文章编号:0253-4339(2020) 04-0118-09
doi:10. 3969/j. issn. 0253-4339. 2020. 04. 118

基于热评价模型的乘员舱降温特性

吴清清[1] 柳建华[1,2] 张 良[1] 张嘉文[1] 姜林林[3]

(1 上海理工大学制冷技术研究所 上海 200093; 2 上海市动力工程多相流动与传热重点实验室 上海 200093;
3 南通职业大学 南通 226001)

摘 要 本文对汽车乘员舱制冷工况下的热环境和人体热舒适度进行了实验研究。实验工况:空调模式:制冷、自动模式内循环、设定温度为 26 ℃;行驶状态:怠速、路试。实验结果表明:乘员舱气温受空间位置和行驶状态的影响,路试状态下气温均匀程度高于怠速工况;乘员舱湿度分布也受空间位置和行驶状态的影响,路试状态下的前后舱内相对湿度差小于怠速工况;舱内座椅的温度受太阳辐射影响和乘员影响,升温阶段温度略高于气温,降温阶段降温速率远小于气温;PMV 模型与等效温度模型在怠速和路试工况下与实际人体热舒适度在时间变化趋势上均基本一致,两模型在怠速状态的预测精度均高于相应路试状态,等效温度模型总体预测精度高于 PMV 模型。

关键词 汽车乘员舱;热环境;人体热舒适度;PMV 模型;等效温度模型
中图分类号:TB61$^+$1;U463.8 **文献标识码**:A

Cooling Characteristics of Car Cabin Based on Thermal Evaluation Models

Wu Qingqing[1] Liu Jianhua[1,2] Zhang Liang[1] Zhang Jiawen[1] Jiang Linlin[3]

(1.Refrigeration Technology Institute, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China;
2.Shanghai Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer in Power Engineering, Shanghai, 200093, China;
3.Nantong Vocational University, Nantong, 226001,China)

Abstract An experimental study is conducted to analyze the thermal environment and thermal comfort under the refrigeration conditions of the vehicle cabin. The experimental conditions are as follows. The air conditioning modes are refrigeration with indoor set temperature 26 ℃, automatic mode with internal circulation. The driving states are idle condition and road test. The experimental results show that the vehicle cabin temperature is affected by the spatial position and driving state. The uniformity of the temperature in the road test is higher than that in the idle condition. The humidity distribution of the vehicle cabin is also affected by the spatial position and driving state. The relative humidity difference between the front and rear on the road test is less than that of the idle condition. The temperature of the seat is affected by solar radiation and the occupant. The seat temperature is slightly higher than that of indoor air in the warming period and the cooling rate of the seat is much less than that of indoor air in the cooling period. The predicted mean vote (PMV) and the equivalent temperature models are basically consistent with the change of actual thermal comfort under the idle condition and road test. The prediction accuracy of the two models in the idle condition is higher than that on the corresponding road test. The overall prediction accuracy of the equivalent temperature model is higher than that of the PMV model.

Keywords vehicle cabin; thermal environment; thermal comfort; PMV model; equivalent temperature model

汽车乘员舱热舒适性一直是汽车车主、研究人员和汽车行业的主要关注点之一,一方面,乘员舱热舒适性影响司机的正常驾驶和所有乘员的舒适感;另一方面,汽车的 HVAC 系统为维持乘员舱的热舒适环境需要耗费大量能源。但是汽车结构具有隔热能力差、空间紧凑复杂等特点,且行驶中易受太阳辐射影响,高速行驶增大了车辆与环境的换热,导致汽车乘员舱具有高度不均匀性和瞬态性,这与建筑内空调热环境具有显著差异。因此,科学有效地管理汽车乘员舱,减少能源浪费,是汽车 HVAC 系统的根本任务。

国内外诸多学者通过模拟或实验的方法对汽车乘员舱内热环境或热舒适性进行了研究。W. Chakroun 等[1]对科威特夏季停在太阳下的汽车内的气温变化及其对热舒适性的影响进行了研究。此外,他们还研究了使用不同组合的内部覆盖物(包括覆盖前挡风玻璃、4 个侧窗、同时覆盖挡风玻璃和 4 个侧窗)

收稿日期:2019-04-21;修回日期:2019-06-29

对车内空气温度的影响。M. H. Shojaee 等[2]分析了汽车乘员舱流场和温度场分布,重点研究了空调送风系统参数对内部流场的影响。Zhang Huajun 等[3-4]使用 FLUENT 软件来模拟乘员舱中的 3D 温度分布和流场,并通过实验数据验证了数值模型,用于研究不同因素如乘客数量、冷负荷、环境气温、车身热阻等对热舒适性和能耗的影响。Guan Y.等[5]使用环境室来模拟 16 种典型的冬季和夏季条件进行人体舒适度实验,并与汽车乘员舱高瞬态条件下的数据进行检验;后续还研究建立了热感觉模型[6],该模型结合了生理和心理因素,环境和个人参数均被用作输入来确定生理反应。C. H. Chien 等[7]进行了一项研究,以评估汽车乘客在冷却期间的热舒适性,其中车厢内的温度场和流动条件是瞬态数值分析并通过实验验证,通过 P. O. Fanger[8]提出的预测平均投票(predicted mean vote,PMV)方法评估乘员的局部热舒适性,结果表明,初始冷却期间平均温度迅速降低,流场变得非常复杂,10 min 后开始稳定,且局部 PMV 值表明 20 min 后只有脚部仍然不舒服。Zhang Wencan 等[9]对华南气候下怠速车辆进行了乘员舱升温研究,研究表明可用人体平均皮肤温度来反映人体热舒适。张文阁[10]通过 CFD 技术耦合计算了人体各部位等效温度 t_{eq},利用局部热舒适评价指标代替全身热舒适评价指标来研究非均匀环境中人体热舒适性的问题。

