

重型装甲车乘员舱热环境优化分析

刘 研^{1,2}, 孙柏林^{1,2}, 石红蕾³, 齐子姝⁴

(1. 吉林大学 汽车仿真与控制国家重点实验室, 吉林 长春 130025; 2. 吉林大学 汽车工程学院, 吉林 长春 130025;
3. 哈尔滨固泰电子有限责任公司, 黑龙江 哈尔滨 150060; 4. 吉林建筑大学 市政与环境工程学院, 吉林 长春 130118)

摘要: 设计了一种采暖系统和一种结构合理的风道结构, 达到了改善乘员舱热环境的目的. 对采暖系统的结构参数进行优化设计, 针对出风口倒角半径、风道轴线与 X 轴角度、出风口高度、回风口形式等四个因素, 根据正交试验理论, 确定出最优设计优化方案, 即出风口倒角半径为 60 mm, 风道轴线与 X 轴之间的夹角为 110°, 出风口高度为 570 mm, 回风口形式为 Z-6-280×5. 对最优设计优化方案进行 CFD 数值模拟, 同时监测驾驶员、乘员 1 和乘员 2 头部及脚部温度值, 说明最优设计优化方案的采暖系统对改善驾驶员、乘员 1 和乘员 2 乘坐热感觉起到了明显的作用.

关键词: 乘员舱; 热环境; 数值模拟; 正交试验; 优化设计
中图分类号: TP15 **文献标志码:** A

Optimization on Thermal Environment of Passenger Compartment of a Heavy Vehicle

LIU Yan^{1,2}, SUN Bolin^{1,2}, SHI Honglei³, QI Zishu⁴

(1. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130025, China; 2. College of Automotive Engineering, Jilin University, Changchun 130025, China; 3. Harbin Gutai Electronic Co. Ltd., Harbin 150060, China; 4. College of Municipal and Environmental Engineering, Jilin University of Construction, Changchun 130118, China)

Abstract: A heating system and a reasonable structure of the air duct structure are designed to achieve the purpose of improving the passenger compartment thermal environment. The structural parameters of the heating system are optimized. Aiming at the four factors such as the chamfer radius of the air outlet, the angle between duct axis and X axis, the height of the outlet and the type of return air grille on the thermal environment of passenger compartment, according to the orthogonal test theory, the optimal design scheme is determined that the chamfer radius of the air outlet is 60 mm, the angle between duct axis and X axis is 110°, the

height of the outlet is 570 mm, the type of return air grille is Z-6-280×5. The computational fluid dynamics (CFD) simulation of the optimal design is carried out, the temperature of the heads and the feet of the driver, passenger 1 and passenger 2 are monitored, the result shows that the heating system of the optimal design can greatly improve the thermal sensation of the driver, passenger 1 and passenger 2.

Key words: passenger compartment; thermal environment; numerical simulation; orthogonal test; optimal design

随着社会的进步,我国汽车工业的飞速发展,汽车已经成为了日常生活中必不可少的一部分,人们对汽车的性能的要求也越来越高,在关注动力性、经济性的同时,汽车乘员热舒适性,也越来越引起人们的重视,它直接影响驾乘人员的身心健康,关系着行驶安全^[1]. 热舒适感觉是人体对热环境的生理与心理因素的综合反映^[2]. 根据美国供暖制冷空调工程师学会的定义^[3],人体的热舒适性是由周围热环境等客观因素和人体自身机能等主观因素^[4]共同决定的.

重型车辆主要用于执行特大任务工作,我国的重型车辆在设计初期受前苏联的影响较大,主要强调强劲的动力性,高度的可靠性,却忽视了乘员舱内乘员的舒适性. 本文研究的重型车辆其外部车体由钢板构成,材料的导热系数较大,乘员舱内空间狭小,外界环境的变化对乘员舱影响较大. 寒冷的冬季,在我国东北地区乘员舱的温度将低至-30℃,发动机工作产生的热量、乘员工作产生的热量远远不足以保证乘员的热舒适性,将影响到驾驶员的反应操纵能力,因此重型车辆中安装采暖系统刻不容缓.

目前国内外在重型车乘员舱内热环境研究少,

收稿日期: 2016-05-31

基金项目: 国家自然科学基金(51376079); 吉林省科技厅青年科研基金项目(20160520028JH); 吉林省教育厅项目(吉教科合字【2016】第149号); 2016年住建部科学技术计划项目(2016-k1-30)

第一作者: 刘 研(1976—),女,副教授,工学博士,主要研究方向为能源利用与高效传热. E-mail: sdaudjxysbl@163.com

特别是寒区冬季重型车乘员舱内乘坐热环境改进优化方面几乎处于空白,而在冬季乘员舱内温度很低,应在乘员舱内布置合理的采暖设备,从而改善乘员的热舒适性.本文从以下几方面开展工作:

(1)设计一种采暖系统,利用燃油预热器对发动机的冷却水进行预热,将高温冷却水送入到采暖系统的换热器内,为了保证采暖系统的热风充分的被利用,设计了一种两通道的风道结构形式.

(2)对某重型车乘员舱内部进行结构简化,进行三维建模,对乘员舱的采暖系统进行结构、参数的优化设计,利用正交设计试验,分析出风口倒角半径、风道轴线与 X 轴角度、出风口高度、回风口形式这四个试验因素对乘员舱内监测点温度值的影响,选择最优水平.对结构优化后的乘员舱内的热环境进行数值模拟.

1 重型车乘员舱采暖系统优化设计

1.1 采暖系统设计

原采暖系统使用旧燃油预热器为乘员舱内供暖,原采暖系统图如图 1 所示,在外界气温低于 5 °C 时,在启动发动机之前加温发动机本体、机油、传动油,保证发动机能平稳启动.在发动机平稳启动后,将发动机的高温冷却液引入到加热器前面的乘员取暖器上,并用风扇将采暖系统换热器的热量吹入到乘员舱内.重型车处于停止状态时,低温的冷却液在水泵的作用下,进入到燃油预热器中,进行加热,启动风扇,为乘员舱供暖.然而目前的燃油预热器存在问题,在实际操作过程中,启动燃油预热器后温度上升迅速,温度不可控,容易发生开锅的现象,同时燃油预热器的工作寿命为 3 000 h,频繁的操作燃油预热器容易发生问题.因此在实际操作过程中,往往不启动燃油预热器.

