

◇ 研究报告 ◇

汽车涡轮增压器同步谐波噪声仿真与优化*

凌旭^{1†} 黄守辉² 肖芝¹ 刘敏³

(1 湖南化工职业技术学院 株洲 412000)

(2 吉利汽车研究总院 宁波 315336)

(3 拾音汽车科技有限公司 上海 201800)

摘要: 针对增压发动机急加速急减速时产生的增压器同步谐波噪声问题,该文通过噪声仿真技术进行分析与优化。首先,分析该噪声的特征与传播路径;其次,建立流场仿真模型。利用剪切应力输运湍流模型与分离涡流模拟湍流模型对增压器进行稳态与非稳态瞬态流场分析,提取非稳态流场的叶轮与压气机流道表面的偶极子声源;最后,建立噪声传播模型,计算该增压器压气机的进气口声场分布。通过理论分析与试验相结合的方法,优化叶轮轮缘与压气机壳体的配合型线,将该增压器噪声的阶次峰值最大降低约 15.3 dB(A),消除了同步谐波噪声,且对发动机性能几乎无影响。该噪声的解决方法可以为压气机气动噪声优化提供有价值的参考。

关键词: 内燃机;涡轮增压;气动噪声仿真;谐波噪声;声类比

中图分类号: TK464 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-310X(2021)02-0220-07

DOI: 10.11684/j.issn.1000-310X.2021.02.007

Simulation optimization of synchronous harmonic noise in automobile turbocharger

LING Xu¹ HUANG Shouhui² XIAO Zhi¹ LIU Min³

(1 Hunan Chemical Vocational Technology College, Zhuzhou 412000, China)

(2 Geely Automobile Research Institute, Ningbo 315336, China)

(3 Scattered Automobile Technology Co., Ltd., Shanghai 201800, China)

Abstract: In order to study synchronous harmonic noise of turbocharger caused by rapid acceleration and deceleration of engine, this paper analyzes and optimizes the noise simulation technology. Firstly, the characteristics and propagation path of synchronous harmonic noise were analyzed. Secondly, the flow field simulation model was established. Shear stress transport (SST) turbulence model and detached eddy simulation (DES) turbulence model were used to analyze the steady and unsteady transient flow field of compressor, and the dipole sound source on the flow channel surface of impeller and compressor was extracted in the unsteady flow field. Finally, noise propagation model was established, and inlet sound field distribution of compressor simulations was implemented. With the theoretical analysis and experimental method, it shows that the peak of the impeller order noise was reduced by about 15.3 dB(A) and eliminated synchronous harmonic noise by optimization of fit profile between impeller flange and housing. Besides, it almost has no effect on the engine performance. This study enriches the methods of research on optimization of compressor's aerodynamic noise and provides a useful reference for others.

Keywords: Combustion engine; Turbocharger; Aero dynamic noise simulation; Harmonic noise; Acoustic analogy

2020-05-11 收稿; 2020-07-15 收稿

*湖南省教育厅科学研究项目 (19C0640)

作者简介: 凌旭 (1988-), 男, 湖南衡阳人, 硕士, 讲师, 工程师, 研究方向: 计算机辅助测试理论, 汽车 NVH 噪声技术。

†通信作者 E-mail: 247080185@qq.com

0 引言

废气涡轮增压器能通过涡轮有效利用发动机废气能量,带动与其同轴的叶轮来压缩空气,增加发动机的进气量,从而增加发动机的功率。一般而言,增压发动机与自然吸气发动机相比,能提高发动机功率与扭矩20%~30%,并能降低尾气当中污染物的排放,还可通过更小的发动机实现更大的功率与扭矩,达到整车轻量化与节油的效果。正是由于上述优点,增压发动机在乘用车中开始大力普及。乘用车相对商用车而言,整车NVH性能要求更为严格。需要对整车的重要噪声源进行有效控制,以满足顾客日趋严格的需求^[1-3]。

