空调压缩机则是首先需要确定的因素。

其次由于汽车空调中原先使用的制冷剂R12（属CFC类物质）对大气臭氧层的消耗作用和温室效应非常严重，被《蒙特利尔议定书》定为首批禁止使用的物质，需要寻找新的替代物；目前被认可的常用替代制冷剂为R134a（属于HFC类物质），由于它与R12性质上的区别引起汽车空调系统的许多地方需要改变，除了达成共识的润滑油、橡胶材料、干燥剂的使用等，还有许多未知的领域有待人们去进一步研究。另外虽然R134a对大气臭氧层没有消耗，但其仍有较大的温室效应（GWP），所以并非最佳的替代物；在寻找更好的替代物过程中提出了利用天然制冷剂的方案，二氧化碳超临界循环理论由挪威技术学院的Lorentzen教授提出，在欧洲最先得到响应，利用CO<sub>2</sub>的超临界制冷循环应用在汽车空调中被认为是完全可行的，而且正在步入实用化的研究进程中。

由于在一个制冷系统换热器的换热效率高是决定系统体积、重量的主要因素，尤其在汽车空调中小型轻量化是一个重要的指标，所以汽车空调中强化换热器的换热是非常重要的。目前，传统的管片式换热器在汽车空调中的应用已基本上被换热效率较高的管带式换热器和换热效率更高的平流式冷凝器，层叠式蒸发器所取代。同时由于换热器的生产工艺水平的提高，传热管径、翅片厚度、翅片间距越来越小，传热管内的强化也进一步增强，使得换热器换热效率得到很大的提高。

除了以上所述的主要方面的研究以外,包括热力膨胀阀以及其它节流机构的研究,控制系统、制冷剂充注量、润滑油充注量对系统性能的影响,甚至电磁离合器、风机等都会对整个汽车空调系统产生影响。

### 1. 2. 2 汽车空调系统匹配研究

汽车空调的部件质量好坏直接影响到整个汽车空调系统的性能,但不等于说好的部件质量就有好的汽车空调系统。汽车空调工作性能还依赖于各个部件在实际工作时相互之间的良好配合,因此只有在各部件的合理匹配基础上才能使整个系统表现出更好的性能。由于汽车空调在运行时各个参数是一个变化的过程,而设计通常是在一个特定的设计工况下进行的。虽然设计工况是在综合了以前积累的大量经验基础上确定的,但是研究其在变工况时的性能仍然很重要,实际应用中,最终汽车空调系统也是通过研究其不同工况时的性能来确定的。

研究系统变工况性能通常是用实验的方法<sup>[2]</sup>,实验研究一般有两种:一种是在实际系统上进行,另一种则是在模型上进行即仿真。两者各有优缺点,在实际系统上的实验在目前情况下具有较高的准确性,但是常常要花费较大的代价,实验前的准备工作也很多,同时周期也较长。而近年来随着计算机软硬件技术的迅速发展,利用计算机仿真也日益显出它的优越性:花费小,工作量小,周期短;但是由于目前制冷系统的复杂性及对其微观特性了解不够,模型的准确性还不够令人满意。因此先利用计算机仿真进行初期设计结果的研究,然后不断改进直至较为满意时,最后通过在实际系统上的真实实验来确定产品的最终设计结果。这样即节约了花费,减小了工作量,周期缩短的同时有保证了产品的可靠性。文献[6]中则重点对制冷空调的仿真原理和方法进行详细的叙述。文献[20]则通过引入制冷剂的流动压降、并结合两相流换热特性,对两相区作合理分区的稳态分布参数仿真计算得出制冷剂充灌量。

首次在1980年挪威 NTH 制冷研究所提出的研究年鉴上出现的“制冷系统热动力学”概念,就是要对传统的制冷对象建立动态数学模型,进行量化分析,涉及模型、仿真、优化、控制(指为控制提供合适的对象特性)。文献[2]中对制冷系统热动力学所涉及的不稳定工况分析的方法、动静态数学模型的建立、制冷装置仿真以及制冷系统热动力学的实验研究方法进行了较详细、较全面、较深入的阐述。由此在20世纪80年代国际制冷界提出了制冷空调系统设计方法现代化:把传统的静态分析转到动态分析;把集中参数计算改为分布参数计算;视制冷系统中各参数间是定量耦合的观点来处理问题。

综上所述可知进行汽车空调的匹配研究包括了部件设计、实验、优化、控制、性能评价等一系列的内容;同时汽车空调系统又是一个涉及到工质热力状态变化、传热与传质、流体流动等复杂的过程,运行中可变因素多,变化大。所以要做到按动态的、分布参数、耦合的方法进行设计研究在目前的水平下是



非常困难的，同时由于大量的未知因素使得结果并不满意。因此，在实用性研究中为了满足高精度、稳定性和快速性、可理解性的要求，利用长期积累的测试数据和经验为基础进行较为简化的处理更适合我国汽车空调企业的实际情况。

### 1. 3 课题主要研究内容

课题主要的研究内容包括：汽车空调设计中设计参数选择对设计结果的影响；通过以相关的实验数据和理论计算为基础，利用 Matlab 中 simulink 的强大功能进行仿真；通过仿真和实际系统上的实验结果，分析得出汽车空调中相关匹配设计的结果。

本课题是在以金杯海狮 SY6480 系列面包车为主要研究对象。由于其采用上海奉天 AP105W 涡旋压缩机来替代原有的牡丹江 V—5 变量压缩机后，如仍然采用原系统，性能上并没有充分发挥涡旋压缩机的优越性。因此本文主要通过实验充分了解涡旋压缩机的特性；通过对冷凝器、蒸发器传热性能分析，并建立 simulink 仿真模型进行稳态集中参数的仿真，研究冷凝器、蒸发器对系统的影响；并通过实验来探讨 R134a 制冷剂充注量对系统性能的影响。本文主要综合利用实验和仿真的结果进行系统的匹配，使系统具有良好的运行性能。并努力使结果具有较高的准确性、快速性，希望能对实际生产企业提供一定的参考作用。

## 第二章 汽车空调制冷系统简介

### 2.1 汽车空调概述

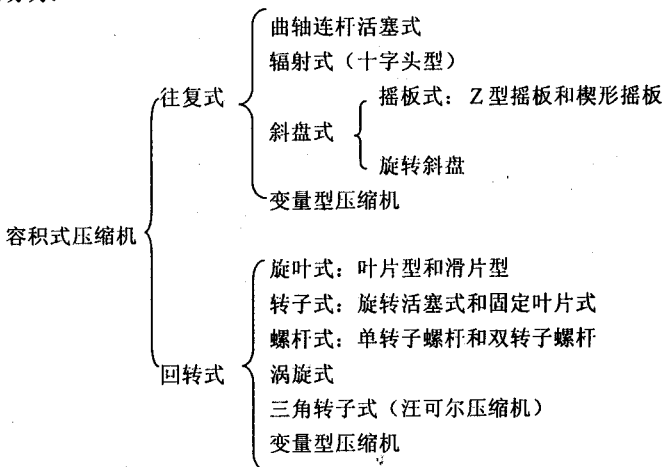
空气调节<sup>[1]</sup>是指在某一特定空间内对其空气温度、湿度、清洁度和空气流速等进行调节,达到并保持满足人体舒适和工艺过程的要求,简称空调。空气调节可分为生产工艺性空调和舒适性空调。汽车空调是空气调节工程的一个重要分支,属于舒适性空调,它是为了汽车车室内或驾驶室室内的空气质量和数量达到舒适性标准而进行调节的装置。

现代汽车空调已发展成冷暖一体化的装置,即不仅夏季制冷,而且冬季制热及送温风的调节。因此汽车空调系统包括了制冷系统和制热系统,制热就是用暖气设备向车室内供热,供热热源可分为发动机余热式和独立热源式;按空气循环方式可分为:内循环式、外循环式和内、外混合循环式三种;按照载热体又可分为水暖式和气暖式。

汽车空调系统的冷源通常是利用机械制冷方法来提供,一般包括压缩机、冷凝器、蒸发器、节流阀、干燥过滤器及连接管道,形成一个封闭的系统,通过制冷剂工质的流动和热力状态的变化来完成吸热制冷的任务。

### 2.2 汽车空调制冷压缩机

制冷压缩机是制冷系统的核心部件,在汽车空调中也不例外。它的作用是将蒸发器出口的低温低压蒸汽压缩成高温高压的气体排入冷凝器,以便于其冷凝成液体,是系统中制冷剂工质流动的动力源。汽车空调压缩机目前主要采用容积式制冷压缩机。小型车主要采用斜板式、摇板式、旋叶式、螺杆式和涡旋式;大型车空调也采用立式活塞式压缩机和螺杆式压缩机。容积式制冷压缩机可分为:



汽车空调压缩机的发展可分为以下几个阶段：

第一代汽车空调压缩机是曲轴连杆往复活塞式压缩机。

第二代汽车空调压缩机有斜板式、摇板式和径向辐射式。

以上均属于往复式压缩机，由于转速受到限制，机器笨重，惯性力大，易损件多，输气不连续等缺点，不仅在汽车空调中，就是在一般制冷、空调工程中也会逐渐被回转式所替代。

第三代汽车空调压缩机包括旋叶式、三角转子式、滚动转子式和螺杆式。它们都属于回转式压缩机，具有结构简单，体积小，易损件少，尤其是可以高转速运行非常适合汽车空调中使用。

第四代汽车空调压缩机是涡旋式，涡旋式压缩机具有非常高的容积效率。涡旋式压缩机利用一对具有相同型线的涡旋叶片圈，相互错开 $180^\circ$ 组成一对啮合（几个点上相互接触），动圈绕一固定回旋半径的圆作不自转的回旋运动。具有扭矩变化小，振动小，噪音低，零件数少，可靠性高，适宜高速运行，易达到小型轻量化的特点。

第五代汽车空调压缩机是变量压缩机和VSD变速传动机组。变量调节主要是为了解决汽车空调压缩机在高速运行时的冷量过剩、功耗增大，效率降低的问题。

汽车空调压缩机的重要指标是排量和功耗。排量（ $cc/r$ ）是确定其制冷能力的重要因素，可用下式表示：

$$V_h = 1.67 \times 10^4 \times \frac{Q_0 v_1}{q_0 n \lambda} \times 3600; \quad cc/r \quad (2-1)$$

$$\text{即：} Q_0 = 1.66 \times 10^{-8} \times V_h \lambda n q_0 / v_1; \quad kw \quad (2-2)$$

其中： $V_h$ —压缩机的排量， $cc/r$ ；

$Q_0$ —压缩机的制冷量， $kw$ ；

$v_1$ —压缩机吸气比容， $m^3/kg$ ；

$q_0$ —制冷循环的单位质量制冷量， $kJ/kg$ ；

$n$ —压缩机转速， $r/min$ ；

$\lambda$ —压缩机输气系数。

从上式可见汽车空调压缩机所能产生的制冷量除了与普通制冷压缩机一样与压缩机的容积效率及工作的热力工况有关以外，重要的是它还与转速有密切的联系。汽车空调压缩机的驱动方式与一般的制冷压缩机是不一样的，通常是由发动机驱动。驱动方式分为直连式和独立式，大部分小轿车和中小型面包车等功率不大的压缩机都采用直连式驱动，即由主发动机通过皮带轮传动和电磁离合器带动汽车空调压缩机运转，因此压缩机的转速就随汽车行驶速度变化而变化，同时产生的冷量也随之变化。所以，压缩机转速是汽车空调工况的一个不可忽略主要因素。这样在进行汽车空调制冷系统的设计时如何确定压缩机的

标准转速就非常重要。目前通常采用  $1800r/min$  或  $2000r/min$ ，但是实际情况并不是如此，不同类型压缩机的情况并不相同。例如以上转速大都是对往复式压缩机而言，而涡旋式压缩机在高转速下工作仍然具有较高的容积效率和运转的平稳性，所以通常可以采用较大的传动比，也就是说在同样车速时就有较高的转速。因此，对于涡旋式压缩机就应该选用较高的考核转速。

压缩机的耗功也直接影响其效率的高低，可有下式表示：

$$N = g_m w_0 / (\eta_i \eta_m) ; \quad kw \quad (2-3)$$

其中： $g_m$ — 制冷循环制冷剂质量流量， $kg/s$ ；

$w_0$ — 制冷循环单位质量理论功， $kJ/kg$ ；

$\eta_i$ — 指示效率；

$\eta_m$ — 机械效率。

$$\text{或：} N = 1.047 \times 10^{-4} M n ; \quad kw \quad (2-4)$$

其中： $N$ — 压缩机的耗功率， $kw$ ；

$M$ — 压缩机轴的切向力扭矩， $Nm$ ；

由(2-4)可知压缩机的功耗也是与其转速相关的。转速越高消耗的功率也越大。所以虽然在高转速时压缩机有较大的制冷量，但是由于耗功的增加更快，制冷效率(制冷系数)反而降低。

### 2. 3 汽车空调冷凝器和蒸发器

冷凝器和蒸发器是汽车空调中两个重要的组件，它们都属于换热器。在制冷装置中，与制冷压缩机相比，制冷换热器的体积和重量更大。汽车空调中制冷换热器的重量通常要占到整个装置的50%以上。因此设计结构紧凑，传热性能良好的换热器是一项非常重要的任务。

在汽车空调中采用的冷凝器和蒸发器都是属于间壁式换热器，尤其以管式换热器用的最广泛。由于冷热流体间的温差不太大，热量传递的方式只考虑对流和导热，而忽略辐射换热。传热的基本方程式为：

$$Q = k F \Delta t \quad (2-5)$$

式中传热系数  $k$  按下式计算：

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (2-6)$$

#### 2. 3. 1 冷凝器

冷凝器的作用是将压缩机排出的高温高压蒸汽冷却并冷凝成高温高压的液体，同时放出大量的冷凝热由冷却介质带走。冷凝器中放热大体有三个阶段：首先是由压缩机排出的过热蒸汽被冷却到该压力下的饱和状态。接着，制冷剂饱和蒸汽放热凝结成饱和液体状态。最后，饱和液体再放热变成过冷液体。由于自身原因汽车空调中的冷却介质只能是室外空气，即采用空冷式冷凝器，而空气的换热系数又比较小。又由于在汽车中尤其是直连式汽车空调中冷凝器的

安装空间非常有限。再加上室外冷却介质温度较高，因此如何解决这两者之间的矛盾是汽车空调设计中的关键问题之一。

解决以上问题的方法只有强化冷凝器的传热，尤其是管外侧空气的换热。一方面可以采用强制通风的办法，加大管外的空气流速，但是这样不仅会使空气阻力增大，风扇耗功增加；还会使噪音加大。另一方面就是在管外加肋片，增加管外侧换热面积和增强空气的扰动。近年来冷凝器不仅管外侧的肋片型式不断推陈出新，管内侧的肋化以强化传热也受到重视。目前汽车空调中常用的冷凝器主要有以下几种。

### (1) 套片式冷凝器

套片式冷凝器是一种较传统的换热器型式，如图 2—1 所示。它是采用经过冲孔后带有翻边的铝箔套在铜管或铝管上组成。再经过胀管使两者结合紧密，减小接触热阻。为了进一步提高传热效果，在平片的基础上，又先后开发出波纹形、百叶窗形、条缝形（单面条缝和双面条缝）等片形。由于破坏了肋片上边界层的生长和加强了气流的扰动，使得空气侧的换热系数相应提高，但气流阻力也相应增大。如双面条缝形片的平均表面换热系数比平片高 95~115%，比波纹片高 70~80%。

### (2) 管带式冷凝器

管带式冷凝器目前在汽车空调中应用最多，如图 2—2 所示。它是由多孔通道的椭圆扁管弯曲成蛇形管，同时将带状铝箔折成 V 形或 U 形，放入蛇形管中，再经过整体钎焊而成。管带式具有管子水力半径小；气体动力性能好（放热系数高而流动阻力小）；结构紧凑等优点。据资料显示，在同样温差和空气流量下进行实验，用扁管代替圆管可增加换热量 20~40%，冷凝器尺寸和重量可减少 18~40%。这个数字对汽车空调的小型轻量化要求来说是相当可观的。

### (3) 鳍片式冷凝器

鳍片式冷凝器是在多通道的椭圆扁管表面直接铣削出鳍片状散热片，然后再弯曲成蛇形管。由于肋片和管壁是一体的，所以抗震性好，且避免了接触热阻，换热性能比管带式还可提高 5%。

### (4) 平流式冷凝器

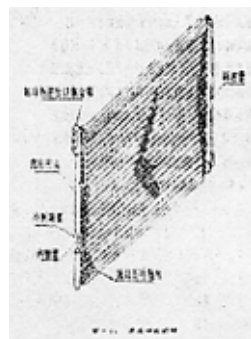


图2—3 平流式冷凝器

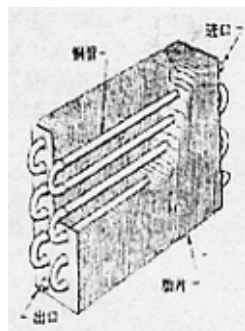


图2—1 套片式冷凝器

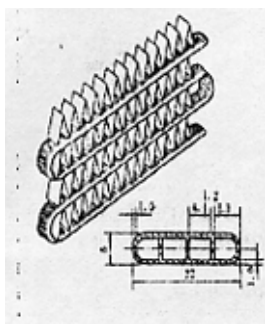


图2—2 管带式冷凝器

平流式冷凝器是由管带式冷凝器演变而成，也是由椭圆扁管和带状铝箔散热片组成。但扁管不是弯曲成蛇形管，而是每根截断的，如同管片式一样，每端各有一根集流管。平流式冷凝器分为两种：一种是单元平流式冷凝器，它的集流管不分段，制冷剂流动方向一致；另一种叫多元平流式冷凝器，它的集流管分段，中间有隔片隔开，起到分流和汇流作用，如图 2—3 所示。每段管子数不相等，进入冷凝器时制冷剂呈气体状态，比容最大，管子数也最多。随着制冷剂逐渐凝结成液体，比容逐渐减小，管子数也相应减少。这样使冷凝器的有效容积得到最合理利用，制冷剂的流动和换热情况更趋合理。在同样迎风面积下，平流式冷凝器比蛇形管带式的换热能力提高 30% 以上，制冷剂侧流动阻力只是蛇形管带式的 20~30%，是 R134a 最适宜的冷凝器替换型式。

### 2. 3. 2 蒸发器

蒸发器的作用是使节流后的低温低压液体制冷剂在其中汽化（沸腾）成气体并吸热制冷。蒸发器中制冷剂的状态变化可分为两个阶段：第一阶段是制冷剂液体吸热汽化，最后达到饱和状态；第二阶段是制冷剂饱和蒸汽继续吸热变成过热蒸汽。

在汽车空调中，空气是通过蒸发器直接冷却车室内的空气，所以都属于直接蒸发表面式空气冷却器。蒸发器的结构型式有套片式，管带式，板翅式和层叠式，其中前两种与冷凝器的结构是类似的，下面介绍后两种。

#### (1) 板翅式蒸发器

板翅式蒸发器是一种全铝结构的新型组合式蒸发器。它由隔板、翅片和封条组成，如图 2—4 所示。在相邻两夹板之间放置翅片及封条形成一夹层，中间为流动通道，然后将多个夹层叠置，相邻两夹层间分别流过冷、热流体。流道中的翅片也可以采取强化传热措施，有光直形翅片、锯齿形翅片和多孔形翅片等。板翅式的传热效率比管带式提高约 10%。

#### (2) 层叠式蒸发器

层叠式蒸发器是由两片复杂形状的铝板叠在一起组成制冷剂流动通道，每两个通道之间加有波浪形带状翅片。根据起分流、集合制冷剂功能的储液室型式，层叠式蒸发器可分为双储液室和单储液室两种，如图 2—5 所示。层叠式蒸发器的加工难度很大，主要是焊接要求很高，但换热效率也很高，结构更紧凑。层叠式蒸发器的换热效率比管带式提高 10% 左右，是最有前途的蒸发器型式。