汽车乘员舱大多数热舒适测试均在实验室或室外停车条件下进行,只有极少数[11-12]在路试状态下进行,因此需要对真实的路试条件下乘员舱的热环境及热舒适进行客观评估。同时,基于均匀环境的 PMV 模型和针对非均匀环境的等效温度 t_{eq} 模型在汽车乘员舱内的使用仍存在争议,因此本文对乘员舱路试和怠速状态下的制冷工况进行研究,分析了乘员舱内的热环境及人体热舒适的动态变化,对比了各参数在时间、舱内位置、乘员舱行驶状态上的差异,同时运用加权 PMV 模型和加权等效温度 t_{eq} 模型进行计算,并与实验值进行对比分析。

1 实验内容

1.1 乘员舱热环境实验

由于乘员舱热环境不均匀且非稳态,对舱内多位置点进行了温度、风速、湿度、平均辐射温度的测量,其采集点位置如图 1 所示。其中,1~3 点分别测量司机位置的脚部、腹部、头部的气温及风速,4~6 点分别测量司机位置的臀部、腰部、背部的座椅温度,7~9 点分别测量后排乘员位置的脚部、腹部、头部的气温及风速,10~12 点分别测量后排乘员位置的臀部、腰部、背部的座椅温度,13~14 点分别测量前后排的相对湿度,15 点测量舱内的平均辐射温度,16~19 点分别测量汽车空调各出风口的风速,同时通过车外的传感器测量外界环境的温湿度。

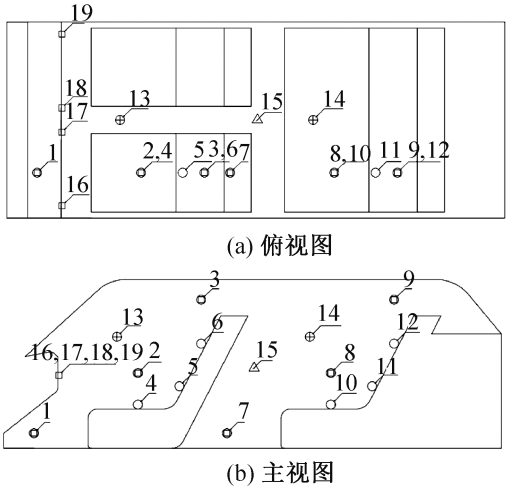


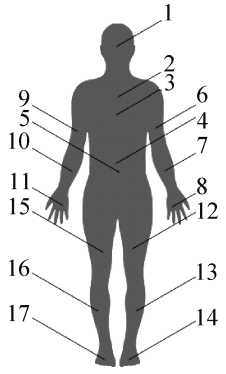
图 1 乘员舱测点位置

Fig.1 Distribution of measuring points in compartment

1.2 乘员舱热舒适实验

上海理工大学的 20 名研究生自愿作为受试者参加本研究(10 名男生,10 名女生,均获驾照),他们都了解本研究的实验目的、方法和程序,并在实验前至少 18 h 内禁止饮酒和剧烈运动,为了避免服装差异对测试结果的影响,要求乘员穿着包括短袖、短裤和凉鞋的制服。

为计算加权 PMV 值及加权 t_{eq} 值,需要对人体各部位皮肤温度进行测量,人体各测点位置如图 2 所示。



1 头部;2 胸部;3 背部;4 腹部;5 腰部;6 左上臂;7 左下臂;8 左手;9 右上臂;10 右下臂;11 右手;12 左大腿;13 左小腿;14 左脚;15 右大腿;16 右小腿;17 右脚。

图 2 人体皮肤温度测点位置

Fig.2 Distribution of human skin temperature measuring points

人体实际热舒适评价采用 ASHRAE 标准[13]提

出的舒适调查问卷进行评估,如图 3 所示,使用七点量表来评定乘员的热感,不同的数值反应不同的主观热感觉,本文只对整体热感觉进行调查问卷。

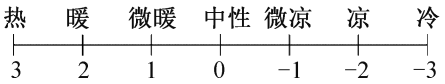


图 3 热感觉七点指标图

Fig.4 Schematic of seven points of thermal sensation indicator

1.3 实验装置

测试系统主要设备参数如表 1 所示。

表 1 测试系统主要设备参数

Tab.1 Main equipment parameters of experimental system

测试项目	仪器	型号	测试范围	精度
气温/℃	T 型热电偶	美国 Omega	0~50	±0.1
座椅温度/℃	T 型热电偶	美国 Omega	0~50	±0.1
皮肤温度/℃	T 型热电偶	美国 Omega	0~50	±0.1
风速/(m/s)	热敏风速仪	美国 Omega	0~20	±0.1
相对湿度/%	湿度传感器	德国 testo625	0~100	±2.5
平均辐射温度/℃	黑球温度计	桑泽 SZ-JTR04	−20~125	±0.5
车辆	比亚迪	E6	—	—
数据采集	数据采集仪	安捷伦 34 970 A	—	—

1.4 实验流程

实验开始前,根据实验设计中所要求的测试位置,在乘员舱内和车外布置各传感器,气温测试热电偶需用具有低太阳辐射吸收率的胶带进行遮挡,避免太阳辐射直射热电偶而影响测试精度。参与皮肤温度测试及主观热感觉评价的实验志愿者在气温接近人体热舒适区的办公室内休息,只能静坐阅读或常规走动。

