

某款压缩机啸叫引起车内异响的机理研究

杨 诚¹, 李慎言¹, 岳川元¹, 杨 朝², 石 川²

(1. 重庆大学汽车工程学院, 重庆 400044; 2. 重庆大学汽车协同创新中心, 重庆 400044)

摘要: 针对某款车型在空调开启时车内产生异响的现象提出了解决和优化措施。通过试验证明了异响源为压缩机。通过理论仿真计算, 发现该压缩机的转子-衔铁系统具有与异响频率相近的扭转模态频率, 并且试验发现, 发电机支架也具有与异响频率相近的结构自然模态频率。文章阐述了该车异响原因是由于上述二者模态频率相近, 导致衔铁受到由皮带传来的发电机支架共振激励而产生扭转共振, 进而引发车内压缩机排气噪声。结果表明, 改进发电机支架和压缩机衔铁任意一处都能使压缩机啸叫和车内异响明显改善。

关键词: 压缩机啸叫; 排气噪声; 车内异响; 扭转共振

中图分类号: TB53

文献标识码: A

文章编号: 1000-3630(2019)-05-0580-05

DOI 编码: 10.16300/j.cnki.1000-3630.2019.05.016

Research on the mechanism of vehicle interior abnormal sound caused by a certain compressor roaring

YANG Cheng¹, LI Shen-yan¹, YUE Chuan-yuan¹, YANG Zhao², SHI Chuan²

(1. School of Automotive Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China;

2. Automotive Collaborative Innovation Center of Chongqing University, Chongqing 400044, China)

Abstract: In this paper some solutions and optimization measures are put forward to solve the problem of abnormal sound in a certain type of vehicle when the air conditioner is open. The compressor is proved to be the main source of the interior abnormal sound when the Heating Ventilation and Air Conditioning System (HVACS) is turned on. Through simulated calculation, it is found that the torsional modal frequency of rotor-armature system is close to the frequency of abnormal sound, and the experimental results show that the natural mode frequency of the generator bracket structure is also close to the abnormal sound frequency. The cause of generating interior abnormal sound is explained, this is because the modal frequency of rotor-armature system is so close to that of generator bracket, which leads to the torsional resonance of the rotor-armature system and generating exhaust noise of compressor. Thus, improving the generator bracket or compressor armature can significantly reduce compressor roaring and vehicle interior abnormal sound.

Key words: compressor roaring; exhaust noise; interior noise; torsional resonance

0 引言

随着近代工业的发展, 噪音污染被看成是世界范围内的三个主要环境问题, 国家也有专门的法规约束噪声问题^[1]。针对汽车空调系统, 压缩机是一个重要的振动噪声源^[2-4], 即开空调时, 车内异响在一定程度上与车载空调压缩机的工作啸叫有关。

根据噪声发生机理, 压缩机噪声大致可分为机械噪声和空气动力性噪声两大类, 其中机械噪声可分为撞击噪声、周期作用力噪声、摩擦噪声以及结构噪声等, 而空气动力性噪声可分为喷注噪声、进排气噪声、涡流噪声以及旋转噪声等^[5-7]。一台四极

子压缩机的喷注噪声与喷注口速度的 8 次方呈正相关^[8]。当压缩机衔铁-转子系统工作时产生某频率的扭转共振, 使喷注口的线速度产生变化, 则会引发同频率的压缩机排气噪声。另外, 压缩机衔铁可能接收到由皮带传来的其他发动机前端部件上产生的异常振动, 进而激发压缩机的异常振动。解决噪声的基本思想则是通过“声源-传播途径-接受者”的模式^[9]进行, 而噪声源的检测与问题的解决往往通过试验与仿真相结合的方式进行^[10], 本文从以上两个方面着手, 查明了该车空调压缩机的啸叫机理, 并通过改进措施使车内异响得到明显改善。

