

新型静压式送风道空气动力性能的实验研究

杨晚生¹, 张艳梅², 张吉光³

(1. 广东工业大学 建设学院, 广东 广州 510500; 2. 太原理工大学, 山西 太原 030024;
3. 青岛建筑工程学院, 山东 青岛 266033)

摘要: 通过所研制的铁路客车空调通风试验台, 对新研制的静压均匀送风道进行了空气动力性能试验研究. 根据实验结果, 分析了静压送风道的送风均匀性特点, 不同送风工况下风道阻力变化规律, 以及现有客车上已用静压送风道送风不均匀的原因, 并针对送风不均匀的原因提出了改变主风道的断面面积、在主风道内加挡板等改进措施.

关键词: 送风道; 静压; 空调系统; 均匀性

中图分类号: TU831.3

文献标识码: A

文章编号: 1007-7162(2004)02-0081-05

1 客车通风试验装置

铁路客车的实际运行试验表明: 铁路空调客车即使采用静压送风道, 如果不优化其结构, 客室内的温度差仍会超过标准(TB1951-87)规定值(该标准规定空调客车沿长度和高度方向的温差小于 3℃).

为了研究各种铁路客车送风系统的性能并进行改进, 提高客车空调的效果, 使车内的温度达到标准(TB1951-87)的要求, 我们研制了铁路客车空调通风试验台. 本试验台实验室面积 240 m², 包括两部分: (1) 铁路客车通风空调送风口空气动力性能试验台; (2) 铁路客车空调送风管道空气动力性能试验台.

其中, 铁路客车空调送风道性能试验台是参照铁路客车的实际情况, 近似按 1:1 的比例设计, 其尺寸为 27 m × 2.7 m × 3.0 m. 试验台由送风系统、被测风道、总送风量测量装置、风道压力损失测量装置、送风口送风量测量装置等组成. 考虑到空调客车的实际情况, 在实验室的两端分别设置了风源. 可以实现不同送风方式的组合. 既可以模拟空调客车的一端送风, 也可以模拟空调客车的两端送风. 详见文献[1], 被测送风道的连接如图 1 所示.

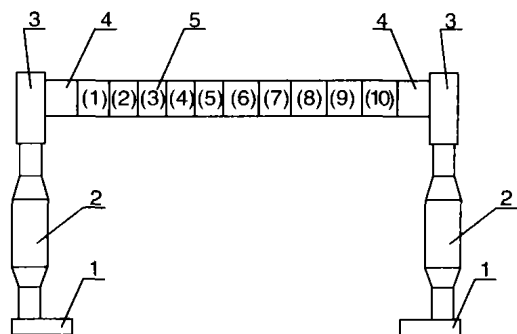


图 1 送风道实验装置示意图

- 1 送风机; 2 流量测量装置; 3 总静压箱;
4 连接管; 5 被测单体风道

2 新型静压均匀送风道的结构

静压送风道由主风道和静压箱组成. 送风口为沿车长方形的长条缝. 其风道截面结构见图 2. 空调机组的风机将空气直接送入主风道, 在主风道内, 空气通过主风道出风口进入静压箱, 由于静压箱的压力平衡作用, 使得在主风道中不同断面上具有不同静压的空气在静压箱中得以平衡, 并形成一定

收稿日期: 2003-01-15

作者简介: 杨晚生(1979), 男, 讲师, 主要研究方向为暖通空调、制冷技术、建筑环境与节能.

的静压值. 静压箱内的空气在静压箱内静压的作用下, 经条缝口射出, 从而达到均匀送风的目的^[2]. 目前我国铁路客车空调送风道主要是车顶中央等截面风道下送风或侧送风的形式, 根据铁路客车室内的装修情况, 静压送风道的结构可有多种形式, 如: 主风道在中间静压箱在两侧、主风道在两侧静压箱在中间、一侧是主风道另一侧是静压箱

主风道出风口一般为沿纵向的连续条缝, 静压箱送风口既可设计为沿纵向的连续条缝, 也可设计为沿纵向的间断条缝或小送风口. 静压箱上开设的送风口可直接送到客车室内, 也可在送风口处接一短风道再送入室内, 如图 3 所示.

3 空调送风道空气动力性能的测试方法

3.1 总送风量的测量与送风道送风均匀性的测试

本试验台采用椭圆形喷嘴测量总送风量. 流量测量装置内安装了 4 个 $\Phi 150\text{ mm}$ 喷嘴. 根据所测风量的大小调整所用喷嘴的个数.