完成测点布置后,使乘员舱车门均保持开启状态,在挡风玻璃前布置遮阳帘,避免太阳辐射的干扰,持续 1 h,使乘员舱热环境与外界热环境保持一致。1 h 后,撤去遮阳帘,开启所有仪器,紧闭所有车门,让乘员舱暴晒 1 h,目的是使乘员舱升温。期间测试人员将测温探头布置到人体各个部位的测试位置上,被测试人员包括一名司机和一名乘员,暴晒实验结束后,两人同时进入车内,关闭车门后立即开启车内空调(出风口方向调至水平),路试工况则启动车以一定的速度行驶,持续 1 h。温度数据每 5 s 采集一次,相对湿度每 5 min 采集一次,黑球温度计每 1 min 采集一次,每 5 min 进行一次人体舒适性主观调查(司机位置的主观性调查在怠速下自己填写,路试下口述由后排乘员代为填写)。

1.5 实验工况

本文测试的工况,空调设定状态为制冷自动模式,内循环,设定温度为 26 ℃,汽车的行驶状态为怠速工况及路试工况。

2 数据处理

2.1 平均皮肤温度

由于热评价指标计算中需要人体相应部位的皮肤温度,因此需要计算人体上半身平均皮肤温度和人体下半身平均皮肤温度,参考 F. M. Butera[14] 关于人体皮肤温度的研究,计算如式(1)和(2)所示:

$$t_{上半身} = 0.218t_{胸} + 0.096t_{腹} + 0.158t_{背} + 0.082t_{腰} + 0.091t_{左上臂} + 0.091t_{右上臂} + 0.072t_{左下臂} + 0.072t_{右下臂} + 0.060t_{左手} + 0.060t_{右手} \quad (1)$$

$$t_{下半身} = 0.221t_{左大腿} + 0.221t_{右大腿} + 0.194t_{左小腿} + 0.194t_{右小腿} + 0.085t_{左脚} + 0.085t_{右脚} \quad (2)$$

2.2 加权 PMV 模型

根据 P. O. Fanger[8] 的 PMV-PPD 模型,PMV 的计算方法如下:

$$PMV = (0.303\,e^{-0.036M} + 0.028)\{(M - W) - 3.05 \times 10^{-3}[5\,733 - 6.99(M - W) - p_a] - 0.42[(M - W) - 58.15] - 1.7 \times 10^{-5}M(5\,876 - p_a) - 0.001\,4M(34 - t_a) - 3.96 \times 10^{-8}f_{cl}[(t_{cl} + 273.15)^4 - (t_r + 273.15)^4] - f_{cl}h_c(t_{cl} - t_a)\} \quad (3)$$

$$p_a = \varphi_a p_s \quad (4)$$

$$p_s = 610.6\,\exp\left(\frac{17.26t_a}{273.3 + t_a}\right) \quad (5)$$

$$f_{cl}=\begin{cases}1.00+1.29, & I_{cl}I_{cl}\leqslant 0.078\\ 1.05+0.645\,I_{cl}, & I_{cl}>0.078\end{cases} \tag{6}$$

$$t_{cl}=\frac{35.7-0.027\,5(M-W)+I_{cl}f_{cl}\{4.13[1+0.01(t_r-20)]+h_c t_a\}}{1+I_{cl}f_{cl}\{4.13[1+0.01(t_r-20)]\}+h_c} \tag{7}$$

$$h_c=\begin{cases}2.7+8.7v^{0.67}, & 0.15<v<1.5\\ 5.1, & 0<v<0.15\end{cases} \tag{8}$$

式中：M 为人体新陈代谢率，怠速下取 1 met，路试状态取 1.5 met（1 met = 58.15 W/m^2）；W 为人体做功率，W/m^2，静坐时取 0；p_a 为环境空气中水蒸气分压力，Pa；φ_a 为相对湿度，%；p_s 为饱和湿空气压力，Pa；t_a 为人体部位周围环境温度，℃；I_{cl} 为服装热阻，clo；f_{cl} 为穿衣人体部位与裸体表面积之比；t_r 为平均辐射温度，℃；t_{cl} 为穿衣人体部位外表面平均温度，℃；v 为人体部位周围空气速度，m/s；h_c 为服装对流换热表面传热系数，W/(m^2·K)。

根据 J. G. Ingersoll 等[15]提出的面积加权 PMV 算法，将人体各部位的 PMV 分别计算，然后按各部位热敏感性权值进行加权：

$$\mathrm{PMV}=0.21\mathrm{PMV}_{\text{头部}}+0.56\mathrm{PMV}_{\text{上半身}}+0.23\mathrm{PMV}_{\text{下半身}} \tag{9}$$

2.3 加权等效温度 t_{eq} 模型

根据最新的 SAE 技术报告 SAE J2234—2012[16]定义，设有一个风速为 0 的假想封闭空间，人体与该空间的对流换热量和辐射换热量与所处的真实环境一致，则该假想空间的温度就是真实环境的等效温度 t_{eq}，计算方法如下：

$$t_{eq}=t_{sk}-\frac{C+R}{h_{cal}} \tag{10}$$

$$C=h_c(t_{cl}-t_a) \tag{11}$$

$$R=\varepsilon\sigma f_{cl}f_{eff}[(t_{cl}+273.15)^4-(t_r+273.15)^4] \tag{12}$$

$$t_{cl}=t_{sk}-0.155I_{cl}(C+R) \tag{13}$$

式中：t_{sk} 为人体平均皮肤温度，℃；C 为人体与环境对流换热量，W；R 为人体与环境辐射换热量，W；h_{cal} 为假想均匀的标准环境下人体与环境的传热系数，取 6.3 W/(m^2·K)；ε 为人体发射率，取 0.97；σ 为波尔兹曼常数，值为 5.67×10^{-8} W/(m^2·K^4)；f_{eff} 为人体有效辐射面积系数，坐姿全身取 0.8。

