

文章编号: 1671-6612 (2026) 01-047-09

高原铁路列车空调能耗特性及影响因素分析

毕海权 周远龙 王宏林 林琮云 刘鑫

(西南交通大学机械工程学院 成都 610031)

【摘要】 高原铁路是我国铁路网的重要组成部分。在高原环境下随着列车线路海拔的变化, 列车空调的负荷快速变化, 严重影响了空调系统的稳定运行。使用 Amesim 能耗仿真软件建立了高原列车空调系统能耗仿真模型, 对高原列车空调的能耗特性进行了研究, 分析了确定和不确定变化影响因素对高原列车空调能耗的影响。研究表明, 高原列车空调系统中压缩机的能耗占比约 50%, 蒸发风机能耗占比约为 30%, 而冷凝风机能耗占比约为 20%。每座新风量的变化对高原列车空调能耗的影响较小。车体传热系数对高原复杂环境下运行的列车空调系统能耗影响较小。在地热异常地区, 空调系统能耗与隧道温度呈线性关系, 当隧道温度从 28℃ 增加到 40℃, 列车空调系统的总能耗增加了 16%。而在不确定变化影响因素中, 对高原列车空调系统负荷影响力的大小排序为: 乘客人数 > 室外空气温度 > 室外空气相对湿度 > 太阳辐射强度 > 室外大气压。

【关键词】 高原铁路; 列车空调; 能耗特性; 影响因素

中图分类号 U25 文献标志码 A

Energy Consumption Characteristics and Load Influencing Factors Analysis of Air-Conditioning for Plateau Railway Trains

Bi Haiquan Zhou Yuanlong Wang Honglin Lin Congyun Liu Xin

(School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu, 610031)

【Abstract】 The plateau railway is an important component of China's railway network. In plateau environments, as the altitude of train routes changes, the load of train air-conditioning rapidly changes, seriously affecting the stable operation of the air-conditioning system. This article uses Amesim energy consumption simulation software to establish an energy consumption simulation model for plateau train air-conditioning systems, studies the energy consumption characteristics of plateau train air-conditioning, and analyzes the impact of determined and uncertain factors on the energy consumption of plateau train air-conditioning. The research results show that the energy consumption of compressors in the air conditioning system of plateau trains accounts for about 50%, the energy consumption of evaporative fans accounts for about 30%, and the energy consumption of condensing fans accounts for about 20%. The change in fresh air volume of each building has a relatively small impact on the energy consumption of air-conditioning for plateau trains. The heat transfer coefficient of the train body has a relatively small impact on the energy consumption of the train air-conditioning system operating in complex plateau environments. In areas with geothermal anomalies, the energy consumption of air-conditioning systems is linearly related to tunnel temperature. When the tunnel temperature increases from 28℃ to 40℃, the total energy consumption of train air-conditioning systems increases by 16%. Among the uncertain influencing factors, the order of the impact on the load of the plateau train air-conditioning system is: number of passengers > outdoor air temperature > outdoor air relative humidity > solar radiation intensity > outdoor atmospheric pressure.

【Keywords】 Plateau railway; Train air-conditioning; Energy consumption characteristics; Influence factor

基金项目: 中国国家铁路集团有限公司重点课题项目 (N2023J066)

作者 (通讯作者) 简介: 毕海权 (1974.12-), 男, 博士, 教授, E-mail: bhquan@swjtu.edu.cn

收稿日期: 2025-08-11

0 引言

铁路作为一个国家战略性的重要基础设施,加速了城市间的交流发展。截至 2024 年 11 月,我国的铁路总里程已经超过 16 万公里,其中高速铁路运营里程达到了 4.6 万公里。我国高原地区复杂环境下的铁路系统作为西部大开发战略中的重要工程,已成为中国铁路网的重要组成部分^[1-3]。高原地区的铁路线路集合了低压、低温、高太阳辐射、地热异常等多种恶劣环境,车体周围的环境参数随着列车线路海拔的改变而快速变化,与平原列车的运行环境明显不同。

在高原复杂环境下,由于车体周围环境参数的快速变化,使得列车空调系统的负荷特性、能耗特征具有极强的时空伴随特性^[4],导致车厢内的空气温度难以准确控制,影响了乘客的舒适性。复杂环境下列车运行的室外环境始终处于变化状态,列车空调系统冷负荷变化较大,但此时空调系统的制冷量与冷负荷不相等,从而导致车内空气温度不能维持在设计温度^[5,6]。在常用的反馈控制^[7]模式下,高原列车空调系统的不稳定震荡现象更加明显。因此,对高原复杂环境下的列车空调系统能耗特性进行研究,有利于高原列车空调系统控制策略的建立,降低高原列车的空调能耗。

