

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2019.08.003

两腔型双模式车用消声器流场及声学特性分析

康倬华, 贺岩松, 徐中明, 张志飞

(重庆大学 汽车工程学院, 重庆 400044)

摘要: 双模式车用消声器可以有效降低压力损失, 同时降低再生噪声, 是一种半主动噪声控制设备。目前对双模式消声器的研究较少, 需要进一步了解双模式消声器的内部气体流动情况和低频声学特性。通过流场仿真分析得出了高气体流速下双模式消声器有效降低压力损失的原因, 并对结构进行改进, 使湍流能量损失降低, 减少了压力损失。通过声学仿真得到阀门关闭时共振腔的共振频率, 符合亥姆霍兹公式计算结果, 证明低频消声效果来自亥姆霍兹共振腔。同时分析了阀门打开时消声器低频消声原理, 得出阀门打开后共振频率向右偏移, 能够追踪不同转速下的排气噪声。

关键词: 消声器; 压力损失; 共振频率; 传递损失

中图分类号: TB535.2

文献标志码: A

文章编号: 1000-582X(2019)08-022-08

Flow and acoustic characteristics analysis of two-chamber type dual-mode mufflers

KANG Zhuohua, HE Yansong, XU Zhongming, ZHANG Zhifei

(School of Automotive Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China)

Abstract: Dual-mode muffler is a semi-active noise control device which can effectively reduce pressure drop and regenerative noise. Internal flow and noise attenuation principle of dual-mode muffler require in-depth analysis. Through flow field simulation, the reason why that dual-mode muffler can effectively reduce pressure drop is found and the structure is improved accordingly, reducing turbulent energy and pressure drop further. Resonance frequency is obtained by acoustic simulation when the valve is closed, which coincides with the calculation result of Helmholtz formula, proving that the effect of low frequency muffling comes from Helmholtz resonator. The principle of noise attenuation at low frequency is analyzed when the valve is open and it is concluded that the resonance frequency of the muffler shifts to the right after the valve is opened, by which the exhaust noise at different rotating speeds can be tracked.

Keywords: muffler; pressure drop; resonance frequency; transmission loss

排气噪声是汽车发动机最主要的噪声之一, 对汽车乘坐舒适性造成的不良影响较为突出, 而消声器是有效控制排气噪声的手段。随着相关法规日益严格, 对消声器的要求也越来越高。双模式消声器相比于普通

收稿日期: 2019-03-15

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51275540)。

Supported by National Natural Science Foundation of China(51275540).

作者简介: 康倬华(1994—), 男, 重庆大学硕士研究生, 研究方向为车辆振动噪声控制, (E-mail)kzh2016@cqu.edu.cn。

通讯作者: 贺岩松, 男, 重庆大学教授, 博士生导师, (E-mail)hys68@cqu.edu.cn。

消声器能够提高声学性能并降低压力损失,国内外学者和厂商越来越重视双模式消声器的研究。Liu 等^[1]首先提出了双模式消声器并通过实验手段分析认为双模式消声器在发动机低转速下可以获得更好的消声效果,在高转速下降低排气背压;Pang 等^[2]提出较大的流通面积能使气体流速降低,有助于降低气流摩擦噪声;Fernando 等^[3]分析了双模式消声器对声品质的影响。以上研究表明双模式消声器较普通消声器具有更优的声学 and 流场特性。苏胜利^[4]、邓兆祥等^[5]仿真分析了双模式消声器的低频共振频率,得出在低转速下双模式消声器内的共振腔能够有效消声,但未对高转速下阀门打开后声学特性进行深入分析。刘海涛等^[6-7]建立了双模式消声器声学阻抗模型,分析认为阀体开度变化改变了共振器总声质量,使得共振频率发生了变化。Langfeldt 等^[8]分析了带有泄露的亥姆霍兹共振腔共振频率的变化,但以上研究未揭示低频共振频率变化的实际原因。同时有学者对流场特性进行了实验研究,田思波^[9]、张琦等^[10]利用冷流试验台对双模式消声器流场特性进行了研究,得到了阀门开启角度随气体流速的变化关系,压力损失较普通消声器降低的幅度随气流流速的增大而增大的结论。以上研究存在实验条件不满足实际情况的问题,缺少对高气流速度下双模式消声器减小压力损失的原因的深入分析。近年来相关学者也进行了主动控制、H-Q 管、多级共振腔结构等相关研究^[11-15],但仅是理论分析,并未设计消声器,较为复杂的控制结构会导致消声器成本上升,多级共振腔结构也不满足狭小的汽车底盘空间要求。

