

环境风洞阻塞比对冷却模块空气侧流场的影响

王宏朝, 单希壮, 杨志刚

(同济大学 上海地面交通工具风洞中心, 上海 201804)

摘要: 为研究不同环境风洞阻塞比对冷却系统试验的影响, 通过数值模拟, 建立 1:1 环境风洞模型及整车模型, 分析不同阻塞比下冷却模块空气侧流场及前端的速度轮廓。结果表明: 随着阻塞比增高, 散热器表面风速分布发生变化, 而其速度均匀性变化不大, 当阻塞比大于 0.486 时, 通过散热器的冷却空气流量有明显下降, 降幅达 5%; 车辆前端的速度轮廓由于阻塞效应的存在发生偏移, 且不同区域的偏移量并不一致。因此, 对于环境风洞需要根据不同的试验目标进行阻塞比修正。

关键词: 环境风洞; 阻塞比; 冷却模块; 空气侧流场; 数值计算

中图分类号: U467.1+3

文献标志码: A

Effect of Climate Wind Tunnel Blockage on Air-side Flowfield of Cooling Module

WANG Hongchao, SHAN Xizhuang, YANG Zhigang

(Shanghai Automotive Wind Tunnel Center, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: Based on a numerical simulation, a 1:1 scaled model of the climate wind tunnel and that of the passenger car were created to investigate the effect of climate wind tunnel blockage on the cooling system experiment and analyze the air-side flowfield of cooling module and the frontal velocity profile. The results indicate that, along with the increase of blockage ratio, the velocity distribution on the windward surface of radiator will make a difference, but little change for the uniformity index of velocity distribution. As the blockage surpasses 0.486, the air mass flow through the radiator has an obvious decrease, even up to 5%. Due to the blockage effect, the frontal velocity profile exists an offset, which is inconsistent in different positions. Consequently, the climate wind tunnel needs to perform a blockage correction according to the different experimental targets.

Key words: climate wind tunnel; blockage; cooling module;

air-side flowfield; numerical calculation

在风洞试验中, 阻塞效应是决定测量结果精度的重要因素, 以往的研究更多的是关于气动声学风洞中阻塞效应的量化和分析, 通过对风洞中的参考动压(或参考速度)进行修正可以减小阻塞效应对气动力测量精度的影响^[1-3]。环境风洞具有模拟汽车行驶时的自然环境功能, 是用来评价车辆散热能力、热防护能力等最准确、最直接、最有效的方法, 因而在汽车领域得到广泛的应用。而环境风洞往往具有较高的阻塞比(一般 $>30\%$), 研究表明较高的阻塞比会使得车辆前端冷却气流的速度轮廓发生变形^[4], 故需要对其进行修正。而目前关于环境风洞阻塞比修正的研究相对较少^[5-6], 早期 Hucho 曾基于道路测试和环境风洞测试得到的车辆表面压力提出一种阻塞修正关系式^[7]; 随后 ROUT 在福特迪尔伯恩试验场开展了一系列的风洞及道路试验, 通过关联两种测试环境下车辆前端的速度轮廓建立了一种阻塞修正方法, 但其普适性仍未得到证实^[8]; YEN 等人利用 CFD 技术对比不同的环境风洞速度修正方法, 并分析了不同因素对阻塞效应的影响机理, 但其并未涉及阻塞比对发动机舱内流动的影响^[9]。

由于车辆不同部位的流动条件存在较大差异, 因而在环境风洞试验结果处理时, 不同的试验目标需要不同的修正方法, 当以冷却系统为试验对象时, 则需要保证冷却模块的外部流场与真实环境完全一致, 本文基于数值仿真技术, 研究不同阻塞比对车辆冷却模块空气侧流场及前端速度轮廓的影响。

1 数值方法及设置

1.1 数值模型

采用的样车模型为某三厢乘用车, 其轴距为

收稿日期: 2016-03-22

基金项目: 国家国际技术合作专项项目(2014DFA10610); 上海地面交通工具风洞专业技术服务平台项目(16DZ2290400)