根据 SAE J2234—2012[16]中加权等效温度的算法，将人体各部位 t_{eq} 分别计算，再根据下式加权：

$$t_{eq}=0.1t_{eq(\text{头部})}+0.7t_{eq(\text{上半身})}+0.2t_{eq(\text{下半身})} \tag{14}$$

由于 t_{eq} 无法直接与人体主观实际热感觉投票值（thermal sensation vote，TSV）进行对比，因此根据汽车环境下 t_{eq} 与 TSV 的关系[17]，将二者进行换算，二者关系如图 4 所示。

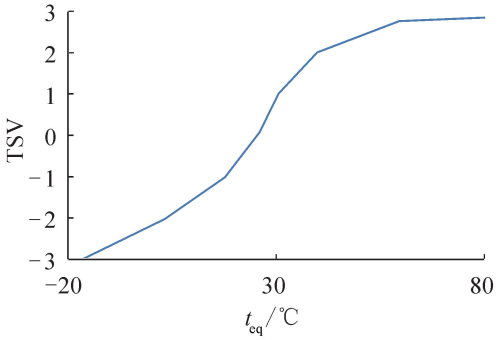


图 4 t_{eq} 与 TSV 关系图

Fig.4 The relationship between t_{eq} and TSV

3 实验结果分析

3.1 乘员舱热环境实验

3.1.1 乘员舱气温分布

1）空间位置对空气温度的影响

实验共 120 min，前 60 min 为车内预热升温阶段，后 60 min 为制冷降温阶段。图 5 所示为怠速工况下不同位置垂直方向空气温度变化，由图 5 可知，怠速工况下乘员舱气温在垂直方向存在明显的分层现象。

乘员舱预热阶段，司机和后排乘客从上到下的位置空气温度均由高到低分布，头部前方空气温度与脚部前方空气温度的最大温差出现在预热 20 min 后，司机和后排乘客位置的最大温差分别为 8.3 ℃和 7.3 ℃。乘员舱垂直方向的气温出现如此巨大的分层现象，主要原因是上层空气受太阳辐射的影响较大，下层空气未受到太阳辐射的直射作用，且受汽车结构影响，汽车顶部风速更高，与环境传热系数更大，底部风速较小，与环境传热系数偏低，因此车顶热流密度远大于车底热流密度。同时，由于车内座椅和地毯等车内装饰物的储热作用，上层空气温度平均上升速率远大于下层空气温度的平均上升速率。由于座位的遮挡，后排乘员位置受太阳辐射影响略小于前排，因此后排升温速率和最大温差略小于司机位置，但总体差异较小。

当垂直温差达到最高值，预热阶段继续进行，其将随着预热的进行有一个微小的下降趋势，直至下降趋势趋于平缓，而下层空气温度在预热 20 min 后继续上升，但上升趋势减小，最后趋于平缓。这是由于当预热进行至 20 min 后，上下温升速率差的影响逐

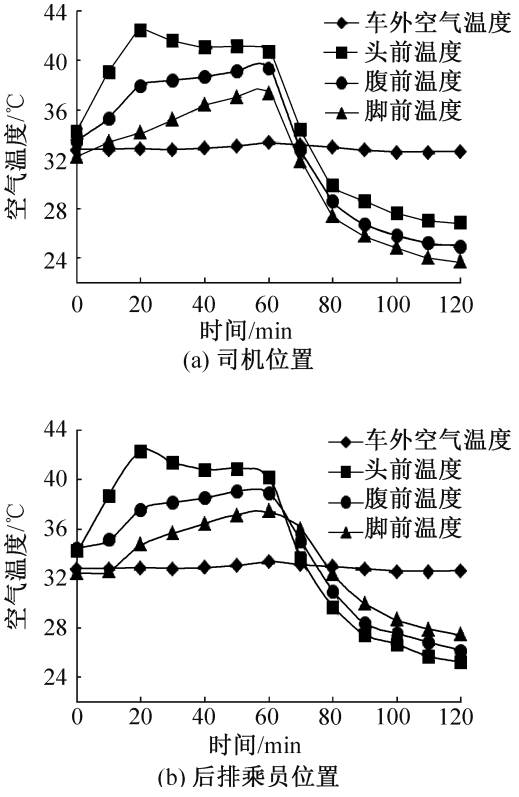


图 5 怠速工况下不同位置垂直方向空气温度变化

Fig.5 Vertical air temperature changes at different positions under idling conditions

渐小于上下层之间的热交换影响,上层空气向下层空气传递的热量多于其得热量,且随着上下层温差的减小,慢慢两者趋于平衡,最后两者将保持一定的温差水平。

车内制冷降温阶段, 车内空气温度也将呈现明显的分层现象,但与车内预热升温阶段有一定的区别,且前后舱也不同。司机位置的空气温度分层规律与预热升温阶段相同,但彼此间的温差变小,这得益于车内空调制冷的作用,由于出风口水平设置,冷空气在吹至司机身体表面后分别向上下扩散,因此司机位置的上层空气和下层空气均得到有效冷却,且降温速率较为接近。而由于前排座椅对冷空气的阻挡作用,冷空气只能吹到后排乘客上层位置,所以后排乘员脚部和腹部前方空气温度难以降低,最终后排乘员的脚部、腹部气温高于头部气温。