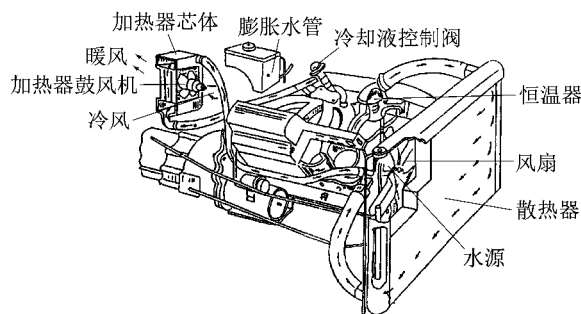


图 1 原采暖系统

Fig.1 The original heating system

本文设计了一种复合式采暖系统改善乘员舱内

的乘坐热环境,采暖系统图如图 2 所示,燃油预热器工作过程中约有 70%的热量通过燃烧区金属壁面传导到冷却水区的冷却液,约 25%的热量以废气形式排出,还有 5%的能量以辐射形式散发到周围空气中.

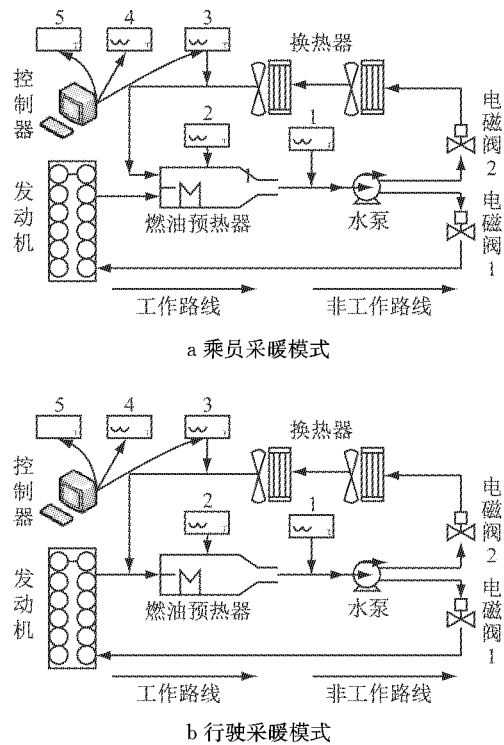


图 2 复合式采暖系统

Fig.2 Combined heating system

循环冷液带走冷却区域内散热量,高温的冷却液从燃油预热器的出水口流出,进入到散热器内,散热器翅片起到强化传热作用,冷却液流经换热器芯体与外界冷空气进行热交换,空气温度升高,低温冷却液在水泵的作用下吸入到燃油加热器的冷却区域,冷却水吸收燃烧产生的热量,反复循环工作,冷却液的温度控制在 85 °C 左右,当冷却液温度超过 85 °C 后,燃油加热器的油泵停止工作.高温的冷却液送入到散热器芯体后,在风扇的作用下,被加热的空气吹入到乘员舱内,将乘坐热环境进行优化改进.

1.2 风道结构设计

设计了两种类型的风道结构,具体结构如图 3 所示.类型 1 风道结构设置为两个出风口的风道,左右两侧风道是对称布置的,入口截面尺寸为 150 mm × 110 mm,倒角半径为 30 mm,出口截面为正六边形,边长为 108 mm,倒圆角为 10 mm.类型 2 风道结构设置为四个出风口的风道,左右两侧的风道呈对称布置,小的入口截面尺寸为 48 mm × 48 mm,大入口截面尺寸为 150 mm × 55 mm,出口截面分为 115

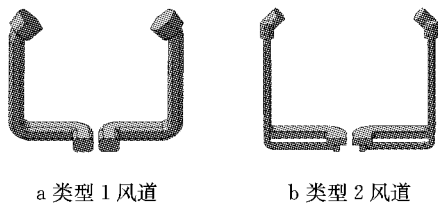


图 3 不同类型风道结构

Fig.3 Different types of air duct structure

mm×179 mm 的六边形和边长为 56 mm 的正六边形,倒圆角为 10 mm.

通过调节采暖系统的档位控制出风口的速度,在平均环境温度为 14.2 °C 时的试验数据如图 4 所示.每隔 60 s 取一次数据进行数据采集,该实验数据作为对风道结构数值模拟的边界条件.

以 1 档的边界条件对 2 种类型的风道结构进行

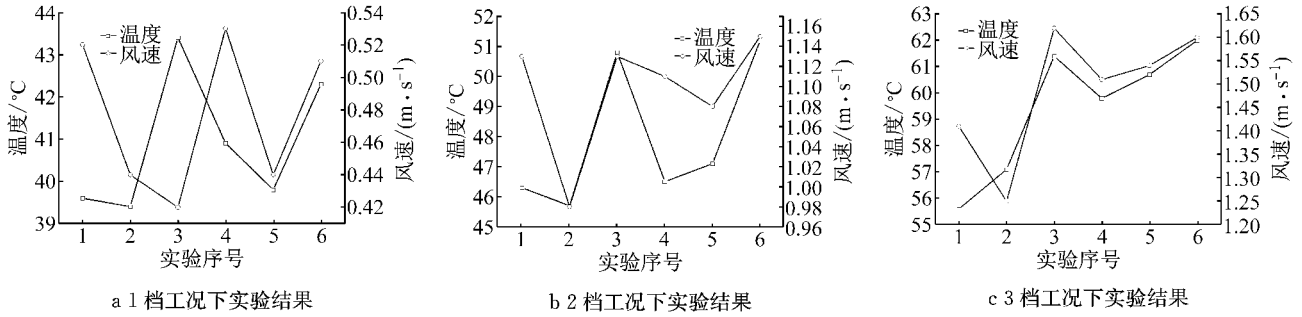


图 4 不同档位对应出风口温度、速度值

Fig.4 Temperature and velocity value of outlet of different gear

数值模拟,选择出合理的风道结构安装与采暖系统中.

