

◇ 研究报告 ◇

怠速工况下燃油系统的噪声评价和改善*

程志伟^{1,2†} 卢义刚¹

(1 华南理工大学 广州 510640)

(2 广州汽车集团股份有限公司 广州 510623)

摘要 在实车怠速工况下的噪声振动性能评价过程中,燃油系统是发动机诸多子系统当中一个重要的声源。针对这一子系统产生的车内脉动噪声偏大的问题,总结出了对燃油类液体的脉动噪声振动控制机理、原因及诊断方法。首先,采用在燃油轨内追加阻尼器的方案很好地抑制了谐频噪声;然后,从燃油泵这一主要激振源出发,提出了设定燃油泵单品噪声振动、声品质等目标值的策略,即从源头上控制关键产品的噪声性能。在此基础上,与之相应的解决方案实施之后,怠速工况下的车内噪声提升到了较好的水平,而且,燃油系统噪声的主观评价结论也认为得到了明显改善。

关键词 燃油轨,燃油泵,脉动共鸣噪声

中图法分类号: TB533+.2

文献标识码: A

文章编号: 1000-310X(2019)03-0345-07

DOI: 10.11684/j.issn.1000-310X.2019.03.008

The noise evaluation and improvement of fuel system at idling

CHENG Zhiwei^{1,2} LU Yigang¹

(1 South China University of Technology, Guangzhou 510640, China)

(2 Guangzhou Automotive Group Co., Ltd., Guangzhou 510623, China)

Abstract In the process of the noise and vibration evaluation on actual vehicle at idling, the fuel system is the one of most important sound sources within many sub-systems of engine. In view of the problem that the pulsation noise in the vehicle generated by this subsystem is too high, the mechanism, reason and diagnose method of pulsating noise and vibration for the fuel-like liquids etc., have been summarized. Firstly, the harmonic frequency noise is reduced effectively by adding damper in fuel rail. And since it begins with the fuel pump as excitation source, in order to control the noise performance of key sub-system as the main excitation source, the strategy about target-setting of noise vibration and sound quality index has been proposed, that is to start from the initial sound source. Based on above these, the interior vehicle noise at idling is raised to a better level after the implementation of the corresponding solutions. Moreover, the subjective evaluation conclusion on the fuel system noise is also considered to be significantly improved.

Key words Common rail, Fuel pump, Pulsating resonance noise

2018-03-13 收稿; 2018-07-03 定稿

*国家自然科学基金项目 (11574089)

作者简介: 程志伟 (1979-), 男, 湖北天门人, 博士研究生, 研究方向: 汽车及发动机噪声振动控制。

† 通讯作者 E-mail: chengzw79@126.com

0 引言

发动机点火后,燃油泵在作动时周期性地排出燃油,产生周期性的油压变化并激起燃油泵体与管道系统振动而发出声音。另外,喷油器内部的燃油在流动受阻时产生压力波动,因压力调节器一般集成在油泵内部,故发动机多点燃油喷油器激发的油压脉动未能受到有效抑制,导致脉动冲击起伏较大、油压绝对值较大或不稳,脉动噪声问题将会凸显出来。早期的案例通过大量 Benchmark 设计对比、测试诊断和仿真分析,使燃油系统对车内噪声的影响得到显著减轻。比如,通过减少燃油管夹数量,即减少结构振动激励点^[1];国内外对于燃油系统的单品及整车状态综合了仿真计算和实验验证工作^[2-3],这对于从根本上控制燃油压力波动带来的怠速脉动噪声问题,起到了很好的借鉴作用^[4]。一柳隆義等^[5]提出了一种多段自由类型的 Helmholtz 谐振器设计方案,多目标优化计算和实测对比结果认为可以降低油压泵产生的离散谐振频率脉动噪声。杨金才等^[6]分析了喷油器噪声产生的原因,采用减轻针阀质量和改变油轨壁厚与截面形状的方案,降低了

喷油噪声。贺尚红等^[7]建立了薄板振动式液压脉动衰减器的传递矩阵模型,根据仿真结果制作了流体滤波器样机,理论和实验证明在较宽频带对脉动压力衰减的改善有良好效果。此外,研究还表明:合理匹配燃油轨的阻尼器结构及其布置方式,可以稳定燃油压力波动;而在燃油泵止回阀上通过追加弹簧来抑制脉动共鸣,这些都能有效降低传至车内的噪声,显著改善车辆的舒适性能。

