

式中: $u_i, u_j, u_k$  分别为  $x, y, z$  方向上的速度分量; $x_i, x_j, x_k$  为  $x, y, z$  方向上的位移分量。

#### 1.4 湍流模型

文中主要研究和分析 HVAC 模块内部流场达到稳定后的流动特性,而不是 HVAC 内部流场的脉动特性。因此,利用雷诺时均准则对该空调箱内部的湍流流动进行模拟。综合考虑 realizable  $\kappa$ - $\varepsilon$  模型、RNG  $\kappa$ - $\varepsilon$  模型以及 RSM 模型这 3 种湍流模型的计算精度和计算时间,选用低雷诺数流动时精度更高的 realizable  $\kappa$ - $\varepsilon$  模型,通过 2 阶离散和插值来离散控制方程<sup>[9-10]</sup>。

$\kappa$  方程:

$$\frac{\partial(\rho\kappa u_j)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] + G_\kappa - \rho\varepsilon \quad (3)$$

$\varepsilon$  方程:

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} G_\kappa \frac{\varepsilon}{\kappa} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{\kappa} \quad (4)$$

其中:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{\kappa^2}{\varepsilon}; \quad (5)$$

$$G_\kappa = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (6)$$

式中: $u_i$  为平均速度; $\rho$  为密度; $\mu_t$  为湍流黏度; $\kappa$  为动能; $\varepsilon$  为耗散量; $G_\kappa$  表示由层流速度梯度而产生的湍流动能; $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_\mu, \sigma_\kappa, \sigma_\varepsilon$  为常数,且  $C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_\kappa = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3$ 。

#### 1.5 边界条件及子模型的建立

边界条件在一定程度上决定了计算精度<sup>[11]</sup>。该 HVAC 模块主要由 4 个子模型组成,包括 3 个换热器和 1 个鼓风机模型。

鼓风机入口条件设置为 pressure-inlet (静压 0 Pa);6 个出口为 pressure-outlet,均与大气压力相通。

鼓风机区域采用多参考系模型(multiple reference frame model, MRF),其中旋转中心坐标为(-151, 65, -290),并赋予固定的旋转速度,来模拟叶片旋转<sup>[12]25</sup>。

蒸发器、冷凝器以及 PTC 电加热器均简化为矩形流体区域,并将其定义为多孔介质模型,多孔介质模型的惯性阻力和黏性阻力系数由各单体实验压降与风速之间的关系曲线计算得出<sup>[13]</sup>。各单体的压降与风速的关系曲线如图 3 所示。

多孔介质模型是将流动过程中的固体结构当做是附加在流体上的分布阻力,对于汽车空调微通道换热器来说,扁管和翅片就是所谓的固体结构。可以通过

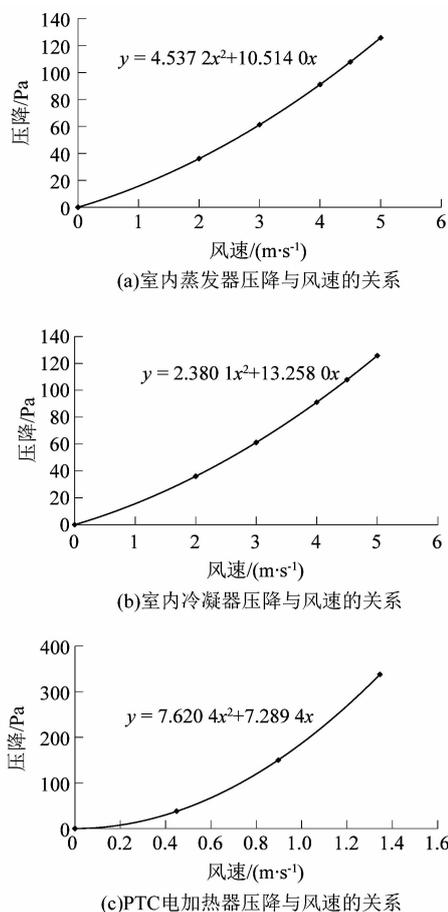


图3 风速与压降的关系

Figure 3 Relationship between wind speed and pressure drop

将源项加入到动量方程的方法来模拟流动的阻力<sup>[14-16]</sup>。该源项方程为:

$$S_j = - \left( \sum_{j=1}^3 C_{ij} \frac{1}{2} \rho |v| v_j + \sum_{j=1}^3 D_{ij} \mu v_j \right) \quad (7)$$

