

分类号: U469.7

密 级: 公开

学校代码: 10363

学 号: 2210120140



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题 目 电动汽车座舱热负荷预测模型
及智能新风控制策略研究

论 文 作 者 梁远情
校 内 导 师 王建彬 教授
校 外 导 师 周超群 高级工程师
专业学位类别 机械
研究方向 (领域) 电动汽车热管理

论文提交日期: 2024 年 6 月 1 日

分类号：U469.7

单位代码：10363

密 级：公开

学 号：2210120140

电动汽车座舱热负荷预测模型及智能新风控制策略研究

RESEARCH ON THE PREDICTION MODEL OF ELECTRIC VEHICLE

CABIN HEAT LOAD AND INTELLIGENT FRESH AIR CONTROL

STRATEGY

学 生 姓 名 : 梁远情

指 导 教 师 : 王建彬 教授

校 外 导 师 : 周超群 高级工程师

专 业 : 机械

研 究 方 向 : 电动汽车热管理

论文答辩日期： 2024 年 5 月 25 日

安徽工程大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：我恪守学术道德，崇尚严谨学风。所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已明确注明和引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品及成果的内容。论文为本人亲自撰写，我对所写的内容负责，并完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

学位论文作者签名：梁玉情

日期：2024 年 5 月 31 日

安徽工程大学学位论文版权使用授权书

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

保密 ☐，在 年解密后适用本版权书。

本学位论文属于

不保密 ☒。

学位论文作者签名：梁远情

日期：2024 年 5 月 31 日

指导教师签名：王建树

日期：2024 年 5 月 31 日

电动汽车座舱热负荷预测模型及智能新风控制策略研究

摘要

热管理系统是新能源汽车的重要组成部分，影响着整车安全性、座舱人体热舒适性、高低温工况实际续航里程，提升其性能是增强新能源汽车市场竞争力的关键。然而，在夏季制冷工况以及冬季采暖工况下，电动汽车热管理系统消耗大量电能，导致实际续航里程“打折”严重，制约了电动汽车的市场竞争力。降低热管理系统能耗，提升高低温工况下整车实际续航能力是目前电动汽车热管理研究的重点。

评估目标车型在不同工况下的座舱热负荷是开展电动汽车空调能耗研究的首要工作。座舱热负荷不仅与车舱尺寸、结构形式、材料选型等密切相关，还受到环境条件（环境温度、车速、太阳辐射强度等）的影响，在整车开发前期快速精确的计算座舱热负荷十分重要。此外，新风负荷是空调系统的主要构成负荷，在保证乘员安全以及防雾需求的基础上，开发新风智能控制算法，可有效降低空调系统能耗。

本文从电动汽车热负荷预测模型和新风比例智能控制两个方面出发，研究电动汽车节能方法，为提升电动汽车实际续航里程提供参考。主要开展以下几个方面的工作：

（1）介绍电动汽车的发展历程以及空调系统能耗对整车续航的影响。之后，调研国内外座舱热负荷理论计算方法、仿真分析方法和实验确定方法，介绍电动汽车空调系统节能研究现状。最后，综述本

文主要研究内容。

(2) 理论分析座舱热负荷各部分组成, 确定各组成负荷的计算方法以及关键参数取值, 开发制冷/采暖工况下座舱热负荷计算流程, 建立电动汽车座舱热负荷预测模型。

(3) 基于 Theseus-FE 仿真软件开展座舱热负荷仿真, 探究不同环境温度、车速、太阳辐射等影响因素对座舱热负荷的影响, 确定电动汽车座舱热负荷预测模型制冷工况和采暖工况关键修正系数。之后, 基于仿真和整车实验, 验证并优化座舱热负荷预测模型。

(4) 开发一种考虑舱内乘员人数、舱内空气相对湿度及舱内外温度等因素影响下电动汽车座舱新风比例智能控制策略, 并基于 CO_2 浓度和防雾需求, 建立控制策略关键参数计算方法。之后, 计算不同工况下的最低新风比例, 为控制策略的应用提供参考。

(5) 对开发的座舱新风比例智能控制策略的节能效果展开评价。基于整车制冷/采暖实验时所测得的相关参数, 利用 KULI 软件分别建立整车降温和采暖模型, 评估智能控制策略与固定新风比例通风方式的能耗差异。

关键词: 电动汽车, 座舱热负荷, 新风能耗, 智能控制, 节能效果

RESEARCH ON THE PREDICTION MODEL OF ELECTRIC VEHICLE CABIN HEAT LOAD AND INTELLIGENT FRESH AIR CONTROL STRATEGY

ABSTRACT

The thermal management system is an important component of new energy vehicles, which affects the overall safety of the vehicle, the thermal comfort of the cabin, and the actual range under high and low temperature conditions. Improving its performance is the key to enhancing the competitiveness of the new energy vehicle market. However, under the cooling conditions in summer and heating conditions in winter, the thermal management system of electric vehicles consumes a large amount of electrical energy, resulting in a serious discount on the actual range, which restricts the market competitiveness of electric vehicles. Reducing the energy consumption of thermal management systems and improving the actual range of electric vehicles under high and low temperature conditions is currently the focus of research on thermal management of electric vehicles.

Evaluating the cabin heat load of the target vehicle model under different operating conditions is the primary task in conducting research on the energy consumption of electric vehicle air conditioning. The cabin heat load is not only closely related to the size, structural form, material

selection, etc. of the cabin, but also influenced by environmental conditions (environmental temperature, vehicle speed, solar radiation intensity, etc.). It is important to quickly and accurately calculate the cabin heat load in the early stage of vehicle development. In addition, the fresh air load is the main component load of the air conditioning system. On the basis of ensuring the safety of cabin passengers and anti fog requirements, developing intelligent control algorithms for fresh air can effectively reduce the energy consumption of the air conditioning system.

This article starts from two aspects: electric vehicle heat load prediction model and intelligent control of fresh air ratio, and studies energy-saving methods for electric vehicles, providing reference for improving the actual range of electric vehicles. Mainly carry out the following aspects of work:

(1) Introduce the development history of electric vehicles and the impact of air conditioning system energy consumption on vehicle range. After that, research the theoretical calculation methods, simulation analysis methods and experimental determination methods of cabin heat load at home and abroad, and introduce the research status of energy saving of electric vehicle air-conditioning system. Finally, the main research content of this article is summarized.

(2) Theoretical analysis of the composition of each component of the cabin heat load, determination of the calculation method and key parameter

values for each component load, development of the cabin heat load calculation process under refrigeration/heating conditions, and establishment of an electric vehicle cabin heat load prediction model.

(3) Based on the simulation software Theseus-FE, cabin heat load simulation is conducted to explore the effects of different environmental temperatures, vehicle speeds, solar radiation, and other influencing factors on cabin heat load. The key correction coefficients for the cooling and heating conditions of the electric vehicle cabin heat load prediction model are determined. Afterwards, based on simulation and whole vehicle experiments, verify and optimize the cabin heat load prediction model.

(4) Develop an intelligent control strategy for the proportion of fresh air in the cabin of electric vehicles, taking into account factors such as the number of passengers in the cabin, relative humidity of the cabin air, and temperature inside and outside the cabin. Based on CO₂ concentration and anti fog requirements, establish a calculation method for key parameters of the control strategy. Afterwards, calculate the minimum fresh air ratio under different operating conditions to provide reference for the application of control strategies.

(5) Evaluate the energy-saving effect of the developed intelligent control strategy for cabin fresh air ratio. Based on the relevant parameters measured during the vehicle cooling/heating experiment, KULI software is used to establish vehicle cooling and heating models, and evaluate the

energy consumption difference between intelligent control strategies and fixed fresh air proportional ventilation methods.

KEY WORDS: Electric vehicle, The thermal load of the cabin, Energy consumption of fresh air, Intelligent control, Energy saving effects

目录

电动汽车座舱热负荷预测及智能新风控制策略研究.....	I
摘要.....	I
1 绪论.....	7
1.1 研究背景及意义.....	7
1.2 电动汽车座舱热负荷理论模型研究现状.....	8
1.3 电动汽车空调系统节能研究现状.....	10
1.4 本文主要研究内容.....	13
2 汽车座舱热负荷预测模型开发.....	15
2.1 汽车座舱热负荷的影响因素分析.....	15
2.2 电动汽车座舱热负荷的组成.....	16
2.2.1 通过车体围板结构传入车舱的热负荷.....	16
2.2.2 通过玻璃传入车舱的热负荷.....	18
2.2.3 车内乘员散热产生的热负荷.....	19
2.2.4 前舱传入车舱内的热负荷.....	19
2.2.5 后舱传入车舱内的热负荷.....	20
2.2.6 车内电子设备散热产生的热负荷.....	21
2.3 建立座舱热负荷预测模型.....	21
2.4 本章小结.....	23
3 确定修正系数及模型验证.....	24
3.1 确定修正系数.....	24
3.1.1 制冷工况下的修正系数确定.....	26
3.1.2 采暖工况下的修正系数确定.....	31
3.2 热负荷预测模型仿真验证.....	35
3.3 热负荷预测模型试验验证.....	39
3.3.1 试验仪器及试验准备.....	39
3.3.2 夏季工况下的模型验证.....	41
3.3.3 冬季工况下模型验证.....	43
3.4 本章小结.....	46

4 新风比例智能控制策略的开发.....	47
4.1 开发目的及策略内容.....	47
4.1.1 开发目的.....	47
4.1.2 新风比例智能控制策略.....	47
4.2 新风比例的计算方法及分析工况确定.....	50
4.2.1 CO ₂ 浓度阈值.....	51
4.2.2 挡风玻璃防雾要求.....	51
4.3 不同工况下新风比例的计算.....	54
4.4 本章小结.....	58
5 新风比例智能控制策略的节能效果分析.....	59
5.1 建立仿真模型并确定边界条件.....	59
5.1.1 建立仿真模型.....	59
5.1.2 边界条件设置.....	61
5.2 CLTC 降温工况下的节能效果评价.....	64
5.2.1 制冷工况下舱内温度降至预设温度所需时间分析.....	64
5.2.2 舱内温度稳定阶段高压部件的功率评价.....	66
5.2.3 能耗评价.....	68
5.2.4 续航里程评价.....	70
5.3 CLTC 升温工况下的节能功能效果评价.....	73
5.3.1 舱内温度稳定阶段高压部件的功率评价.....	73
5.3.2 能耗评价.....	74
5.3.3 续航里程评价.....	76
5.4 长途工况下的节能效果评价.....	78
5.5 空调系统年节能效果分析.....	80
5.6 本章小结.....	82
6 总结与展望.....	83
6.1 全文总结.....	83
6.2 研究展望.....	85
参考文献.....	86

攻读硕士学位期间发表学术论文及参研项目	90
致谢	91

插图清单

图 1-1 2020 年新能源汽车销量分布情况	8
图 1-2 直接式热泵空调系统	11
图 1-3 间接式热泵空调系统	11
图 1-4 技术路线	13
图 2-1 座舱热负荷计算流程图	22
图 3-1 乘员舱模型	25
图 3-2 空气密度与环境温度情况	26
图 3-3 制冷模式下的误差分析	36
图 3-4 采暖模式下的误差分析	38
图 3-5 实验仪器实物图	39
图 3-6 测温点分布图	40
图 3-7 环境仓实物图	40
图 3-8 制冷工况下空调出风口温度变化情况	41
图 3-9 制冷工况下舱内温度变化情况	42
图 3-10 制冷工况下舱温及空调出风口平均温度变化情况	42
图 3-11 采暖工况下空调各出风口温度变化情况	43
图 3-12 采暖工况下舱内部分测温点温度变化情况	44
图 3-13 采暖工况下空调各出风口及测温点温度变化情况	44
图 3-14 采暖工况下舱温及空调出风口平均温度变化情况	45
图 4-1 汽车座舱新风比例智能控制策略	48
图 4-2 制冷工况下汽车座舱新风比例智能控制策略	50
图 4-3 采暖工况下汽车座舱新风比例智能控制策略	50
图 4-4 通过挡风玻璃的传热过程	52
图 4-5 焓湿图	54
图 5-1 压缩机控制策略	60
图 5-2 PTC 最大功率 Map	61
图 5-3 乘员舱制冷仿真模型	61
图 5-4 基准模型中回风温度、相对湿度控制图	62
图 5-5 制冷工况下智能控制模型中回风温度、相对湿度控制图	62
图 5-6 乘员舱采暖仿真模型	63
图 5-7 采暖工况下智能控制模型中回风温度、相对湿度控制图	63
图 5-8 环境温度为 34℃~48℃时降温所需时间对比	66
图 5-9 CO ₂ 阈值为 1000ppm、2000ppm 时各工况降温时间对比图	66
图 5-10 制冷工况下舱内温度稳定阶段压缩机功率对比	68
图 5-11 环境温度为 34℃~48℃时压缩机能耗	70
图 5-12 制冷工况下 CO ₂ 阈值为 1000ppm、2000ppm 时各工况的续航里程	72
图 5-13 制冷工况下各工况相对续航里程对比	72
图 5-14 采暖工况下舱内温度稳定阶段系统功率对比	74
图 5-15 不同温度下系统运行 1h PTC 能耗对比图	76
图 5-16 采暖工况下不同温度下某车型续航里程对比图	78
图 5-17 制冷模式下长途工况压缩机能耗对比	78
图 5-18 制冷模式下长途工况续航里程对比	79

图 5-19 采暖模式下长途工况 PTC 能耗对比	79
图 5-20 采暖模式下长途工况续航里程对比	80
图 5-21 不同城市的空调系统年能耗对比	81

插表清单

表 1-1 部分应用热泵系统的车型统计	10
表 3-1 车体信息	24
表 3-2 围板结构及隔板结构参数汇总	24
表 3-3 玻璃参数汇总	25
表 3-4 其它仿真参数设置	27
表 3-5 制冷工况下的边界条件设置汇总	27
表 3-6 制冷工况下各工况热负荷汇总	28
表 3-7 制冷工况下 Q_1 、 Q_2 及 Q_{3-6} 的理论计算值	30
表 3-8 制冷工况下修正系数	31
表 3-9 采暖工况下的边界条件设置汇总	32
表 3-10 采暖工况下各工况热负荷汇总	33
表 3-11 采暖工况下 Q_1 、 Q_2 及 Q_{3-6} 的理论计算值.....	34
表 3-12 暖工况下修正系数	35
表 3-13 制冷工况下的验证分析	35
表 3-14 采暖工况下的验证分析	37
表 3-15 试验相关参数	41
表 3-16 试验相关参数	43
表 4-1 CO ₂ 阈值为 1000ppm.....	54
表 4-2 CO ₂ 阈值为 2000ppm.....	54
表 4-3 根据挡风玻璃防雾需求确定的运行工况	55
表 4-4 采暖工况下的空调系统运行工况表	56
表 5-1 制冷工况下的仿真边界条件	59
表 5-2 采暖工况下的仿真边界	60
表 5-3 2021 年法定节假日分布与用车情况	80

1 绪 论

1.1 研究背景及意义

汽车制造业不仅拥有复杂繁琐的工业分类，还拥有巨大的上下游产业链，这使得汽车制造业成为了工业技术水平和制造能力的代表，对经济的发展具有很大影响。此外，站在制造大国的视野来看，由于其在全球经济体系中的关键作用以及对于经济发展的显著影响，汽车行业已被确定为我们的主导型竞争行业。伴随着社会的持续进步，公众的生活品质也在不断提升，汽车已然变得普遍。汽车产业的进步，特别是在出行方面，为民众的生活提供了巨大的便利，并对社会的进步产生了很大的推动效果。然而，随着全球能源过度开发和环境污染问题的日益严峻，传统燃油车已经无法再满足当前人们对汽车节能减排日益严苛的性能要求。

现在，全球大约 80% 的能源需求来自于不可再生的化石燃料，但是，几乎所有的化石燃料在使用过程中都会对环境造成污染^[1,2]。早在第 75 届联合国大会上，中国政府就提出了中国将力争在 2030 年前达到碳排放峰值^[3]。在“双碳”目标的驱动下，加速“脱碳”已经成为了大趋势，大力发展新能源已经成为了共识，新能源汽车也已经成为当前汽车行业的发展趋势^[4]。各国都把推动新能源汽车产业技术创新和转型升级作为一项重要战略举措^[5]。欧洲国家在 2017 年就提出将在未来停止对燃油车的销售，我国已经把新能源汽车列入到我国七大新兴产业中^[6,7]。在中国，CO₂ 排放的主要来源就是汽车排放，其排放的年均增长率高达 15%^[8]。比亚迪最早在 1990 年左右就开始对新能源汽车的研发，但是当时燃油车发展势头正旺，所以一直被挤压，直到近年来各国开始提倡节能减排，新能源汽车才开始快速发展，甚至有替代燃油车的发展趋势，而比亚迪在 2022 年正式提出停止燃油车的生产^[9-12]。在新能源汽车中，纯电动汽车因为拥有环保、清洁等优势，已经成为了其主要的发展趋势^[13]。当前发展电动汽车的发展代表了未来汽车绿色可持续发展的方向^[14]。我国作为汽车大国，国内新能源产业汽车近几年在政策的引导下在快速发展，最近几年新能源汽车的占比正在逐年上。有统计数据表明，截至到 2022 年 6 月结束，我国汽车数量已然达到 3.10 亿辆，而新能源汽车占比高达 3.23%，纯电动汽车又占新能源汽车的 80.93%^[15]。

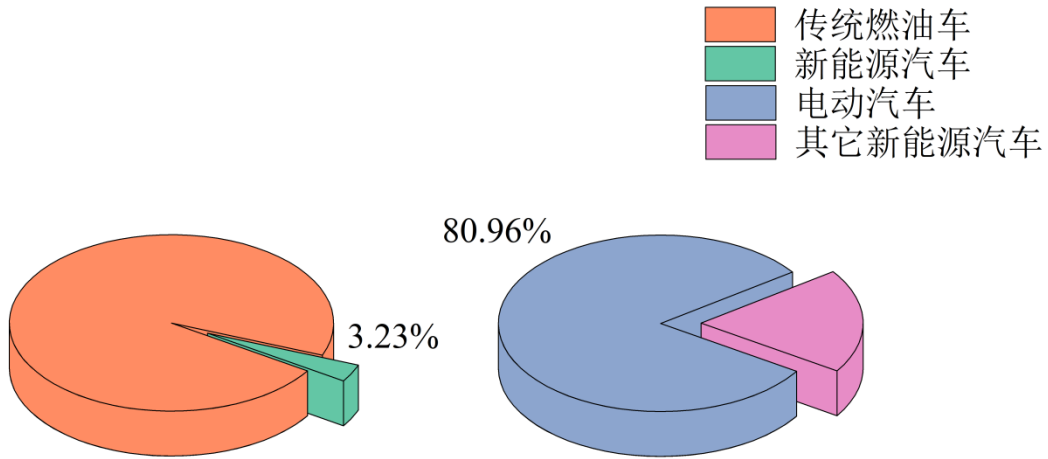


图 1-1 2020 年新能源汽车销量分布情况

电动汽车作为我国走向汽车强国的必经之路，是交通领域在面对气候变化以及推进绿色发展的战略举措^[16]。而续驶里程衰减严重、电池性能不稳定等是阻碍电动汽车发展的明显缺陷^[17-22]。其中，续航里程作为汽车重要参数之一，是消费者买车时重点考虑参数，也因此成为行业发展主要关注点之一。汽车的空调系统作为汽车不可缺少的重要辅助系统，在保证乘员的舒适性以及保障车辆的行驶安全方面起到重要作用，现在世界各地生产的汽车基本上都已装备^[23]。空调系统的功耗占电动汽车辅助能耗的 60%~75%^[24]。当汽车空调系统开启时，电动汽车的续航里程将会大打折扣，大约降低 40%左右^[25,26]。由此可知，对电动汽车空调系统的性能进行优化，对电动汽车的后续发展是具有很大意义的。

分析电动汽车空调系统的能耗，首先需要确定电动汽车座舱的热负荷。准确计算座舱热负荷是汽车空调系统的开发、空调配置的选型、空调能耗的预算以及空调系统性能优化等的重要依据，对电动汽车能耗优化和零部件合理选型有直接影响。针对提高纯电动汽车的续航里程这一研究热点，考虑到空调系统是电动汽车能耗最大的辅助系统，而新风能耗作为空调系统能耗的主要构成成分，所以本文将降低空调系统的新风负荷作为本文降低空调系统能耗，增加整车实际续航里程的研究重点。

1.2 电动汽车座舱热负荷理论模型研究现状

汽车空调系统为舱内乘员提供了良好的驾乘环境，合理的空调制冷功率设计及零部件选型的前提是确定汽车的座舱热负荷。纯电动汽车的空调系统，是一个包括多个子系统的复杂的系统，其目的是保证舱内空气温度达到需求温度，并维

持在目标温度。但是在现实环境中，由于舱内外存在很多干扰因素，影响舱内温度的变化情况，这些干扰因素被称为负荷，而其中可以改变舱内外热量的负荷就是热负荷。准确合理计算热负荷是设计出符合要求的空调系统的基础。而汽车座舱结构复杂，材料多变，计算精确的动态换热较为困难，难以实现。很多学者都做了大量的工作，希望可以更为准确的得到汽车座舱的热负荷，根据前人的研究方法可以将评估热负荷的方法其分为理论计算、有限元分析以及实验确定法三种。

（1）理论计算法。首先根据来源将汽车空调系统的热负荷进行分类，然后再结合这些热负荷的特点，利用相关的传热学公式对这些热负荷展开计算。根据以往对传统燃油汽车的相关研究，汽车空调的热负荷被大致分成太阳辐射负荷、新风热负荷、车身导热负荷、引擎及排气导热、人员热负荷及其他^[27]。在电动汽车座舱热负荷分析中，但是因为电动汽车不存在尾气，所以排气导热负荷可以被忽略，也因为电动汽车不使用内燃机，所以冬季负荷有很大差距^[28]。但是电动汽车热负荷同燃油车的其他负荷差别不大，可以根据燃油车的相关经验展开分析。

（2）仿真分析法。随着计算机及软件技术的发展，仿真分析在近年来已经逐渐成为了工业届常见的分析方法。汽车空调系统因为其复杂的几何结构以及其热量流动现象还有传热的多耦合等原因，所以非常适合使用有限元分析。有限元法也被广泛的使用在整车热负荷的相关研究中，比如分析在不同环境下不同位置的响应等，以便精准地得到不同地区的整车的温度场和速度场，为之后的优化研究提供基础。Matthew A Jeffers 等^[29]建立了电动版 FORD FOCUS 的仿真模型同时和与 Rad Therm 以及人体模型相耦合，分析不同环境温度及太阳辐射下车体的热响应，并通过实验验证了模型的精度。结果发现，该模型计算精度良好，可以很好的反应车身不同部位的温度及速度场。

（3）实验确定法。对于实验法，目前常见的做法是在环境中或者是在环境仓中，通过不同环境条件模拟不同工况对整车的能耗进行确定及比较^[30]。实验法所测得的实验数据更为真实，可以准确的表明整车在实际使用时的能耗，以便直接反映各种空调系统节能研究的实际效果，但是实验法只能得到总能耗，无法表示各部分能耗的具体值，且实验成本大、耗时长。目前实验法多用于仿真分析法的验证。李韦林等^[31]建立了整车座舱热负荷仿真模型对提高电动汽车空调利用率展开研究，研究发现，车辆启动阶段的整车热负荷是最大的，挡风玻璃的倾斜

角度以及材料特性可以通过调整以实现降低热负荷的目的。叶立等^[32]为提升电动汽车的能源利用,建立某 6 座电动汽车的一维模型对该车辆在制冷工况下的热负荷进行分析,研究发现,电动汽车热负荷占比最大的是挡风玻璃传入车舱的负荷。

可见,目前汽车行业已经对汽车座舱热负荷进行较多的研究,研究方法多为理论计算与实验相结合的方法。由于不同车型差异大,在开发座舱热负荷预测模型的过程中难以通过实验对模型进行充分的验证,限制了模型的应用场景。

1.3 电动汽车空调系统节能研究现状

电动汽车的辅助系统中,空调系统的能耗是占比最大的,在冬季采暖工况下,其能耗甚至能达到整车的三分之一^[33]。也正是因为空调能耗的占比过大,所以当前汽车行业的研究重点之一就是在保障舱内乘员舒适性的同时最大程度的减少空调系统的能耗。在冬季采暖工况下,由于电动汽车不使用内燃机,所以不能同传统燃油机一样,利用发动机产生的热量为乘员舱供热。当前,半数以上的电动汽车所使用的供热方式为热敏电阻 PTC 制热。这种方式虽然可以降低成本,但是 PTC 制热是直接将电能转为热能,能耗大且性能系数 $COP < 1$ 。美国汽车工业协会(SAE)曾研究发现:“空调+PTC 制热系统”的能耗约占整车能耗的 33%^[34]。另外,LEE J 等^[35]通过试验研究了不同工况下空调系统的使用对电动汽车的整车续航里程的影响,研究发现,“空调+PTC 制热系统”满负荷运转下,采暖工况下的整车续航里程约降低了 50%。

日本的 SUZUKI T 等^[36]早在 1996 年就对传统燃油车空调进行了改装,搭建了一套被民众认为最具有前景的三换热器热泵空调系统,该系统的循环工质为 R134a,可以保证低能耗制热技术的可行性。现在,国内外的大部分车企都已经逐渐开始给电动汽车装备热泵系统^[37,38]。部分装备热泵的车型如表 1-1 所示。

表 1-1 部分应用热泵系统的车型统计

车系	品牌车型	热泵类型
日系	丰田 Prius Prime	补气增焓式热泵
	日产 Leaf	直接式热泵
德系	奥迪 R8	间接式热泵
	大众新 e-golf	直接式热泵
国产	荣威 Ei5	直接式热泵

汽车热泵系统按介质不同于进入客舱空气进行换热,大致可分为直接式热泵和间接式热泵^[39]。所谓直接式热泵,是指进入机舱内的空气在内部冷凝器中与直接从压缩机出来的高温高压制冷剂进行热交换,从而达到热泵技术,使进入机舱的空气升温。而间接式热泵则是通过二次回路间接换热,其连接回路通常是通过水冷冷凝器、高压水 PTC 取暖器、暖风芯体串联连接而成。

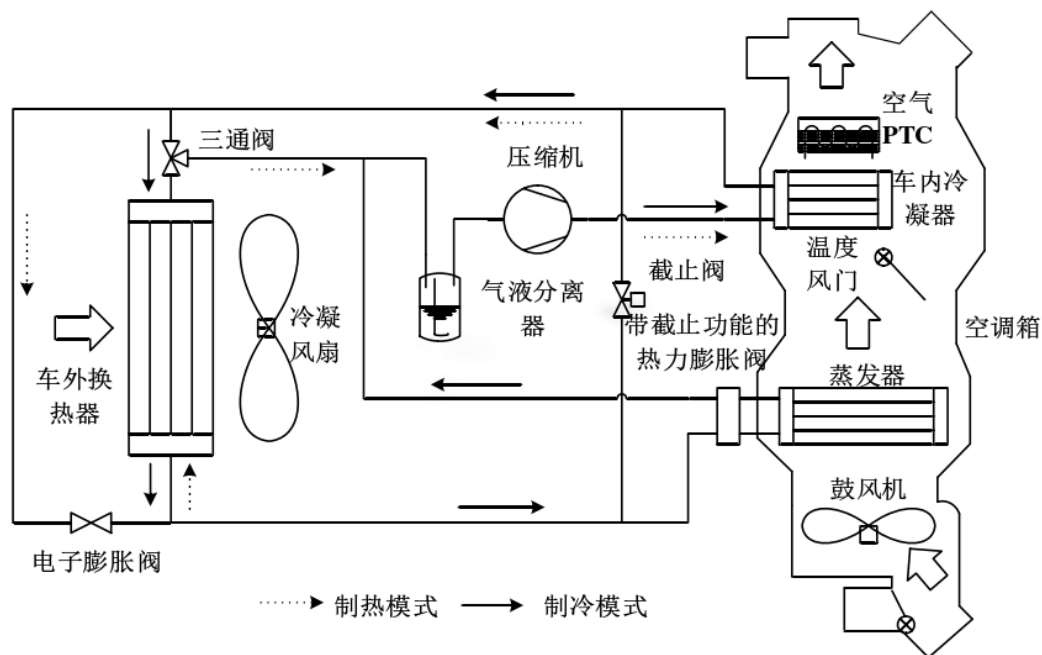


图 1-2 直接式热泵空调系统

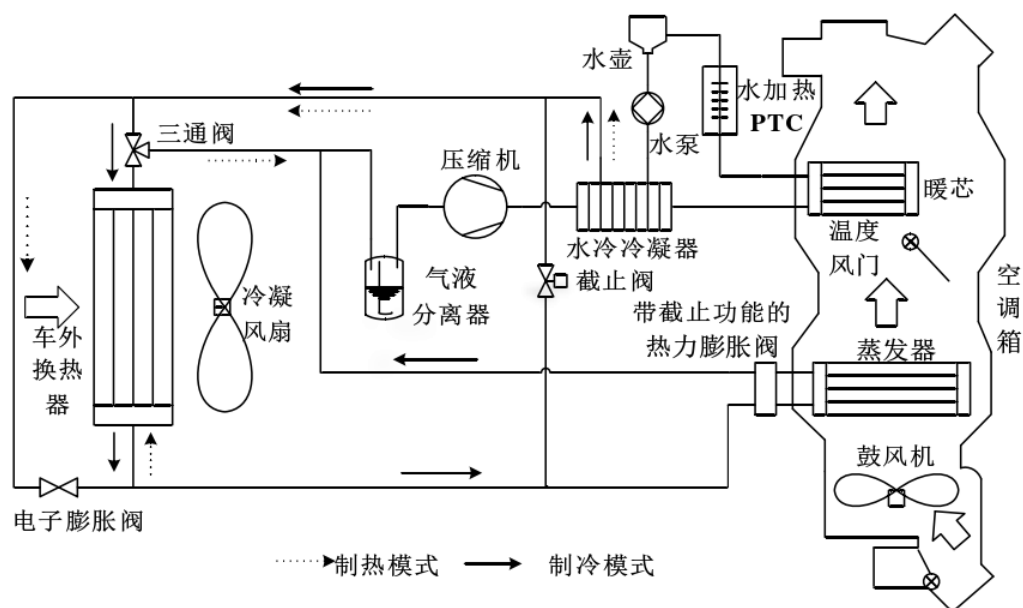


图 1-3 间接式热泵空调系统

另外还有学者在考虑对电机等电器件的冷却液余热加以利用的基础上提出

了双热源热泵系统。袁昊瑞等^[40]研发了一种 CO₂ 热泵系统，该系统可以实现串联式余热回收功能，并通过实验研究了该系统在多种低温工况下的制热性能。研究发现，带余热回收功能的双热源热泵的性能更好，对增加系统制热量有很大帮助同时还能使系统在温度更低的环境中运行。除此之外，袁昊瑞等^[40]还发现余热模式最好在低于零下 5℃的范围内使用。Ahn JH 等^[41]对双源热泵是否可以用于电动汽车进行研究并对双源热泵不同使用模式是的性能进行测试，研究发现双源热泵具有更好的供热性能。陈通等^[42]开发了一种基于电动汽车的可以进行低压补气的热泵系统，并对该系统进行了实验研究。研究发现，低温环境下热泵系统的性能可以通过低压补气被大程度的提高。马磊^[43]通过实验对带电机余热回收功能的热泵系统展开研究，研究发现，虽然该热泵系统可以使空调的制热量和系统性能被提升，但是当环境温度低于零下 7℃时，该系统也会出现制热不足的情况。综上不难看出电动汽车装备热泵系统要明显好于装备其它的空调系统，但是热泵系统技术尚且存在很多不足的地方，比如在冬季工况下，随着环境温度的降低空调系统的热负荷增长明显且系统的效率明显降低、制热能力甚至会出现衰减的现象。当环境温度过低时，热泵系统会出现停止供热的现象，无法再进行独立供热。