增压器为高转速机械,在目前的小型增压器中,转速高达 3×10^5 r/min。两轮在高速旋转过程中与空气的相互作用以及转子不平衡、非线性油膜力等因素,使增压器容易产生各种中高频噪声。高频噪声不容易被发动机的低频背景噪声屏蔽,并且易于通过车身孔、缝隙等传入驾驶室。由于人耳具有对中高频噪声敏感的特性,所以增压器噪声往往被顾客所抱怨。如何设计制造高性能、高可靠性与低噪增压器成为业内人员的巨大挑战。

众多科研人员对增压器噪声的产生机理、传播路径及治理方法进行了大量试验与仿真方面的研究。王钦庆^[4]较为详细地总结了增压器常见噪声的表现形式及治理方法。Teng等^[5]对增压器压气机Whoosh噪声的产生机理及解决措施进行了有效试验研究。圣小珍等^[3]对增压器一阶(同步,即噪声频率与叶轮轴的转动频率一致)噪声的客观评价标准、传播特性及路径传播控制方面进行了大量卓有成效的研究。杨景玲等^[6]在增压器执行器与脉冲宽度调制(Pulse width modulation, PWM)阀之间增加稳压腔优化了增压器的阀门敲击声。李志远等^[7]通过优化发动机的进气系统声学设计,优化了乘用车上的涡轮增压器泄气声。Sheng等^[8]、Cai等^[9]通过计算流体动力学(Computational fluid dynamics, CFD)及FW-H方程计算了离心机的气动噪声与辐射噪声,指出离心压气机噪声主要为带通滤波器(Band pass filter, BPF)为主的气动噪声。龚金科等^[10]、温华兵等^[11]对增压器压气机气动噪声进行了声类比及宽带噪声法仿真,指出叶轮为增压器压气机噪声的主要源头等。上述文献对增压器的结构噪声与离心机的气动噪声均进行了较为深入的研

究,但是,针对增压器的同步谐波噪声,目前还未见相关资料报道。本文针对工程实际应用中,增压器急加急减时,气流速度与压力快速压缩与释放,当叶轮与压壳两者之间的间隙不合理时,将导致大量的漩涡生成与释放,在此过程中,产生同步谐波噪声的问题,利用试验确定该噪声的特点与传播路径,结合仿真模型对该噪声进行优化,取得了较好的效果。

1 噪声特点与传播路径

噪声发生工况为发动机零负荷和急加速急减速,主观表现为尖锐的口哨声,噪声源来自于增压器压气机位置。为了探明该噪声的特点,在发动机台架上对该增压器的压气机壳体布置三向加速度计,检测压机壳体的振动,以判断该噪声是否由压气机壳体振动辐射产生。压气机出口管路布置压力脉动传感器,检测压气机出口的压力脉动,判断压气机出口气流压力脉动是否为该噪声产生的原因。高度平行增压器1 m处布置近场扬声器,用来采集增压器的近场噪声。测点布置见图1。

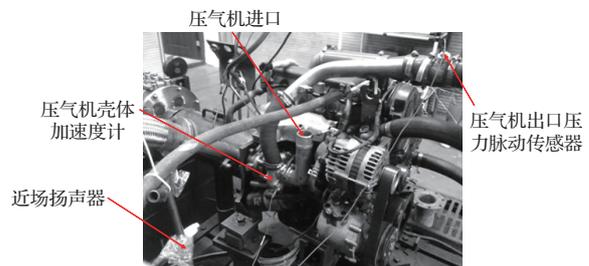


图1 增压器噪声测点布置

Fig. 1 Turbocharger noise measurement point

由信号处理软件Artemis对增压器近场测得的声音信号滤波可知,顾客抱怨的尖锐啸叫声频率范围为4000~8000 Hz,主要成分为增压器转速的4~6倍,为增压器同步谐波噪声(增压器同步转速的4~6倍)。压壳上的振动主要表现为增压器的一阶振动(与增压器转速的同频率振动),无相应同步谐波噪声的振动频谱。这说明:同步谐波噪声并不是由压气机壳体振动辐射而来。压气机出口的压力脉动数据分析表明:压气机出口压力脉动并无相关噪声频率成分,这说明,压气机出口由压力脉动产生的气动噪声并无同步谐波噪声成分。根据上述分析特征可以推断:该噪声属于空气动力学噪声,且主要沿压气机进口管路传播。相关振动与噪声频谱见图2与图3。