第一作者: 王宏朝(1987—), 男, 博士生, 主要研究方向为整车热管理。E-mail: whcjordan123@163.com

通讯作者: 单希壮(1961—), 男, 研究员, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为风洞试验技术。E-mail: xizhuang.shan@sawtc.com

2 650 mm,外形尺寸为 4 521 mm×1 788 mm×1 492 mm,迎风面积为 2.26 m²,该模型为 1:1 整车模型,忽略发动机舱中及车身底部对流场影响较小的组件,如电线、螺栓等,图 1 所示为该车的发动机舱以及车身底部视图.数值计算选择基于有限体积法的商业软件 STAR-CCM⁺,湍流模型选择可实现的 $k-\epsilon$ 模型,近壁面使用双层 y^+ 壁面处理方法以减少对边界层网格尺寸的敏感性,散热器、冷凝器使用多孔介质模型,其粘性阻力系数和惯性阻力系数通过单体测试数据拟合得到,具体参数如表 1 所示.

表 1 冷却模块特性参数

Tab.1 Cooling module performance parameters

	迎风面积/m ²	厚度/mm	粘性阻力系数	惯性阻力系数
冷凝器	0.218	16	110.34	641.81
散热器	0.28	16	93.41	805.69

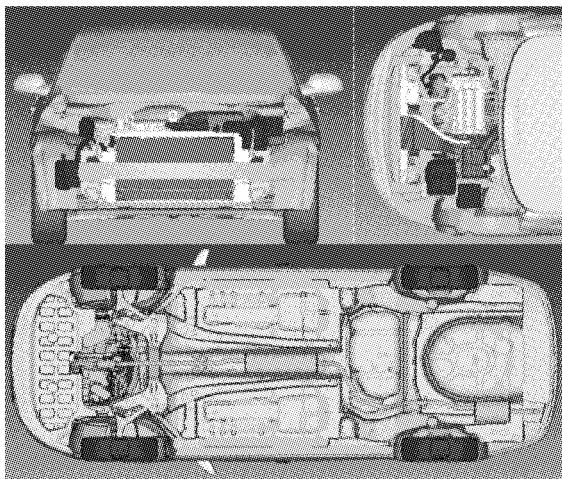


图 1 发动机舱及车身底部布置

Fig.1 Configurations of underhood and underbody

计算域参照同济大学环境风洞进行创建,该风洞为 3/4 开口式风洞,包括收缩段、喷口、试验段、收集口以及扩散段,车辆前端距离喷口为 1.7 m(参照实车试验布置),为避免出口边界出现回流,进而影响计算稳定性,需要对扩散段进行延长,本文扩散段取 15 m.入口边界设为质量流量入口,出口边界设为分散流出口,壁面边界条件取为固定壁面,在环境风洞试验中,由于车辆是在转鼓上运行,因此需要在模型中设置车轮旋转.面网格划分采用三角形网格,体网格划分采用以六面体为核心的剪裁体网格,并对发动机舱、车身底部等区域进行加密,最终划分的体网格数目约为 2 500 万,图 2 所示为计算域的几何模型以及体网格划分后的对称面视图.

在保证计算域其他结构尺寸不变的前提下,通过改变喷口面积,分析 5 种不同阻塞比对冷却模块空气侧流场的影响,各喷口尺寸皆参照国外知名风洞机构选取,其主要结构参数如表 2 所示.

此外,创建一个半自由空间计算域,模拟车辆真实的路面行驶工况,作为对比以上不同阻塞比工况的基准,该计算域尺寸为 45 m×18 m×7.5 m,阻塞比为 0.05%,入口边界采用速度入口,出口边界为压力出口,远场边界采用对称面边界,地面采用滑移边界模拟真实车辆相对路面的运动.