2)行驶状态对空气温度的影响

图 6 所示分别为路试工况下司机和后排乘员不同部位的空气温度分布。由图 6 可知,车内空气温度分层规律与怠速下基本一致,但是通过与怠速工况对比分析,当车内温度变化趋于平缓时,路试工况下车内分层之间的最大空气温度差小于怠速工况,如表 3 所示,气温均匀程度要高于怠速工况。原因是车在行驶过程中,风速与车体之间的对流换热作用增强,当车内温度高于车外空气温度时,路试工况下乘员舱向环境输出的热量更多,因此车内气温下降速率高于怠速工况;而当车内温度低于车外空气温度时,路试工况下环境向乘员舱输送的热量更多,因此车内气温下降速率低于怠速工况,综合这两个过程的作用,路试工况下车内最大空气温差小于怠速工况。

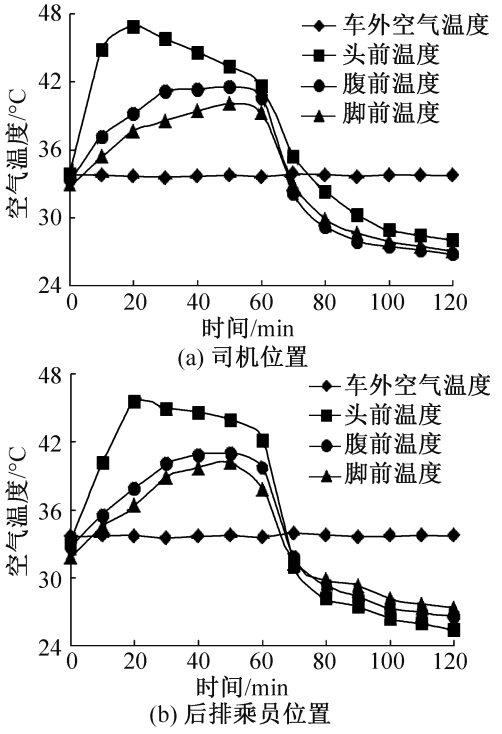


图 6 路试工况下不同位置垂直方向空气温度变化

Fig.6 Vertical air temperature changes at different positions during road test

表 3 最大分层温度差对比(℃)

Tab.3 Comparison of maximum temperature stratification (℃)

乘员位置	怠速工况	路试工况
司机	3.3	1.2
后排乘员	2.4	1.8

3.1.2 乘员舱相对湿度分布

图 7 所示分别为怠速和路试工况下乘员舱不同位置相对湿度变化。在车内预热升温阶段,车内相对湿度随预热的进行而降低,到预热后期趋向稳定,车内相对湿度从预热开始阶段的 50%左右降至预热结束时的 35%左右,前车舱内的相对湿度低于后车舱内的相对湿度。车内湿度变化较大的原因主要是:车内空气温度大幅上升,同时车内空气含湿量不变,这导致车内空气相对湿度大幅降低。车内前车舱内空

气的相对湿度低于后车舱,主要是由于前车舱内平均空气温度要高于后车舱内的平均空气温度。

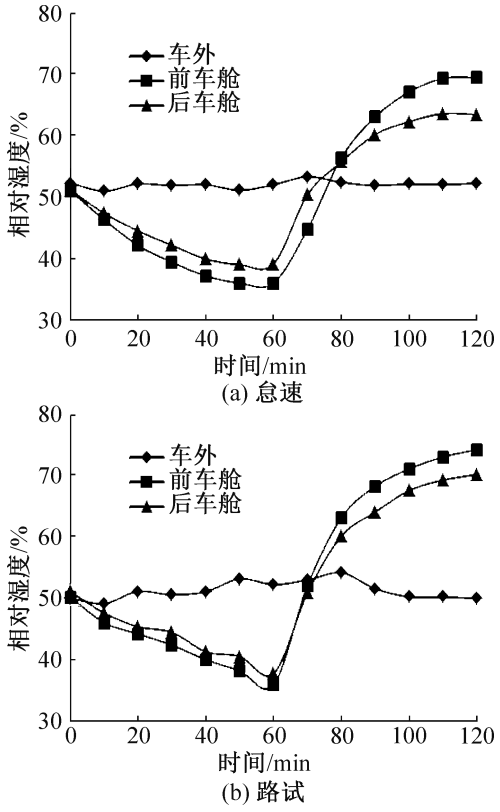


图 7 不同工况下乘员舱不同位置相对湿度变化

Fig.7 Relative humidity changes in different positions of the compartment under different conditions

在车内制冷降温阶段,车内相对湿度随着制冷的进行而升高,到制冷后期趋于稳定,车内相对湿度从制冷开始阶段的 35%左右升至制冷结束时的 70%左右,车舱内空气相对湿度上升快且上升幅度大,主要是由于车舱内不仅空气温度大幅下降,同时由于人体刚进入车舱的那段时间,车舱内的高温使人体大量排汗,汗液蒸发使车内空气含湿量大幅增加。前车舱内的空气相对湿度随着制冷阶段的进行逐渐高于后车舱,这是由于制冷阶段前车舱的空气温度低于后车舱。

路试工况下前后车舱内相对湿度差小于怠速工况下,同时车内相对湿度趋于稳定时,路试工况下车内相对湿度高于怠速工况下的车内相对湿度,主要是由于路试工况下车内的前后温差小于怠速工况,且路试工况下车内实际平均气温低于怠速工况。