式中: $S_j$  为黏性阻力项(Darcy); $C_{ij}$  为惯性阻力系数矩阵; $D_{ij}$  为黏性阻力系数矩阵; $i = x, y, z$ ;负号则代表着是该源项导致了多孔介质产生了压降损失。

$$S_i = - \left( C_2 \frac{1}{2} \rho |v| v_i + \frac{\mu}{\alpha} v_i \right) \quad (8)$$

式中: $S_i$  为源项; $C_2$  为惯性阻力系数; $\alpha$  为渗透率, $1/\alpha$  为黏性阻力系数。

将式(8)和图3中风速与压降的关系比较得出蒸发器、冷凝器以及 PTC 加热器的黏性阻力系数以及惯性阻力系数,具体如表 1 所示。此外,为了使多孔介质模型各向异性,垂直于流动方向的阻力系数要比流动方向的阻力系数高 2 个数量级<sup>[12]24</sup>,确保流动主方向垂直于各单体的横截面。

表1 各单体的阻力系数

Table 1 Drag Coefficient of heat core

单体	黏性阻力系数 $\times 10^7$	惯性阻力系数
蒸发器	1.51	189.9
冷凝器	2.35	123.4
PTC	2.00	622.0

壁面设置为无滑移壁面<sup>[17]</sup>。

迭代计算过程中,当连续性方程和动量方程的残差曲线达到  $10^{-5}$  或者以下时判定为计算收敛。

## 2 实验装置和实验方法

### 2.1 实验装置

本实验所用的风洞系统如图4所示,主要由风机、整流罩、4个喷嘴(孔径为80 mm 2个,孔径为50 mm 1个,孔径为40 mm 1个),从风机入口到喷嘴出口段为风洞段,风量大小可根据喷嘴开数和空气参数转换成喷嘴前后的压差来控制。第2个整流罩至出口段为静压箱段,主要起到减小动压、增加静压以及稳定气流的作用。静压箱出口通过一段风道连接到 HVAC 模块的外循环模式进风口,具体实验安装布置如图5所示。

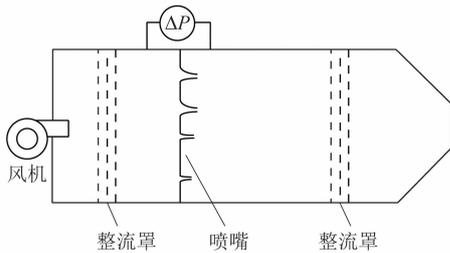


图4 用于风量测试的系统原理

Figure 4 Schematic of test apparatus

静压箱 风道 模式控制单元 HVAC模块



图5 HVAC 模块风量测试安装

Figure 5 HVAC module test installation

### 2.2 实验方法和工况

实验开始前,用胶带密封内循环进风口、排水管、膨胀阀口以及暖风安装口,检查风道和 HVAC 模块连接是否漏风,通过控制电机关闭吹面风门和除霜风门,调节温度风门至全热位置,使入口空气全部通过冷凝

器和 PTC 电加热器,而后从吹脚出风口送至乘员舱。

调节稳压电源至鼓风机的起始端电压(6 V),预热 10 ~ 15 min。此时,由于风机关闭,鼓风机处于吸风状态,鼓风机吸风量大于静压箱的送风量,因此静压箱内的风阻为负值。开启风机和调节喷嘴数量,直至静压箱内的风阻为 0,此时送风量等于鼓风机的吸风量。待工况稳定(时间 2 min)之后,记录此时的鼓风机转速和空气流量大小等参数。接着依次按照上述步骤测量 8,10 和 12 V 鼓风机端电压下的鼓风机转速以及相应的空气流量并记录。

## 3 结果与分析

### 3.1 仿真与实验结果

该款空调箱在鼓风机端电压为 6,8,10 和 12 V 时,实验测得对应的鼓风机转速分别为 2 140,2 804,3 474 和 4 053 r/min。相应地,课题组将这 4 组转速作为边界条件,做了 4 组对应的仿真模拟,以便和实验结果进行对比验证分析。不同鼓风机转速条件下,总进风量的实验和仿真结果如图 6 所示。从图 6 可以看出,仿真和实验的结果趋势相同,同一转速下,实验所得的风量值与仿真值相比最大误差为 9%,在工程合理误差范围之内,实验与仿真相吻合,仿真结果可以为空调箱的优化提供理论依据。