1 燃油轨内的脉动噪声控制

燃油脉动共鸣噪声发生在整个燃油管路系统当中。如图1所示,燃油系统主要由燃油箱、燃油泵、进油管、燃油滤清器、喷油器、回油管、燃油管夹等组成。燃油泵通过泵芯的高速旋转为汽车燃油管路提供持续压力的燃油。然后燃油通过油管经过滤清器进入油轨,燃油压力调节器保证油路的压力,并让多余的燃油从回油管再进入燃油箱。喷油器将顶针吸回并让高压燃油进入进气系统与空气混合。在燃油流动过程中,如燃油泵的激励频率与整个燃油管路系统固有的频率比较接近时,脉动共鸣现象则很有可能发生。

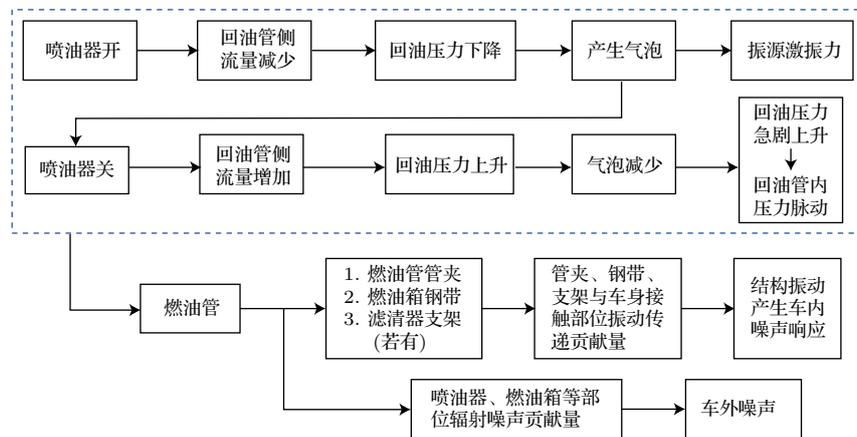


图1 燃油系统噪声发生机理图示

Fig. 1 Mechanism of fuel system noise generation

1.1 燃油脉动原理

汽车燃油电喷系统的工作过程是燃油泵根据促发电压从油箱中将燃油抽出,燃油以恒定压力通过燃油管输送到燃油分配器中,燃油喷射器接到指令后喷射形成的油雾进入气缸内燃烧,最后排放出达标的尾气到大气中。在这个过程中,燃油

的喷射精度至关重要,精度不高会导致发动机运转不稳定、尾气排放不达标。而影响精度的因素有两个:一个是喷射器设计与制造精度,二是燃油的压力波动。由于燃油喷射器在工作中必须高频率地打开与关闭,燃油阀门突然关闭将在燃油管道中持续不断地激励出压力脉冲,燃油的喷射压力通常范

围在3~4 bar之间;燃油喷射器打开关闭的频率达3000次/min;例如,四缸机的4个燃油喷射器配合不同冲程工作,形成数个不一致的油压脉冲,相互叠加,对燃油压力稳定性破坏很大。为了解决油压脉冲带来的噪声问题,目前比较可靠而又有效的方案是在燃油轨内置阻尼器,削弱燃油压力脉冲影响,如图2所示。

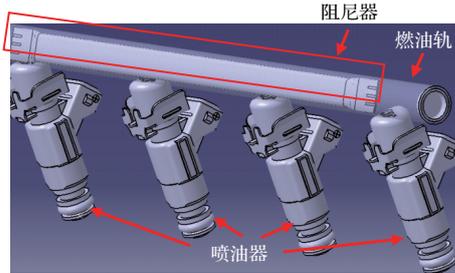


图2 燃油轨的管路及内部的阻尼器结构设计图
Fig. 2 Structure design diagram of fuel rail pipe and internal damper

燃油阻尼器是一个板条形的空腔结构,内部充满氮气且密封,安装在燃油轨的内部,其长度贯穿于整个燃油轨。燃油轨阻尼油压脉冲的基本工作原理是假定在一个弹性燃油管道内部,如果喷油器突然关闭,那么管内的燃油将形成压力脉冲波动,如图3所示。类似突然关闭正在放水的水龙头,水管会怦然作响,这是因为水阀突然关闭形成的压力脉冲造成的冲击作用。但燃油流动的速度远比水的流速大得多,因而其作用更不容忽视。