根据图 5 可知,类型 1 的风道结构在拐弯处产生负压,产生涡流现象,将出风口设置为渐扩形,减小拐弯处的压降.类型 2 的风道结构最高压力升高,主要是由于风道形状及扭曲程度造成风道管壁阻滞造成的,而设置成 4 通道的类型 2 风道结构时,低压

区降低,因此在风道处理过程中,应尽量将风道设置为平滑曲面,减少较高或较低压区的存在,从而减小由于风道结构对出风口风速的影响.

如图 6 所示,在拐弯处会产生气体涡流现象,类型 1 比类型 2 的风道结构的气体的涡流现象有明显的改善.根据上述分析发现在换热器的风扇处于一档工作时,类型 1 风道的气体流动效果更好.

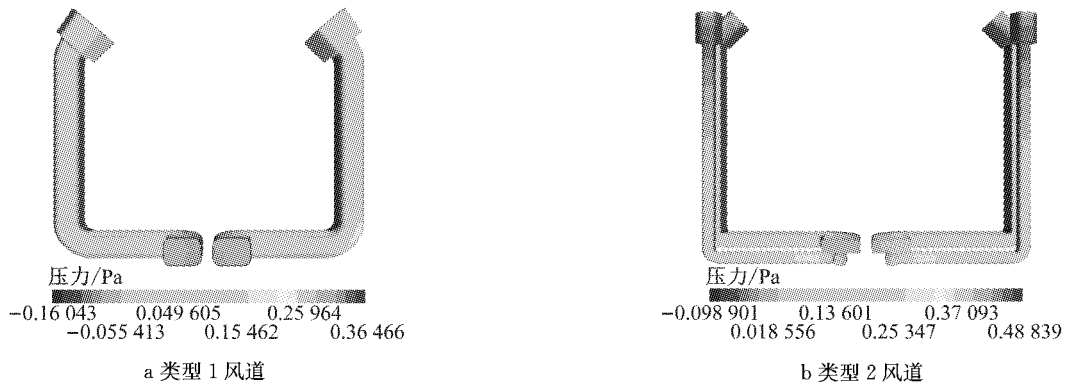


图 5 风道的压力云图

Fig.5 Stress nephogram of air duct

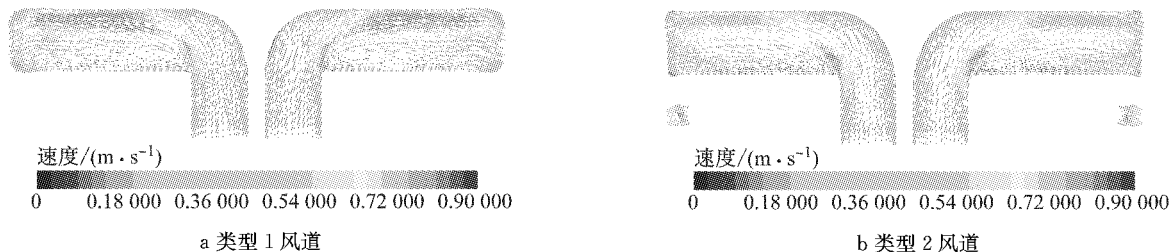


图 6 风道的速度云图

Fig.6 Velocity contour of air duct

综合对比后,再分别在2档、3档条件下对风道结构进行数值模拟,经过比较后,类型1的风道结构更适合安装在采暖系统中。

2 重型车乘员舱热环境优化设计仿真分析

2.1 乘员舱几何模型验证

2.1.1 模型建立

对某重型车乘员舱按1:1的尺寸比例利用CATIA进行三维建模,由于主要分析乘员舱内部的流场及温度场,研究对象为乘员舱内流场,而发动机舱、车轮等结构对乘员舱内流场的数值模拟没有影响,因此可以忽略。为了减少网格数量,提高网格质量,减少模拟时间,对车头、车尾进行简化,因此忽略车外零部件的影响,主要对乘员舱内部进行建模,并且对内部结构进行简化,如图7所示。

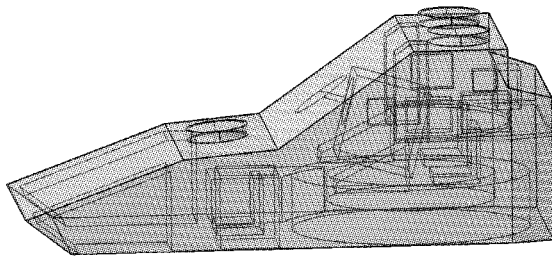


图7 乘员舱三维模型

Fig.7 3d model of passenger compartment

坐标系定位如下: X 表示车体宽度方向,从乘员舱内的圆柱的圆心指向右侧; Y 表示车体长度方向,从乘员舱内的圆柱的圆心指向前方; Z 表示车体高度方向,从乘员舱内地板表面上的圆柱的圆心指向上方。

2.1.2 乘员舱热环境实验分析

对乘员舱内的热环境进行寒区冬季热环境实验,获得乘员舱内温度变化的情况,利用实验数据作为数值模拟的边界条件和验证数值模拟结果合理性监测点。

实验测试用车一辆,其长宽高分别为:7.66 m、3.4 m和3.2 m,车体表面材料为钢板,车辆定员3人(驾驶员、乘员1和乘员2)。成年男子,衣着厚棉衣和棉裤。

根据实验标准要求,15 min内温度的相对变化率在5%以内,可结束实验。本次实验多点记录仪数据采集的时间间隔为30s。实验前将重型车在室外停放了一夜。实验时将车辆停放在阳光充足的场地,且