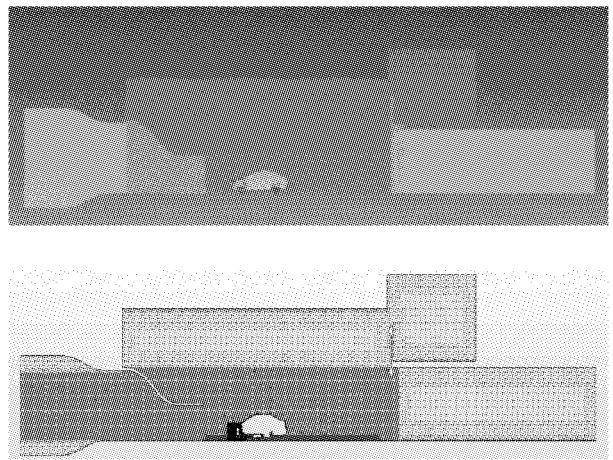


图 2 计算域模型及对称面网格

Fig.2 Schematic of domain model and mesh on symmetry plane

表 2 不同环境风洞主要结构参数

Tab.2 Key parameters for different climate

wind tunnels			
风洞机构	喷口面积/m ²	收缩比/%	阻塞比/%
福特 CWT	1.8	7.78	125.6
斯维尔德鲁普 1 号 CWT	2.97	4.71	76.1
斯维尔德鲁普 2 号 CWT	4.65	3.01	48.6
大众 CWT	6	2.33	37.7
同济 CWT 1 号喷口	7	2	32.3

1.2 模型验证

通过对比半自由空间中车身表面的压力分布来验证仿真模型,验证试验在同济大学地面交通工具风洞中心的气动与声学风洞中进行,如图 3 所示,试验风速为 120 km·h⁻¹,通过布置在车身中截面上的 24 个压力贴片获得各个测点的压力系数,图 4 所示为试验与仿真的结果对比,可以看出计算与试验结果比较一致,仅在后车窗位置上存在微小的偏差,表明该模型具有较高的模拟精度.



图 3 车身表面压力测量试验

Fig.3 Vehicle surface pressure measurement

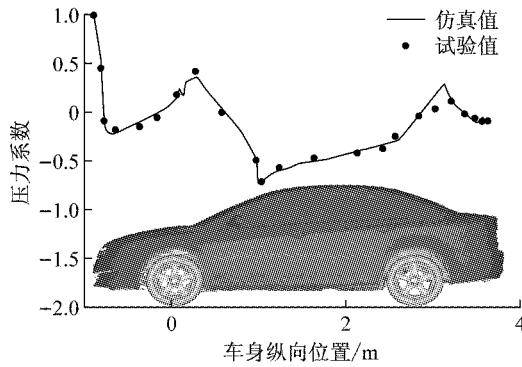


图 4 车身中截面压力系数的试验与仿真结果对比

Fig.4 Comparison of the measured and the calculated pressure coefficient on symmetry plane

2 结果分析

仿真工况共设定 3 种风速: $40 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 、 $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 和 $120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, 对比分析各风速下不同阻塞比对车辆前端冷却模块空气侧流场的影响。

2.1 不同阻塞比对冷却模块空气侧流场分布的影响

由于冷却风速在散热器表面的分布均匀性直接影响散热器的换热能力^[10], 故提出式(1)来计算各工况下散热器表面的速度均匀性指数 ϕ , 即

$$\phi = 1 - \frac{\sum_f |V_f - \bar{V}| A_f}{2 \bar{V} \sum_f A_f} \quad (1)$$

式中: \bar{V} 为平均速度; A_f 为单元 f 的面积; V_f 为单元 f 的速度。

表 3 所示为不同阻塞比下散热器迎风面速度均匀性指数的数值计算结果, 随着来流风速的增加, 散热器表面的速度均匀性均呈现出先增加后减小的趋势. 分析阻塞比对均匀性指数的影响, 以半自由空间工况(open road)下的均匀性指数为基准进行无量纲化, 如图 5 所示, 当来流风速一定时, 阻塞比增加至

0.377(大众 CWT), 散热器迎风面的速度均匀性升高, 增幅约 0.4%~0.7%, 当阻塞比增至 1.256(福特 CWT)时, 速度均匀性再次得到相同程度的提升. 从散热器迎风面速度均匀性的变化幅值来看, 阻塞比对速度均匀性的影响不大。

