

文章编号:1671-1637(2015)05-0065-07

中重型卡车催化消声器流场特性

徐晓明,江浩斌,宫 燃

(江苏大学 汽车与交通工程学院,江苏 镇江 212013)

摘 要:运用 Fluent 软件计算了不同进气端结构和形状的中重型卡车催化消声器载体前端面进气均匀性和进出口总压差,分析了其流场特性。计算结果表明:催化消声器流场特性与发动机排气量有关,载体前端面进气均匀性和进出口总压差对于分析流场特性至关重要;添加挡板后载体前端面进气均匀性和进出口总压差均增大,添加竖挡板的流场特性最佳;进气管直径收缩 40 mm 和排气管直径扩张 40 mm 的流场特性较好;当发动机转速分别为 900 、 $1\,900\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时,催化消声器优化后载体前端面进气均匀性比优化前分别提高了 1.2% 、 1.6% ,进出口总压差比优化前分别降低了 57.5% 、 63.9% ,结构优化对降低进出口总压差效果明显;与桶型催化消声器相比,箱型催化消声器的载体前端面进气均匀性增加;选择催化消声器还应考虑空间布置与利用效率。

关键词:车辆工程;催化消声器;流场特性;进气均匀性;进出口总压差;进气端结构

中图分类号:U464.134

文献标志码:A

Flow field characteristics of catalytic muffler for medium-heavy duty truck

XU Xiao-ming, JIANG Hao-bin, GONG Ran

(School of Automotive and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, Jiangsu, China)

Abstract: Aiming at catalytic mufflers with different air inlet structures and shapes of medium-heavy duty truck, the air inlet uniformity of carrier front face and the total pressure difference between the inlet and outlet were calculated by Fluent software, and the flow field characteristics were analyzed. Calculation result indicates that the flow field characteristics of catalytic muffler are related to engine exhaust. The air inlet uniformity of carrier front face and the total pressure difference between the inlet and outlet are very important for analyzing the flow field characteristics. The air inlet uniformity and the total pressure difference increase after adding baffle, and the flow field characteristics are best after adding erect baffle. The flow field characteristics are good when inlet pipe diameter shrinks by 40 mm and outlet pipe diameter expands by 40 mm. After optimizing catalytic muffler, the air inlet uniformities of carrier front face respectively increase by 1.2% and 1.6% , and the total pressure differences between the inlet and outlet respectively decrease by 57.5% and 63.9% compared to the values before optimization when engine rotation speeds are $900\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ and $1\,900\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ respectively, which shows that structure optimization significantly decreases the total pressure difference. Compared to barrel shape catalytic muffler, the air inlet uniformity of carrier front face for box shape catalytic muffler increases. Spatial arrangement and utilization efficiency should be considered as well for

收稿日期:2015-05-16

基金项目:国家自然科学基金项目(51275211);中国博士后科学基金项目(2014M561582);江苏省自然科学基金项目(BK20140559)

作者简介:徐晓明(1982-),男,浙江杭州人,江苏大学副教授,工学博士,从事汽车空气动力学研究。

choosing catalytic muffler. 13 tabs, 16 figs, 20 refs.

Key words: vehicle engineering; catalytic muffler; flow field characteristics; air inlet uniformity; total pressure difference between inlet and outlet; air inlet structure

Author resume: XU Xiao-ming (1982-), male, associate professor, PhD, +86-511-88797620, xuxiaoming3777@163.com.