重型车满足以下条件:

(1)重型车内表面干净整洁,设备良好完整,停放在阳光充足的场地;

(2)室外大气温度约 $-9.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右,天气晴朗,阳光充足,微风;

(3)各个舱门处于打开状态。

为体现出的工作过程中乘员舱温度分布实际情况,在实验过程中各个乘员舱门处于打开状态。乘员舱内的布点情况如图8所示。

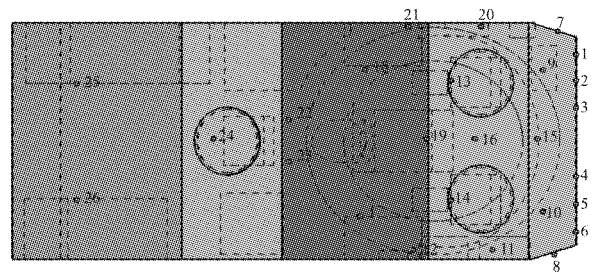


图8 乘员舱内测温点分布

Fig.8 Distribution of temperature measuring points in passenger compartment

其中测点:1~8测点用于测量贴近动力舱的壁面温度;9测点用于测量乘员2后方电台表面温度;10~12测点用于测量乘员1周围的仪表表面温度;13~14测点分别测量乘员1、乘员2头部周围温度;15~16测点用于测量炮架上测点温度;17~18测点分别测量乘员1、乘员2脚部周围温度;19测点用于测量炮台上温度;20~21测点分别测量乘员2周围仪表表面温度;22~23测点用于测量驾驶员后方空气温度;24测点用于测量驾驶员头部周围空气温度;25~26测点用于测量驾驶员脚部温度。

2.1.3 边界条件及相关参数设置

乘员舱内流场的流动是三维非稳态流动,为了保证模拟结果与实验结果吻合,准确的流动模型和边界条件是十分必要的。

边界条件^[5]是指在求解域的边界上所求解的变量或一阶导数随地点时间变化的规律,边界条件是求解计算区域的必要条件,合理的边界条件是保证模拟准确性的重要因素。

靠近动力舱壁面为定温边界条件,温度 $-6.4\text{ }^{\circ}\text{C}$;进出口门为压力出口,压力为 -0.05 Pa ,温度值为 $-9.7\text{ }^{\circ}\text{C}$;乘员舱壁面为对流换热边界条件,温度为 $-9.7\text{ }^{\circ}\text{C}$,对流换热系数为 $10.8\text{ W}\cdot(\text{m}^{-2}\cdot\text{K})$;出风口为压力出口,温度 $11.2\text{ }^{\circ}\text{C}$,压力为 -0.05 Pa ;回风口为速度入口,温度为 $3\text{ }^{\circ}\text{C}$, $v=0.2\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 。

2.1.4 模拟结果与实验结果验证

在数值模拟过程中监测驾驶员、乘员 1 和乘员 2 的头部及脚部周围测点、乘员舱壁面测点、仪表表面测点进行监测温度值变化情况,将数值模拟结果与实验结果进行对比,具体数值如图 9 所示.

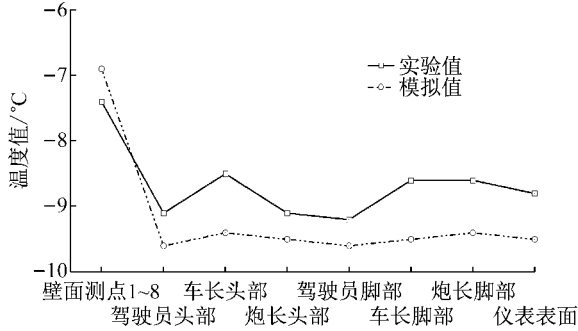


图 9 不同测点实验值与模拟值对比

Fig.9 Contrast of the simulated values and the experimental values of different measuring points

根据实验值和模拟值的对比可以看出,除个别点以外,实验值和模拟值误差在 10%之内,误差值基本符合实验标准要求,测点温度实验值与模拟值均在合理误差范围内.说明建立的三维乘员舱模型是基本符合要求,因此可以利用该模型对乘员舱内的模型进行优化设计数值模拟.

2.2 乘员舱热环境的正交试验优化设计

影响乘员舱内流场、温度场分布的因素包括出风口位置、出风口形状(角度)以及回风口形状(面积)等,为分析各个因素的乘员舱内流场、温度场分布影响规律,本文采取正交试验设计方法[6]进行研究.通过正交试验设计进行优化设计时,需要考虑三个参数[7]:① 试验指标:研究的内容是改善乘员舱内的热环境,那么乘员舱舱内测点的温度就是试验指标;② 试验因素:A 出风口倒角半径、B 风道轴线与 X 轴角度、C 出风口高度、D 回风口类型;③ 水平:在正交试验中,试验因素可取不同的值,这种不同的取值状态称为因素水平,简称为水平.通常用下标 1、2、3……表示.

2.2.1 正交试验设计

针对所设计的采暖系统,选择最优化的出风口位置、出风口角度及回风口面积,对整车内的乘员、驾驶员头部和脚部温度进行试验,温度即为试验指标.具体参数如表 1 所示.

本次试验选取的水平数为 4,因素为 4,若是进行全面试验,则需要进行 256 次试验.常用的正交试验表中的 4 水平的有 $L_{16}(4^5)$, $L_{64}(4^{21})$,没有 4 水平

4 因素的正交试验表,又不存在交互作用,综合考虑选择 $L_{16}(4^5)$,即仅需进行 16 次试验即可完成优化设计.根据表 2 的试验方案分别进行数值模拟,试验方案是按照 $L_{16}(4^5)$ 组织试验.