针对高原复杂环境下运行的列车空调系统,学者们进行了大量研究。李亚宁等^[8]针对高原列车乘客舒适度优化问题开展了系统性研究,构建了多参数协同控制模型,综合考量了舱内新风供给量、氧气含量阈值、污染物浓度指标以及热舒适性参数等,并据此设计了集成空调与供氧系统的智能调控方案。陈宁等^[9,10]通过 CFD 模拟对高原增氧列车车厢在不同朝向下的夏季空调室外综合温度分布进行计算,提出列车空调应优化送回风组织并做分区控制,与增氧新风协同,优先改善乘客呼吸带环境,并结合高原环境特点对人体热舒适评价指标进行了修正。刘国丹等^[11]针对高原铁路客车空调系统系统的特殊设计需求进行了深入研究,分析了低气压工况下列车空调装置的运行特性。王焯^[12]基于青藏铁路沿线实测环境参数,研究了弥散供氧模式下列车空调系统的新风量调节问题,通过建立不同地理区域的新风量计算模型,提出了同时满足氧浓度调控与污染物限值要求的空调新风量优化方法。然而上述针对高原列车空调系统的研究,重点关注的是

车厢内的新风量和供氧情况,对空调系统的能耗特性及负荷影响因素的研究较少。

本文以“雅安-巴塘”的铁路线路为研究对象,使用 Amesim 能耗仿真软件,通过数值模拟的方法,对高原铁路列车空调系统的能耗特性进行了研究,分析了各因素对高原列车空调系统能耗的影响,其研究结果对于高原铁路列车空调系统节能设计具有重要的参考意义。

1 数值模拟方法

1.1 数学模型

空调系统由压缩机、冷凝器、节流装置、蒸发器等主要部件组成。在 Amesim 仿真软件中,包含了空调系统各部件的数学模型。其中空调压缩机的数学模型如式(1)所示^[13,14]。

$$m_c = \frac{\eta_c V_c}{v_c} \quad (1)$$

式中: m_c 为压缩机的质量流量, kg/s; η_c 为压缩机的容积效率; V_c 为压缩机的理论输气量, m^3/s ; v_c 为压缩机的吸气比容, m^3/kg 。

在 Amesim 中换热器的制冷剂换热模型与管内流动状态有关。在水平光滑管道内,若单相流体处于充分发展的湍流状态,其换热特性可依据 Gnielinski 公式^[15]进行计算。

$$h_t = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \times (\text{Re} - 1000) \times \text{Pr}}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{f}{8}} \times \left(\frac{2}{3} \times \text{Pr} \times 1.0\right)} \times \frac{\lambda}{D_h} \quad (2)$$

式中: h_t 为换热器的换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; Re 为雷诺数; Pr 为普朗特数; f 为换热器的阻力系数; λ 为流体的导热系数; D_h 为管道的当量直径, m。对于两相流,则计算公式如式(3)、式(4)所示。

$$h_t = h_L \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{(P_r)^{0.38}} \right] \quad (3)$$

$$h_L = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \frac{\lambda}{D_h} \quad (4)$$

式中: h_L 为纯液相的换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; x 为两相区干度; P_r 为压力比。

在空调系统中,节流装置内的制冷剂流动过程可由式(5) - (7)基本控制方程来描述。

$$m = \frac{\pi}{4} D^2 G = \text{Constant} \quad (5)$$

$$h + \frac{1}{2}G^2v^2 = \text{Constant} \quad (6)$$

$$-dp = G^2dv + \frac{f_1}{2D}vG^2dL \quad (7)$$

式中: m 为流体的质量流量, kg/s; D 为节流装置的管内径, m; G 为质量通量, kg/(m²·s); v 为流体的比容, m³/kg; p 为流体的压力, Pa; L 为节流装置的管长, m; f_1 为沿程摩擦阻力系数。

1.2 数值计算模型

在建立列车空调系统的能耗仿真模型时需要将车体结构进行简化处理, 将列车车厢简化成长方体结构, 忽略车厢内部结构对温度分布的影响, 并

将车厢围护结构的材料热物性参数设为定值。由于车厢壁面的尺寸远大于其厚度, 可将三维传热问题简化为沿厚度方向的一维传热过程^[16]。对于多层复合墙壁结构按材料分层处理, 内外壁面视为等温边界。