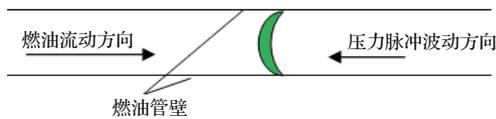


图3 燃油轨内燃油流动和压力脉冲波动方向示意图
Fig. 3 Schematic diagram of fuel flow and pressure pulse direction within fuel rail

1.2 燃油脉动计算方法

燃油压力脉冲计算公式如式(1)~式(3):

$$\Delta P = -\rho c \Delta v, \quad (1)$$

$$v_p = \sqrt{E_f / \left[\rho \left(1 + \frac{E_f}{E_p} k_g \right) \right]}, \quad (2)$$

$$k_g = \frac{D}{t}, \quad (3)$$

其中, ΔP 为压力脉冲, ρ 为燃油密度, v_p 为燃油脉冲传导速度, Δv 为燃油流速差($\Delta v = v_s - v_p$, v_s 为燃

油流动速度), E_f 为流体弹性模量, E_p 为管道弹性模量, k_g 为管道几何常数, D 为圆管内径, t 为圆管壁厚, c 为声速。

由式(1)可知,油压脉冲振幅取决于三个参数:燃油密度、燃油脉冲传导速度和燃油流速差。其中,燃油密度是常数,燃油脉冲传导速度和燃油流速差取决于燃油压力调节器的设计。式(2)为燃油脉冲传导速度计算公式,若燃油在一个弹性的圆柱形管道内流动,管壁受到油压脉冲影响会变形,管道容积也随之改变。式(3)为圆柱形管道几何常数计算公式,燃油管道容积的变化和燃油流速的变化正如一系列弹簧之间的相互作用。

$$\bar{P}_n = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_1^n p_i^2}, \quad (4)$$

$$E_s = \frac{1}{2} \rho v_s^2, \quad E_a = \frac{1}{\rho_a c} \bar{P}^2, \quad (5)$$

$$\frac{1}{\rho_a c} \bar{P}^2 \propto \frac{1}{2} \rho v_s^2, \quad \bar{P}_n \propto v_s, \quad (6)$$

其中, \bar{P}_n 为燃油压力脉动频率带宽范围内 n 个声压值的均方根值, E_s 为单位体积内的燃油流体动能, E_a 为单位体积内的空气振动能量, ρ_a 为空气密度。

结合图1,怠速工况下的脉动噪声源来自于燃油压力脉动,但这种脉动只在特定的频率范围出现,脉动带来的噪声大小可以用式(4)定量化表示。而脉动导致燃油管内压力突然变化,燃油的流速也随之增加,由此而带来燃油动能的改变,如式(5)中 E_s 的表达式;同时,喷油器一开一合,在燃油管内产生气泡,气泡量是不断变化的,即随着回油管侧的流量减少和回油压力下降而增加。反之,气泡量则减少,从而形成激振力源,在回油管内产生压力脉动,空气的振动能量如式(5)中 E_a 的表达式。在喷油器动作过程中,燃油管内的空气振动能量和前者即燃油动能之间会发生能量交换,故认为两者是一种线性比例关系,如式(6),而 ρ_a 、 c 、 ρ 均为常数,故脉动声压 \bar{P} 与燃油流动速度 v_s 成正比例关系。燃油轨阻尼器正是通过降低燃油流速来减弱燃油压力脉冲,进而减低脉动声压。

1.3 燃油脉动噪声振动测试结果分析

如前所述,燃油泵周期性地泵出燃油,故燃油压力脉动亦呈周期性变化特征,表现在噪声振动的频谱上,即具有明显的谐波特性:整数倍于发动机基频25 Hz。例如,假定四缸汽油机的怠速转速设定在

750 r/min,那么发动机2阶基频则为25 Hz。图4为怠速工况下燃油轨的振动频谱,图5为同时测试的车内噪声频谱。在175~375 Hz范围内,每隔25 Hz