1 理论分析

1.1 有限元仿真分析

本文研究的空调压缩机运转产生车内异响, 压

收稿日期: 2019-01-15; 修回日期: 2019-02-21

作者简介: 杨诚(1964—), 男, 重庆人, 副教授, 研究方向为汽车 NVH 噪声振动控制。

通讯作者: 李慎言, E-mail: 1198983541@qq.com

压缩机排气产生的高压脉动形成的排气噪声，是压缩机主要噪声源。旋叶式压缩机运转的转子的振动会对压缩气体产生很大影响，对压缩机转子及其附属零部件进行模态分析，基本原理如下。

根据振动理论可知，多自由度自由振动系统的基本方程为

$$M\ddot{\mathbf{x}} + C\dot{\mathbf{x}} + K\mathbf{x} = 0 \quad (1)$$

式中： M 为系统的质量矩阵； K 为系统的总刚度矩阵； \mathbf{x} 为系统的位移向量。其特征方程为

$$K - \omega_r M \{\varphi_r\} = 0 \quad (2)$$

式中： ω_r 为角频率，模态频率 $f = \omega_r / 2\pi$ ； $\{\varphi_r\}$ 为特征量，即模态振型。

对于多自由度系统，现在多借助于有限元软件进行数值求解，对方程(2)求解得到重要的模态参数(模态频率和模态振型)，可以清楚结构在易受影响频率范围内的主要振动特性。当外界激励频率等于或接近固有频率时，结构产生共振。本文中旋叶式压缩机转子外端连接衔铁，衔铁吸合时，将皮带轮的驱动扭矩传递给转子，驱动转子运动，这个过程易发生扭转振动，扭转振动加剧压缩机缸内气体运动。

1.2 压缩机喷注与排气噪声分析

图1为旋叶式压缩机工作原理图。压缩机由定子(气缸体)、转子、滑(叶)片、两端盖及进、排气孔、排气阀等组成。当发动机带动转子转动时，由于离心力和背压腔压力的共同作用，滑片被甩出，紧贴在气缸工作表面上，把气缸内腔分为若干个容积随转角变化的小空间(基元)，随着转子转动，基元容积发生周期性的变化，从而完成了气体的吸入、压缩、排出等过程。

四极子声源压缩机的辐射声功率^[6,8]为

$$W_q \sim \rho^2 v^8 D^2 / \rho_0 c_0^5 = \rho^2 v^3 D^2 Ma^5 / \rho_0 \quad (3)$$

式中： W_q 为辐射声功率， v 是喷注速度， D 是喷口直径， Ma 是流动马赫数， ρ 是喷注密度， ρ_0 是环境媒质密度， c_0 是环境媒质中的声速。

由式(3)可见，在喷口直径和喷注密度一定的情况下(见图2)，辐射声功率与喷注速度的8次方呈

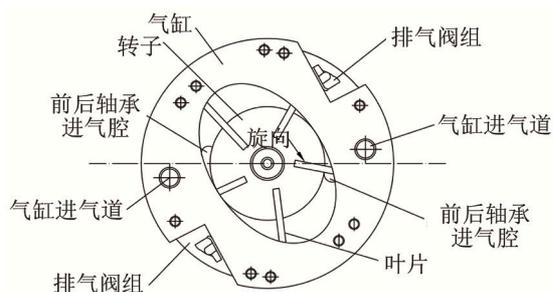


图1 旋叶式压缩机工作原理图

Fig.1 Working principle diagram of rotary vane compressor

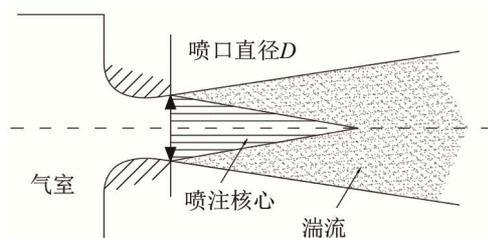


图2 喷注结构图

Fig.2 Schematic diagram of jet structure

正相关。针对本文研究的某款旋叶式压缩机，由于该款压缩机型号较早，其缸体型线设计导致在气流压缩过程中，体积变化非常快，进而产生很高的喷注速度，同时，压缩机的排气是十分复杂且不稳定的过程，气体以脉冲形式从排气阀片缝隙排出，并迅速从排气口冲入排气管，从而形成能量较高、频谱较复杂的噪声。在此情况下，工作过程中的排气噪声非常大，是该款旋叶式压缩机的主要噪声源，前期对该款压缩机的研究也验证了此结论^[11-12]。