本文中使用的高原列车模型长宽高分别为 25m×3.3m×2.9m, 车厢每侧有 9 扇窗, 车窗的尺寸为 1.4m×0.82m, 二等座车厢定员 90 人。车体主要围护结构组成部分如表 1 所示。列车空调系统各部件的参数如表 2 所示。本文中的列车包含了两台空调, 其中一台空调的压缩机连续运行, 另一台空调的压缩机则根据负荷需求来启动和关闭。

表 1 车体围护结构组成部分

Table 1 Components of vehicle enclosure structure

车体围护结构	结构	导热系数/[W/(m·K)]	厚度/mm
顶板	铝合金结构	1.86	50.0
	三聚氰胺树脂	0.03	100.0
	铝板复合装饰板 (玻璃钢)	0.50 (0.40)	1.5 (3.0)
	空气层	0.03	50.0
	静德尔吸音材	0.04	80.0
	三聚氰胺树脂	0.03	10.0
	双层铝合金	1.86	50
侧墙	碳纤维	0.038	50
	静德尔吸音材	0.04	20
	空气层	0.03	30
	聚酯玻璃钢	0.40	3
	双层铝合金	1.86	30
地板	复合隔音地板 (橡胶地板布)	0.125 (0.29)	22 (2.5)
	超细玻璃丝棉毡	0.033	10
	静德尔吸音材	0.04	10
	空气层	0.15	40
车窗	——	——	20

表 2 列车空调系统各部件参数

Table 2 Parameters of various components of the train air-conditioning system

空调部件	相关参数
压缩机	排气量 108cm ³ /rev, 额定制冷能力 23kW, 额定功率 7.2kW, 压缩比≤10.5
冷凝器	铜管外径为 9.52mm 的内螺纹铜管, 铜管长 1400mm, 管间距 25×19mm; 翅片为亲水铝箔波纹片边缘压花, 厚度 0.15mm, 片距 2.5mm
蒸发器	铜管外径为 9.52mm 的内螺纹铜管, 铜管长 1400mm, 管间距 25×21.65mm; 翅片为 0.15mm 厚的亲水铝箔片, 片距 2.0mm
节流装置	电子膨胀阀
风机	室内风机风量 2400 m ³ /h, 功率 1.2kW; 室外风机风量 8000m ³ /h, 功率 1.18kW

根据表 1、表 2 中的列车结构和空调系统参数建立的列车空调系统能耗仿真模型如图 1 所示。

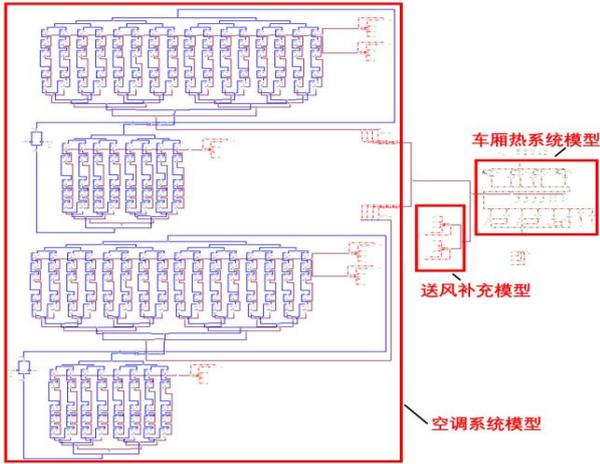


图 1 列车空调系统能耗仿真模型

Fig.1 Energy consumption simulation model of train air conditioning system

在“雅安-巴塘”铁路线路中某趟列车的运行计划表如表 3 所示。列车的平均运行速度为 114km/h，车厢内的空气设计温度为 23℃。各站点某日的环境温度如图 2 所示。

表 3 列车运行时刻表

Table 3 Train schedule

站名	海拔/m	到时	发时	停站/min
雅安	605	—	13:00	—
天全	1093	13:12	13:14	2
泸定	1600	13:47	13:49	2
康定	2676	14:10	14:12	2
新都桥	3450	14:45	14:47	2
雅江	2670	15:11	15:13	2
理塘	3940	15:55	15:57	2
巴塘	3450	16:46	—	—