笔者在以上研究的基础上,对结构较简单的双模式消声器进行声学 and 流场分析。通过流场仿真,分析了双模式消声器内部气体流动情况,阐明了双模式消声器具有较优的动力特性,并且得出了高转速下双模式消声器能够降低压力损失的原因。并以此为基础对结构进行改进,降低了湍流动能损失,使压力损失进一步减小。通过声学仿真分析,得出两腔型双模式消声器在阀门关闭时的共振频率,符合亥姆霍兹公式计算结果。在阀门打开时,通过改变消声器内部结构,分析了阀门开时消声器低频消声原理,证明双模式消声器能够根据发动机转速变化起到追踪排气噪声的作用。

1 双模式消声器模型介绍

双模式消声器有各种形式,以往研究较多的是三腔式模型。这里则以两腔型双模式消声器为研究对象,具体尺寸如图 1(a)。两腔型双模式消声器纵向尺寸小、结构简单、便于加工,具有一定优势。

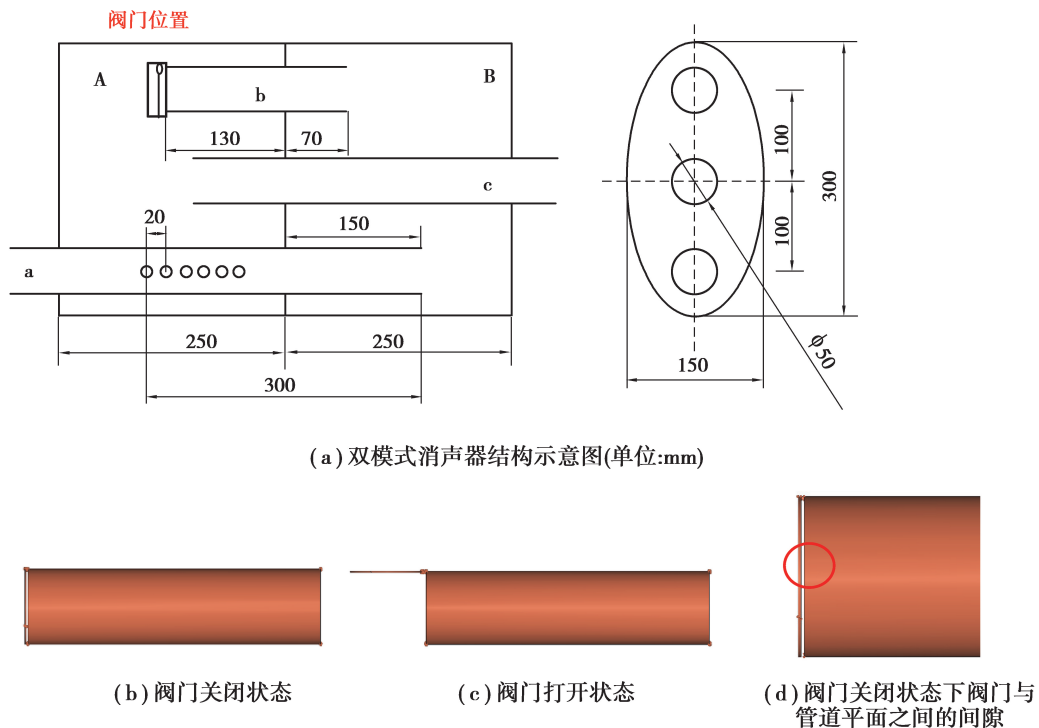


图 1 两腔型双模式消声器结构和阀门结构示意图

Fig. 1 Schematic drawing of structures of two chamber type dual-mode muffler and valve

第 1 腔 A 和第 2 腔 B 的长度均为 250 mm, 腔的横截面为椭圆形, 椭圆的长轴直径为 300 mm, 短轴直径为 150 mm。入口管 a、内插管 b 和出口管 c 的横截面均为圆形, 内径为 50 mm, 壁厚为 1 mm。入口管上布置 6 行小孔, 周向每 90° 布置一个小孔, 孔径为 5 mm, 孔的总数为 24 个。阀门位于内插管 b 在 A 腔内的末端, 阀门关闭状态下结构如图 1(b), 阀门打开状态下结构如图 1(c), 阀门在关闭时与内插管平面之间是有间隙的, 细节如图 1(d), 间隙为 1 mm。这里为了简化仿真条件, 减少计算量, 忽略间隙的影响。