由于蒸发器的表面温度通常都低于空气的露点温度，所以表面会形成凝结水膜并影响换热性能。为了减少凝结水膜产生影响，可在不同的应用场合对肋

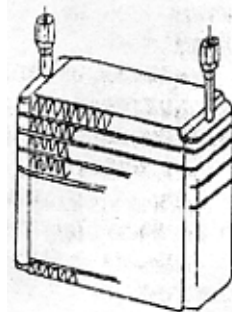


图2—4 板翅式蒸发器

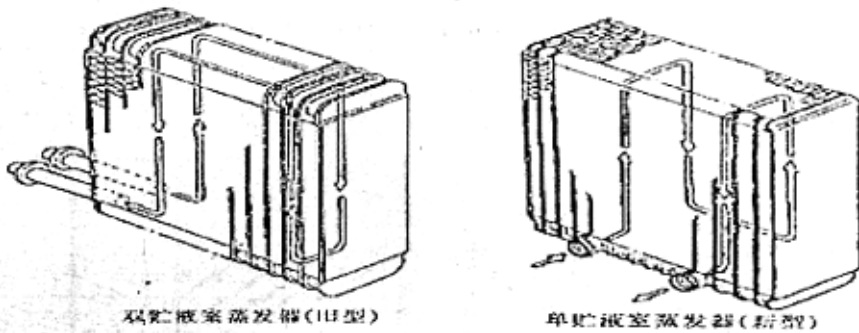


图 2—5 两种层叠式蒸发器结构对比图

片分别进行憎水及亲水涂层处理。憎水处理使凝结水不易形成水膜，减少传热热阻；亲水处理可以在肋片表面形成一层薄膜防止液滴“搭桥”现象。

#### 2. 4 节流元件

汽车空调制冷系统中的节流元件一般都采用热力膨胀阀。它的作用是使高压液体制冷剂节流，即压力降低，温度也降低。同时它还能根据外界负荷的变化对蒸发器流量进行调节；热力膨胀阀调节流量是由蒸发器出口过热度的大小来决定的。

热力膨胀阀可分为外平衡式和内平衡式。外平衡式热力膨胀阀的构造较复杂，但能改善蒸发器工作条件，使蒸发器的传热面积得到充分利用。选择内、外平衡式热力膨胀阀主要依据是蒸发器中制冷剂的的压力损失大小。当蒸发器压力损失较大时采用外平衡式，反之，应选择内平衡式热力膨胀阀。

对于直连式驱动的汽车空调制冷系统，随着车速的不断变化，膨胀阀的开启度也会随压缩机转速变化而频繁变化，但车厢内温度和负荷一般变化不大，因此要求膨胀阀的开度不断改变而流量变化不大，所以要求膨胀阀有较高的灵敏度，普通的膨胀阀是不能满足这些要求的。用球阀的快开阀芯代替普通的圆锥阀芯就可以改善这种不足。

另外，汽车空调中还常用一种H型膨胀阀，又称整体式膨胀阀。它采用内藏式温包，省去了外平衡管和感温毛细管。它具有更高的灵敏度，阀的抗震性强，结构紧凑，安装和维修更方便。

#### 2. 5 干燥过滤储液器

干燥的作用是吸收制冷剂中的水分，防止可能出现的“冰堵”现象。过滤是为了防止机械杂质和其它污物流入制冷系统产生堵塞，保证制冷剂的顺利流通。储液用来储存制冷剂液体，以便工况变化时补偿和调剂制冷剂流量。在中小型汽车空调中，通常将三者合并在一个压力容器中完成，这就是干燥过滤储液器。干燥过滤储液器一般串联安装在高压侧冷凝器的出口处。

干燥剂在以前的R12系统中通常用硅胶，改用R134a后由于润滑油PAG亲

水性强，干燥剂采用铝的硅酸盐，如 XH—7 和 XH—9；干燥也可用分子筛，分子筛是一种吸附剂，它对水分较低的制冷系统也有较好的干燥能力。过滤器一般装在制冷剂的入口端，滤网采用 50~100 目网眼的黄铜丝网做成。干燥过滤储液器上还装有视镜和易熔塞，分别用来指示制冷剂的流动状态、冷冻油的流动情况和冷凝压力过高时的安全保护作用。

## 2. 6 制冷剂 and 润滑油

### 2. 6. 1 制冷剂

制冷系统中各个部件中的功能都是通过制冷剂工质的流动和状态变化来实现的。汽车空调制冷系统中目前都是采用蒸汽压缩式制冷方式。由于汽车空调的冷却条件比固定式制冷系统差，所以为了防止冷凝压力过高，应使用饱和蒸汽压力相对较低的制冷剂。在以前生产的汽车空调中大都是用 R12，但随着发现 CFC 类物质对大气臭氧层的破坏作用，根据《关于消耗臭氧层物质的蒙特利尔议定书》，CFC 类物质在 2000 年前已完全禁用。因此目前生产的汽车空调中采用的大都是 R134a 工质。

用 R134a 替代 R12 后，制冷系统在许多地方需要改进。两者相比 R134a 的传热性能比 R12 高 30% 左右，但流动阻力较大；R134a 的冷凝压力高而蒸发压力低，因此压缩机的压比大，功耗增加；R134a 的气体比容大，单位容积制冷量小，压缩机的体积增大；R134a 的绝热指数小，而比热较大，因此压缩机的排气温度降低，而节流损失增大。对 R134a 和 R12 的理论循环进行计算发现前者的性能系数 COP 值约低 3~6%。另外 R134a 汽车空调系统的许多地方需要相应改变，如润滑油用人工合成油代替原先的矿物油，橡胶软管需增加一层尼龙防止制冷剂渗漏等。

### 2. 6. 2 润滑油

制冷压缩机中使用润滑油（又称冷冻油）的主要作用有润滑、密封、冷却和消除噪音。冷冻油的性能参数包括粘度、凝固点、闪点、燃点和浊点。冷冻油的存在会影响传热效果，增加功耗，因此根据润滑油的性质合理选择冷冻油的充灌量对制冷系统是非常重要的。

汽车空调中 R12 制冷剂是以矿物油为润滑油，但矿物油与制冷剂 R134a 不相溶而不能使用。目前能与 R134a 相溶的有 PAG 和 POE (ester) 两类润滑油。其中 PAG 是一种合成多元醇，由于有不同的分子结构而分成许多种类，分别呈现不同物理性质。R134a 应用初期，主要采用 PAG 作为冷冻油。由于 PAG 的一些不利性能，及多元醇酯 POE (ester) 合成油的研制成功，加上 ester 具有许多比 PAG 更好的性能，故逐渐人们的研究已转移到 POE 上。POE (ester) 是一种合成多元醇酯，又称为酯类油，由精选的多元醇酯基础油和添加剂配置而成。主要成分是季戊四醇、三甲基丙酮和各种直链或支链型酯酸。POE 与 R134a 及 R12 等制冷剂互溶，具有较好的抗磨性、润滑性、稳定性和防腐性。



### 第三章 汽车空调制冷系统设计与选型

本章将以金杯海狮 SY—6480 系列面包车为对象，它采用 491—Q、491—QE 型发动机，发动机功率分别为 68、70 马力 (4200~4600kw)，发动机排量 2.237L/s；整车长 4830mm，宽 1690mm，高 1935mm。

本文是在用上海奉天汽车空调压缩机有限公司的 AP105W 涡旋压缩机替代原来一汽牡丹江汽车空调压缩机有限公司的 V—5 压缩机后，由于压缩机工作特性的区别，原来制冷系统不能充分发挥其涡旋压缩机的特点而需要进行重新匹配。在设计中将通过研究不同设计参数时对设计结果的影响，并通过下一章中的实验与仿真的验证，寻找最适合涡旋压缩机的系统设计工况。

#### 3.1 AP105W 涡旋压缩机的工作特性

AP105W 涡旋压缩机是由上海奉天汽车空调压缩机有限公司自行研究生产的，是国内第一家自行研制的汽车空调涡旋压缩机。通过了国家压缩机制冷设备质量监督检验中心通用机械产品检测所的耐久性实验和性能实验，性能良好。AP105W 汽车空调涡旋压缩机性能如表 3—1 所示。

表 3—1 AP105W 汽车空调涡旋压缩机基本参数

型 号		AP105W
行程容积 cc/r		105
相当容积 cc/r		190 (140~220)
制冷量 w	2000r/min	3.784
	3000r/min	5.545
输入功率 w	2000r/min	1.791
	3000r/min	2.494
制冷系数 $\epsilon$	2000r/min	2.112
	3000r/min	2.223

【注】以上是在工况  $P_s=0.29\text{MPa}$ ， $P_f=1.76\text{MPa}$ ，过热度为 10℃，过冷度为 5℃的数据。

由于涡旋压缩机吸入侧没有余隙容积，吸入气体的过热度小，效率较往复式高。而且压缩室之间泄露少，滑动速度低，因此在高速区和低速区效率降低幅度不大，在整个运行过程中就有较高的平均效率。

压缩机的容积效率  $\eta_V$  和总绝热系数  $\eta_s$  是随压缩机转速和工作压比改变的<sup>[1]</sup>，大约都在压比为 3.3 时两者为最大值，而  $\eta_V$  和  $\eta_s$  分别在转速大约为 2000r/min 和 3000r/min 时达到最大值。如图 3—1 和图 3—2。以上说明在 2000r/min 时压缩机的单转排量最大，而在 3000r/min 时的单位功耗最小。图中是按最大值为 1 时的比例作出的。

另外，由式 (2—1) 到 (2—4) 可计算出不同转速时的压缩机性能，如表 3—2 和图 3—3 所示。

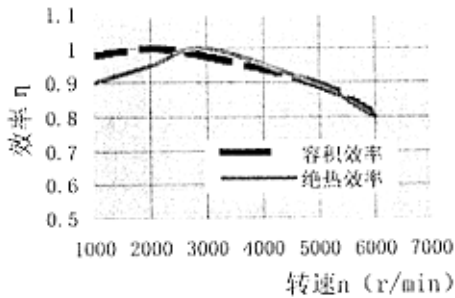


图3-1 容积效率和绝热效率随压缩机转速变化

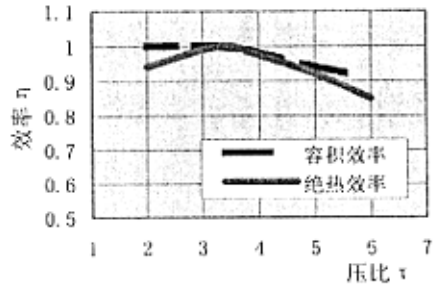


图3-2 容积效率和绝热效率随压比变化

表 3-2 不同转速时压缩机制冷量、耗功和制冷系数

转速 (r/min)	工况 1			工况 2		
	制冷量 $Q_0$ (kw)	耗功 $W$ (kw)	制冷系数 $\epsilon$	制冷量 $Q_0$ (kw)	耗功 $W$ (kw)	制冷系数 $\epsilon$
800	1.477	0.7451	1.979	1.757	0.7175	2.449
1800	3.392	1.623	2.090	4.035	1.560	2.587
2000	3.784	1.791	2.112	4.502	1.772	2.615
3000	5.545	2.494	2.223	6.597	2.397	2.752
6000	9.160	5.150	1.779	10.900	4.950	2.202

【注】以上制冷量单位为 kw；工况 1 是冷凝温度 62℃，蒸发温度为 0℃；工况 2 为冷凝温度 55℃，蒸发温度 0℃。

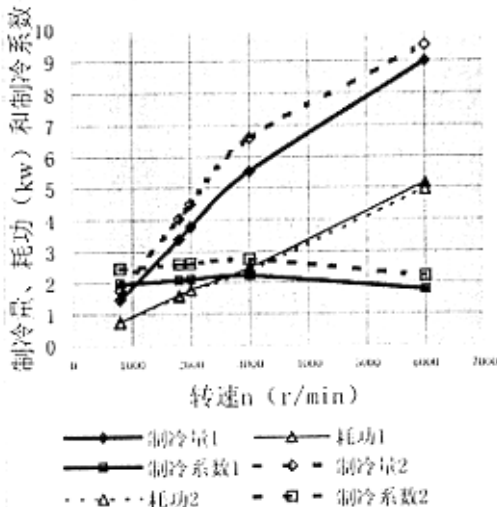


图3-3 制冷量和制冷系数与转速的关系

以上对 API05W 汽车空调涡旋压缩机的性能进行了分析，计算。有一些数据是实验得出，而大部分是理论值和文献中的经验值。由于压缩机性能实验只做了 1000r/min、2000r/min 和 3000r/min，不准确的部分主要是压缩机转速在 3000r/min 以上时转速对压缩机输气系数的影响。在补充数据后应能弥补这个缺陷。

以下将在上述的压缩机性能基础上主要对冷凝器和蒸发器进行匹配设计。

### 3.2 冷凝器设计

#### 3.2.1 冷凝器型式选择

目前汽车空调中常用的三种冷凝器中<sup>[26]</sup>，从传热系数、制冷剂侧阻力和空

气侧阻力、内容积、体积和重量等综合性能指标看，管片式是最差的。而且由于管与片之间因震动易松动和因膨胀形成的塑变内应力降低，管片式在目前汽车空调中已很少使用。平流式冷凝器是最好的，它能大大提高 R12 系统的性能，也完全满足 HFC—134a 系统的要求，但其在我国的应用受到一定的限制。原因有：焊点多，接管焊缝长度远远大于管带式，我国的道路状况差，因此很难满足对冷凝器可靠性和耐久性的要求；采用的多孔矩形扁铝材料近期难以实现国产化，制造工艺复杂，需要专门的生产线；设计灵活性较差；翅片间距小、翅片高度低使表面易积垢，清洗也困难；生产成本也高。所以目前国内汽车空调常采用的是管带式冷凝器，由于对翅片间距、翅片高度的改进和不同带宽的选择使管带式冷凝器的性能进一步提高。尤其近年来采用双回路管带式冷凝器对换热量较大（6000w 以上）是可以有效地减小制冷剂侧的流动阻力，保持需要的传热温差，对提高冷凝器的传热性能有利；同时又能保证每一流程的制冷剂流量。

汽车空调系统换热器的特点是换热量随车速（压缩机转速）变化，因此选择冷凝器的设计负荷时要考虑这一问题。我们的习惯是选择压缩机转速在 1800r/min 或 2000r/min 时的负荷来设计的，但由于考虑到涡旋压缩机的高转速运转性能，以下将分别以 2000r/min 和 3000r/min 时的冷凝负荷进行设计。在上面工况 1 的条件下，冷凝负荷系数约为 1.4，2000r/min 时冷凝负荷接近 6000w，3000r/min 时大于 6000w；而在工况 2 时两种情况均大于 6000w，因此型式采用双回路管带式冷凝器。冷凝器管、带的结构参数根据原来系统采用的数值，如表 3—3。

表 3—3 管带式冷凝器管带参数值

结构参数	扁管宽	扁管厚	翅片厚	翅片间距	翅片高
尺寸 (mm)	32	3.5	0.16	1.5	11

### 3. 2. 2 冷凝器传热计算与设计结果分析

由于本文将对多种工况和设计参数的情况进行讨论，因此在设计中采用计算机编程来进行。由于后面将利用 MATLAB 中的 Simulink 进行仿真，所以这里也用 MATLAB 中 M—file 的 Function 来编程。如此可以利用其灵活的可移植性在仿真时使用。

#### 一、传热计算

由式 (2—5) 的基本传热方程可知，设计的主要问题是传热系数  $K$  的计算。即制冷剂和空气两侧的换热系数。

对于顺排平片的套片管管外空气侧换热系数可由下式计算：

$$\alpha_{of} = c \frac{\lambda_f}{d_{eq}} Re_f^n \left( \frac{L}{d_{eq}} \right)^m \quad (3-1)$$

式中:  $c$ 、 $n$ 、 $m$  —系数和指数;

$a_{of}$  —空气侧表面换热系数;  $w/(m^2 \cdot K)$ ;

$\lambda_f$  —空气的热导率,  $w/(m \cdot K)$ ;

$d_{eq}$  —当量直径,  $m$ ;

$Re_f$  —雷诺数;

$L$  —翅片宽度。

对于叉排管簇表面传热系数大 10%<sup>[3]</sup>, 如欲计算波纹片和有缝片管簇表面换热系数, 可按平片的 1.2 和 1.6 倍计算。

管带式冷凝器空气侧的换热准则式<sup>[26]</sup>:

$$N_u = A_0 Re^A Pr^B (b/h)^C (s/h)^D (d_e/h)^E \quad (3-2)$$

式中:  $A_0 \sim A_5$  —系数和指数,  $A_0=0.527$ ,  $A_1=0.532$ ,  $A_2=0.333$ ,  $A_3=1.316$ ,

$A_4=-0.213$ ,  $A_5=-1.103$ ;

$b$  —管带宽度,  $m$ ;

$h$  —管带高度,  $m$ ;

$s$  —管带间距,  $m$ ;

$d_e$  —当量直径,  $m$ 。

实际的空气侧的换热系数为  $a_{of}$  再乘以翅片管的表面效率  $\eta_0$ 。

管内制冷剂侧的换热系数由下式计算:

$$\alpha_i = 0.555 B d_i^{-0.25} (t_k - t_{wi})^{-0.25} \quad (3-3)$$

式中:  $\alpha_i$  —制冷剂侧换热系数, ;

$B$  —制冷剂的物性集合系数;

$t_{wi}$  —管内壁温度,  $^{\circ}C$ 。

已知换热系数后, 可以计算传热系数  $K$  (单位为  $w/(m^2 \cdot K)$ ):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} \frac{a_{of}}{a_i} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{a_{of}}{a_m} + r_b + r_o + \frac{1}{\alpha_{of} \eta_0}} \quad (3-4)$$

传热计算中由于  $t_{wi}$  是确定传热系数  $K$  后才能确定的, 而管内换热系数是与其有关的, 所以计算必须通过热平衡式的叠代方法。

## 二、计算程序框图

编制 MATLAB 的 Fuction 函数程序, 框图如下。进行计算的叠代方式并不止一种。本程序是采用热流密度  $q_0$  的叠代方式, 它与采用管内壁温度  $t_{wi}$  叠代计算是等价的。程序利用 MATLAB 中用户和程序的交互性和数据可视化功能方便地实现不同设计工况的设计结果和图形显示。设计中采用计算的  $q_i$  值进行叠代时出现了发散的情况, 改用假设值与计算值的算术平均值后能较快的收敛。实际的程序见附录 2 程序清单。

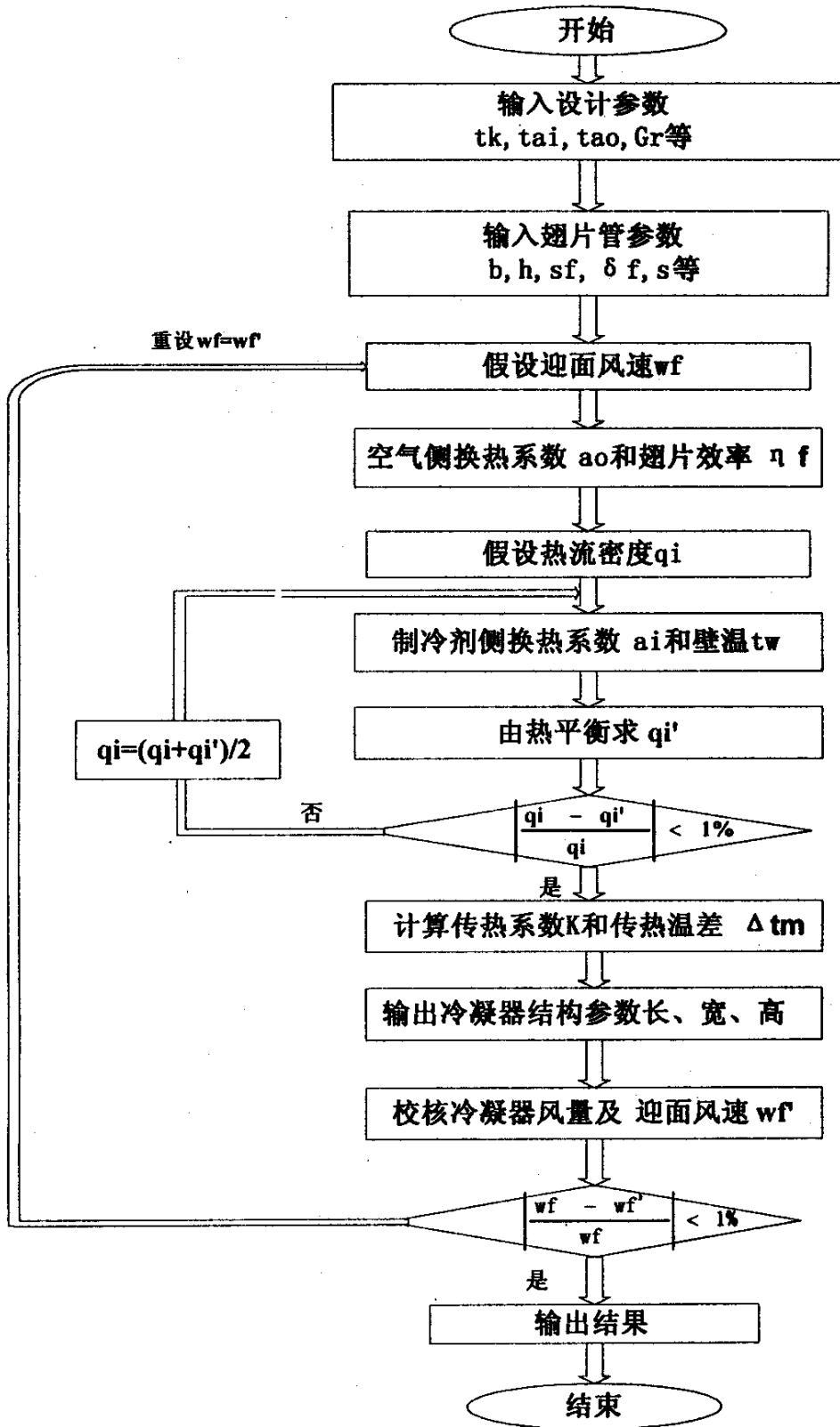


图 3—4 冷凝器设计计算程序框图

## 三、设计结果及分析

根据设计计算的过程中遇到的问题，主要对以下几个方面进行了讨论，并通过程序运算的结果来进行分析。在设计过程中除了给定的不变条件外，还有许多变化的因素，特别是汽车空调系统，如转速、空气进出口温差等，还没有国家的标准设计工况，只是试验工况或行业的标准。以下将主要对转速为 2000r/min（称工况 1）和 3000r/min（称工况 2）时的情况进行设计并同时考虑其它因素如冷凝温度，空气进出口温差对结果的影响。