空调系统是电动汽车中耗能最大的辅助系统，降低空调系统能耗可以显著提高电动汽车的实际续航里程。目前汽车行业的专家学者在降低空调系统能耗方面开展了大量研究工作。Chang TB 等^[44]提出了一种兼具加热和除雾/除湿功能的新型高效加热、通风和空调（HVAC）系统并使用模拟舱进行实验研究，结果证实新 HVAC 在电动汽车中的应用可以带来显著的节能效果。Ding P 等^[45]为降低电动汽车的加热能耗，设计了一种分布式多热源相位控制方法，通过低温试验，与电动汽车传统加热方式比较，发现在-22℃环境温度下运行 2 小时，系统节能 60%，在-5℃环境温度下不需要动力电池能量。汪爽等^[46]研究了降低空调系统能耗的串并联结构。空调系统运行时，除了保证乘员的热舒适性还需要引入新风以保证舱内空气质量，但引入新风会使空调系统能耗增加^[47]。Liu J 等^[48]采用基于全舱的热模型，通过模拟分析车内气候特征，提高回风比降低能耗。Pan L 等^[49]对空调系统循环空气在采暖条件下使用时的节能效果进行了评价。结果表明，采用 PTC(正温度系数)加热器时，采用循环空气可节约供热能源 14~46%；热泵系统全

年循环空气可节约供热能源 33~57%，扩大驱动范围 11~30%。从行业已有的研究可以看出，减少引入车体的新风量对减少空调系统的能耗是有效的。

虽然当前汽车行业的相关学者已经进行了大量的研究并提出了相应的节能措施，当前电动汽车空调系统的能耗已经得到了一定的改善。但是关于电动汽车空调系统新风能耗方面的研究较少，且当前关于该方面的研究所采用的通风方式多为固定新风比例引进新风，容易出现新风过量的问题，也没有对节能效果进行综合评价，所以对电动汽车空调系统的新风能耗进行深入研究是十分有必要的。

1.4 本文主要研究内容

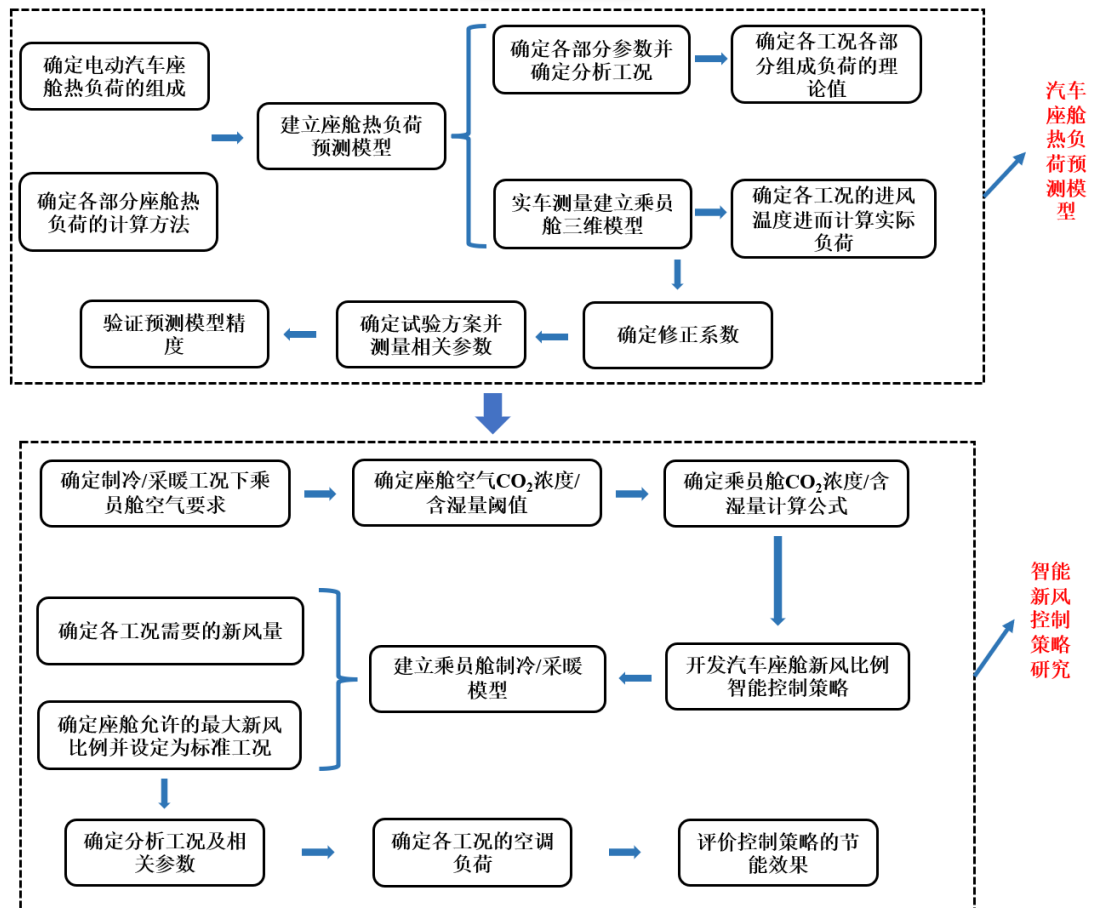


图 1-4 技术路线

本文以电动汽车为研究对象，从纯电动汽车续航里程短这一制约其发展的关键问题入手，以降低整车能耗增加续航里程为主要研究目的展开研究。本文的研究方案为：先分析电动汽车座舱热负荷的组成，通过理论建模的方式建立电动汽车座舱热负荷预测模型，并通过仿真分析的方法确定预测模型中的修正系数，最

后通过试验对建立的座舱热负荷预测模型的精度加以验证。开发汽车座舱新风比例智能控制策略,根据确定的热负荷组成,建立电动汽车乘员舱制冷/采暖模型,对建立的座舱新风比例智能控制策略的节能效果进行评价。主要研究内容如下:

(1) 介绍电动汽车行业的发展历程,阐述目前汽车行业对电动汽车空调系统能耗的研究现状。详细介绍开发电动汽车座舱热负荷预测模型及对空调系统能耗进行优化设计的必要性,列举目前行业对电动汽车空调系统所进行的节能研究,尤其是在降低新风能耗方面所做的工作。

(2) 通过理论分析确定座舱热负荷的组成情况,查找相关文献确定各组成负荷的计算方法,同时确定相关参数的选取准则并完成相关参数的确定,根据电动汽车座舱热负荷的组成情况,完成计算流程的开发,最后完成电动汽车座舱热负荷预测模型的建立。

(3) 根据理论计算公式,对不同分析工况下电动汽车由围护结构传入车舱的热负荷、由车体玻璃传入车舱的热负荷以及其他热负荷进行计算求值,然后通过仿真分析,确定不同工况下的空调出风口温度,进而计算出不同工况下的座舱实际热负荷,完成汽车座舱热负荷预测模型中修正系数的确定,最后对建立的座舱热负荷预测模型的预测精度通过相关试验进行验证。

(4) 由于目前常见的通风方式多为固定比例引入新风,而这种方式会使得新风能耗过大,所以本文开发一种根据舱内空气中 CO_2 浓度、相对湿度以及舱内乘员人数等智能调控车体引入新风量的座舱新风比例智能控制策略。根据舱内空气中 CO_2 浓度及含湿量的变化情况,确定舱内空气中 CO_2 浓度、含湿量的计算公式,进而确定控制策略中限制条件的量值,并通过计算确定不同分析工况时的车体引入新风量,为后续评价智能控制策略的节能效果做准备。

(5) 根据提出的智能控制策略确定分析工况,结合热负荷预测模型验证试验时所测得的试验参数,利用 KULI 软件建立仿真分析模型。将智能控制策略对应的通风方式同现在常见的通风方式即固定新风比例的通风方式进行展开对比分析。根据仿真分析的结果,就 CLTC 工况和长途工况下的高压部件功率、能耗等方面对本文提出的控制策略的节能效果展开分析,并选取某电池能量为 $100\text{kW} \cdot \text{h}$ 的纯电动汽车对其实际续航里程展开分析。

2 汽车座舱热负荷预测模型开发

无论是进行电动汽车空调开发还是进行能耗研究,其第一步都是评估目标车型的空调在不同工况下的热负荷。理解电动汽车座舱热负荷的来源,准确而又快速的估计空调电动汽车空调热负荷,对于纯电动汽车进行热力计算与系统设计优化非常重要。

2.1 汽车座舱热负荷的影响因素分析

由于汽车具有结构复杂以及运动状态变化复杂的特点,而在计算其热负荷的时候又需要对车体结构、环境条件还有前进速度等多个因素进行考虑,这使得汽车座舱热负荷的计算更加困难。

以太阳辐射为例,太阳辐射是制冷工况下计算车体热负荷的主要因素,而不同位置、不同环境条件、不同时间点时的太阳辐射强度都具有很大的差距。Hodder^[50]就曾经通过实验就座舱温度场分布受太阳辐射强度的影响进行研究。而国内近年来也有大量学者对太阳辐射进行研究。孙舒婷等^[51]通过实验研究不同太阳辐射下舱内乘员热舒适受挡风玻璃特性变化的影响,对不同隔热率的前挡风玻璃进行实地测量。结果表明,在采暖工况下增加前挡风玻璃的隔热率可以很好的改善舱内的热场,使乘员在进入座舱时的不适感减少。吴清清等^[52]通过实验对制冷工况下的人体热舒适性进行研究,结果发现,行驶状态下座舱温度场的温度均匀性要明显优于怠速工况;由于太阳辐射的影响,在舱内温度上升阶段座椅的温度会比舱内空气温度略高,这也使得在空调运行舱内温度下降阶段座椅温度下降速度比舱内空气慢。

环境温度、空气湿度及风速等同太阳辐射相似,其值的变化也会对座舱热负荷产生较大的影响。雷良新等^[53]通过建立汽车围护结构部分的热平衡方程,利用EES编写计算程序对围护结构在传热稳定后的结构表面温度进行计算进而计算了采暖工况下的整车热负荷,研究发现,随着车速的增加,采暖工况下的座舱热负荷随着车辆行驶速度的增加而逐渐增加且随着速度的不断上升,车身负荷增加幅度会逐渐减小,最后趋于稳定。ZhangHuajun^[54,55]则对环境以及空调系统通风对座舱温度场的影响。西南交通大学邓发强^[56]利用三维仿真就动车组车厢外部

流场的变化对空调出风速度以及出风湿度的影响展开研究。

不难发现,随着汽车行业的发展,气候条件对座舱热负荷的影响已经开始逐渐成为各方研究者所存眷的焦点。但是电动汽车的座舱热负荷受到车体结构、环境条件、车辆行驶速度等因素的影响,计算难度很大。总结归纳主要为以下几点:

(1) 经过车体维护结构传入车舱的热负荷。该部分负荷主要受传热系数、传热面积等因素的影响,其中传热系数又会因其材料的构成以及热导率等不同而产生较大差距,这使得该数据的计算复杂繁琐。另外保证在传热面积的准确性对计算该部分热负荷同样十分重要,测量难度较高。

(2) 经过玻璃部分热传递产生的热负荷。对于这一部分负荷在制冷工况下,通不仅包含了由温差所导致的热量还包含了由于辐射而导致的热量;而在采暖工况则由温差所导致的热量传递产生。

(3) 由后舱、前舱传入车舱的热负荷。对于这两部分的热负荷都是由温差所导致的热量传递所产生的。

(4) 由车内电子设备、车内乘员散热所产生的热负荷则只在制冷工况下存在,采暖工况下忽略。

2.2 电动汽车座舱热负荷的组成

电动汽车座舱热负荷主要由通过车体围板结构传入车舱的热负荷 Q_1 、通过玻璃传入车舱的热负荷 Q_2 、车内乘员散热产生的热负荷 Q_3 、前舱热传导产生的座舱热负荷 Q_4 、后舱热传导产生的座舱热负荷 Q_5 及由车内电子设备散热的热负荷 Q_6 这六个部分组成。

2.2.1 通过车体围板结构传入车舱的热负荷

按照车身围板的分布,可将其分为车侧围板、车底板及车顶(非全景天幕车型)这三部分,故:

$$Q_1 = \eta_1 (Q_{11} + Q_{12} + Q_{13}) \quad (2.1)$$

其中, η_1 为修正系数; Q_{11} 、 Q_{12} 、 Q_{13} 为经车侧围板、车底板及车顶热传导传入车舱的热负荷,其值可通过下式计算:

$$Q_{li}=K_{li}A_{li}(T_{li}-T_{in}) \quad (2.2)$$

其中, A_{11} 、 A_{12} 、 A_{13} 为车侧围板、车底板及车顶的有效传热面积, 单位为 m^2 ; T_{in} 为舱内空气温度, 单位为 $^{\circ}C$; T_{11} 、 T_{12} 、 T_{13} 分别为车侧部分、车底板部分及车顶部分的外界环境综合温度, 单位为 $^{\circ}C$; K_{11} 、 K_{12} 、 K_{13} 为车侧围板、车底板、车顶的传热系数, 其值可下式计算^[57]:

$$K=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_0}+\sum\frac{\delta_i}{\lambda_i}+\frac{1}{\alpha_i}} \quad (2.3)$$

其中, α_0 为车身外表面对流换热系数, 单位为 $W/(m^2 \cdot K)$; α_i 为车舱内表面对流换热系数, 取 $20W/(m^2 \cdot K)$; δ_i 为围板结构各层结构的厚度, 单位为 m ; λ_i 为围板结构各层结构材料的导热系数, 单位为 $W/(m \cdot K)$ 。

对于车身外表面对流换热系数 α_0 , 其值可下式确定^[58]:

$$\alpha_0=1.163(4+12\sqrt{v}) \quad (2.4)$$

其中, v 为车速, 单位为 m/s 。

在制冷工况下, T_{11} 、 T_{12} 、 T_{13} 值可通过下式确定^[58]:

$$T=T_{out}+\frac{\gamma I}{\alpha_0} \quad (2.5)$$

其中, T_{out} 为外界环境温度; γ 为车体外表面结构对太阳光辐射的吸收率, 将其设定为 0.9; I 为太阳辐射强度, 单位为 W/m^2 。冬季采暖工况下, 则可以将 T_{11} 、 T_{12} 、 T_{13} 设定为环境温度。

在冬暖工况时, 除了 T_1 取值方式不同以外, 热负荷的计算公式中的 (T_1-T_{in}) 也应改成 $(T_{in}-T_1)$, 采暖工况下对于通过车体围结构传入车舱的热负荷的计算公式应为:

$$Q_{li}'=K_{li}A_{li}(T_{in}-T_{out}) \quad (2.6)$$

通过车体的围护结构进入车舱的冬季热负荷是:

$$Q_1=\eta_1'(Q_{11}+Q_{12}+Q_{13}) \quad (2.7)$$

其中, η_1' 为修正系数。

2.2.2 通过玻璃传入车舱的热负荷

按照车身玻璃的分布，可将其分为前挡风玻璃、侧窗玻璃、后部玻璃及天窗玻璃（或全景天幕）这四部分，故：

$$Q_2 = \eta_2 (Q_{21} + Q_{22} + Q_{23} + Q_{24}) \quad (2.8)$$

其中， Q_{21} 、 Q_{22} 、 Q_{23} 、 Q_{24} 为经前挡风玻璃、侧窗玻璃、后部玻璃及天窗玻璃传入车舱的热负荷。在夏季制冷工况下，通过玻璃结构传入车舱的热负荷受到玻璃结构内外温差以及辐射的影响。其值可通过下式计算：

$$Q_{2i} = [(I_1 + I_2)A_{21} + (I_3 + I_4)A_{22}] \times g \quad (2.9)$$

其中， I_1 为太阳能在水平面的直射辐射强度，单位为 W； I_2 为太阳能在水平面的散射辐射强度； I_3 为太阳能在竖直平面的直射强度； I_4 为太阳能在竖直面的散射强度； A_{21} 为玻璃在水平面的投影面积，单位为 m^2 ； A_{22} 为玻璃在竖直面的投影面积； g 为太阳能总透射比。

而 I_1 、 I_2 、 I_3 、 I_4 的值可由下述公式计算得到^[59]：

$$I_1 = I \times \sin \varphi \quad (2.10)$$

$$I_2 = 0.5 \times I \times \sin \varphi \times \frac{1 - P^m}{1 - 1.4 \ln P} \quad (2.11)$$

$$I_3 = I \times \cos \varphi \times \cos \beta \quad (2.12)$$

$$I_4 = 0.5 \times I_2 \quad (2.13)$$

其中， I 是太阳直射辐射强度，太阳直射辐射距离地面较近，单位 W/m^2 ； φ 为太阳高度角； β 是在竖直平面的法线夹角上投影出太阳辐射线的水平平面； P 为大气透明率，其值在 0.65~0.75 之间； m 为大气质量， $m = \frac{1}{\sin \varphi}$ 。

采暖工况下，来源于玻璃的热负荷则只包含由温差所导致的热量散失这一部分，此时其值可通过下式计算：

$$Q_2' = \eta_2' \times K_2 A_2 (T_{in} - T_{out}) \quad (2.14)$$

其中， η_2' 为修正系数； K_2 为前隔板的传热系数，其值可通过下式计算：

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_2}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{2i}}} \quad (2.15)$$

其中， δ_2 为玻璃结构的厚度，单位为 mm； λ_i 为玻璃结构的导热系数； A_2 为玻璃的有效传热面积，单位为 m^2 ； α_2 为车舱玻璃外表面的对流换热系数，其值可

通过下式确定^[60]:

$$\alpha_2 = \begin{cases} 5.62 + 3.71 \times v, & v < 4.9 \\ 7.35 \times v^{0.3}, & 4.9 \leq v < 30 \end{cases} \quad (2.16)$$

其中, v 为风速, 单位为 m/s 。 α_{2i} 为车舱玻璃外表面的对流换热系数, 其值可通过下式确定:

$$\alpha_{2i} = 3.6 + \frac{4.4 + \varepsilon_i}{0.837} \quad (2.17)$$

其中, ε_i 为半球发射率, 对于普通玻璃, 其值为 0.837。

2.2.3 车内乘员散热产生的热负荷

驾驶员与乘客作为热源也会无时无刻的向外散发热量, 不同职业、性别、年龄的人产生的热量各不相同。其中驾驶员由于参与车辆的控制, 其产热量高于乘客, 一般推荐驾驶员的产热量为 $145\text{W}/\text{人}$, 同时由于车内乘客的不确定性, 采用群集系数模拟不同年龄段的乘客, 取 $116\text{W}/\text{人}$ 为车内乘客散热参考值^[61]。

$$Q_3 = 145 + 116n_1C \quad (2.18)$$

其中, n_1 为舱内除驾驶员以外的乘员人数; C 为群集系数, 其值为:

$$C = \frac{n_m + n_w \times 85\% + n_c \times 75\%}{n_1} \quad (2.19)$$

其中, n_m 为舱内除驾驶员以外的成年男性人数; n_w 为舱内除驾驶员以外的成年女性人数; n_c 为舱内除驾驶员以外的小孩人数。

对于车内乘员散热产生的热负荷只在夏季制冷工况才会产生, 在采暖工况不考虑, 即

$$Q_3' = 0 \quad (2.20)$$

2.2.4 前舱传入车舱内的热负荷

在炎热夏季, 电动汽车前舱的温度由于前舱布置了空调系统、高压系统等系统, 所以一般情况下, 电动汽车前舱的实际温度较高, 该部分的热量会通过前隔板传入车舱, 增大了制冷工况下的电动汽车热负荷。该部分的热负荷计算同围板结构的计算, 计算公式如下:

$$Q_4 = K_4 A_4 (T_4 - T_{in}) \quad (2.21)$$

其中, K_5 为前隔板的传热系数, 其值可由下式计算:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_4} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_i}} \quad (2.22)$$

其中, α_4 为前舱侧前隔板表面对流换热系数, 其值同 α_i , 取 $20 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; α_i 为车舱内表面对流换热系数; δ_i 为前隔板各层结构的厚度; λ_i 为围板结构各层结构材料的导热系数。

A_4 为前隔板的有效传热面积, 单位为 m^2 ; T_4 为前舱内空气的温度, 单位为 $^\circ\text{C}$; T_{in} 为舱内空气温度, 单位为 $^\circ\text{C}$ 。

而采暖工况下该部分负荷的计算, 需要注意的是, 此时 T_5 的值取环境温度, 所以计算公式为:

$$Q_4' = K_4 A_4 (T_{in} - T_{out}) \quad (2.23)$$

2.2.5 后舱传入车舱内的热负荷

在夏季, 电动汽车后舱温度会明显高于环境温度, 甚至能达到 $70^\circ\text{C} \sim 80^\circ\text{C}$; 而在冬季, 电动汽车后舱的温度等同于环境温度。该部分的热负荷 Q_5 计算与前舱传入车舱内的热负荷相同, 即:

$$Q_5 = K_5 A_5 (T_5 - T_{in}) \quad (2.24)$$

其中, A_5 为后隔板的有效传热面积, 单位为 m^2 ; T_5 为后舱内空气温度, 单位为 $^\circ\text{C}$; T_{in} 为舱内空气温度, 单位为 $^\circ\text{C}$; K_5 为后隔板的传热系数, 其值可由下式计算:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_5} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_i}} \quad (2.25)$$

其中, α_5 为后隔板后舱侧表面的对流换热系数, 其值同 α_i , 取 $20 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; α_i 为后隔板车舱侧表面的对流换热系数; δ_i 为后隔板各层结构的厚度; λ_i 为后隔板各层结构材料的导热系数。

采暖工况下, 后舱内空气温度则可以认为与环境温度相同, 其值计算方式为:

$$Q_5' = K_5 A_5 (T_{in} - T_{out}) \quad (2.26)$$

2.2.6 车内电子设备散热产生的热负荷

夏季，舱内电子设备进行运作时也会产生热量吧，成为座舱的热负荷。所以在夏季还需要对车用电器的热负荷进行综合考量，对电动汽车而言，主要是控制器、音响系统等，通过查阅一般车用电器功率以及前人所做工作，对该部分的热负荷数值设定如下^[62]：

$$Q_6 = 200w \quad (2.27)$$

对于采暖工况而言，该部分负荷为 0，即：

$$Q_6' = 0 \quad (2.28)$$

2.3 建立座舱热负荷预测模型

根据 2.2 可以得到电动汽车座舱热负荷预测模型如下：

$$Q_{夏} = \eta \left(\eta_1 \times Q_1 + \eta_2 \times Q_2 + \sum_3^6 Q_i \right) \quad (2.29)$$

$$Q_{冬} = \eta' \left(\eta_1' \times Q_1 + \eta_2' \times Q_2 + \sum_3^6 Q_i \right) \quad (2.30)$$

其中， η 、 η_1 、 η_2 、 η' 、 η_1' 、 η_2' 为修正系数。

同时，结合 2.2 电动汽车座舱热负荷组成的分析，可知其算法如图 2-2 计算流程所示。

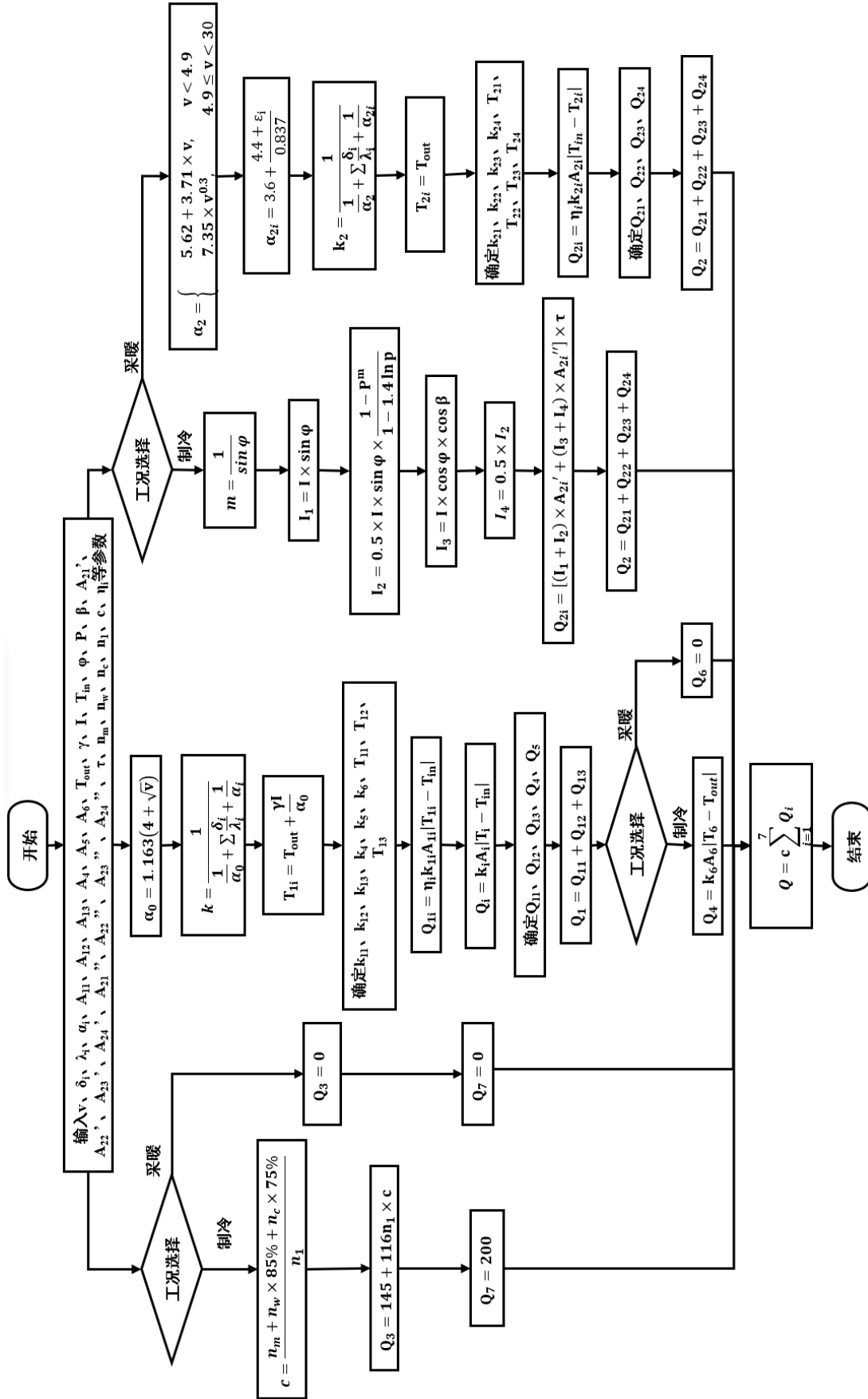


图 2-1 座舱热负荷计算流程图

根据车速 v 确定车身外表面对流换热系数 α_0 ；然后根据车侧围板、车地板、车顶结构、前舱隔板、后舱隔板及电机舱隔板各层结构的厚度 δ_i 及导热系数 λ_i 以及车内环境对流换热系数 α_i 确定车侧围板、车地板、车顶结构、前舱隔板、后舱隔板及电机舱隔板的传热系数 k ；根据环境温度 T_{out} 、车体外表面结构对太阳光辐射的吸收率 γ 、太阳辐射强度 I 确定制冷工况下车侧围板、车底板及车顶部分的外界环境综合温度 T_{11} 、 T_{12} 、 T_{13} ；再结合车侧围板、车底板及车顶的有效传热面积 A_{11} 、 A_{12} 、 A_{13} 及修正系数 η_1 、 η_2 、 η_3 可以确定经车侧围板、车底板及车顶热传导传入车舱的热负荷 Q_{11} 、 Q_{12} 、 Q_{13} 进而确定通过车体围板结构传入车舱的热负荷 Q_1 ；同时根据前舱舱内温度 T_4 、后舱内空气温度 T_5 、电机舱内空气温度 T_6 、前隔板的有效传热面积 A_4 、后隔板的有效传热面积 A_5 、电动机舱底板隔板的有效传热面积 A_6 确定经前舱传入车舱内的热负荷 Q_4 、经后舱传入车舱内的热负荷 Q_5 、经电机舱传入车舱内的热负荷 Q_6 。

制冷工况下根据大气透明系数 m 、太阳高度角 φ 、太阳辐射线在水平面上的投影在竖直平面的发现的夹角 β 、大气透明率 P 、前挡风玻璃、侧窗玻璃、后部玻璃及天窗玻璃的太阳能总透射比 τ 可以确定通过玻璃传入车舱的热负荷 Q_2 。采暖工况下则根据修正系数 η_4 、车舱内玻璃表面对流换热系数 α_2 、各玻璃结构的厚度 δ_2 、各玻璃结构的导热系数 λ_i 、各玻璃部分的有效传热面积 A_i 、舱内温度 T_{in} 、环境温度 T_{out} 确定采暖工况下通过玻璃传入车舱的热负荷 Q_2' 。