表 3 散热器迎风面速度均匀性指数

Tab.3 Velocity uniformity index of windward surface of radiator

阻塞比/%	速度均匀性指数		
	$40 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	$80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	$120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$
0.05	0.877 6	0.892 6	0.881 1
32.3	0.877 6	0.890 2	0.880 5
37.7	0.883 7	0.895 8	0.886 4
48.6	0.880 9	0.890 5	0.880 5
76.1	0.876 8	0.891 2	0.880 9
125.6	0.881 5	0.898 9	0.887 8

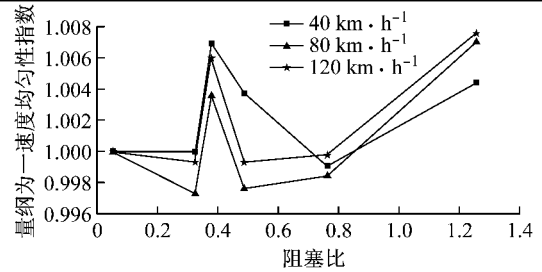


图 5 量纲为一散热器迎风面速度均匀性指数

Fig.5 Dimensionless velocity uniformity index on windward surface of radiator

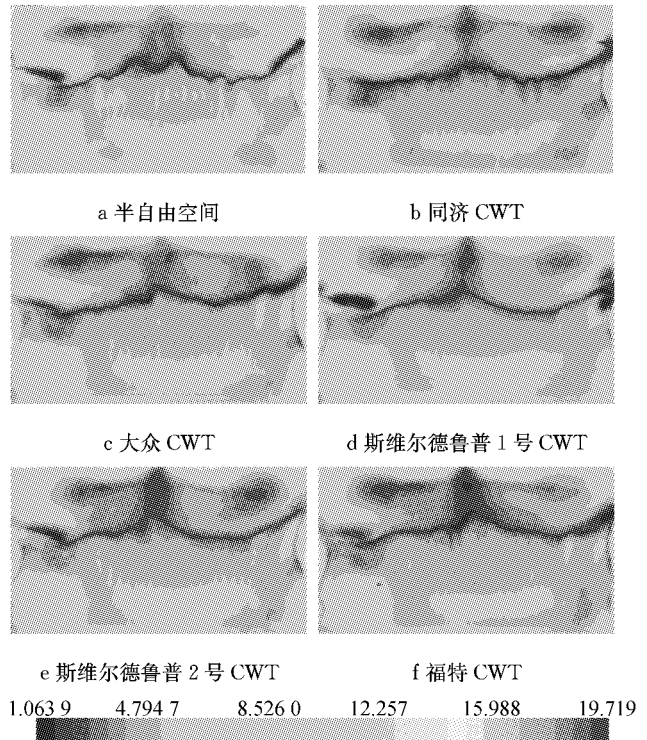


图 6 散热器迎风面速度分布云图

Fig.6 Velocity distribution on windward surface of radiator

图 6 所示为风速 $120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时不同阻塞比下散热器迎风面的速度分布云图,从图中可以看出,各工况下散热器迎风面速度分布整体趋势相同,其中低速区(深色条状)在不同阻塞比的风洞中,大小和位置都发生不同程度的变化,特别是在 Ford CWT 和 DTF #1 CWT 中,散热器表面的低速区皆存在较为明显的扩张,使得通过迎风面的平均风速有所下降。

2.2 不同阻塞比下车辆前端速度分布

车辆前端速度分布的变化是决定发动机舱流场差异的主要因素。图 7 所示为不同阻塞比下车辆前端的速度分布,对比半自由空间,由于风洞中阻塞效应的存在,使得驻点位置发生下移,在进风口位置