设计计算的结果如下表 3—4 和表 3—5 所示。

表 3—4 设计转速为 2000r/min 时的设计结果

参数 $t_k$	$\Delta t_a$	传热系数	传热面积	风量 $V$	迎风面积 $S$	迎面风速
		$K (wm^{-2}K^{-1})$	$F (m^2)$	$(m^3h^{-1})$	$(m^2)$	$Wf (ms^{-1})$
62	10	36.04	6.44	1658	0.137	3.367
	8	37.96	5.81	2072	0.123	4.668
60	10	36.01	7.44	1731	0.158	3.047
	8	38.13	6.63	2164	0.141	4.273
55	10	35.28	11.34	1906	0.241	2.199
	8	37.86	9.73	2383	0.207	3.203

表 3—5 设计转速为 3000r/min 时的设计结果

参数 $t_k$	$\Delta t_a$	传热系数	传热面积	风量 $V$	迎风面积 $S$	迎面风速
		$K (wm^{-2}K^{-1})$	$F (m^2)$	$(m^3h^{-1})$	$(m^2)$	$Wf (ms^{-1})$
62	10	36.04	9.53	2452	0.202	3.367
	8	37.96	8.59	3065	0.182	4.668
60	10	36.01	11.00	2561	0.234	3.047
	8	38.13	9.80	3201	0.208	4.273
55	10	35.28	16.76	2817	0.356	2.199
	8	37.86	14.39	3522	0.305	3.203

【注】以上冷凝温度下的分支  $\Delta t_a$  是空气进出口温差分别为 8℃和 10℃时的情况。其它条件为：蒸发温度  $t_0=0℃$ ，空气进口温度  $t_a=35℃$ ，过热度为 10℃，过冷度为 5℃。

从以上程序运算结果来看，在冷凝温度为 62℃和 60℃时，选择空气进出口温差为 8℃时，迎面风速太大是不合理的。原因是传热管和翅片参数的影响，由于采用了翅片间距和翅片厚度较小结构，传热系数较高而迎风面积较小造成的。此时则宜采用管带宽度为较小规格，如 22mm 的扁管以增大迎风面积，或增加翅片间距的办法来解决。另外在冷凝温度取 55℃时的结果明显冷凝器的尺寸较大，而在实际的金杯海狮 SY—6480 系列面包车中冷凝器是安装在车的前下部安装空间有限，实际根本无法在车中安装。所以若以 55℃为设计冷凝温度时，想进一步减小翅片间距则受到目前工艺的限制无法实现，就需要采用宽度较大（如 44mm）的扁管以减小迎风面的尺寸。

根据上面的计算结果，以下将对冷凝器设计中的两个因素冷凝温度和空气

进出口温差进行讨论。

### 1、 冷凝温度的影响

冷凝温度不同对制冷系统的影响是非常显著的。在蒸发温度 ( $0^{\circ}\text{C}$ )、过热度 ( $10^{\circ}\text{C}$ ) 和过冷度 ( $5^{\circ}\text{C}$ ) 不变时, 冷凝温度降低会使压缩机的压比降低, 压缩机效率提高, 实际排量增加(见前面压缩机部分); 同时由循环计算得单位冷凝负荷也增加, 如图 3—5 所示。图中可见随冷凝温度的增加, 冷凝负荷减小, 而且几乎是呈线性变化的; 因此冷凝温度降低时设计负荷反而增大了。同时由于传热温差减小所需的传热面积就更大。除此以外冷凝温度变化还会对冷凝器的传热系数产生微弱的影响。

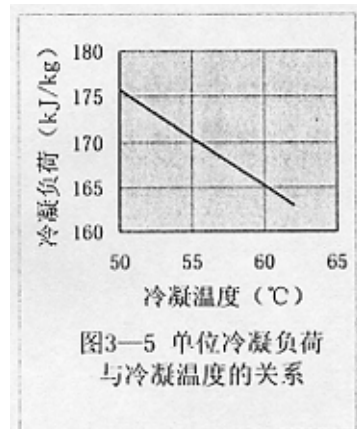


图3—5 单位冷凝负荷与冷凝温度的关系

### 2、 空气进出口温差的影响

空气进出口温差对冷凝器设计的影响表现在两个方面。第一是对传热系数的影响, 由前面的计算可见, 传热温差对传热系数的影响明显比冷凝温度对其的影响要大。而且传热温差越小传热系数较大。原因主要是在小温差时的迎面风速较大引起空气侧的换热系数增大。同时由于管外空气的平均温度降低使管内壁液膜温度降低, 这会使式 (3—3) 中的物性系数  $B$  增大, 管内氟里昂侧换热系数也增加。其次是对风量和迎面风速的影响, 选择小温差虽然可获得较高的传热系数但是风量和迎面风速会增加的更快, 由上面计算可知, 传热系数提高约 5%, 而风量则增加了大约 25%。即意味着小温差有紧凑的结构, 但必须以增大风机耗功及噪音为代价。

通过以上对冷凝器设计结果的各种情况进行分析, 选择压缩机转速为  $3000\text{r/min}$ 、冷凝温度  $62^{\circ}\text{C}$ 、空气进出口温差为  $10^{\circ}\text{C}$  时的设计结果。经过布置取冷凝器长  $0.45\text{m}$ , 30 排, 实际传热面积  $9.22\text{m}^2$ 。

## 3. 3 蒸发器设计

### 3. 3. 1 蒸发器型式选择

汽车空调蒸发器安装在车室内, 因此安装空间相对冷凝器来说较宽敞。目前常用的管片式, 管带式, 层叠式三种型式均有应用, 管片式传热效率稍低, 但工艺成熟、简单, 生产成本低, 而且布置起来灵活, 因此在目前仍有较广泛的应用; 管带式则受到管带宽度的限制, 需要较大的迎风面积, 在某些场合布置起来有一定的困难; 层叠式则是具有很高的传热效率, 结构紧凑, 整体体积小, 适合在安装空间有限的场合, 但其生产工艺要求很高, 成本高。

金杯海狮 SY—6480 系列面包车中采用双蒸发器并联工作, 前蒸发器安装

在驾驶室仪表盘副驾驶坐侧，由于安装空间有限，采用层叠式蒸发器；后蒸发器安装在驾驶室后顶部，安装空间较大，但蒸发器高度不宜太高，采用管片式蒸发器。由于驾驶室和乘员室中间没有挡板，前蒸发器的冷量可以输送到乘员室，所以在冷量分配上为了保持分液均匀两者大致相当，后蒸发器的冷量稍大一些。

汽车空调的蒸发器负荷也同冷凝器一样，是随车速改变而变化的。采用固定工况的负荷来设计也存在同样的问题，一般来说蒸发器的设计负荷是由车室冷负荷计算来确定的，但这里为了下面仿真程序的实现方便，所以也采用与冷凝器设计同样的方法来进行，即根据压缩机运行工况下负荷来设计。蒸发器采用铝管，波纹片，具体的管片参数选择如表 3—6。

表 3—6 蒸发器管片结构参数

管外径 (mm)	管壁厚 (mm)	翅片厚 (mm)	翅片间距 (mm)
8.0	0.5	0.16	1.6

### 3. 3. 2 蒸发器传热计算与设计结果分析

蒸发器与冷凝器虽然都属于换热器，但两者的工作过程有一定的区别。蒸发器的制冷剂侧进行的是沸腾过程，与冷凝器中的制冷剂冷凝过程换热机理有差别，除此以外空气侧的换热也是一个有湿交换的过程，因此对换热过程的影响参数也就不一样。

#### 一、 传热计算

由于系统采用了双蒸发器，因此从设计的角度应该分别进行。但是由于前蒸发器采用层叠式蒸发器，而关于它的传热准则式在各种资料中都难找到，因此在蒸发器的设计中本文采用了套片式蒸发器的设计方法，关于层叠式蒸发器可以考虑它的传热效率比套片式高 20%<sup>[1]</sup>。这样设计中前后蒸发器都用套片式，如分别设计则是重复工作，而且会使仿真模型复杂化，所以这里将两个蒸发器合并为一个进行设计。这样设计的结果会有一定的出入，但是如果需要实际的前后蒸发器的设计结果，可以在冷量合理分配后，运行设计程序即可，然后前蒸发器可按设计结果提高 20%传热效率来确定所需要的传热面积和最终的结构。

蒸发器管外空气侧的换热可用式 (3—1) 来计算，但是蒸发器外表面是湿式热交换过程，热量传递不仅仅是通过空气的显热，而且还有水蒸汽凝结的潜热，因此湿交换时的换热系数就需要考虑这一因素。解决的方法有两种，一个是引入吸湿系数  $\xi$ ，它表示热交换过程中的全热量与显热量的比值，这样就可以将由 (3—1) 计算得到的干式换热系数乘以吸湿系数来作为湿交换的换热系数；另一种方法就是引入对数平均焓差的概念<sup>[2]</sup>。本文中采用的是第一种方法。

$$\text{吸湿系数: } \xi = \frac{Q_a}{Q_p}; \quad (3-4)$$



式中： $Q_a$ —空气流经蒸发器时放出的全部热量，它包括显热和水蒸汽的潜热两部分；即  $Q_a = Q_p + Q_j$ 。

$Q_p$ —空气流经蒸发器时放出的显热量，且可由下式计算：  
 $Q_p = \alpha F(t_m - t_w) ; W$  (3—5)

式中： $\alpha$ —对流换热系数， $W/(m^2 \cdot K)$ ；

$t_m$ —湿空气进出蒸发器的平均温度， $^{\circ}C$ ；

$t_w$ —蒸发器管壁温度， $^{\circ}C$ ；

$F$ —传热面积， $m^2$ 。

$Q_j$ —空气流经蒸发器时的潜热传递量，且可由下式计算：

$$Q_j = \alpha_m F \frac{(d_m - d_w)}{1000} (h_m - h_w) ; W \quad (3-6)$$

式中： $\alpha_m$ —对流传质系数， $W \cdot kg / (kJ \cdot m^2)$ ；

$d_m$ —湿空气进出蒸发器的平均含湿量， $g/kg$  干空气；

$d_w$ —饱和湿蒸汽在壁面温度时的含湿量， $g/kg$  干空气；

$h_m$ —水蒸气的平均焓值， $kJ/kg$ ；

$h_w$ —壁面温度下饱和水的焓， $kJ/kg$ 。

由以上得到的吸湿系数以后，蒸发器管外空气的换热系数则可由下式计算：

$$\alpha_o = \xi \eta_o \alpha_{of} ; W/(m^2 \cdot K) \quad (3-7)$$

管内制冷剂蒸发时的换热系数为：

$$\alpha_i = B \frac{g_i^{0.2}}{d_i^{0.2}} q_i^{0.6} ; W/(m^2 \cdot K) \quad (3-8)$$

式中： $B$ —系数，与制冷剂性质有关；

$g_i$ —蒸发器中制冷剂的质量流速， $kg/(m^2s)$ ；

$d_i$ —蒸发器传热管内径， $m$ ；

$q_i$ —蒸发器热流量， $W/m^2$ 。

在管内、外侧换热系数确定后蒸发器的传热系数计算与冷凝器相同，见式(3—4)。同样由于在  $\alpha_i$  中包括了未知量  $q_i$ ，因此设计过程也需要通过叠代过程来完成。

## 二、 计算程序框图

由于在蒸发器的传热过程中有水蒸汽的凝结及吸湿系数的计算，所以就需要对湿空气的性质进行计算，一般工程通过查表来完成，但在计算程序中就需要一个经验公式来计算，文献[21]中给出了从  $0 \sim 200^{\circ}C$  范围的公式，但经过试算与查表值有一定的误差。因此本程序中是利用 Matlab 的数学计算功能，对查表值进行拟合得出的三次多项式公式，由于蒸发器中工作的空气温度范围不会超过  $0 \sim 30^{\circ}C$ ，所以上拟合是在  $0 \sim 30^{\circ}C$  范围内适用。结果如下：

饱和空气水蒸气分压力:

$$p_{qb} = 0.05377t^3 + 0.73214t^2 + 50.997t + 588.05;$$

含湿量:  $d = 0.622 p_{qb} \phi / (B - p_{qb} \phi);$

焓值:  $h = 1.01t + d(2500 + 1.84t);$

上面的式中  $t$  是空气干球温度,  $\phi$  是相对湿度。其中水蒸气饱和分压力曲线情况如图 3—6 所示。由于湿空气的其它状态参数的计算都于  $p_{qb}$  相关, 因此它的准确性是很重要的。根据文献[21]的公式计算的曲线如图 3—7 所示, 可见在温度大于 15℃ 时有明显的误差。

蒸发器的设计程序框图则如图 3—8 所示。

(三) 设计结果及分析

蒸发器的设计与冷凝器设计有相似的地方, 即不同的设计工况会有不同的设计结果, 但是对蒸发器设计的影响参数主要有蒸发温度  $t_0$ , 蒸发器的进出口空气状态 (包括温度  $t_{ai}$ 、 $t_{ao}$  和相对湿度  $\phi_i$ 、 $\phi_o$ ) 以及蒸发器中的质量流速  $g_i$ 。由于参数太多不能都考虑到, 因此下面则只对其中的  $t_0$ 、 $t_{ai}$  和  $g_i$  对设计结果的影响进行了分析。具体的设计结果见表 3—7 和 3—8 所示。

表 3—7 压缩机转速为 2000r/min 的设计结果

参数		传热系数	传热面积	风量 $V$	迎风面	迎面风速	管排数
$t_0$	$t_{ai}$	$K (wm^{-2}K^{-1})$	$F (m^2)$	$(m^3h^{-1})$	积 $S (m^2)$	$Wf (ms^{-1})$	$n_L$
0	27	49.90	3.96	440	0.051	2.42	4
	24	45.26	5.23	472	0.054	2.46	5
2	27	48.25	5.15	493	0.053	2.59	5
	24	41.94	7.30	529	0.063	2.36	6
5	27	42.31	8.55	582	0.073	2.22	6
	24*	43.58	9.56	761	0.082	2.56	6

【注】上表中的  $n_L$  是迎风方向的管排数, 蒸发温度  $t_0$  和空气进口温度  $t_{ai}$  单位为℃。以上的设计结果是在冷凝温度  $t_k=62℃$ , 过冷度为 5℃, 过热度为 10℃, 空气的进出口温差为 14℃ 的条件下的结果。带\*是在空气进出口温差为 12℃ 时的结果。表 3—8 中也一样。

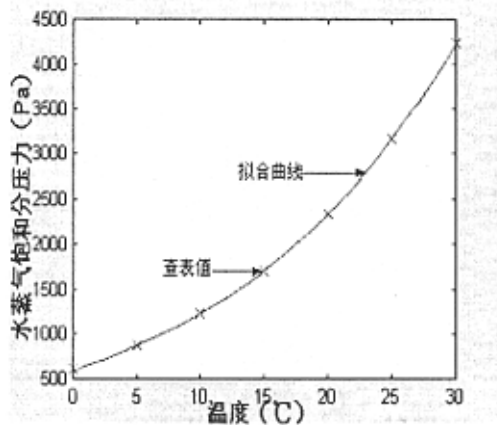


图 3—6 饱和空气水蒸汽分压力随温度变化的拟合曲线

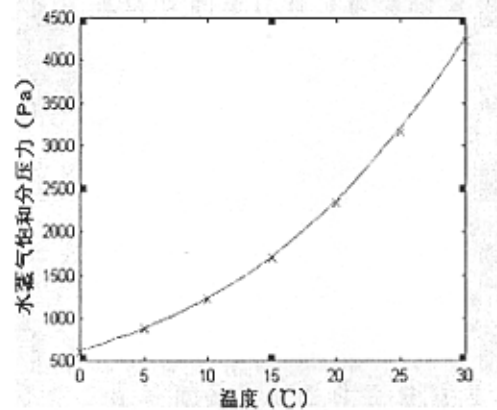


图 3—7 饱和空气水蒸汽分压力随温度变化的拟合曲线

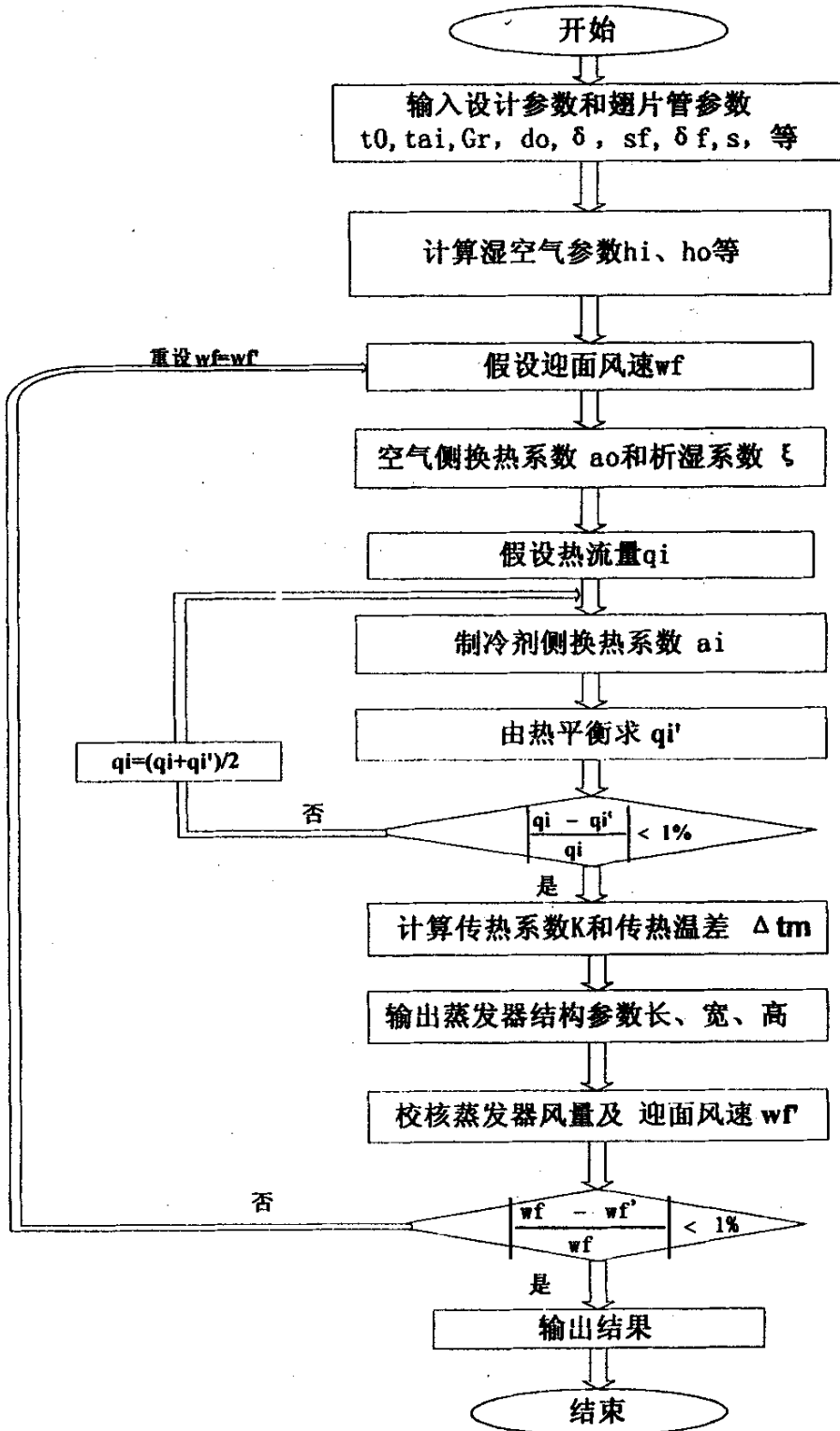


图 3—8 蒸发器设计计算程序框图

表 3—8 压缩机转速为 3000r/min 的设计结果

参数 $t_0$	$t_{ai}$	传热系数	传热面积	风量 $V$	迎风面积	迎面风速	管排数
		$K (wm^{-2}K^{-1})$	$F (m^2)$	$(m^3h^{-1})$	$S (m^2)$	$Wf (ms^{-1})$	$n_L$
0	27	50.05	5.78	644	0.074	2.42	4
	24	45.42	7.63	692	0.079	2.46	5
2	27	48.15	7.57	722	0.078	2.59	5
	24	41.80	10.74	775	0.092	2.35	6
5	27	41.93	12.64	853	0.108	2.20	6
	24	43.16	14.14	1115	0.121	2.54	6