根据舱内除驾驶员以外的乘员人数 n_1 、舱内除驾驶员以外的成年男性人数 n_m 、舱内除驾驶员以外的成年女性人数 n_w 、舱内除驾驶员以外的小孩人数 n_c 确定车内乘员散热产生的热负荷 Q_3 ；车内电子设备散热产生的热负荷 Q_7 设定为 200W。需要提别注意的是，采暖工况下车内乘员散热产生的热负荷 Q_3' 、电机舱传入车舱内的热负荷 Q_6 、车内电子设备散热产生的热负荷 Q_7 为 0。

2.4 本章小结

本章主要研究了电动汽车座舱的热负荷特性。为了更好的分析电动汽车座舱在不同气候条件下的负荷，本章首先分析了电动汽车夏季和冬季热负荷的主要影响因素，确定舱内外环境参数，然后根据传热机理，确定了不同车型的座舱热负荷各部分组成部分的计算方法及相关参数的选取。

3 确定修正系数及模型验证

为了完善第 2 章提出的汽车座舱热负荷预测模型，本章将先采用仿真分析法对热负荷预测模型中的修正系数加以标定，同时为了验证汽车座舱热负荷预测模型的准确性，本文还进行相关验证对建立的座舱热负荷的预测精度进行验证。

3.1 确定修正系数

下面将选取奇瑞艾泽瑞 5GT 作为实例，对各项车体负荷进行建模。选取车辆的车体信息如表 3-1 所示：

表 3-1 车体信息

项目	车身尺寸/mm	轴距/mm	前轮距/mm	后轮距/mm	整备质量/kg	车身形式
	4710×1829×1490	2670	1561	1554	1344	三厢车

建立座舱仿真分析模型，需要对车辆部分结构参数进行确定。对选取的目标车辆进行实地测量几何尺寸，同时分析确定车辆的围板结构及各隔板结构的参数汇总如表 3-2 所示：

表 3-2 围板结构及隔板结构参数汇总

结构	材料	导热系数(W/(m · K))	厚度(mm)	有效传热面积 (m ²)
车侧围板	外侧钢板	54	1	1.163
	空气	0.029	63.15	
	内侧钢板	54	1	
	内饰	0.03	5	
车顶	外侧钢板	54	1	1.779
	空气	0.029	55	
	隔音层	0.139	5	
	内饰	0.03	5	
车底板	外侧钢板	54	2	2.683
	地毯	0.024	5.9	
	内饰	0.03	2	
前隔板	钣金结构	54	0.8	0.81

	隔热垫	0.04	6	
	内饰层	0.03	5	
	钣金结构	54	0.8	
后隔板	隔热垫	0.02	6	2.302
	内饰层	0.03	5	
	外侧钢板	54	2	
电机舱隔板	隔热垫	0.02	6	0.6
	内饰层	0.03	10	

车辆的围护结构除了各围板结构以外，还包括挡风玻璃、后玻璃等玻璃结构，经过实车测量，目标车辆各玻璃部分的各参数如表 3-3 所示：

表 3-3 玻璃参数汇总

结构	导热系数 (W/(m·K))	厚度 (mm)	有效传热面积 (m ²)	水平投影面 积(m ²)	竖直投影面 积(m ²)
挡风玻璃	0.754	5.76	1.67	1.411	0.893
后部玻璃	0.754	4.2	1.562	1.363	0.824
侧窗玻璃	0.754	4.2	1.01	0.131	0.488
天窗玻璃	0.754	3.5	0.343	0.343	0

根据确定的各部分参数建立的乘员舱仿真分析模型如图 3-1 所示：

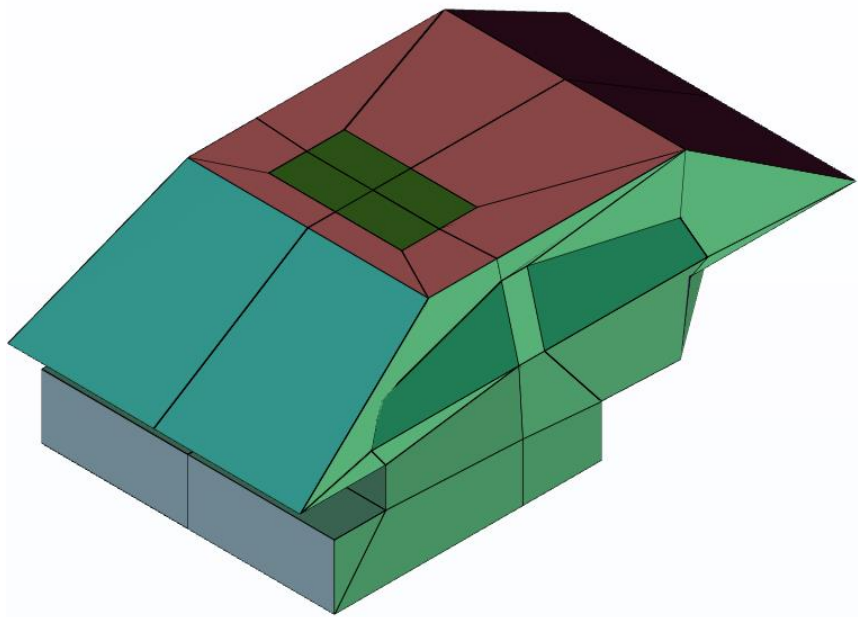


图 3-1 乘员舱模型

电动汽车空调总负荷 Q_a 为:

$$Q_a = cm(T_2 - T_1) \quad (3.1)$$

式中: c 是舱内空气的比热容, 取 $1.013 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{g})$; T_2 为舱内稳定温度, 单位为 $^{\circ}\text{C}$; T_1 为出风口温度, 单位为 $^{\circ}\text{C}$; m 是空调运行开始至舱内温度达到稳定所通入舱内的空气质量, 单位为 kg , 可通过下式计算:

$$m = \rho \times v \quad (3.2)$$

式中: v 是进入舱内空气的体积, 单位为 m^3 ; ρ 是空气密度, 其值受环境温度的影响, 与环境温度关系如图 3-2 所示。

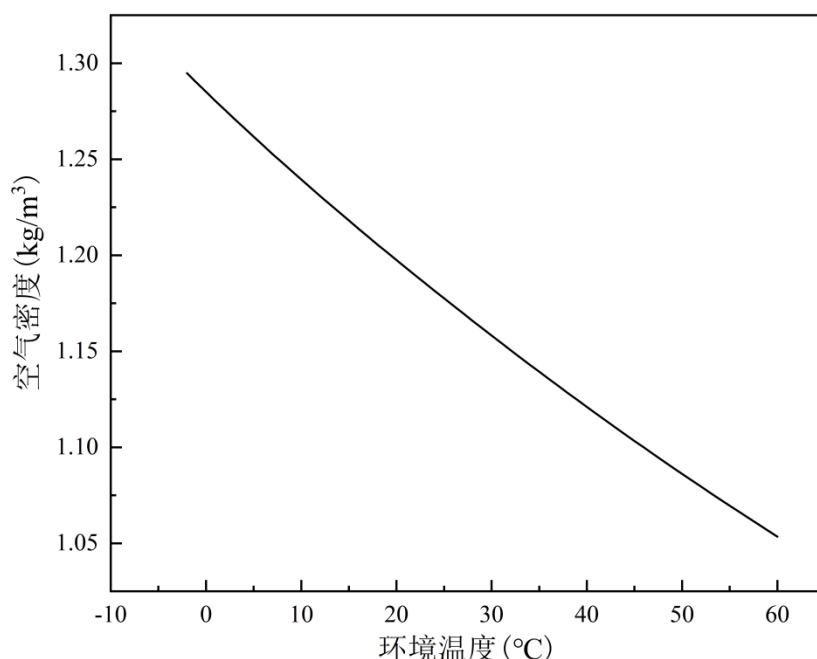


图 3-2 空气密度与环境温度情况

结合上述表 3-3 可以计算出进入舱内空气的热量, 可通过下式将其转化为功率:

$$P = \frac{1000 \times E}{t} \quad (3.3)$$

式中, P 为功率, 单位为 w ; E 为热量, 单位为 kg ; t 为时间, 单位为 s 。

3.1.1 制冷工况下的修正系数确定

制冷工况下汽车座舱的热负荷主要受到环境风速、环境温度以及太阳辐射强度等因素的影响。为了充分考虑各影响因素变化对座舱热负荷的影响, 在制冷工况将车速、环境温度以及太阳辐射强度设定为控制变量。制冷工况下, 环境温度,

选取 45℃、40℃、35℃、30℃；对于车速，选取驻车、60km/h、110km/h；对于太阳辐射，选取 1050 w/m²、1000 w/m²、950 w/m²。另外，设置舱内风速为 0.1m/s；舱内空气开始时的相对湿度为 50%；天空温度为 10℃。其它参数的设置情况如表 3-4 所示：

表 3-4 其它仿真参数设置

g	P	φ	T ₄	T ₅
0.55	0.75	90°	75℃	75℃

仿真分析时的边界条件具体设置情况如下表 3-5 所示：

表 3-5 制冷工况下的边界条件设置汇总

编号	环境温度（℃）	车速（km/h）	太阳辐射（w/m ² ）
1	45	0	1050
2			1000
3			950
4			1050
5	45	60	1000
6			950
7			1050
8			1000
9	40	110	950
10			1050
11			1000
12			950
13	40	60	1050
14			1000
15			950
16			1050
17	35	110	1000
18			950
19			1050

20			1000
21			950
22			1050
23		60	1000
24			950
25			1050
26		110	1000
27			950
28			1050
29		0	1000
30			950
31			1050
32	30	60	1000
33			950
34			1050
35		110	1000
36			950

现将制冷工况下舱内最终稳定时的温度设置为 25℃，可以得到不同工况下的空调出风温度，进而得到不同工况下的实际热负荷。不同工况下的空调热负荷如下表 3-6 所示：

表 3-6 制冷工况下各工况热负荷汇总

编号	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	Qa (w)
1	25	-2.17	4161.628
2	25	-1.08	3976.179
3	25	0.02	3793.711
4	25	2.53	3380.649
5	25	3.08	3290.129
6	25	3.7	3189.517
7	25	3.02	3299.135

8	25	3.5	3252.498
9	25	4.07	3131.638
10	25	-0.27	3840.74
11	25	0.82	3660.784
12	25	1.88	3483.908
13	25	5.43	2914.272
14	25	5.96	2828.596
15	25	6.57	2733.617
16	25	6.03	2818.196
17	25	6.5	2744
18	25	7.05	2658.179
19	25	1.54	3543.46
20	25	2.6	3370.118
21	25	3.64	3201.026
22	25	8.19	2477.438
23	25	9.7	2242.238
24	25	9.3	2304.57
25	25	8.88	2371.936
26	25	9.33	2300.166
27	25	9.88	2215.859
28	25	3.28	3260.109
29	25	4.32	3091.788
30	25	5.33	2929.163
31	25	10.8	2074.319
32	25	11.31	1996.582
33	25	11.89	1905.796
34	25	11.58	1957.205
35	25	12.03	1886.977
36	25	12.57	1804.007

同时，根据第 2 章的理论分析计算，可以得到不同工况下 Q_1 、 Q_2 、 Q_{3-6} 的理论计算值，如下表 3-7 所示：

表 3-7 制冷工况下 Q_1 、 Q_2 及 Q_{3-6} 的理论计算值

编号	Q_1 (w)	Q_2 (w)	Q_{3-6} (w)
1	912.1864	2099.282	534.9861
2	875.7413	1999.317	534.9861
3	839.2961	1899.351	534.9861
4	301.0806	2099.282	534.9861
5	294.8589	1999.317	534.9861
6	288.6373	1899.351	534.9861
7	270.7843	2099.282	534.9861
8	266.0633	1999.317	534.9861
9	261.3422	1899.351	534.9861
10	875.4769	2099.282	534.9861
11	839.0318	1999.317	534.9861
12	802.5866	1899.351	534.9861
13	258.4741	2099.282	534.9861
14	252.2525	1999.317	534.9861
15	246.0308	1899.351	534.9861
16	227.8739	2099.282	534.9861
17	223.1528	1999.317	534.9861
18	218.4317	1899.351	534.9861
19	838.7674	2099.282	534.9861
20	802.3223	1999.317	534.9861
21	765.8771	1899.351	534.9861
22	215.8677	2099.282	534.9861
23	209.646	1999.317	534.9861
24	203.4243	1899.351	534.9861
25	184.9634	2099.282	534.9861

26	180.2423	1999.317	534.9861
27	175.5212	1899.351	534.9861
28	802.058	2099.282	534.9861
29	765.6128	1999.317	534.9861
30	729.1676	1899.351	534.9861
31	173.2612	2099.282	534.9861
32	167.0395	1999.317	534.9861
33	160.8179	1899.351	534.9861
34	142.0529	2099.282	534.9861
35	137.3318	1999.317	534.9861
36	132.6108	1899.351	534.9861

结合仿真分析得到的使舱内温度稳定在设定值（25℃）空调出风口温度计算出的不同工况下的实际座舱热负荷即表 3-6 中的 Q_a ，通过线性规划确定最优解，进而确定最优修正系数。

最终确定的制冷工况下的修正系数如下表 3-8 示：

表 3- 8 制冷工况下修正系数

η	η_1	η_2
0.943	1.055	0.895

综上，建立的制冷工况下的座舱热负荷预测模型如下：

$$Q_{\text{夏}}=0.943\times\left(1.055\times Q_1+0.895\times Q_2+\sum_3^6 Q_i\right) \quad (3.4)$$

3.1.2 采暖工况下的修正系数确定

冬季在分析座舱热负荷时将太阳辐射强度默认为 0，所以采暖工况下的座舱热负荷主要受到环境温度以及环境风速的影响。采暖工况将环境风速、环境温度设定为控制变量。采暖工况下，对于环境温度，选取 10℃、5℃、0℃、-5℃、-10℃、-15℃、-20℃；对于车速，选取驻车、60km/h、80km/h、110km/h。另外，设置舱内风速为 0.1m/s；舱内空气开始时的相对湿度为 60%。其它具体的参数设置情况如表 3-9 示：

表 3-9 采暖工况下的边界条件设置汇总

编号	车速 (km/h)	天空温度 (°C)	环境温度 (°C)
1			10
2		-30	5
3			0
4	0/0.1	-35	-5
5			-10
6		-40	-15
7			-20
8			10
9		-30	5
10			0
11	60/16.67	-35	-5
12			-10
13		-40	-15
14			-20
15			10
16		-30	5
17			0
18	80/22.22	-35	-5
19			-10
20		-40	-15
21			-20
22			10
23		-30	5
24	110/30.56		0
25		-35	-5
26			-10
27		-40	-15

28

-20

现将采暖工况下舱内最终稳定时的温度设置为 25℃，可以得到不同工况下的空调出风温度，进而得到不同工况下的实际热负荷。不同工况下的空调热负荷如下表 3-10:

表 3-10 采暖工况下各工况热负荷汇总

编号	T ₂ (°C)	T ₁ (°C)	Q _a (w)
1	35.7	25	924.304
2	37.28	25	1055.193
3	38.81	25	1180.367
4	40.57	25	1323.699
5	41.93	25	1432.890
6	43.51	25	1558.177
7	44.71	25	1654.701
8	35.81	25	933.806
9	38.71	25	1172.861
10	41.48	25	1396.056
11	44.18	25	1611.664
12	46.67	25	1807.723
13	49.07	25	1991.474
14	51.3	25	2161.990
15	35.82	25	934.670
16	38.8	25	1179.512
17	41.63	25	1408.763
18	44.37	25	1627.629
19	46.91	25	1826.080
20	49.36	25	2013.617
21	51.62	25	2186.273
22	35.84	25	936.398
23	38.87	25	1186.549

24	41.75	25	1418.928
25	44.55	25	1641.269
26	47.13	25	1842.734
27	49.62	25	2033.239
28	51.93	25	2209.687

同时，根据第 2 章的理论分析计算，可以得到不同工况下 Q_1 、 Q_2 、 $Q_{3\sim6}$ 的理论计算值，如下表 3-11：

表 3-11 采暖工况下 Q_1 、 Q_2 及 $Q_{3\sim6}$ 的理论计算值

编号	Q_1 (w)	Q_2 (w)	$Q_{3\sim6}$ (w)
1	110.12848	380.69862	100.49582
2	146.83797	527.12117	133.99442
3	183.54746	673.54372	167.49303
4	220.25695	819.96627	200.99164
5	256.96645	966.38882	234.49024
6	293.67594	1112.8114	267.98885
7	330.38543	1259.2339	301.48745
8	127.81938	358.65941	100.49582
9	170.42584	496.60534	133.99442
10	213.0323	634.55126	167.49303
11	255.63876	772.49719	200.99164
12	298.24522	910.44311	234.49024
13	340.85168	1048.389	267.98885
14	383.45814	1186.335	301.48745
15	128.27979	369.3998	100.49582
16	171.03972	511.47665	133.99442
17	213.79965	653.55349	167.49303
18	256.55958	795.63034	200.99164
19	299.31951	937.70719	234.49024
20	342.07944	1079.784	267.98885
21	384.83937	1221.8609	301.48745

22	128.73142	380.95239	100.49582
23	171.6419	527.47254	133.99442
24	214.55237	673.99269	167.49303
25	257.46285	820.51284	200.99164
26	300.37332	967.03298	234.49024
27	343.28379	1113.5531	267.98885
28	386.19427	1260.0733	301.48745

结合仿真分析得到的使舱内温度稳定在设定值（25℃）空调出风口温度计算出的不同工况下的实际座舱热负荷即表 3-9 中的 Q_a ，通过线性规划确定最优解，进而确定最优修正系数。最终确定的采暖工况下的修正系数如下表 3-12 示：

表 3-12 暖工况下修正系数

η'	η_1'	η_2'
1.055	1.09	1.135

综上，建立的采暖工况下的座舱热负荷预测模型如下：

$$Q_{\text{冬}} = 1.055 \times \left(1.09 \times Q_1 + 1.135 \times Q_2 + \sum_3^6 Q_i \right) \quad (3.5)$$

3.2 热负荷预测模型仿真对比

为了验证 3.1 节建立的座舱热负荷预测模型的准确性，本文将采用仿真分析及试验分析两种方法进行验证。本小节先对模型进行仿真分析对比。

制冷工况下验证分析的相关参数设置为：环境温度为 33℃、36℃、39℃；车速为驻车、60km/h 匀速行驶；太阳辐射强度为 1050w/m²、950w/m²；舱内稳定温度为 25℃；空气相对湿度设定为 50%；舱内风速设定为 0.1m/s。制冷工况下得到的相关参数如下表 3-13 示：

表 3-13 制冷工况下的验证分析

编号	环境温度	车速	太阳辐射	进风温度	实际热负荷	理论热负荷
1	33	0	1050	2.25	3425.465	3096.1068
2			950	4.32	3091.788	2854.8514

3	60/16.67	1050	9.25	2313.771	2474.0589
4		950	10.36	2142.054	2292.9401
5		1050	1.18	3600.65	3118.0194
6	0	950	3.29	3258.609	2876.764
7	60/16.67	1050	7.65	2563.174	2499.4915
8		950	8.76	2391.513	2318.3727
9	0	1050	0.09	3783.08	3139.9319
10		950	2.23	3428.476	2898.6766
11	60/16.67	1050	6	2822.653	2524.9241
12		950	7.12	2645.699	2343.8054

通过表 3-13 知，不同工况下利用建立的座舱热负荷预测模型计算得到的热负荷与利用仿真分析得到的座舱实际热负荷存在一定误差，但误差都在 350w 以内。现对实际热负荷与理论热负荷进行进一步分析，不同工况下两者的变化趋势如图 3-3 所示：

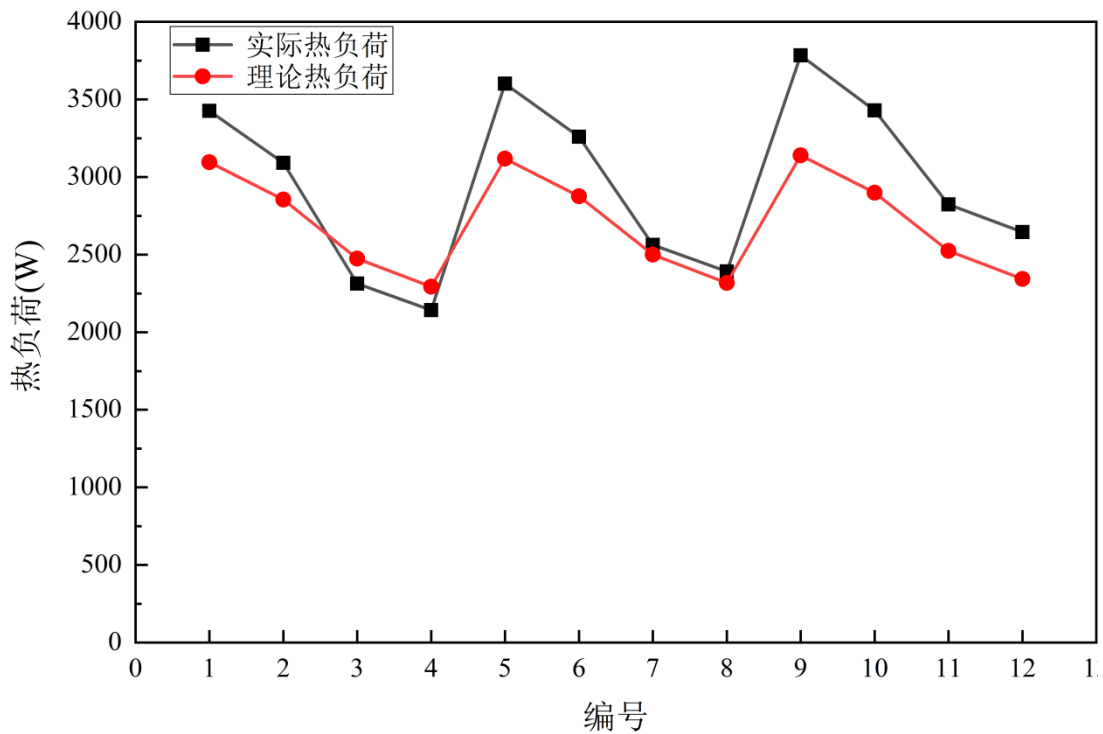


图 3-3 制冷模式下的误差分析

根据图 3-3 并结合修正系数标定时的相关参数，可以看出制冷工况下，本文建立的理论计算模型总体来说较小于实际负荷。相同环境温度、相同车速的情况

下,随着太阳辐射强度的降低,座舱的热负荷呈现下降趋势,且理论计算模型同实际负荷间的误差呈现总体下降趋势;相同环境温度、相同太阳辐射的情况下,随着车速的增加,理论计算模型同实际负荷间的误差呈现总体下降趋势;相同车速、相同太阳辐射的情况下,随着环境温度的增加,理论计算模型同实际负荷间的误差呈现总体上升趋势。

采暖工况下验证分析的相关参数设置为:环境温度为 6℃、3℃、-3℃、-6℃;车速为驻车、60km/h 匀速行驶、80km/h 匀速行驶;舱内稳定温度为 25℃;空气相对湿度设定为 60%;舱内风速设定为 0.1m/s。采暖工况下得到的相关参数如下表 3-14 示:

表 3-14 采暖工况下的验证分析

编号	环境温度	车速	进风温度	实际热负荷	理论热负荷
1	6	0	36.98	1030.3243	890.83148
2	3		37.91	1106.3844	1042.5626
3	-3		39.69	1252.2336	1346.0247
4	-6		40.54	1321.149	1497.7558
5	6	60	38.15	1127.9514	882.08971
6	3		39.84	1265.0202	1031.7994
7	-3		43.08	1524.7271	1331.2189
8	-6		44.62	1647.1456	1480.9287
9	6	80	38.22	1132.9514	898.9077
10	3		39.95	1273.2612	1051.5853
11	-3		43.25	1537.677	1356.9405
12	-6		44.83	1663.269	1509.6182

通过表 3.14 知,不同工况下利用建立的座舱热负荷预测模型计算得到的热负荷与利用仿真分析得到的座舱实际热负荷存在一定误差,但误差都在 300w 以内。现将实际热负荷与理论热负荷进行进一步分析,变化趋势如图 3-4 所示:

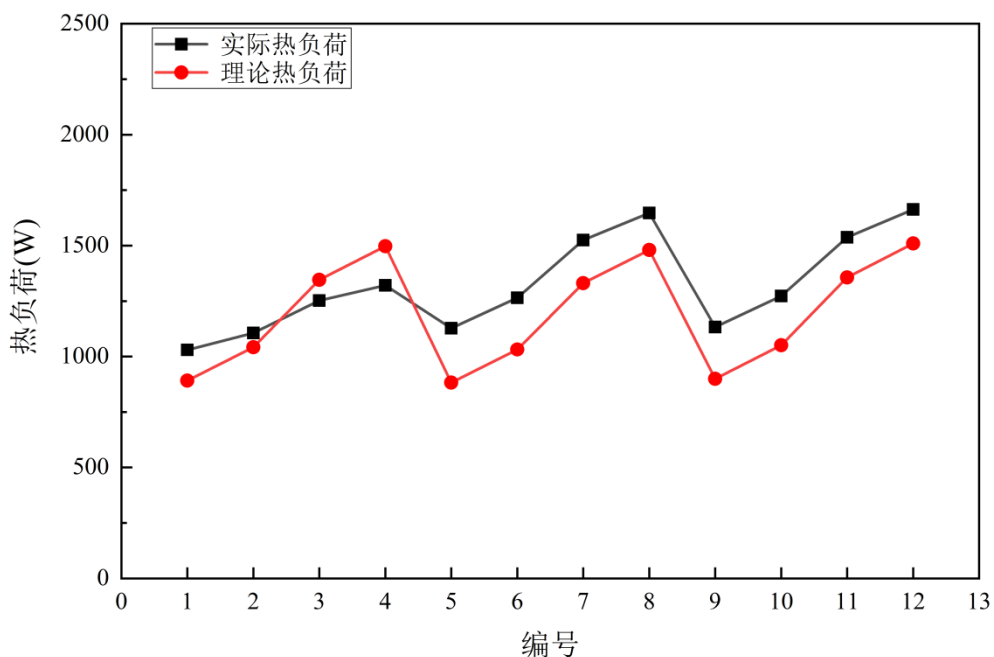


图 3-4 采暖模式下的误差分析

由图 3-4 可知,采暖工况下本文建立的汽车座舱热负荷预测模型计算得到的各工况下的热负荷总体较小于实际热负荷。汽车行驶速度不变时,热负荷预测模型的计算误差受环境温度影响波动较大,随环境温度的降低,两者间的误差逐渐减小。环境温度一定时,在驻车时,热负荷预测模型的计算误差总体较小于车辆匀速行驶时的误差。

3.3 热负荷预测模型试验验证

3.3.1 试验仪器及试验准备

在试验过程中需要的试验仪器有：风速仪、热电偶、数据采集器等。



图 3-5 实验仪器实物图

试验开始前需要做的准备如下：

对试验车辆的配置以及车辆的完整性进行检查，判断车辆是否符合该款车型的装配技术条件。另外最主要的是检查车辆空调系统能否正常工作，其安装是否满足相关要求。最后将空调出风口置于全开位置，保证空调系统在试验时以最大出风速度进行出风。根据汽车空调整车降温性能试验方法对于在室内环境环境中进行模拟试验时的相关要求，车内人员仅留驾驶员 1 人或者采用自动驾驶装置，所以在试验过程中舱内乘员人数为 1。为测量车舱内空气的温度变化情况，需要在车体内布置温度测点。对于各出风口温度，在出风口表面中心处布置测点。考虑到实际需要，车内测温点布点如图 3-6 所示。

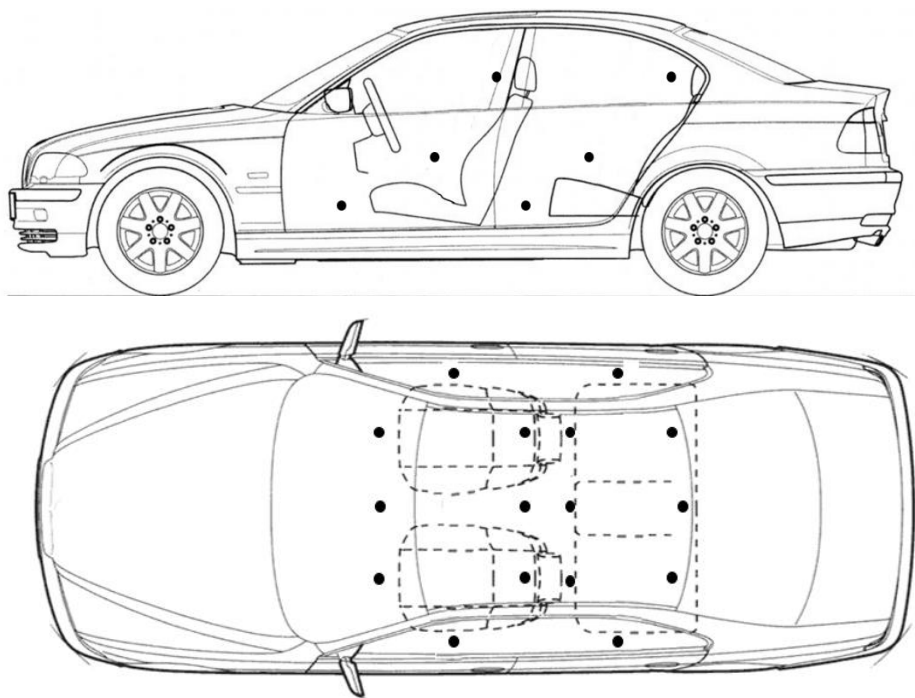


图 3-6 测温点分布图

试验开始前,需要先将连接数据采集器的热电偶按照图3-6所示布置在舱内。汽车座舱负荷试验在环境舱中进行。环境舱作为可以模拟环境条件的设备是本次试验验证的主要实验仪器。其实物图如图 3-7 所示。



图 3-7 环境仓实物图

在试验开始之前,由试验人员进入舱内,按照图 3-6 布置热电偶的布置。布置完成之后,将空调出风温度调节开关置于最大的位置,出风模式设置为内循环。布置完成之后,实验人员先完成初始参数的测量及记录,然后关闭车门,打开 A/C 开关。