(上、下格栅和车身底部入口)风速整体有所提升。对比发现,不同阻塞比对上格栅以及车身底部入口处的速度轮廓产生显著影响,在上格栅处,福特和斯维尔德鲁普 2 号 CWT 的速度轮廓偏离较大,而同济、大众和斯维尔德鲁普 1 号 CWT 的偏差较小;对应车身底部入口,除 Ford CWT 的风速略有提升,其余 CWT 在该区域的速度幅值未有明显变化。文献[8]中提出的速度修正方法仅是针对驻点以上区域的速度变化,由图 7 可以看出,下格栅以及车身底部入口的速度轮廓同样发生偏移,且和防撞梁以上区域的速度变化存在明显不同,故该修正方法并不具有普适性。

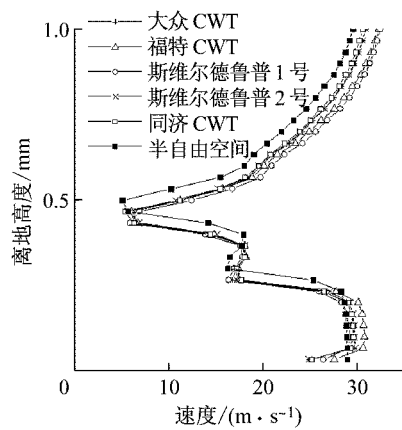
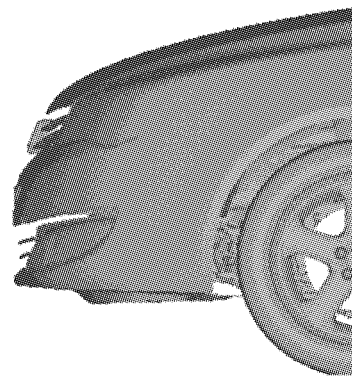


图 7 不同阻塞比下车辆前端速度分布

Fig.7 Frontal velocity profiles under different blockage



此外,从近地面处的速度轮廓可以看出,随着阻塞比的增加(>0.377),地面边界层逐渐加厚,车辆在行驶过程中,近地面并不存在边界层,且环境风洞普遍缺少地面模拟装置,因此阻塞比的增加会对车身底部流场产生一定影响,从而降低环境风洞的模拟精度。

2.3 通过散热器的空气质量流量对比

车辆行驶过程中,发动机所产生的热量主要冷却液带至散热器,并在此通过热交换散发到外部空气中。冷却液在流经散热器后散发至空气中的热量可由式(2)求得

$$Q = C_p m \Delta T \quad (2)$$

式中: C_p 为空气比热; m 为流经散热器的空气质量流量; ΔT 为冷却空气在散热器前后表面的平均温差。由该式可以看出,通过散热器的空气质量流量是决定散热器换热性能的重要特征参数,表 4 所示为各工况下通过散热器迎风面的空气质量流量,可以明显看出,通过散热器表面的空气质量流量与来流

表 4 通过散热器空气质量流量($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

Tab.4 Air mass flowrate passing through radiator ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

阻塞比/%	空气质量流量/ $\text{Kg} \cdot \text{s}^{-1}$		
	$40 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	$80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	$120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$
0.05	0.240 9	0.643 0	1.046 7
32.3	0.240 4	0.641 3	1.050 9
37.7	0.241 7	0.639 4	1.044 0
48.6	0.240 7	0.627 2	1.046 2
76.1	0.233 1	0.618 6	1.026 2
125.6	0.229 1	0.619 6	0.997 1

风速呈现近似线性增长的关系。为分析不同阻塞比对通过散热器的空气质量流量的影响,以半自由空间工况下的空气质量流量为基准进行无量纲化。如图 8 所示,当阻塞比较小时(大众 CWT、同济 CWT 和斯维尔德鲁普 2 号 CWT),流经散热器的空气质量流量并未有明显的改变,而当阻塞比进一步增大时,通过散热器的空气流量发生不同程度的下降,其中斯维尔德鲁普 1 号 CWT 在不同风速下的降幅略有差异,约为 $2\% \sim 4\%$,对于福特 CWT,降幅更为显