由上面的计算结果可以发现,设计的结果与各参数的选择有着密切的联系。在程序中,根据设计的经验,对结构参数如管排数、迎风面积的设计中进行了一定的处理:最大迎风方向管排数为 6,迎面风速为 2~3m/s。如结果的迎面风速大于 3,则表示迎风面积较小或空气进出口焓差太小,因此迎风方向管排数减少一排;如果迎面风速小于 2 则相反,此时由于管排数增加超过 6 不合适,所以空气的进出口温差减小。如表中带“\*”的就是由于蒸发温度较高,蒸发器的传热温差减小,传热面积增加,而管排数不能增加,引起迎风面积增大使得迎面风速太小、传热系数大幅度降低造成不合理的设计结果,所以此时采用了减小空气进出口温差(焓差),一方面使传热温差增大,另一方面由式(3—9)可知,空气进出口温差减小会使得空气的流量增加。从而保证合理的迎面风速和传热系数,但同时空气流量增加造成风机功率增加。

$$Q_0 = Gc(t_{ai} - t_w); \tag{3-9}$$

式中:  $Q_0$ —蒸发器的制冷量, W;

$G$ —蒸发器中的制冷剂质量流量, kg/s;

$c$ —空气的比热, J/(kg °C)。

除此以外从上面的计算结果可以发现蒸发温度  $t_0$ , 蒸发器的空气进口温度  $t_{ai}$  以及制冷剂流量  $G$  对蒸发器的传热系数都有影响。其中制冷剂流量  $G$  在其它条件(冷凝温度、过热度 and 过冷度等)一定时是由压缩机转速和蒸发温度  $t_0$  来决定的,其中的关系如图 3—9 所示。但是设计中真正影响蒸发器换热系数的是制冷剂的质量流速  $g_i$ , 即单位流通面积、单位时间内制冷剂的流量。所以虽然各种不同工况下的制冷剂质量流量不同,但是可以设计不同的分路数来使得各种不同工况下的质量流速大致相等,所以制冷剂质量流量对蒸发器设计中的传热系数影响很小,可以忽略不计,但是在系统的运行过程中的影响却是需要考虑的。另外由于 R134a 的流动阻力较 R12 大,

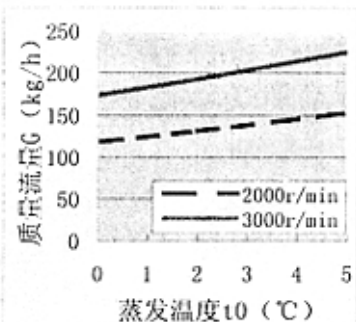


图3—9 蒸发器质量流量的变化

所以质量流速  $g_l$  的选择应相应较小。

下面对蒸发温度和空气进口温度对设计中影响进行讨论。

### 1、蒸发温度 $t_0$ 对设计的影响

蒸发温度对蒸发器设计的影响与冷凝温度对冷凝器设计的影响是相似的。当制冷循环的其它条件不变时，蒸发温度不同会造成整个制冷循环的性能发生变化：蒸发温度降低会使循环单位制冷量减小，单位耗功增加，压缩机吸气比容增大，另外蒸发压力降低会使压缩机压比增大压缩机造成容积效率减小，这些都会使压缩机的实际输气量减小。这样制冷量就会减小，通常情况压缩机耗功会增加。所以选择较低的蒸发温度作为设计参数时的负荷反而会小，同时蒸发器的传热温差会增大，这时设计的蒸发器面积偏小，反之，则偏大。

### 2、空气进口温度 $t_{ai}$ 对设计的影响

蒸发器的空气进出口温度都会对设计产生影响，这里只考虑进口温度。它通常是由汽车室内的温度决定的，车室内的温度也是根据人们的舒适性要求而定，而不同的人群要求也是不同的，不过它通常都是在一定的范围之内。这方面各个国家都有不同的标准，温度太高会降低舒适性，温度太低则空调系统的耗能量增加，这里本文中选择了为 22~28℃。而在上面蒸发器设计结果中选择了 24℃和 27℃作为代表来说明这个问题。

在进出口温差不变而空气进口温度的降低时，通过前面的湿空气性质计算程序计算发现，进出口的焓差会有小幅的降低，如图 3—10 所示。但是在整个选择温度范围内相差不超过 0.5%，

几乎是看作不变化。这样空气进口温度的影响就主要是对蒸发器中的传热温差的影响了：空气进口温度愈低则蒸发器的传热温差就愈小，需要的传热面积就越大。但是从上面的设计结果可以发现，空气进口温度不同蒸发器的传热系数也有较大的改变，这是由于空气进口温度较小时，所需的传热面积增加，迎风面积也增加。但空气的进出口焓

差变化很小，要满足一定的负荷空气的流量也变化不大，所以迎面风速减小；或者增加迎风方向管排数，这样都会造成蒸发器的换热系数减小。

由此可见，如何选择合理的设计参数是非常重要的。通过前面的计算结果和分析，蒸发温度和空气进口温度（包括空气进出口温差）的选择应该是相互关联的，当需要较高的舒适性要求，即较低的车室内温度时，应选择较低的蒸发温度，或较小的空气进出口温差才能得到合理的设计结果。而本文中根据设

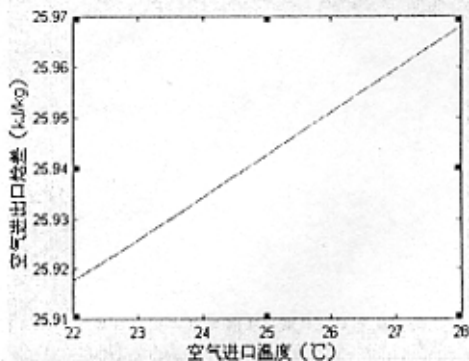


图 3—10 空气进出口焓差随空气进口温度的变化关系

计对象金杯海狮 SY—6480 系列面包车的特点和结构的要求, 选择压缩机为 3000r/min, 蒸发温度为 2℃, 空气进口温度为 24℃时的结果为最终设计结果。经过结构布置后为: 迎风方向 6 排, 分路数为 12, 蒸发器长 0.380m, 实际传热面积 10.85m<sup>2</sup>。

通过上面的讨论, 可以发现实际的冷凝器和蒸发器设计中存在着某种联系。经过对前面结果的综合可得出汽车空调设计中的估算值: 冷凝器的传热面积:  $F_c \approx 1.7Q_0$ ; 而蒸发器由于传热温差小, 所需的传热面积为:  $F_e \approx 2.0Q_0$ ; 两者的比值大约为  $F_e/F_c \approx 1.2$ 。另外冷凝器的空气进出口温差和蒸发器的焓差变化都很小, 所以两者的风量也可以得到同样的经验值:  $V_c \approx (450 \sim 550) Q_0$ ;  $V_e \approx (120 \sim 150) Q_0$ 。上面的单位冷量为  $kw$ , 面积为  $m^2$ , 风量为:  $m^3/h$ 。

### 3. 4 制冷剂充注量的确定

制冷剂在制冷系统中的作用是非常重要的, 制冷剂是制冷循环中各种热力过程的载体, 没有制冷剂就无法实现制冷。同样制冷剂的性能也是很重要的, 一种合适的制冷剂能使整个制冷系统工作性能得到较大的改善, 如在原来汽车空调中使用的 R12, 为了找到可以替代它的制冷剂全世界都投入了大量的人力和物力, 才找到现在使用的 R134a, 这足以说明制冷剂在制冷中的作用。不仅如此, 制冷剂充注量与制冷装置的工作特性也是密切相关的<sup>[2]</sup>。如果充注量过大, 将引起蒸发温度、冷凝温度上升, 蒸发器不能将冷量充分发挥出来, 制冷剂会以两相状态出蒸发器, 造成冷量损失, 而此时压缩机的电机功率却是增加了, 系统的工作特性明显恶化; 当制冷剂的充注量过小时, 蒸发、冷凝压力都下降, 蒸发器传热温差增加, 而制冷剂的制冷量却减少了, 蒸发器的利用率降低, 系统的工作性能也处于不良的状态。因此, 对于制冷装置, 适宜的制冷剂充注量是非常重要的, 尤其是调节能力差的小型制冷装置。

虽然没一种制冷装置都要确定它的制冷剂充注量, 但是如何精确计算制冷剂的充注量, 由于在两相区的制冷剂量难以确定, 目前还缺少成熟的理论依据和计算方法。近年来, 国内外的一些学者已经在利用空泡系数模型来研究两相区制冷剂量的关系, 空泡系数  $\alpha$  是指两相混合物在任一流动截面内气相所占的总面积比例, 表达式为:

$$\alpha = A_g / A; \quad (3-10)$$

式中:  $A_g$ 、 $A$ —分别表示流通面积和气体流通面积。

由于进行空泡系数计算的空泡系数模型有多种情况, 在确定合适的空泡系数模型后, 两相区中制冷剂量可结合具体结构来计算:

$$m_l = \int_0^L [\alpha \rho_g + (1 - \alpha) \rho_l] A d\xi; \quad (3-11)$$

式中:  $\rho_g$ 、 $\rho_l$ —分别为两相区气体密度和液体密度,  $kg/m^3$ 。

$A$ —流道内的截面积;  $m^2$ 。

$L$ —两相区长度,  $m$ 。

但是空泡系数同制冷剂物性、制冷系统结构等多种因素有关，而且他们之间的确切定量关系还不是很清楚，所以目前利用空泡系数模型进行制冷剂充注量确定还是在研究阶段，由于这些研究的结果都有苛刻的适用条件，缺少推广价值。因此目前确定制冷剂充注量的方法还是在经验估计值的基础上不断进行试验调试确定最佳的制冷剂充注量。下面是对金杯海狮 SY—6480 系列面包车用空调的实验结果和 R134a 制冷剂充注量的确定。

实验是在上海德尔福汽车空调器厂的环境模拟试验室进行的。表 3—9 是不同充注量的试验结果。

表 3—9 制冷剂充注量匹配试验结果

制冷剂充注量(g)	降温时间(min)	吸气压力(MPa)	排气压力(MPa)	车内平均温度(℃)	蒸发器出风温度(℃)	冷凝器出风温度(℃)
900	20	0.38	1.7	31.00	17.9~20.8	62.20
950	20	0.39	1.7	30.50	18.2~20.7	61.80
1000	20	0.35	1.7	29.90	16.7~19.7	61.90
1050	20	0.38	1.7	30.30	17.4~20.7	60.60

【注】测试条件：传动比为 1.3: 1；车速：40Km/h；环境温度：38.5℃；日照强度：0.55Kw/m<sup>2</sup>；降温起始温度：50℃，相对湿度：50%。

进行制冷剂充注量的匹配主要看制冷装置的工作性能如何，即制冷装置的工作效率和制冷效果。

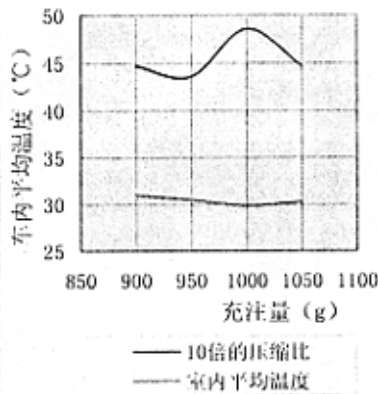


图3—11 制冷剂充注量确定

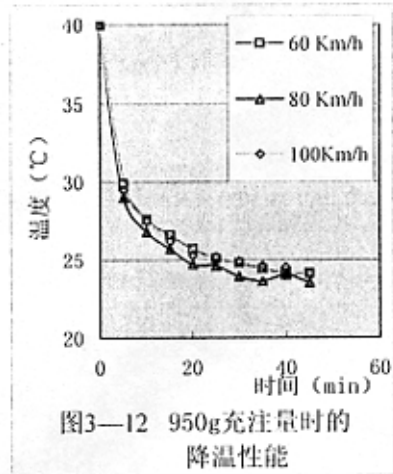


图3—12 950g充注量时的降温性能

因此在上面的试验结果中，选出了车内的平均温度代表制冷效果，用压缩机的工作压缩比表示工作效率，结果如图 3—11 所示。图中可见是在充注量为 1000g 时车内平均温度最低，降温效果最好，但是其工作的压缩比最大，即工作效率最低；而在充注量为 950g 时，的工作压缩比最小，即工作效率最高，虽然它的降温效果不是最好，但是也相差不多能满足车室内的要求。因此综合以上的分析确定制冷剂的充注量为 950g。

在确定充注量为 950g 的基础上，对其它的运行工况也进行了试验，结果如图 3—12 所示，说明在其它工况下运行结果良好。其中以车速为 80Km/h 时的降温性能最好。

## 第四章 基于 Simulink 的汽车空调稳态仿真

前面一章中主要对汽车空调中冷凝器和蒸发器的设计进行了讨论，并得出了金杯海狮 SY—6480 系列面包车中的设计结果。而实际的运行情况如何，可以通过实车试验，通过测试的数据来说明问题；另一种方法就是通过模型进行仿真研究，现在随着计算机的迅猛发展仿真大都是在计算机上完成的，称为计算机仿真。本章将利用 *Simulink* 仿真软件建立汽车空调的稳态集中参数仿真模型并对上一章的设计结果进行研究。

### 4.1 仿真技术简介

仿真就是用能代表所研究对象的模型去完成的某种实验，又称为模拟。仿真可分为物理仿真和计算机仿真，物理仿真是用一个与实际系统物理本质相同的模型来完成实验，例如飞机模型的风洞实验研究其空气动力学性质；另一种就是计算机仿真，是用数学形式表达实际系统的运动规律，即数学模型，然后在计算机上求解这些数学方程。

计算机仿真涉及到三个部分：实际系统，数学模型和计算机。仿真有两次模型化过程，一是将实际系统变成数学模型，即系统建模或系统辨识技术；第二次是将数学模型变成仿真模型，即计算机仿真程序。三者的关系可用图 4—1 表示。

仿真研究主要是为产品开发服务。常规设计是先确定产品的性能指标，然后确定产品的结构；而仿真是在确定产品结构之后检测其性能的过程。通过仿真可以知道系统的多项性能，从而对确定的结构参数合理性进行评价。两者之间并不矛盾，反而应该将两者相结合，可以使工作更有效。

仿真模型的建立直接影响到仿真结果，所以建立模型是非常重要的工作。根据需要，建立仿真模型时可以采用动态和稳态模型、集中参数和分布参数模型。在实际的制冷装置工作过程中，各个元件中的制冷剂状态都是随时间变化的，而且在元件的不同空间位置的制冷剂状态也是不一样的，所以从仿真的真实性角度，用动态的分布参数分析是最接近实际情况的。但是由于制冷装置是一个复杂的系统，牵涉到机械、传热与传质、流体等学科内容，而且对于制冷系统的内部工作过程还有许多没有了解的区域，加上系统各个参数间的相互耦合关系，要采用动态分布参数模型来模拟整个制冷装置还存在包括软、硬件等方面的困难。目前的动态研究大都应用在孤立的某个部件的研究中，离实际的

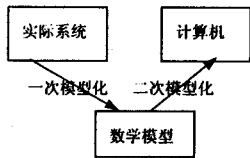


图 4—1 仿真模型建立过程



应用还有一定的距离。

在为实际生产服务的仿真应将实用性放在首位,即要求仿真有较高的精度、稳定性和快速性、较好的可理解性,而充分利用长期积累的经验 and 测试数据建立稳态的集中参数模型的仿真在这方面具有一定的优势。

## 4.2 Simulink 仿真工具简介

### 4.2.1 Simulink 的特点

Simulink 是集成在 Mathworks 公司推出的 Matlab 软件中的动态系统仿真工具。Simulink 可以用来对动态系统进行建模、仿真和分析的软件包,它支持线性和非线性系统、连续和离散时间模型,系统还可以是多采样率的。它功能强大、使用简单,同时还可以使用 Matlab 中各种分析工具分析仿真结果<sup>[5]</sup>。

Simulink 提供了一个图形化建模的用户界面 (GUI), 可以用鼠标点击和拖拉模块的图标建模。通过图形界面, 可以像用铅笔在纸上画模型一样。同时 Simulink 提供了由 Continuous、Discrete、Functions & Tables、Math、Nonlinear、Signals & Systems、Sinks 和 Sources 组件组成的模块库。这样在模型的建立过程中就自动实现了前面所说的二次模型化的大部分内容, 剩下的就是设置各个模块的参数值即可, 免除了以前需要编程序来实现的麻烦。另外 Simulink 中的模型是分级的, 可以自上而下也可以自下而上的建立模型。这样可以使建立的模型图面清晰, 便于理解模型之间的相互联系。

建立好一个仿真模型后, 就可通过 Simulink 的菜单或者在 Matlab 的命令窗口输入命令对它进行仿真。Simulink 仿真是交互性的, 可以随意地改变模型的参数并且马上就可以看到改变参数后的结果。使用菜单进行仿真对于交互式工作非常方便, 而命令行方式对于处理成批的仿真比较有用。仿真的结果可以用 Scopes 或者其它的显示模块, 可以在运行仿真时观察到仿真的结果。仿真的结果也可以放在 Matlab 的工作空间 (workspace) 中以待进一步的处理或者可视化。

Simulink 还提供了实时工作环境 (Real-Time Workshop) 能自动地直接从 Simulink 的模块图生成 C 语言代码。这将允许连续、离散时间或者混合系统的模型可以运行于各种计算机平台。

### 4.2.2 Simulink 的工作原理

所有的 Simulink 模块都有一个输入向量、一个输出向量和一个状态向量。Simulink 仿真分初始化和仿真两个阶段。初始化阶段: 首先, 模块的参数传给 Matlab 以求出它们的值, 求出的数值结果用作实际的模块参数; 然后去掉模型中的层次结构, 每一个不是条件执行的子系统都由子系统中包含的各个模块所代替; 各个模块按照它们将被更新的顺序重新排序, 排序算法构造一个列表使具有直接馈通的模块在驱动它们的模块没有被更新之前不被更新; 最后检查模

块之间的连接以确保每一个模块的输出向量的宽度与驱动模块输入的宽度是相同的。初始化之后,就做好了运行仿真的准备。模型使用数值积分的方法进行仿真。提供的每一个 ODE 求解器(仿真方法)取决于模型提供其连续状态的导数能力。计算导数分两步:第一步,按照排序时确定的顺序计算每一个模块的输出;然后在第二步,每一模块基于当前时间、模块的输入和状态计算其导数,得到的导数向量返回给求解器,求解器在下一时间使用这些导数向量计算新的状态向量,新的状态向量计算出来以后,个采样数据模块和 Scope 模块也被更新。

#### 4.2.3 Simulink 扩展工具 S 函数

S 函数是对一个动态系统的计算机程序语言描述。S 函数可以使用 Matlab 或者 C 语言写成。S 函数使用一种特殊的调用语法,通过它可以与 ODE 求解器进行交互。这种交互同求解器与 Simulink 内建模块之间的交互非常相似。通过 Nonlinear 库中 S—Function 模块可以将 S 函数加进 Simulink 模型。另外还可以使用 Simulink 的模板工具为 S—Function 模块创建一个定制的对话框和图标。

S 函数通常的用法是创建一个定制的 Simulink 模块,包括:

- 1) 在 Simulink 中加进新的通用模块;
- 2) 将已存在的 C 代码合并入一个仿真中;
- 3) 将一个系统描述为一系列的数学方程;
- 4) 使用图形动画。

S 函数的的一个优点就是可以创建一个通用的模块,在模型中多次使用它,使用时只需要改变它的参数值即可,就像 Simulink 模块库中的其它模块一样。而且定制的 S—Function 模块工作原理也与其它模块类似。

所以由于有了 Simulink 的扩展工具 S 函数使得 Simulink 的仿真功能更加强大,同时也使得模型的建立更加容易,各个模块之间的联系更加清楚。

#### 4.3 汽车空调的仿真模型

本文中介绍的汽车空调仿真模型是基于稳态的集中参数模型,并在 Simulink 仿真工具中进行的。在模型的建立中主要包括了循环计算(cycle)、压缩机(compressor)、冷凝器(condenser)和蒸发器(evaporator)四个子系统。在模型中作了以下的假设:1)工作过程中系统的过冷度和过热度保持定值;2)换热器内制冷剂的流动损失可忽略;3)热力膨胀阀的工作是完全理想的,即能在任何汽车空调的工作压力下保持与压缩机的排量相同的流量。整个汽车空调的模型可见图 4—2。模型的输入参数为转速  $n$ ,室外空气温度  $t_{kai}$  和车室内温度  $t_{eai}$ ;输出参数为冷凝温度  $t_{kl}$ ,冷凝器出口温度  $t_{kao}$ ,蒸发器出口空气温度  $t_{eao}$ ,蒸发温度  $t_{ol}$ ,性能系数 COP,制冷量  $Q_0$ ,耗功率  $W$ 。