如表3所示获得在不同的正交试验组合时获得

表 1 因素水平

	出风口倒角半径/mm	风道与 X 夹角/(°)	出风口高度/mm	回风口类型/mm
1	15	95	530	X-32-5×55
2	30	100	550	X-6-10×55
3	45	105	570	Z-6-280×5
4	60	110	590	Z-3-280×10

表 2 $L_{16}(4^5)$ 正交表

	出风口倒角半径/mm	风道与 X 夹角/(°)	出风口高度/mm	回风口类型/mm	空列
1	15	95	530	X-32-5×55	1
2	15	100	550	X-6-10×55	2
3	15	105	570	Z-6-280×5	3
4	15	110	590	Z-3-280×10	4
5	30	95	550	Z-6-280×5	4
6	30	100	530	Z-3-280×10	3
7	30	105	590	X-32-5×55	2
8	30	110	570	X-6-10×55	1
9	45	95	570	Z-3-280×10	2
10	45	100	590	Z-6-280×5	1
11	45	105	530	X-6-10×55	4
12	45	110	550	X-32-5×55	3
13	60	95	590	X-6-10×55	3
14	60	100	570	X-32-5×55	4
15	60	105	550	Z-3-280×10	1
16	60	110	530	Z-6-280×5	2

表 3 正交试验数据统计(单位:°C)

Tab.3 The data statistics of orthogonal experiment(unit:°C)

	驾驶员头部	乘员 1 头部	乘员 2 头部	驾驶员脚部	乘员 1 脚部	乘员 2 脚部
1	16.2	16.9	16.1	9.7	6.8	8.4
2	15.8	15.3	17.3	8.4	7.0	7.3
3	15.1	16.2	16.9	8.0	7.7	7.2
4	16.8	17.0	15.3	8.9	6.5	6.5
5	15.8	17.1	16.8	8.0	7.8	7.8
6	15.9	16.5	16.7	8.5	6.5	7.8
7	14.8	16.9	17.0	7.8	5.6	6.9
8	15.3	15.8	15.9	8.0	6.1	7.0
9	15.7	17.0	17.3	7.8	7.0	8.4
10	15.4	17.3	17.2	8.6	7.4	7.8
11	16.7	16.5	17.4	8.3	6.9	7.5
12	16.3	16.8	16.2	8.0	6.1	7.8
13	16.0	17.6	16.8	9.5	7.0	7.3
14	16.5	16.9	16.2	10.3	7.0	8.5
15	15.0	17.3	17.3	9.3	6.9	7.6
16	16.4	16.8	17.4	8.6	8.5	8.5

的乘驾人员头部、脚部测点温度值. 确定试验因素的优水平和最优水平组合.

本文设计的正交试验中, 涉及试验因素分别为 A 出风口倒角半径、B 风道轴线与 X 轴之间角度、C 出风口高度和 D 回风口类型. 每个试验因素有 4 个水平, 以试验因素 A 为例, 分别为 A_1 、 A_2 、 A_3 和 A_4 . 计算出各试验某一因素同一水平所对应的试验指标之和 K_i 值、试验指标之和的平均值 k_i 值、极差试验指标 R 值. 计算的结果如表 4~表 9 所示.

考察 A 因素对 4 组试验结果的影响, 根据表 7 可知: $k_2 < k_3 < k_1 < k_4$ (出风口倒角半径), $k_3 < k_4 < k_1 < k_2$ (风道轴线与 X 轴夹角), $k_2 < k_3 < k_4 < k_1$ (出风口高度), $k_3 < k_2 < k_4 < k_1$ (回风口类型), 由于驾驶员脚部测点的温度应当尽量的高一些, 因此可以判断出因素 A、B、C 和 D 的优水平为 A_4 、 B_2 、 C_1 、 D_1 . 所以优水平组合为 $A_4B_2C_1D_1$.

表 4 驾驶员头部对应最优水平组合
Tab.4 The optimal level combination of the driver's head

	出风口倒角半径/mm	风道轴线与 X 轴夹角/(°)	出风口高度/mm	回风口类型
K_1	63.90	63.70	65.20	63.80
K_2	61.80	63.60	62.90	63.80
K_3	64.10	61.60	62.60	62.70
K_4	63.90	64.80	63.00	63.40
k_1	15.98	15.93	16.30	15.95
k_2	15.45	15.90	15.73	15.95
k_3	16.03	15.40	15.65	15.68
k_4	15.98	16.20	15.75	15.85
优水平	A_3	B_4	C_1	D_1/D_2
R	0.58	0.80	0.65	0.28
主次顺序	BCAD			

表 5 乘员 1 头部对应最优水平组合
Tab.5 The optimal level combination of crew 1 head

	出风口倒角半径/mm	风道轴线与 X 轴夹角/(°)	出风口高度/mm	回风口类型
K_1	65.40	68.60	67.60	67.50
K_2	66.30	66.00	67.60	65.20
K_3	67.60	66.90	66.30	67.40
K_4	68.60	66.40	66.30	67.80
k_1	16.35	17.15	16.68	16.88
k_2	16.58	16.50	16.63	16.30
k_3	16.90	16.73	16.48	16.85
k_4	17.15	16.60	17.20	16.95
优水平	A_4	B_1	C_4	D_4
R	0.80	0.65	0.73	0.65
主次顺序	ACBD/ACDB			

表 6 乘员 2 头部对应最优水平组合

Tab.6 The optimal level combination of crew 2 head

	出风口倒角半径/mm	风道轴线与 X 轴夹角/(°)	出风口高度/mm	回风口类型
K_1	65.60	67.00	67.60	65.50
K_2	66.40	67.40	67.60	67.40
K_3	68.10	68.60	66.30	68.30
K_4	67.70	64.80	66.30	66.60
k_1	16.40	16.75	16.90	16.38
k_2	16.60	16.85	16.90	16.85
k_3	17.03	17.15	16.58	17.08
k_4	16.93	16.20	16.58	16.65
优水平	A_3	B_3	$C1/C2$	D_3
R	0.63	0.95	0.33	0.70
主次顺序	BDAC			