当转子转动时出现扭转共振^[13-15]，在该情况下，扭转共振的激励导致旋转角速度在该频率点有突变，具有了角速度波动，进而导致转子滑片末端划过喷注口的线速度产生大幅波动，也即是喷注线速度产生大幅波动，进而辐射出噪声，产生啸叫。

2 实验数据分析

针对某一运动型多用途汽车(Sport Utility Vehicle, SUV)，在空调开启、发动机转速为 $1800 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 条件下，车内产生异响，并且此异响声音在发动机舱附近也可以听到。通过试验设备测取该条件下车内噪声以及空调压缩机附近噪声的时域信号，并计算噪声时域信号的功率谱，计算结果如图3所示。

图3为定速工况的A计权稳态自功率谱，其中红色曲线代表车内噪声，由布置在驾驶员右耳的传声器测得；蓝色曲线代表压缩机工作噪声，由放置在发动机舱内压缩机近场的传声器测得。

从频谱上看到，在频率 780 Hz 左右，两条曲线都有一个异常峰值，与其附近的谱线形成鲜明的落差，波峰与波谷的差值达到 20 dB 。将车内噪声滤除该峰值后进行回放，异响消失，说明该峰值即为听到的异响频率成分。

另外，压缩机工作噪声频谱上的这个峰值，与车内噪声的异响峰值特征非常相似，二者波峰与波谷的差值也相同。这个现象与试验前的主观评价结果吻合。对二者作相干性分析，如图4所示。

根据图4结果可知，频率范围在 $760 \sim 790 \text{ Hz}$

内, 相干系数平均为 0.95 左右, 相干性接近于 1(由于测量时发动机转速存在不可控的少许波动, 该峰值频率随之波动形成一个窄带)。这意味着车内异响很可能是由压缩机工作时产生的异响引起的。

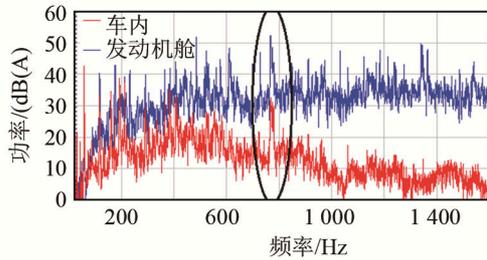


图 3 空调开启、发动机转速为 1 800 r·min⁻¹ 时, 车内噪声与发动机舱噪声自功率谱

Fig.3 Auto-power spectrums of vehicle interior noise and engine compartment noise at 1 800 r·min⁻¹ (air-conditioning on)

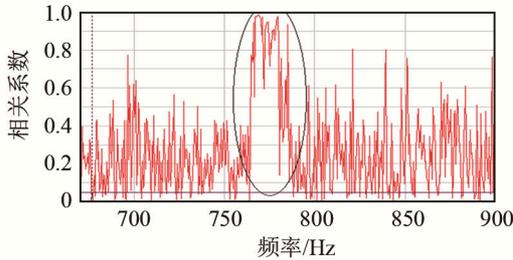


图 4 空调开启、发动机转速为 1 800 r·min⁻¹ 时, 车内噪声与发动机舱噪声相干系数

Fig.4 Coherence coefficients of interior noise and engine compartment noise at 1 800 r·min⁻¹ (air-conditioning on)

因此, 根据工程经验以及压缩机噪声机理相关理论, 针对该车型内压缩机工作时产生异响的原因进行分析, 可以得到两种可能的影响因素^[16-17]:

(1) 压缩机工作的动力由发动机通过皮带轮系统提供, 而轮系上还连接着若干其它部件, 如发电机等, 统称为“发动机前端部件”(Front End Accessory)。因此, 其它部件工作时产生的异常振动可能会通过皮带传递至压缩机, 使其产生异响。