下面对各个子系统的模块进行说明。

### 4.3.1 制冷循环 (cycle) 子系统

制冷循环子系统实际上是一个用于对制冷循环的物性进行计算的仿真模型。因为实际的系统在工作过程中由于外界或人为的调节造成制冷机的工作工况在变化,例如由于转速的变化,引起制冷剂流量变化就会使得系统的冷凝温度和蒸发温度发生变化,冷凝温度和蒸发温度又反过来影响其它部件的工作,从而使系统会在一个新的工作条件下稳定下来。

在前面假设的基础上,冷凝温度和蒸发温度实际上就决定了对于汽车空调来说是除了压缩机转速以外整个制冷循环的工作。制冷循环子系统模型如图 4—3 所示。模型的输入参数是冷凝温度  $t_k$ , 蒸发温度  $t_0$ , 输出参数为压缩机压比  $\epsilon$ , 压缩机吸气比容  $v_1$ , 单位冷凝负荷  $q_k$ , 单位耗功  $w_0$ , 单位制冷量  $q_0$ 。

对于制冷循环的物性计算有许多公式可以用于进行计算机编程。这些公式许多资料上都有介绍。但是考虑到制冷剂 R134a 虽然已在汽车空调中普遍使用,对其物性的研究也是非常的多,但是其许多物性参数计算公式的准确性还是未知数,因此本模型中并没有应用这些公式计算。

Simulink 中的 Functions & Tables 模型库中的 Look—Up Table 和 Look—Up Table (2—D) 模块可以完成一维和两维的查表功能,加上汽车空调的工作范围并不很大,所以本模型中的物性均是完全模拟查表过程来完成的,保证了较高的准确性。

查表过程中首先有冷凝温度  $t_k$  和蒸发温度  $t_0$  直接可以查饱和蒸汽压力表得出对应的冷凝压力  $p_k$  和蒸发压力  $p_0$ , 从而可以计算出压比  $\epsilon$ ; 同时由假设在一定的过热度和过冷度的情况下,冷凝器出口和压缩机吸气状态也就可以直接有

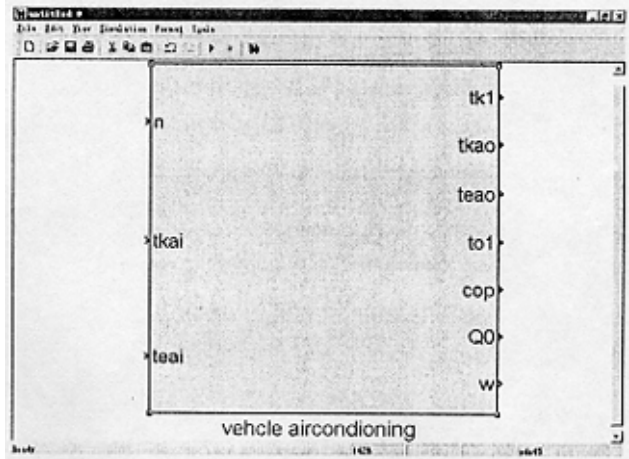


图 4—2 Simulink 中汽车空调系统的总模型

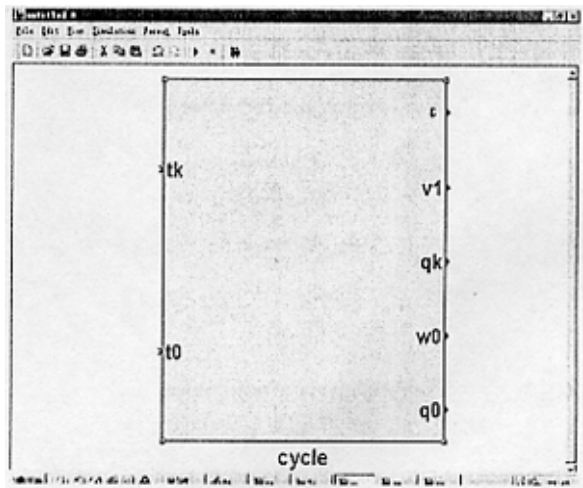


图 4—3 Simulink 中的制冷循环模型

冷凝温度和蒸发温度确定,即如图 4—4 中的 3 点的焓值  $h_3$ ; 1 点的焓值  $h_1$ 、比容  $v_1$  和熵值  $s_1$ ; 以及饱和状态点 0 点的焓值  $h_0$ 。这样就可以得到单位制冷量:

$$q_0 = h_0 - h_4; \quad \text{KJ/kg} \quad (4-1)$$

然后根据熵值  $s_1$  和  $p_k$ , 确定等熵压缩过程终了的状态 2 点的焓值, 然后由压比对压缩过程的绝热效率的影响确定 2s 点的焓值。因此可以确定单位冷凝负荷  $q_k$  和单位耗功  $w_0$ :

$$q_k = h_{2s} - h_3; \quad \text{KJ/kg} \quad (4-2)$$

$$w_0 = h_{2s} - h_1; \quad \text{KJ/kg} \quad (4-3)$$

由于 2s 只考虑了压比对实际压缩过程的影响, 所以并不是实际的压缩终了的状态。但是该循环只是为了确定循环的各种单位负荷, 所以造成确定单位冷凝负荷和单位耗功的误差, 关于压缩机耗功误差会在另一个子系统 *Compressor* 中重新考虑, 所以只是引起冷凝负荷减小, 但是减小的数值并不大, 加上冷凝器有漏热损失影响就更小了。所以这样处理造成的误差是可以接受的。

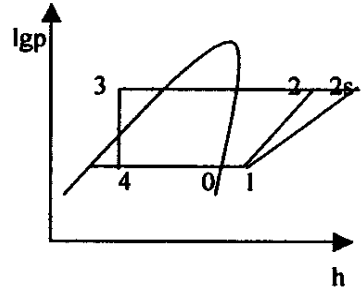


图 4—4 制冷循环压焓图

#### 4. 3. 2 压缩机 (compressor) 子系统

压缩机子系统是一个联系整个系统的枢纽, 它与其它子系统之间都有联系, 而这个联系的关键是压缩机在工作工况下的排量, 即输送到冷凝器及从蒸发器接收的制冷剂的流量  $Gr$ 。压缩机子系统的模型如图 4—5 所示。模型的输入是压缩机的转速  $n$ , 由子系统 cycle 输出的压比  $\epsilon$ , 压缩机吸气比容  $v_1$  和单位理论耗功  $w_0$ ; 而输出为实际单位耗功  $w_s$  和压缩机的排量  $Gr$  (kg/s)。

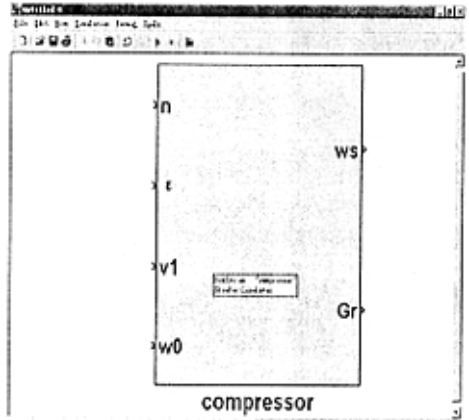


图 4—5 Simulink 中压缩机模型

在压缩机的实际流量的确定中, 可由式 (2—1) 得到:

$$G_r = \frac{Q_0}{q_0} = 1.66 \times 10^{-8} \times V_h \lambda n / v_1; \quad \text{kg/s} \quad (4-4)$$

从上式中可以知道由于转速  $n$ , 吸气比容  $v_1$  是模块的输入值即是已知的, 而压缩机排量对于本课题来说也是已知的, 为 105cc/r, 所以问题就是确定容积效率  $\lambda$ 。在上一章中对 AP105W 涡旋压缩机的讨论中分析了它的容积效率和绝热效率, 如图 3—1 和图 3—2 所示。说明汽车空调压缩机的容积效率是不仅与工作压比  $\epsilon$  有关, 还与压缩机转速  $n$  是有关的。至于压比对容积效率的影响, 是所

有制冷装置中都存在的,因此对这方面的研究也就更多一些,如文献[6]给出了通过实验数据整理得出的关联式如下:

$$\lambda = a_1 + a_2 \varepsilon^{1/k}; \quad (4-5)$$

式中:  $a_1$ 、 $a_2$ —是回归系数;  $a_1=1.0063$ ,  $a_2=-3.7761 \times 10^{-2}$ 。

$k$ —压缩过程的多变指数,  $k=1.19$ 。

上式既简单,对于小型的制冷压缩机有较好的回归精度。但是对于压缩机转速对容积效率的影响是汽车空调或者是变转速压缩机才有的现象,所以这方面的资料就相对比较少。所以在这里本文也采用了前面同样的方法,即根据实验数据和经验值得到的关系进行查表的方法。

同样,压缩机的绝热效率确定,由于在 cycle 子系统中已经考虑了压比的影响,所以这里只是采用查表的方法得出转速对绝热效率的影响即可。而且式(4-5)的形式也同样适用于压比对绝热效率影响的回归公式。

$$\eta = b_1 + b_2 \varepsilon^{1/k}; \quad (4-6)$$

式中:  $b_1$ 、 $b_2$ —回归系数,  $b_1=1.0845$ ,  $b_2=-5.6642 \times 10^{-2}$ 。

则实际的消耗的轴效率为:

$$w_s = \frac{w_0}{\eta_s}; \quad (4-7)$$

#### 4.3.3 冷凝器 (condenser) 子系统

如前所述,忽略冷凝器内流动压降,即在模型中就不需要考虑动量方程。而稳定模型使得质量方程自动满足。所以在冷凝器子系统中所考虑的只有能量方程。冷凝器的模型如图 4-6 所示。模型的输入是前一步中的冷凝温度  $t_k$ , 冷凝器空气进口温度  $t_{kai}$ , Cycle 子系统的输出单位冷凝负荷  $q_k$  和 Compressor 子系统的输出制冷剂流量  $Gr$ ; 输出为在能量平衡时的冷凝温度  $t_{k1}$  和冷凝器空气出口温度  $t_{kao}$ 。

理想的冷凝器换热模型,即不考虑漏热因素时,由两个环节组成:空气侧流动换热和制冷剂侧冷凝换热,

而且两个环节在稳定工况下的换热量应该相等。两个换热环节如下。

制冷剂侧冷凝换热方程:

$$\begin{aligned} Q_k &= a_i F_i (t_k - t_{wm}) \\ &= G_r \times q_k; \text{ Kw} \end{aligned} \quad (4-8)$$

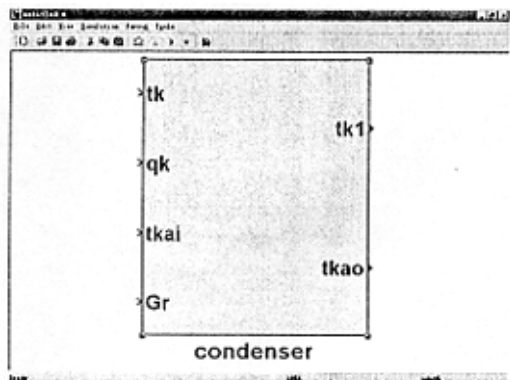


图 4-6 Simnlink 中的冷凝器模型

其中： $t_{wm}$  是冷凝器内壁面的平均温度， $^{\circ}\text{C}$ 。

空气侧的流动换热方程为：

$$Q_k = G_a c (t_{ao} - t_{ai}); \text{ Kw} \quad (4-9)$$

式中： $G_a$ —空气的流量， $\text{kg/s}$ ；

$c$ —空气的比热， $\text{kJ/kg}$ ；

$t_{ai}$ 、 $t_{ao}$ —空气的进出口温度， $^{\circ}\text{C}$ 。

由于制冷剂侧的换热方程中，内壁温度  $t_{wm}$  是未知的，所以仿真程序运行时还要进行叠代求出，但是可以用传热方程来代替它。因为除以上的能量方程以外，冷凝器的换热还应满足换热器的传热方程，即：

$$Q_k = kF \theta_m; \text{ kw} \quad (4-10)$$

式中： $\theta_m$ —对数平均温差， $^{\circ}\text{C}$ 。

根据上面的各个环节的能量方程，稳态时的冷凝负荷相等的条件，在 Simulink 的界面上建模得到如图 4—7 的结果。

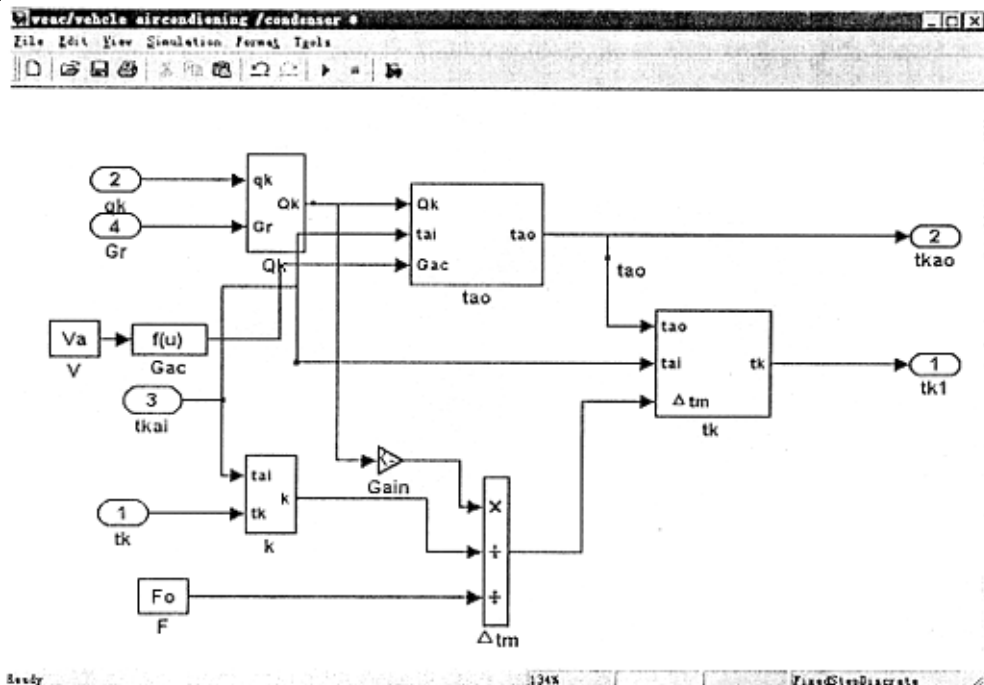


图 4—7 Simulink 中冷凝器的具体模型及工作流程

上面模型中的左边标有 1、2、3、4 的是输入参数，右边标有 1、2 的是输出参数。另外左边的  $V_a$  和  $F_o$  为冷凝器的风量和传热面积。该模型的工作流程是：1) 首先由输入的单位冷凝负荷和制冷剂流量经过子模块  $Q_k$  得到冷凝负荷  $Q_k$  (式 4—8)，同时将冷凝器风量  $V$  转化热容量  $G_a c$ ，然后由它们输出的  $Q_k$ 、 $G_a c$  和输入 3 (空气的进口温度) 通过子模块  $t_{ao}$  得出空气的出口温度  $t_{ao}$  (由式 4—9 整理可得： $t_{ao} = t_{ai} + Q_k / G_a c$ )， $t_{ao}$  也是冷凝器模型的一个输出值；2)

同时由上一章的讨论可知冷凝器的传热系数  $k$  是随冷凝温度  $t_k$ 、空气进口温度  $t_{ai}$  和空气进出口温差变化的, 变化的关系可由冷凝器的计算程序得出, 在通过 Matlab 的可视化处理后可见图 4—8, 由图中

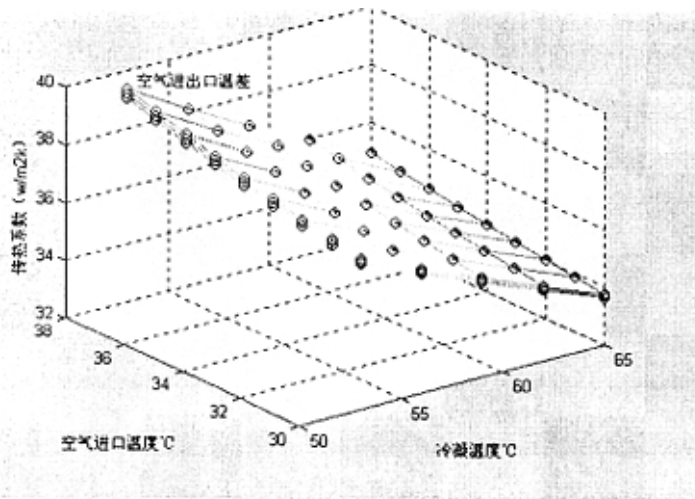


图 4—8 冷凝器传热系数的变化关系

可以发现空气进出口温差对传热系数的影响很小, 加上仿真对象是设计好的冷凝器, 风量和迎风面积不变化, 所以迎面风速也是基本保持不变的, 所以迎面风速的影响也可以不再考虑。主要的影响因素是空气的进口温度和冷凝温度。所以模型中是由  $t_k$  和  $t_{ai}$  通过模块  $k$  可以得到冷凝器的传热系数。模块  $k$  是实际上就是上面的计算程序; 3) 然后由再出式 4—10 整理可得:  $\theta_m = Q_k / (k \cdot F)$ 。模块  $\Delta tm$  就是出  $Q_k$ 、 $k$ 、 $F$  求对数平均温差  $\theta_m$ ; 4) 最后由对数平均温差的计算公式可知冷凝温度也可由空气进出口温差和对数平均温差计算得到, 即:

图中模块  $t_k$  就是实现这一过程, 得出的  $t_k$  值是冷凝器模型的第二个输出值。

$$t_k = \frac{t_{ao} e^{(t_{ai}-t_{ao})/\theta_m} - t_{ai}}{e^{(t_{ai}-t_{ao})/\theta_m} - 1}; \quad (4-11)$$

由上面的介绍可知, 冷凝器模型中实际上是采用了一个冷凝温度和空气的进出口温差来调节外界负荷的变化, 当负荷增加时空气的出口温度必然升高, 即空气的进出口温差增加以带走更多的热量。但同时热量的传递也要满足增加的要求, 在传热面积不变时, 则传热系数和传热温差需要增加, 但是传热系数的变化是受外界条件的影响的, 增加还是减小在实际运行中是不知道的, 而且它的变化幅度也不是很明显, 因此传热温差会增加以满足传热量增大的要求。这时由于空气的出口温度升高引起传热温差减小, 所以为了符合传热量的要求冷凝温度也会升高。所以说外界的负荷变化会引起空气出口温度和冷凝温度的变化, 直至达到新的能量平衡。在冷凝器的模型中表现为模型输入的冷凝温度和输出的冷凝温度相等。

4. 3. 4 蒸发器 (evaporator) 子系统

蒸发器的模型与冷凝器模型相同, 也只需要考虑能量方程。蒸发器的模

型如图 4—9 所示。模型的输入为 Compressor 子系统的制冷剂流量  $G_r$ , Cycle 子系统的单位制冷量  $q_0$ , 以及前一步的蒸发温度  $t_0$  和蒸发器进口空气温度  $te_{ai}$ ; 输出为蒸发器空气出口温度  $te_{ao}$  和能量平衡时的蒸发温度  $t_{01}$ 。

在忽略漏热环节后的稳态集中参数蒸发器模型也可由以下几个环节组成。

制冷剂侧的蒸发换热方程:

$$\begin{aligned} Q_0 &= \alpha_i F_i (t_{wm} - t_0) \\ &= G_r \times q_0; \text{ kw} \end{aligned} \quad (4-12)$$