2 流场仿真分析与结构改进

2.1 流场仿真及分析

对三维模型进行网格划分, 网格尺寸设置为 5 mm, 以四面体网格单元为主, 在小孔附近区域进行加密。在 Fluent 中选择基于压力隐式的 SIMPLE 算法, 湍流模型为标准 $k-\epsilon$ 模型。双模式消声器内部流场以管道和腔体为主, 标准 $k-\epsilon$ 湍流模型适用于管道和腔体内充分发展的湍流流动, 在计算成本不大的情况下有较好的精度。边界条件设置: 入口速度为 30 m/s; 出口为自由流出; 所有壁面均为绝热无滑移壁面。图 2(a)2(b) 分别为阀门打开和关闭时消声器内的速度分布云图, 可得到消声器内部气体流动情况。

1) 当阀门关闭时。气流全部经过入口管上的小孔流入第 1 腔, 在小孔附近速度剧烈变化, 由 30 m/s 迅速上升到最高 170 m/s。在第 1 腔内形成明显的喷注, 在第 1 腔内空气的摩擦作用下速度降低, 最终气流通过出口管流出。

2) 当阀门打开时。部分气流经过入口管上的小孔直接流入第 1 腔, 大部分气流流入了第 2 腔, 再通过内插管流回第 1 腔。计算得到的通过内插管流回第 1 腔的质量流量为 0.062 kg/s, 占消声器内总的质量流量 0.072 kg/s 的 86.7%。消声器内流动速度最高不超过 50 m/s, 最终气流通过出口管流出。

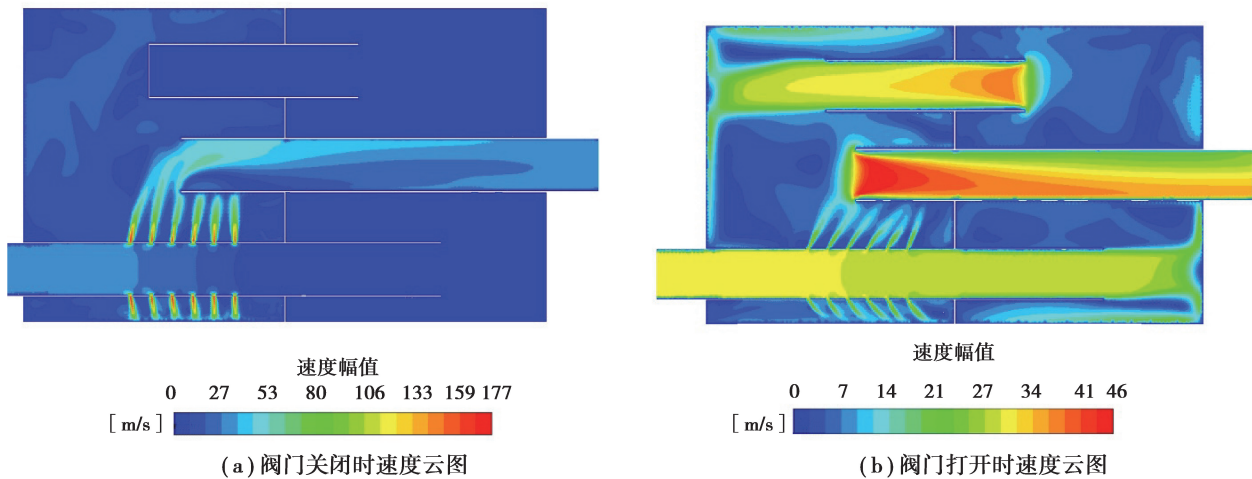


图 2 阀门打开、关闭时流场速度云图(入口速度为 30 m/s)