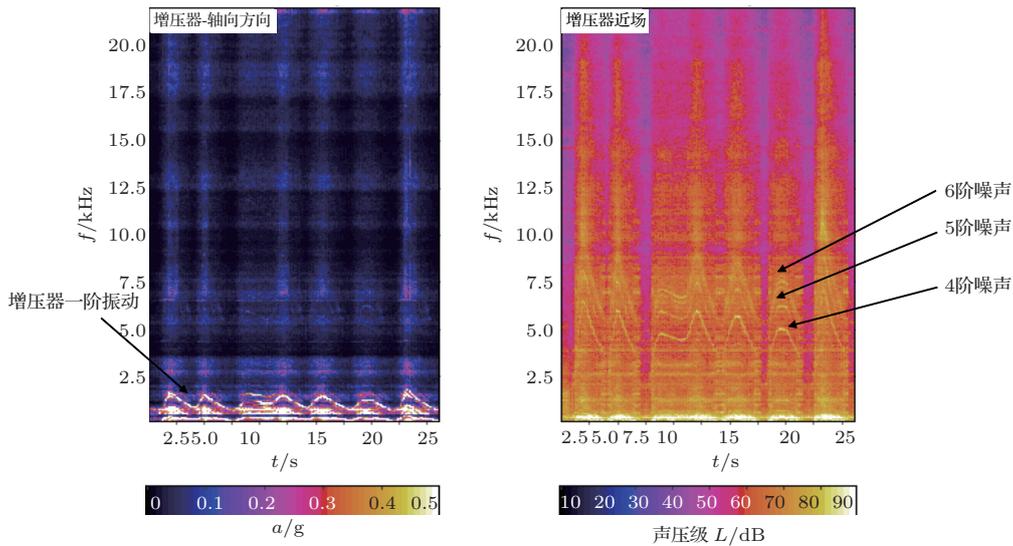


图2 压壳振动与近场噪声频谱图

Fig. 2 Campbell on compressor wheel vibration and near field noise

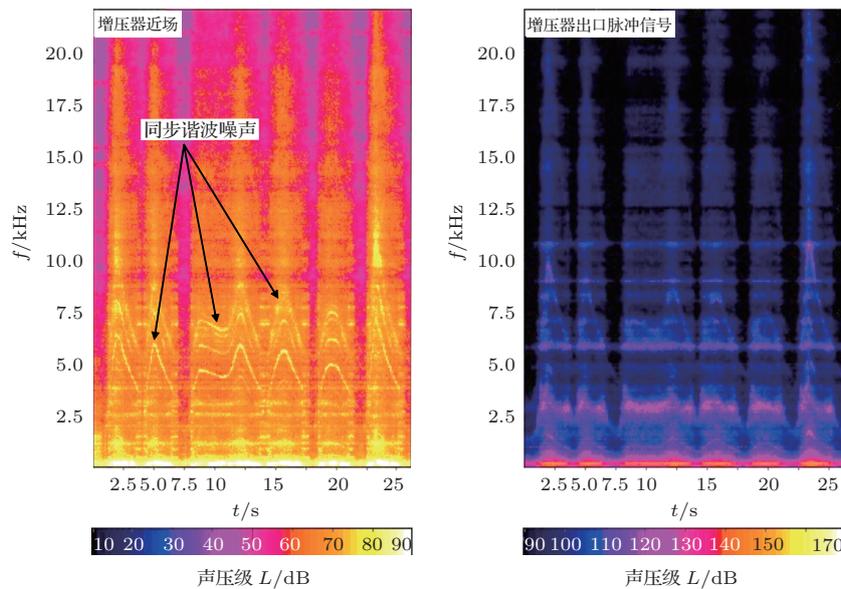


图3 增压器近场噪声与压气机出口压力脉动频谱

Fig. 3 Campbell on near field noise and compressor outlet pulsation

2 噪声仿真预测

2.1 气动噪声 Light Hill 声类比理论

LMS Virtual.Lab 软件进行噪声计算基于 Light Hill 声类比方法，并加入了 Curle's 理论^[12-13]。由质量守恒方程以及动量守恒方程可以推导得到

$$\frac{\partial^2 \rho_a}{\partial t^2} - a_0^2 \frac{\partial^2 \rho_a}{\partial x_i \partial x_j} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j}, \quad (1)$$

$$T_{ij} = \rho v_i v_j + \delta_{ij}((p - p_0) - a_0^2(\rho - \rho_0)) - \tau_{ij}, \quad (2)$$

