

# 某柴油机增压器支架 NVH 性能分析与改进

李俊琦,高书贞,姚亚俊,张晨,梁伟

潍柴动力股份有限公司,山东 潍坊 261061

**摘要:**为解决某轻型紧耦合后处理柴油机在台架开发阶段出现的排气系统增压器支架断裂故障,利用有限元仿真分析方法,建立柴油机排气系统三维模型,利用 SimLab 和 HyperMesh 软件联合划分四面体单元网格,导入 ABAQUS 软件计算得到系统模态结果,结合噪声、振动与声振粗糙度(noise vibration harshness, NVH)测试试验及故障件材料微观分析,查找增压器支架断裂的原因;提出台架试验条件及增压器支架结构改进方案,并进行 NVH 性能测试及耐久试验验证。结果表明:柴油机与台架存在共振、增压器支架设计刚度及材料强度不足是增压器支架断裂的原因;使用垂直刚度更低的软垫作为该柴油机台架的支撑软垫,共振转速由 776 r/min 降低为 318 r/min,振动速度由 382 mm/s 降低为 89 mm/s,避免柴油机与台架共振的风险;更换支架材料并在支架受力变形方向增加条形筋,使排气系统 NVH 性能满足要求,解决了增压器支架断裂故障。

**关键词:**紧耦合后处理柴油机;增压器支架;NVH;断裂;共振

**中图分类号:**TK427.13

**文献标志码:**A

**文章编号:**1673-6397(2023)06-0090-07

**引用格式:**李俊琦,高书贞,姚亚俊,等.某柴油机增压器支架 NVH 性能分析与改进[J].内燃机与动力装置,2023,40(6):90-96.

LI Junqi,GAO Shuzhen,YAO Yajun,et al. Analysis of NVH performance of a diesel turbocharger bracket and its improvement[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2023,40(6):90-96.

## 0 引言

随着我国对蓝牌轻型载货车空车质量要求的提高,为了满足国六排放标准的要求,高端轻型柴油机采用在增压器后紧耦合氧化催化剂(diesel oxidation catalyst, DOC)和颗粒捕集器(diesel particulate filter, DPF)的后处理技术路线<sup>[1-2]</sup>。采用紧耦合后处理技术路线的柴油机,可以有效提高 DOC 入口的废气温度,特别在柴油机排温低的工况下,提高后处理的转化效率,有效提高发动机排放性能,减少 NO<sub>x</sub> 和颗粒物排放。同时,柴油机紧耦合后处理使整车结构更加紧凑、零部件数量少,整车质量减小,对降低整车油耗也具有一定的优化作用<sup>[3-4]</sup>。但紧耦合后处理柴油机排气系统的支架数量较多,装配基准不一致,固定位置距离较远且跨度较大,工作环境恶劣,系统的噪声、振动与声振粗糙度(noise vibration harshness, NVH)性能较难保证。本文中针对某紧耦合后处理柴油机在台架开发试验过程中反复出现的排气侧增压器支架断裂故障,结合有限元仿真分析、NVH 测试及故障件材料微观分析等方法,分析故障产生的主要原因,并提出对应的试验条件及产品结构的改进优化方案,为紧耦合后处理柴油机开发及故障分析提供参考。

## 1 排气系统结构及故障分析方法

### 1.1 排气系统结构

某紧耦合后处理柴油机排气系统由增压器、排气制动蝶阀、排气管和紧耦合后处理总成 4 部分组成,

收稿日期:2023-02-14

基金项目:国家重点研发计划项目(2022YFE0100010)

第一作者简介:李俊琦(1986—),女,山东莱州人,工学硕士,高级工程师,主要研究方向为内燃机空气系统设计,E-mail:lijunq@weichai.com。



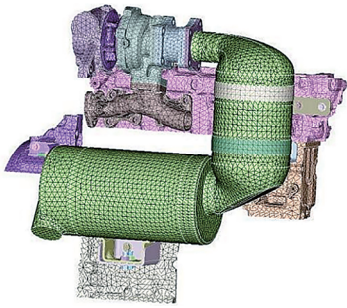


图3 排气系统有限元网格模型

表1 零部件材料属性

零件名称	材料	密度/( $\text{g}\cdot\text{cm}^{-3}$ )	弹性模量/GPa	泊松比
排气管	GJS-SiMo41	7.00	142.0	0.28
缸盖	ZL101	2.68	68.6	0.32
机体	ZL111	2.68	68.6	0.32
支架	Q235	7.81	210.0	0.28