Fig. 2 Velocity cloudmap of flow field when valve is open and closed

在相同速度入口条件下分别计算阀门打开和关闭时的压力损失, 如表 1 所示。

表 1 阀门打开与关闭压力损失对比

Table 1 Comparison of pressure drop when valve is open and closed

阀门开闭	进口处压力/Pa	出口处压力/Pa	压力损失/Pa
打开	731	-1 198	1 929
关闭	23 420	-1 230	24 650

阀门开时压力损失为 1 929 Pa, 阀门关时压力损失为 24 650 Pa。阀门打开时压力损失明显减小, 说明双

模式消声器在高气流速度下打开阀门,能够大大降低压力损失。原因分析如下。

1) 阀门关闭时气流全部流经小孔,在腔体内取横截面,横截面位置如图 3(a),在该横截面上小孔附近速度迹线图如图 3(b)。观察到气流从进入小孔前和喷出后在收缩和扩张处没有贴附于壁面,而是形成了旋涡分离区。旋涡分离区内有很多流体微团,这些微团不断地被补充和带走,微团之间的相互摩擦使机械能转化为热能;进入第 1 腔后流速重新分配,喷注两侧的腔内空气与喷注剧烈的摩擦作用使喷注速度降低,造成较大的摩擦能量损耗。

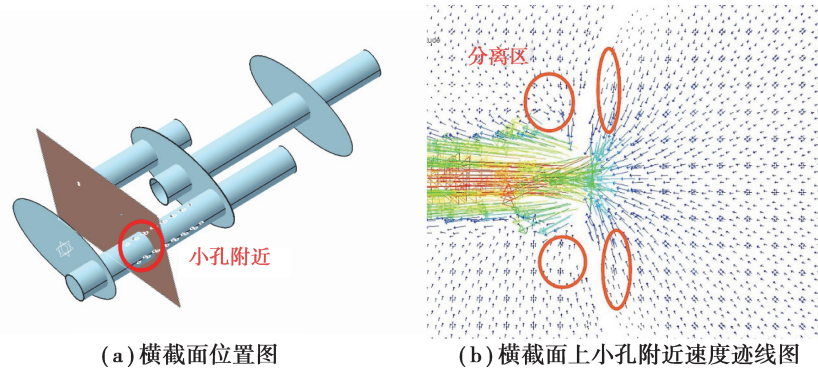


图 3 阀门关闭时横截面上小孔附近速度迹线图

Fig. 3 Velocity trace diagram near holes in transverse section when valve is closed

2) 阀门打开后,由于气流不大量流经小孔,小孔附近的能量损失会明显降低。此时气流冲击腔体前后壁面,气流在各处的横截面收缩会造成一定能量损失,但横截面收缩造成的能量损失相比于阀门关时小孔附近分离区所产生的能量损失更小。同时气流流通截面在 24 个小孔上增加了较粗的内插管,在相同流量下流通面积较大,能够降低管道和腔内的气体流速,使得在考虑消声器内壁面粗糙度后沿程损失更低。

2.2 结构改进及分析

由图 2 速度云图可以看出,在阀门打开时内插管和出口管的入口处气流的横截面都发生了收缩,气流速度发生了变化。为了降低速度变化造成的能量损失,对原有结构进行改进:1) 对内插管和出口管的入口处做扩口处理,让截面突然收缩改为逐渐收缩;2) 将出口管插入第 1 腔的长度减小 60 mm,使小孔处流出的气流能直接进入出口管。改进后的结构如图 4 所示。

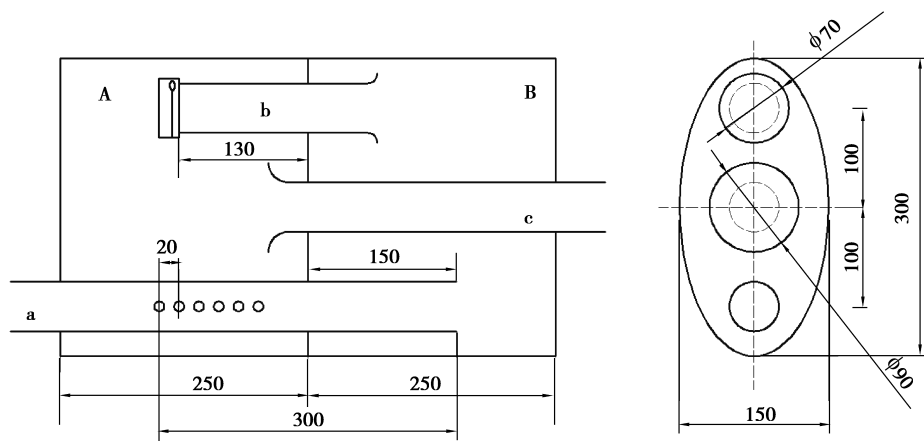


图 4 改进后双模式消声器结构示意图(单位:mm)