0 引 言

汽车排气系统作为关系尾气污染控制的重要装置,其设计需要满足低噪声、低振动、低排放、低成本的要求,传统的设计方法费时费力,也难以达到最优。借助数值模拟方法^[1-3],从理论的角度分析催化消声器流场特性,可以缩短开发周期,提高开发效率,降低试验费用。

催化消声器对于解决汽车尾气带来的污染和噪声问题十分重要^[4],可以运用数值模拟方法进行流场特性研究。国外对催化消声器的研究开始于20世纪70年代初,起初人们只研究催化消声器内气流分布不均匀的现象^[5-6],随着计算机和计算流体力学技术的发展,催化消声器流场特性的研究进入了更深的领域,研究人员利用流体分析软件研究了消声器内部流场的变化规律^[7-9]。Lee等研究了净化过滤体尺寸对消声器稳定性和再生特性等方面的影响^[10];Panigrahi等开展了穿孔管消声单元的静态压降研究^[11];Kojima等研究了消声器内部快速流动过程中气流流场的变化规律^[12]。

近年来,国内也逐渐开展了催化消声器流场特性的研究工作。帅石金等对车用催化转化器流场和温度场进行了数值模拟,并对催化转化器结构进行了优化^[13];刘军等对排气催化转化器气流分布进行了数值模拟和试验研究^[14];谷芳等采用台架试验与数值模拟相结合的方法对某款汽车排气系统进行结构优化以降低其排气背压^[15];裘著坤开展了针对玉柴YC6L-41型柴油机国四NO_x排放标准,以尿素为还原剂的选择性催化消声器的结构设计及研究工作^[16];白丹丹建立了可以计算选择性催化还原(Selective Catalytic Reduction, SCR)系统NO_x转化率的数值模型,并通过模拟得出了SCR催化器内部运动规律^[17];葛继伟等开展了不同进出口分布的消声器性能研究^[18];黎苏等通过研究指出前腔室主要作用是消除高速气流从排气管喷出后对消声器冲击所带来的影响^[19];伏军等对催化消声器试验数据的可靠性进行了研究^[20]。

本文应用Fluent软件对中重型卡车催化消声

器的进气端结构和形状进行仿真计算,得出载体前端面进气均匀性和进出口总压差,并进行比较分析,期望为中重型卡车催化消声器的选择提供一些参考。

1 模型与网格划分

1.1 催化消声器模型

图1为桶型催化消声器模型(模型1),进口面轴线与前端面轴线相距50 mm。

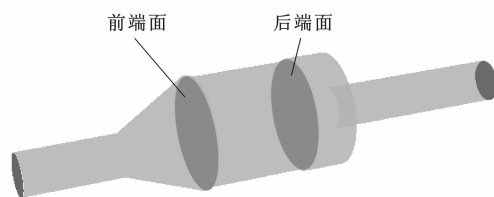


图1 模型1

Fig.1 Model 1

1.2 网格划分

图2为桶型催化消声器模型网格划分,总网格数为1 385 940个。

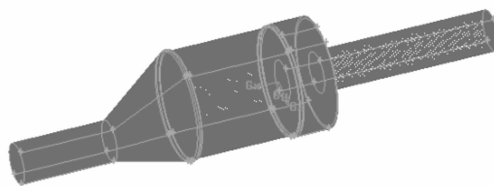


图2 模型网格划分

Fig.2 Mesh partition of model

2 桶型催化消声器流场特性

催化消声器流场特性主要包括:载体前端面进气均匀性和进出口总压差。载体前端面进气均匀性 γ 为

$$\gamma = 1 - \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \frac{|V_i - V| A_i}{VA}$$

式中: n 为前端面的网格数; V_i 、 A_i 分别为载体前端面第 i 个网格在前端面中心到后端面中心连线方向的速度与投影面积; V 、 A 分别为平均速度与总面积。

进口满足流量进口边界条件,出口满足压力出口边界条件,大小为标准大气压,环境温度为40℃,计

算域为整个催化消声器,壁面满足绝热边界条件,采用多孔介质模型进行计算。发动机排气参数见表 1。

表 1 发动机排气参数

Tab. 1 Parameters of engine exhaust

发动机转速/($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	排气量/($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	排气温度/ $^{\circ}\text{C}$
900	0.128 1	547.3
1 100	0.182 7	485.7
1 300	0.231 0	495.4
1 500	0.269 4	515.6
1 700	0.299 1	499.3
1 900	0.327 1	478.9