(2) 压缩机本身工作时, 由于内部流体周期性的吸入和排出, 或者压缩机上旋转部件的配合不当引起扭转共振, 进而产生振动、脉动及喷注噪声。

在问题排查过程中发现发动机前端部件中多个地方(发电机、水泵、压缩机等)在频率 780 Hz 左右都出现共振现象, 其中以发电机和压缩机最为突出。

安装在发电机支架上的振动加速度计在异响转速下测到异响频率出现较大的峰值, 因此怀疑此处存在结构共振。为验证此假设, 利用 B&K 的设备和仪器, 对发电机支架进行力锤敲击试验, 测量发电机支架的结构模态。试验装置如图 5 所示。

力锤敲击试验数据测试分析结果如图 6 所示。

由图 6 试验结果可知, 发电机支架自身在异响频率附近(共振带 700~800 Hz, 中心频率 780 Hz

左右)存在结构固有频率。因此, 当激励(如发动机、压缩机等旋转部件的工作阶次)频率处于该范围之内时, 将会发生共振, 振动被放大, 进而通过皮带轮系统传递至别处, 引发异响。

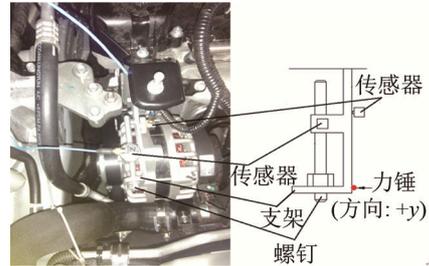


图 5 发电机支架结构模态试验装置

Fig.5 Modal test setting of generator support structure

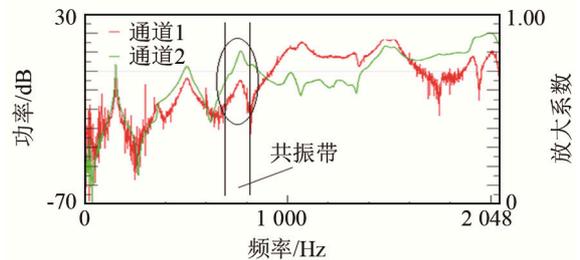


图 6 发电机支架结构模态频率

Fig.6 Modal frequencies of generator bracket structure

另外, 在压缩机上发现的共振现象, 发电机共振通过皮带对压缩机肯定会产生一部分影响, 但不是唯一原因。通过对该压缩机衔铁-转子系统的理论计算, 发现原车所用的环形衔铁存在 780 Hz 左右的扭转模态。

本文运用有限元分析软件 ANSYS Workbench, 分别对转子和装配的转子、衔铁组件进行了约束模态的仿真计算。首先在前处理软件 ANSA 中进行模型的几何清理, 然后采用四面体进行网格划分, 为模拟螺栓连接, 在螺栓孔周围建立 RBE2 单元, 用梁单元将上下孔中心 RBE2 单元中心节点连接。其中转子和衔铁材料性能参数为弹性模量 $E=1.93 \times 10^{11} \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$, 密度 $\rho=7\ 850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, 泊松比 $\lambda=0.3$, 计算时不考虑阻尼。转子有限元模型和转子-衔铁系统有限元模型如图 7、8 所示。

利用 Workbench 进行约束模态计算, 约束转子两端安装轴承位置的径向和轴向位移自由度, 释放转子与衔铁周向转动的自由度, 选择模态计算频率范围 0~1 100 Hz 或计算其前 10 阶约束模态, 转子和转子-衔铁系统的模态仿真结果如图 9、10 所示, 前 10 阶频率分别见表 1、2。