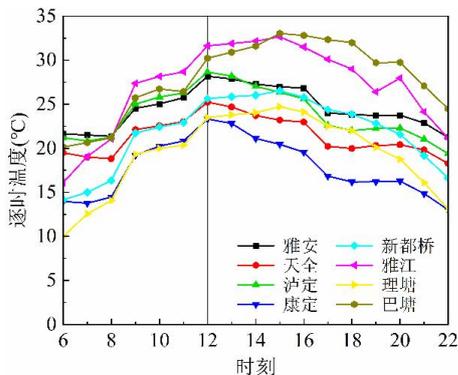


图 2 列车运行站点的温度

Fig.2 Temperature at train operating stations

2 数值方法验证

根据文献[17]中的列车结构和空调系统参数搭建如图 1 所示的列车空调系统能耗仿真模型，对本文中的数值方法进行验证。文献[17]中的列车结构和空调系统参数如表 4 和表 5 所示。

表 4 文献中车体围护结构的组成

Table 4 Composition of vehicle enclosure structure in literature

结构	组成 (从内到外)	厚度/mm
车顶	玻璃棉毡	25
	玻璃棉毡	25
	铝型材	50
	防震油漆	2
	隔声毡	15
侧墙	玻璃棉毡	4
	铝型材	65
	防震油漆	1
	玻璃棉毡	35
	隔热板	10
底架	沥水板	10
	铝型材	80
	防震油漆	1
车窗	—	20

表 5 文献中列车空调各部件参数

Table 5 Parameters of various components of train air-conditioning in literature

部件	相关参数
压缩机	排气量: 120cm ³ /rev; 额定制冷能力: 20.78 kW; 额定功率: 6.81kW
冷凝器	铜管外径 9.52mm 的内螺纹铜管, 长度 1.3m, 间距 25mm×21.65mm; 翅片 0.145mm 厚的亲水铝箔片, 片距 2.5mm
蒸发器	铜管外径 9.52mm 的内螺纹铜管, 长度 1m, 间距 25mm×21.65mm; 翅片 0.145mm 厚的亲水铝箔片, 片距 2.5mm
毛细管	铜管外径 3mm, 长度 0.8m
风机	室内风机风量 2000m ³ /h, 功率 0.55kW; 室外风机风量 8000m ³ /h, 功率 0.75kW

将通过空调能耗仿真模型计算得到的列车空调季能耗值与文献[17]中的测试能耗进行比较，比较结果如表 6 所示，相对误差为 2.31%。通过上述数值模拟与测试能耗的对比可知，本文的数值计算

方法具有较高的准确度。

表 6 空调能耗模拟与测试的比较

Table 6 Comparison of simulation and testing of air-conditioning energy consumption

文献[17]中的测试结果 /kWh	本文中的模拟结果 /kWh	相对误差 /%
13533.01	13845.76	2.31

3 结果及分析

3.1 高原列车能耗特性

列车空调能耗主要包括压缩机能耗、蒸发风机能耗和冷凝风机能耗。当空调开启后,蒸发风机保持开启状态,而冷凝风机开启数量由压缩机的开启数量决定,压缩机开启时,冷凝风机开启。因此,列车单节车厢空调能耗为:一台压缩机能耗+另一台压缩机能耗+单个蒸发风机能耗×蒸发风机开启数量+单个冷凝风机能耗×冷凝风机开启数量。当空调的运行模式是制冷、供暖时,总能耗包括以上三个部分。当空调处于自然通风冷却模式时,总能耗只包括蒸发风机能耗。所以能耗的大小还与空调的运行模式有很大的关系。

根据表 3 中的列车时刻表和图 2 中的沿线气候参数对高原列车空调系统进行模拟。图 3 所示为车厢内的空气温度模拟结果,图中虚线表示室外空气温度(40℃为地热异常地区隧道内的空气温度)。从图 3 中可以看到,在列车的整个运行线路上,车厢内的空气温度在 22℃~26.5℃ 的范围内变化,其中地热异常区域的车厢空气温度较高。

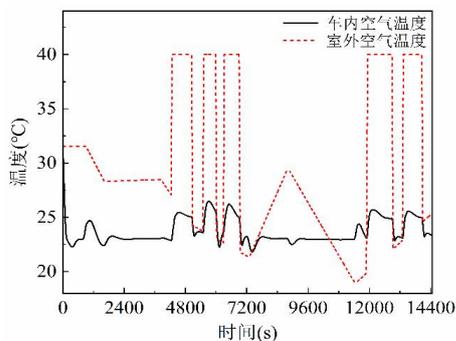


图 3 车厢内的空气温度

Fig.3 The air temperature inside the carriage

图 4 所示为列车空调系统的能耗模拟结果。从图 4 中可以看到,在列车空调系统中压缩机的能耗最高,其次是蒸发风机能耗,而冷凝风机的能耗最

低,其原因在于冷凝风机会跟随压缩机的启停,而蒸发风机一直处于开启状态(保证车厢内的送风量),因此能耗较高。从图 4 中还可以看到,在地热异常地区,空调系统能耗曲线的斜率增大,表明在地热异常地区列车空调系统的能耗明显增大。