其中， a_0 为流体中声速， ρ 为流体密度； $\rho_a = \rho - \rho_0$ 是声学变量， T_{ij} 为 Light Hill 应力张量， τ_{ij} 为黏性应力张量， v 为速度， p 为压力；理想介质中，在高雷诺数、低马赫数以及无熵源项条件下，

$$T_{ij} = \rho_0 v_i v_j. \quad (3)$$

对式 (3) 运用强变分并应用格林积分公式可以得到：

$$\int_{\Omega} \left(\frac{\partial^2}{\partial t^2} (\rho - \rho_0) \delta \rho + a_0^2 \frac{\partial^2}{\partial x_i} (\rho - \rho_0) \frac{\partial \delta \rho}{\partial x_i} \right) dx = - \int_{\Omega} \frac{\partial T_{ij}}{\partial x_j} \frac{\partial \delta \rho}{\partial x_i} dx + \int_{\Gamma} \frac{\partial}{\partial x_j} \sum_{ij} n_i \delta \rho d\Gamma(x), \quad (4)$$

其中,

$$\sum_{ij} = \rho v_i v_j + (p - p_0) \delta_{ij} - \tau_{ij}. \quad (5)$$

方程右边第一项为四级子声源, 第二项为偶极子声源。在 LMS Virtual. Lab 软件中有专门的扇声源模型, 将旋转壁面的偶极子声源解析表达。然后根据声音传播理论求解该声源在压气机流道及外声场的传播特性。

2.2 压气机气动噪声仿真

针对该噪声的产生机理及传播路径, 本文利用该增压器压气机壳体与叶轮的三维模型, 在仿真软件 Numeca 中进行六面体结构网格划分, 网格划分总数为 10 470 354, 采用 6 大 6 小叶片的全叶片模型, 网格划分模型见图 4。流体计算采用 CFX 软件, 利用剪切应力输运 (Shear stress transport, SST) 湍流模型计算稳态流场, 进口边界条件选取大气压力 1×10^5 Pa, 温度选取 298 K。压气机出口设定流量为 0.05 kg/s。将叶轮流道设置为转动域, 转速为 1.2×10^5 r/min。压气机进口与压壳流道均设置为固定域。转子与压壳交界面设置为 Frozen Rotor, 流体介质选取为可压缩的理想气体, 壁面均设置成无滑移、固定、绝热壁面。上述工况参数的选取均为该噪声产生时发动机台架测试的数据, 确保仿真与试验边界的统一。在稳态工况收敛后, 将其作为初始条件进行非稳态计算。非稳态计算中, 转子与压壳交界面设置为 Transient Rotor Stator, 选取分离涡流模拟 (Detached eddy simulation, DES) 湍流模型进行模拟, 时间步长设置为 2×10^{-5} s。待压气机出口流量呈周期性波动时, 则视为计算已收敛。待非稳态收敛后, 提取压气机壳体与叶轮叶片流道表面的偶极子声源^[8-9]。后续基于 Light-Hill 声类比方法进行噪声的进口传播特性计算。图 5 为非稳态计算收敛后的压气机流场压力分布图。由图 5 可知, 压力由压气机进口往出口方向逐渐增大, 到压气机出口位置时, 最大压力达到 0.1505 MPa, 该数据与试验数据 0.148 MPa 相比, 偏大 2500 Pa, 误差为 1.68%。误差满足工程上 <5% 的要求。

在声学计算中, 分别计算叶轮与压壳壁面偶极子声源在压气机流道及场点内的传播。声学边界条件设定为: 压气机进口考虑了声音频散效应的自动匹配层 (Automatically matched layer, AML) 边界, 压气机出口为无反射边界。计算频率分辨率为 50 Hz。计算频率范围为 2000~20000 Hz。能够涵盖