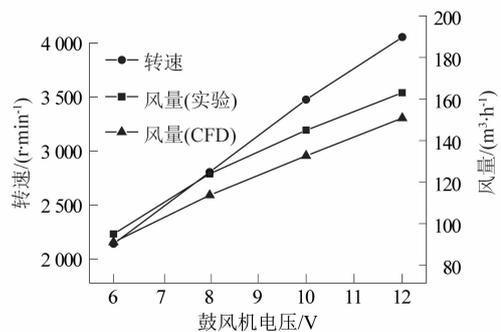


图6 鼓风机特性曲线

Figure 6 Performance curve of blower

图7所示为4种不同鼓风机转速下,原始模型的6个吹脚出风口的风量分配情况。横坐标是吹脚出风口的相对应位置编号,与图2标注的吹脚出风口1~6相对应。可以看出,随着鼓风机转速的变化,风量分配呈同样的趋势,具有一定规律性各吹脚出风口的风量不均性也随之变差,且风量主要集中在中间吹脚出风口3,4,5,而3个出风口1,2,6的风量相对来说普遍偏小。针对此现象,课题组对入口到6个吹脚出风口的压降、吹脚风道结构以及鼓风机转速3个因素对风量分配不均匀的影响展开探究。

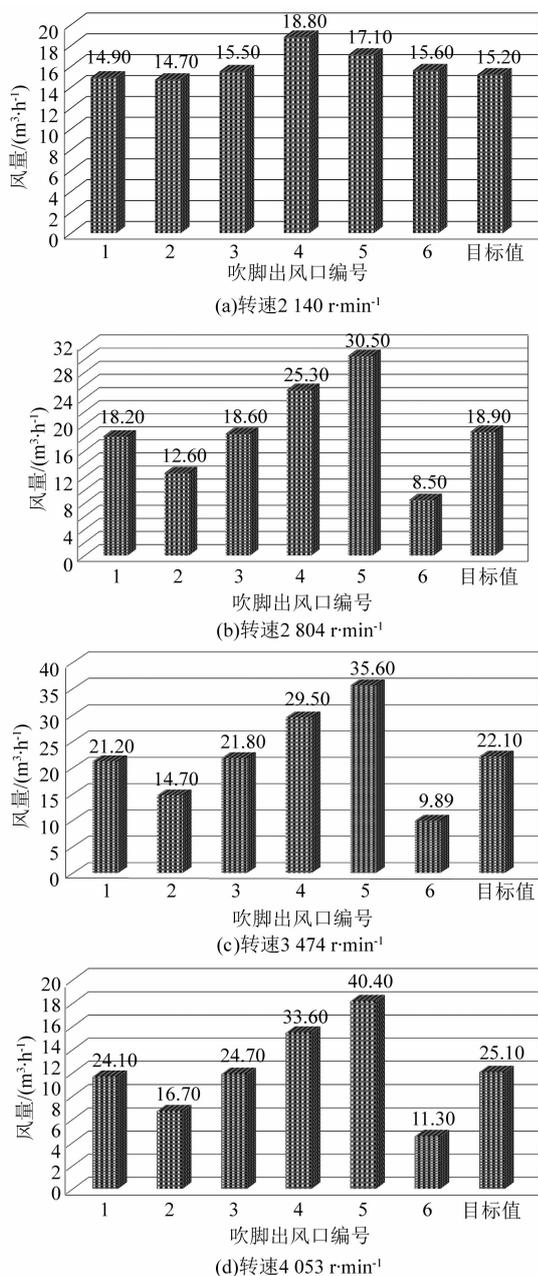


图7 不同鼓风机转速下各吹脚出风口风量  
Figure 7 Air flow at outlet of each blower at different speed

### 3.2 原因分析

为了探究空调箱结构对上述风量分配不均匀现象的影响,为下一步模型优化提供依据,课题组选取了4 053 r/min 鼓风机转速下 HVAC 模块分配箱的1个截面,以及该转速下的 HVAC 模块吹脚风道入口处的迹线图进行分析。图8所示为原始 HVAC 模块  $x = 100$  mm 处截面速度矢量图,气流进入吹脚风道前需要经过1个  $180^\circ$  的拐角,在吹脚风道入口(吹脚风门限位板处)以及吹脚风门附近流域产生偏流和涡旋,影