由于蒸发器中的空气传热是湿式冷却过程, 所以空气侧的流动换热方程与冷凝器的不同, 如下式:

$$Q_0 = G_a (h_{ai} - h_{ao}); \text{ kw} \quad (4-13)$$

式中:  $h_{ai}$ 、 $h_{ao}$ —空气进出口的焓值,  $\text{kJ/kg}$ 。

蒸发器的传热方程可见式 (4—10), 只是方程中的参数均为蒸发器参数。

根据上面的方程, 在 Simulink 中的具体建立的模型如图 4—10 所示。

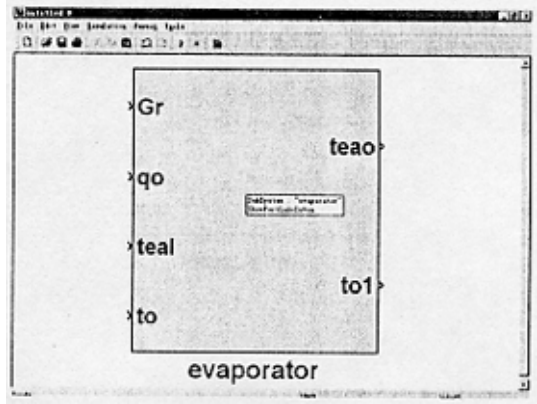


图 4—9 Simulink 中蒸发器模型

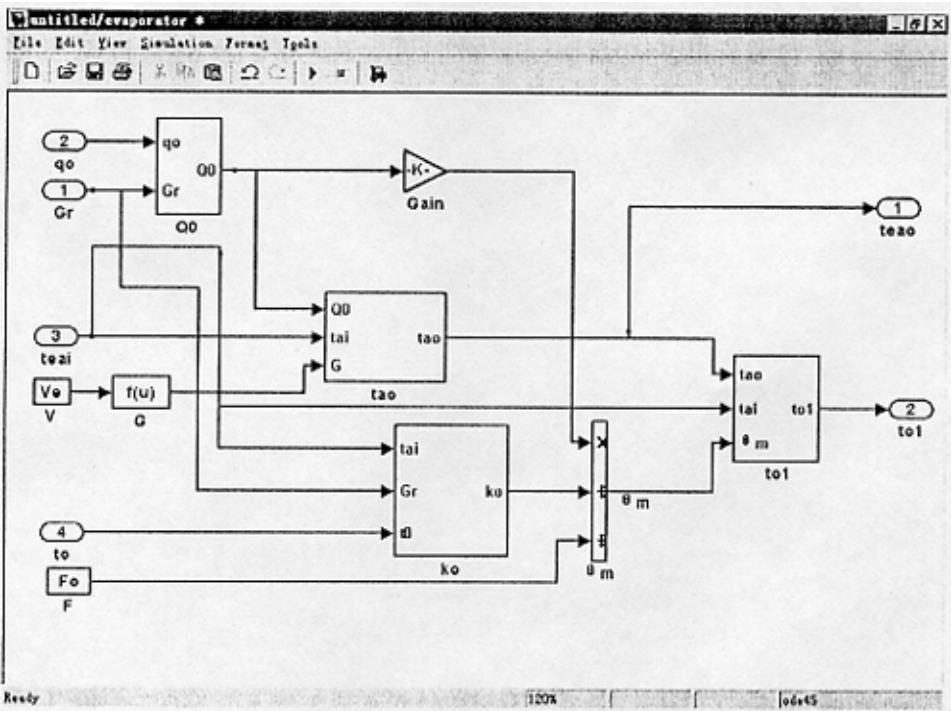


图 4—10 Simulink 中蒸发器的具体模型和工作流程



在上面的蒸发器模型中，表面上与冷凝器是非常相似的，实际上的工作流程也是基本相同的，实际上在实现过程中存在着以下的区别。

1) 蒸发器的空气换热是湿交换过程，能量方程也有区别，如式(4—13)，所以在确定空气的出口温度时就比较复杂一些，需要先将空气进口温度转化为焓值  $h_{ai}$  (相对湿度为 60%，如相对湿度变化可以借助上一章的湿空气程序计算)，然后由式(4—13)整理得： $h_{ao}=h_{ai}-Q_0/G_a$ ，求出出口焓值  $h_{ao}$ ，最后再将  $h_{ao}$  转化为空气出口的温度  $t_{ao}$  (相对湿度为机器露点的相对湿度)。

2) 蒸发器的传热系数变化与冷凝器也有不同之处。在蒸发器的结构确定后，利用上一章的蒸发器设计程序改进为校核程序后，计算的结果如图 4—11 所示。

由图中可见蒸发器的传热系数受到制冷机流量  $G_r$ ，蒸发温度  $t_0$ ，空气的进口温度  $t_{ai}$  的影响，且都不能忽略不计，所以蒸发器的传热系数变化确定就更加复杂。因此在确定传热系数的模块中有三个输入分别为  $G_r$ 、 $t_0$  和  $t_{ai}$ 。实际中空气的进出口温差也对传热系数有一定的影响，但是由于参数过多这里就忽略了，为了与设计情况保持一致，空气进出口的温差为 14℃。

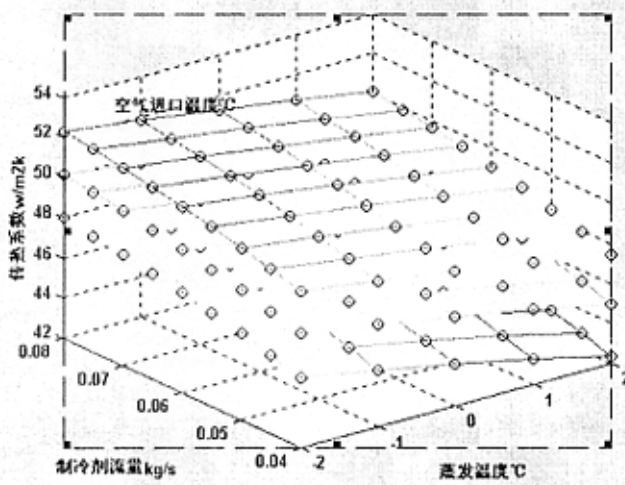


图 4—11 蒸发器传热系数的变化关系

#### 4. 3. 5 汽车空调各仿真模型子系统之间的联系

当汽车空调作为一个整体工作时，各个部件之间是相互影响，相互联系的。每一个参数的变化不只是影响一个部件的工作，还会对整个汽车空调系统的工作性能产生影响，即各个参数之间是耦合的。例如，当车速增大引起压缩机的转速升高时，不只是使得压缩机的排量增大，冷量增加，同时汽车空调系统的其它参数如冷凝温度、蒸发温度以及冷凝器和蒸发器的空气出口参数都会相应变化，同样其它参数的变化也一样。所以在将以上的各个子系统之间连成一个整体时也要体现出参数间的这种联系。

由上面四个子系统组成的汽车空调模型如图 4—12 所示。

外界的干扰就是汽车空调仿真系统的输入：压缩机转速  $n$ 、车外空气温度  $t_{kai}$  和车室内空气温度  $t_{eai}$ ，它们分别影响 Compressor 模块、Condenser 模块和 evaporator 模块。然后通过这些模块影响到其它模块的参数，最后系统会在—

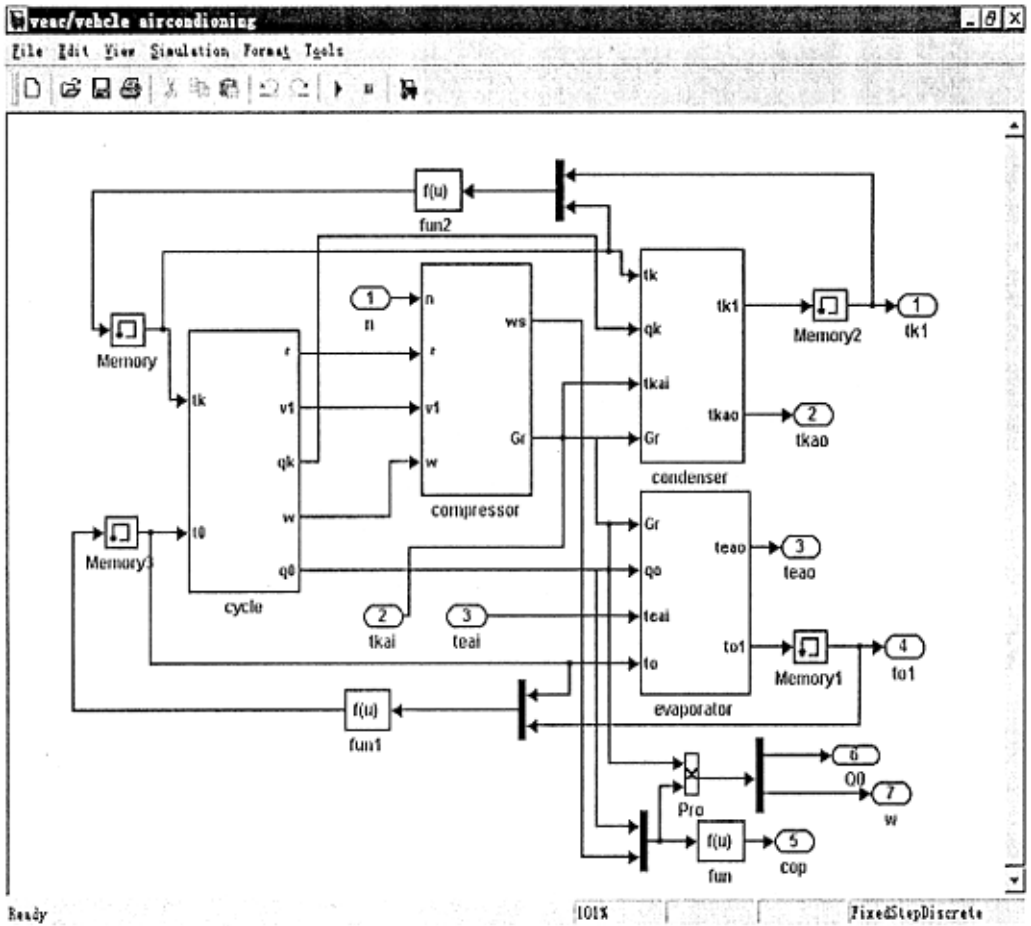


图 4—12 Simulink 中汽车空调的具体模型

个新的稳定状态下工作，这时系统的各个工作参数都会发生相应的变化。从上图中可以看见这三个输入分别与相应的三个模块连接，但是各个模块之间又有相关的参数互相联系。

压缩机的输出流量  $G_r$ ，将压缩机和冷凝器和蒸发器模块联系起来；冷凝器和蒸发器又通过冷凝温度  $t_k$  和蒸发温度  $t_0$  与 Cycle 模块联系，然后通过改变 Cycle 模块的输出压比  $\epsilon$  和吸气比容  $v_1$  间接地改变压缩机模块的输出，同时 Cycle 模块的输出单位冷凝负荷  $q_k$  和单位制冷量  $q_0$  与制冷剂流量  $G_r$  一起反过来又会影响冷凝器和蒸发器模块的工作。整个模型的仿真结束是以冷凝温度和蒸发温度的稳定为判定依据，因为当仿真程序运行时，如冷凝温度和蒸发温度在前一步的和后一步的数值相同时说明冷凝器和蒸发器内能量平衡关系是成立的，而同时在 Cycle 模块中输出完全取决与冷凝温度和蒸发温度，所以其输出就是不变的，压缩机模块的工作也就是稳定的。但是在某一个外界工作条件下冷凝温度和蒸发温度究竟是多少是不知道的，所以仿真程序运行需要一个初值。在图中的 Memory 和 Memory 环节就是给模型运行时设定一个初始值，而在冷

凝器和蒸发器模块的冷凝温度和蒸发温度前也用了 Memory1 和 Memory2 两个环节也是提供一个初始的输出值, 这样就使整个模型具有一个稳定冷凝温度和蒸发温度的初始值。

一个模型的为了在仿真模型运行中保证模型能够快速地收敛, 本模型开始采用冷凝器和蒸发器的输出  $t_k$ 、 $t_0$  直接作为 Cycle 模块下一步的输入, 但是收敛速度慢, 在高转速时出现发散; 采用前一步和当前输出冷凝温度和蒸发温度的算术平均值收敛速度仍然较慢, 在转速为 6000r/min 时发散; 采用冷凝器和蒸发器模块当前输出与前一步输出的几何平均值时, 冷凝温度在高转速时收敛慢, 而蒸发温度则出现了进入负温度时就不能继续的情况。因此最后采用了前一步与当前输出的差值按比例递增方法, 即缩小变化幅度的方法:

$$t_{n+1}^i = t_n^i + a(t_n^o - t_n^i); \quad (4-14)$$

式中:  $t_{n+1}^i$ 、 $t_n^i$ —第  $n+1$  和  $n$  步的输入值;

$t_n^o$ —第  $n$  步的输出值;

$a$ —比例系数,  $a < 1$ 。

结果蒸发温度和冷凝温度在高转速时均收敛较好。

#### 4.4 仿真实例及分析

以上一章中设计的金杯面包车的汽车空调系统, 即采用 AP105W 涡旋压缩机、管带式冷凝器、管片式蒸发器, 在该仿真模型上进行实际仿真, 得到结果如表 4—1~表 4—5 和图 4—13~图 4—14 所示。

表 4—1 1000r/min 时的仿真结果

输出参数 \ $t_{eai}$ (°C)	24	26	28
$t_k$ (°C)	50.27	51.23	52.29
$t_{cao}$ (°C)	39.41	39.65	39.91
$t_0$ (°C)	5.25	6.96	8.70
$t_{eao}$ (°C)	10.15	11.91	13.78
COP	2.99	3.09	3.18
$Q_0$ (kw)	3.07	3.25	3.45
$W$ (kw)	1.02	1.05	1.08

其中表 4—1 到表 4—4 是转速为、2000r/min、3000r/min、和 6000r/min 时模型各稳定输出参数的数值与蒸发器进口温度  $t_{eai}$  的关系。结果发现汽车空调系统的工作效率随着转速的提高而减低。其中在转速为 1000r/min 时的结果存在着不合理的情况, 主要是因为模型中几乎没有考虑在制冷剂流量很小时对

系统的各种负面影响造成的。

比较表 4—2 和表 4—3 发现转速为 2000 时的 COP 值要比转速为 3000r/min 时高出 10%，这似乎与上一章中介绍的压缩机性能有矛盾。其实这两者之间并不矛盾，因为在冷凝器和蒸发器的结构一定时，在转速低时的压缩机排量即制冷剂流量小，冷凝器和蒸发器的负荷也小，这样传热温差就会较小，造成了冷凝温度降低而蒸发温度升高，工作的温差小，压比小引起 COP 值的增加。而上一章是在同样的工作工况时研究压缩机的性能。

表 4—2 2000r/min 时的仿真结果

输出参数 \ $t_{eai}$ (°C)	24	26	28
$t_k$ (°C)	58.03	59.59	61.26
$t_{cao}$ (°C)	42.52	42.94	43.36
$t_0$ (°C)	2.43	4.09	5.81
$t_{eao}$ (°C)	9.68	11.46	13.42
COP	2.27	2.28	2.28
$Q_0$ (kw)	4.82	5.09	5.35
$W$ (kw)	2.13	2.24	2.35

表 4—3 3000r/min 时的仿真结果

输出参数 \ $t_{eai}$ (°C)	24	26	28
$t_k$ (°C)	62.25	64.09	66.10
$t_{cao}$ (°C)	44.97	45.51	46.08
$t_0$ (°C)	1.52	3.26	5.00
$t_{eao}$ (°C)	9.89	11.71	13.70
COP	2.06	2.06	2.04
$Q_0$ (kw)	6.10	6.42	6.74
$W$ (kw)	2.96	3.12	3.31

表 4—4 6000r/min 时的仿真结果

输出参数 \ $t_{eai}$ (°C)	24	26	28
$t_k$ (°C)	65.00	67.20	70.05
$t_{cao}$ (°C)	41.78	42.21	42.59
$t_0$ (°C)	-1.56	0.33	1.89
$t_{eao}$ (°C)	7.26	8.91	10.84
COP	1.44	1.42	1.39
$Q_0$ (kw)	7.685	8.11	8.47
$W$ (kw)	5.34	5.71	6.10

从整体结果来看特别是在压缩机转速为  $3000\text{r}/\text{min}$  时的结果与设计的条件相吻合的比较，所以说明模型有一定的准确性。结果显示系统在高转速时 ( $6000\text{r}/\text{min}$ ) 的工作情况也是合适的。

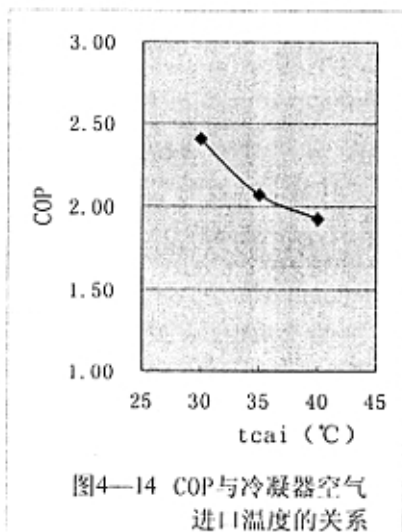
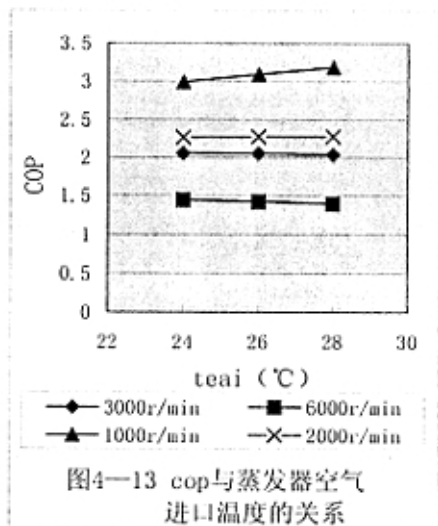
另外从结果中还能发现在转速为  $3000\text{r}/\text{min}$  以上时，出现了系统的性能系数 COP 值随着蒸发器进口温度升高反而降低的情况，如图 4—14 所示，开始时觉得这是不符合逻辑的。后来，经过观测模型运行时的其它状态参数发现了出现这种情况的原因是：当蒸发器空气进口温度升高时会引起蒸发器的其它温度参数也升高，包括蒸发温度；而蒸发温度的升高会使压缩机的排量即制冷剂流量增加，这样冷凝器和蒸发器的负荷也相应增加。对于蒸发器来说，蒸发器空气进口温度升高和制冷剂流量增加都会使蒸发器的传热系数增加，但是蒸发温度的升高会使蒸发器的传热系数降低，当制冷剂流量较大时即压缩机转速达到一定值时，制冷剂流量对传热系数的影响较弱时而蒸发温度的影响相对就会占据主要地位，这样蒸发器的传热温差就有相对增加的趋势，也就是蒸发温度的升高会受到自身的抵消作用，结果也发现蒸发温度的增加较少；而同时冷凝器的负荷增加会引起冷凝温度升高，冷凝温度的升高同时又使冷凝器的传热系数进一步降低，所以冷凝器传热温差增加的幅度较大，冷凝温度上升幅度也就较大。综合来说就是蒸发温度升高会通过对其传热系数的影响抑制其升高的趋势，而冷凝温度的升高也通过对传热系数的影响扩大其升高的趋势。这样就使得工作压比增加，造成性能系数反而随着蒸发器空气进口温度升高而降低的结果。以上结果当然是在未考虑冷凝器中制冷剂流量对传热系数的影响下作出的，同时可能系统中没有考虑制冷剂的流动阻力也会有一定的影响，具体的情况还待进一步的学习研究。

表 4—5  $3000\text{r}/\text{min}$  时的仿真结果

输出参数 \ $t_{cai}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	30	35	40
$t_k$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	55.74	62.25	65.20
$t_{cao}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	40.30	44.97	49.81
$t_0$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	0.13	1.52	2.16
$t_{eao}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	9.06	9.89	10.27
COP	2.41	2.06	1.92
$Q_0$ (kw)	6.60	6.10	5.87
$W$ (kw)	2.74	2.96	3.06

表 4—5 中是在压缩机转速为  $3000\text{r}/\text{min}$ ，蒸发器进口温度为  $24^{\circ}\text{C}$  时系统的各个输出参数随冷凝器空气进口温度的变化关系。图 4—15 给出了系统的 COP 值随冷凝器空气进口温度的变化关系。图中也可看出 COP 值随  $t_{cai}$  的增加而降低也有逐渐减缓的趋势。

【注】以上各表中的符号意义如下： $t_k$ ：冷凝温度； $t_{cai}$ ：冷凝器空气进口温度； $t_{cao}$ ：冷凝器空气出口温度； $t_0$ ：蒸发温度； $t_{eai}$ ：蒸发器空气进口温度； $t_{eao}$ ：蒸发器空气出口温度； $COP$ ：系统的性能系数； $Q_0$ ：系统的制冷量； $W$ ：系统的耗功。



#### 4.5 小结

在本章中主要是通过利用Matlab中仿真工具Simulink对汽车空调系统建立稳态集中参数模型。整个模型由四个子系统模型组成，利用 Cycle 子系统将压缩机和冷凝器、蒸发器模型有机地联系在一起，并较合理地考虑了参数的耦合关系；在压缩机模型中综合了实验数据和经验数据使其更符合实际情况；在冷凝器和蒸发器模型中，则考虑了换热器的传热系数变化的情况，将换热器设计和校核方法结合起来；最后合理解决了整个仿真程序的收敛问题。除此以外在仿真的结果分析中对系统的性能系数随车室内温度变化的非常规现象给出了较合理的解释。