3.1.3 太阳辐射对车内座椅温度的影响

图 8 所示为座椅温度随时间的变化(怠速和路试的均值)。由图 8 可知,座椅背部、臀部和腰部的温度基本保持一致,在车内升温阶段,车内座椅的温度高于车内空气温度,升温阶段末期,车内座椅的温度比车内空气温度高约 1 ℃,在车内空调制冷降温阶段,车内空气温度迅速下降,而座椅温度下降缓慢,车内空调制冷进行到 80 min 时才降至与人体皮肤相近的温度。车内升温阶段,由于座椅本身的蓄热能力,其温度不断升高,当到达约 30 min 时,由于与温度较低的下层空气对流换热,其散热损失逐渐与蓄热持平,温度基本保持不变。降温阶段,由于座椅背部、腰部和臀部与人体服装外层相接触,无法接触冷空气,因此只能通过导热缓慢散热,降温速率十分缓慢。

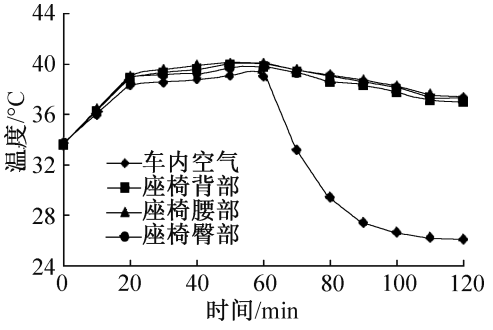


图 8 座椅温度随时间的变化

Fig.8 Seat temperature changes over time

3.2 乘员舱热舒适实验

3.2.1 人体主观热感觉 TSV 变化分析

图 9 所示为怠速、路试工况下司机和后排乘员主观热感觉随时间的变化,由图 9 可知,当参与实验人员由舒适的办公室环境进入汽车乘员舱后,虽然开启了空调,但是因汽车乘员舱经过暴晒后舱内气温较高,且座椅温度较高,人体皮肤温度在短时间内会快速升高,因此,乘员会感觉越来越热,TSV 不断升高。当车内气温因空调冷空气降至一定程度后,人体开始向环境散热,此时乘员会感觉越来越凉爽,TSV 值开始降低。随着车内气温不断降低,乘员的 TSV 值也不断下降,直至车内气温趋于稳定,TSV 值也趋于稳定。

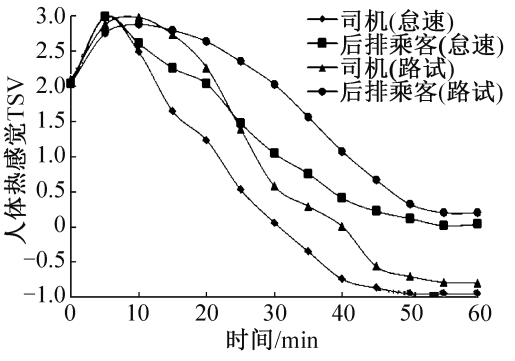


图 9 人体热感觉的变化

Fig.9 Thermal sensation changes over time

通过对比分析,司机和后排乘员在 TSV 升高阶段,TSV 基本一致,主要是因该阶段车内温度过高,人体热感觉受空调冷空气影响较小。在 TSV 下降阶段,司机和后排乘员的 TSV 值以不同的速率降低,且后排乘员 TSV 值始终高于司机 TSV 值,这是由于空调冷空气直接吹到司机身体表面,对其影响较高,而后排乘员由于座椅的阻挡,受空调冷空气的影响较低。因此,乘员舱前排的制冷效果优于后排。

另一方面,路试工况下 TSV 上升阶段持续的时间较怠速工况下更长,主要是因乘员在路试工况下较怠速工况更为紧张,特别是司机在路试工况下需要驾驶车辆,二者的新陈代谢率均比怠速下高,因此路试工况下 TSV 上升阶段持续时间更长。在 TSV 下降阶段,与怠速工况相似,司机 TSV 始终低于后排乘员 TSV,不同的是,路试工况司机、后排乘员 TSV 始终高于对应的怠速工况,这同样是由于二者的新陈代谢率均比怠速下高,且在 TSV 下降阶段新陈代谢率差异对 TSV 的影响比上升阶段效果更明显。

3.2.2 人体主观热感觉 TSV 模型分析

1)人体主观热感觉 TSV 模型绝对偏差分析

图 10 所示分别为实际热感觉与等效温度模型在怠速和路试工况下的对比,模型与实际 TSV 在时间变化趋势上均基本一致,但存在误差。在怠速工况下 TSV 上升阶段,最大偏差可达 1,TSV 下降阶段模型数据的 90.9%在-0.2~0.2 的范围内,说明怠速工况下 TSV 上升阶段等效温度模型预测偏差较大,下降阶段可较为准确预测。在路试工况下 TSV 偏差初期基本约为 0.5,TSV 下降阶段模型数据的 90.9%在-0.2~0.5 的范围内,说明路试工况下等效温度模型预测偏差较怠速工况更大,预测精度降低。