考虑稳态特性,图 3~5 分别为发动机转速为 $1\,900\text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 、排气量为 $0.327\,1\text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 时催化消声器迹线、纵切面速度矢量和载体前端面压力分布。催化消声器进气段跌槛处形成一个较为明显的涡流,导致载体前端面压力分布不均,降低了进气均匀性。尾气流经载体时速度较低,这是造成进出口总压差的主要原因。

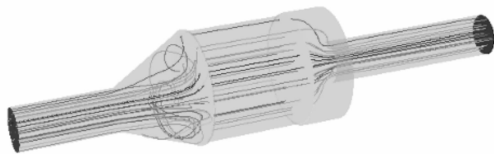


图 3 催化消声器迹线

Fig. 3 Path lines of catalytic muffler

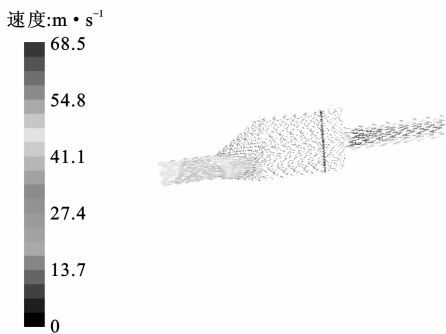


图 4 纵切面速度矢量

Fig. 4 Speed vectors of longitudinal section

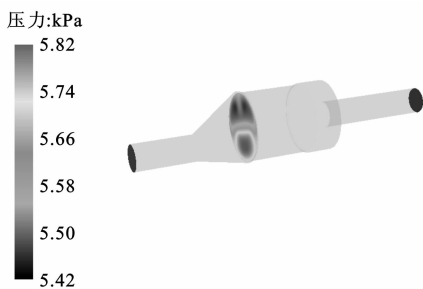


图 5 载体前端面压力

Fig. 5 Pressure of carrier front face

催化消声器流场特性见表 2。可知,随着发动机排气量增大,载体前端面进气均匀性不断降低,进出口总压差不断升高,发动机排气量为 $0.327\,1\text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,载体前端面进气均匀性最小,为 0.937,进出口总压差最大,为 5.40 kPa。催化消声器流场特性由发动机排气量下最小的载体前端面进气均匀性和最大的进出口总压差决定,故催化消声器载体前端面进气均匀性为 0.937,进出口总压差为 5.40 kPa。

表 2 桶形催化消声器流场特性

Tab. 2 Flow field characteristics of barrel shape catalytic muffler

排气量/($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	载体前端面进气均匀性	进出口总压差/kPa
0.128 1	0.948	1.96
0.182 7	0.944	2.86
0.231 0	0.942	3.69
0.269 4	0.940	4.36
0.299 1	0.938	4.89
0.327 1	0.937	5.40

3 桶型催化消声器结构优化

3.1 不同轴线间距的流场特性比较

图 6 为进口面轴线与前端面轴线重合的模型(模型 2),图 7 为进口面轴线与前端面轴线相距 100 mm 的模型(模型 3)。

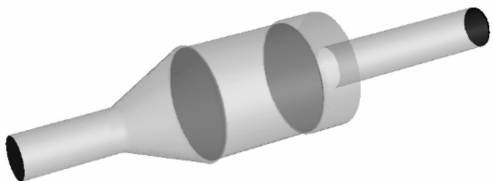


图 6 模型 2

Fig. 6 Model 2

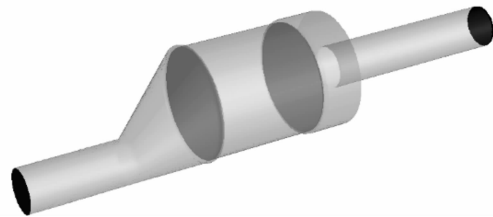


图 7 模型 3

Fig. 7 Model 3

模型 1~3 的载体前端面进气均匀性、进出口总压差结果分别见表 3、4。可知,轴线相距 100 mm 的催化消声器载体前端面进气均匀性最大,轴线重合的最小;轴线相距 50 mm 的催化消声器进出口总压差小于轴线相距 100 mm 和轴线重合的催化消声器。评估催化消声器的流场特性时,应当综合考虑