3.3.2 夏季工况下的模型验证

实验相关参数如表 3-15 示:

表 3-15 试验相关参数

参数	环境温度	太阳辐射	出风量	乘员人数
数据	40℃	1050w/m ³	420m ³ /h	1

空调出风口温度如图 3-8 所示:

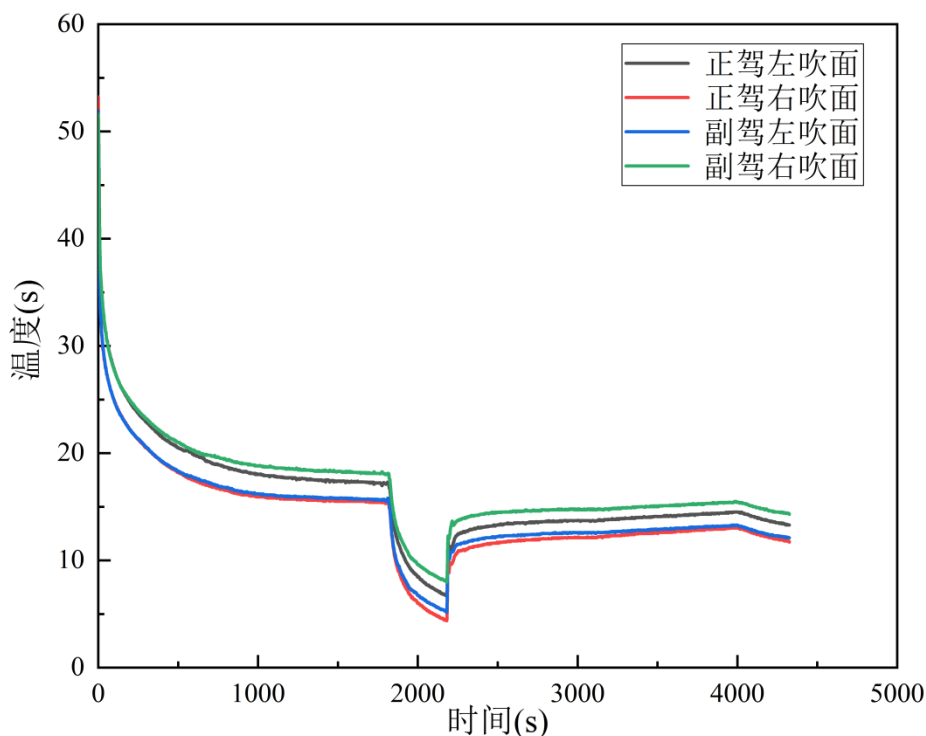


图 3-8 制冷工况下空调出风口温度变化情况

由图 3-8 可知,空调出风口温度与舱内温度变化趋势相一致。根据图 3.8 可知舱内空气温度在 30 分钟出现一次起伏是由于空调出风温度在 30 分钟左右出现一次骤变导致的。同时在 30 分钟以后空调出风口温度趋于稳定,舱内温度也在这之后趋于稳定。

试验过程中舱内温度变化情况如图 3-9 所示:

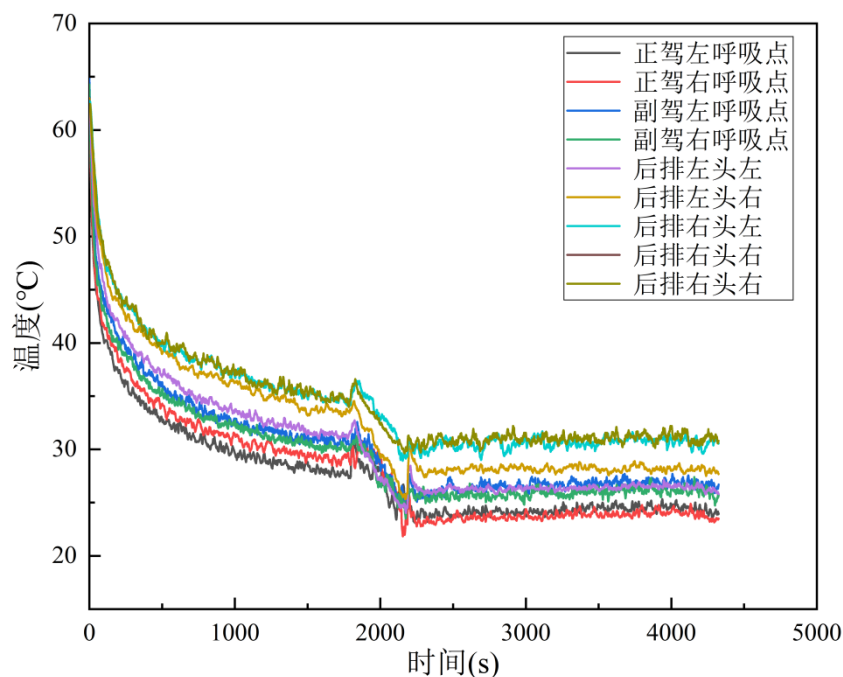


图 3-9 制冷工况下舱内温度变化情况

由图 3-9 可以看出，舱内平均温度在空调运行开始前 1 分钟由 60°C 左右快速降至 42°C 左右，之后温度下降较为缓慢，在 30 分钟左右舱内平均温度出现一次起伏，之后舱内温度变化缓慢，逐渐由 32°C 逐渐降至 17°C，并趋于稳定。

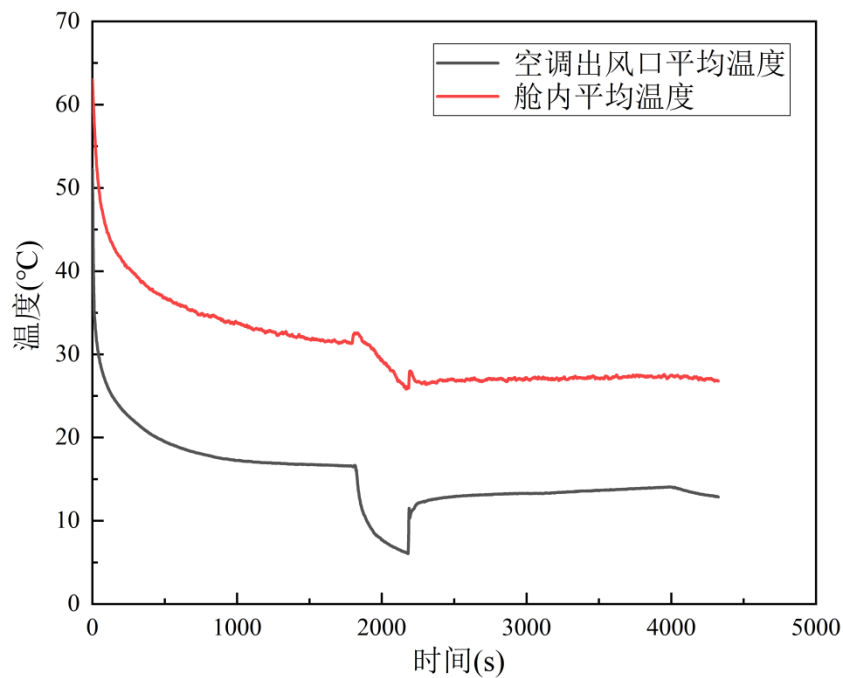


图 3-10 制冷工况下舱温及空调出风口平均温度变化情况

由实验结果可知，实验车辆在空调运行 30 分钟之后舱内温度趋于稳定，约 27°C，此时空调出风口温度约 13°C。可知实验车辆的实际热负荷为 2030W。

而根据前文建立得到制冷工况下汽车座舱热负荷预测模型,可知此工况下的理论计算热负荷为 2348W,相差 318W,建立的热负荷预测模型的误差为 15.67%,满足工程前期预研要求。

3.3.3 冬季工况下模型验证

实验相关参数如表 3-16 示:

表 3-16 试验相关参数

参数	环境温度	太阳辐射	出风量	乘员人数
数据	-20℃	0w/m ³	270m ³ /h	1

试验过程中记录的舱内各出风口温度变化情况如图 3-11 所示:

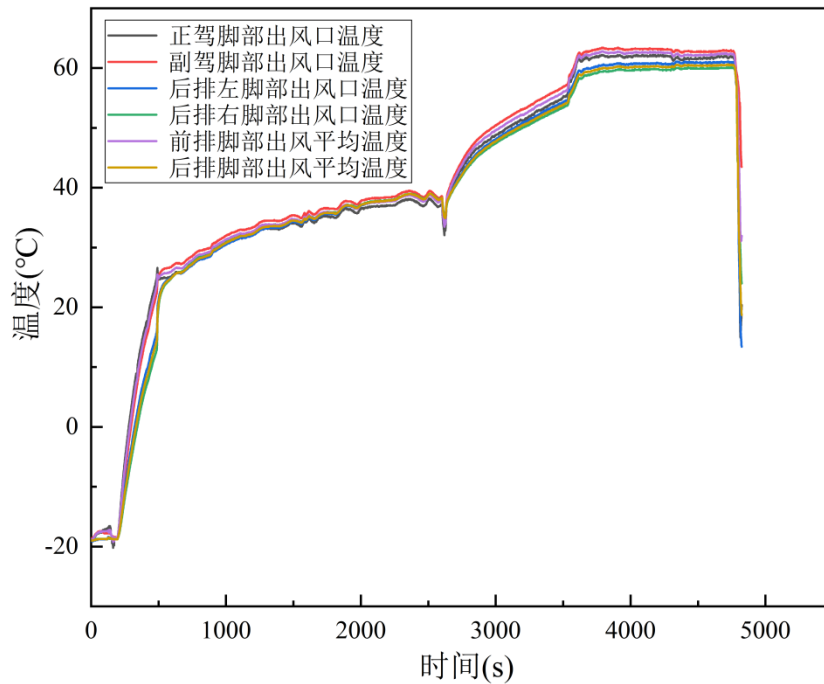


图 3-11 采暖工况下空调各出风口温度变化情况

由图 3-11 可以看出,空调出风口温度是逐渐上升到,且上升的速度随着空调启动时间逐渐变缓。在空调运行约 3600s 左右,空调出风口温度趋于稳定,约 61.49℃。在试验的过程中还实时的记录了各测温点的温度,从中选取了具有代表性的八个测温点的温度变化情况,如图 3-12 所示:

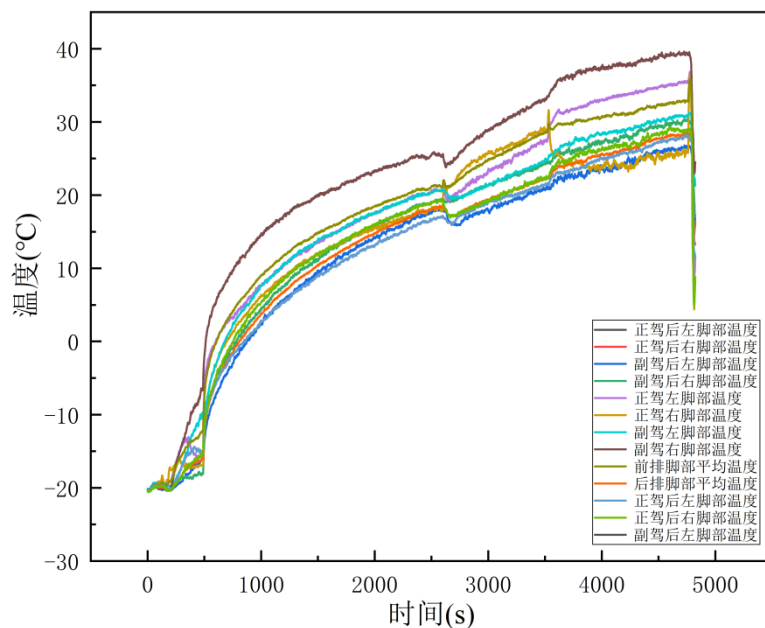


图 3-12 采暖工况下舱内部分测温点温度变化情况

由图 3-12 可以看出，舱内各测温点温度同空调出风口温度的变化趋势是一致的，且从图中可以明显看出副驾右脚部温度明显大于其它测温点温度；副驾后左脚部温度及正驾后左脚部温度是选取的测温点里温度最低的。

将前排脚部出风口、前排脚部出风口、前排脚部测温点及后排脚部测温点的平均温度汇总，如图 3-13 所示：

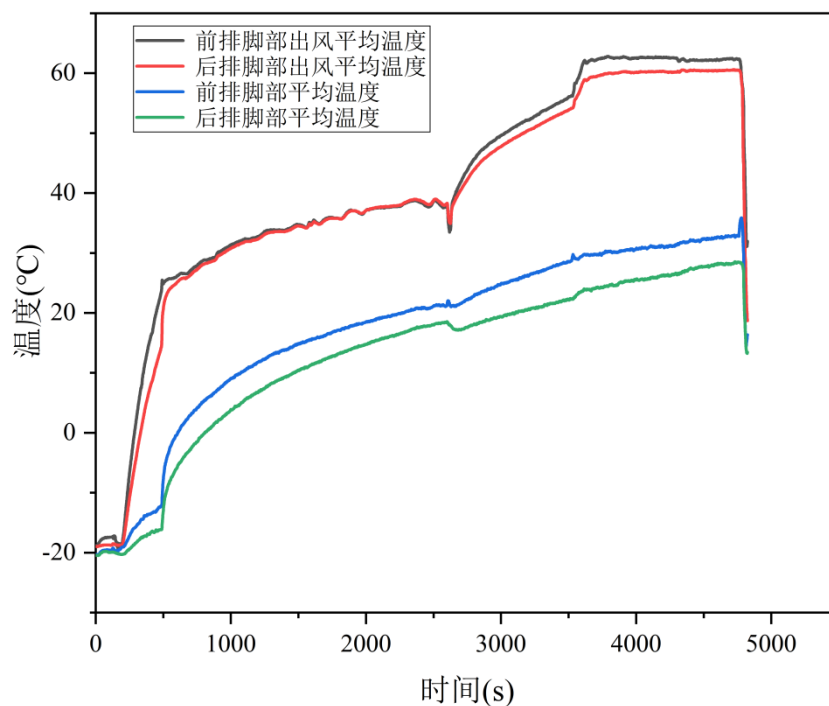


图 3-13 采暖工况下空调各出风口及测温点温度变化情况

由图 3-13 可以看出，前后排空调出风口的平均温度差距很小，但前后排脚

部测温点的平均温度差距较大,后排脚部的平均温度明显小于前排脚部测温点的平均温度。

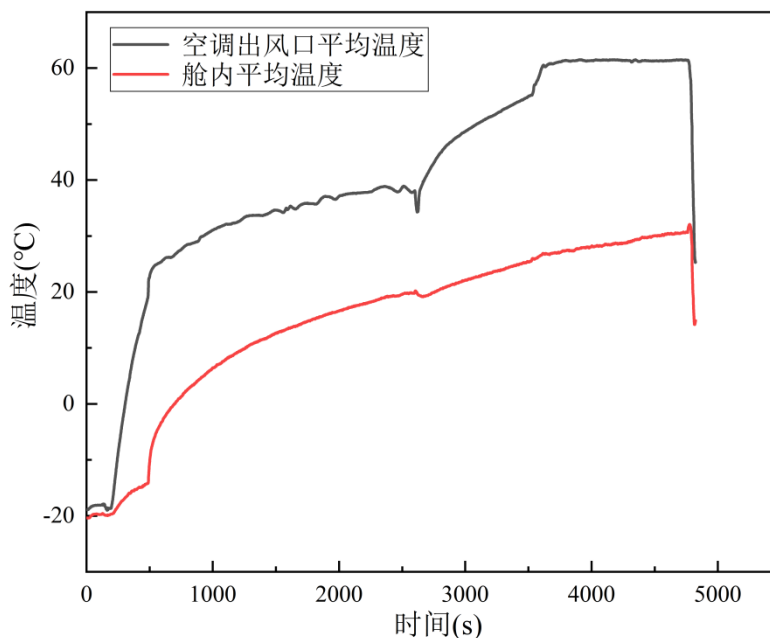


图 3-14 采暖工况下舱温及空调出风口平均温度变化情况

由图 3-14 可以看出,当空调出风口温度趋于稳定时,舱内平均温度的变化速率也逐渐减少,此阶段的舱内平均温度的平均值约 30.57°C 左右。可知实验车辆的实际热负荷为 2593W 。

而根据前文建立得到采暖工况下汽车座舱热负荷预测模型,可知此工况下的理论计算热负荷为 2261W ,相差 332W ,建立的热负荷预测模型的误差为 -12.80% ,满足工程前期预研要求。

3.4 本章小结

本章主要是利用 THESEUS-FE 软件建立乘员舱仿真分析模型，通过仿真分析的方法，对第 2 章建立的汽车座舱热负荷预测模型中的修正系数进行标定。同时通过试验的方法对建立的汽车座舱热负荷预测模型进行验证。分析发现，试验工况下的理论计算热负荷为 2348W/2261W，同实际热负荷相差 318W/332W，本文建立的热负荷预测模型的误差为 15.67%/12.80%，满足工程前期预研要求。

4 新风比例智能控制策略的开发

导热负荷和新风负荷是车体冬季采暖的主要负荷，而太阳辐射和新风负荷则为夏季制冷的主要构成负荷。可见无论是制冷工况还是采暖工况，降低空调系统的新风负荷都是降低空调系统能耗的有效措施。通过优化控制算法来调节新风风门的开度，从而引入不同比例的回风以降低新风负荷。通过优化控制算法来调节新风风门的开度，从而引入不同比例的回风以降低新风负荷，该方法已经用于降低燃油车的制冷能耗，且取得了不错的效果。然而，由于传统车续航焦虑问题不突出，故相关工作研究较少。

4.1 开发目的及新风控制策略

4.1.1 开发目的

空调系统能耗是电动汽车总能耗中占比较大的能耗之一，而新风能耗又是空调系统的主要能耗之一，降低电动汽车在炎热夏季的能耗，增加其续航里程是当前电动汽车行业发展的一大重点^[63]。

为了保证汽车座舱内空气质量，空调系统除了保证乘员的热舒适性外还要引入适量的新风以保证舱内空气质量，但引入新风会使空调系统能耗增加^[64]。引入的新风量需要保证舱内空气中 CO_2 浓度满足法规要求及前挡风玻璃不起雾。当前电动汽车空调系统采用的通风方式多为引入固定比例的新风，在采暖工况下甚至采用外循环的通风方式。然而汽车座舱新风量需求与环境空气中 CO_2 浓度、相对湿度以及舱内乘员人数等因素密切相关，采用固定新风比例的通风方式可能导致新风供给过量，使空调系统产生过量的新风能耗，进而降低了电动汽车的实际续航里程。针对目前新风控制策略存在的问题，本文开发了一种电动汽车座舱新风比例智能控制策略，最大程度上降低空调系统新风能耗。

4.1.2 新风比例智能控制策略

本文提出的汽车座舱新风比例智能控制策略如图 4-1 所示。

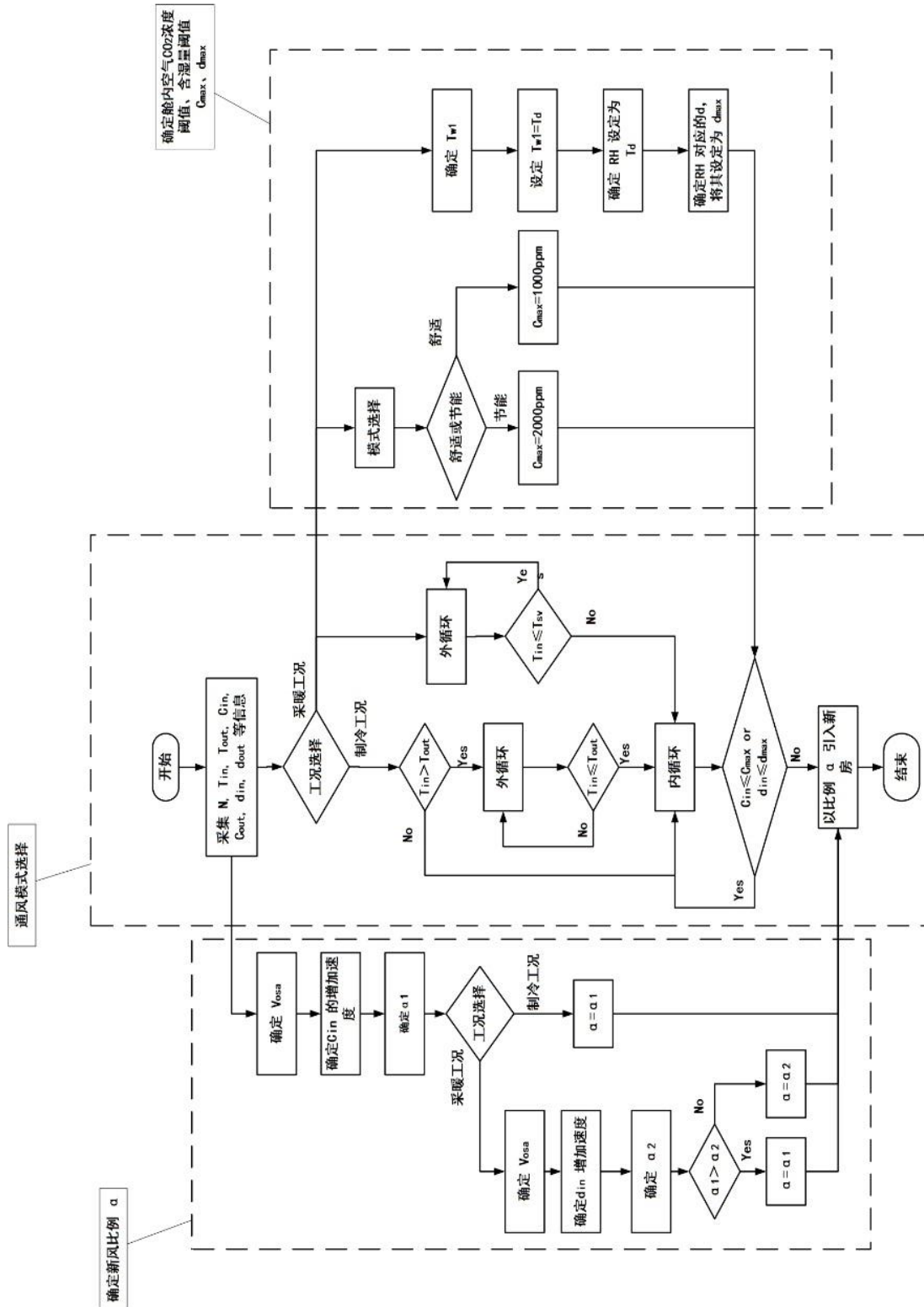


图 4-1 汽车座舱新风比例智能控制策略

图中：N 为乘员人数； T_{in} 为舱内空气温度； T_{out} 为环境空气温度； C_{in} 为舱内空气中 CO_2 浓度； C_{out} 为环境空气在 CO_2 浓度； d_{in} 舱内空气含湿量； d_{out} 为环境空气含湿量； V_{osa} 为 HVAC 风量； T_{sv} 舱内空气目标温度； T_{wt} 前挡风玻璃内壁温

度； T_d 为露点温度；RH 为空气的相对湿度； $d_{\max}$ 舱内空气含湿量阈值； $C_{\max}$ 为舱内 CO_2 浓度阈值。

制冷工况下的汽车座舱新风比例智能控制策略如图 4.2 所示。电动汽车空调系统开始运行，先采集舱内外空气中 CO_2 浓度、乘员数量及舱内外温度等信息；判断舱内温度是否大于环境温度，如果是则通风方式为外循环，否则为内循环；同时判断舱内空气中 CO_2 浓度是否小于 2000ppm，如果是通风方式为内循环，否则根据舱内乘员人数对车体引入一定比例新风。舱内空气 CO_2 浓度上限值设定为 2000ppm 的依据见 4.2.1 节。

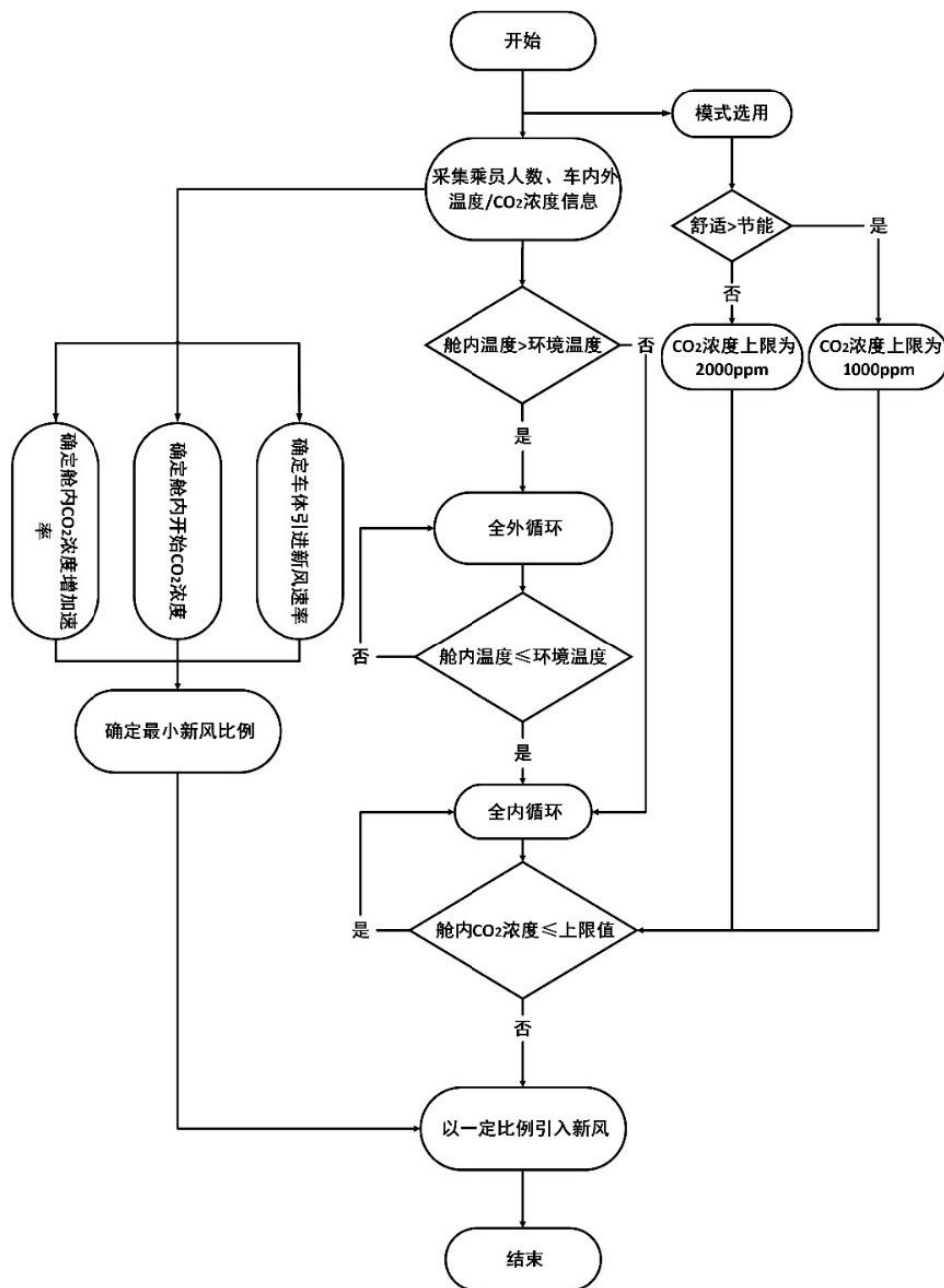


图 4-2 制冷工况下汽车座舱新风比例智能控制策略

采暖工况下的汽车座舱新风比例智能控制策略如图 4-3 所示。电动汽车空调系统开始运行，先对车内外空气的温度、空气含湿量、CO₂ 浓度、挡风玻璃内壁温度以及舱内乘员人数等信息进行采集；空调系统以外循环运行；判断舱内温度是否达到设定值，如果是则通风方式转变为内循环，否则还是外循环；判断舱内空气的 CO₂ 的浓度是否小于 2000ppm、舱内空气含湿量是否小于确定的舱内空气最大含湿量，如果是则通风方式为内循环，否则根据舱内乘员人数对车体引入一定比例新风。

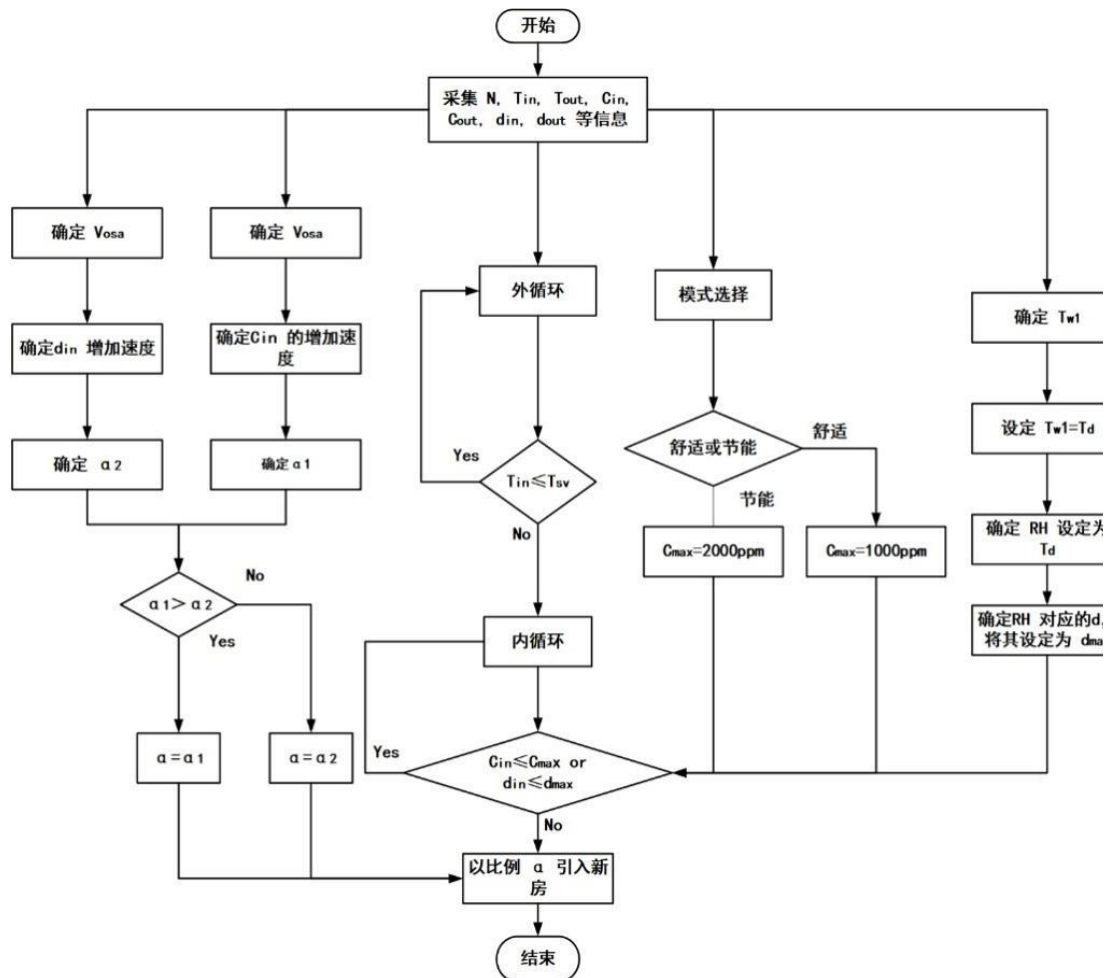


图 4-3 采暖工况下汽车座舱新风比例智能控制策略

4.2 新风比例的确定依据及计算方法

空调系统 HVAC 新风量，需要考虑舱内空气 CO₂ 浓度阈值及前挡风玻璃起雾风险两个方面。一般来说，制冷工况下只需保证 CO₂ 浓度不超过阈值即可，但采暖工况下还需保证前挡风玻璃不能起雾。