由图 9 和表 1 可知, 转子的模态结果未出现 780 Hz 左右的异响模态频率。由图 10 和表 2 可知, 将转子和衔铁装配在一起的约束模态结果中存在

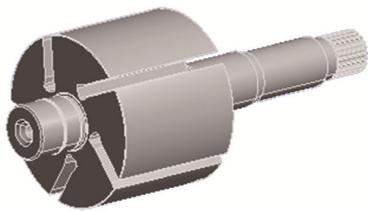


图 7 转子有限元模型
Fig.7 Finite element model of rotor

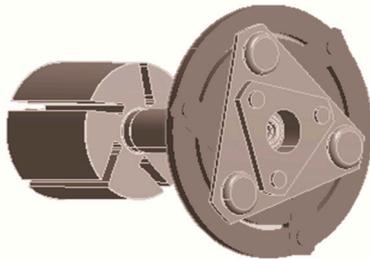


图 8 转子-衔铁系统有限元模型
Fig.8 Finite element model of rotor-armature system

与异响频率比较相近的第 5 阶模态频率 782 Hz，振型是沿转轴扭转。

根据表 1、2 模态分析的结果可知，转子本身的刚性很强，压缩机工作频率不足以激发其共振，但是转子与环形衔铁装配后的第 5 阶模态频率与压缩机转矩异响激励频率相吻合，从而产生扭转共振。

由于衔铁外圈直接与皮带轮相配合，因此从皮带传来的振动直接由衔铁接收。此时，发电机支架与压缩机衔铁各自的模态频率相吻合，并且中间由皮带连接作为传递介质，使转子-衔铁产生扭转共振，引起压缩机喷注速度变化，从而引发压缩机的高频排气噪声，产生啸叫，形成车内异响。

但是，为什么将该款压缩机安装在其他样车上则不会产生该问题呢？原因是本文试验中所用的

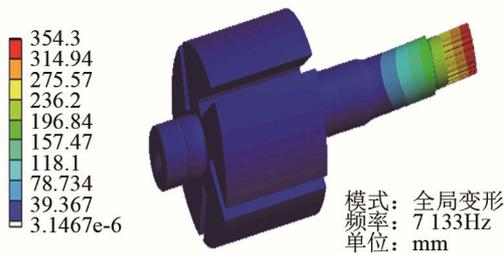


图 9 转子有限元模型仿真
Fig.9 Finite element simulation model of rotor

表 1 转子前 10 阶频率
Table 1 The first 10 order frequencies of the rotor

模态阶数	频率/Hz	模态阶数	频率/Hz
1	0	6	12119
2	7113	7	12126
3	7138	8	12364
4	9371	9	13402
5	9375	10	13411

模式: 全局变形
频率: 7133Hz
单位: mm

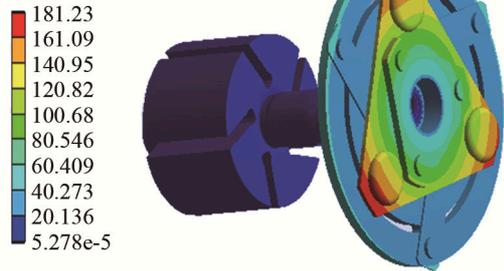


图 10 转子-衔铁系统有限元模型仿真
Fig.10 Finite element simulation model of rotor-armature system

表 2 转子-衔铁系统前 10 阶频率
Table 2 The first 10 order frequencies of the rotor-armature system

模态阶数	频率/Hz	模态阶数	频率/Hz
1	0	6	1138
2	78	7	1141
3	81	8	1999
4	132	9	2000
5	782	10	2470

样车，其发电机支架模态频率刚好与压缩机衔铁扭转共振频率相吻合，二者匹配不当，使压缩机衔铁接收到由发电机支架产生并通过皮带传递来的激励，从而产生扭转共振，引发压缩机啸叫，进而引起车内异响。换车之后，发电机支架模态频率移开，因此避免了压缩衔铁的扭转共振。