载体前端面进气均匀性和进出口总压差。

表 3 模型 1~3 的前端面进气均匀性

Tab. 3 Air inlet uniformities of front faces for models 1-3

排气量/($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	模型 1	模型 2	模型 3
0.128 1	0.948	0.938	0.949
0.182 7	0.944	0.934	0.946
0.231 0	0.942	0.931	0.945
0.269 4	0.940	0.929	0.944
0.299 1	0.938	0.928	0.943
0.327 1	0.937	0.927	0.942

表 4 模型 1~3 的进出口总压差

Tab. 4 Total pressure differences between inlets and

outlets for models 1-3

kPa

排气量/($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	模型 1	模型 2	模型 3
0.128 1	1.96	1.97	1.97
0.182 7	2.86	2.87	2.87
0.231 0	3.69	3.70	3.70
0.269 4	4.36	4.39	4.38
0.299 1	4.89	4.92	4.91
0.327 1	5.40	5.44	5.43

3.2 添加挡板后的流场特性比较

由于催化消声器进气段跌槛处有一个较为明显的涡流,故改进此处的流场将提高载体前端面进气均匀性。在原催化消声器上添加竖挡板和横孔板,比较 3 种进气端结构的催化消声器流场特性。图 8 为添加竖挡板后的催化消声器模型(模型 4),图 9 为添加横孔板后的催化消声器模型(模型 5)。

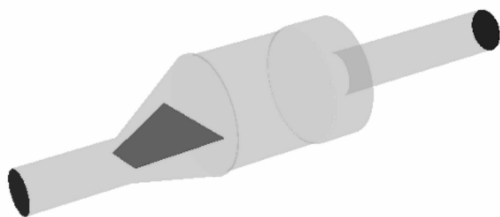


图 8 模型 4

Fig. 8 Model 4

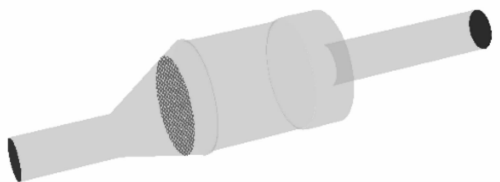


图 9 模型 5

Fig. 9 Model 5

发动机转速为 $1\,900\text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 、排气量为 $0.327\,1\text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,模型 4、5 的迹线分别见图 10、11。可知,催化消声器的涡流在添加挡板后减小,流

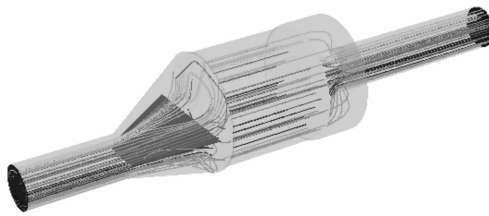


图 10 模型 4 的迹线

Fig. 10 Path lines of model 4

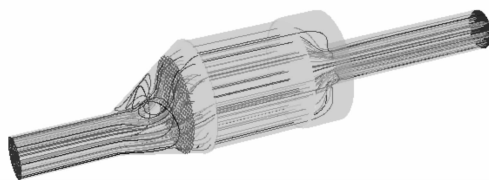


图 11 模型 5 的迹线

Fig. 11 Path lines of model 5

场得到改善。

模型 1、4、5 的载体前端面进气均匀性、进出口总压差结果分别见表 5、6。添加竖挡板的催化消声器载体前端面进气均匀性最大,添加横孔板的最小;添加横孔板的催化消声器进出口总压差最大,原催化消声器最小。添加挡板后,对气流起到了一个阻碍作用,故进出口总压差增大。综合考虑催化消声器的流场特性,添加竖挡板的消声器流场特性最佳。