4.2.1 CO₂ 浓度限制

对电动汽车而言，在夏季制冷工况下，对引入车体新风量的判别依据仅为舱内 CO₂ 浓度是否满足相关要求。所以，本文先确定舱内 CO₂ 浓度变化情况并确定舱内 CO₂ 浓度阈值。

舱内的 CO₂，主要来自舱内乘员的排放以及环境自存两方面。舱内 CO₂ 浓度的计算公式为：

$$C_{n+1} = \frac{SN}{V}t + (C_{amb} - C_n) \frac{V_{OSA}\alpha}{V}t + C_0 \quad (4.1)$$

式中：C_{n+1} 为 t 时刻舱内 CO₂ 的浓度，单位为 ppm；C_n 是 t-1 时刻舱内 CO₂ 的浓度；S 为舱内乘员呼吸作用产生 CO₂ 的速度，取 0.3L/min^[65]；N 为舱内乘员人数；V 为车体容积，取 3.7m³；C_{amb} 为环境本底 CO₂ 浓度，不同地方存在差异，此处确定为 400ppm^[65]；α 为引入车体的新风比例；C₀ 为某一时间段内开始时舱内的 CO₂ 浓度；t 为时间，单位为 s；V_{OSA} 为车体引入新风的速度，取 420m³/h。

对于舱内 CO₂ 浓度上限值，参考标准不同，取值不同。根据《环境空气质量标准》，人体在 CO₂ 浓度为 350~1000ppm 的范围内会觉得空气清新，呼吸顺畅，由此确定在舱内 CO₂ 浓度上限值为 1000ppm^[66]。

而在我国关于长途客车的车内空气质量标准 GB/T 17729-2009《长途客车内空气质量要求》中对 CO₂ 浓度要求为小于等于 0.2%即 2000ppm^[67]。

综上，将舱内 CO₂ 浓度上限分为 1000ppm、2000ppm 两种情况。

4.2.2 挡风玻璃防雾要求

汽车在冬天行驶时，前挡风玻璃往往会因为车内外温差过大出现起雾现象。此时驾驶员的视野会受到影响，存在严重的安全隐患。避免挡风玻璃起雾的措施有：喷除雾剂、向挡风玻璃内侧吹冷风等方式。而向舱内引入新风降低舱内空气含湿量也可以有效改善这一现象。

乘员的呼吸作用会产生水蒸气，空调系统引入新风的同时会带离部分水蒸气至舱外，此时经分析舱内空气含湿量可以通过公式 4.2 进行计算：

$$d_{n+1} = d_0 + \frac{d_g N}{\rho_{in} V} t + (d_{amb} - d_n) \frac{\rho_{osa} V_{osa} \alpha}{\rho_{in} V} t \quad (4.2)$$

式中： d_{n+1} 是第 $n+1$ 时刻舱内空气的含湿量，单位为 g/kg ； d_0 是开始时舱内空气的含湿量，单位为 g/kg ； d_g 是人体散湿量，在此处取成年男子在极轻活动时的散湿量，为 $63g/h^{[68]}$ ； ρ_{in} 是舱内空气密度，单位为 g/kg ； d_{amb} 是环境空气的含湿量，单位为 g/kg ； d_n 是第 n 时刻舱内空气的含湿量，单位为 g/kg ； ρ_{osa} 是新风密度，即环境空气密度。

不同温度下空气的密度是存在差异的，但差异较小对本文影响可以忽略不计，所以在后续分析过程中，将公式（4.2）中的 ρ_{in} 、 ρ_{osa} 设定为 $23^\circ C$ 时的空气密度即 $1.193kg/m^3$ 。

通过汽车前挡风玻璃传热过程如图 4-4 所示：

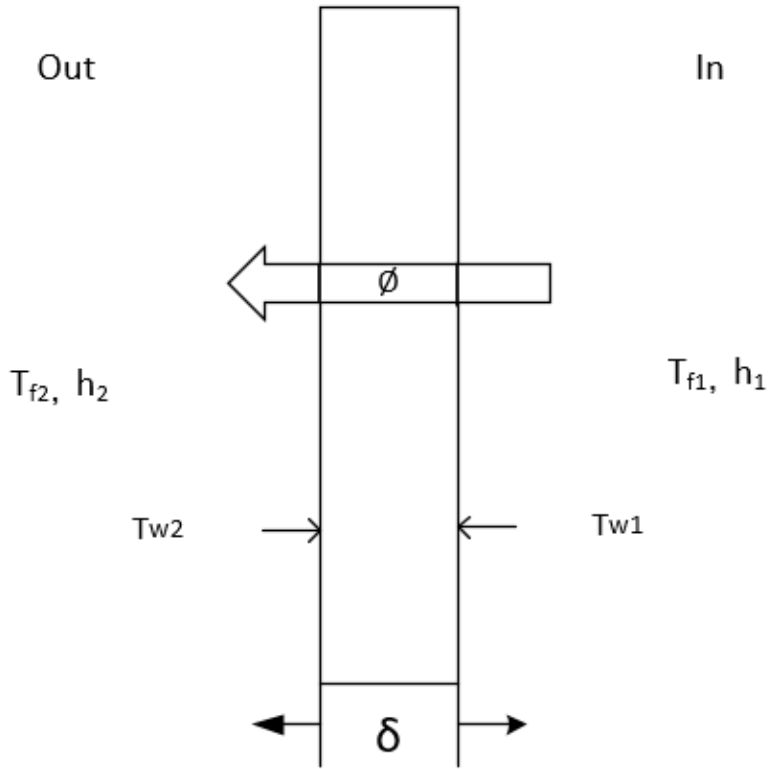


图 4-4 通过挡风玻璃的传热过程

图中： Φ 为热流量； T_{f1} 、 T_{f2} 分别为车内温度及环境温度，单位为 $^\circ C$ ； δ 为挡风玻璃的厚度，取 $5 \times 10^{-3}m$ ； T_{w1} 、 T_{w2} 为挡风玻璃内、外壁温度； h_1 、 h_2 为挡风玻璃内、外表面的对流传热系数，单位为 $W/(m^2 \cdot k)$ ，根据 Liu, JX^[69]研究得到的

半经验公式， h_1 、 h_2 计算公式如下：

$$h_1 = -0.03v_1^2 + 2.64v_1 + 9 \quad (4.3)$$

$$h_2 = -0.1v_2^2 + 3.12v_2 + 2.5 \quad (4.4)$$

式中： v_1 为挡风玻璃内侧风速，取 2m/s； v_2 为挡风玻璃外侧风速，取 8m/s^[69]。

挡风玻璃内壁温度为：

$$T_{w1} = T_{f1} - \frac{k}{h_1} (T_{f1} - T_{f2}) \quad (4.5)$$

式中： k 为传热系数且 $k = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + \frac{\delta}{\lambda}}$ ，其中， λ 为材料的导热系数，其值取

0.754 W/(m·K)^[70]。

挡风玻璃不出现凝雾现象的条件是：

$$T_{w1} > T_d \quad (4.6)$$

式中： T_d 是挡风玻璃内侧附近空气的露点温度。

将挡风玻璃内壁温度作为舱内空气露点温度，并将此露点温度对应的空气相对湿度确定为舱内空气最大相对湿度，只要保证舱内空气相对湿度低于最大相对湿度就可以避免挡风玻璃起雾。

实际上冬季舱内空气温度分布不均匀分布，为简化计算，假设采暖工况下近前挡风玻璃处空气温度比舱内平均温度低 2℃，其中舱内空气平均温度目标为 23℃。

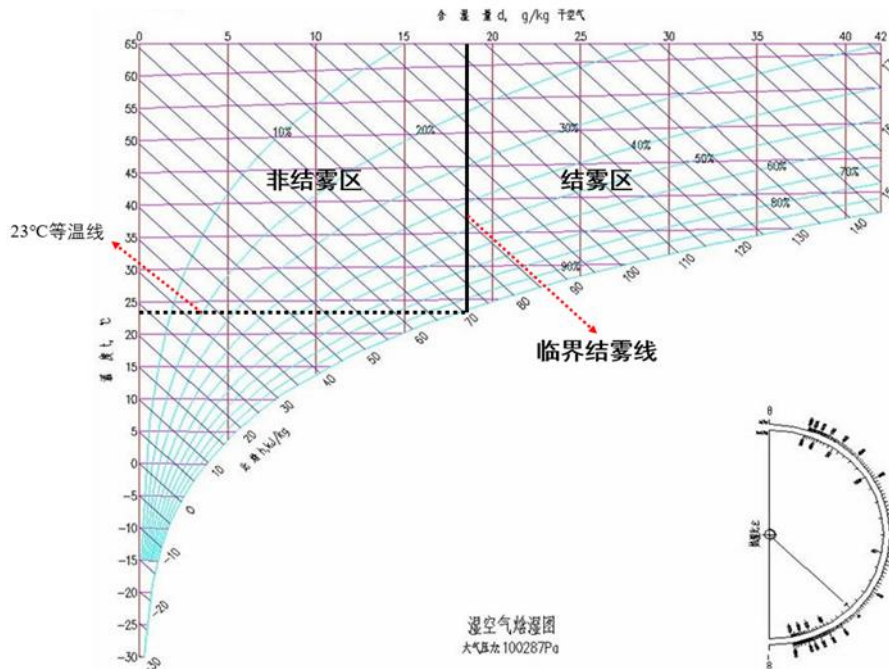


图 4-5 焓湿图

由公式（4.5）可以得到不同环境温度下舱内空气露点温度，再结合图 4-5 即可以得到舱内空气对应的最大含湿量。

4.3 典型工况新风比例计算

为分析不同环境温度下智能策略的节能效果，制冷模式下环境温度设定为 34℃、36℃、38℃、40℃、42℃、44℃、46℃、48℃。采暖模式下分析环境温度设定为 15℃、10℃、5℃、0℃、-5℃、-7℃、-10℃；环境空气相对湿度为 30%。

根据 4.1.2 节的智能控制策略，智能控制方案的具体运行方式为：制冷工况时的通风方式为先采用外循环，最后采用引入一定比例新风的混合式通风方式。采暖工况下考虑到挡风玻璃内壁温度受舱内温度变化影响大，在舱内温度到达设定温度之前频繁改变通风方式，对控制器及鼓风机开度等灵活性要求大，所以该阶段的通风方式为外循环，当舱内温度升至设定温度时，通风方式转变为内循环，最后再以一定比例引入新风。而基准方案为空调系统始终以一定比例引入新风。

根据公式（4.1）及 1.3 节确定的 CO₂ 浓度阈值，制冷工况下空调系统进行外循环的时长以及最小新风比例，如表 4-1 和表 4-2 所示：

表 4-1 CO₂ 阈值为 1000ppm

舱内乘员人数	外循环时长/s	最小新风比例/%
1	444	7.14
2	222	14.29
3	148	21.43
4	111	28.57
5	88.8	35.72

表 4-2 CO₂ 阈值为 2000ppm

舱内乘员人数	外循环时长/s	最小新风比例/%
1	1184	2.68
2	592	5.36
3	394.7	8.04

4	296	10.71
5	236.8	13.39

根据表 4-1 及表 4-2 可知，全回风时长以及最小新风比例与舱内乘员人数关联度很大。随乘员人数增加，因呼吸作用产生 CO_2 速度也在增加，导致全回风的时长逐渐减小，同时所需要的新风量增大。

根据表 4-1 及表 4-2 中舱内乘员人数为 5 人时的新风比例，将制冷工况下的新风比例设定如下：将 CLTC 工况下的基准方案的新风比例确定设为定值 35.72%；长途工况下的基准方案的新风比例确定设为定值 13.39%。而采暖工况下基准方案的新风比例，考虑到冬季常见的通风方式为外循环，故定为 100%。

在采暖工况下，考虑到电动汽车能耗较高，所以优先考虑空调系统的节能性。在进行节能效果分析时， CO_2 阈值设定为 2000ppm。

根据公式（4.2）及 4.3.2 节的挡风玻璃防雾需求，确定的智能控制方案进行全回风时长以及引入新风的最小新风比例，如表 4-3 所示：

表 4-3 根据挡风玻璃防雾需求确定的运行工况

环境温度/ $^{\circ}\text{C}$	舱内乘员人数/人	全回风时长/s	最小新风比例/%
20	1	1364.6	3.6
	2	682.3	7.2
	3	454.9	10.9
	4	341.2	14.5
	5	272.9	18.1
15	1	1364.6	3.6
	2	682.3	7.2
	3	454.9	10.9
	4	341.2	14.5
	5	272.9	18.1
10	1	1364.6	3.6
	2	682.3	7.2
	3	454.9	10.9
	4	341.2	14.5

5	5	272.9	18.1
	1	1021.6	4.8
	2	510.8	9.7
	3	340.5	14.5
	4	255.4	19.3
0	5	204.3	24.2
	1	681	7.2
	2	340.5	14.5
	3	227	21.7
	4	170.3	29
-5	5	136.2	36.2
	1	375.8	13.1
	2	187.9	26.3
	3	125.3	39.4
	4	94	52.5
-7	5	75.2	65.6
	1	272.4	18.1
	2	136.2	36.2
	3	90.8	54.3
	4	68.1	72.4
	5	54.5	90.6

根据表 4-3，当环境温度为 5℃、0℃、-5℃、-7℃时，以 CO₂ 浓度为判别依据得到的空调系统进行全回风的时间小于以挡风玻璃防雾需求确定的全回风时长、引入的最小新风比例大于以挡风玻璃防雾需求确定的新风比例。即随着环境温度的降低，空调系统运行工况主要受挡风玻璃防雾需求的影响。进而可知采暖工况下空调系统的运行工况，如表 4-4 所示：

表 4-4 采暖工况下的空调系统运行工况表

环境温度/℃	舱内乘员人数/人	全回风时长/s	最小新风比例/%
20	1	1184	4.17

	2	592	8.33
	3	394.7	12.5
	4	296	16.7
	5	236.8	20.8
	1	1184	4.17
	2	592	8.33
15	3	394.7	12.5
	4	296	16.7
	5	236.8	20.8
	1	1184	4.17
	2	592	8.33
10	3	394.7	12.5
	4	296	16.7
	5	236.8	20.8
	1	1021.6	4.8
	2	510.8	9.7
5	3	340.5	14.5
	4	255.4	19.3
	5	204.3	24.2
	1	681	7.2
	2	340.5	14.5
0	3	227	21.7
	4	170.3	29
	5	136.2	36.2
	1	375.8	13.1
	2	187.9	26.3
-5	3	125.3	39.4
	4	94	52.5
	5	75.2	65.6

	1	272.4	18.1
	2	136.2	36.2
-7	3	90.8	54.3
	4	68.1	72.4
	5	54.5	90.6

4.4 本章小结

空调系统耗电量高是引起电动汽车续航里程缩减严重的重要原因,降低其能耗已成为亟待解决的行业难题。本章从降低空调系统能耗出发,综合考虑舱内乘员人数与舱内、环境温度、湿度和新风需求量的关系等因素的影响,提出了电动汽车座舱新风比例智能控制策略。舱内的 CO_2 主要来自舱内乘员的排放以及环境自存两方面,建立了舱内 CO_2 浓度的计算公式;根据乘员的呼吸作用会产生水蒸气,空调系统引入新风的同时会带离部分水蒸气至舱外这一现象,建立了舱内空气含湿量的计算公式,并根据计算方法,确定了各分析工况的新风比例。

5 新风比例智能控制策略的节能效果分析

为了更好的评价智能控制策略的节能效果,本章将智能控制策略对应的通风方式(确定为智能控制方案)同现在常见的通风方式即固定新风比例的通风方式(基准方案)进行展开分析。根据第3章提出的智能控制策略确定进行仿真分析时的分析工况,并根据分析工况建立仿真模型。根据仿真分析的结果,就CLTC工况和长途工况下的高压部件功率、能耗的节能效果展开分析,并选取某款电池能量为100kW·h的纯电动汽车对其实际续航里程展开分析。

5.1 建立仿真模型并确定边界条件

5.1.1 建立仿真模型

空调系统进行仿真分析时的边界条件进行设定。制冷工况下的仿真边界设定情况如表5-1所示:

表 5-1 制冷工况下的仿真边界条件

环境温度/°C	舱内起始温度/°C	舱内最终稳定温度/°C
34	34	24
36	36	24
38	38	24
40	40	24
42	42	24
44	44	24
46	46	24
48	48	24

由表5-1可见,在温度设置时,本文将舱内初始温度设置为环境温度,而实际上舱内起始温度是大于环境温度的,这样处理的原因是考虑到在实际用车时,会在用车前将车门、车窗打开流通舱内空气以降低舱内空气温度。在此将该部分省略,所以直接将舱内空气初始温度设置为环境温度。以环境温度为48°C为例。舱内温度由48°C开始下降,当舱内温度降至24°C后,舱内温度保持不变。

为了使舱内温度以预设情况变化,需要对空调压缩机的转速进行设定。初步确定压缩机转速变化情况如下:压缩机转速先保持 4000r/min 开始运行,当舱内温度降至 24℃时,压缩机转速降低至维持舱内温度保持在 24℃所需的转速。具体情况如图 5-1 压缩机控制策略所示。

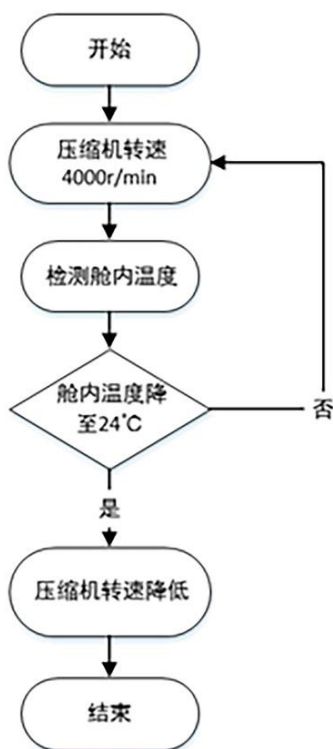


图 5-1 压缩机控制策略

采暖工况下空调系统仿真边界条件如表 5-2:

表 5-2 采暖工况下的仿真边界

环境温度/℃	舱内起始温度/℃	舱内目标温度/℃
15	15	25
10	10	25
5	5	25
0	0	25
-5	-5	25
-7	-7	25

采暖工况下 PTC 先以最大功率运行,当舱内温度升至 25℃时,PTC 功率逐渐降低至舱内温度保持在 25℃所需的功率。水暖 PTC 最大功率受到水流量和入

水温度的限制，本文采用的 PTC Map 图如图 5-2 示：

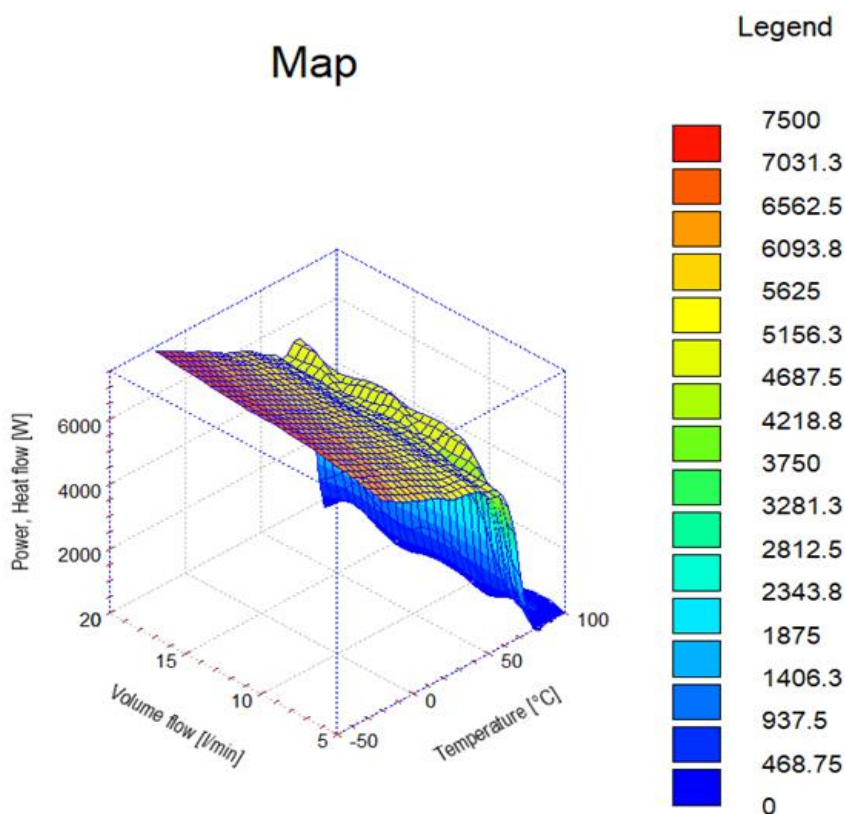


图 5-2 PTC 最大功率 Map

5.1.2 设置边界条件

利用 KULI 软件建立乘员舱仿真模型。制冷工况下的仿真模型如图 5-3 示，主要包括电动压缩机 (COM)、冷凝器 (CND)、膨胀阀 (EXV)、蒸发器 (EVP) 和连接管道 (Tube) 等。

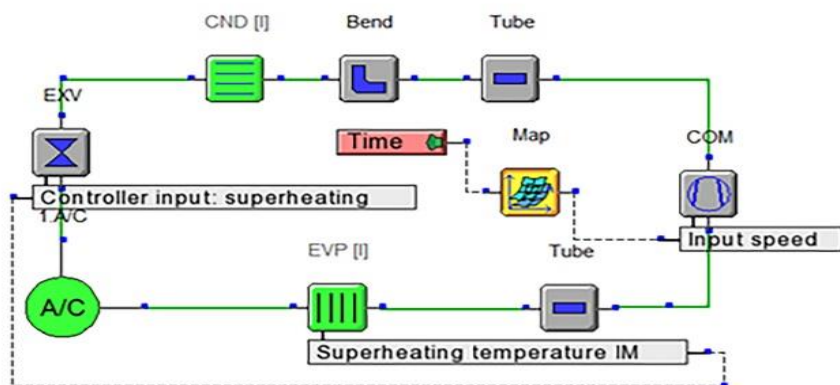


图 5-3 乘员舱制冷仿真模型

基准方案中对回风温度、相对湿度的控制模型如图 5-4 示。

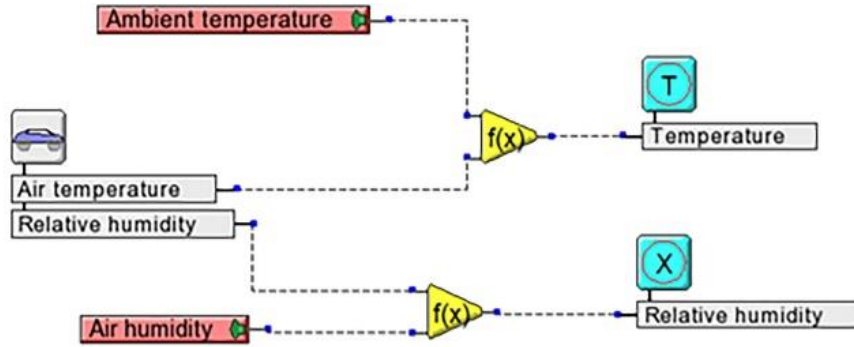


图 5-4 基准模型中回风温度、相对湿度控制图

控制算法的功能是将两个输入端的输入值，经过计算之后传递给输出值，计算公式如公式（5.1）所示：

$$Y = \alpha X_{out} + (1 - \alpha) X_{in} \quad (5.1)$$

式中：Y 为舱内回风温度/相对湿度； X_{out} 为外界环境空气温度/相对湿度； X_{in} 为舱内空气温度/相对湿度。

智能控制策略方案中对回风温度和相对湿度的控制如图 5-5 示。

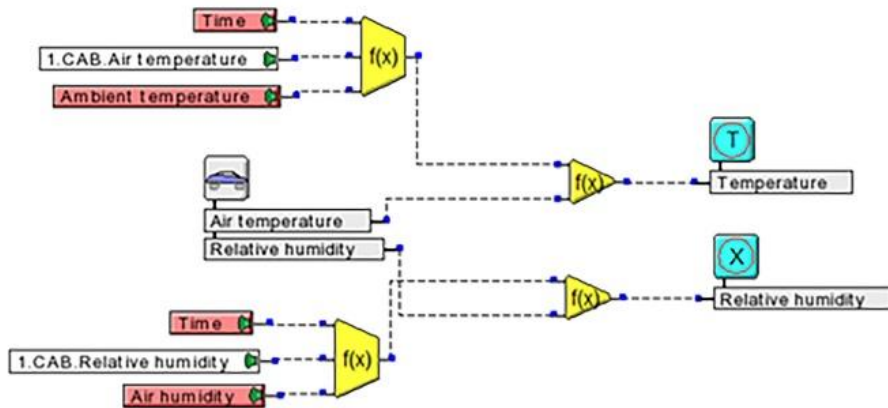


图 5-5 制冷工况下智能控制模型中回风温度、相对湿度控制图

控制算法的功能与基本模型是相同的，区别之处在于智能控制策略方案中会先进行一段时间的全回风，在这段时间内，回风组成中不再含有环境空气部分。其计算公式为分段公式，具体如式（5.2）所示：

$$Y = \begin{cases} X_{in}, & t \leq t_0 \\ \alpha X_{out} + (1 - \alpha) X_{in}, & t > t_0 \end{cases} \quad (5.2)$$

式中：t 为空调系统运行时间； t_0 为全回风时长。

采暖工况下仿真模型如图 5-6 示，主要包括回风管(RAD)、温度目标(TEMP)、热流源(HFL)、质点(PM)等。

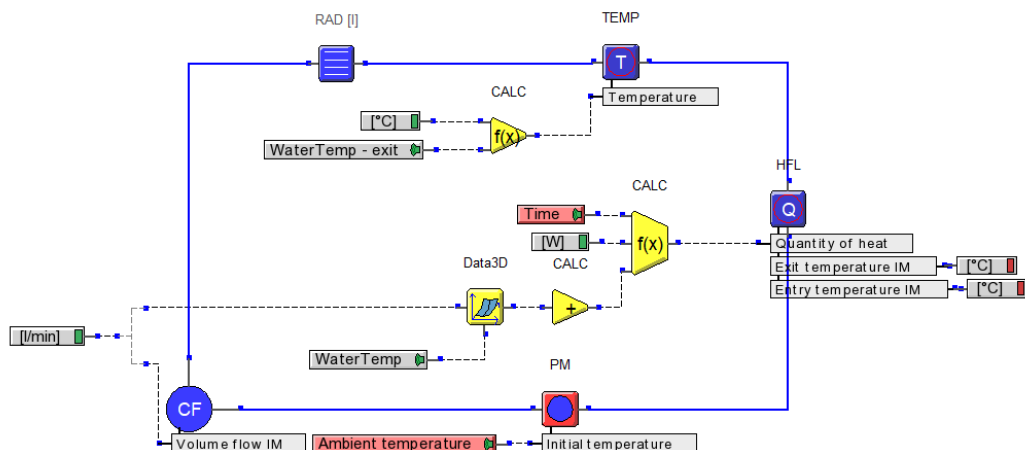


图 5-6 乘员舱采暖仿真模型

由于采暖工况下基准方案中引入舱体的新风比例为 100%，所以在基准方案中对回风温度、相对湿度的控制算法如公式（5.3）所示：

$$Y=X_{out} \quad (5.3)$$

智能控制方案中对回风温度和相对湿度的控制如图 5-7 示。

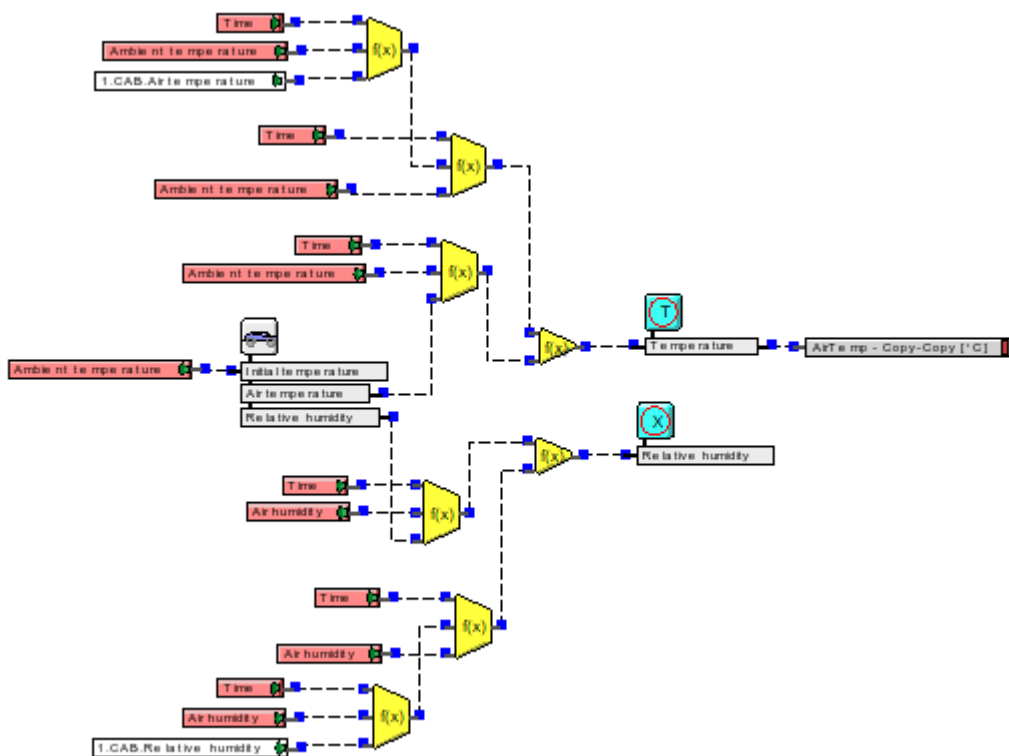


图 5-7 采暖工况下智能控制模型中回风温度、相对湿度控制图

采暖工况下智能控制方案中关于进入舱体空气的温度、相对湿度的控制算法的功能为：空调运行开始，进入舱内空气温度、相对湿度与环境空气的温度、相

对湿度一样，当舱内温度升至设定温度时，进入舱内空气的温度、相对湿度与舱内温度一样，最后当舱内控制质量达不到预设条件时，进入舱内空气的温度、相对湿度则由舱内空气、环境空气两部分共同决定。具体算法如公式 (5.4) 所示：

$$Y = \begin{cases} X_{out}, & t \leq t_1 \\ X_{in}, & t_1 < t \leq t_2 \\ \alpha X_{out} + (1-\alpha)X_{in}, & t > t_2 \end{cases} \quad (5.4)$$