著,达到 5%。

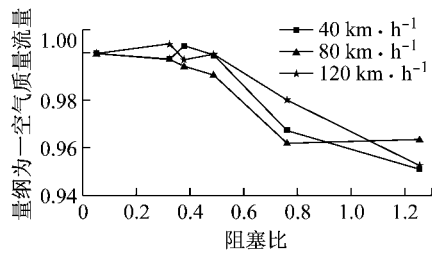


图 8 不同阻塞比下通过散热器空气质量流量

Fig. 8 Dimensionless air mass flowrate passing through radiator under different blockage

上述结果表明,当阻塞比超过一定界限时,将会降低通过冷却模块的空气质量流量,使得较高阻塞比的环境风洞会低估冷却模块的散热性能,由此造成车辆在正常行驶过程中存在一定的冷却能力过剩现象。

3 结论

在环境风洞试验中,当以冷却系统为试验对象时,应保证冷却模块空气侧流场分布与真实的行驶环境一致.从仿真结果可以看出,阻塞比对车辆冷却模块空气侧流场有显著影响.不同阻塞比下,散热器迎风面的速度分布均匀性均发生改变,但变化幅值不大,当阻塞比超过 0.486 时,通过迎风面的平均风速有明显下降,使得通过冷却模块的空气质量流量降低.此外,从车辆前端的速度轮廓还可看出,阻塞比的存在使得前端速度发生偏移,且不同区域的偏移量并不一致,因此仅对驻点以上的速度进行修正的方法并不具有普适性。

阻塞比过高会严重降低风洞试验的模拟精度,而过低又会增加风洞的建设成本,在对环境风洞进行设计时,必须重视阻塞比的影响,且需要根据不同的试验目标进行修正,即

(1) 在对发动机舱的冷却性能试验以及排气系统的热防护试验时,由于发动机舱冷却气出口位

于车身底部,因此,不仅要修正进气格栅处的空气流速,还应考虑对车身底部速度轮廓的修正。

(2) 对于乘员舱的热舒适性研究,则应保证 HVAC 系统换气口处的速度轮廓或表面压力相同。

(3) 最后,不同车型对修正因子的影响也需进行研究。

参考文献:

- [1] MERCKER E, WIEDEMANN J. On the correction of interference effects in open jet wind tunnels [C]// Social Automotive Engineering. [S. l.]: SAE, 1996: 960671.
- [2] KUENSTNER R, DEUTENBACH K, VAGT J. Measurement of reference dynamic pressure in open-jet automotive wind tunnels [C]// Social Automotive Engineering. [S. l.]: SAE, 1992: 920344.
- [3] SAE Standards Committee. Open jet wind tunnel adjustments, aerodynamic testing of road vehicles in open jet wind tunnels: SAE SP-1465 [S]. [S. l.]: SAE, 1999.
- [4] SAE Standards Committee. Recommended best practice for climatic wind tunnel correlation: SAE J2777 [S]. [S. l.]: SAE, 2007.
- [5] ETON Y, W Peter, WATKINS S, *et al*. Wind-tunnel tests of vehicle cooling system performance at high blockage [C]// Social Automotive Engineering. [S. l.]: SAE, 2000: 2000-01-0351.
- [6] ETON Y. Vehicle engine cooling systems: assessment and improvement of wind-tunnel based evaluation methods [D]. Melbourne: Royal Melbourne Institute of Technology, 2002.
- [7] HUCHO, Aerodynamics of road vehicles [M]. Cambridge: Butterworth Press, 1987.
- [8] ROUT R. Unique correlation technique for real-world flow simulation in the wind tunnel [C]// Social Automotive Engineering. [S. l.]: SAE, 1998: 980033.
- [9] YEN J, MARTINADALE W, DUELL E, *et al*. Determining blockage corrections in climatic wind tunnels using CFD [C]// Social Automotive Engineering. [S. l.]: SAE, 2003: 2003-01-0936.
- [10] KHALED M, MANGI F, HAGE H. Fan air flow analysis and heat transfer enhancement of vehicle underhood cooling system towards a new control approach for fuel consumption reduction [J]. Applied Energy, 2012, 91(1): 439.