表 5 模型 1、4、5 的前端面进气均匀性

Tab. 5 Air inlet uniformities of front faces for models 1,4,5

排气量/($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	模型 1	模型 4	模型 5
0.128 1	0.948	0.957	0.885
0.182 7	0.944	0.955	0.912
0.231 0	0.942	0.954	0.926
0.269 4	0.940	0.952	0.927
0.299 1	0.938	0.951	0.938
0.327 1	0.937	0.948	0.941

表 6 模型 1、4、5 的进出口总压差

Tab. 6 Total pressure differences between inlets and

outlets for models 1,4,5

kPa

排气量/($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	模型 1	模型 4	模型 5
0.128 1	1.96	1.98	1.99
0.182 7	2.86	2.90	2.92
0.231 0	3.69	3.75	3.78
0.269 4	4.36	4.45	4.49
0.299 1	4.89	5.01	5.07
0.327 1	5.40	5.53	5.62

3.3 不同进气管直径的流场特性比较

图 12 为不同进气管直径模型:1 为进气管直径收缩 40 mm;2 为进气管直径收缩 20 mm;3 为进气

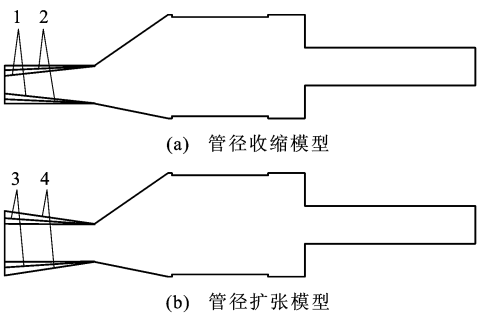


图 12 不同进气管直径模型

Fig. 12 Models with different inlet pipe diameters

管直径扩张 20 mm;4 为进气管直径扩张 40 mm。

不同进气管直径的载体前端面进气均匀性、进出口总压差结果分别见表 7、8。2 种发动机转速下进气管直径收缩 40 mm 的载体前端面进气均匀性均最大,进出口总压差均最小;进气管直径扩张 40 mm 的载体前端面进气均匀性均最小,进出口总压差均最大,因此,进气管直径收缩 40 mm 的催化消声器流场特性最佳。

表 7 不同进气管直径的载体前端面进气均匀性

Tab. 7 Air inlet uniformities of carrier front faces for different inlet pipe diameters

类型	发动机转速/(r·min ⁻¹)	
	900	1 900
直径收缩 40 mm	0.952	0.947
直径收缩 20 mm	0.949	0.942
原始直径	0.948	0.937
直径扩张 20 mm	0.945	0.936
直径扩张 40 mm	0.943	0.934

表 8 不同进气管直径的进出口总压差

Tab. 8 Total pressure differences between inlets and outlets for different inlet pipe diameters kPa

类型	发动机转速/(r·min ⁻¹)	
	900	1 900
直径收缩 40 mm	0.84	2.01
直径收缩 20 mm	1.34	3.47
原始直径	1.96	5.40
直径扩张 20 mm	2.73	7.91
直径扩张 40 mm	3.66	11.04

3.4 不同排气管直径的流场特性比较

图 13 为不同排气管直径模型:1 为排气管直径收缩 40 mm;2 为排气管直径收缩 20 mm;3 为排气管直径扩张 20 mm;4 为排气管直径扩张 40 mm。不同排气管直径的载体前端面进气均匀性、进出口总压差结果分别见表 9、10。2 种发动机转速下不同