式中：t 为空调系统运行时间；t₁ 为空调系统进行外循环的时长；t₂ 为空调系统进行外循环全回风和内循环的总时长。

5.2 CLTC 制冷工况下的节能效果评价

将空调系统运行时长设定为 1h 以模仿日常通勤。此时车辆以 CLTC 工况运行，对智能控制方案就舱内温度稳定在时压缩机的功率、空调系统高压部件节能效果进行评价，同时选取某款电池容量为 100kw·h，CLTC（China Light Vehicle Test Cycle）纯电续航里程 675km 的电动汽车的实际续航里程进行分析，分析智能控制策略的节能效果。其中，舱内温度变化以及压缩机的功率情况可以由仿真结果文件直接查阅。理论上，当舱内温度稳定时，压缩机功率也应趋于稳定。但是在查阅结果文件时，发现在稳定阶段，压缩机功率会出现细微波动，但误差很小，可以忽略。而对于压缩机运行 3600s 的能耗，可以结合压缩机功率，计算得出。

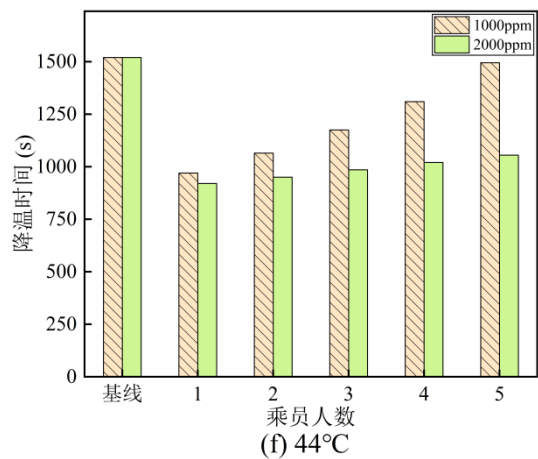
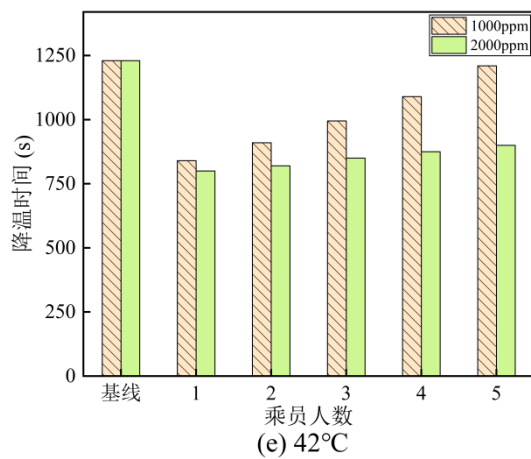
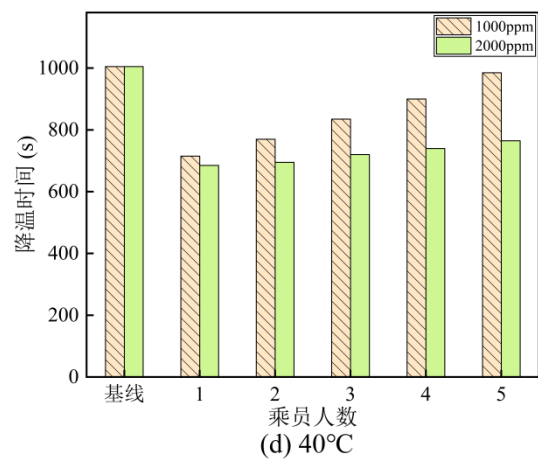
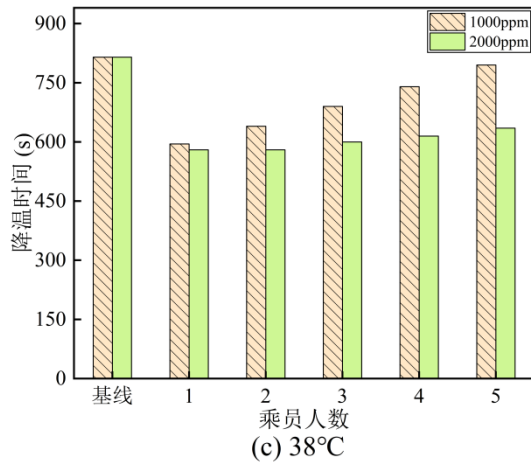
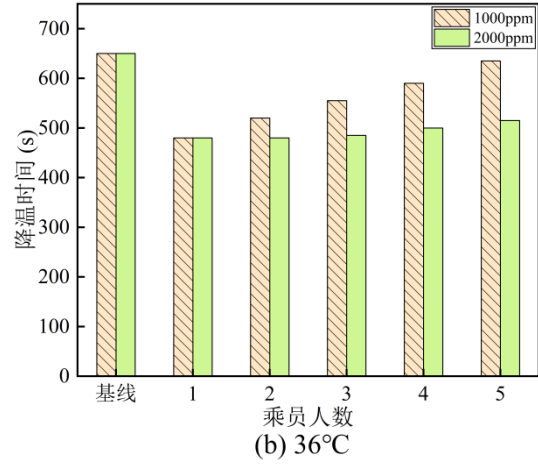
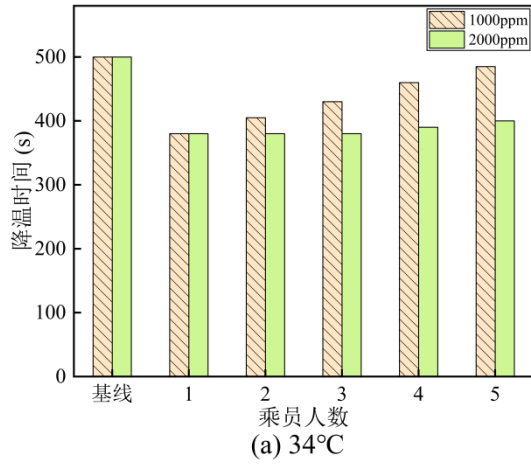
5.2.1 制冷工况下舱内温度降至预设温度所需时间分析

从空调系统运行开始至舱内温度降低至 24℃，压缩机转速都为 4000r/min，但不同工况需要的时间是不同的。舱内温度降至 24℃所需要的时间越短，则表明空调系统制冷能力越好。

环境温度为 34℃~44℃、舱内人数为 1~5 人时，空调系统通采用基准方案和智能控制方案降温所需时间情况如图 5-8 所示。

可以从图中看出，在不同环境温度下，基准方案所用的时间都是最长的；采用混合式通风的通风方式时，由于随着舱内人数的增加，新风比例逐渐增加、全回风时长逐渐减小，所以降温所用的时间随着舱内人数的增加而逐渐增加。

同时，从图中还可以看出，当 CO_2 阈值为 2000ppm 时，舱内温度降至 24°C 所需要的时间，在相同条件下都小于 CO_2 阈值为 1000ppm 时所需要的时间。



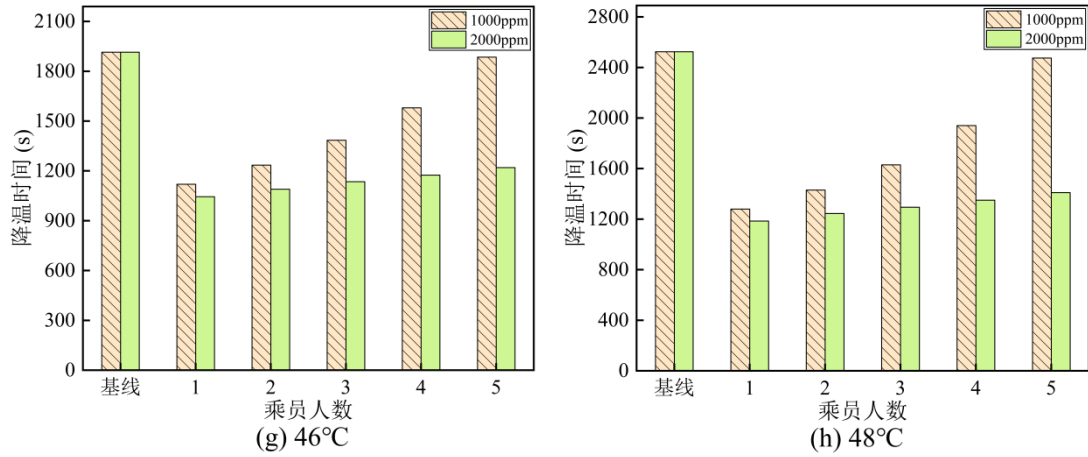
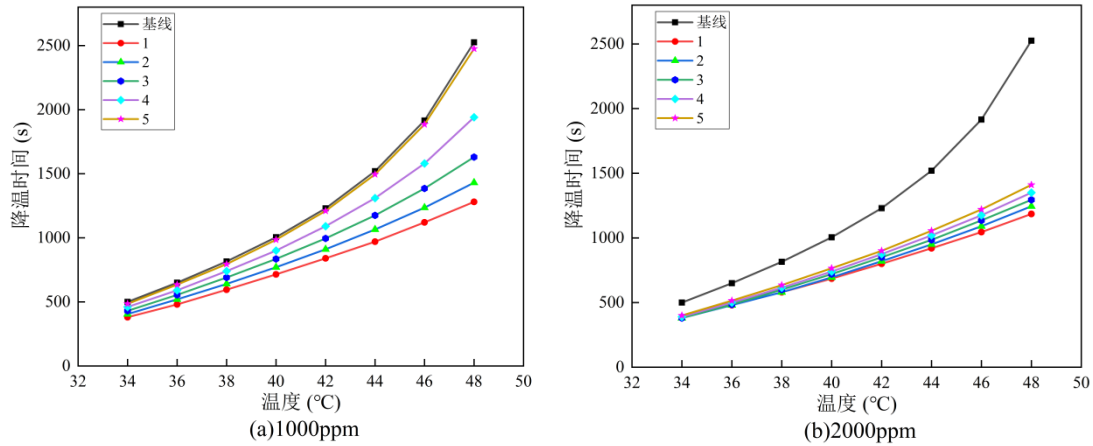


图 5-8 环境温度为 34℃~48℃时降温所需时间对比

CO₂ 浓度阈值分别为 1000ppm 和 2000ppm 时不同工况下舱内温度降至 24℃ 所用时间对比情况如图 5-9 所示。

从图中可以看出，随着环境温度的增加，各个系统之间的差距逐渐增加，但是由于基准方案的新风比例与舱内人数最多时是相同的，且不存在全回风阶段，所以基准方案使舱内温度降至 24℃ 所需要的时间始终是最长的。

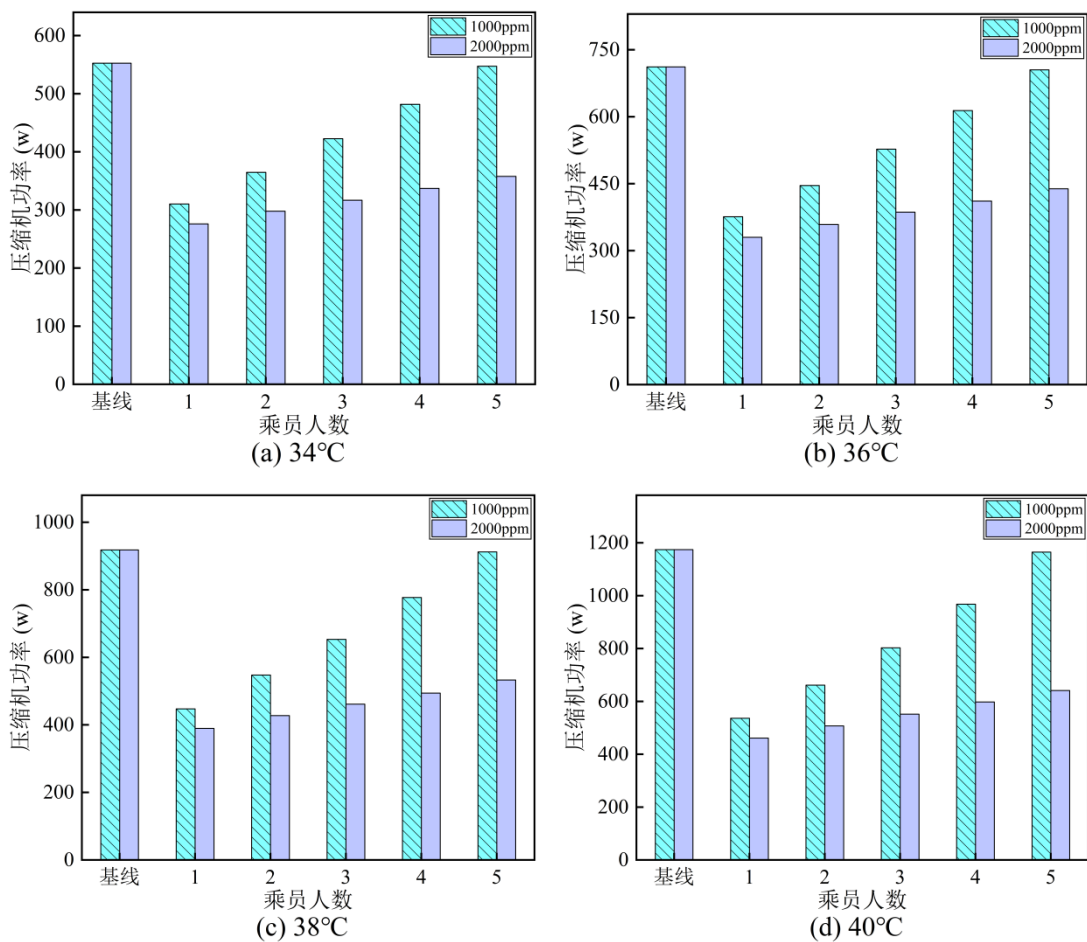

 图 5-9 CO₂ 阈值为 1000ppm、2000ppm 时各工况降温时间对比图

5.2.2 舱内温度稳定阶段高压部件的功率评价

当舱内温度稳定阶段时，空调系统高压部件的功率也趋于稳定，通过对此功率进行对比分析，可以进一步分析智能控制方案的节能效果。制冷工况下，分析当舱内温度稳定在 24℃ 时压缩机的转速，压缩机转速可通过仿真结果输出得到。通过分析智能控制方案与基准方案之间的差距，可以明显地反映出智能新风控制策略在制冷工况下的节能效果，且差距越大节能效果越好。

图 5-10 为环境温度为 34℃~48℃、乘员人数分别为 1~5 人时，舱内温度维持在 24℃时，两种方案压缩机能耗对比。从图中可以看出，不同环境温度和不同乘员数下，基准方案的压缩机的功率都是最大的；随着环境温度的增加，两者之间的差距也随之增加。

环境温度 40℃，阈值为 1000ppm，舱内乘员 1 人，基准方案压缩机功率为 1160W，而智能策略方案下压缩机功率为 580W。相同工况阈值为 2000ppm，压缩机功率为 430W。



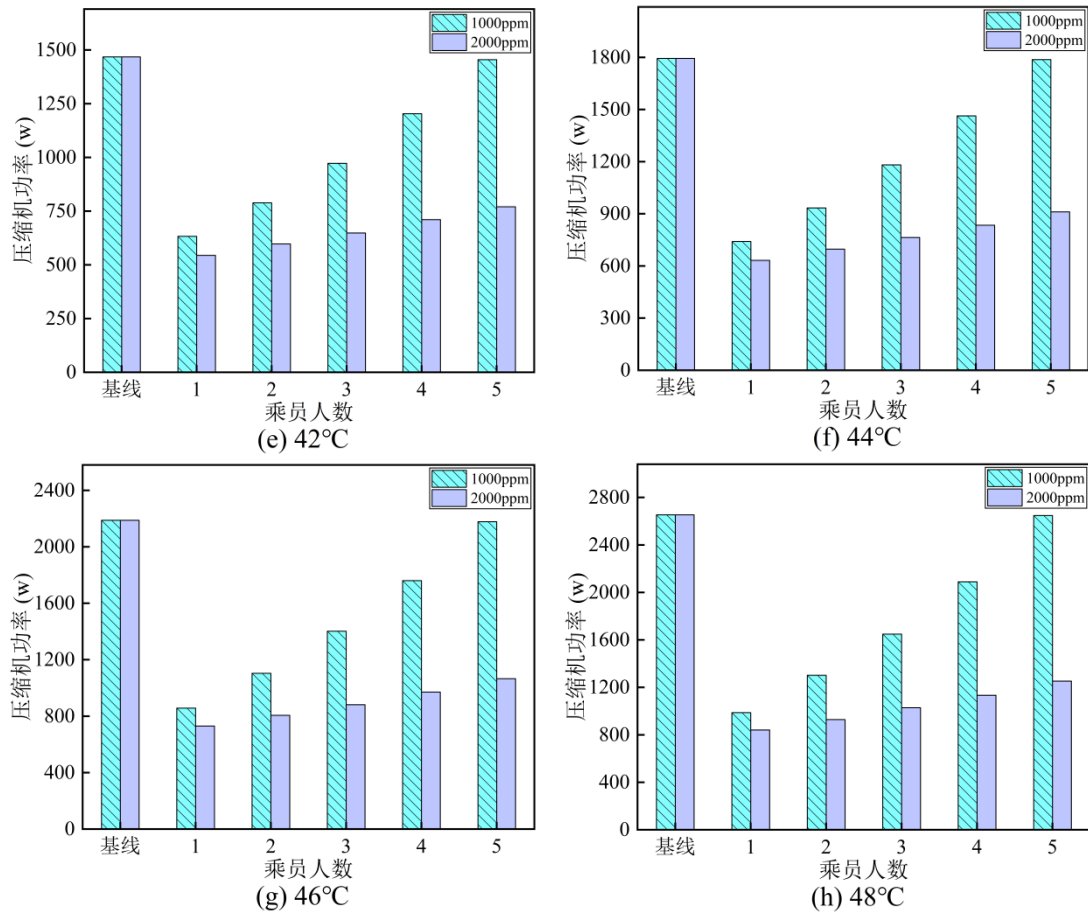
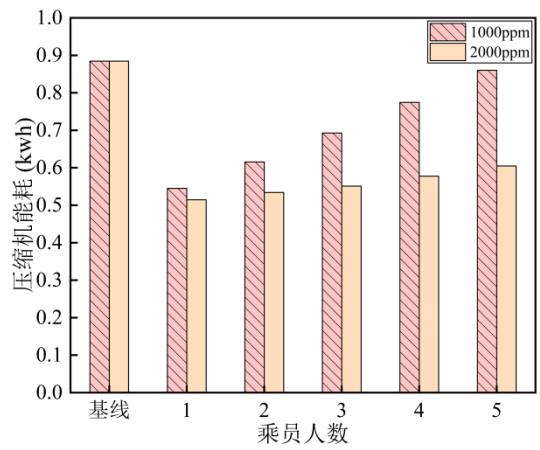


图 5-10 制冷工况下舱内温度稳定阶段压缩机功率对比

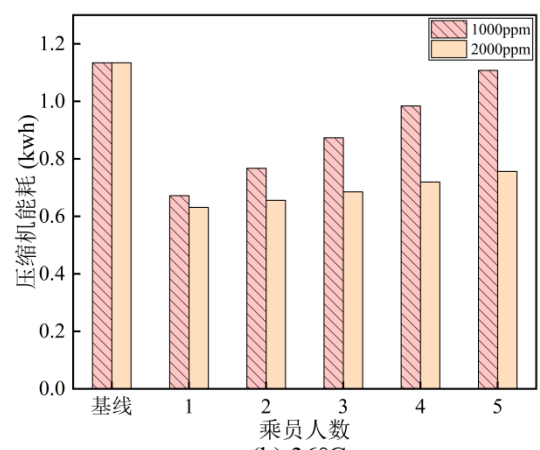
5.2.3 能耗评价

将用车情况设定为上下班工况，单车用车 1h，分析压缩机能耗，压缩机能耗可通过仿真结果输出得到。图 5-11 为环境温度为 34°C~48°C、舱内人数分别为 1~5 时，运行 3600s 后的压缩机能耗。由图中可以看出，不同环境温度下，基准方案的压缩机的能耗始终都是最大的。当 CO₂ 阈值为 2000ppm 时，压缩机的能耗在相同条件下都小于 CO₂ 阈值为 1000ppm。随着环境温度升高，压缩机能耗的差距逐渐增加。而 CO₂ 阈值为 2000ppm 时，由于基准方案的新风比例是大于此阈值下舱内人数为 5 人时的新风比例，所以各工况曲线与基准曲线之间的差距明显更为突出。

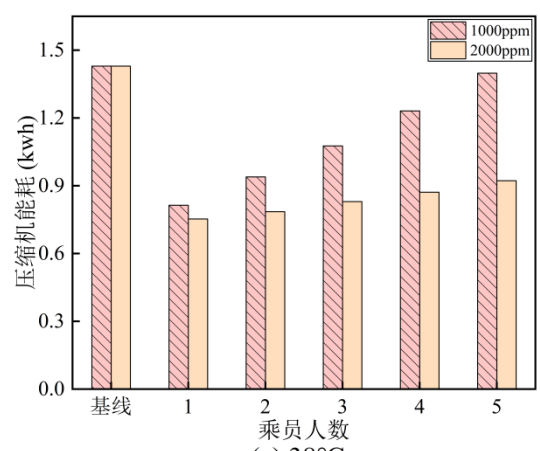
环境温度 40°C，阈值为 1000ppm，舱内乘员 1 人，基准方案能耗为 1.75kw·h，而智能策略能耗为 0.98kw·h，节能近 44%。相同工况阈值为 2000ppm，能耗为 0.88kw·h，提升更为明显，节能 49.7%。



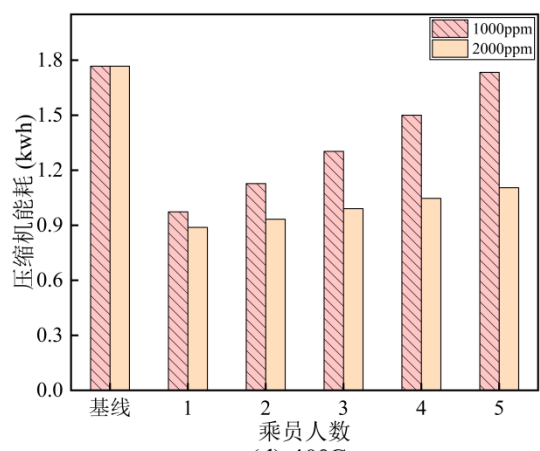
(a) 34°C



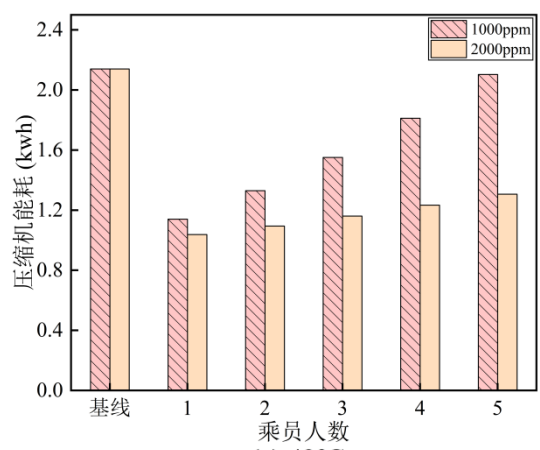
(b) 36°C



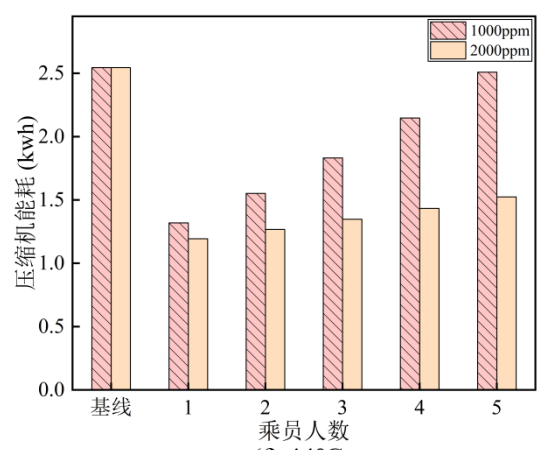
(c) 38°C



(d) 40°C



(e) 42°C



(f) 44°C

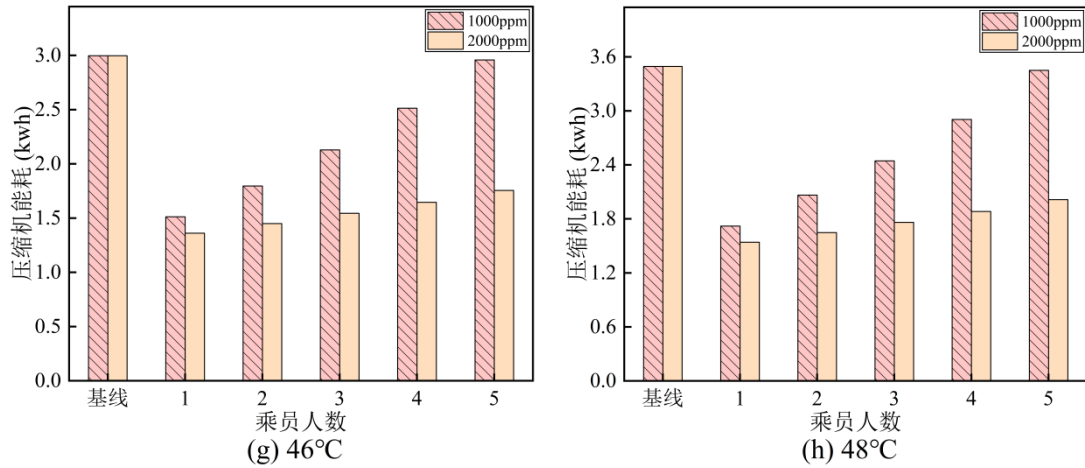


图 5-11 环境温度为 34°C~48°C 时压缩机能耗

5.2.4 续航里程评价

选取某款车型，分析了智能新风控制策略对续航里程提升的效果。该车型电池容量为 100kWh，CLTC（China Light Vehicle Test Cycle）纯电续航里程 700km。CLTC 一个循环为 1800s，行驶里程 14.48km。

制冷工况下空调系统的能耗除了压缩机外，还应包含鼓风机、风扇等附件的能耗，现将这些附件的总功率以 130w 进行分析；采暖工况下空调系统的能耗除了压缩机外，还应包含鼓风机、水泵等附件的能耗，现将这些附件的总功率以 100w 进行分析。