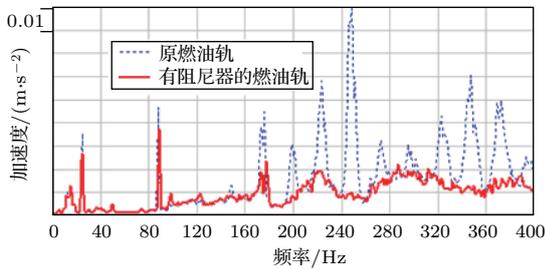


图4 振动频谱

Fig. 4 Vibration spectrogram

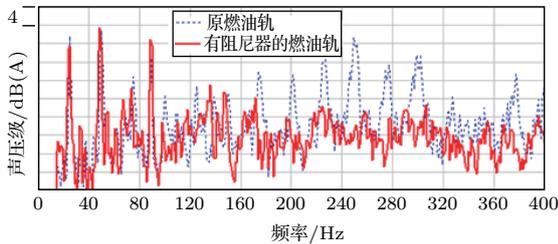


图5 噪声频谱

Fig. 5 Noise spectrogram

表1 燃油轨内原状态、有阻尼器状态的谐频噪声峰值
Table 1 Harmonic frequency noise peak value of both original state and fuel rail with damper
(单位: dB(A))

状态	频率/Hz								
	175	200	225	250	275	300	325	350	375
原状态	25	25	28	33	27	29	20	20	25
有阻尼器的燃油轨	11	11	17	11	16	15	8	13	18

出现峰值,而且噪声和振动的频率对应极好。再如表1所示,比较燃油轨原状态和增加阻尼器的状态,单个噪声峰值改善效果非常明显,噪声下降了7~22 dB(A)。这样非常好地抑制了燃油压力脉动,极大地改善了怠速工况下的车内噪声品质。

1.4 进油管油压及发动机转速测试结果分析

为了深入分析燃油压力脉动对噪声的影响,在设计测试方案时,同步监测了燃油压力和发动机转速变化。如图6和图7所示,在进油软管和燃油轨连接的部位附近布置了燃油压力的PCB传感器,型号为H112A22;在传感器和数据采集器之间连接了功率放大器,其型号可选PCB480C02或480E09等;在发动机OBD接口处布置了转速传感器,用于监控发动机怠速工况下的点火脉冲信号。

需要注意的事项是,布置燃油压力传感器时要使用适配器,并通过快速转换接头连接燃油软管;在测试开始之前,确保燃油管夹的安装符合设计规范;测试结束之后要待燃油冷却、确认燃油管内没有残留压力,才能拆除传感器等设备。

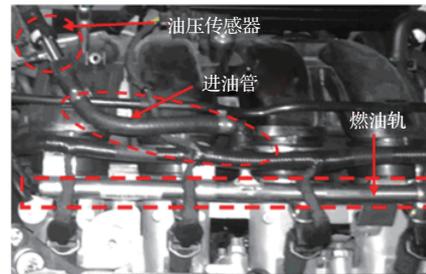


图6 燃油轨及油压传感器的布置

Fig. 6 Layout about fuel rail and fuel pressure sensors

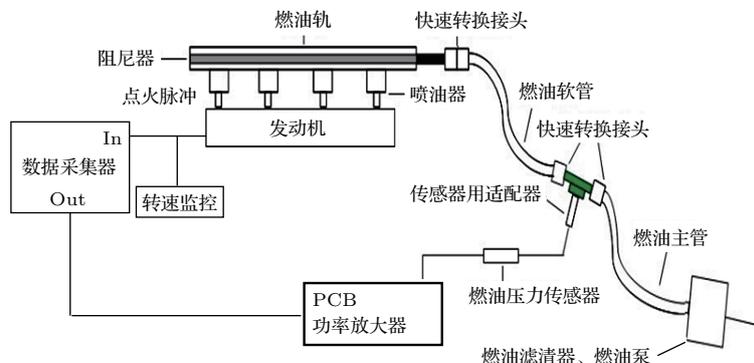


图7 燃油脉动压力测试系统

Fig. 7 The measurement system for fuel pulsation pressure

图8和图9分别是在燃油轨的原状态和增加阻尼器之后,燃油压力波动和发动机转速变化的时域曲线图。实测结果表明,平均燃油压力波动从约0.06 bar降至约0.04 bar,最大值从约0.15 bar降至约0.10 bar。怠速工况下发动机转速则降低了约10 r/min。实验数据直观上证明了燃油轨阻尼器的方案很好地降低了燃油压力脉冲的冲击作用,因而有效改善了油压脉冲过大带来的噪声问题[8]。