为了检验及评价通风空调系统的送风均匀性, 确定是否达到设计要求, 常常需要测量各送风口的送风量. 送风支管一般设置在顶棚内, 并且送风支管常常较短又不易接近, 在送风支管上测量风量一般不满足测试条件, 所以需要在风口处测量风量. 由于风口的结构形式及由此决定的气流流动状况是多样的, 有时也是相当复杂的, 直接在送风口处测量风速所得结果往往不准确, 例如散流器送风口就是如此. 因此, 要想较为准确地测量这类送风口的送风量, 就需要使用专门的风量测试装置——送风口流量测量装置^[1]. 对于条缝型风口, 用上述方法测量不方便, 可在风口处直接用风速仪测量各点的风速, 取其平均值, 再根据风口面积求得送风量.

3.2 风道内静压的测试

本试验台在总静压箱与被测送风道之间的连接段上设置了静压测量装置^[1], 以便于计算送风道的阻力. 为了了解均匀静压送风道内的压力分布, 在有代表性的风道(第 3、6、9 节)断面的主风道和侧风道(静压箱)上, 设置了静压测量装置. 即在每处的压力测量断面上均匀设置 4 个静压接口, 并联成静压环得到平均静压.

4 静压送风道性能的测试结果及分析

4.1 测试结果

我们针对硬座车(K 164) Y25 型条缝式送风的静压送风道进行了性能试验. 该车厢的空调系统设 2 套独立的送回风系统, 2 台空调机组分别从风道两端向中间送风, 两风道的交界不隔断而相互连通形成一个整体. 该风道由 10 节单体风道构成, 各节风道插接在一起, 连接处用密封胶密封. 单节主风道尺寸为: $1\,900\text{ mm} \times 600\text{ mm} \times 255\text{ mm}$ (长 $\times$ 宽 $\times$ 高), 其对应的静压箱尺寸为 $1\,900\text{ mm} \times 275\text{ mm} \times 255\text{ mm}$. 风道断面结构见图 3. 测试前, 我们对静压送风道 A 端的结构进

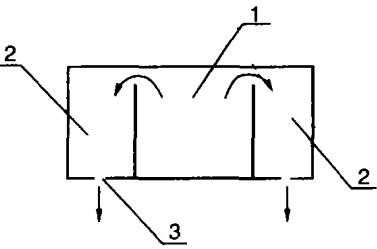


图 2 静压送风道断面图
1 主风道; 2 静压箱; 3 条缝送风口

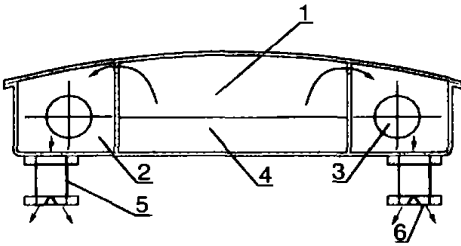


图 3 风道断面结构示意图
1. 主风道; 2. 静压箱内的隔板;
3. 静压箱内隔板上的通风孔;
4. 主风道内的挡板;
5. 连接短管; 6. 条缝送风口

行了改进,在主风道内的第 1、2 节内安装了挡板。

试验是在等温($t=22\text{ }^{\circ}\text{C}$)条件下进行的.因该风道是条缝送风口,采用 KANOMAX 公司的热球风速仪(型号:KA21,量程:0.05~30 m/s 分 3 档;精度等级:1.5)直接在条缝口测量风速.实

验中,我们分为一端风源送风和两端风源送风两种工况.在每种送风工况下选取流量分别为: $Q=3\,750\text{ m}^3/\text{h}$ 、 $Q=4\,500\text{ m}^3/\text{h}$ 和 $Q=5\,300\text{ m}^3/\text{h}$ 三种情况对条缝出风口流速、风道阻力进行了测试,每条风口测 12 个点,测 3 遍取平均值.两端风源送风工况下的条缝出风口风速测试结果见表 1;两端风源送风时送风道的阻力见表 2,表中风量是指每端风源的送风量,A 端 B 端的位置参见图 1.送风道阻力的计算方法为:由总静压箱与被测

表 1 两端不同送风工况条缝出口平均流速

风道 编号	3 750($\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$)		4 500($\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$)		5 300($\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$)	
	风速	不均匀系数	风速	不均匀系数	风速	不均匀系数
	($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)		($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)		($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	
1	3.44	-0.014	3.85	-0.035	4.82	0.021
2	3.05	-0.126	3.59	-0.101	4.38	-0.072
3	3.64	0.043	4.11	0.030	4.93	0.045
4	3.76	0.077	4.35	0.090	5.13	0.087
5	3.81	0.092	4.42	0.108	5.27	0.117
6	3.94	0.129	4.65	0.165	5.27	0.117
7	3.87	0.109	4.33	0.085	5.12	0.085
8	3.56	0.036	4.11	0.030	4.75	0.006
9	3.17	-0.092	3.85	-0.110	4.24	-0.102
10	2.67	-0.235	2.99	-0.251	3.58	-0.242
平均	3.45		3.99		4.72	

送风道之间的连接段上的静压测量装置测出静压,再根据总送风量和测量断面的尺寸计算出该断面处的动压,该断面的动压加上静压得到全压,该全压减去压力测量处与被测风道之间连接管段的阻力(含局部阻力和摩擦阻力)就是被测风道的阻力.表 2 中系统阻力包含风道阻力和静压测点与风道之间的连接管段及构件的阻力.一端风源送风工况下的各节风道条缝出风口平均风速测试结果见表 3.