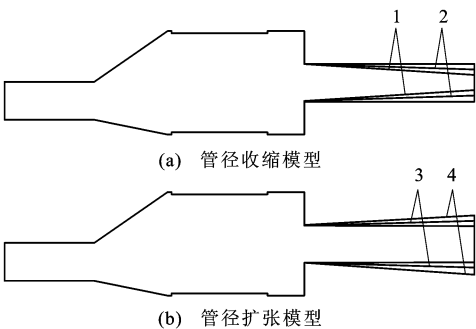


图 13 不同排气管直径模型

Fig. 13 Models with different outlet pipe diameters

排气管直径的载体前端面进气均匀性均相同;排气管直径收缩 40 mm 的进出口总压差均最大,排气管直径扩张 40 mm 的进出口总压差均最小,因此,排气管直径扩张 40 mm 的催化消声器流场特性最佳。

表 9 不同排气管直径的载体前端面进气均匀性

Tab. 9 Air inlet uniformities of carrier front faces for different outlet pipe diameters

类型	发动机转速/(r·min ⁻¹)	
	900	1 900
直径收缩 40 mm	0.948	0.937
直径收缩 20 mm		
原始直径		
直径扩张 20 mm		
直径扩张 40 mm		

表 10 不同排气管直径的进出口总压差

Tab. 10 Total pressure differences between inlets and outlets for different outlet pipe diameters kPa

类型	发动机转速/(r·min ⁻¹)	
	900	1 900
直径收缩 40 mm	2.24	7.20
直径收缩 20 mm	2.03	5.89
原始直径	1.96	5.40
直径扩张 20 mm	1.92	5.17
直径扩张 40 mm	1.91	5.09

3.5 桶型催化消声器结构优化

结合上述分析,结构优化后桶型催化消声器具备的特征为添加竖挡板、进气管直径收缩和排气管直径扩张(图 14)。发动机转速分别为 900、1900 r·min⁻¹时催化消声器结构优化前后流场特性比较分别见表 11、12。发动机转速为 900 r·min⁻¹时,优化后载体前端面进气均匀性比优化前提高 1.2%,进出口总压差比优化前降低 57.5%;发动机转速为 1 900 r·min⁻¹时,优化后载体前端面进气均匀性比优化前提高 1.6%,进出口总压差比优化前降低

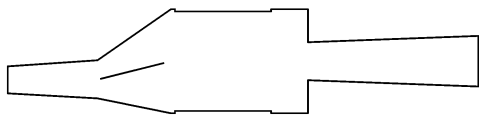


图 14 优化后的桶型催化消声器模型

Fig. 14 Barrel shape catalytic muffler model after optimization

63.9%。可见结构优化后桶型催化消声器进出口总压差降低较为明显。

表 11 转速为 $900 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时的流场特性比较Tab. 11 Comparison of flow field characteristics with rotation speed of $900 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$

类型	载体前端面进气均匀性	进出口总压差/kPa
优化前	0.948	1.96
优化后	0.959	0.83

表 12 转速为 $1\,900 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时的流场特性比较Tab. 12 Comparison of flow field characteristics with rotation speed of $1\,900 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$

类型	载体前端面进气均匀性	进出口总压差/kPa
优化前	0.937	5.40
优化后	0.952	1.95

4 箱型催化消声器流场特性

催化消声器的外形也会影响其流场特性,与桶型催化消声器相比,箱型催化消声器由于更能提高空间利用效率而受到关注,箱型催化消声器模型见图 15。发动机转速为 $1\,900 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 、排气量为 $0.327\,1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,箱型催化消声器迹线见图 16。

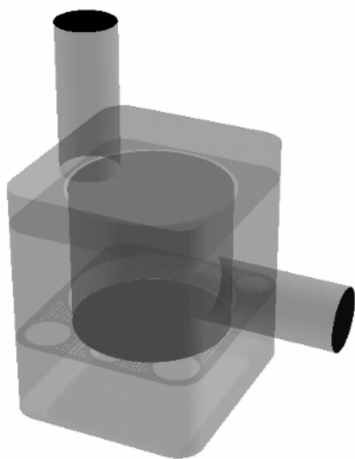


图 15 箱型催化消声器模型

Fig. 15 Box shape catalytic muffler model

桶型与箱型 2 种形状的催化消声器流场特性比较见表 13。可知,箱型催化消声器的载体前端面进气均匀性均大于桶型催化消声器,且差距随着发动机排气量增加而变大;排气量小于等于 $0.299\,1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,桶型催化消声器的进出口总压差均大于箱型催