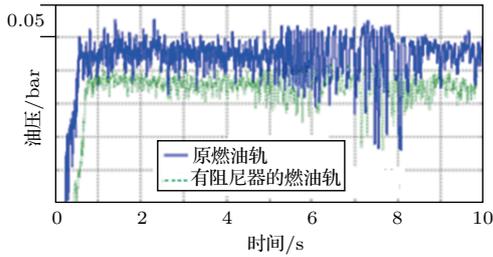


图8 怠速工况下燃油轨的原状态、有阻尼器状态的油压时域图

Fig. 8 Fuel pressure-time curve about both original state and fuel rail with damper at idling

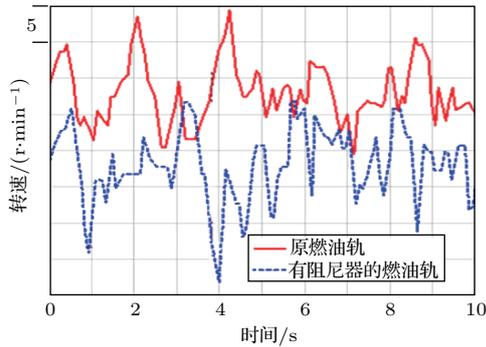


图9 燃油轨的原状态、有阻尼器状态的发动机转速时域图

Fig. 9 Engine RPM-time domain curve about both original state and fuel rail with damper at idling

2 燃油泵振动噪声测试分析

2.1 燃油泵噪声现象

从燃油系统噪声源控制的角度出发,燃油泵通电之后被促发,除了考察燃油轨对怠速工况下的噪声影响之外,如图10所示,还必须深入对燃油泵单体振动噪声水平进行摸底测试。实验条件如下:噪声测量设备采用B&K公司的4189型传声器,布置在垂直于燃油泵的中心轴线外(20±2) cm处;振动测量设备采用了4524型三向加速度计,布置在燃

油泵表面的平整部位,加速度计的坐标轴方向与整车坐标轴(x, y, z 方向的正方向分别对应整车的后方、右方、上方)的方向保持平行。分析频率范围为400 Hz。

燃油泵作动时泵体的噪声(图11)和振动(图12)实验结果表明:频谱图显示燃油泵的工作基频是128 Hz。这个频率很容易与车身上的局部结构频率耦合,使怠速车内低频噪声问题比较突出。

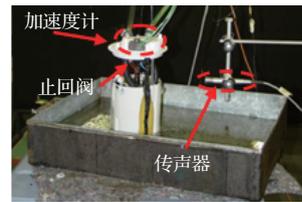


图10 燃油泵单体噪声振动测试

Fig. 10 Noise and vibration test about fuel pump single component

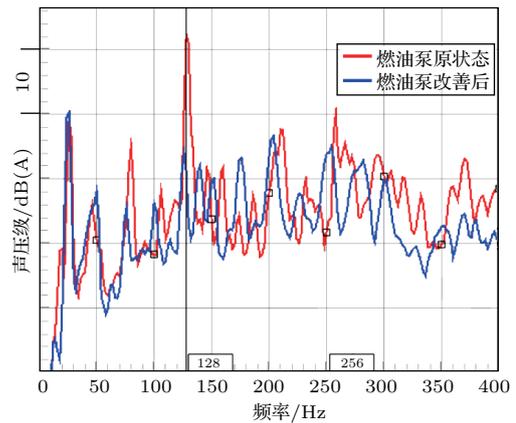


图11 燃油泵噪声频谱

Fig. 11 Noise spectrum about fuel pump

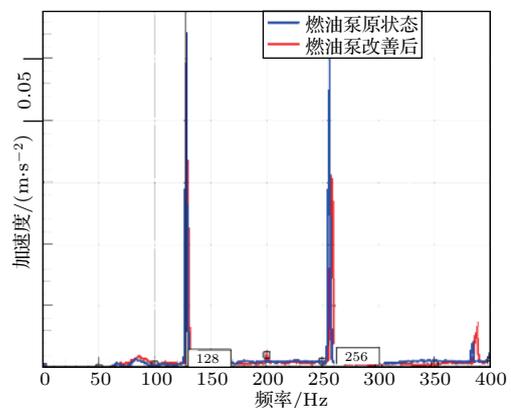


图12 燃油泵振动频谱

Fig. 12 Vibration spectrum about fuel pump

解决的方法除了隔振,比较彻底的措施是控制好燃油泵这一主要激励振源:可通过适当改变燃油泵的工作转速,以改变其工作基频,从而避免共振。如图13所示,或在止回阀上追加弹簧,或调节已有弹簧的刚度等参数,缓解燃油流速的急剧变化^[9]。