图 5 所示为高原列车空调系统各部件的能耗占比情况。从图 5 中可以看到,高原列车空调系统中压缩机的能耗占比约 50%,蒸发风机能耗占总能耗的比例约为 30%,而冷凝风机占总能耗的比例大约为 20%。

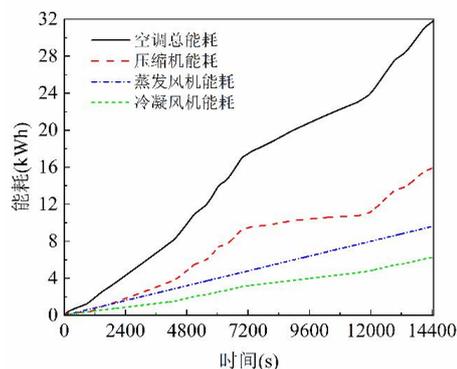


图 4 列车空调系统的能耗

Fig.4 Energy consumption of train air-conditioning system

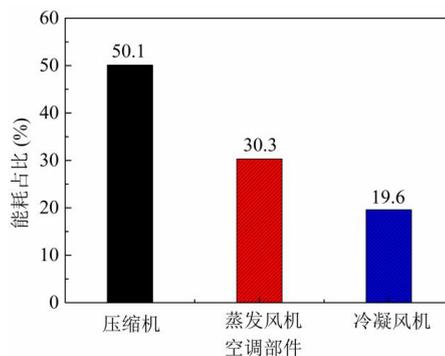


图 5 列车空调系统各部件的能耗占比

Fig.5 The proportion of energy consumption of each component in the train air-conditioning system

3.2 确定变化影响因素的分析

高原复杂环境下列车空调负荷受多种因素影响,主要包括确定变化影响因素和不确定变化影响因素。确定变化的影响因素是指在车辆设计阶段和隧道环境控制阶段,该因素的值是可以变化的,当该值确定后,在最后实施运行阶段为不变值,比如新风量、车体传热系数、地热异常区隧道温度等。

不确定变化的影响因素是指该值在实际运行过程是变化的、不确定的，比如环境温度、相对湿度、大气压、太阳辐射、乘客人数等。

3.2.1 新风量的影响

铁路列车空调的最小新风量为每座位（卧铺）15~20m³/h^[18]，取每座新风量为 15m³/h、16m³/h、17m³/h、18m³/h、19m³/h、20m³/h 来分析新风量对空调能耗的影响。乘客人数分别取超员人数（108 人）、定员人数（90 人）、定员人数的 2/3（60 人）、定员人数的 1/3（30 人）^[19]。图 6 所示为每座新风量、乘客人数与空调总能耗的关系曲线。从图 6 可知，随着每座新风量和乘客人数的增加，空调总能耗也在不断增加，但每座新风量的变化对空调总能耗的影响较小，而乘客人数的变化对空调总能耗的影响较大。

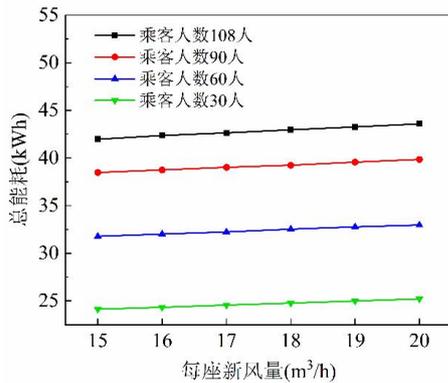


图 6 新风量与总能耗的关系

Fig. 6 The relationship between fresh air volume and total energy consumption

3.2.2 车体传热系数的影响

表 7 车体各部分的传热系数

Table 7 Heat transfer coefficients of various parts of the vehicle body

类型	车顶 W/(m·K)	地板 W/(m·K)	侧墙 W/(m·K)
1	0.2113	0.1275	0.3654
2	0.1586	0.1477	0.3079
3	0.2097	0.1569	0.2032
4	0.1560	0.1035	0.1697
5	0.1405	0.09920	0.1576
6	0.1153	0.07818	0.1378
7	0.09089	0.05778	0.1187