## 2.2 仿真结果与分析

按照安全系数为 1.2 计算,发动机附件支架系统模态的一阶固有频率应大于发动机激振频率的 1.2 倍<sup>[7]</sup>,排气系统的固有频率应不小于 110 Hz。经计算,该机型排气系统的前 3 阶固有频率及振型如表 2 所示(按发动机坐标定义,飞轮端指向自由端为 +x 向,上方为 +z 向,+y 向符合右手法则),一阶振型如图 4 所示,图中数据代表相对位移的变化趋势,0 代表无变形,1 代表变形最大。由表 3 及图 4 可知:一阶频率 225.8 Hz,大于 110 Hz;该机型的排气系统模态计算满足 NVH 性能要求,最大位移发生在 DOC 处,振动趋势为 z 轴方向。

表2 排气系统固有频率与振型

阶数	固有频率/Hz	振型
1	225.8	DOC 沿 z 轴摆动
2	283.3	DPF 沿 x 轴摆动
3	383.8	DOC 沿 y 轴摆动

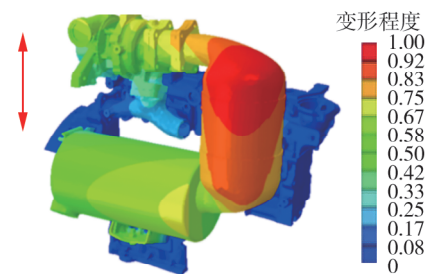


图4 排气系统一阶振型图

## 3 NVH 测试试验

为了进一步明确发动机与台架是否存在共振及增压器支架是否存在过约束问题,测试整机与增压器的振动速度及振动加速度<sup>[8]</sup>。

### 3.1 试验仪器及测点布置

选用灵敏度为 10 mV/g( $g$  为自由落体加速度)的加速度传感器作为 NVH 试验的测试设备。在整机共振测试中,分别在整机的前端上部、后端下部及前、后、左、右 4 个对角位置布置加速度传感器,为了明确增压器的 NVH 数据,并排除增压器支架过约束问题,将加速度传感器布置于增压器表面,对安装支架和不安装支架 2 种情况进行 NVH 测试,其测点布置位置如图 5 所示。

### 3.2 整机振动测试结果

整机振动测试结果如图 6 所示。由图 6 可知:整机振动速度无异常波动,发动机转速为 776 r/min 时,整机右前支撑点 +x、+y、+z 向的振动速度最大,分别为 66、374、228 mm/s;发动机转速为 2 800 r/min 时,右前支撑点 +x、+y、+z 向的振动速度分别为 21、22、51 mm/s;但发动机转速为 776 r/min 且振动频率为 26 Hz 时,存在振动频谱激励突增现象,说明此处整机与台架存在共振问题。考虑该机型柴油机本体质量相对于竞品机型较轻,需进一步对台架支撑软垫进行选型确认<sup>[9-10]</sup>。