电动汽车行驶 3600s 的总能耗为：

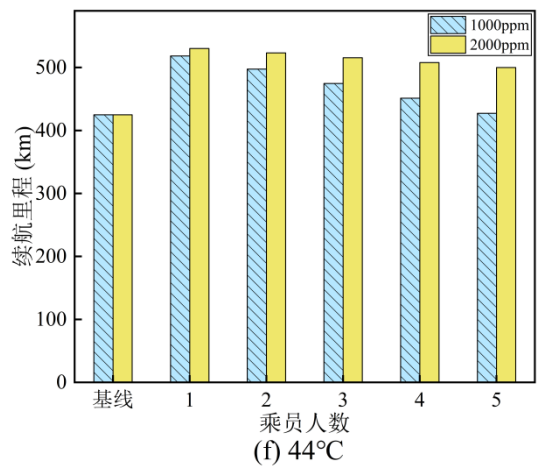
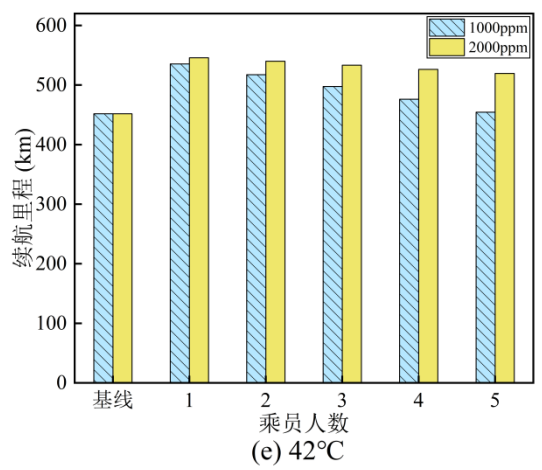
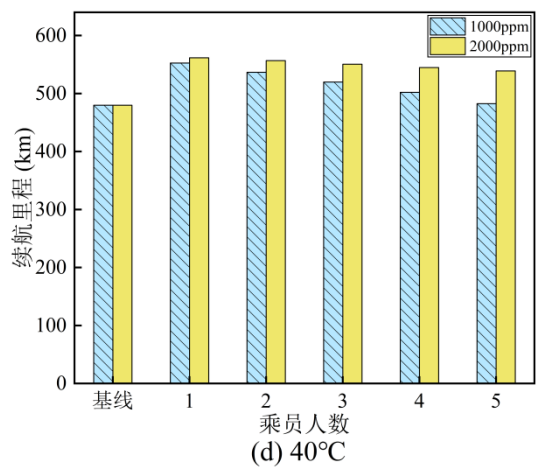
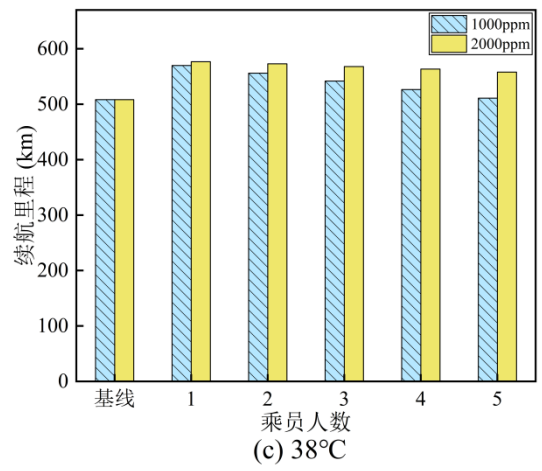
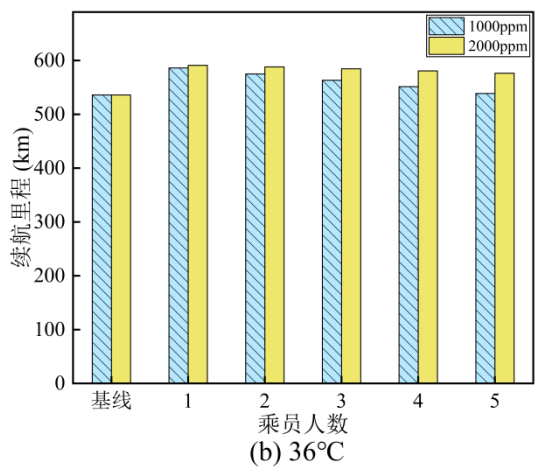
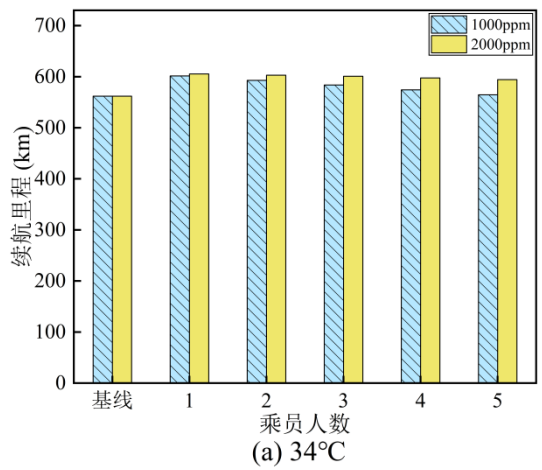
$$W = W_c + W_d + W_a \quad (5.5)$$

式中：W_c 是压缩机能耗；W_d 是电动汽车行驶的能耗；W_a 是附件能耗。

再结合前文给出的选取车型的电池能量为 100kWh，则实际续航里程 r 可由公式（5.6）计算得到：

$$r = \frac{100}{W} \times 28.96 \quad (5.6)$$

制冷工况下不同通风方式行驶时的整车实际续航里程如图 5-12 所示。由图可知，随着环境温度的上升、乘员人数的增加，电动汽车的续航里程呈现下降趋势。同时，舱内 CO₂ 阈值为 2000ppm 时电动汽车的续航里程总是明显高于 CO₂ 阈值为 1000ppm 时的续航里程，且随着环境温度的上升，两者之间的差距也在逐渐增加。



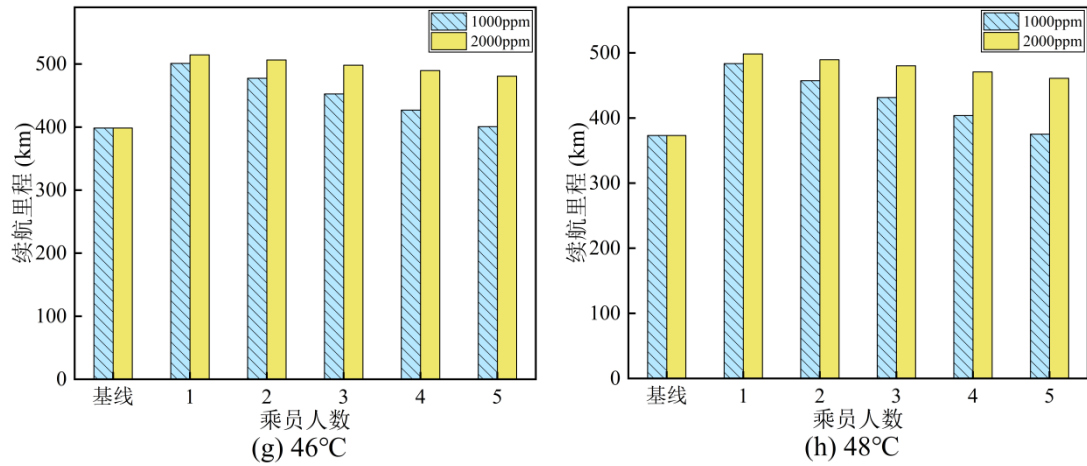


图 5-12 制冷工况下 CO₂ 阈值为 1000ppm、2000ppm 时各工况的续航里程

基于采用基准方案时的续航里程,可以得到其它工况与基准工况在续航里程方面的差值,此处将其称为相对续航里程。该款电动汽车在各工况下的相对续航里程对比结果如图 5-13 所示。从图中可以看出相对续航里程随环境温度的上升呈现逐渐增加的趋势,随着乘员人数的增加逐渐下降。在 CO₂ 阈值为 1000ppm、舱内乘员人数为 5 时,由于此时与基准方案的新风比例相同,且此时全回风时长很短,所以此工况与基准方案的里程差小,相对续航里程也极小。

环境温度 40°C,阈值为 1000ppm,舱内乘员 1 人,基准方案整车实际续航里程为 476km,智能策略方案下续航里程为 549km。相同工况阈值为 2000ppm,续航里程为 558km,提升了近 82km。

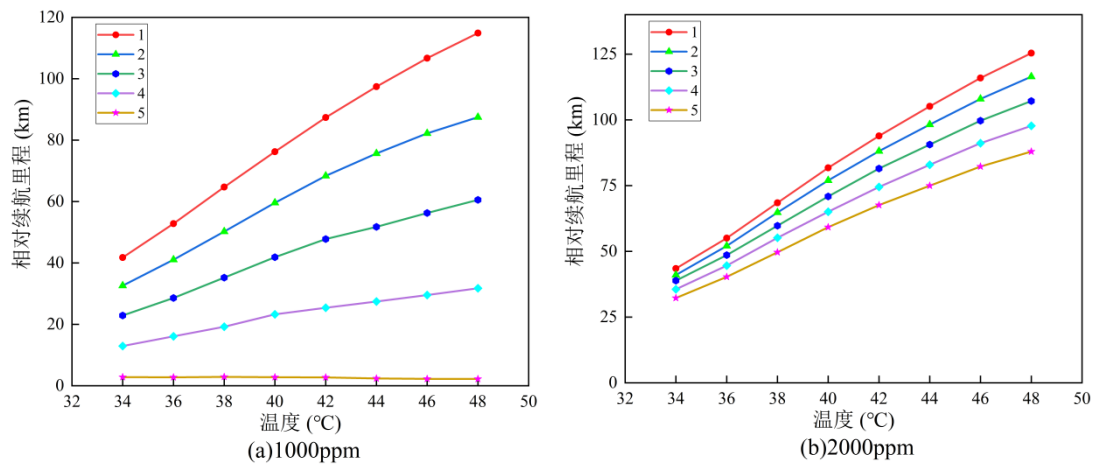


图 5-13 制冷工况下各工况相对续航里程对比

通过分析可以看出,环境温度条件越恶劣,实际续航里程越少,智能控制方案中环境温度相同时不同乘员人数的里程相差越大。当环境温度为 44°C时,智

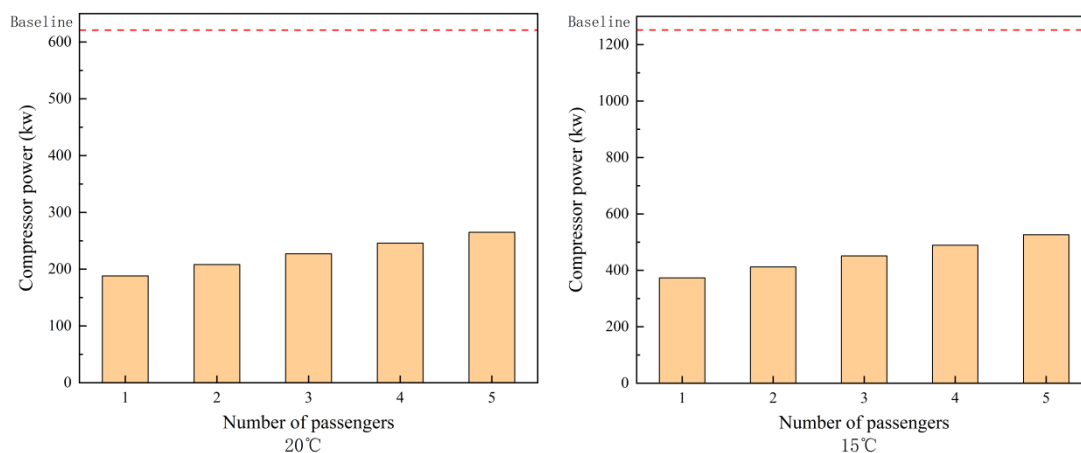
能控制方案中不同乘员人数间的续航里程最大约 30km，可见环境温度条件越恶劣，随乘员人数变化调整新风比例的方法对增加汽车续航里程的效果越好。将智能控制方案与基准方案进行比较，可以看出制冷工况下随着环境温度的增加，两种方案间的里程差距逐渐增加，智能控制方案的节能效果越好。当环境温度为 44℃时，智能控制方案的续航里程比基准方案约增加了约 33km。

5.3 CLTC 采暖工况下的节能功能效果评价

5.3.1 舱温稳定阶段高压部件的功率评价

采暖工况下分析舱内温度稳定在 25℃时的 PTC 功率。而 PTC 功率可通过仿真结果输出得到。通过分析智能控制方案与基准方案之间的差距，可以明显地反映出智能新风控制策略在采暖工况下的节能效果，且差距越大节能效果越好。

采暖工况下，环境温度为 20~7℃、乘员人数分别为 1~5 人时，舱内温度维持在 25℃时空调系统的 PTC 能耗对比情况如图 5-14 所示。从图中可以看出，智能控制方案中各工况下系统功率随舱内乘员人数的增加始终呈上升趋势，而各工况下功率与基准方案功率之间功率降低比例随环境温度的降低呈现先上升后下降的趋势。具体地，舱内乘员人数为 1 人时，功率降低比例逐渐上升，至 5℃开始逐渐下降；舱内乘员人数为 2~5 人时，功率降低比例先上升，至 10℃开始逐渐下降。环境温度为 5℃、乘员人数为 1 时，同基准方案相比功率降低比例更大，约降低了 70.97%，就稳定阶段功率而言，此工况下的智能控制方案节能效果更好。



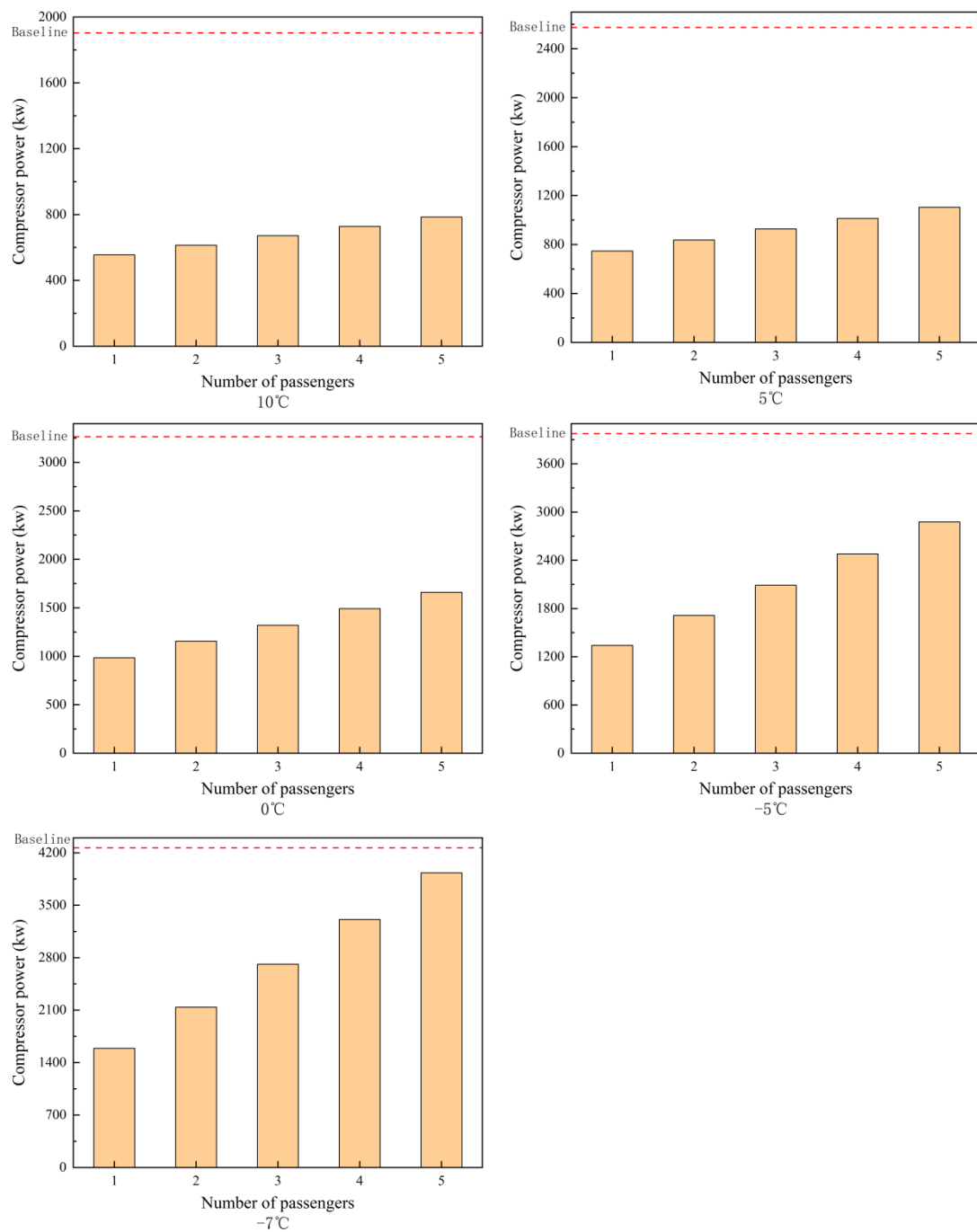


图 5-14 采暖工况下舱内温度稳定阶段系统功率对比

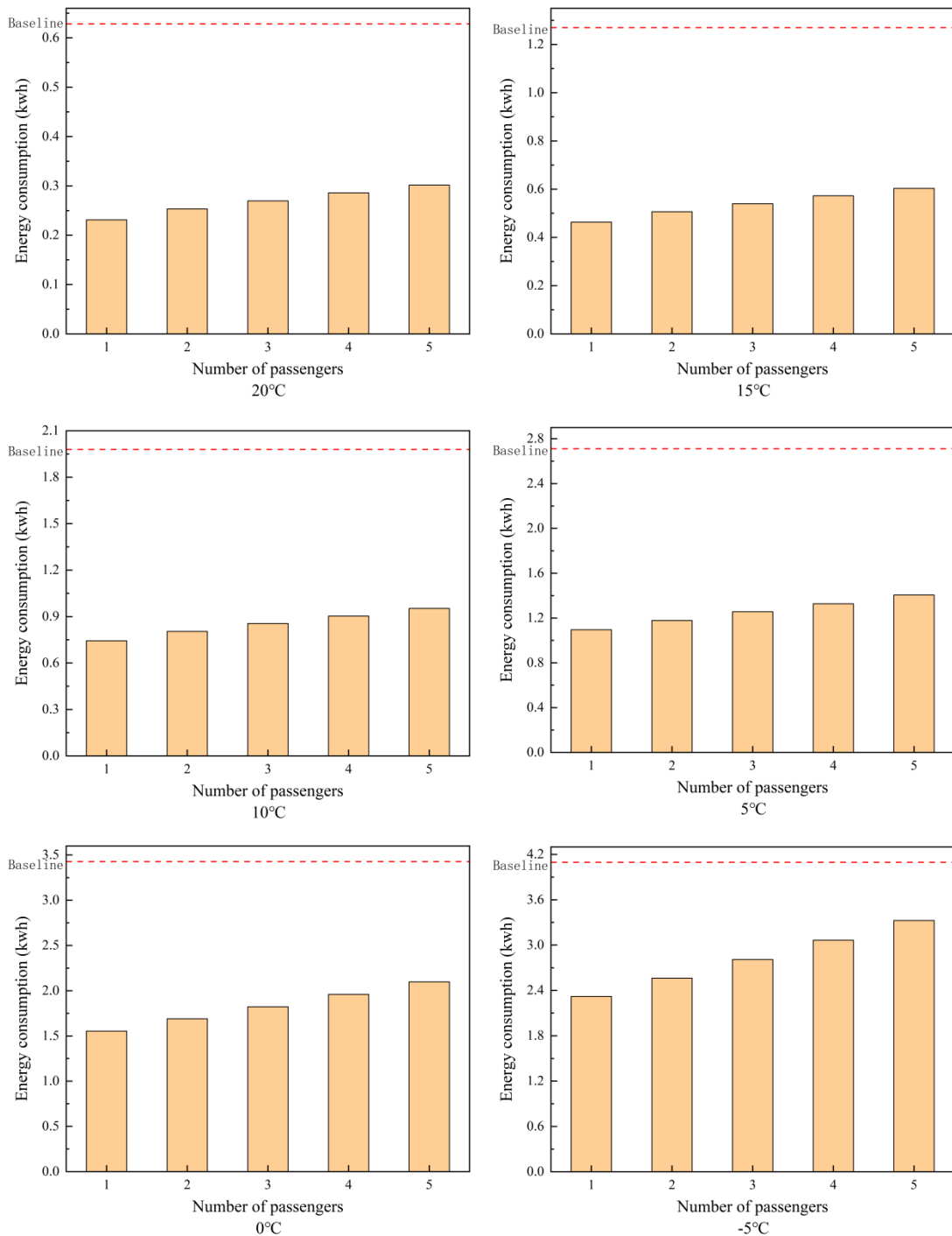
5.3.2 能耗评价

采暖工况下，环境温度分别为 20~7°C、舱内人数分别为 1~5 时，系统运行 1h 能耗对比情况如图 5-15 所示。通过对系统在各工况下运行能耗的对比，可以更直接的反映出智能控制方案的节能效果以及最节能的运行工况。

从图中可以看出，智能控制方案中各工况能耗随舱内乘员人数的增加始终呈

上升趋势,而各工况能耗与基准方案能耗之间能耗降低比例随环境温度的降低呈现先上升后下降的趋势,具体地,舱内乘员人数为 1~5 人时,能耗降低比例先上升,至 15℃开始逐渐下降。

而智能控制方案各工况能耗始终低于基准方案的能耗,且随着环境温度的逐渐降低,两者之间的差距逐渐降低。环境温度为 15℃、乘员人数为 1 时,与基准方案间的差距比例最大,约降低了 63.53%,即就系统运行 1h 的能耗情况而言,此工况下的智能控制方案节能效果更好。



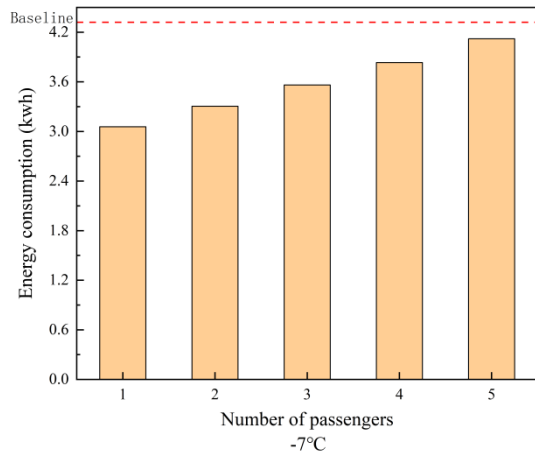


图 5-15 不同温度下系统运行 1h PTC 能耗对比图

5.3.3 续航里程评价

选取的某款电动汽车空调系统,采暖工况下运行各工况通风方式时的续航里程对比情况如图 5-16 所示。通过对各工况续航里程的对比,可以更直观的反映出智能控制方案对提升续航里程的有益效果。

从图中可以看出,智能控制方案中各工况下续航里程随舱内乘员人数的增加始终呈下降趋势。以基准方案的续航里程为基线,各工况下的增加里程的增加率随环境温度的降低呈现先上升后下降的趋势,舱内乘员人数为 1~2 人时,里程增加率逐渐上升,至 0°C 开始逐渐下降;舱内乘员人数为 3~5 人时,里程增加率先上升,至 5°C 开始逐渐下降。

而智能控制方案各工况的续航里程始终大于基准方案的续航里程,随着环境温度的逐渐降低,两者之间的差距逐渐降低。环境温度为 0°C、乘员人数为 1 时,与基准方案间的差距比例最大,约增加了 32.34%,即此工况系统运行 1h 的能耗更低,此工况下的智能控制方案节能效果更好。

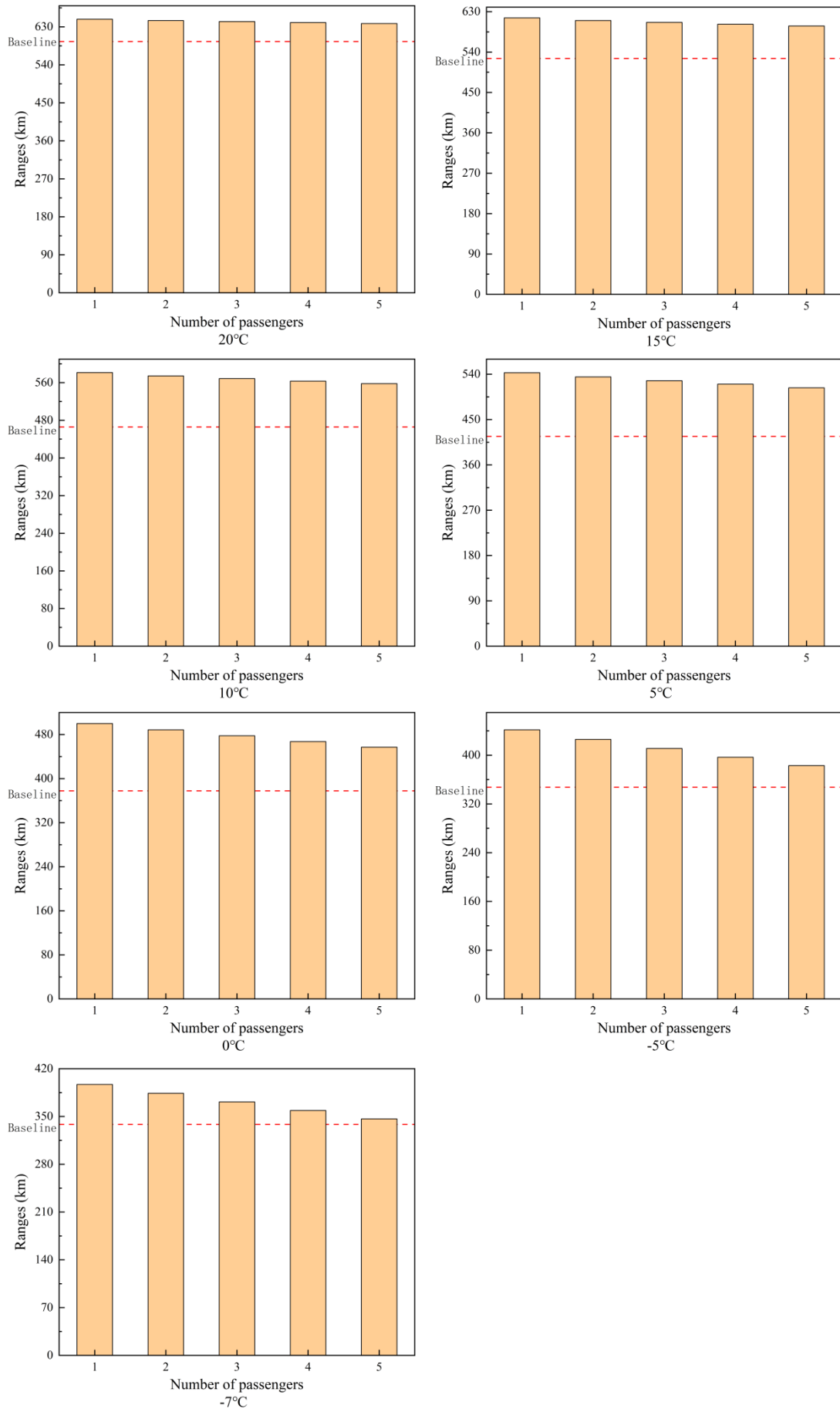


图 5-16 采暖工况下不同温度下某车型续航里程对比图

通过分析可以发现，采暖工况下，环境温度为 -7°C 时，智能控制方案中不同乘员人数间的续航里程最大约相差 50.6km。可见环境温度条件越恶劣，随乘员人数变化调整新风比例的方法对增加汽车续航里程的效果越好。在采暖工况下，智能控制方案与基准方案间的差距随环境温度的降低同能耗变化一样先增加后减少。当环境温度为 5°C 时，智能控制方案的续航里程比基准方案增加了约 126km；当环境温度为 -7°C 时，智能控制方案的续航里程比基准方案增加了约 59km。

5.4 长途工况下的节能效果评价

将系统运行时长设置为 4h，以模仿长途行驶工况，此时汽车行驶工况不再以 CLTC 工况进行设定，以百公里耗电量进行计算，选取的电动汽车的百公里耗电量为 $16\text{ kw}\cdot\text{h}$ ，假设电动汽车的行驶速度为 90 km/h ，舱内乘员人数为 1。

制冷工况下，汽车以长途工况运行时空调系统的压缩机能耗及实际续航里程如图 5-17、5-18 所示：

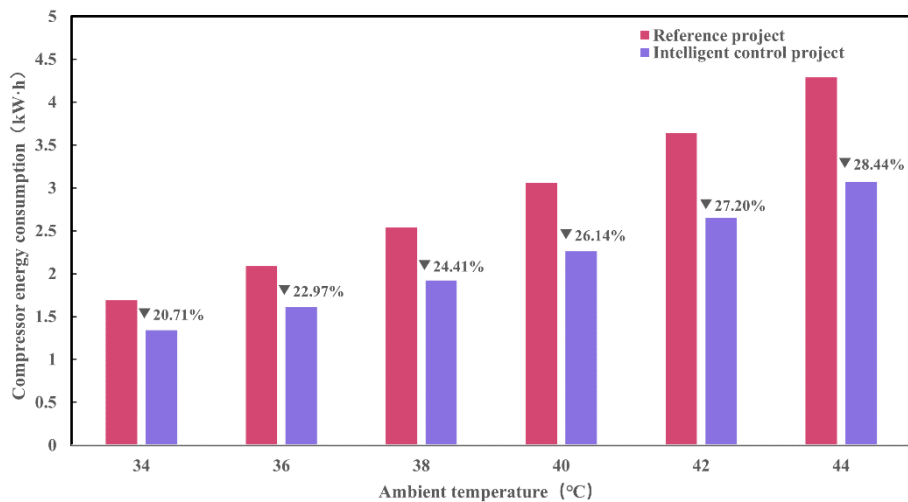


图 5-17 制冷模式下长途工况压缩机能耗对比

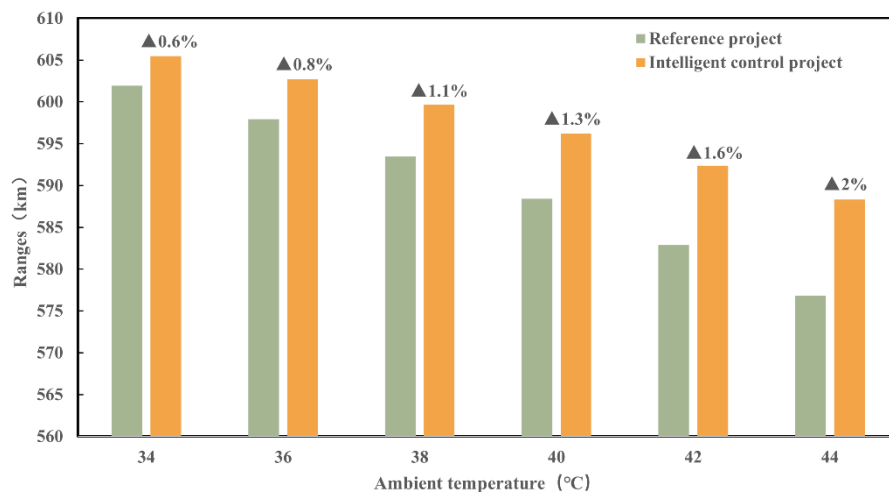


图 5-18 制冷模式下长途工况续航里程对比

从图 5-17 可以看出，制冷模式下压缩机能耗随着环境温度的上升逐渐增加，智能控制方案相对于基准方案的压缩机能耗减少比例由 20.71% 逐渐增加至 28.44%。从图 5-18 可以看出，续航里程则随着环境温度的上升逐渐减少，智能控制方案相对于基准方案的续航里程增加比例随着环境温度的增加由 0.6% 逐渐增加到 2%。可见，随着环境温度的上升，制冷模式下智能控制方案的优越性也显著。