使用文献[20]中的列车车体传热系数（见表 7）分析车体传热系数对高原列车空调系统能耗的影

响。图 7 所示为车体传热系数与高原列车空调系统能耗的关系曲线。从图 7 中可知，随着车体各部分传热系数的逐渐减小，总能耗也在逐渐减小，其中侧墙的传热系数对空调系统总能耗的影响较大。从各个车型之间的对比结果可以看出，车体传热系数对空调系统总能耗有一定的影响，但影响并不明显，其主要原因在于通过车体传热进入车厢内部的负荷占空调系统总负荷的比例较小。

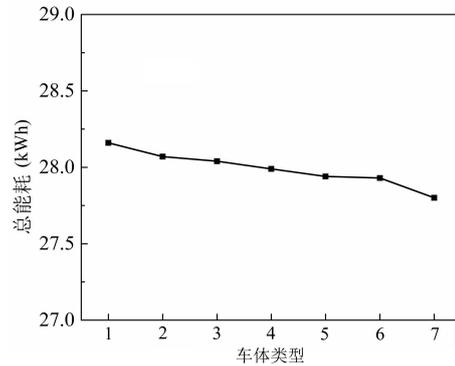


图 7 车体传热系数与总能耗的关系

Fig.7 The relationship between body heat transfer coefficient and total energy consumption

3.2.3 隧道温度的影响

高地温隧道应根据隧道长度、线路条件、气象条件、热害等级、热害段长度、综合降温措施及养护维修等因素确定运营通风方案。正常运营期间高地温隧道宜利用行车间隔时间进行通风降温，保证隧道内空气温度不高于 45℃，其通风频率可根据隧道内自动测温情况确定。

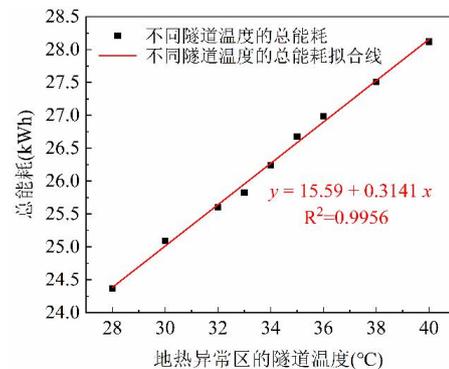


图 8 隧道温度与总能耗的关系

Fig. 8 The relationship between tunnel temperature and total energy consumption

本节分析了不同隧道温度对空调系统能耗的影响规律。对地热异常区隧道内控制温度水平分别取 40℃、38℃、36℃、35℃、34℃、33℃、32℃、

30℃、28℃进行分析。模拟时仅改变地热异常区隧道内的空气温度, 能耗计算结果如图 8 所示。从图 8 中可以看到, 空调系统总能耗与地热异常区隧道内温度总体上呈线性关系, 随着地热异常区的隧道温度的增高, 总能耗也增大。当隧道温度从 28℃ 增加到 40℃, 列车空调系统的总能耗增加了 16%。

3.3 不确定变化影响因素的分析

高原列车空调系统能耗的不确定变化影响因素主要包括室外空气温度、室外空气相对湿度、室外大气压、室外太阳辐射、乘客人数等。使用正交试验的方法来分析上述因素对空调系统能耗的影响程度。各因素的水平取值如表 8 所示。

表 8 正交试验因素及水平取值

Table 8 Orthogonal experimental factors and horizontal values

序号	室外空气温度/℃	室外空气相对湿度/%	室外大气压/bar	室外太阳辐射/(W/m ²)	乘客人数/人
1	37.40	73.25	0.937	931.11	90
2	27.93	59.05	0.783	610.63	60
3	18.45	44.84	0.628	290.15	30