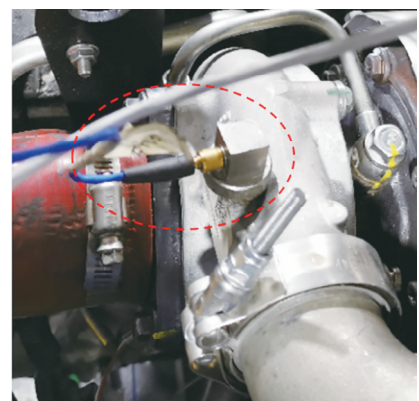


图5 传感器布置位置

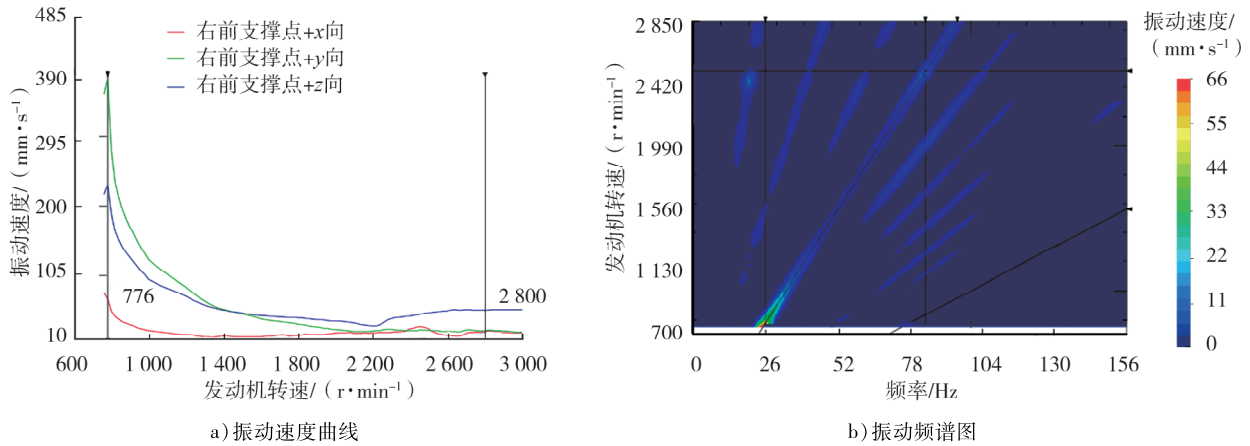


图 6 整机振动测试结果

### 3.3 增压器振动测试结果

为排除增压器支架过约束的情况<sup>[11]</sup>,对拆、装增压器支架 2 种情况进行增压器振动台架 NVH 测试,测试结果如图 7 所示。

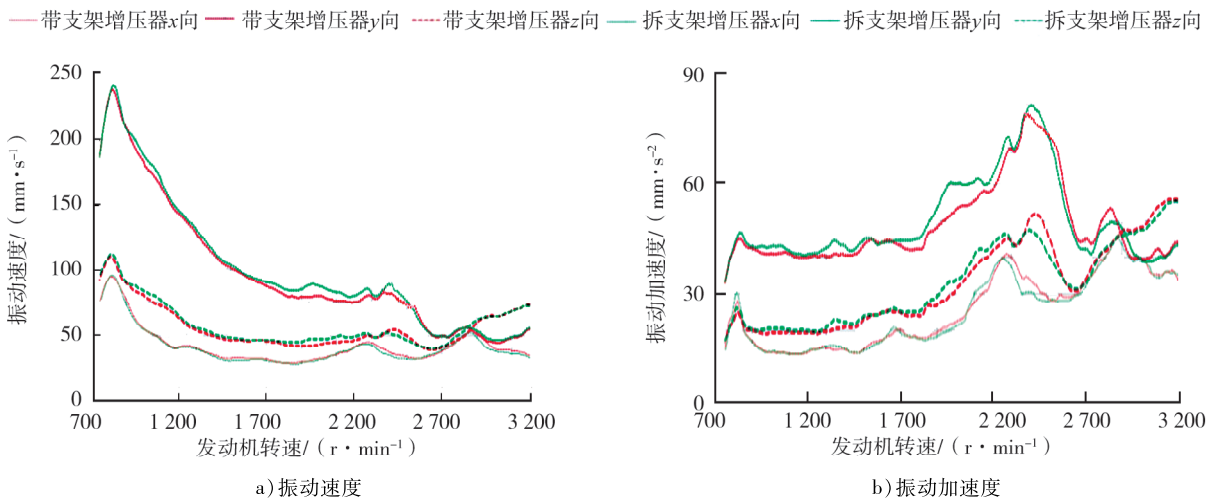


图 7 增压器振动测试结果图

由图 7 可知:带支架与不带支架的增压器振动结果不同,特别是在发动机转速低于 2 300 r/min 时,带支架增压器的振动速度和加速度均低于不带支架的,由此推断增加支架可以改善增压器受力;发动机转速为 2 400 r/min 时,增压器的振动加速度突然增加并达到峰值,说明在此工况下增压器与台架发动机发生共振。同时,对比增压器和整机的振动速度可知,增压器的振动速度明显高于整机振动速度,说明支架无法抑制增压器振动。

## 4 材料分析

通过体视显微镜观察故障支架的断口形貌,如图 8 所示。由图 8 可知:断口表面有明显的贝纹线,裂纹源区域没有明显的异常,失效模式为典型疲劳断裂,裂纹起源于止裂槽中间位置。同时,增压器支架螺栓孔安装位置存在明显的压溃现象。根据支架断口微观形貌分析,增压器设计刚度及材料强度不足<sup>[12-13]</sup>。