增压器的一阶转速频率 (2000 Hz) 与一阶 BPF 频率 (12000 Hz), 并且覆盖了该增压器噪声的频响范围。监测场点设置为压气机进口 1 m, 保持与实际测点一致。在计算中, 为了探讨叶轮与压壳对该气动噪声的贡献量, 分别计算了叶轮与压壳流道作为声源时, 两者之间的声传播特性。

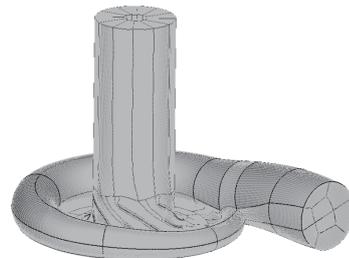


图 4 压气机网格划分

Fig. 4 Compressor hex mesh

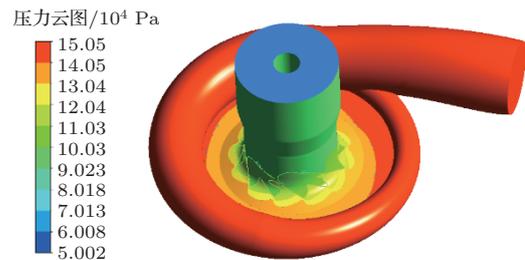


图 5 非稳态计算时的压气机表面压力分布

Fig. 5 Compressor pressure distribution under unsteadysimulation

图 6 为原方案压气机在 1.2×10^5 r/min 工况下, 叶轮与压壳分别作为声源时, 声场监测点处的噪声频谱对比。由图 6 可知, 该压气机的噪声特点主要表现为离散噪声, 在 4000 Hz、6000 Hz、8000 Hz、10000 Hz、12000 Hz 均有较明显的 2~6 阶阶次特征。上述模拟方案较好地再现了该增压器噪声的一阶谐波成分。叶轮在谐波噪声传播中占据主导作用, 尤其以 2 阶与 4 阶谐波最为明显, 这两阶谐波噪声分别比压壳大 58.4 dB、66.5 dB。相较于叶轮而言, 压壳产生的气动噪声则在主要集中在 BPF(6 阶) 噪声上。

图 7 与图 8 分别为叶轮与压壳流道作为声源, 4000 Hz 处的声压分布云图。由图可知, 声压最大的区域集中在叶轮为声源时, 叶轮轮缘与压壳的配合处。相较于叶轮而言, 压壳壁面声源的作用较为轻微, 应重点优化叶轮轮缘与压壳的配合型线。

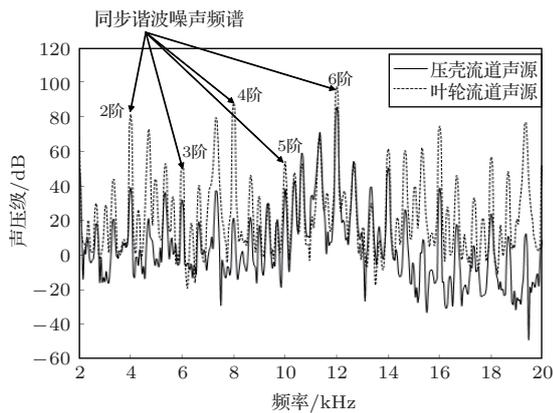


图6 压壳声源与叶轮声源的声场频谱

Fig. 6 Sound field frequency spectrum on stator and rotor

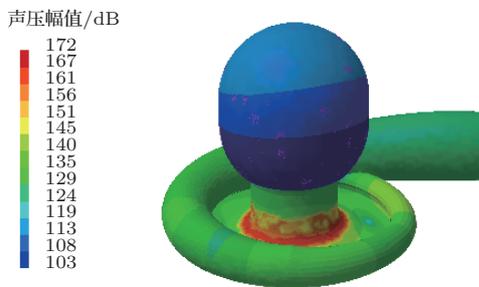


图7 4000 Hz时叶轮声源下的压气机噪声分布

Fig. 7 Noise distribution on compressor under compressor wheel as sound source at 4000 Hz