综上所述，本文所研究样车的车内异响问题，是由于车身部件结构模态、压缩机零件工作模态匹配不当引起的。

3 改进措施验证

根据第 2 节的分析，压缩机异响的产生机理是由发电机支架共振、衔铁扭转共振两个因素共同作用的结果，因此，改进其中任意一个因素，预期都能取得效果。

针对原车压缩机所用环形衔铁存在扭转模态的问题，更换全周衔铁后再次进行试验测试，异响问题得到明显改善。车内噪声与压缩机噪声频谱如图 11 所示，在原异响频率 780 Hz 左右的峰值大幅度削减，且主观评判结果也表明车内异响基本消除。另外，除了更换全周衔铁，采用改进发电机支架结构的措施进行验证，使其结构固有频率移开，再次进行试验测试，车内异响和压缩机工作异响问题也得到明显改善。车内噪声与压缩机噪声频谱如图 12 所示，在原异响频率 780 Hz 左右的峰值基本消除，

主观评判结果也表明车内异响基本消除。

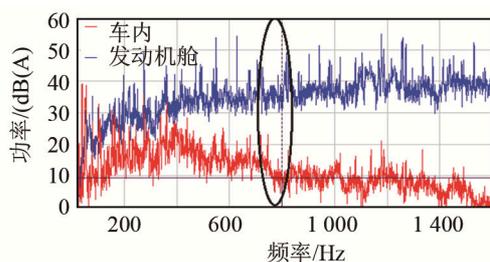


图 11 换衔铁后车内噪声与发动机舱噪声功率谱

Fig.11 Auto-power spectrums of vehicle interior noise and engine compartment noise after replacing armature

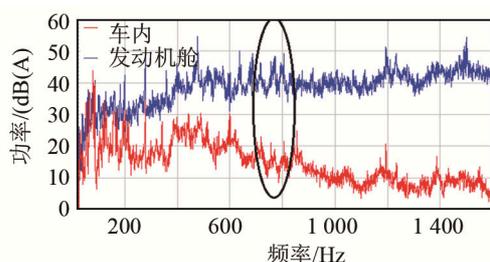


图 12 改进发电机支架后车内噪声与发动机舱噪声功率谱

Fig.12 Auto-power spectrums of vehicle interior noise and engine compartment noise when changing generator bracket

4 结 论

针对本文所研究样车的车内 780 Hz 异响问题, 首先确定异响来源为压缩机工作时的啸叫音传入车内。在排查压缩机啸叫发生机理的过程中, 通过模态试验找出了发电机支架上具有与啸叫频率相同的模态频率; 通过仿真计算得知压缩机转子-衔铁系统在工作时也具有相同的扭转模态频率。因此, 该样车的车内异响原因, 是由于发电机支架模态频率刚好与压缩机衔铁扭转共振频率相吻合, 二者匹配不当, 使压缩机衔铁接收到由发电机支架产生并通过皮带传递来的激励, 从而产生扭转共振, 引发压缩机的高频排气噪声, 进而传入车内产生异响。对发电机支架和压缩机衔铁其中任意一方面的改进, 都能使车内异响得到明显改善。

参 考 文 献

[1] 中华人民共和国国家计划委员会. GBJ118-88, 民用建筑隔声设计规范[S]. 北京: 中国标准出版社, 1988-11-01.
National Planning Committee of the People's Republic of China. GBJ118-88, code for sound insulation design of civil buildings[S]. Beijing: China Standard Press, 1988-11-01.

[2] 魏君泰. 空调压缩机降噪研究[D]. 天津: 天津大学机械工程学院, 2012.
WEI Juntai. Research on noise reduction of air conditioning compressor[D]. Tianjin: College of Mechanical Engineering, Tianjin University, 2012.

[3] 曲长宏, 庞宏. 浅谈噪声对人体的危害[J]. 黑龙江环境通报, 2003,

27(2): 22-23.
QU Changhong, PANG Hong. Brief discussion on the harm of noise to human body[J]. Heilongjiang Environmental Bulletin, 2003, 27(2): 22-23.

[4] 杨津. 噪声的主观评价[J]. 环境保护科学, 2004, 121(30): 56-57.
YANG Jin. Subjective evaluation of noise[J]. Environmental Protection Science, 2004, 121(30): 56-57.

[5] 马大猷. 现代声学理论基础[M]. 北京: 国防工业出版社, 2004, 93-94, 396.
MA Dayou. Modern acoustic theory[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2004, 93-94, 396.