Fig. 4 Schematic drawing after structure improvement

在阀门打开、进口速度均为 30 m/s 的条件下,比较改进前后的湍动能云图,如图 5 所示。由于改进后两处截面的逐渐收缩,相比于改进前湍流动能明显减小。计算得到改进前后消声器压力损失,如表 2 所示。对比可知,经过扩口和出口管插入第 1 腔长度调整,压力损失由 1 929 Pa 降到 1 301 Pa,改进是有效的。也

明扩口结构能够降低压力损失,提升消声器动力学特性。

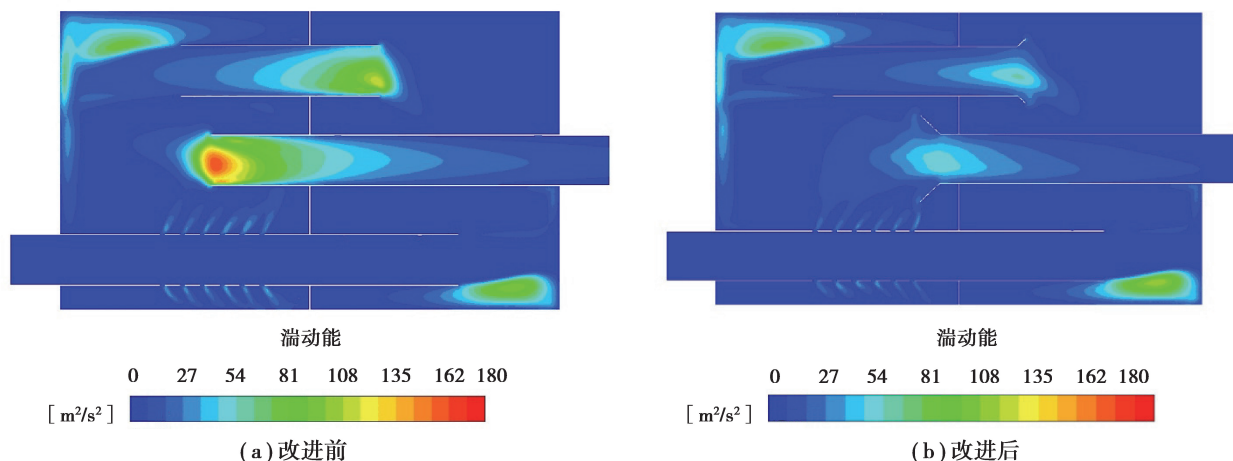


图 5 改进前后的湍动能云图比较

Fig. 5 Comparison of turbulent kinetic energy cloudmap before and after structure improvement

表 2 改进前后双模式消声器压力损失对比

Table 2 Comparison of pressure drop before and after structure improvement

消声器结构	进口管压力/Pa	出口管压力/Pa	压力损失/Pa
原结构	731	-1 198	1 929
改进后	555	-746	1 301

3 声学特性计算及分析

3.1 GT-Power 与 Virtual-Lab 计算结果比较

以往研究中计算传递损失,使用较多软件有 GT-Power 和 Virtual-Lab,然而缺少两者计算结果的对比。笔者用两种软件进行仿真计算并比较结果,GT-Power 利用四传声器法计算传递损失,Virtual-Lab 利用声学有限元法计算声学响应。两种方法均设置最大频率为 2 000 Hz,步长为 10 Hz 计算传递损失。

图 6 是阀门关时 Gt-Power 与 Virtual-Lab 计算结果的比较。可以看出,在 1 000 Hz 以下除了 Virtual-Lab 共振峰值较高,共振频率、曲线走向吻合。说明声学仿真结果是正确的。在 1 000 Hz 以上,两种计算模型均存在一定误差。