表 7 驾驶员脚部对应最优水平组合

Tab.7 The optimal level combination of driver's foot

	出风口倒角半径/mm	风道轴线与 X 轴夹角/(°)	出风口高度/mm	回风口类型
K_1	35.00	35.00	35.10	35.80
K_2	32.30	35.80	33.70	34.20
K_3	32.70	33.40	34.10	33.20
K_4	37.70	33.50	34.80	34.50
k_1	8.75	8.75	8.88	8.95
k_2	8.08	8.95	8.43	8.55
k_3	8.18	8.35	8.53	8.30
k_4	9.43	8.38	8.70	8.63
优水平	A_4	B_2	C_1	D_1
R	1.35	0.60	0.38	0.65
主次顺序	ADBC			

表 8 乘员 1 脚部对应最优水平组合

Tab.8 The optimal level combination of crew 1 foot

	出风口倒角半径/mm	风道轴线与 X 轴夹角/(°)	出风口高度/mm	回风口类型
K_1	28.00	28.60	28.70	25.50
K_2	26.00	27.90	27.80	27.00
K_3	27.40	27.10	27.80	31.40
K_4	29.40	27.20	26.50	26.90
k_1	7.00	7.15	7.18	6.38
k_2	6.50	6.98	6.95	6.75
k_3	6.85	6.78	6.95	7.85
k_4	7.35	6.80	6.63	6.73
优水平	A_4	B_1	C_1	D_3
R	0.85	0.38	0.55	1.48
主次顺序	DACB			

表 9 乘员 2 脚部对应最优水平组合

Tab.9 The optimal level combination of crew 2 feet

	出风口倒角半径/mm	风道轴线与 X 轴夹角/(°)	出风口高度/mm	回风口类型
K_1	29.40	31.90	32.20	31.60
K_2	29.50	31.40	30.50	29.10
K_3	31.50	29.20	31.10	31.30
K_4	31.90	29.80	28.50	30.30
k_1	7.35	7.98	8.05	7.90
k_2	7.38	7.85	7.63	7.28
k_3	7.88	7.30	7.78	7.83
k_4	7.98	7.45	7.13	7.58
优水平	A_4	B_1	C_1	D_1
R	0.63	0.68	0.93	0.63
主次顺序	CBAD/CBDA			

2.2.2 试验结果分析

本文优化设计涉及 4 个试验指标,单独分析出的优化条件不一致,需要考虑因素的影响的主次顺序,综合考虑,确定出各个因素最佳的参数条件. 采取综合平衡法确定最优水平.

由于驾驶员、乘员头部的舒适温度为 12~15 °C,因此监测点温度应尽量低一些. 因此驾驶员头部、乘员 1 头部和乘员 2 头部温度越低越好,而驾驶员脚部、乘员 1 脚部和乘员 2 脚部温度越高越好.

其中乘员 1 头部、驾驶员脚部测点温度 A 为主要因素,驾驶员头部、乘员 2 头部测点温度以 B 为主要因素,乘员 1 脚部测点温度以 D 为主要因素、乘员 2 脚部测点温度以 C 为主要因素.

对于因素 A:是乘员 1 头部、驾驶员脚部测点温度影响的第一主要因素. A_1 对乘员 1 头部、乘员 2 头部测点温度较好, A_2 对驾驶员头部测点温度较合理, A_4 对驾驶员、乘员 1、乘员 2 脚部测点温度较合理. 因此不能确定出 A 的水平值,应进行计算对比. (A_1 与 A_2 对比)当取 A_1 时,驾驶员头部测点温度降低 3.28%(有利),乘员 1 头部测点温度上升 1.38%(不利),乘员 2 头部测点温度上升 1.22%(不利),驾驶员脚部测点温度升高 7.71%(有利),乘员 1 脚部测点温度上升 7.14%(有利),乘员 2 脚部测点温度下降 0.34%(不利). (A_1 与 A_2 对比)当取 A_2 时,驾驶员头部测点温度上升 3.40%(不利),乘员 1 头部测点温度下降 1.36%(有利),乘员 2 头部测点温度下降 1.23%(有利),驾驶员脚部测点温度下降 8.34%(不利),乘员 1 脚部测点温度下降 7.70%(不利),乘员 2 脚部测点温度上升 0.34%(有利). A_1 与 A_2 效果更好,选择 A_1 .

(A_1 与 A_4 对比)当取 A_1 时,驾驶员头部测点温度不变,乘员 1 头部测点温度上升 4.89%(不利),乘员 2 头部测点温度上升 3.2%(不利),驾驶员脚部测点温度下降 7.71%(不利),乘员 1 脚部测点温度下降 5%(不利),乘员 2 脚部测点温度下降 8.5%(不利). 很明显 A_1 与 A_4 相比, A_4 效果更加理想.

对于因素 B:对于因素 B 是驾驶员头部测点、乘员 2 头部测点温度的影响的第一主要因素. (B_3 与 B_4 对比)当取 B_3 时,驾驶员头部测点温度上升 5.19%(不利),乘员 1 头部测点温度下降 0.75%(有利),乘员 2 头部测点温度下降 5.54%(有利),驾驶员脚部测点温度下降 0.3%(不利),乘员 1 脚部测点温度下降 0.37%(不利),乘员 2 脚部测点温度下降 2.05%(不利). 当取 B_4 时,驾驶员头部测点温度下

降 4.94%(有利),乘员 1 头部测点温度上升 0.75%(不利),乘员 2 头部测点温度上升 5.86%(不利),驾驶员脚部测点温度上升 0.3%(有利),乘员 1 脚部测点温度上升 0.37%(有利),乘员 2 脚部测点温度上升 2.01%(有利). 经对比 B_4 比 B_3 效果更理想.