响吹脚风口的速度分布,从而对各吹脚出风口的流量分配造成影响。由图9所示 HVAC 内部迹线图可以看出气流进入吹脚风道后由于气流速度较快的原因,会垂直撞击风道底部造成气流回流,由于底部结构的不合理,从而在风道入口处产生涡旋。

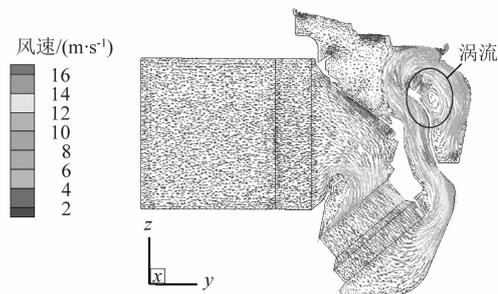


图8 分配箱  $x = 100$  mm 截面速度矢量图  
Figure 8 Cross section velocity vector diagram at  $x = 100$  mm of distribution box

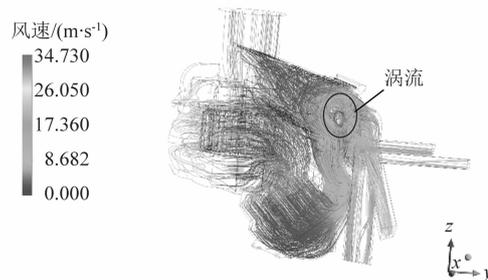


图9 HVAC 内部迹线图  
Figure 9 HVAC internal streamline diagram

## 4 优化及验证分析

### 4.1 模型优化

优化的重点是空调箱吹脚风道底部(图10实线框内)的结构,使气流平顺地在此处分成左右2股进入6个吹脚风道。如图10所示,对吹脚风道底部中间处向左右两侧进行倒圆角处理。2个倒角后的圆弧形风道底部起到均流和导流的作用,从吹脚风道进入的气流顺着2个弧形底部分为2股气流从左右吹脚出风口进入乘员舱供暖。此外,进入吹脚风道的气流入射角相对于优化前的  $90^\circ$  直冲得到了缓解。

### 4.2 仿真结果验证分析

优化后的 HVAC 模块按第1节给出的数学模型及边界条件进行数值计算,优化前后都采用  $realizable\ k-\epsilon$  模型,出口压力均为大气压力,模拟结果如表2所示。从表中可以看出,优化后的 HVAC 模块在相同的鼓风机转速下,总进风量较原始模型有明显提升,这表明结构优化后,气流在 HVAC 内部流动阻力减小,鼓

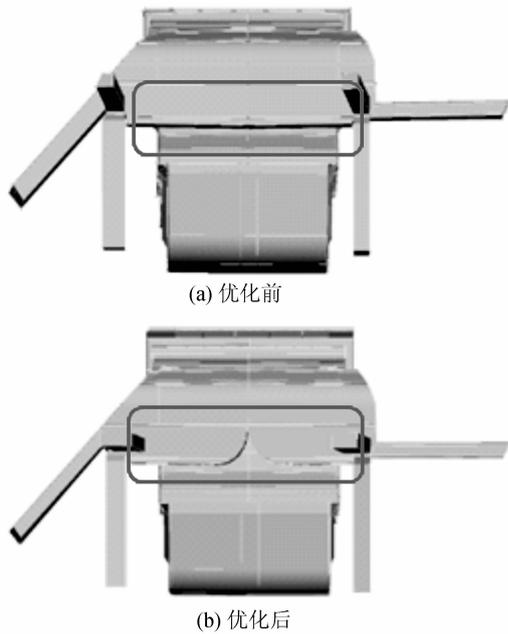


图 10 优化前后的 HVAC 模块吹脚风道底部壳体  
Figure 10 Bottom shell of foot duct in HVAC module before and after optimization

风机效率提升,也就是说在相同的进风量条件下,优化后的 HVAC 模块消耗更小的功率,有助于提高电动汽车的续航里程。

表 2 优化前后鼓风机性能对比

Table 2 Comparison of blower performance before and after optimization

转速/(r · min <sup>-1</sup> )	风量/(m <sup>3</sup> · h <sup>-1</sup> )	
	优化前	优化后
2 140	91.1	97.2
2 804	113.7	121.2
3 474	132.7	141.0
4 053	150.8	159.9