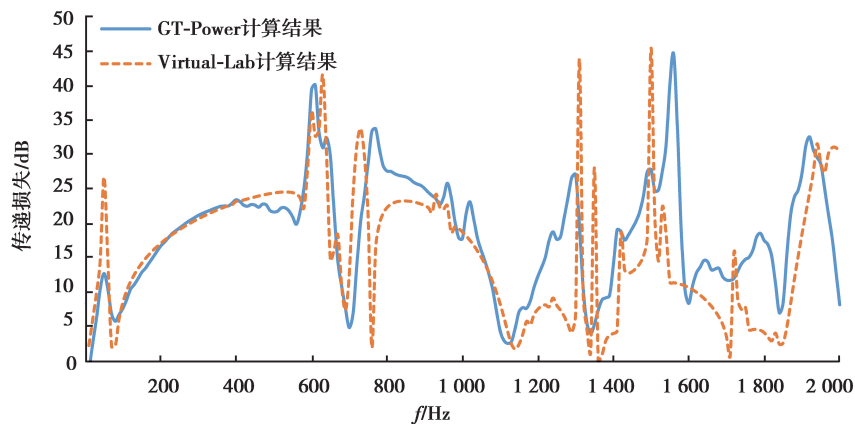


图 6 Gt-Power/Virtual-Lab 计算得到阀门关时传递损失曲线图

Fig. 6 Comparison of transmission loss curves by Gt-Power and Virtual-Lab when valve is closed

3.2 声学特性分析

3.2.1 共振消声的机理

在以上两种仿真计算方法中选择 Virtual-Lab 的计算结果进行分析。图 7 为阀门打开和关闭时传递损失对比图,可见阀门打开与关闭时低频段均存在一个消声峰值,阀门打开后峰值消声频率向后偏移,同时传递损失的幅值增大。在高频段,阀门打开与关闭时传递损失差别不大,但是由于阀门打开后气体流速降低,可以推断出高频摩擦噪声会相应减小,这里对高频段不再进行深入分析。

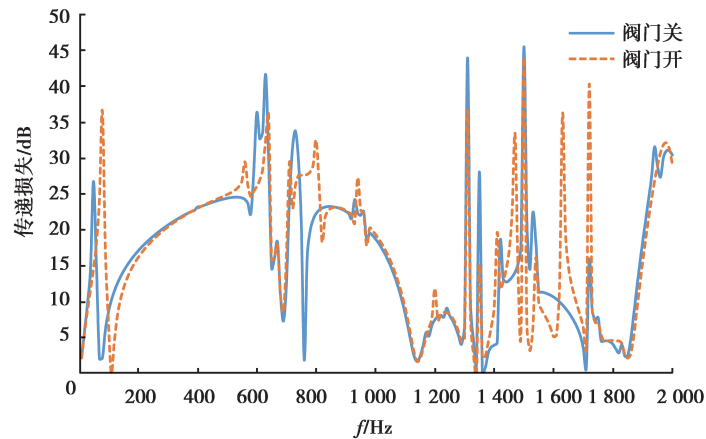


图 7 阀门打开和关闭时的传递损失曲线图

Fig. 7 Comparison of transmission loss results when valve is open and closed

对阀门关闭下 30~70 Hz 的频率区间内,选择步长为 1 Hz 重新计算传递损失,得到峰值频率为 53 Hz。同时用亥姆霍兹公式计算共振频率, f_0 的计算公式为

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{(L + 0.8d)V}}, \quad (1)$$

式中: S 为孔颈的横截面积; c 为声速; V 为共振腔体积; d 为开口直径; L 为孔的厚度。第 2 腔和入口管组成共振腔,开口的孔径相当于入口管的直径,开孔截面到入口管末端面的距离相当于开口长度,因此开口长度在 200~300 mm 之间变化。具体参数如表 3 所示。

表 3 阀门关闭时亥姆霍兹共振腔具体参数

Table 3 Specific parameters of Helmholtz resonator when valve is closed

开口直径 d/m	开口长度 L_1/m	开口长度 L_2/m	开口横截面积 S/m^2	第 2 腔体积 V_1/m^3	内插管体积 V_2/m^3	共振腔体积 $V = (V_1 + V_2)/m^3$
0.05	0.20	0.30	0.001 963	0.008 836	0.000 255	0.009 091

共振频率处在以 L_1 和 L_2 两种长度下计算得到的频率之间,如式(2)。

$$\frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{(L_1 + 0.8d)V}} < f_0 < \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{(L_2 + 0.8d)V}}, \quad (2)$$