采暖工况下，汽车以长途工况运行时空调系统的压缩机能耗及实际续航里程如图 5-19、5-20 所示：

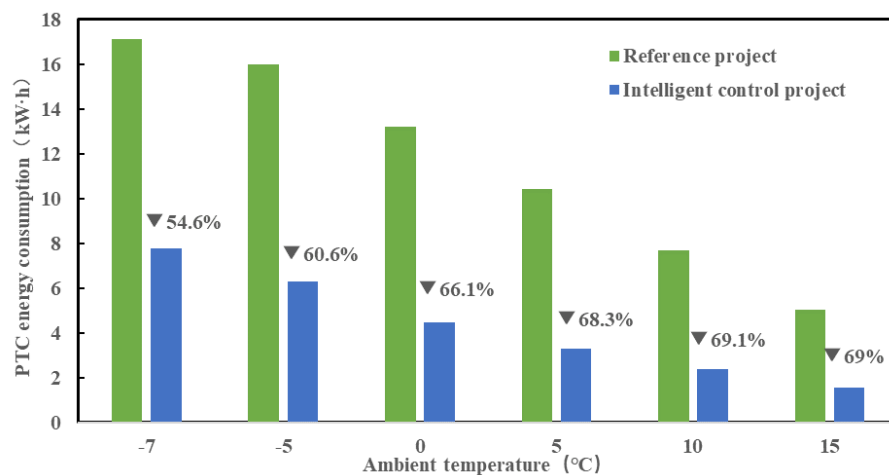


图 5-19 采暖模式下长途工况 PTC 能耗对比

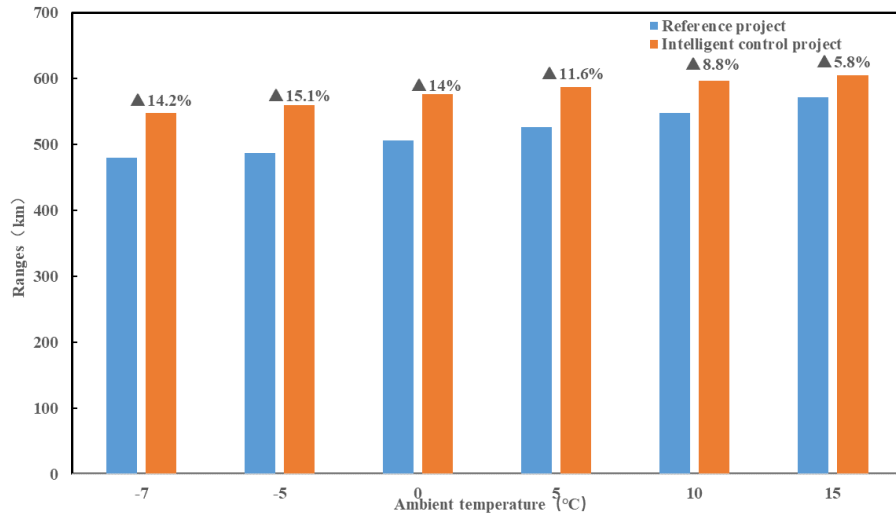


图 5-20 采暖模式下长途工况续航里程对比

从图 5-19、图 5-20 可以看出，随着环境温度的下降，空调系统 PTC 能耗逐渐增加、续航里程逐渐减少。而随着环境温度的降低，智能控制方案比基准方案的 PTC 能耗减少比例由 69% 逐渐减少为 54.6%；而续航里程的增加比例逐渐由 5.8% 增加到 14.2%。可见，随着环境温度的降低，采暖模式下智能控制方案的优越性也显著。

5.5 空调系统年节能效果分析

为了更好展现智能控制策略的节能效果以及分析不同环境条件下智能控制策略的节能情况，本文将根据智能控制策略的影响因素以及电动汽车空调的运行特点，对电动汽车空调系统在不同地区的年能耗进行评估。

用户在不同时间段，上班通勤、出差和游玩的用车情况是不同的。根据 2021 年的法定节假日情况，同时进行合理假设：用户每月在工作日出差 2 天，出差日不用车；用户其他工作日正常上下班，每日通勤 2 次；用户假期一半时间（向下取整）外出游玩，每日用车一次。推测用户用车情况如表 5-3 所示：

表 5-3 2021 年法定节假日分布与用车情况

月份	工作日（天）	假期（天）	通勤次数	游玩次数
1	26	11	36	5
2	17	11	30	5
3	23	8	42	4

4	22	8	40	4
5	19	12	34	6
6	21	9	38	4
7	22	9	40	4
8	22	9	40	4
9	22	8	40	4
10	17	14	30	7
11	22	8	40	4
12	23	8	42	4

其中，通勤时用车情况为：20min 市区+25min 高架+15min 市区道路，共 1h，乘员人数为 2；游玩时用车情况为：15min 市区+15min 环城高速+30min 的城郊道路，共 1h，乘员人数 2 人。

不同城市的环境温度、空气相对湿度等环境条件是不同的，所以空调系统的能耗也是不一样的。本文选择了中国的部分典型城市，由北至南依次是：北京、青岛、西安、合肥、上海、武汉、成都、杭州、昆明、广州。根据中国统计年鉴中公布的 2021 年主要城市平均气温及主要城市平均相对湿度^[71]，通过交叉分析，得到各城市的空调系统年能耗情况如图 5-21 所示：

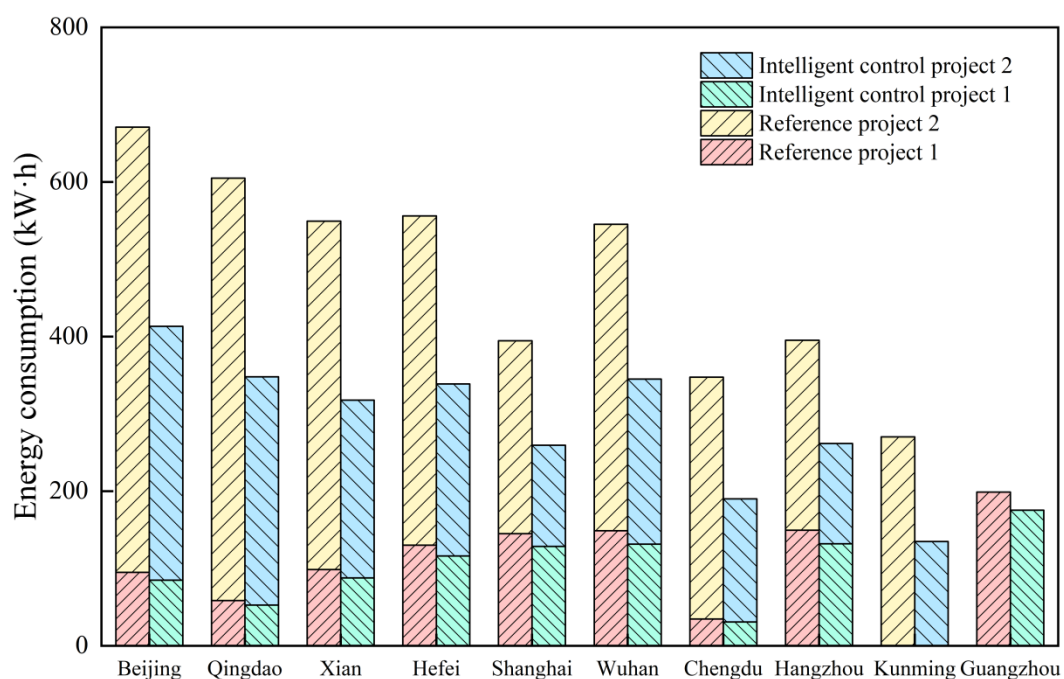


图 5-21 不同城市的空调系统年能耗对比

图 5-21 为不同地区年能耗对比分析图。图中 Reference project 1 为基准方案的年智能能耗；Reference project 2 为基准方案的年采暖能耗；Intelligent control project 1 为智能控制方案的年制冷能耗；Intelligent control project 2 为智能控制方案的年采暖能耗。从图中可以看出，由于采暖工况为 PTC 加热、制冷工况为热泵空调系统，所以采暖工况下的空调能耗普遍大于制冷工况下的空调能耗。同时也可以更直观地看出采暖工况下智能控制策略的节能效果更好。根据年能耗对比情况可以看出，智能控制策略在不同地域都可以显著降低空调系统能耗，且在偏北地节能效果更好。

据统计，至 2021 年年底，北京市新能源汽车保有量约 50.7 万辆，上海市新能源汽车保有量为 62 万辆。同时结合特斯拉中国区超级充电桩收费方案为 1.8 元/kW·h，智能控制方案的使用可以使北京市一辆电动汽车在 2021 年节省约 463.85 元，上海市一辆电动汽车可以节省约 243.11 元。

5.6 本章小结

空调系统耗电量高是引起电动汽车续航里程缩减严重的重要原因，降低其能耗已成为亟待解决的行业难题。本章主要通过仿真分析的方法评估了智能控制策略的节能效果，得到的主要结论如下：

- 1、随着环境温度的降低，采暖模式下限制最低新风需求的因素逐渐由舱内 CO₂ 浓度转变为挡风玻璃的防雾需求。
- 2、考虑舱内乘员人数，智能控制新风比例是增加电动汽车的续航里程的有效措施。
- 3、本文提出的新风比例智能控制策略随着环境温度变得越恶劣，其节能效果越好，并且采暖工况下的节能效果优于制冷工况，制冷和采暖模式下可分别提升 50 km 和 126 km 的实际续航里程。
- 4、通过对中国不同地区汽车空调系统年能耗分析，发现智能控制策略均可显著降低空调系统能耗，且在北方地区的节能效果更好。根据 2021 年年底新能源汽车保有量，智能控制策略可以使北京市一辆电动汽车在 2021 年节省约 463.85 元。

6 总结与展望

6.1 全文总结

电动汽车作为当前新能源汽车的主流产业，具有节能环保的优点。但是由于续航里程短等问题，电动汽车的发展被严重制约。分析发现电动汽车空调系统作为电动汽车能耗最大的辅助装备，其能耗情况对提高整车续航具有至关重要的作用。为了更好的进行对电动汽车空调系统的节能研究，本文针对电动汽车的座舱热负荷，采用理论分析、仿真分析和实验验证的方法，建立了座舱热负荷预测模型，并加以验证。通过建立座舱热负荷预测模型时所获得的相关参数例如：太阳辐射、压缩机进口风速等建立空调系统仿真分析模型。并利用该模型对为了降低空调系统能耗所提出的汽车座舱新风比例智能控制策略进行验证。

总结全文，本文取得的主要成果如下：

(1) 完成了电动汽车座舱热负荷预测模型的建立。通过理论分析确定了座舱热负荷由通过车体围板结构传入车舱的热负荷 Q_1 、通过玻璃传入车舱的热负荷 Q_2 、车内乘员散热产生的热负荷 Q_3 、前舱热传导产生的座舱热负荷 Q_4 、后舱热传导产生的座舱热负荷 Q_5 及由车内电子设备散热生的热负荷 Q_6 这六个部分组成，通过查找相关文献确定各组成负荷的计算方法及相关参数的选取准则，最终完成了计算流程的开发，建立了电动汽车座舱热负荷预测模型。

(2) 完成了电动汽车座舱热负荷预测模型中修正系数的确定，并通过试验对建立的座舱热负荷预测模型的精度进行验证。根据理论计算公式，完成了不同工况下电动汽车由围护结构传入车舱的热负荷、由车体玻璃结构传入车舱的热负荷以及其他热负荷的求值，同时通过仿真分析，确定了不同工况下的空调出风口温度，进而完成了不同工况下的座舱实际热负荷的求值，完成了修正系数的确定。并完成了制冷/采暖工况下汽车座舱热负荷预测模型的试验验证。分析发现，试验工况下的理论计算热负荷为 2348W/2261W，同实际热负荷相差 318W/332W，建立的热负荷预测模型的误差为 15.67%/12.80%，满足工程前期预研要求。

(3) 针对目前新风控制策略存在的问题，完成了电动汽车座舱新风比例智能控制策略的开发。首先确定了车体引入新风量是由舱内空气中的 CO_2 浓度、相

对湿度、温度以及舱内乘员人数决定的。分析发现采用固定新风比例的通风方式可能导致新风供给过量，使空调系统产生过量的新风能耗，所以开发了一种根据舱内外温度、空气含湿量以及乘员人数智能调控车体引入新风量的智能新风控制策略，同时确定了舱内空气 CO_2 浓度、含湿量的计算公式，进而确定不同分析工况下的新风引入量，为后续评价智能控制策略的节能效果做准备。

(4) 利用 KULI 软件完成了对开发的智能新风控制策略的节能效果评价。根据仿真分析的结果，就 CLTC 工况和长途工况下的高压部件功率、能耗的节能效果展开分析，并选取某电池能量为 $100\text{kW}\cdot\text{h}$ 的纯电动汽车对其实际续航里程展开分析。研究发现，制冷和采暖模式下可分别提升 50 km 和 126 km 的实际续航里程。同时通过对中国不同地区汽车空调系统年能耗分析，发现智能控制策略均可显著降低空调系统能耗，且在北方地区的节能效果更好。根据 2021 年年底新能源汽车保有量，智能控制策略可以使北京市 2021 年一年节省约 463.85 元/辆。

6.2 研究展望

本文主要进行电动汽车空调系统的节能方法研究，由于能力和时间有限，尚存在一些不足之处，有待进一步完善和提高，可从以下几个方面着手予以改进和优化研究：

（1）通过控制算法将本文开发的控制策略加入到整车控制系统，并进行整车试验，实车分析控制策略的实际节能效果，同时通过实验数据，优化本文提出的控制策略的不足之处。

（2）开发出适用于全气候的舱温变化迟滞性在可接受范围内且能耗最优的智能新风控制方法。对全气候条件下的座舱新风引入系统的进行深入研究，完成全气候条件下不同新风引入速度对乘员感知温度均匀性的影响的研究。

（3）实车测量不同型号车辆，按照本文建立座舱热负荷预测模型的方法进行分析，将分析结果进行整理并建立神经网络模型，以实现导入少量的车辆信息就可以得出所选车辆的座舱热负荷的研究目的。

参考文献

- [1] ERTAN ALPTEKIN. Emission , Injection and Combustion Characteristics of Biodiesel and Oxygenated Fuel Blends in a Common Rail Diesel Engine [J]. Energy, 2017, 119: 44-52.
- [2] LEMAN A M, RAHMAN F, JAJULI A, etc. Emission Treatment Towards Cold Start and Back Pressure in Internal Combustion Engine Against Performance of Catalytic Converter: A Review[J]. MATEC Web of Conferences, 2017, 87(02021): 1-7.
- [3] 高敬. 积极应对气候变化坚定走绿色低碳发展之路——专访生态环境部新闻发言人刘友宾 [EB/OL] (2020-09-25). [http: //www. gov. cn/xinwen2020-09/25/content_5545252.htm](http://www.gov.cn/xinwen2020-09/25/content_5545252.htm).
- [4] Jin X, Li M, Zhang W, et al. Factors Influencing the Development Ability of Intelligent Manufacturing of New Energy Vehicles Based on a Structural Equation Model[J]. ACS Omega, 2020, 5(29): 18262-18272.
- [5] Zhang L, Qin Q. China's new energy vehicle policies: Evolution, comparison and recommendation[J]. Transportation Research Part A: Policy and Practice, 2018, 110: 57-72.
- [6] Meng F, Jin X. Evaluation of the Development Capability of the New Energy Vehicle Industry: An Empirical Study from China[J]. Sustainability, 2019, 11(9): 2635.
- [7] 赵勇强, 钟财富. 碳达峰碳中和目标下的新能源产业发展与升级[J]. 中国能源, 2021, 43(9): 44-49.
- [8] Xia L, Gao S, Wei J, et al. Government subsidy and corporate green innovation - Does board governance play a role?[J]. Energy Policy, 2022, 161: 112720.
- [9] 陈秀娟. 比亚迪打响全球“禁油”第一枪[J]. 汽车观察, 2022(4): 78-80.
- [10] Peng L, Li Y. Policy evolution and intensity evaluation of the Chinese new energy vehicle industry policy: the angle of the dual-credit policy[J]. World Electric Vehicle Journal, 2022, 13(5): 90.
- [11] Feng F, Hu X, Liu K, et al. A practical and comprehensive evaluation method for series-connected battery pack models[J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2020, 6(2): 391-416.
- [12] Koengkan M, Fuinhas J A, Teixeira M, et al. The capacity of battery-electric and plug-in hybrid electric vehicles to mitigate CO₂ emissions: macroeconomic evidence from european union countries[J]. World Electric Vehicle Journal, 2022, 13(4): 58.
- [13] Herberz, M; Hahnel, UJJ; Brosch, T. Counteracting electric vehicle range concern with a scalable behavioural intervention[J]. Nature Energy. 2022, 7(6): 503-510. DOI:10.1038/s41560-022-01028-3
- [14] 陈永胜, 乔延涛, 裴小娟, 孟祥宇, 周琪. 电动汽车动力电池低温性能研究与应用[J]. 汽车文摘, 2021(05):59-62.
- [15] 全国新能源汽车保有量已突破 1000 万辆_部门政务_中国政府网 (www.gov.cn)

- [16] 刘敦楠,王玲湘,汪伟业等. 基于深度强化学习的大规模电动汽车充换电负荷优化调度[J]. 电力系统自动化, 2022, 46(4): 36-46.
- [17] 王莫然,董彬,梁坤峰,王林,刘瑞见,米国强. 纯电动汽车冬季冷启动阶段热管理策略影响续驶里程分析[J]. 制冷学报, 2021,42(01):60-66+73.
- [18] Chen Yongji et al. Remaining available energy prediction for lithium-ion batteries considering electrothermal effect and energy conversion efficiency[J]. Journal of Energy Storage, 2021, 40.
- [19] Bingham C, Walsh C, Carroll S. Impact of driving characteristics on electric vehicle energy consumption and range[J]. Iet Intelligent Transport Systems, 2012, 6(1):29-35.
- [20] 王志鹏. 提高纯电动汽车的续航里程的策略[J]. 汽车实用技术, 2019(06):11-13.
- [21] 解难,胡月昆,杨帆,李春. 环境温度对电动汽车续驶里程影响的试验研究[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2018,32(06):21-25.
- [22] 孙龙,李杨,俞潇,苏雨石,高剑,石昆. 不同充电功率条件对电动车续驶里程结果影响分析[J]. 时代汽车, 2019(09):67-69.
- [23] PAPASAVVA S, HILL W R, ANDERSEN S O. GREEN-MAC-LCCP: A Tool for Assessing the Life Cycle Climate Performance of MAC Systems[J]. Environmental Science & Technology, 2010, 44(19): 7666-7672.
- [24] 曹中义. 电动汽车空调系统解决方案[J]. 汽车电器, 2008, (3):1-4
- [25] J. Rugh. Proposal for a vehicle level test procedure to measure air conditioning fuel use[J]. SAE Paper, 2010-01-0799
- [26] Farrington R, Rugh J. Impact of vehicle air-conditioning on fuel economy, tailpipe emissions, and electric vehicle range[R]. NREL/CP-540-28960; 2000
- [27] 阙雄才,陈江平. 汽车空调实用技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003.
- [28] FAN J, ZHANG C, WANG Z, et al. Thermal Analysis of Permanent Magnet Motor for the Electric Vehicle Application Considering Driving Duty Cycle[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2010, 46(6): 2493-2496.
- [29] JEFFERS M A, CHANEY L, RUGH J P. Climate Control Load Reduction Strategies for Electric Drive Vehicles in Warm Weather[C]. No. 2015-01-0355. SAE Technical Paper, 2015.
- [30] RUGH J P. Proposal for a Vehicle Level Test Procedure to Measure Air Conditioning Fuel Use[C]. National Renewable Energy Lab.(NREL), Golden, CO (United States), 2010.
- [31] 李韦林,郑旭阳,刘成龙等. 某电动汽车整车热负荷仿真模型的建立及分析[J]. 时代农机, 2020,47(01):102-103.
- [32] 叶立,赵天玮,陈宇等. 某电动汽车整车热负荷仿真模型的建立及分析[J]. 新型工业化, 2019,9(05):70-79. DOI:10.19335/j.cnki.2095-6649.2019.05.016.
- [33] 陈言桂等. R134a 和 R407c 对热泵空调系统性能的影响 [15] 刘兴旺等. 电动汽车涡旋压缩机变工况背压平衡系统[J]. 集美大学学报(自然科学版), 2018, 23(02): 研究 [J]. 流体机械, 2019, 47(8): 16-2269-73.
- [34] ATSUSHI Y, TADASHI Y, TADASHI O, YUTO I, et al. Thermal management system for electric vehicles[J]. SAE International Journal of Materials and Manufacturing, 2011, 4(1): 1277-1285.

- [35] LEE J T, KWON S, LIM Y S, et al. WFFECT of AIR-CON-DITIONING on DRING RANGE of ELECTRIC VEHICLE for VARIOUS DRIVING MODES[Z]. Asia Pacific Automotive.
- [36] SUZUKI T, ISHII K. Air Conditioning System for Electric Vehicle[C] // International Congress & Exposition. 1996.
- [37] BELLOCCHI S, GUIZZI G, MANNO M, et al. Reversible heat pump HVAC system with regenerative heat exchanger for electric vehicles: analysis of its impact on driving range[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 129: 290-305.
- [38] 江挺候, 张胜昌, 康志军. 电动汽车热泵系统研究进展[J]. 制冷技术, 2012, 32(2): 71-74.
- [39] 吴靖, 陈海涛, 任亚超, 于吉乐. 电动汽车间接式热泵空调系统的制热性能实验研究[J]. 制冷技术, 2022, 42(06): 49-54.
- [40] 袁昊瑞, 宋霞, 俞彬彬等. 带余热回收的 CO₂ 车用热泵系统实验研究[J]. 制冷学报, 2023, 44(02): 54-60.
- [41] Ahn J H , Kang H , Lee H S , et al. Heating performance characteristics of a dual source heat pump using air and waste heat in electric vehicles[J]. Applied Energy, 2014, 119(APR.15): 1-9.
- [42] 陈通. 纯电动汽车热泵空调系统性能研究及优化[D]. 中原工学院, 2016.
- [43] 马磊. 纯电动汽车热泵空调系统特性研究[D]. 上海交通大学, 2017.
- [44] Chang, TB; She, JJ; Huang, JW. High-Efficiency HVAC System with Defog/Dehumidification Function for Electric Vehicles[J]. ENERGIES. 2021. 14(1). DOI:10.3390/en14010046
- [45] Ding, P; Wang, Z; Wang, Y. A distributed multiple-heat source staged heating method in an electric vehicle[J]. RENEWABLE ENERGY. 2020. 150: 1010-1018. DOI:10.1016/j.renene.2019.11.099
- [46] 汪爽; 雍安姣; 徐曼曼. 电动汽车串联/并联冷却系统架构分析与评价[J]. 安徽工程大学学报, 2022, 37(04): 1-9.
- [47] Zhang, L; Hashimoto, K; Hasegawa, H. Performance analysis of a heat pump system with integrated desiccant for electric vehicles[J]. INTERNATIONAL JOURNAL OF REFRIGERATION. 2018. 86: 154-162.
- [48] Liu, J; Zou, H; Zhang, G; Zhang, X; Tian, C. Analysis of Maximum Return Air Ratio on No-fogging Condition by In-cabin Climate Simulation for EV[J]. Energy Procedia. 2017. 105(2017): 2445-2450. DOI:10.1016/j.egypro.2017.03.703
- [49] Pan, L; Liu, C; Zhang, Z; Wang, T. Energy-saving Effect of Utilizing Recirculated Air in Electric Vehicle Air Conditioning System[J]. International Journal of Refrigeration. 2019. 2019(102): 122-129. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2019.03.018
- [50] Hodder S G, Parsons K. The effects of solar radiation on thermal comfort[J]. International Journal of Biometeorology, 2007, 51(3): 233-250.
- [51] 孔舒婷, 张晓彤, 陈健等. 太阳辐射下前挡风玻璃特性对车内热舒适的影响[J]. 建筑热能通风空调, 2020, 39(09): 24-28.
- [52] 吴清清, 柳建华, 张良等. 基于热评价模型的乘员舱降温特性[J]. 制冷学报, 2020, 41(04): 118-126.
- [53] 雷良新, 陶乐仁, 孙悦等. 纯电动汽车乘员舱冬季热负荷特性研究[J]. 制冷

- 技术, 2022, 42(01): 65-70.
- [54] Zhang H, Lan D, Xu G, et al. Studies of air-flow and temperature fields inside a passenger compartment for improving thermal comfort and saving energy. Part I: Test/numerical model and validation[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(10): 2022-2027.
- [55] Zhang H, Lan D, Xu G, et al. Studies of air-flow and temperature fields inside a passenger compartment for improving thermal comfort and saving energy. Part II: Simulation results and discussion[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(10): 2028-2036.
- [56] 邓发强. 动车组车厢内流场和乘客舒适性研究[D]. 西南交通大学, 2019.
- [57] 李淑英, 郑德润. 新能源汽车镁合金零部件的开发分析[J]. 新型工业化, 2019, 9(1): 66-69.
- [58] HAMUT H S, DINCER I, NATERER G F. Experimental and Theoretical Efficiency Investigation of Hybrid Electric Vehicle Battery Thermal Management Systems[J]. Journal of Energy Resources Technology, 2014, 136: 1-13.
- [59] 马磊. 纯电动汽车热泵空调系统特性研究[D]. 上海交通大学, 2017.
- [60] 全国汽车标准化委员会. QC/T 658 - 2000 汽车空调整车降温性能试验方法[S]. 北京: 中国标准出版社 .2000.2-4.
- [61] 徐金诚. 考虑热负荷的某 SUV 乘员舱热舒适性评价与优化研究[D]. 吉林大学, 2022. DOI:10.27162/d.cnki.gjlin.2022.007437
- [62] 徐金诚. 考虑热负荷的某 SUV 乘员舱热舒适性评价与优化研究[D]. 吉林大学, 2022. DOI:10.27162/d.cnki.gjlin.2022.007437.
- [63] 张子琦. 电动汽车热泵空调系统及降能耗策略研究[D]. 上海交通大学, 2018.
- [64] Zhang, L; Hashimoto, K; Hasegawa, H. Performance analysis of a heat pump system with integrated desiccant for electric vehicles[J]. INTERNATIONAL JOURNAL OF REFRIGERATION. 2018. 86:154-162.
- [65] GB 3095-2012, 环境空气质量标准[S].
- [66] GB/T 17729-2009, 长途客车内空气质量要求[S]. 北京: 中国标准出版社, 2009.
- [67] SCHELL M, DAN I. Demand Control Ventilation Using CO₂[J]. Ashrae Journal, 2001, 43(2).
- [68] Zhang, ZQ; Liu, CC; Chen, XN; Zhang, CQ. Annual Energy Consumption of Electric Vehicle Air Conditioning in China[J]. Applied Thermal Engineering. 2017. 125:567-574. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2017.07.032
- [69] Liu, JX; Zou, HM; Zhang, GY. Experimental study and numerical simulation Concerning fogging characteristics and Improvement of return air utilization for electric vehicles[J]. APPLIED THERMAL ENGINEERING. 2018. 129:1115-1123. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2017.10.060
- [70] 刘李艳. 基于挡风玻璃结雾的电动汽车车室湿空气分布特性研究[D]. 北京建筑大学, 2019.
- [71] 中国统计年鉴编委会. 中国统计年鉴 2021[M]. 北京: 中国统计出版社.

攻读硕士学位期间发表学术论文及参研项目

一、发表学术论文

- [1]王建彬,梁远情,汪爽. 制冷工况下汽车座舱新风比例智能控制策略及节能效果评价[J] 汽车工程, 2023, 45(01):147-156.DOI:10.19562/j.chinasae.qcgc.2023.01.017
- [2]Yuanqing Liang, Jianbin Wang, Shuang Wang. Intelligent Control Strategy of Fresh Air Volume in Cabin under Heating Condition and Evaluation of Its Energy Saving Effect[J]. Journal of Thermal Science and Engineering Applications, 2023

二、专利

- [1] 汪爽, 梁远情, 等. 一种汽车座舱新风比例智能控制方法及汽车空调[P]. 中国: CN115519971A, 2022.12.27. (发明实审)

三、参研项目

- [1] 智能座舱热舒适性与节能控制方法研究
- [2] 基于神经网络模型的电动汽车空气源热泵智能除霜算法研究
- [3] 军民两用航空发动机密封组件替代进口的关键核心技术研究与应用

致谢

三年的时光匆匆而过，还未来得及好好品味安工程的生活人情，而今已快要离开了。研究生生涯仿佛一只蝴蝶的破茧而出，有过痛苦，有过挣扎，当然也有欣然欢乐的片段，还好我一路坚持了下来，最终收获了成熟的果实。

首先非常感谢我的导师王建彬教授，指导我顺利毕业。在三年的研究生学习生活中，王老师给了我热情的关怀，同时王老师严谨的治学态度、敏锐的洞察力、务实的工作作风以及为人处事的态度都对我产生了很大的影响。能够成为王老师的学生，聆听他的教诲，深感荣幸。王老师的栽培之恩，我永生难忘。

同时还要特别感谢我的指导老师汪爽老师，汪老师广阔的知识面和对学术的严谨态度使我感触颇深，受益匪浅。汪老师为我指出了课题选择的方向，研究方案的制定和开展研究的方法。研究中碰到实际困难没有进展，汪老师总是为我指出可能突破的方向，鞭策我继续努力。在撰写论文时，汪老师还要在百忙中抽出时间为我们讲授写作方法，并不断地把论文修改完善。这过程中，我不仅仅学到了论文的写作技巧，更得到了逻辑思维的锻炼。汪老师常跟我们讲，读研究生不是学习知识，而是学习研究方法，学习解决问题的能力，更是对自身意志力的锻炼。而今我也能够体会到汪老师的良苦用心，相信在之后的工作岗位上，不管遇到任何困难，我一定会牢记汪老师的教诲，努力做出一番成绩。

另外还要特别感谢课题组的兄弟姐妹们，多亏大家的帮助和指点，才使得我能够顺利完成硕士阶段的研究课题。尤其感谢任思源师弟和张红松师弟，在我做实验时给予了我很大的帮助。感谢跟我同一级的王巧玉、姚金结以及潘飞，你们都帮助了我很多，跟大家在一起也非常开心。

最后要特别感谢我最爱的父母亲，很遗憾不能常伴你们身边，你们给了我自由发展的思想和空间，也给了我太多的理解和鼓励，让我远离家乡也能感受到你们的爱。我会好好努力，不辜负你们对我的期望。衷心盼望你们永远健康快乐。

尚德敏学 唯实惟新