对于因素 C:对于乘员 2 头部测点温度、驾驶员脚部测点温度而言,因素 C 排在最后,因此是次要因素. 对于驾驶员头部测点温度、乘员 1 头部测点温度,因素 C 是第二重要因素. 而且取 C_3 分别为两个温度值的优水平,因此,应取 C_3 值.

对于因素 D,是乘员 1 脚部测点温度的主要因素, D_3 为优水平,同时,对于乘员 2 头部测点温度,因素 D 是第二重要因素,而且取 D_3 为优水平. 因此,应选择 D_3 值.

因此,本次正交试验优化后的参数条件为 $A_4B_4C_3D_3$. 由因素水平可知,此时出风口倒角半径为 60mm,风道轴线与 X 轴之间的夹角为 110°,出风口高度为 570mm,回风口形式为 Z-6-280×5,最后以该参数作为优化设计的结构参数.

2.3 最终优化方案数值模拟

2.3.1 边界条件

车体表面壁面边界条件为对流换热,温度为 -15 °C,对流换热系数为 $10.8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{k}^{-1}$;车门壁面边界条件为对流换热,温度为 -15 °C,对流换热系数为 $14.5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{k}^{-1}$ 风道表面、暖风机壳体表面的壁面边界条件为绝热;回风口为压力出口,出口压力为 -0.05 Pa,为了壁面产生回流现象;在 1 档时,出风口为速度入口,温度为 26.6 °C,速度为 $0.25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$;在 2 档时,出风口的温度为 34.6 °C,速度为 $0.56 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$;在 3 档时,出风口的温度为 43.6 °C,速度为 $0.76 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

2.3.2 监测截面位置

如图 10 所示,乘员舱内建立 9 个监测截面位置, X 轴方向建立三个监测面,分别为 $X=-0.5 \text{ m}$, $X=0 \text{ m}$ 以及 $X=0.5 \text{ m}$,这 3 个截面位置分为为乘员 1、驾驶员和乘员 2 座椅纵向中线的截面. Y 轴方

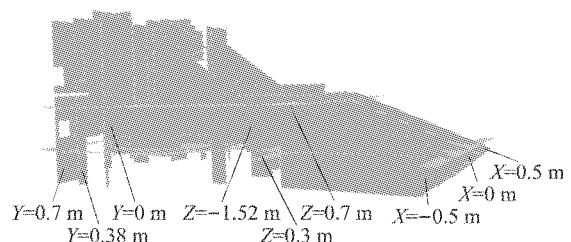


图 10 截面

Fig.10 Cross section

向建立 4 个监测面,分别为 $Y=-1.52\text{ m}$ 、 $Y=0\text{ m}$ 和 $Y=0.38\text{ m}$ 以及 $Y=0.7\text{ m}$ 。

2.3.3 乘员舱热环境评价指标

采用不均匀系数作为乘员舱热环境内气流分布的评价指标,分析在最优化试验设计结果的温度的均匀性情况. 温度和速度对应的不均匀系数计算公式^[8]如下:

$$K_T = \frac{\sigma_T}{\bar{T}} \quad (1)$$

$$K_v = \frac{\sigma_v}{\bar{v}} \quad (2)$$

式中: \bar{T} 为温度平均值; σ_T 为温度均方根偏差; \bar{v} 为速度平均值; σ_v 为速度均方根偏差。

为了分析乘员舱内温度场和流场分布均匀性情况,计算不同截面的温度不均匀系数、速度不均匀系数. 一般情况下希望不均匀系数小于 1,这样可以获得较为合理的乘员舱流场分布. 利用 CFD 数值模拟的软件报告功能获得不同截面的表面平均值和表面标准偏差数值,计算出不同表面的温度、速度不均匀系数。

2.3.4 数值模拟结果分析

通过数值模拟得出乘员舱在建立的 9 个监测截面位置不同档位的温度分布云图和温度、速度不均匀系数图,通过分析可知环境温度为 $-15\text{ }^\circ\text{C}$ 时,在二档工况下乘员舱内的热环境更适宜于乘员的乘

坐,而且能够基本满足驾乘人员的热舒适性。

同时对驾驶员、乘员 1、乘员 2 头部脚部的温度进行监测,监测测点温度随时间的变化情况,其中驾驶员头部测点坐标(0, -1.72, 0.52),驾驶员脚部坐标(-0.45, -3.02, 0.24),乘员 1 头部坐标(0.52, 0.2, 0.95),乘员 1 脚部坐标(0.63, -0.63, 0.515),乘员 2 头部坐标(-0.52, 0.2, 0.95),乘员 2 脚部坐标(-0.63, -0.63, 0.515)。

记录数值模拟过程中 0~600 s 乘员舱内温度变化情况. 在采暖系统温度工作后,乘驾人员头部、脚部温度迅速上升,记录在不同时刻温度值的变化情况. 数值模拟过程中的时间步长为 1 s,最大内部迭代次数为 10 步,最大物理时间为 600 s. 具体结果如图 11 所示. 采暖系统稳定工作 10 分钟左右后,开始对驾乘人员头部、脚部测点温度监测。

由图 11 可知,驾驶员头部测点温度在 300 s 后温度趋于稳定为 $15.4\text{ }^\circ\text{C}$,驾驶员脚部测点温度在 420 s 后温度趋于稳定,其值为 $10.1\text{ }^\circ\text{C}$;乘员 1 头部测点温度在 360 s 后趋于稳定,其数值为 $17.4\text{ }^\circ\text{C}$,480 s 后乘员 1 脚部温度稳定在 $9.8\text{ }^\circ\text{C}$;乘员 2 头部测点温度在 420 s 后温度值稳定在 $17.2\text{ }^\circ\text{C}$,脚部测点温度在 480 s 后温度在 $8.8\text{ }^\circ\text{C}$ 。

使用旧采暖系统时乘员舱内热环境情况极差,使用旧采暖系统时测点周围均处于 $0\text{ }^\circ\text{C}$ 以下,这对驾驶员、乘员的热感觉影响很大,而采用新采暖系统