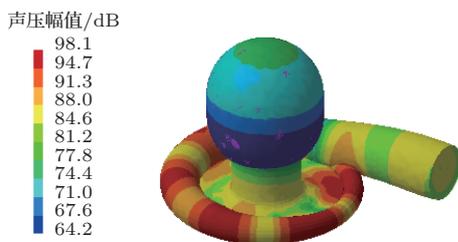


图8 4000 Hz时压壳流道声源下的压气机噪声分布

Fig. 8 Noise distribution on compressor under compressor housing flow as sound source at 4000 Hz

3 同步谐波噪声优化

参考上述仿真结果, 主要对叶轮轮缘与压壳之间的配合型线、叶轮的叶片形状进行了反复迭代优化。优化的流程如图9所示。

经过多轮迭代与优化, 最终通过优化叶轮轮缘弧线: 减小叶轮大径0.02 mm。图10为叶轮优化前后的二维对比图, 优化部位的虚线代表优化的部位。主要采用的方法为: 将图10中的原来圆弧半径

15 mm, 修改为一段大圆弧半径35 mm及半径为10.4 mm的小圆弧进行组合, 同时对应修改优化压壳与叶轮的轮缘配合型线, 使进气气流在叶轮流道内的过度更为顺滑, 减少气流在流动过程中的压力脉动与加快气体流出后的漩涡释放。在仿真计算结果中, 该方案有效地降低了该同步谐波噪声的成分。图11为声学仿真优化方案与原方案的叶轮噪声对比云图。由图11知, 优化后的叶轮噪声分布云图相较于原方案(图7), 叶轮轮缘处的声压级由最大值166 dB降低至151 dB, 并且优化方案在整个叶片轮缘与压壳配合处, 声压基本分布集中在147 dB, 而原方案的叶轮轮毂与压壳配合处的噪声分布主要集中在166 dB。相较于原方案, 大部分区域降低了声压级19 dB。

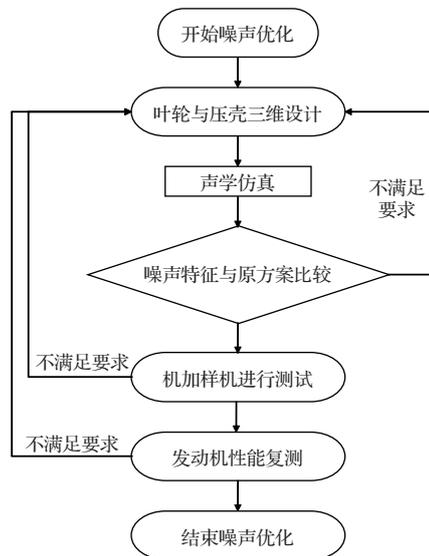


图9 优化流程

Fig. 9 Modified process

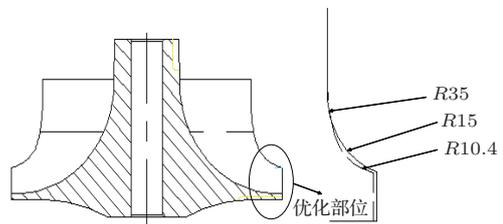


图10 叶轮优化示意图

Fig. 10 Diagram of modified compressor wheel

图12为优化方案与原方案的噪声对比测试结果。由图12可知, 采用优化方案后, 4000~8000 Hz处的同步谐波噪声频谱已消失, 谐波噪声幅值较原方案最大降低约15.3 dB(A)。频谱中仅存在常见的