由于对试验结果的统计计算需要评估随机误差, 所以对试验因素增加一列空白列作为误差项, 该列的结果变化来自随机效应。根据试验因素的个

数和水平数, 选择 L18(3⁶)型的正交表, 共有 18 组试验。正交试验表及列车负荷模拟结果如表 9 所示。

表 9 正交试验表

Table 9 Orthogonal experimental table

序号	A 室外空气 温度	B 室外空气 相对湿度	C 室外大气压	D 太阳辐射强度	E 乘客人数	F 空白列	累计负荷
1	2	2	1	2	2	3	220413.8
2	1	3	3	2	2	2	251733.6
3	3	1	1	2	3	3	30507.33
4	3	1	3	2	1	2	268973.4
5	2	1	2	3	3	2	138784.9
6	1	2	1	3	3	2	186857.1
7	1	1	2	1	2	3	550548.4
8	2	1	3	3	2	1	256832.9
9	1	2	3	3	1	3	274449.6
10	3	3	2	3	1	3	181647.5
11	2	3	1	1	1	2	251733.6
12	2	2	2	2	1	1	320232.2
13	3	2	3	1	3	1	68401.11
14	3	3	1	3	2	1	105993.0
15	1	1	1	1	1	1	503059.1
16	3	2	2	1	2	2	139771.7
17	1	3	2	2	3	1	154008.7
18	2	3	3	1	3	3	104255.4

表 10 方差分析结果

Table 10 Results of analysis of variance

源	III 类平方和	自由度	均方	F	显著性	偏 Eta 平方
修正模型	290409860279.95 ^a	10	29040986028	8.89	0.004	0.927
截距	8.92539E+11	1	8.92539E+11	273.221	<.001	0.975
室外空气温度	1.06017E+11	2	53008330158	16.227	0.002	0.823
室外空气相对湿度	44721060947	2	22360530474	6.845	0.023	0.662
室外大气压	36000031648	2	18000015824	4.918	0.039	0.528
室外太阳辐射	40694146876	2	20347073438	6.167	0.021	0.625
乘客人数	1.12978E+11	2	56488980246	17.292	0.002	0.832
误差	22867069286	7	3266724184	---	---	---
总计	1.20582E+12	18	---	---	---	---
修正后总计	3.13277E+11	17	---	---	---	---

注：a 表示 R²=0.972

使用方差分析方法对表 9 中的结果进行处理。方差分析方法通过对数据变异来源的细致剖析，能够有效区分由于因子水平变化所引起的检验结果差异，以及因误差波动而造成的检验结果差异，并能够基于此给出可靠的定量估计，为试验结果的评估提供更为精确的依据。表 10 所示为方差分析法的计算结果。

综合使用偏 Eta 平方和显著性结果判断各因素对试验指标影响的实际重要程度。一般情况下偏 Eta 方越大，因素对试验指标变异的解释能力越强，实际影响越大。综合上述分析，在不确定变化影响因素中，按照对高原复杂环境下列车空调负荷影响力的大小排序依次为：乘客人数>室外空气温度>室外空气相对湿度>太阳辐射强度>室外大气压。

4 结论

本文使用 Amesim 软件建立了高原铁路列车空调系统能耗仿真模型，研究了高原复杂环境下的列车空调系统能耗特性，并分析了各因素对高原列车空调系统能耗的影响，主要结论如下：

(1) 高原列车空调系统中压缩机的能耗占比约 50%，蒸发风机能耗占总能耗的比例约为 30%，而冷凝风机占总能耗的比例大约为 20%。在地热异常地区列车空调系统的能耗会增大。

(2) 随着每座新风量和乘客人数的增加，高原列车空调系统的总能耗也在不断增加，但每座新风量的变化对空调总能耗的影响较小，而乘客人数

的变化对空调总能耗的影响较大。

(3) 车体传热系数对高原复杂环境下运行的列车空调系统总能耗有一定的影响，但影响并不明显。

(4) 高原列车空调系统总能耗与地热异常地区隧道内温度总体上呈线性关系，随着地热异常地区隧道温度的增高，总能耗也增大。当隧道温度从 28℃ 增加到 40℃，列车空调系统的总能耗增加了 16%。

(5) 在高原列车空调系统能耗的不确定变化影响因素中，对列车空调系统负荷影响力的大小排序为：乘客人数>室外空气温度>室外空气相对湿度>太阳辐射强度>室外大气压。

高原复杂环境下，随着列车运行线路海拔高度的变化，车外环境参数快速变化，使得列车空调系统的负荷快速变化。对高原地区复杂环境下的列车空调系统能耗特性进行研究，分析各种因素对空调系统能耗的影响，有助于高原列车空调系统节能控制策略的制定。

参考文献：

[1] JIANG G L, ZHAO H T, LIU Y Z, et al. Discrepancies of permafrost variations under thermal impacts from highway and railway on the Qinghai-Tibet Plateau [J]. Cold Regions Science and Technology, 2023,208: 103784.