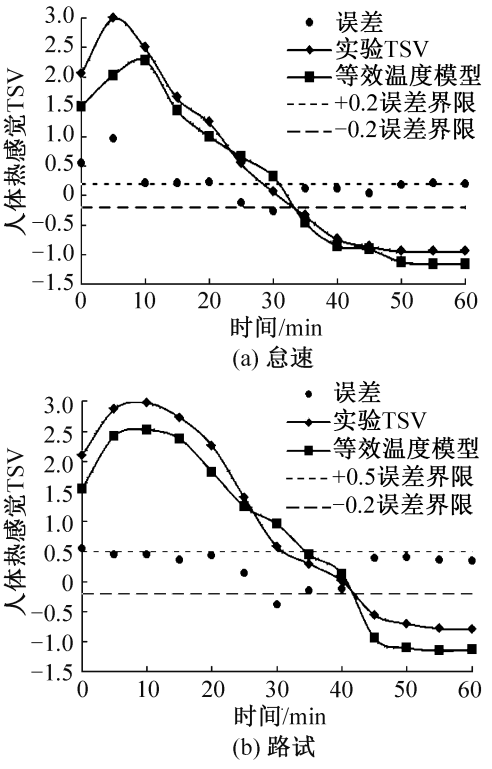


图 10 不同工况下实际热感觉与等效温度模型对比

Fig.10 Comparison between actual thermal sensation and equivalent temperature model under different conditions

图 11 所示分别为实际热感觉与 PMV 温度模型在怠速和路试工况下的对比,模型与实际 TSV 在时间变化趋势上均基本一致,但存在误差。在怠速工况下,最大偏差可达 0.6,总模型数据的 92.3%在-0.4~0.2 的范围内。在路试工况下,最大偏差可达-0.7,总模型数据的 92.3%在-0.5~0.2 的范围内,说明路试工况下 PMV 模型预测偏差较怠速工况更大,预测精度降低。

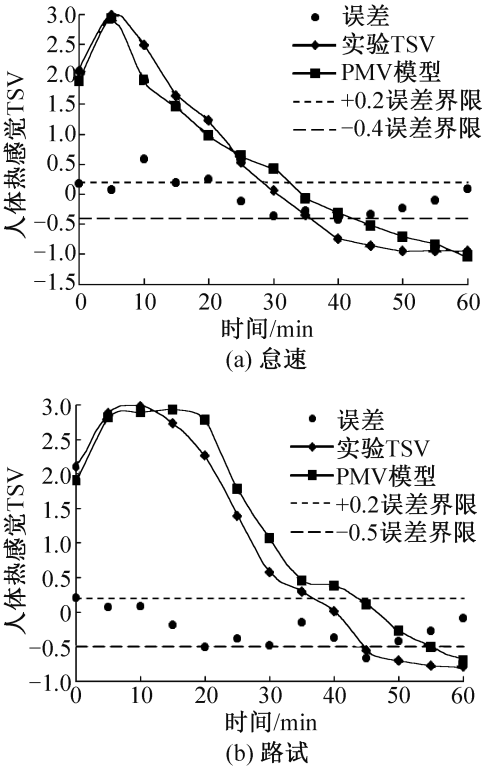


图 11 不同工况下实际热感觉与 PMV 模型对比

Fig.11 Comparison between actual thermal sensation and PMV model under different conditions

通过分析可知,两模型在怠速状态的预测精度均高于相应路试工况的预测精度。同时,由两模型对比分析,在 TSV 上升阶段,PMV 预测偏差高于等效温度模型,而在 TSV 下降阶段,怠速工况下的等效温度模型预测精度高于 PMV 模型,总体来说,等效温度模型预测精度高于 PMV 模型,且两模型的绝对偏差分布均较为集中;路试工况下两模型的绝对偏差分布均较为分散,等效温度模型偏向于正误差,PMV 模型偏向

于负误差。

2）人体主观热感觉 TSV 模型相对偏差分析

为便于相对偏差的分析，将-3~3 的热感觉指标范围调整为 0~7，图 12 所示为实际热感觉与等效温度模型预测值关系，92.3%的怠速工况数据在-10%~10%的范围内，100%的路试工况数据在-20%~10%的范围内，怠速工况下等效温度模型的相对精度高于路试工况。图 13 所示为实际热感觉与 PMV 模型预测值关系，92.3%的怠速工况数据和 92.3%的路试工况数据在-10%~20%的范围内，怠速工况下 PMV 模型的相对精度与路试工况相当。由两图对比分析可知，等效温度模型的相对精度高于 PMV 模型。

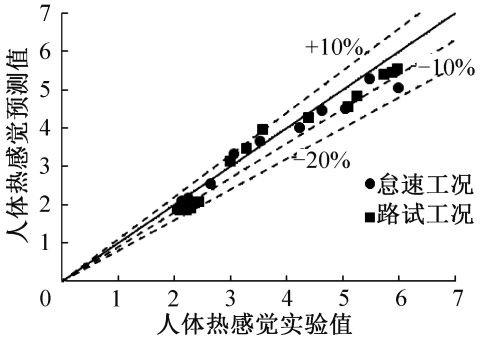


图 12 实际热感觉与等效温度模型相对偏差分析

Fig.12 Analysis of relative deviation between actual thermal sensation and equivalent temperature model

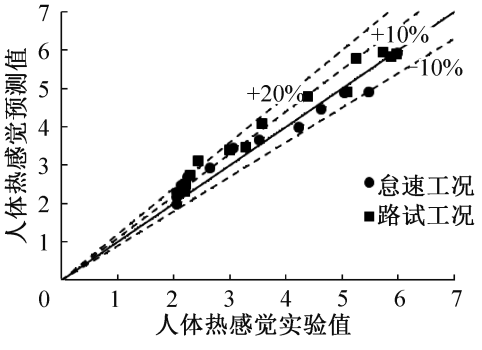


图 13 实际热感觉与 PMV 模型相对偏差分析

Fig.13 Analysis of relative deviation between actual thermal sensation and PMV model