表 2 两端风源送风时风道阻力

	Pa				
每端送风 工况($\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$)	A 端系统 阻力	A 端风道 阻力	B 端系统 阻力	B 端风道 阻力	
3 000	60.3	47.0	55.4	42.2	
4 000	107.1	82.9	95.1	71.9	
4 500	129.5	100.4	120.7	89.3	
5 000	165.5	128.3	143.6	107.1	
6 000	229.5	177.1	197.8	145.8	

风道条缝送风口出流不均匀性系数按式(1)计算:

$$r=\frac{V-V_p}{V_p},$$

(1)

式中, r 为条缝出流速度不均匀性系数; V_p 为风道条缝送风口总平均出流速度(m/s); V 为每节风道条缝送风口平均流速.

4.2 测试结果分析

4.2.1 送风均匀性分析

该车厢的设计送风量为 $9\,000\text{ m}^3/\text{h}$,即每端的送风量为 $4\,500\text{ m}^3/\text{h}$,因此,两端送风每端送风量为 $4\,500\text{ m}^3/\text{h}$ 的工况为设计工况.从两端送风的工况来看,A 端送风的送风均匀性要比 B 端送风的送风均匀性好.这是由于在第 1 节和第 2 节单体风道的主风道内分别安装了 80 mm 和 60

mm 高的挡板. 一般情况下, 送风道要设计为变截面才能达到均匀送风(等送风速度等送风口面积)的目的, 但是, 考虑到铁路空调客车的实际情况, 变截面风道不利于安装且制作麻烦, 一般均用等截面风道和等面积送风口, 这种情况下, 由于静压送风道的阻力较小, 而风道的始端(送风道的入口)主风道内风速大, 静压小, 因而进入旁边静压箱的空气量少, 使得送风道始端的送风口送风量严重偏少, 如设计工况第 10 节风道(B 端送风的始端)的送风量比平均送风量减少 25.1%. 另一方面, 在送风道的末端主风道内的风速小, 主风道内的静压大(设计工况下, 实测可知末端风道即第 6 节风道的主风道内静压为 59 Pa, 而第 9 节风道的主风道内静压为 48 Pa), 因此进入旁边静压箱的空气量大, 使得送风道末端的送风口送风量严重偏大, 如设计工况第 6 节风道(B 端送风的末端)的送风量比平均送风量增加 16.5%. 为了改善这一情况, 可在送风道始端的主风道内加挡板(如 A 端). 现有空调客车的静压送风道主风道内未安装挡板, 这正是利用静压送风道送风但送风量不均匀, 客室内的温度差仍会超过标准(TB1951-87)规定值的原因. 主风道内挡板的设置位置和数量及挡板的合理高度仍需要通过实验进一步确定.

从表 1 可知, B 端送风(未加挡板)的情况下, 从风道始端到末端(从第 10 节到第 6 节风道)条缝送风口的送风速度(送风量)依次增加, 这正符合送风道的主风道内静压依次增加(因主风道截面不变, 而风量逐渐减少, 则主风道内的风速依次减小)的规律.

从一端(A 端)送风的工况来看, 即使第 1 节和第 2 节风道的主风道内安装了挡板, 但风道末端如第 10 节风道的送风量比平均送风量增加很多. 由表 3 可以看出, 一端送风在 $3\ 750\text{ m}^3/\text{h}$ 、 $4\ 500\text{ m}^3/\text{h}$ 和 $5\ 300\text{ m}^3/\text{h}$ 送风量工况下, 第 10 节风道的送风量比平均送风量分别增加了 29.1%、27% 和 24.2%. 这是由于一端送风时, 对整个风道来说共 10 节, 仅在第 1 节和第 2 节单体风道的主风道内分别安装了 2 块挡板, 挡板的数量太少, 因此, 送风很不均匀.

根据实验结果可知: 设计工况下对同一送风口, 其外侧和内侧的条缝送风速度有时差别较大, 如表 1 中第 4 节风道左侧外条缝和左侧内条缝的风速分别为 4.73 m/s 和 4.1 m/s , 即同一送风口的送风速度相差 15.4%, 这同一送风支管上唯一的一个送风口送风速度的差别是由风口制造的原因引起的, 该风道(包含送风口)是定型的产品, 这说明生产厂家还应该提高制造精度. 从表 1 所测数据可以看出, 不同的送风量工况下, 静压送风道的送风均匀性基本能得到保证, A 端送风的送风均匀性较好, 送风不均匀性系数小于 0.13, 这说明利用静压送风道送风, 当风机风压与风道阻力不匹配时, 基本能保证均匀送风.