在模型建立的过程中还有许多有待改进的地方，特别是在冷凝器和蒸发器的求解传热系数环节中可以利用 Simulink 中 S 函数的 S—Function 模块则要比现在使用的回归方法更准确地获得结果，而且可以推广到其它制冷系统。另外就是在模型中还可以考虑制冷剂的流动阻力也会使其更接近实际系统。

## 第五章 汽车空调试验

汽车空调与一般空调相比，其工作环境要恶劣的多。普通空调机安置在牢固的基础上，但汽车空调随车在 20~120km/h 甚至更高的车速范围内行驶，一般都会引起空调装置和系统的管道，接头等的振动。另外，空调用的压缩机的动力是由发动机通过皮带传递过来，压缩机主轴转数在 600~3000r/min 范围内变化，涡旋压缩机转速可以高到 7000r/min。通常的空调机用压缩机转速是恒定的。再者，室外的日晒高温、尘埃沙土以及污染气体、风吹、雨淋的气候变化都增加了汽车空调正常运行的难度。

汽车空调运行条件恶劣，为此它与普通空调的考核、检测、试验的要求也应该有区别。汽车空调不仅要进行性能试验，而且还要对压缩机进行耐久性试验，将空调装置安装与汽车上进行整车的环境模拟实验和实车道路试验。

### 5.1 汽车空调压缩机试验

汽车空调压缩机，不仅要进行普通固定式制冷压缩机的试验外，而且还要考虑车辆在运行时的附加条件，包括运行时不定的转速变化、周期性的启动、极限的振动强度和由于道路与发动机仓的恶劣环境造成的高冷凝温度。因此汽车空调压缩机试验内容除了性能试验以外，还有耐久性试验、振动试验、粉尘试验和盐雾试验等。下面只对前两种试验进行介绍。

#### 5.1.1 压缩机性能试验

压缩机性能试验，根据 GB5773—86，“容积式制冷压缩机性能试验方法”：通过对汽车空调压缩机试验可以确定压缩机制冷量，输入功率和单位功率制冷量。

表 5-1 压缩机性能试验要求

性能参数	性能参数的任一测量结果相对平均值的最大允许偏差 (%)
制冷量	±1.0
轴输入功率	±1.5
性能系数	±2.0

压缩机试验分为主要试验和校核试验，两种试验应同时进行，试验结果之间的偏差应在 ±4% 以内，并以主要试验的测量结果为计

算依据。试验时允许不进行校核试验。为了确保试验的结果准确，在相同条件下应进行一次复核试验（复核试验前至少应停机 1h，但不得改变试验系统内的制冷剂与润滑油量）。试验结果之间的偏差应符合表

5-1 的规定。

本课题涉及涡旋压缩机试验是采用第二制冷剂量热器法为主要试验，水冷冷凝器量热器法为校核试验。确定压缩机名义制冷量的名义试验工况按表 5-2 规定。本次试验中则分别对转速为 1000r/min、2000r/min 和 3000r/min 三个工况点进行测试。

表 5-2 压缩机名义试验工况

压缩机转速 (r/min)	1800
吸气压力对应饱和温度 (℃)	-1.1
排气压力对应饱和温度 (℃)	62.8
吸气温度 (℃)	7.2
制冷剂过冷温度 (℃)	57.8
压缩机环境温度 (℃)	≥65

第二制冷剂量热器法是中小型制冷压缩机性能试验中应用最广泛的方法：它是利用电加热器发出的热量来抵消系统产冷量，即电加热第二制冷剂使其汽化，

汽化的第二制冷剂又将热量释放给制冷系统中的第一制冷剂使其蒸发，同时自身被冷凝。当第二制冷剂的得热量（电加热量）与放热量（制冷系统产冷量）相同时，量热器中的第二制冷剂的压力、温度均达到恒定状态。此时，如不考虑漏热损失则电加热量就是制冷量。第二制冷剂量热器法原理图如图 5-1。

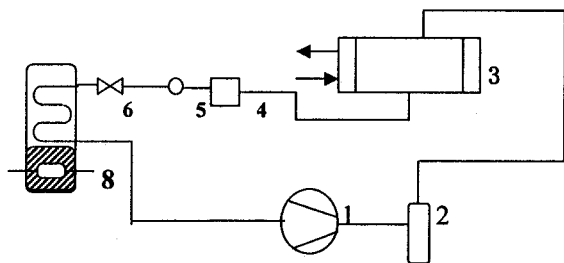


图 5-1 第二制冷剂量热器法原理图

- 1—压缩机 2—油分离器 3—水冷冷凝器 4—加热器  
5—窥视镜 6—热力膨胀阀 7—蒸发盘管 8—电加热器

根据上述原理，制冷量确定如下：

$$\text{制冷剂流量: } M_f = \frac{Q_i + K_1(t_a - t_s)}{h_{g2} - h_{f2}}; \quad \text{kg/s} \quad (5-1)$$

$$\text{规定工况制冷量: } Q_0 = M_f(h_{g1} - h_{f1}) \frac{V_1}{V_{g1}}; \quad \text{W} \quad (5-2)$$

式中  $M_f$ —测量的制冷剂流量，kg/s；



$Q_i$ —输入量热器的电加热量,  $W$ ;

$K_1$ —漏热系数,  $W/K$ ;

$t_s$ —第二制冷剂饱和温度,  $K$ ;

$t_a$ —量热器平均环境温度,  $K$ ;

$h_{g2}$ —量热器出口制冷剂气体比焓,  $kJ/kg$ ;

$h_{f2}$ —膨胀阀前制冷剂液体比焓,  $kJ/kg$ ;

$Q_0$ —规定工况制冷量,  $W$ ;

$h_{f1}$ —规定工况下, 对应于压缩机排气压力的膨胀阀前制冷剂液体比焓,  $kJ/kg$ ;

$h_{g1}$ —规定工况下压缩机吸入的制冷剂气体比焓,  $kJ/kg$ ;

$V_1$ —压缩机吸气口制冷剂气体实际比容,  $m^3/kg$ ;

$V_{g1}$ —规定工况下压缩机吸入的制冷剂气体比容,  $m^3/kg$ 。

试验中制冷剂流量, 压缩机制冷剂吸气压力是通过膨胀阀调节, 吸气温度由输入给第二制冷剂的电加热量调节。而压缩机制冷剂排气压力通过改变冷凝器冷却水量, 换热面积或冷却水温度进行调节, 也可以由排气管道中压力控制调节。

在以上测试过程中, 再测得电动机的输入功率和压缩机输入轴功率就可以确定制冷压缩机的性能系数, 即单位耗功制冷量。

### 5. 1. 2 压缩机耐久性试验

耐久性试验是确定与汽车使用寿命相适应的压缩机的可靠性。耐久性试验必须包括压缩机的所有运转方式, 对具体的某台压缩机来讲, 不可能全部经历, 但是一个可靠的设计应当能够经受得其中任何一种工况。

国际汽车空调协会部件标准 (IMACA) 308 第 XI 节规定, 对耐久性试验提出必须具备有可控制吸气和排气压力、进气温度、速度和环境温度的适宜试验装置, 同时还应具备温度、压力和压差等保护措施。采用压缩机制造厂规定的安装方式 (有数种安装方式时, 应采用其中最不利的一种安装方式) 将压缩机紧固在耐久性试验装置上, 以进行耐久性试验。主发动机驱动压缩机耐久性试验条件如表 5—2。压缩机耐久性试验前, 被测压缩机应进行以下几项试验: 排气阀泄露量试验; 制冷剂泄露量试验; 压缩机性能试验; 噪声试验。耐久性实验后, 应重复上述各项试验, 在完成上述各项试验后, 拆检压缩机, 各零部件不应损坏。

表 5—3 耐久性试验工况

试验工况项目		低速试验	高速试验	超高速试验
压缩机转速 ( $r/min$ )		510~770	4500~5500	6500
排气压力 ( $MPa$ )		2.411~2.756	1.172~1.241	0.827~1.034
吸气压力 ( $MPa$ )		0.269~0.283	0.028~0.138	0.028~1.38
压缩机环境温度 ( $^{\circ}C$ )		104.4~115.6	60~71.1	60~71.01
离合器循环	接通	10min	10s	5s
	断开	5min	5s	
运行时间		500h		5min

对压缩机的耐久性试验,也有采用 500h 的耐久试验。实际 AP105W 涡旋压缩机 500h 耐久试验程序与结果如表 5—4 所示。

表 5—4 500h 耐久试验检验结果

压缩机转速 $r/min$	排气压力 $MPa$	吸气压力 $MPa$	外界环境温度 $^{\circ}C$	开停时间 ON/OFF	试验时间 h	结论
1055	1.488	0.241	65	连续运转	60	正常
1055	1.930	0.241	82	连续运转	30	正常
1055	2.24	0.344	93	连续运转	30	正常
1055	2.758	0.414	93	连续运转	40	正常
1055	1.350	0.172	32	连续运转	50	正常
3182	1.488	0.172	65	连续运转	40	正常
3182	1.488	0.172	65	10分/1分	20	正常
3182	1.550	0.138	38	连续运转	50	正常
3182	1.680	0.172	38	10分/1分	100	更换离合器
3182	1.650	0.172	32	连续运转	20	正常
3182	1.620	0.160	32	10分/1分	60	正常
3182	1.620	0.160	32	连续运转	20	正常
6440	1.750	0.160	65	55秒/15秒	5分	正常

AP105W 汽车空调压缩机 500h 耐久性试验安装方式如图 5—2 所示。

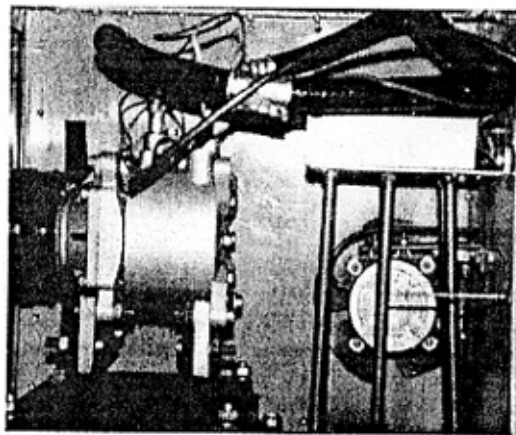


图 5—2 涡旋压缩机耐久性试验安装方式

## 5. 2 汽车空调整车道路试验

虽然汽车空调的各个部件和整个系统除了性能试验外都要进行各种条件下的可靠性和寿命试验,即使这样,依然解决不了空调系统在设计装车条件下运行的可靠性。汽车空调毕竟是汽车的一个职能部分,它既离不开汽车而单独运行,又对整车的动力性、加速性和冷却性及噪声产生影响,因此评价汽车空调性能不能离开实车进行单独评价,而是整车性能试验的一个组成部分。我国 JB3748—1984“客车道路试验方法”中规定了降温保湿性能的试验和非独立冷气系统运行试验的内容,它包括有爬坡试验、连续行驶试验、市区行驶试验和停车试验等。按试验目的不同可分为:空调系统舒适性道路试验;空调系统可靠性道路试验;空调系统对整车动力性影响的道路试验;空调系统对整车经济性影响的道路试验;空调系统对整车冷却系统影响的道路试验;空调系统对车室内噪声影响的道路试验,共 6 项。

### 5. 2. 1 空调系统舒适性道路试验

汽车空调系统的舒适性是人们评价空调装置好坏的依据,也是道路试验的重点课题之一。

在做舒适性试验时,气象条件至关重要。要求干球温度  $35^{\circ}\text{C}$ ,湿球温度  $24^{\circ}\text{C}$ ,太阳辐射强度为  $1.4 \pm 0.6 \text{ J}/(\text{cm}^2 \cdot \text{min})$ ,风速小于  $3 \text{ m/s}$ 。做最大运行工况试验时,要求干球温度  $35^{\circ}\text{C}$ ,湿球温度  $25.5^{\circ}\text{C}$ 。显然这些条件依靠自然条件是无法满足的,只能是选择近似的气候条件,如晴天少云、阳光直射、风速较小时进行。试验时,先将车辆停放在阴凉处,门窗全开,人员下车,使车内外温度平衡。然后,试验人员上车,按额定座位坐满,立即起动。当车速稳定在 20 公里/小时时,关闭门窗,冷气全开,开始计时和记录各测点温度、发动机出水温度,头几分钟每隔 2 分钟测量记录一次,第 10 分钟后每隔 5 分钟测量记录一次,至 30 分钟为止。在第 30 分钟时,关闭冷气,每隔 2 分钟测量记录一次,直至第 40 分钟为止。

同样方法,分别做稳定车速 40 公里/小时和 60 公里/小时的降温和保温试验。

### 5. 2. 2 汽车空调系统可靠性道路试验

汽车空调装置的可靠性是其使用的先决条件,试验过程和方法按照汽车道路试验的规定进行。该项试验目的在于获得振动和加速度两项指标对空调装置的影响,以及空调装置对汽车的反影响。

### 5. 2. 3 空调系统对整车动力性影响的道路试验

该项试验主要通过使用和不使用空调系统的对比,分析空调装置对整车动力性的影响。一般来说,只要做空调系统对最大车速和加速

度的影响就够了。

#### 5. 2. 4 空调装置对整车经济性影响的道路试验

这种影响主要表现在油耗量的增加。作为使用与不使用空调对比试验，一般只做公路油耗和等速油耗两项即可。做汽车空调装置的公路油耗道路试验时，要求行程不少于 50km，车速必须稳定在 45km/h，中途不允许停车，空调装置始终正常工作。做汽车空调等速油耗试验，一般在 20、30、40、50 和 60km/h 五种车速下，使用和不使用空调装置时的油耗对比。

#### 5. 2. 5 空调系统对整车冷却系统影响的道路试验

使用汽车空调装置必将增加发动机的负荷，直接地影响发动机的冷却水的进、出口温度。该项试验一般选择爬长坡或加挂拖车的办法进行。

#### 5. 2. 6 空调系统对车室内噪声影响的道路试验

这也是一项对比试验，在测定车内风速的同时，分别在各测噪声点测两次噪声值，取其平均值；关闭冷气后再测两次各点噪声值，取其平均值。计算其增加的分贝值。

### 5. 3 汽车空调环境模拟试验

汽车空调系统的台架试验得到的性能结果，不足以说明空调系统装在实际汽车上的效果。道路试验虽然可以达到一定的目的，但受到环境空气条件的限制，地区和季节的选择，也不可能尽如人意，且难于对某种试验情况再现，因此，试验结果缺乏可比性。而汽车空调环境模拟试验可以满足这些要求。环境模拟试验是人为地创造一个汽车空调要求的各种空气环境和模拟汽车的运行条件的整车空调系统性能试验的设备。它应具备模拟不同车速行驶，受到高温、风速和风压、干燥和潮湿、太阳辐射等影响的相应装置。

一个环境模拟试验室，如图 5—3 所示，一般包括以下装置：空气处理设备；模拟天空太阳辐射的日照系统；模拟风速（车速）的鼓风系统；模拟汽车运行条件的底盘测功机；发动机废气排放系统和新风系统；其它环境模拟装置（如降雨、落雪、尘埃和盐雾等）；控制系统和测量系统，以及有害气体自动报警系统。

在本课题的工作过程中在汽车空调环境模拟试验室中做了多项试验，与本课题有关的有制冷剂充注量确定试验和汽车空调整车降温性能试验。分别在德尔福和上海大众公司的环境模拟试验室中进行的。

前面对制冷剂充注量确定的试验已经介绍过了，下面主要对第二项试验进行介绍：

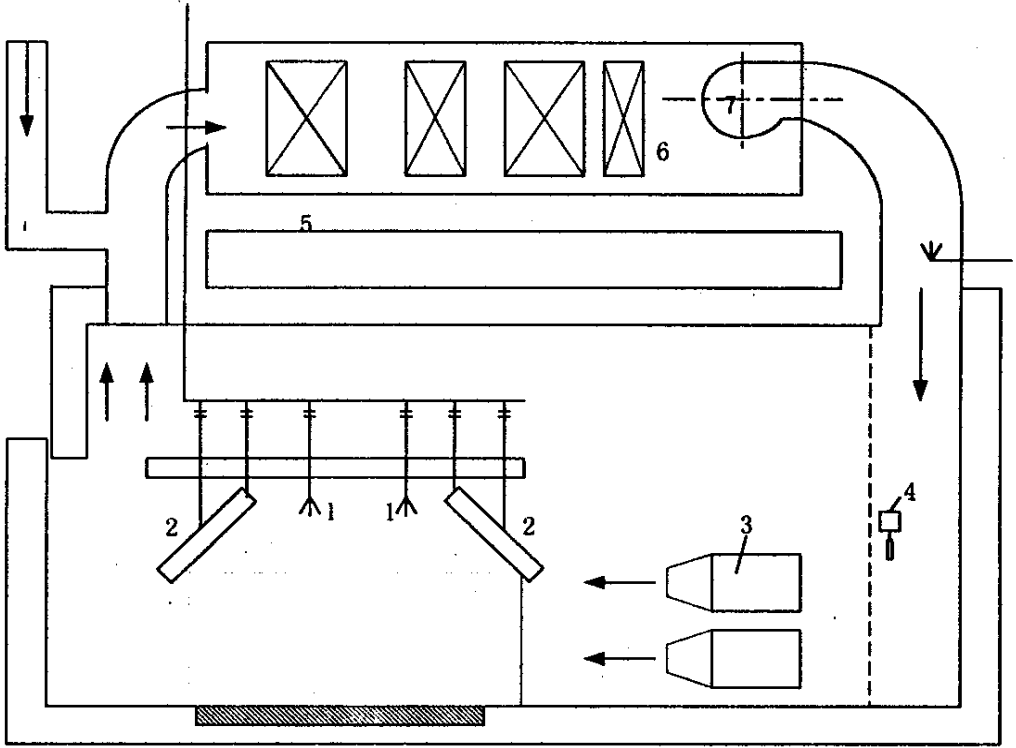


图5—3 汽车空调环境模拟试验

- 1—降雨装置 2—日晒装置 3—模拟车速风机 4—室温增高报警器  
5—盐水冷却盘管 6—加热器 7—鼓风机

汽车空调整车降温性能试验是根据中华人民共和国汽车行业标准QC/T658—2000《汽车空调整车降温性能试验方法》进行的。该标准规定了汽车空调在整车状态下与热环境中的降温性能和试验方法，标准中规定了室内环境模拟、室外静态和室外行驶三种试验方法，本次试验采用其中的室内环境模拟的方法，具体方法如下。

试验分为预热升温阶段和试验阶段：预热升温阶段又分为预热阶



图 5—4 汽车空调环境模拟试验室



图 5—5 汽车车室内温度测量布点

段 I、预热阶段 II 和升温阶段；然后进入试验阶段：试验条件为环境温度  $38\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 1.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，环境相对湿度  $50\% \pm 5\%$ ；太阳辐射强度  $1000\text{ W/m}^2 \pm 25\text{ W/m}^2$ ；首先驾驶员进入车内，将温度调节开关置于最大冷却模式位置，循环调节开关置于内循环位置，出风模式调节开关置于面部位置，记录各测点的初始读数；启动发动机，将风量调节开关置于最大位置，同时接通 A/C 开关。然后按表 5—5 的要求开始试验工况，迎面风速应等于试验车速。对于装备底盘测功机的环境模拟试验室，变速杆置于与车速对应的合理挡位。

表 5—5 汽车空调整车降温性能试验工况

试验车速 $\text{km/h}$		40	60	100	0 (怠速)
试验时间 $\text{min}$		45	15~20	15~20	30
推荐挡位	手动变速箱	直接挡或合理挡位	直接挡	直接挡或合理挡位	空挡 D
	自动变速箱	D	D	D	P