空调箱  $x = 100$  mm 截面优化后的速度矢量图及迹线图如图 11 所示。从图中可以看出,结构优化后,吹脚风门限位板处涡旋基本消除,吹脚风道内速度分布也更加均匀。从迹线图的迹线分布可以直观看出左右吹脚出风口流量分配趋于均匀。

为了表征吹脚出风口的流量分配特性,定义第  $\delta$  个吹脚风道风量分配不均匀度  $E_\delta$  和总的风量分配不均匀度  $S$ ,则有:

$$E_\delta = \frac{Q_\delta}{Q};$$

$$S = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{\delta}^n E_\delta^2}.$$

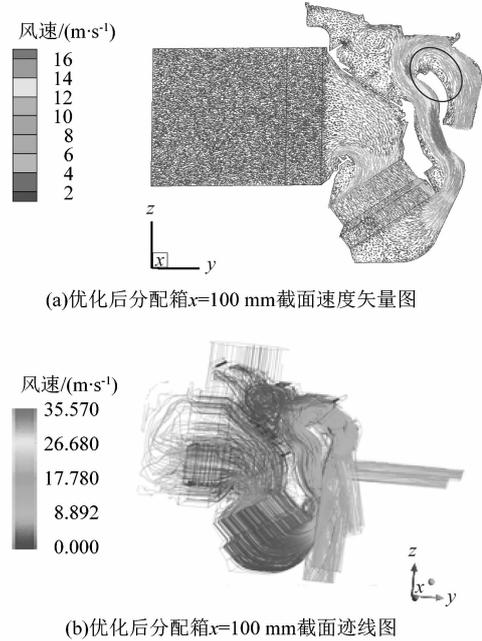


图 11 吹脚风道底部优化验证

Figure 11 Effect validation of optimization of foot duct 式中: $Q_\delta$  为第  $\delta$  个吹脚出风口的空气流量,  $m^3/h$ ;  $Q$  为吹脚出风口空气的平均流量,  $m^3/h$ ;  $n$  为吹脚出风口的个数;  $S$  越小,表明各吹脚出风口的风量分配越均匀。

图 12 为 4 种不同鼓风机转速下,各吹脚出风口的风量分配不均匀度与鼓风机转速的关系,可以看出随着鼓风机转速的增大,原始模型各吹脚出风口的风量分配不均匀度曲线波动幅度变大,这表明随着风速的增大,各吹脚出风口的风量分配不均匀度在增大。当鼓风机转速为 2 140 r/min 时,优化前的 HVAC 模块吹脚出风口风量分配的最大不均匀度为 23.8%,优化后最大不均匀度为 9.3%。当鼓风机转速为 4 053 r/min 时,优化前 HVAC 模块吹脚出风口风量分配的最大不均匀度为 60.7%,优化后最大不均匀度为 13.7%。同时,优化前和优化后相比,各吹脚出风口的不均匀度有显著提升,当鼓风机转速为 2 140 r/min 时,均匀度提高了 0.6% ~ 19.4%;当鼓风机转速为 2 804 r/min 时,均匀度提高了 1.6% ~ 54.5%;当鼓风机转速为 3 474 r/min,均匀度提高了 2.0% ~ 58.3%;当鼓风机转速为 4 053 r/min,均匀度提高了 1.8% ~ 53.8%,各吹脚出风口的不均度在  $\pm 20\%$  以内,主要由于吹脚出风口相对位置不同,进出口静压差不同导致。同时,从图 12 可以看出高转速下,出风口风量分配不均匀度基本不受转速影响。