设计工况下, 静压送风道的主风道内, 空气流速一般为 $6\sim 8\text{ m/s}$, 因此从主风道内进入静压箱的空气必然有一沿主风道空气流动方向的速度分量(设计静压送风道时, 主风道出口口的平均垂直风速约为 3 m/s), 而静压箱的断面又不可能设计的太大, 静压箱内的空气动压不能全部转换为静压, 使得在静压箱的纵向形成一定的空气流速, 即空气由前向后(沿主风道内空气流动方向)流动, 造成送风道始端处(前部)的静压箱送风量和送风速度比后部的静压箱送风量和送风速度小, 因此, 应在静压箱内沿纵向设置若干隔板, 以阻挡静压箱内空气的纵向流动, 隔板上应开合适大小的孔(或隔板的尺寸小于静压箱断面的尺寸, 隔板的尺寸大小需实验进一步确定), 以利于静压平衡, 被测风道即如此.

4.2.2 送风道阻力分析

从表 2 可知, 在各种送风量工况下, A 端送风系统(或风道)的阻力略大于 B 端送风系统(或风道)的阻力. 如设计工况下(每端送风量 $4\ 500\text{ m}^3/\text{h}$), A 端送风系统的阻力为 129.5 Pa, B 端送风系统的阻力为 120.7 Pa, A 端送风系统的阻力比 B 端送风系统的阻力约大 9 Pa. 这是因为 A

端送风系统的第1节和第2节风道的主风道内安装了挡板,使得阻力稍微增加,虽然阻力增加了9 Pa,但却使送风均匀性得到了较大改善,即设计工况最大不均匀性系数由0.276(B端)减小到了0.108(A端)。可见,在主风道内安装挡板的措施是合理的。

由于A端系统阻力(129.5 Pa)包含风道阻力和静压测点与风道之间的连接管段及构件的阻力,与客车的实际应用情况基本一样,该阻力乘一安全系数,即为客车空调机组必须的余压。设计工况下静压送风道系统的阻力约为130 Pa,这一数值是较小的,远低于文献[3]规定的机外全压235~333 Pa的下限。

5 结论

1) 静压送风道的主风道内不安装挡板时,设计工况的最大送风不均匀系数为0.276,难以达到均匀送风的目的,在静压送风道的主风道内安装挡板后,可使最大送风不均匀系数减小到0.108,基本能达到均匀送风的目的。在静压送风道的主风道内安装挡板后,虽然阻力稍微增加(设计工况下阻力增加了9 Pa),但却使送风均匀性得到了较大改善,因此,在主风道内安装挡板的措施是合理的,值得推广应用。

2) 设计工况下静压送风道系统的阻力约为130 Pa,阻力低,远低于文献[3]规定的机外全压235~333 Pa的下限。静压送风道取消了一般送风道送风口上的风量调节装置,结构简单,降低了制造成本。

3) 铁道空调客车上现有的静压送风道主风道内都没安装挡板,建议有关单位在生产制造时安装挡板。安装挡板后,在不同的送风量工况下,静压送风道的送风均匀性基本能保证。因此,当风机风压与风道阻力不匹配时,也基本能保证均匀送风。

4) 应在静压箱内沿纵向设置若干隔板,以阻挡静压箱内空气的纵向流动,隔板上应开合适大小的孔(或隔板的尺寸小于静压箱断面的尺寸),以利于静压平衡。

参考文献:

- [1] 张吉光,王利,史自强,等.铁路客车空调送风道试验台的研制[J].暖通空调,2002,(4):104-106.
- [2] 王书傲,谈越明.空调客车均匀送风风道的研制[J].铁道车辆,1992,(8):11-17.
- [3] TB/T2430-1993,铁道客车站顶单元式空调机组型式与基本参数[S].

Experimental Study on Fluid Dynamics Specialties of New Model Uniform Static Pressure Supply Air Duct

YANG Wan-sheng¹, ZHANG Yan-mei², ZHANG Ji-guang³

(1. Faculty of Construction, Guangdong University of Technology, Guangzhou 510500, China;

2. Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China;

3. Qingdao College of Architecture and Engineering, Qingdao 266033, China)

Abstract: In this paper the experimental equipment of ventilating and air-conditioning system for passenger cars is introduced and the fluid dynamics specialties are testified on the experimental equipment. On the basis of experiment results the ventilating uniformity is analyzed, Duct's resistance characteristics are studied and some valuable conclusions are drawn for improving its ventilating uniformity.

Key words: supply air duct; static pressure; air-conditioning system; uniformity