综合上述分析,该机型增压器支架断裂的原因为:1) 发动机整机与台架存在共振;2) 增压器支架设

计刚度及材料强度不足,难以完全抑制增压器振动。

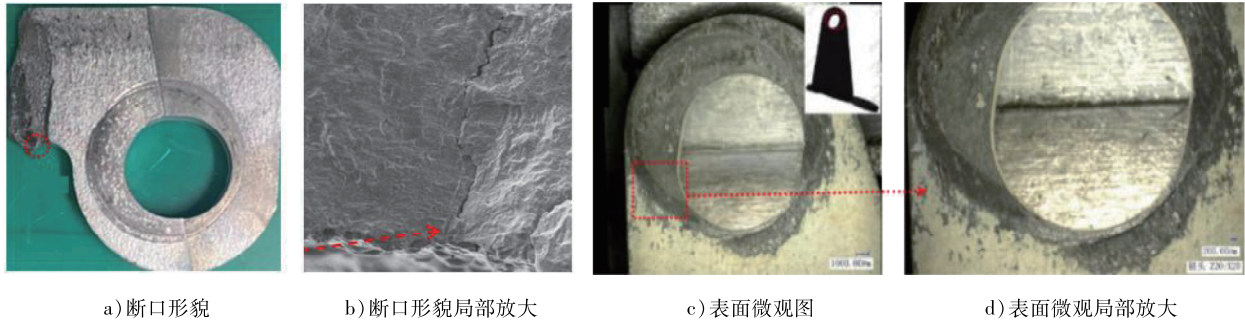


图8 断口微观形貌图

## 5 改进方案及试验验证

### 5.1 台架支撑软垫改进

为了避开柴油机与台架的共振点,对3种不同垂直刚度的台架支撑软垫进行选型。软垫在台架上的安装位置及改进后的软垫如图9所示。



图9 软垫在台架上的安装位置及改进后的软垫图

软垫刚度及 NVH 测试结果如表3所示,其中 VD3-06 是原始方案。由表3可知:型号为 VD3-02 的低刚度软垫可以将共振转速由 776 r/min 降低为 318 r/min,且振动速度由 382 mm/s 降低为 89 mm/s,共振风险降低。因此,选择 VD3-02 作为本型号发动机台架试验的软垫支撑方案。

表3 软垫刚度及 NVH 测试结果

软垫型号	垂直刚度/(kN·mm <sup>-1</sup> )	共振转速/(r·min <sup>-1</sup> )	振动速度/(mm·s <sup>-1</sup> )
VD3-06	0.48	776	382
VD3-12	0.65	1 360	513
VD3-02	0.17	318	89

### 5.2 增压器支架改进

为了增加增压器支架强度,将支架材料由 Q235A 板材调整为 QT450 铸造材料,材料的抗拉强度由 235 MPa 提升为 450 MPa<sup>[14-16]</sup>。

为了避免支架振动变形,在支架受力变形方向增加条形筋,并对螺栓支撑面进行加厚。改进前、后的

增压器支架结构对比如图 10 所示。



图 10 改进前、后支架结构

### 5.3 试验验证

将优化后的增压器支架搭载台架进行 NVH 测试,测试结果如表 4 所示。由表 4 可知:增压器及支架的一阶共振频率明显增加,且共振速度减小。改进后的增压器支架对排气系统振动存在明显的抑制作用,排气系统 NVH 指标满足要求。同时,搭载台架开展耐久试验,未出现增压器支架断裂故障。

表 4 支架优化后 NVH 测试结果

部件	一阶共振频率/Hz		共振转速/( $r \cdot \min^{-1}$ )		共振速度/( $\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$ )	
	改进前	改进后	改进前	改进后	改进前	改进后
增压器	26	163	2 400	2 450	90.0	70.4
增压器支架	28	168	2 400	2 520	86.0	38.0

## 6 结论

针对某轻型紧耦合后处理柴油机排气系统增压器支架出现的断裂故障,通过有限元仿真分析、故障件材料微观分析、NVH 测试和试验验证,分析了故障发生的主要原因并提出解决方案,为后续紧耦合柴油机系统结构开发提供参考。