增压器BPF噪声频谱,该噪声频谱频率高,不易被顾客感知。主观评价时,没有听到发动机急加速急减速时的尖锐口哨声,其声学性能得到了顾客的一致认可。

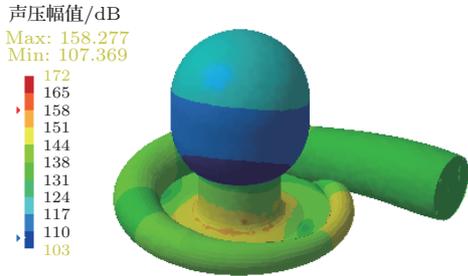


图11 4000 Hz 优化方案的压气机噪声分布云图

Fig. 11 Noise distribution on modified compressor at 4000 Hz

体配合处的一段圆弧机加成两段圆弧,同时,将叶轮整体外径减小0.02 mm,压气机壳体的扩压盘机加量减小0.02 mm。

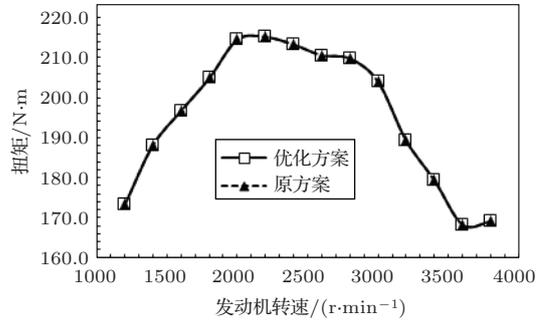


图13 两种方案的发动机扭矩曲线

Fig. 13 The engine torque curve about two plans

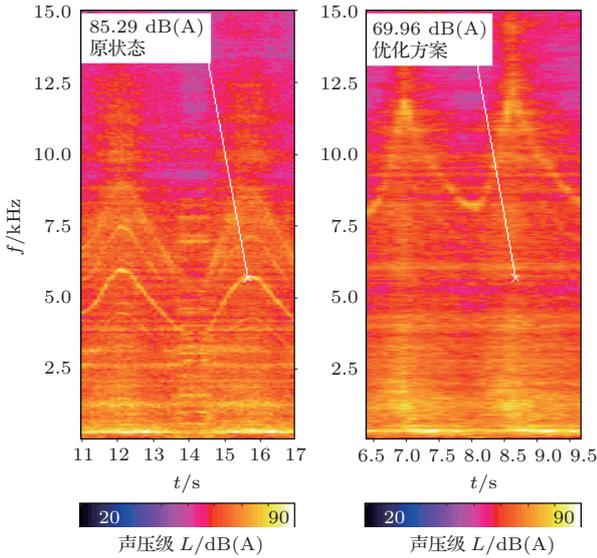


图12 优化方案与原方案噪声试验结果对比

Fig. 12 The compared noise Campbell between original and modified plan

为了验证噪声优化后,发动机性能的变化情况,在该发动机上进行了原方案与优化方案的外特性试验。图13为两种方案在外特性点上,发动机扭矩的变化情况。可以看出,在同一台发动机上,两种方案的发动机扭矩在外特性点上除了1400 r/min、3600 r/min时,优化方案略高1 N·m、0.4 N·m外,其他点均一致。这说明采用本优化方案来优化增压器同步谐波噪声,对发动机的性能几乎无影响。在经过发动机耐久可靠性400 h考核后,该方案增压器性能正常,无损坏。优化带来的变更主要为修改叶轮型线的机加工工艺,即将原方案的压气机叶轮与壳

4 结论

(1) 对噪声的测试与分析表明:增压器同步谐波噪声属于空气动力学噪声,发生在发动机低负荷、急加速与急减速工况,主要沿压气机进口传播,主要噪声频率为4000~8000 Hz,噪声频率与增压器同步转速频率呈倍数关系。

(2) 利用结构化网格对该增压器叶轮及其压壳流道进行了网格划分。基于SST与DES湍流模型仿真计算得到了该压气机的偶极子声源,并将该声源导入声学仿真软件,得到了压气机流道与叶轮表面及其远场的声学传播特性。在选定工况下,非稳态计算压力误差为1.68%。满足工程上误差<5%的要求。

(3) 声学仿真与试验所测试的噪声特征吻合较好,同时表明:叶轮轮缘型线及其与压壳配合区域为该噪声的主要声源区域。

(4) 反复优化了叶轮轮缘线及与之配合的压壳型线后,有效减弱了该区域的气体回流与漩涡生成。通过试验证明,通过该优化方法,降低了4000~8000 Hz区域噪声值约15.3 dB(A),成功地消除了增压器同步谐波噪声,且对发动机性能无明显影响。

参 考 文 献

[1] 《中国公路学报》编辑部. 中国汽车工程学术综述·2017[J]. 中国公路学报, 2017, 30(6): 1-197.
Editorial Department of China Highway Journal. Review on China's automotive engineering research progress: 2017[J]. China Journal of Highway and Transport, 2017, 30(6): 1-197.