图 5—6 汽车空调环境模拟试验控制室

图 5—4 到图 5—6 为在汽车空调环境模拟室试验过程中。试验的车室内布点如图 5—7，试验得到的结果如图 5—8 和图 5—9 所示。

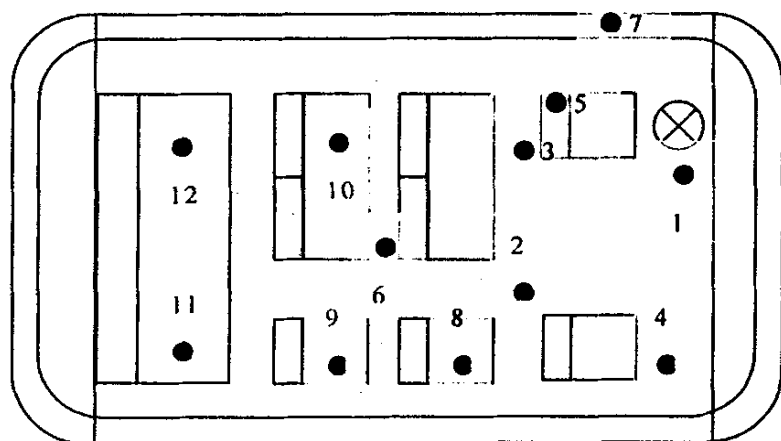


图 5—7  
车室内的温度测量布点

1 点为前蒸发器出口温度；2 点和 3 点为后蒸发器出口温度；4 点为前蒸发器侧出风口温度；7 点为环境温度；其它为车内各布点温度。

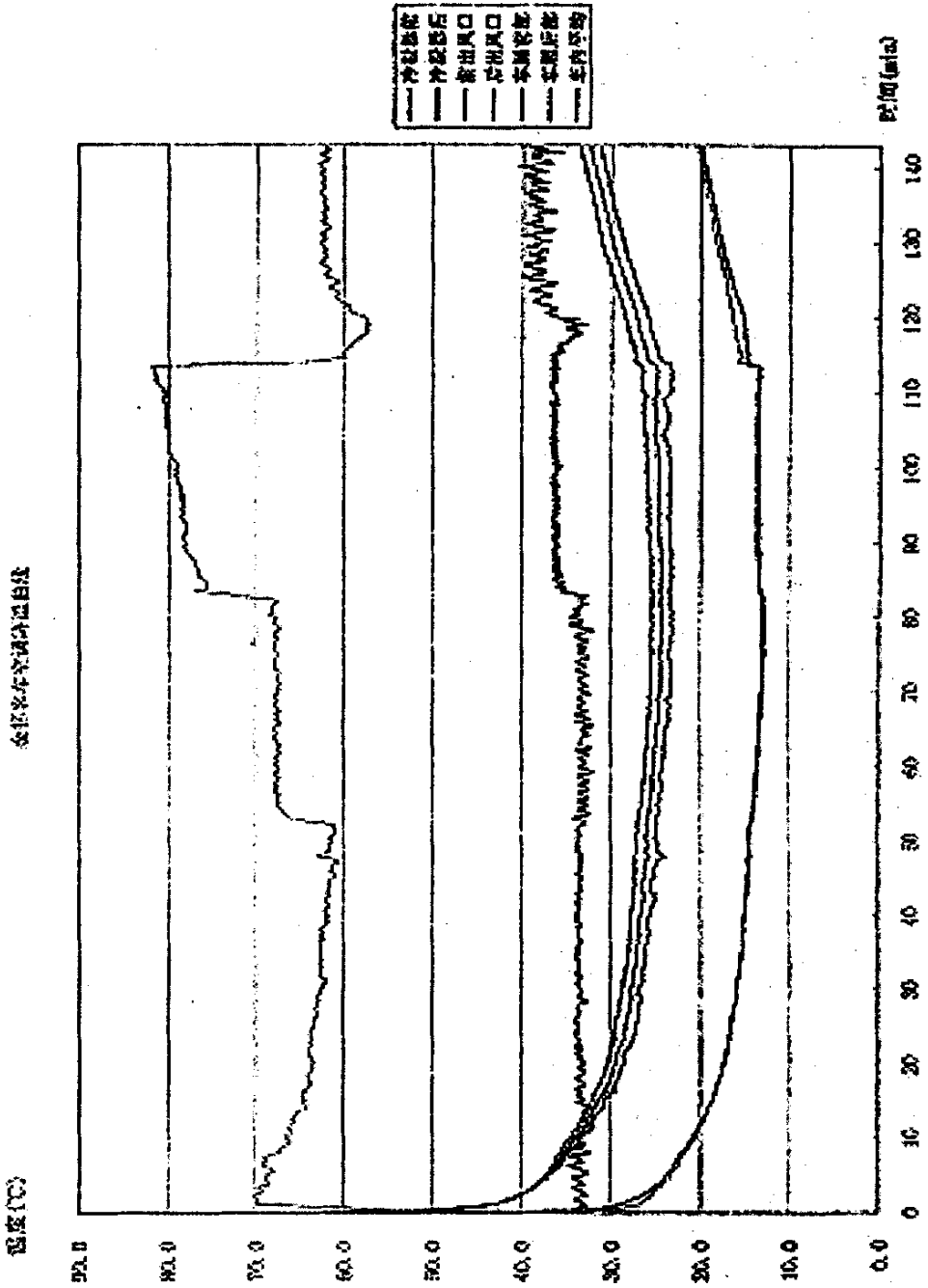


图 5—8 金杯客车空调降温曲线

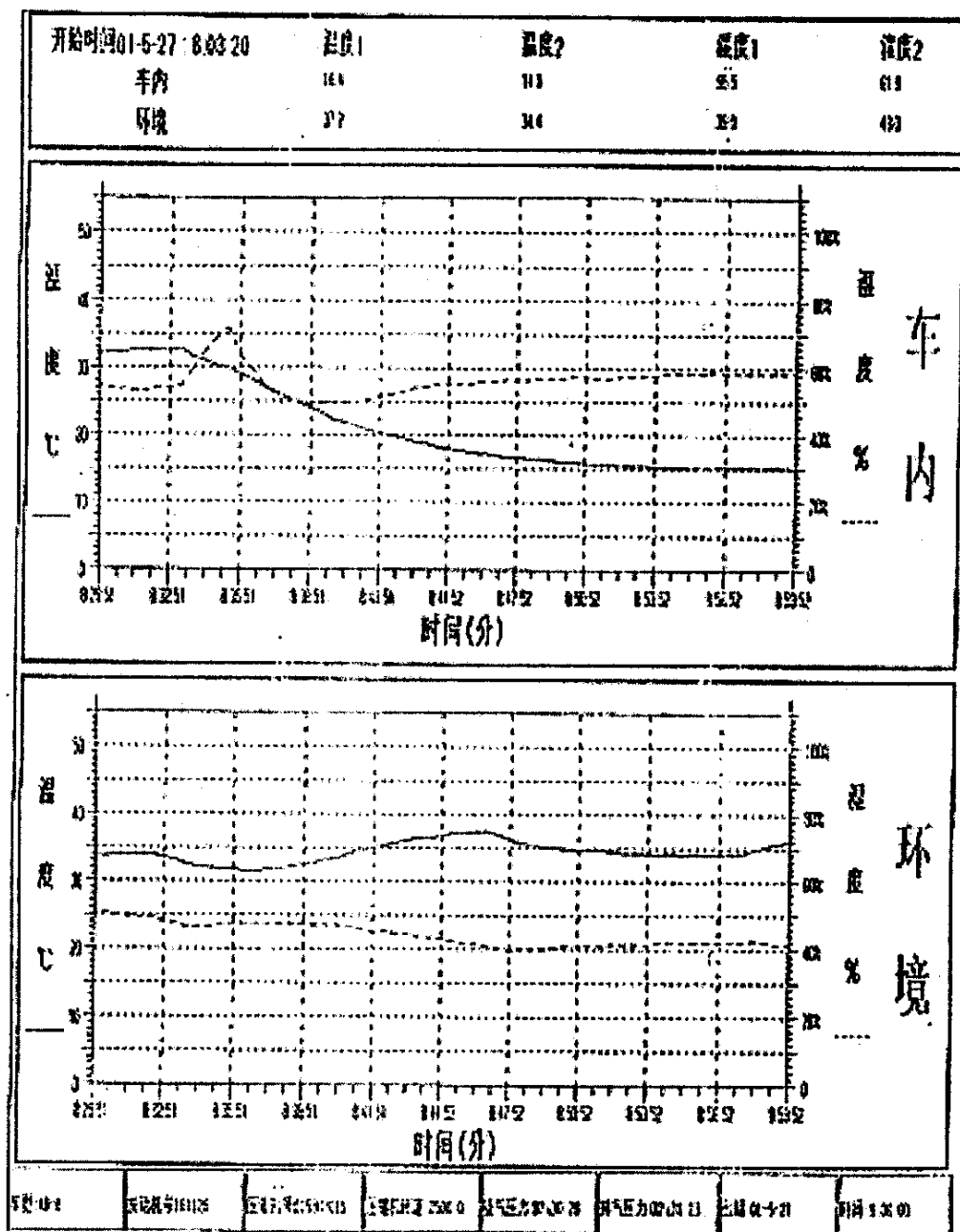


图 5—9 车内平均温度 and 湿度变化



## 第六章 结论

由于汽车空调工作条件的特殊性和外界影响因素的复杂性,使其设计和研究都比普通空调困难的多,尤其是直连式驱动的压缩机转速随车速变化及高冷凝温度问题。本文主要通过实际金杯海狮 SY—6480 面包车空调系统的匹配,对汽车空调的设计过程中发现的问题和规律进行讨论和分析,建立了针对实际应用的稳态仿真模型并利用仿真结果对设计中的问题进行分析,并在上海奉天空调压缩机有限公司的大力支持下,最后能通过试验方法来验证结果。

总结前面各部分的内容,本文主要在以下几个方面问题的提出和解决中做了较多的工作:

1、对于制冷系统的设计通常由冷负荷来确定压缩机,再进行换热器设计和其它设备的设计。普通的制冷系统由于压缩机的转速是恒定的,所以由冷负荷还是由压缩机的产冷量来确定其它设备负荷之间是没有太大的区别的。但是对于汽车空调来说由于压缩机转速是随车速变化的,所以在由冷负荷确定压缩机时就有压缩机的额定转速的问题。本文提出了针对不同型式压缩机的各自特点不同,应该区别对待。如本文中使用的涡旋式压缩机,由于在通常使用的额定转速 2000r/min (或 1800) 和用 3000 为额定转速时各有利弊,但考虑到涡旋压缩机在高转速下的良好性能而选择了后者。

2、在冷凝器和蒸发器的设计中,许多参数的选择是人为的。有些情况是可以有依据地进行选择,有一些是通过经验来确定的,还有一些则可能是随意选择的,而这些无意的选择对设计的结果有可能产生较大的影响。本文中利用设计程序对其中的一些参数选择对设计结果的影响进行了较详细的分析,并对其部分参数的选择提出了参考意见。另外通过这些分析给出了冷凝器和蒸发器设计的简单估算方法,当然这可能只是在一定的范围内适用的。

3、本文中利用 Matlab 软件的数值计算和可视化功能的强大功能编制了冷凝器和蒸发器的设计程序并将结果可视化,其中在对已有的湿空气参数计算公式的验证之后,由于其适用范围大,在空调使用条件下存在一定的误差,所以本文中还利用 Matlab 中的回归函数得出可在空调范围使用的湿空气参数新的计算公式。除此以外本文还充分利用其中的 Simulink 仿真工具建立了汽车空调系统的稳态仿真模型。模型建立中使用了 Cycle 子模块,在其中利用 Simulink 中的查表功能模块替代了通常使用的热力性质计算公式,使制冷剂热力参数计算具有更高的准确性;压缩机模块中则利用了其他资料中对普通制冷压缩机的研究成果,加上汽车空调压缩机的特殊性,并将实验数据和经验数据融合在一起;另外在换热器的模型中考虑了传热系数随相关参数变化的因素,传热系数虽然变化的幅度不大,但是对进一步提高仿真的精确性有一定的积极意义。

4、另外在最后对本文中的主要研究对象金杯海狮 SY—6480 系列面包车空

调系统的试验情况进行了介绍。试验结果合格不仅是对系统设计的肯定，同时试验过程也是不可缺少的财富。本文中就是利用了试验的方法，通过分析来确定空调系统的制冷剂充注量。另外试验数据还为仿真模型的建立提供了大量的材料。

5、在本文的仿真结果中，发现了当转速高于某个数值时，空调系统的性能系数会随蒸发器的空气进口温度升高而降低的反常情况。虽然文中对本模型的情况下进行了分析，但是在模型建立时的假设与实际情况不符是否会对这一结果产生影响以及实际情况如何还有待进一步的讨论。

以上是本文中的主要内容。在本课题中还有许多值得改进的地方，特别是在以下几个方面：仿真模型中需要更多的实验数据加以补充；模型中许多模块需要进一步增强其通用性，例如传热系数模块中采用编制 S 函数的 S-Function 模块等；另外在模型建立前的假设条件是否可以改进以更符合实际情况。

## 参考文献

- [1] 吴宝志主编,《汽车空调》,宇航出版社,1991。
- [2] 陈芝久等著,《制冷系统热动力学》,机械工业出版社,1998。
- [3] J. P. Chiou: Study of Arrangement of Automobile Air—Conditioning Condenser and Engine Radiator in Cooling Air Circuit, SAE Congress 1981 .
- [4] Hara. J. et. al, Study on the Refrigeration Cycle of Automotive Air Conditioners, Japanese, Trans. of the JAR, Vol.8, No.3, 1991。
- [5] 陈柱明等编著,《应用 MATLAB 建模与仿真》,科学出版社,2001。
- [6] 丁国良,张春路著,《制冷空调装置仿真与优化》,科学出版社,2001。
- [7] 吴业正主编,《小型制冷装置设计指导》,机械工业出版社,1999。
- [8] 施阳等编著,《MATLAB 语言精要及动态仿真工具 SIMULINK》,西北工业大学出版社,1997。
- [9] 张宜华编,《精通 MATLAB 5》,清华大学出版社,1999。
- [10] 尾花英郎(日)编著,《热交换器设计手册》(上、下),石油工业出版社,1982。
- [11] ARI Standard for Remote Mechanical—Draft Air—Cooled Refrigerant Condensers, Standard —460, 2000。
- [12] ARI Standard for Remote Type Watercooled Refrigerant Condensers, Standard —450, 1999。
- [13] 伍光辉,空调器制冷系统仿型设计及性能匹配,《制冷学报》,1994, 2, 17~20。
- [14] 陈芝久,刘维华,HFC134a汽车空调系统动态仿真,《制冷学报》,1994, 3, 1~5。

- [15] 葛云亭, 彦启森, 蒸发器动态参数数学模型的建立与理论计算, 《制冷学报》, 1995, 1, 9~17。
- [16] 葛云亭, 彦启森, 冷凝器动态参数数学模型的建立与理论计算, 《制冷学报》, 1995, 3, 17~26。
- [17] 杨昭, 刘志刚, 马一太, 吕灿仁, 七种新的 R22 替代物的变工况性能分析及实验, 《制冷学报》, 1997, 1, 7~12。
- [18] 丁国良, 制冷空调装置智能仿真方法研究初探, 《制冷学报》, 1998, 2, 10~14。
- [19] 黄允东等, 空调制冷系统优化设计新方法, 《制冷学报》, 1998, 3, 12~19。
- [20] 王迪康, 王怀信, 系统仿真确定制冷剂充灌量, 《制冷学报》, 2001, 4, 35~40。
- [21] 薛殿华主编, 《空气调节》, 清华大学出版社, 1991。
- [22] VACP TECHNICAL BULLETIN , NO •2040, Ashford, Middlesex, England, December, 1997。
- [23] VACP TECHNICAL BULLETIN , NO •2048, Ashford, Middlesex, England, August, 1998。
- [25] 杨海明, QK—45D 汽车空调的系统设计, 《汽车空调》, 1998, 1, 40~42。
- [26] 蒋立军, 俞炳丰等, 几种汽车空调冷凝器的性能对比和管带式性能的提高, 《汽车空调》, 1999, 1, 21~25。
- [27] 周道辉, 秦全权, CA7130 车用空调系统的开发匹配, 《汽车空调》, 2001, 4, 19~24。
- [28] 吴宝志, 袁晓梅, 基于神经网络的汽车空调系统变工况运行的仿真研究, 《合肥工业大学学报》(自然科学版), 1999, 3, 43~46。
- [29] 刘惠然, 第四代汽车空调涡旋式压缩机的研制, 合肥工业大学硕士论文,

2001, 3.

[30]刘向农, 汽车空调冷凝器匹配设计研究, 《合肥工业大学学报》, 2002, 1, 139~142.

[31]MASAO. YAMAGUCHI: Seasonal Energy Efficiency of an Automotive Air Conditioner and its Effect on Vehicle Fuel Economy, JSAE Review, July 1982.

# 汽车空调制冷系统匹配设计

作者：[刘向农](#)  
学位授予单位：[合肥工业大学](#)

:

## 相似文献(3条)

### 1. 学位论文 [刘杰](#) [客车空调平行流冷凝器模型研究](#) 2007

随着汽车工业的发展和人们物质文明水平的提高,人们对汽车的舒适性、可靠性、安全性的要求越来越高,汽车空调得到了广泛地普及。冷凝器作为客车空调系统的关键换热设备,其结构尺寸和换热性能对客车空调系统的布置、客车空调的运行特性和经济性有重要的影响。冷凝器的高效、轻量、小型化以及与客车空调制冷系统的匹配设计是客车空调系统的研究重点之一。

本文针对扬州杰信车用空调有限公司的12米客车空调系统,利用MATLAB软件建立客车空调系统各部件的数值计算模型,重点对平行流冷凝器和管片式冷凝器进行了仿真研究。利用Matlab中Simulink仿真工具的强大功能对所建立的客车空调系统模型进行优化仿真,得出整个客车空调系统在分别使用平行流冷凝器和管片式冷凝器的情况下主要性能参数的变化规律,为客车空调系统的匹配设计提供依据,并在顶置式客车空调性能实验系统上进行了空调性能实验,实验结果验证了所建模型的合理性与可靠性。

结果表明,平行流冷凝器较传统的管片式冷凝器有较大的性能提高,是一种可以提高客车空调能效、实现轻量小型化、降低金属材料消耗、大幅提高综合效益的新型换热器,值得大力推广;同时,也验证了本文所建立的数值分析工具具有一定的工程应用价值。

### 2. 期刊论文 [刘向农](#) [汽车空调冷凝器的匹配设计研究](#) [-合肥工业大学学报\(自然科学版\)](#) 2002, 25(1)

结合汽车空调压缩机的变工况性能,即汽车空调压缩机性能指标随转速和冷凝温度而变化的情况,根据汽车空调系统的冷凝器在不同设计工况下的设计结果,经过分析冷凝温度、冷却介质温差参数变化对冷凝器设计结果的影响,综合得出对满足汽车空调系统不同运行工况的冷凝器设计参数如冷凝温度、冷却介质温差等的合理选择,从而实现汽车空调冷凝器与压缩机及系统匹配的效果。

### 3. 学位论文 [汪立新](#) [压力交变试验控制系统研究](#) 2008

汽车空调和家用空调的压缩机、冷凝器、蒸发器、储液器、干燥过滤器、管路附件,以及类似用途的承压部件等均在不同的工况条件下不断承受高、低压力的冲击,压力交变试验就是模拟各类承压部件的实际使用工况,以确定被试验产品的加速极限寿命,如模拟实际使用工况的循环介质压力变化、环境温度、环境湿度、循环介质温度等。

压力交变试验的控制系统不仅需要模拟实际运行工况的压力变化波形,如正弦波、三角波、梯形波和任意不规则变化波形的破坏效果,还需要模拟这些波形的振幅和频率,如压力波形的波峰值、波谷值、变化频率等,同时,模拟试验环境的温度、湿度变化将有助于更加精确地确定被试验产品的极限寿命。

压力交变试验一般针对相对封闭的系统进行,模拟的压力变化波的形状和控制精度受到相对封闭系统的影响,控制系统的设计需要结合相对封闭系统的内部容积、空腔形状以及循环使用介质的弹性模量、流动特性等因数。

本文阐述了的压力交变试验是一计算机控制系统,其压力控制范围为3~13MPa、变化频率控制范围为0~1Hz,温度控制范围为60℃~150℃,适用于类似CO2制冷系统的高压、高频率、高温度的压力交变试验。本文主要介绍了压力交变试验的常见类型、控制原理和基本组成,以及各类压力交变设备的优缺点所在,重点介绍压力交变试验的伺服液压控制系统、计算机控制系统,结合实验数据的总结分析,指出了压力交变控制系统的关键技术和难点所在,对推动国内压力交变试验控制系统的发展具有一定的借鉴作用。

匹配设计是伺服液压控制系统的关键技术所在,试验介质的弹性模量、空气含量、黏度,以及试验管路结构设计等均会对试验效果产生比较大的影响;可靠性设计是计算机控制系统的关键所在,控制系统的结构设计、元器件的合理选择是该电气控制系统正常运行的有效保证,变参数PID控制、高速通讯和高速采样技术等运用将有助于提高该计算机电气控制系统的运行效果。

本文通过理论分析计算,结合多次的实验结果,对该方面的设计提出一套比较完整的设计和控制方案,对今后类似试验技术的研究开发具有良好的借鉴作用。

## 引证文献(1条)

1. 唐景春. 王铁军. 刘向农 变频制冷压缩机的匹配研究[期刊论文]-低温与超导 2004(4)

本文链接: [http://d.g.wanfangdata.com.cn/Thesis\\_Y508918.aspx](http://d.g.wanfangdata.com.cn/Thesis_Y508918.aspx)

授权使用: 上海海事大学(wf1shyxy), 授权号: 0e4f25f4-9b9c-4f5d-8be3-9dd800eb4cb6

下载时间: 2010年8月20日