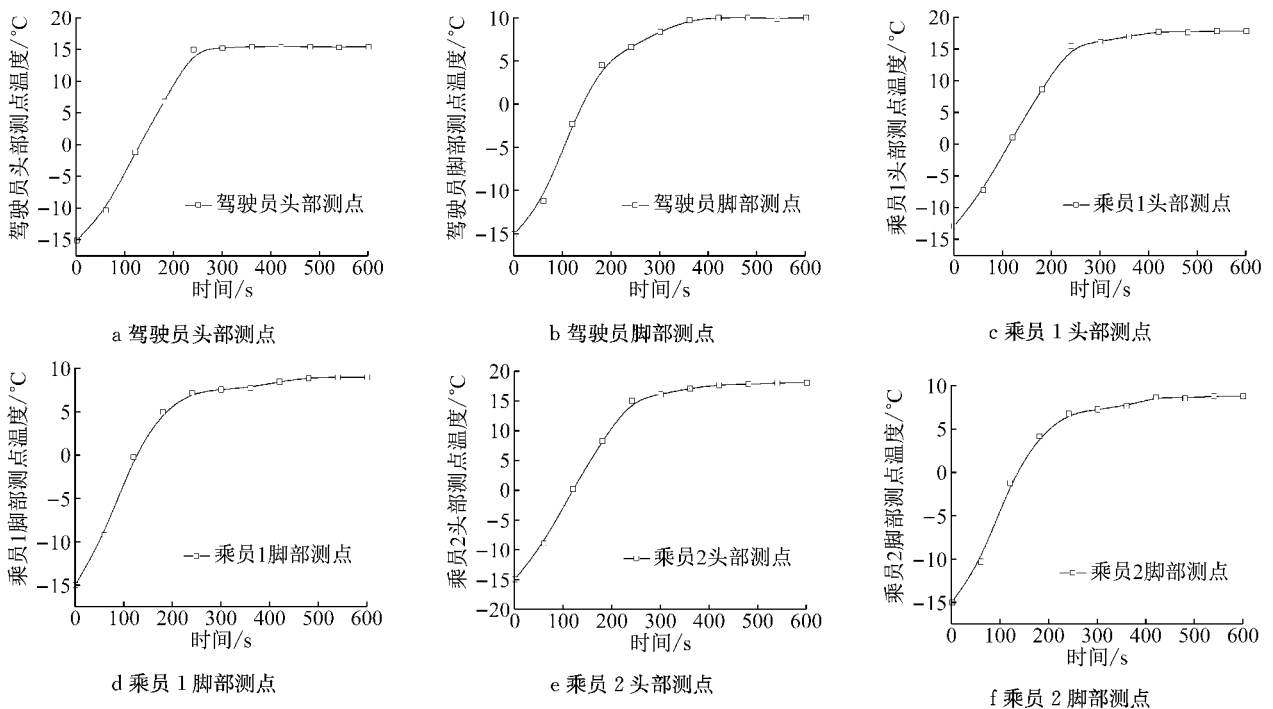


图 11 监测点温升曲线

Fig.11 Temperature rise curve of monitoring stations

时乘员舱的测点温度能够基本满足驾乘人员的热舒适性。

3 结论

设计一种采暖系统,利用燃油预热器对发动机的冷却水进行预热,将高温冷却水送入到采暖系统的换热器内,达到改善乘员舱内热环境的目的,同时设计一种结构合理的风道结构,使采暖系统中换热器的散热量充分吹到人体周围,达到改善乘员舱乘坐热环境的目的。

为改善乘员舱内热环境,对采暖系统的结构参数进行优化设计,针对回风口形状、出风口倒角半径、风道轴向与 X 轴角度、出风口高度等四个因素,根据正交试验理论,确定出最优化方案设计,即出风口倒角半径为 60 mm,风道轴线与 X 轴之间的夹角为 110° ,出风口高度为 570 mm,回风口形式为 Z-6-280 \times 5。对最优化方案进行 CFD 数值模拟,说明最优化设计的采暖系统对改善驾驶员、乘员 1 和乘员 2 乘坐热感觉起到了明显的作用。

参考文献:

- [1] 邓峰. 汽车内流场与风窗玻璃除霜除雾研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2009.
- [2] DENG Feng. Research on airflow field in car cabin and defrost and defog of Windshield [D]. Changsha: Hunan University, 2009.
- [2] 熊可嘉, 杨志刚. 轿车空调车室内流动换热计算[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2011, 39(5):716.
- [3] XIONG Kejia, YANG Zhigang. Simulation of Flow Field and Heat transfer in Passenger Compartment [J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2011, 39(5):716.
- [3] ANSI/ASHRAE. Thermal environmental conditions for human occupancy [M]. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineering Inc, 1992.
- [4] Alahmer A, Mayyas A, Mayyas A A, *et al.* Vehicular thermal comfort models: a comprehensive review[J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(6-7):995.
- [4] 温正, 石良辰, 任毅. FLUENT 流体计算应用教程[M]. 北京: 清华大学出版社, 2009.
- [5] WEN Zheng, SHI Liangchen, REN Yi. FLUENT fluid computing applications [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2009.
- [6] 百度. 正交试验设计及结果分析 [EB/OL]. [2014-10-30]. <http://wenku.baidu.com/view/48df8302a6c30c2259019ec0.html?re=view>.
- [6] Baidu. Design and result analysis of orthogonal experiment. [DB/OL]. [2014-10-30]. <http://wenku.baidu.com/view/48df8302a6c30c2259019ec0.html?re=view>.
- [7] 任露泉. 试验优化技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.
- [7] REN Luquan. Test optimization techniques [M]. Beijing: China Machine Press, 1987.
- [8] 李先庭, 赵彬. 室内空气流动数值模拟[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- [8] LI Xianting, ZHAO Bin. Numerical simulation of indoor air flow [M]. Beijing: China Machine Press, 2009.