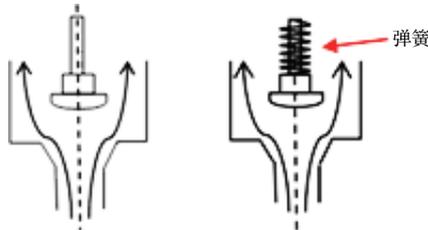
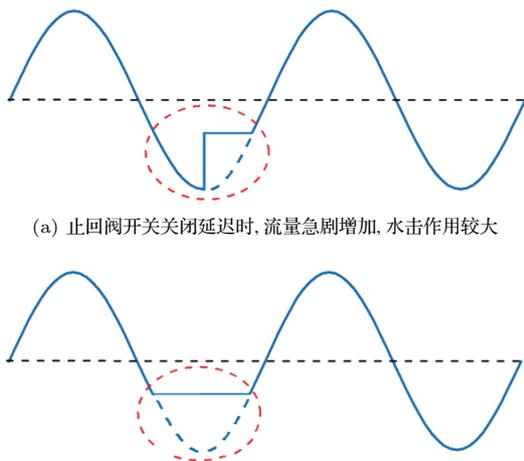


图13 燃油泵止回阀弹簧所在位置示意图
Fig. 13 Fuel pump check valve's spring diagram

2.2 燃油泵脉动噪声发生机理

汽车燃油泵内止回阀的作用是发动机熄火时,燃油管中剩余的油不会倒流回燃油箱;另一方面,发动机再次点火时喷油器不会断油。止回阀的开关靠燃油流动产生压力开启或关闭,燃油压力需要止回阀来保持。但若因止回阀开关未能及时关闭导致燃油压力急剧增加,可能会产生所谓的水击作用,如图14上方所示,燃油管路内的燃油流速随时间亦急剧变化,产生气泡和噪声。解决的方案之一是在止回阀上追加弹簧,缓解或消除水击作用,这个弹簧的作用类似于前述燃油轨内的阻尼器效果,都是为了解决燃油类液体的脉动噪声问题。

如图15所示,在怠速工况下,喷油器吸油时,



(a) 止回阀开关关闭延迟时,流量急剧增加,水击作用较大
(b) 止回阀上追加弹簧后,回流之前开关关闭,流量稳定,水击现象未出现
图14 止回阀在有无水击现象情况下的燃油流量变化对比

Fig. 14 Fuel flow variation of check valve with water shock phenomenon or not

由于止回阀关闭时发生水击作用,图11中的测试结果表明产生了128 Hz为主要频率的噪声,而燃油中的声速约为1500 m/s,那么声波的波长则为11.8 m;燃油出口和入口的距离约为6 m,即约为波长的1/2,当回油和吸油的压力相位相反时^[10],这个时候就产生了脉动噪声现象。

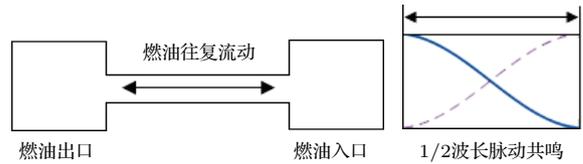


图15 燃油泵脉动噪声及其频率的说明图
Fig. 15 Diagram of pulsation noise and frequency of fuel pump

2.3 燃油泵脉动噪声评价和改善效果

根据上述对燃油泵单品状态的噪声振动测试结果分析,推定其对整车状态下的怠速噪声将产生重要影响,故可通过进一步测量和对比竞品车的燃油泵噪声实力,然后设定性能开发目标值,最后向供应商提出需要管控好零件噪声振动性能的建议,从而在零部件供应的源头上确保整车状态下的舒适性品质。

如表2所示,在燃油泵单品的噪声改善方面,新试样噪声值约为51 dB(A),相对于原试样噪声有了约3 dB(A)的改善,但比竞品车试样约47 dB(A)的平均水平,仍有约4 dB(A)的差距。