1) 通过有限元仿真计算分析,确定该机型排气系统模态满足 NVH 性能要求。

2) 对台架上柴油机支撑软垫进行选型,选择垂直刚度更低的 VD3-02 软垫作为该机型台架的支撑软垫,避免该机型柴油机与台架产生共振。

3) 使用抗拉强度更高的铸造支架代替折弯板材支架,加大了支架的强度。

4) 对改进后柴油机进行 NVH 测试,改进后的台架支撑软垫和增压器支架能满足整机 NVH 要求;搭载负载进行耐久试验,未再出现故障,改进有效。

### 参考文献:

- [1] 景晓军,任烁今,汪晓伟,等. 重型车下阶段排放法规基本思路与发展趋势[J]. 汽车安全与节能学报,2023,14(2): 133-156.
- [2] 周敏. 汽油车尾气后处理系统的技术发展与未来[J]. 汽车实用技术,2020,45(21): 253-256.
- [3] 李金成,尧命发,郑尊清,等. 实现低  $\text{NO}_x$  排放的紧耦合后处理器匹配[J]. 内燃机学报,2023,41(2): 141-149.
- [4] 杨超,尹东升,范宝庆,等. 模态分析在发动机耐久试验中的应用[J]. 汽车实用技术,2018,43(20): 97-99.
- [5] 谢贵山,赵肖斌,黄宗斌,等. 车身 NVH 性能设计策略[J]. 科学技术与工程,2022,22(36): 16229-16237.
- [6] 林凤涛,柯露露,李志和,等. 车体振动模态对疲劳强度的影响分析[J]. 机床与液压,2021,49(1): 108-113.
- [7] 张忠元,张凤丽,郭军军,等. 基于轻量化设计的空气冷却器支架有限元静态分析[J]. 内燃机与动力装置,2021,38(1): 36-42.

- [8] 王明强,朱永梅,刘文欣.有限元网格划分方法应用研究[J].机械设计与制造,2004(10):22-24.
- [9] 吴光强,栾文博.汽车传动系相关NVH问题的动力学研究论述[J].机械工程学报,2013,49(24):108-116.
- [10] 覃鹏飞,谢贵山,刘丽佳,等.某车型车身NVH和强度的分析和优化[J].汽车零部件,2018(2):18-22.
- [11] 黄毅,钟根丁,熊德明,等.某商用皮卡NVH性能试验[J].汽车实用技术,2022,47(16):96-99.
- [12] 龙先军.某车型减振器支架断裂原因分析及改进方案[J].时代汽车,2021(7):133-134.
- [13] 李立碑.金属材料物理性能手册[M].北京:机械工业出版社,2011.
- [14] 刘兴鑫,赵卫东,张少波.挖掘机排气系统支架断裂原因分析与改进[J].建筑机械,2022(2):124-128.
- [15] 汪双斌,王宇航.某SUV ESP模块与支架的匹配设计及优化[J].汽车实用技术,2019,44(24):167-168.
- [16] 陶磊,陈爱娣,伍英华,等.重型汽车动力总成系统NVH优化[J].重型汽车,2021(6):21-22.

## Analysis of NVH performance of a diesel turbocharger bracket and its improvement

LI Junqi, GAO Shuzhen, YAO Yajun, ZHANG Chen, LIANG Wei

Weichai Power Co., Ltd., Weifang 261061, China

**Abstract:** In order to solve the fracture of the turbocharger bracket of a lightweight tight-coupled post-treatment diesel engine during the performance development, a three-dimensional model of the exhaust system of the diesel engine is established by using the finite element simulation analysis method, and the tetrahedral unit mesh is jointly divided by SimLab and HyperMesh software. The modal results of the system are calculated by ABAQUS finite element analysis software. Combined with the noise vibration harshness (NVH) test and the microscopic analysis of the fault parts, the cause of the fracture is summarized. The test for the improvement scheme of turbocharger support structure are put forward, and NVH performance test and durability test are carried out. The results show that the reasons for the fracture of the turbocharger bracket are the resonance between the engine and the bench, the design stiffness of the turbocharger bracket and the insufficient material strength. Using the cushion with lower vertical stiffness as the turbocharger bracket cushion developed for the platform of this model, the resonance speed can be reduced from 776 r/min to 318 r/min, and the vibration speed can be reduced from 382 mm/s to 89 mm/s, which avoids the resonance risk between the whole machine and the platform. The turbocharger bracket material is replaced, and additional bars in the direction of the bracket stress deformation are added, which can increased the tensile strength of turbocharger bracket, the NVH performance of the exhaust system can meet the requirements, and the fault of the turbocharger bracket fracture is solved.

**Keywords:** tightly coupled post-treatment diesel engine; turbocharger bracket; NVH; fracture; resonance

(责任编辑:刘丽君)