4 结论

本文对汽车在怠速下和路试工况下的乘员舱热环境和人体热舒适度进行了实验研究，分别分析了乘员舱在降温工况下司机位置和后排乘员位置的热环境特点及原因，同时基于 PMV 模型和等效温度模型对司机位置的人体热舒适度进行了分析，得到如下结论：

1）乘员舱气温主要受空间位置和行驶状态的影响，怠速下，预热阶段，司机和后排乘客从上到下的位置空气温度均由高到低分布，后排升温速率和最大温差略小于司机位置；制冷降温阶段，司机位置的空气温度分层规律与预热升温阶段一样，但彼此间的温差变小，而后排乘员的脚部、腹部气温高于头部气温。路试工况下，车内空气温度分层规律与怠速下基本一致，但车内气温下降速率和气温均匀程度均高于怠速工况。

2）乘员舱湿度分布也受空间位置和行驶状态的影响，怠速下，前车舱内的相对湿度低于后车舱。在车内制冷降温阶段，车内相对湿度随制冷的进行而升高，到制冷后期趋向稳定，路试工况下的前后车舱内相对湿度差小于怠速工况。同时车内相对湿度趋于稳定时，路试工况下车内相对湿度高于怠速工况下。

3）车内座椅温度受太阳辐射影响，乘员舱升温阶段，车内座椅的温度略高于车内空气温度。乘员舱制冷降温阶段，座椅温度下降缓慢，车内空调制冷进行到 80 min 时才降至与人体皮肤温度相近的温度。

4）PMV 模型与等效温度模型在怠速和路试工况下与实际 TSV 在时间变化趋势上均基本一致，但均存在误差。由绝对误差和相对误差综合分析可知，两模型在怠速状态的预测精度均高于相应路试工况下的预测精度，等效温度模型总体预测精度高于 PMV 模型。

本文受上海市部分地方院校能力建设专项计划（16060502600）资助。（The project was supported by Capacity Building Plan for some Non-military Universities and Colleges of Shanghai Scientific Committee (No. 16060502600).）

参考文献

[1] CHAKROUN W, AL-FAHED S. Thermal comfort analysis inside a car[J]. International Journal of Energy Research, 1997, 21(4): 327-340.

[2] SHOJAEE M H, TEHRANIF P H, NOORPOOR A R, et al. Analysis of vehicle passenger compartment HVAC using simulation[R]. SAE, 2004-01-1505, 2004.

[3] ZHANG Huajun, DAI Lan, XU Guoquan, 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.

[4] ZHANG Huajun, DAI Lan, XU Guoquan, 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.

[5] GUAN Y, HOSNI M H, JONES B W, et al. Investigation of human thermal comfort under highly transient conditions for automotive applications—part 1: experimental design and human subject testing implementation[J]. ASHRAE Transact, 2003,109(2):885-897.

[6] GUAN Y, HOSNI M H, JONES B W, et al. Investigation of human thermal comfort under highly transient conditions for automotive applications—part 2: thermal sensation modeling[J]. ASHRAE Transact, 2003, 109(2): 898-907.

[7] CHIEN C H, JANG J Y, CHEN Y H, et al. 3-D numerical and experimental analysis for airflow with a passenger compartment[J]. International Journal of Automotive Technology, 2008, 9(4): 437-445.

[8] FANGER P O. Thermal comfort, analysis and application in environmental engineering[M]. Copenhagen: Danish Technical Press, 1970.

[9] ZHANG Wencan, CHEN Jiqing, LAN Fengchong. Experimental study on occupant's thermal responses under non-uniform conditions in vehicle cabin during the heating period[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2014, 27(2): 331-339.

[10] 张文阁.基于人体热舒适性的汽车空调优化设计[D].长沙:湖南大学,2012.(ZHANG Wenge. The optimization of vehicle air condition based on thermal comfort[D]. Changsha: Hunan University, 2012.)

[11] ALAHMER A, MAYYAS A, MAYYAS A A, et al. Vehicular thermal comfort models: a comprehensive review[J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(6/7): 995-1002.

[12] CROITORU C, NASTASE I, BODE F, et al. Thermal comfort models for indoor spaces and vehicles—current capabilities and future perspectives[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015, 44: 304-318.

[13] American Society of Heating, Refrigerating, and Air-conditioning Engineering. Thermal environmental conditions for human occupancy: ANSI/ASHRAE 55—2013[S]. Atlanta (GA): ASHRAE, 2013.

[14] BUTERA F M. Chapter 3-Principles of thermal comfort[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 1998, 2(1/2): 39-66.

[15] INGERSOLL J G, KALMAN T G, MAXWELL L M, et al. Automobile passenger compartment thermal comfort model—part Ⅱ: human thermal comfort calculation[J]. SAE Papers, 1992:No. 920266.

[16] Equivalent temperature-truck and bus: SAE J2234—2012[S]. SAE:2012.

[17] ZHANG Yufeng, ZHAO Rongyi. Relationship between thermal sensation and comfort in non-uniform and dynamic environments[J]. Building and Environment, 2009, 44(7):1386-1391.

通信作者简介

吴清清,男,博士在读,上海理工大学能源与动力工程学院,18818226675, E-mail:18818226675@163.com。研究方向:制冷及低温工程。

About the corresponding author

Wu Qingqing, male, Ph. D. student, University of Shanghai for Science and Technology, School of Energy and Power Engineering, +86 18818226675, E-mail:18818226675@163.com. Research fields: refrigeration and cryogenic engineering.