[2] 杨宇,王书傲.青藏铁路客车空调机组介绍[J].制冷与空

- 调,2007,(1):73-75.
- [3] 徐振军. 青藏铁路空调客车 IAQ 影响因素研究[J]. 制冷与空调,2004,(4):68-71.
- [4] WANG J M, ZHAO T Y. Medium spatiotemporal characteristics based global optimization method for energy efficiency trade-off issue in variable flow rate HVAC system [J]. Applied Thermal Engineering, 2024,247:123132.
- [5] ZHOU Y L, BI H Q, WANG H L, et al. Time-delay characteristics of air-conditioning system for subway trains. Journal of Building Engineering [J]. 2021,40: 102731.
- [6] BI H Q, ZHOU Y L, LIU J, et al. Load forecast and fuzzy control of the air-conditioning systems at the subway stations [J]. Journal of Building Engineering, 2022,49:104029.
- [7] 历秀明. 变风量空调系统室温大滞后智能预测控制方法[D]. 大连: 大连理工大学, 2017.
- [8] 李亚宁, 王焯. 基于舒适性的高原列车空调系统控制模式研究[J]. 兰州交通大学学报, 2015,34(1):142-145.
- [9] 陈宁, 廖胜明, 饶政华. 高原低气压增氧旅客列车车厢温度场及热舒适的 CFD 评价[J]. 中国铁道科学, 2012, 33(4):126-132.
- [10] 陈宁, 廖胜明, 饶政华. 青藏高原低气压旅客列车车厢速度场及温度场的数值模拟研究[J]. 铁道学报, 2013, 35(10):18-23.
- [11] 刘国丹, 张长兴, 李安桂, 等. 青藏铁路客车暖通空调设计问题探讨[J]. 暖通空调, 2006,(3):71-74.
- [12] 王焯. 青藏线环境条件对列车空调新风量的影响[J]. 安全与环境学报, 2009,9(2):81-83.
- [13] WANG H L, BI H Q, ZHOU Y L, et al. Field measurements and numerical analysis of the energy consumption of urban rail vehicle air-conditioning systems [J]. Applied Thermal Engineering, 2020,177: 115497.
- [14] 张春路. 制冷空调系统仿真原理与技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2012.
- [15] 杨世铭, 陶文铨. 传热学(第 4 版)[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [16] Hofstädter R N, Zero T, Dullinger C, et al. Heat capacity and heat transfer coefficient estimation for a dynamic thermal model of rail vehicles[J]. Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems, 2017,23(5): 439-452.
- [17] LI C, WANG H L, BI H Q. The calculation method of energy consumption of air-conditioning system in subway vehicle based on representative operating points [J]. Earth and Environmental Science, 2020,455(1): 012177.
- [18] GB/T 33193, 铁道车辆空调第 1 部分: 舒适度参数[S]. 北京: 中国标准出版社, 2016.
- [19] Barone G, Buonomano A, Forzano C, et al. Enhancing trains envelope - heating, ventilation, and air conditioning systems: A new dynamic simulation approach for energy, economic, environmental impact and thermal comfort analyses[J]. Energy, 2020,204: 117833.
- [20] 于文华. 高速列车空调系统能耗计算及预测分析[D]. 成都: 西南交通大学, 2014.

(上接第 37 页)

- [17] Pinamonti M, Beausoleil-Morrison I, Prada A, et al. Water-to-water heat pump integration in a solar seasonal storage system for space heating and domestic hot water production of a single-family house in a cold climate[J]. Solar Energy. 2021,213:300-311.
- [18] Zhang D, Gao Z, Fang C, et al. Simulation and analysis of hot water system with comprehensive utilization of solar energy and wastewater heat[J]. Energy, 2022:253.
- [19] Lyu W, Wang Z, Li X, et al. Influence of the water tank size and air source heat pump size on the energy saving potential of the energy storage heating system[J]. Journal of Energy Storage, 2022:55.
- [20] Haberl J, Haves P. Tools and techniques to calibrate electric chiller component models[J]. ASHRAE Transactions, 2002,108:733-741.
- [21] Zhen C, Niu J, Tian Z. Research on Model Calibration Method of Chiller Plants Based on Error Reverse Correction with Limited Data[J]. Energies, 2023:16.
- [22] Wang Y, Quan Z, Zhao Y, et al. Techno economic analysis of integrating photovoltaic-thermal systems in ground-source heat pumps for heating-dominated regions[J]. Applied Energy, 2025:377.