[6] 马大猷. 噪声与振动控制工程手册[S]. 北京: 机械工业出版社, 2002: 82-94.
MA Dayou. Handbook of noise and vibration control engineering [S]. Beijing: Machinery Industry Press, 2002: 82-94.

[7] 傅亮, 夏博雯, 黄磊. 空调压缩机噪声控制研究[J]. 噪声与振动控制, 2017, 37(2): 217-220.
FU Liang, XIA Bowen, HUANG Lei. Research on noise control of air conditioning compressor[J]. Noise and vibration control, 2017, 37(2): 217-220.

[8] 马大猷, 李沛滋, 戴根华. 湍流喷注噪声的压力关系[J]. 物理学报, 1978, 27(2): 122-125.
MA Dayou, LI Peizi, DAI Genhua. Pressure relationship of turbulent jet noise[J]. Journal of physics, 1978, 27(2): 122-125.

[9] 盛美萍, 王敏庆, 孙进才. 噪声与振动控制技术基础[M]. 北京: 科学出版社, 2010: 67-68.
SHENG Meiping, WANG Mingqing, SUN Jincan. Technical basis of noise and vibration control[M]. Beijing: Science Press, 2010: 67-68.

[10] 肖宏强. 应用声强法进行压缩机噪声分析和声源识别[J]. 家电科技, 2003, 8(2): 51-52.
XIAO Hongqiang. Compressor noise analysis and source identification by sound intensity method[J]. Home Appliances Science and Technology, 2003, 8(2): 51-52.

[11] 卢喜, 杨诚. 旋叶式汽车空调压缩机的噪声源识别[J]. 重庆大学学报(自然科学版), 2006, 29(8): 70-73.
LU Xi, YANG Cheng. Noise source identification of rotary vane air conditioning compressor[J]. Journal of Chongqing University: Natural science edition, 2006, 29(8): 70-73.

[12] 卢喜. 旋叶式车用空调压缩机的振动与噪声控制的研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2006.
LU Xi. Research on vibration and noise control of rotary vane air conditioning compressor[D]. Chongqing: Chongqing University, 2006.

[13] 宋雷鸣, 金洪杰, 刘达得. DQX 系列旋转式压缩机噪声控制的理论分析[J]. 噪声与振动控制, 2000, 4(1): 25-29.
SONG Leiming, JIN Hongjie, LIU Dade. Theoretical analysis of noise control for DQX series rotary compressors[J]. Noise and Vibration Control, 2000, 4(1): 25-29.

[14] 杨保海, 文秀海, 睢利铭. 冷连轧机主传动系统扭转振动控制方法分析[J]. 机械设计与制造, 2018(6): 188-191.
YANG Baohai, WEN Xiuhai, SUI Liming. Analysis of torsional vibration control method for main drive system of cold continuous rolling mill[J]. Mechanical Design and Manufacture, 2018(6): 188-191.

[15] 魏华. 汽车动力传动系统扭转振动仿真计算与分析[J]. 山东工业技术, 2016(1): 299-299.
WEI Hua. Simulation calculation and analysis of torsional vibration of automotive power transmission system[J]. Shandong industrial technology, 2016(1): 299-299.

[16] 涂志健, 陆益民, 徐周亮. 7H15 型汽车空调压缩机振动噪声试验研究[C]//第二十七届全国振动与噪声应用学术会议论文集, 2016.
TU Zhijian, LU Yimin, XU Zhouliang. 7H15 Automotive air conditioning compressor vibration and noise test[C]//Papers of the 27th National Symposium on Vibration and Noise Application, 2016.

[17] 徐小彬, 郭明涛, 李一. 某汽车空调压缩机支架振动噪声优化分析[J]. 汽车实用技术, 2016(3): 69-71.
XU Xiaobin, GUO Mingtao, LI Yi. Optimized vibration and noise analysis of a compressor bracket for automobile air conditioning[J]. Automotive practical technology, 2016(3): 69-71.