总的风量分配不均度代表各吹脚出风口风量与 HVAC 模块各吹脚出风口平均风量的离散程度。  $S$  越

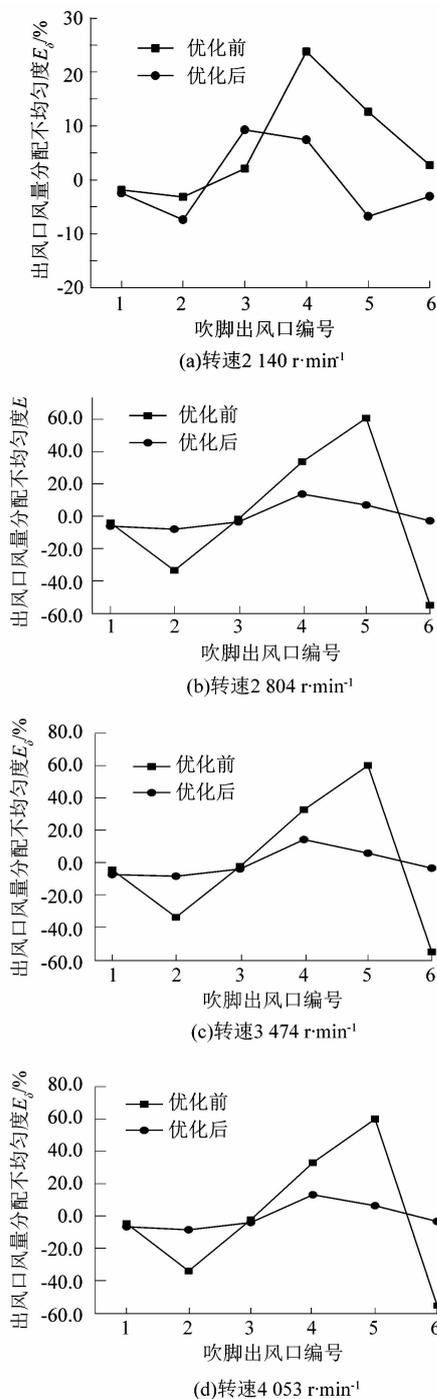


图 12 不同鼓风机转速下各吹脚出风口风量分配不均匀度

Figure 12 Air distribution unevenness of each foot duct at different blower speed

小表明 6 个吹脚出风口的风量分配越均匀,从图 13 中可以看出,优化后,HVAC 模块总的不均匀度维持在 5.0% ~ 10.0% 之间,相较于原模型不均匀度降低了 5.2% ~ 34.3%,提高了乘员舱舒适性。

由此可知,低鼓风机转速(转速为 2 140 r/min)

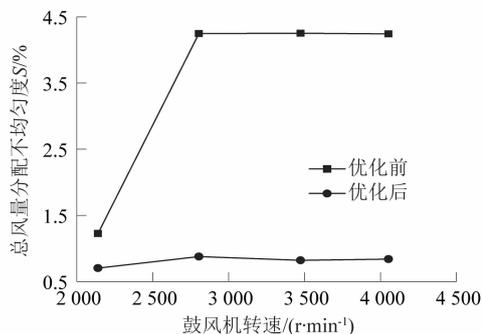


图 13 优化前后风量分配不均匀度

Figure 13 Unevenness of air distribution before and after optimization

下,空调箱吹脚出风口的流量易受鼓风机转速的影响,鼓风机转速越大,风量分配均匀度越差;而高转速下(2 804,3 474 和 4 053 r/min),各吹脚出风口的流量分配主要受空调箱结构的影响。

## 5 结论

课题组针对某款电动汽车空调风量测试实验时制热吹脚模式各出风口风量分配不均匀的现象,进行了内部流场仿真分析,从入口到 6 个吹脚出风口的压降、吹脚风道结构以及鼓风机转速 3 个因素对风量分配不均匀的影响展开探究,并进行优化验证,得到以下结论:

1) 4 种不同鼓风机转速下,空调箱进风量的仿真值与实验值处于同一数量级,最大误差为 9%,表明多孔介质理论应用于微通道换热器和暖风芯体模型简化以及 MRF 模型用于模拟鼓风机是合理的。

2) 模拟结果表明,随着鼓风机转速的变化,风量分配呈现相似的趋势,具有一定规律性。各吹脚出风口的风量不均匀度也随转速的增大而变差,且风量主要集中在中间吹脚出风口 3、4、5,而 3 个出风口 1、2、6 的风量相对来说普遍偏小。

3) 根据内部流场分析对空调箱结构进行优化,优化后局部涡旋减少,各吹脚出风口风量不均匀度  $E_d$  减小了 2% ~ 57%,总不均匀度  $S$  降低了 5.2% ~ 34.3%,提高了风量分配的均匀度,可以满足乘员采暖舒适性的要求。

## 参考文献:

[1] CHIU C C, TSAI N C, LIN C C. Near-optimal order-reduced control for A/C (air-conditioning) system of EVs (electric vehicles) [J]. Energy, 2014, 66: 342.  
 [2] 郭莹,李钢. 汽车空调箱内空气流动的数值模拟研究[J]. 机电设备, 2014(4): 78.

(下转第 47 页)