- [2] 顾灿松, 袁兆成, 刘佳鑫, 等. 涡轮增压器动力学建模及振动特性研究 [J]. 振动与冲击, 2019, 38(23): 70–76, 102.
Gu Cansong, Yuan Zhaocheng, Liu Jiaxin, et al. Dynamic modeling for a turbocharger and its vibration characteristics[J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(23): 70–76, 102.
- [3] 圣小珍, 田生, 曹侠, 等. 增压器噪声的主客观评价 [J]. 噪声与振动控制, 2013, 33(3): 241–245.
Sheng Xiaozhen, Tian Sheng, Cao Xia, et al. Subjective and objective evaluation of turbocharger's noise[J]. Noise and Vibration Control, 2013, 33(3): 241–245.
- [4] 王钦庆. 几种常见涡轮增压器噪声及其控制 [J]. 内燃机与动力装置, 2012(4): 43–46.
Wang Qinqing. Several common turbocharger noises and control[J]. Internal Combustion Engine and Powerplant, 2012(4): 43–46.
- [5] Teng C, Homoc S. Investigation of compressor whoosh noise in automotive turbochargers[J]. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 2009, 2(1): 1345–1351.
- [6] 杨景玲, 李克俊, 张东, 等. 发动机增压器异响产生机理及解决方法研究 [J]. 内燃机工程, 2014, 35(6): 101–105.
Yang Jingling, Li Kejun, Zhang Dong, et al. Research on turbocharger abnormal noise generation mechanism and resolution method[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2014, 35(6): 101–105.
- [7] 李志远, 刘涛, 刘淑军. 涡轮增压发动机泄压噪声的进气系统优化设计 [J]. 上海汽车, 2015(8): 14–22.
- [8] Sheng X, Huang S, Tian S, et al. An initial analysis on sound insulation behavior of a rubber pipe between turbocharger compressor outlet and intercooler[C]//SAE Paper. Detroit, Michigan, USA, 2014, 2014-01-0011.
- [9] Cai J, Qi D. A quantitative study of the blade passing frequency noise of a centrifugal fan[J]. Journal of Vibro-engineering, 2012, 14(3): 1200–1213.
- [10] 龚金科, 朱咸磊, 刘冠麟, 等. 小型车用压气机气动噪声分析 [J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2017, 44(8): 23–28.
Gong Jinke, Zhu Xianlei, Liu Guanlin, et al. Analysis of aerodynamic noise on small centrifugal compressor [J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2017, 44(8): 23–28.
- [11] 温华兵, 桑晶晶, 刘红丹, 等. 涡轮增压器压气机的气动噪声声源特性研究 [J]. 车用发动机, 2014(5): 87–92.
Wen Huabing, Sang Jingjing, Liu Hongdan, et al. Characteristics of aerodynamic noise source for turbocharger compressor[J]. Vehicle Engine, 2014(5): 87–92.
- [12] 刘晨, 曹贻鹏, 明平剑, 等. 高压比离心压气机气动噪声数值预测 [J]. 内燃机学报, 2018, 36(6): 553–560.
Liu Chen, Cao Yipeng, Ming Pingjian, et al. Numerical prediction of aerodynamic noise of high-pressure-ratio centrifugal compressor[J]. Transactions of Csice, 2018, 36(6): 553–560.
- [13] 周慧, 郝志勇, 刘联璧. 涡轮增压器出口消声器的仿真和改进 [J]. 汽车工程, 2015, 37(3): 336–340.
Zhou Hui, Hao Zhiyong, Liu Lianyun. Simulation and improvement of silencer at turbocharger outlet[J]. Automotive Engineering, 2015, 37(3): 336–340.