振动方面,改善之后的振动值约为1.30 m/s²,相对于原试样约有0.2 m/s²的改善,但比竞品车约0.75 m/s²的数值,还有约0.6 m/s²的较大改善空间。

响度方面,改善后响度值约为3.3 sone,比原试样有了0.5 sone的较大改善,但与竞品车约2.8 sone的水平,还需缩小0.5 sone的差距。

表2 促发电压12 V条件下燃油泵的噪声振动指标
Table 2 Noise and vibration performance indexes of fuel pump in the condition trigger voltage 12 V

试样来源	评价指标		
	声压级/dB(A)	振动加速度/(m·s ⁻²)	响度/sone
原试样	54	1.50	3.8
新试样	51	1.30	3.3
竞品车	47	0.75	2.8

3 结论

本文阐述了汽油机燃油系统噪声振动问题的诊断办法和解决方案,从燃油子系统中阻尼器、燃油泵两个关键零件的结构设计和布置方法以及降噪原理、改善效果方面做了比较深入的分析,实车验证结果表明:怠速工况下的谐频噪声得到了有效控制;显著提升了怠速工况下的车内噪声品质,有效改善了车辆的商品性能,适应了消费者日益增长的舒适性品质追求。主要结论如下:

(1) 燃油共轨阻尼器能够很好地抑制燃油压力脉动带来的谐频噪声问题;而在燃油轨里面内置阻尼器,除了降噪效果明显,还兼有结构简单、容易加工制造、成本也较低的优势;

(2) 燃油泵作为燃油系统的一个关键子系统,它也是怠速工况下脉动噪声问题产生的来源之一。所以,在整车概念设计的初期阶段,要尽早从燃油泵单品着手考察,跟供应商密切协作,在促发电压、燃油泵转速和止回阀弹簧等主要因素上,通过分析和对比竞品车的燃油泵噪声振动水平,将燃油泵单品和整车状态下的噪声振动开发目标值及早明确下来。

为了达成持续改善怠速车内噪声水平的目的,本文的改善方案为汽车燃油系统的噪声振动性能开发提供了一套解决办法、控制流程和实现途径。

参 考 文 献

- [1] 叶志刚,程志伟,叶子文.怠速车内噪声的测试分析和控制[J].汽车技术,2011(6):24-26.
- [2] Hu Q, Wu S F, Stottler S, et al. Modelling of dynamic responses of an automotive fuel rail system, Part I: injector[J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 245(5): 801-814.
- [3] Wu S F, Hu Q, Stottler S. Modelling of dynamic responses of an automotive fuel rail system, Part II: entire system[J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 245(5): 815-834.
- [4] 黄波,陶丽芳.发动机油轨脉动噪声的仿真与试验研究[J].车用发动机,2015(4):85-88.
Huang Bo, Tao Lifang. Simulation and experimental investigation of pulsation noise for engine fuel rail[J]. Vehicle Engine, 2015(4): 85-88.
- [5] 一柳隆義,小島英一.油圧脈動吸収用多段ヘルムホルツ形共鳴器の開発と最適化設計法[C].日本油圧学会論文集,2001,32:13-20.
- [6] 杨金才,杨金榜,丁艳平,等.发动机燃油噪声控制方法的研究[J].汽车工程,2011,33(10):898-901.
Yang Jincai, Yang Jinbang, Ding Yanping, et al. An investigation into the method of engine fuel injection noise control[J]. Automotive Engineering, 2011, 33(10): 898-901.
- [7] 贺尚红,王雪芝,何志勇,等.薄板振动式液压脉动衰减器滤波特性[J].机械工程学报,2013,49(4):148-153.
He Shanghong, Wang Xuezi, He Zhiyong, et al. Filtering properties of thin plate hydraulic pulsation attenuator[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(4): 148-153.
- [8] Izydorek R P, Maroney G E. A standard method for measuring fuel system pulse damper attenuation[C]. Society of Automotive Engineer Paper, 2000-01-1086.
- [9] Rana D A. Reduction of fuel delivery system noise in a passenger car using EBD(experiment based design) approach[C]. Society of Automotive Engineer Paper, 2011-26-0071.
- [10] 杜功焕,朱哲民,龚秀芬.声学基础[M].第二版.南京:南京大学出版社,2001.