将参数代入式(2)中,得 $f_0 = 45 \sim 55$ Hz,与仿真计算的结果 53 Hz 吻合,说明阀门关闭时低频消声峰值是第 2 腔作为共振腔形成的,仿真结果符合亥姆霍兹公式的计算结果。

3.2.2 阀门打开时低频消声原理分析

图 7 中阀门打开时低频也存在一个消声峰值,相比于阀门关闭时频率向后偏移,峰值也更高。为了分析阀门打开时低频消声原理,改变消声器内部结构,笔者比较了不同内部结构下的传递损失,分析了阀门打开时低频消声原理。

1) 堵住入口管在第 2 腔内的末端,得到阀门打开和关闭时的传递损失曲线如图 8(a)。可以看出,堵住入

口管在第 2 腔内的末端后, 阀门关闭时传递损失曲线没有共振峰, 阀门开时则形成共振峰, 说明声功率从小孔透射进第 1 腔后, 第 2 腔又通过内插管形成了一个亥姆霍兹共振腔, 在 55 Hz 处出现共振峰值。即第 2 腔是共振腔, 内插管作为共振腔开口。

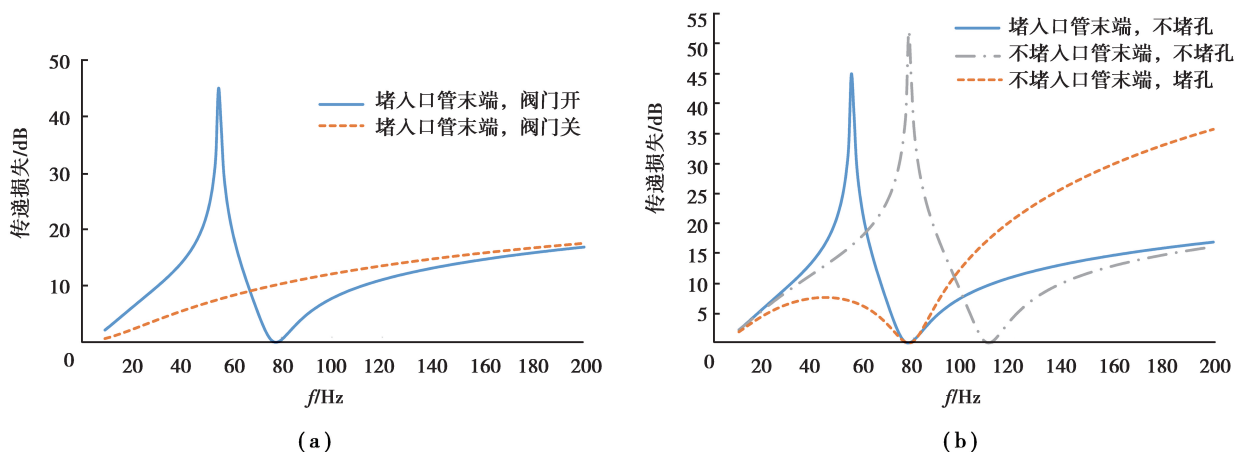


图 8 改变消声器内部结构后的传递损失曲线图

Fig. 8 Transmission loss results with different internal structures

2) 在阀门开时, 比较堵住或不堵住入口管在第 2 腔内的末端 2 种结构的传递损失, 不堵入口管末端时共振频率较高, 说明阀门打开时共振频率向右偏移是 2 个共振腔共同作用形成的, 使共振峰值向右偏移至 78 Hz 处。

3) 阀门打开时, 堵住入口管上的孔, 不堵入口管在第 2 腔内的末端, 此时没有亥姆霍兹共振结构, 只观察第 2 腔的作用。第 2 腔的扩张腔作用在 45 Hz 处形成一个波峰, 这是第 2 腔作为扩张腔产生的效果。

综上所述, 阀门打开时, 一部分能量透射入第 2 腔, 由扩张腔结构形成一个波峰。一部分能量通过小孔透射入第 1 腔, 通过出口管向外辐射, 第 2 腔作为共振腔形成共振峰。2 种效果共同作用使共振频率向右偏移, 随着发动机转速上升, 排气阶次噪声的频率升高, 共振频率向右偏移起到了追踪排气阶次噪声的效果。