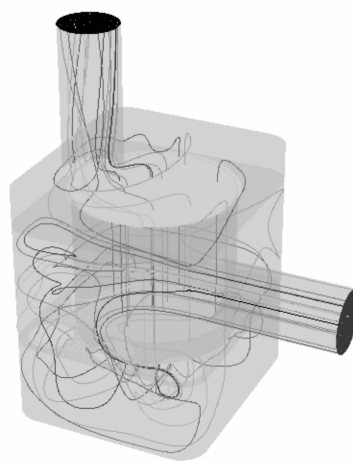


图 16 箱型催化消声器迹线

Fig. 16 Path lines of box shape catalytic muffler

化消声器,排气量为 $0.327\,1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,桶型催化消声器的进出口总压差小于箱型催化消声器。除了流场特性外,空间布置与利用效率也是选择催化消声器的重要因素。

表 13 两种催化消声器流场特性比较

Tab. 13 Comparison of flow field characteristics for two types of catalytic mufflers

排气量/ ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	载体前端面进气均匀性		进出口总压差/kPa	
	桶型	箱型	桶型	箱型
0.128 1	0.948	0.955	1.96	1.76
0.182 7	0.944	0.959	2.86	2.62
0.231 0	0.942	0.961	3.69	3.45
0.269 4	0.940	0.961	4.36	4.12
0.299 1	0.938	0.961	4.89	4.68
0.327 1	0.937	0.961	5.40	6.41

5 结 语

(1)催化消声器流场特性与发动机排气量有关,载体前端面进气均匀性和进出口总压差对于分析催化消声器流场特性至关重要。

(2)结构优化后桶型催化消声器具备的特征为添加竖挡板、进气管直径收缩和排气管直径扩张,结构优化后桶型催化消声器进出口总压差降低较为明显。

(3)与桶型催化消声器相比,箱型催化消声器的载体前端面进气均匀性增加,选择催化消声器还应考虑空间布置及利用效率。

参考文献:

References:

[1] SABBAAH R, KIZILEL R, SELMAN J R, et al. Active

- (air-cooled) vs. passive (phase change material) thermal management of high power lithium-ion packs: limitation of temperature rise and uniformity of temperature distribution[J]. *Journal of Power Sources*, 2008, 182(2): 630-638.
- [2] XU Xiao-ming, HE Ren. Review on the heat dissipation performance of battery pack with different structures and operation conditions[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2014, 29: 301-315.
- [3] 杨帆,胡阳洋,王建华. 重型卡车风阻优化[J]. *交通运输工程学报*, 2013, 13(6): 54-60.
YANG Fan, HU Yang-yang, WANG Jian-hua. Optimization of wind resistance for heavy truck[J]. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, 2013, 13(6): 54-60. (in Chinese)
- [4] 尹和俭. 紧凑式 SCR 净化消声装置设计与仿真研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2010.
YIN He-jian. Study on design and simulation of compact SCR purified noise reduction devices[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2010. (in Chinese)
- [5] HOWITT J S, SEKELLA T C. Flow effects in monolithic honeycomb automotive catalytic converters[J]. *SAE Technical Papers*, 1974, 83: 1067-1075.
- [6] JEONG S J, KIM W S, KIM T. An application of CFD to improve warm-up performance of the 3-way auto-catalyst by high surface area and low thermal mass[J]. *International Journal of Vehicle Design*, 2002, 29(3): 243-268.
- [7] CHEN Ping-en, WANG Jun-min. Air-fraction modeling for simultaneous diesel engine NO_x and PM emissions control during active DPF regenerations[J]. *Applied Energy*, 2014, 122: 310-320.
- [8] HU Y, GALLAND M A, CHEN K. Acoustic transmission performance of double-wall active sound packages in a tube: numerical/experimental validations[J]. *Applied Acoustics*, 2012, 73(4): 323-337.
- [9] LIU Lian-yun, HAO Zhi-yong, LIU Chi. CFD analysis of a transfer matrix of exhaust muffler with mean flow and prediction of exhaust noise[J]. *Journal of Zhejiang University Science A: Applied Physics and Engineering*, 2012, 13(9): 709-716.
- [10] LEE S J, JEONG S J, KIM W S. Numerical design of the diesel particulate filter for optimum thermal performances during regeneration[J]. *Applied Energy*, 2009, 86(7/8): 1124-1135.
- [11] PANIGRAHI S N, MUNJAL M L. Back pressure considerations in designing of cross flow perforated-element reactive silencers[J]. *Noise Control Engineering Journal*, 2007, 55(6): 504-515.
- [12] KOJIMA N, NAKAMURA Y, FUKUDA M. A study on the correlation between fluctuating velocity in a muffler and air flow noise[J]. *JSME International Journal*, 1987, 30(265): 1113-1120.
- [13] 帅石金,王建昕,庄人隽,等. 车用催化器流场数值模拟及其在结构优化设计中的应用[J]. *内燃机学报*, 2002, 20(2): 211-216.
SHUAI Shi-jin, WANG Jian-xin, ZHUANG Ren-jun, et al. Numerical simulation of flows in automotive catalytic converters and its application on optimum structure design[J]. *Transactions of CSICE*, 2002, 20(2): 211-216. (in Chinese)
- [14] 刘军,苏清祖. 排气催化转化器气流分布的数值模拟和试验[J]. *农业工程学报*, 2003, 19(1): 95-98.
LIU Jun, SU Qing-zu. Numerical simulation and testing research on flow distribution in catalytic converter[J]. *Transactions of the CSAE*, 2003, 19(1): 95-98. (in Chinese)
- [15] 谷芳,刘伯潭,李洪亮,等. 基于 CFD 数值模拟的汽车排气系统结构分析[J]. *内燃机学报*, 2007, 25(4): 358-363.
GU Fang, LIU Bo-tan, LI Hong-liang, et al. Structural analyses for the vehicle exhausts system based on CFD simulation[J]. *Transactions of CSICE*, 2007, 25(4): 358-363. (in Chinese)
- [16] 裴著坤. 重载柴油机选择性催化消声器的设计研究[D]. 太原: 太原理工大学, 2009.
XI Zhu-kun. Research and designing of selective reduction catalyst converter combined with silencer for heavy duty diesel engine[D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2009. (in Chinese)
- [17] 白丹丹. Urea-SCR 催化器系统的仿真与研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2012.
BAI Dan-dan. Modeling and research of Urea-SCR exhaust system[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2012. (in Chinese)
- [18] 葛继伟,王志. 不同进/出口分布的消声器性能研究[J]. *机械制造与自动化*, 2015, 44(2): 7-10.
GE Ji-wei, WANG Zhi. Analysis of expansion muffler performance with different inlet/outlet distribution[J]. *Machine Building and Automation*, 2015, 44(2): 7-10. (in Chinese)
- [19] 黎苏,葛蕴珊,黎志勤,等. 抗性消声器的三维声学边界元模型及其应用[J]. *内燃机学报*, 1992, 10(2): 147-154.
LI Su, GE Yun-shan, LI Zhi-qin, et al. A three-dimensional acoustic boundary element model of the reactive mufflers and its application[J]. *Transactions of CSICE*, 1992, 10(2): 147-154. (in Chinese)
- [20] 伏军,龚金科,袁文华,等. 微粒捕集器再生背压阈值 MAP 图建立及其应用[J]. *农业工程学报*, 2013, 29(12): 47-56.
FU Jun, GONG Jin-ke, YUAN Wen-hua, et al. Establishment and application of MAP for regeneration back-pressure threshold value of diesel particulate filter[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2013, 29(12): 47-56. (in Chinese)