4 结 论

1) 两腔型车用双模式消声器在较高的气流速度下内部阀门打开, 比阀门关闭时的压力损失明显更小, 有利于降低发动机在高转速下的排气背压, 提升发动机燃油经济性和瞬时功率。

2) 消声器内部截面突变的地方有较大的湍流能量损失。对这些地方进行扩口处理, 降低了能量损失, 进一步降低了消声器压力损失。

3) 两腔型双模式消声器综合了共振消声和扩张消声的效果, 在阀门关闭时对低频噪声的效果明显。在阀门打开时有共振消声和扩张消声的效果, 且峰值频率向右偏移, 能够追踪高转速下更高的排气阶次噪声频率。

参考文献:

- [1] Liu B, Maeno M, Hase S, et al. A study of a dual mode muffler[J/OL]. SAE International, 2003; 2003-01-1647. [2018-06-10]. <https://doi.org/10.4271/2003-01-1647>.
- [2] Pang J, Rebandt R, Knapp G, et al. Flow excited noise analysis of exhaust[J/OL]. SAE International, 2005; 2005-01-2352. [2018-01-28]. <https://doi.org/10.4271/2005-01-2352>.
- [3] Fernando A N C P, Wallace S P. Sound quality of exhaust pipes through semi-active noisecontrol[J/OL]. SAE International, 2006; 2006-01-2575. [2018-05-26]. <https://doi.org/10.4271/2006-01-2575>.
- [4] 苏胜利. 自调节双模式排气消声器声学及流场特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2008.

- SU Shengli. Study on the acoustic and flow field characteristics of self-adjusted dual mode exhaust mufflers[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2008. (in Chinese)
- [5] 邓兆祥,赵海军,杨杰,等.基于CFD的半主动排气消声器消声性能研究[J].内燃机工程,2009,30(5):83-87.
DENG Zhaoxiang, ZHAO Haijun, YANG Jie, et al. Research on attenuation performance of a semi-active exhaust muffler based on CFD[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2009, 30(5): 83-87. (in Chinese)
- [6] 刘海涛,徐志龙.双模态消声器低频消声特性分析及应用[J].噪声与振动控制,2018,38(S1):181-187.
LIU Haitao, XU Zhilong. Analysis and application of low frequency noise reduction characteristics of dual mode mufflers[J]. Noise and Vibration Control, 2018, 38(S1): 181-187. (in Chinese)
- [7] LIU Hai Tao, Zheng Si Fa, DAN Jia Bi, et al. Acoustic performance analysis of the varying valve opening angle for the muffler with valve and its application[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015,51(6):135-141.
- [8] Langfeldt F, Hoppen H, Gleine W. Resonance frequencies and sound absorption of helmholtz resonators with multiple necks[J]. Applied Acoustics, 2019, 145: 314-319.
- [9] 田思波.双模式消声器特性的试验与仿真研究[D].北京:清华大学,2015.
TIAN Sibao. Experiment and simulation study on the characteristics of dual mode muffler [D]. Beijing: Tsinghua University, 2015. (in Chinese)
- [10] 张琦,田思波,郑四发,等.双模式消声器流体动力特性试验与数值模拟[J].噪声与振动控制,2015,35(6):163-167.
ZHANG Qi, TIAN Sibao, ZHENG Sifa, et al. Test and numerical simulation for fluid dynamic characteristics of dual mode mufflers[J]. Noise and Vibration Control, 2015, 35(6): 163-167.
- [11] Šteblaj P, Čudina M, Lipar P, et al. Adaptive muffler based on controlled flow valves[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2015, 137(6): EL503-EL509.
- [12] Chen S R, Too G P J. Simulations and experiments for hybrid noise control systems[J]. Applied Acoustics, 2009, 70(2): 247-255.
- [13] Zhu Y W, Zhu F W, Zhang Y S, et al. The research on semi-active muffler device of controlling the exhaust pipe's low-frequency noise[J]. Applied Acoustics, 2017, 116: 9-13.
- [14] Liu X G, Yin C C, Wang Y. Design and test research on semi-active muffler system based on the H-Q tube[J]. Noise Control Engineering Journal, 2014, 62(5): 322-332.
- [15] Dizi Wu, Zhang N, Mak C M, et al. Hybrid noise control using multiple Helmholtz resonator arrays[J]. Applied Acoustics, 2019, 143: 31-37.

(编辑 张 苹)