

基于压力波动的机油泵 NVH 问题研究

施发义, 欧阳丹, 丁伟, 刘成, 唐元媛, 刘向晖, 熊迪, 向飞, 单文强, 向高, 张文响, 郝少华
(东风汽车集团股份有限公司技术中心, 武汉 430000)

Vibration and Noise Analysis of Oil Pump Based on Pressure Fluctuation

SHIFayi, OUYANGDan, DING Wei, LIU Cheng, TANG Yuanyuan, LIU Xianghui, XIONG Di, XIANG Fei, SHAN Wenqiang, XIANG Gao, ZHANG Wenxiang, HAO Shaohua
(Dongfeng Motor Group Co., Ltd. Technology Center, Wuhan 430000, China)

Abstract: Oil pump is the core component of engine lubrication system. And because of the high speed rotation, it may generate more severe vibration and bring noise. In order to solve the problem of order noise of the engine rotor oil pump, the causes of order noise of the engine oil pump are determined by means of simulation and experimental analysis, it is determined that the order noise of oil pump is caused by the fluctuation of oil pressure. By adjusting the number of rotor teeth of the oil pump, the oil pressure fluctuation is significantly reduced and the order noise is eliminated.

摘要: 机油泵是发动机润滑系统核心零部件, 由于高速转动产生较为剧烈的振动从而可能引发噪声。针对发动机转子式机油泵阶次噪声问题, 利用试验及仿真分析手段, 确定机油泵阶次噪声是由于机油压力波动导致。通过调整机油泵转子齿数, 机油压力波动显著降低, 阶次噪声消除。

关键词: 转子机油泵; 阶次噪声; 机油压力波动

Key words: rotor oil pump; the order noise of oil pump; the fluctuation of oil pressure
中图分类号: TK414.1+31 文献标识码: A

0 概述

随着汽车工业和发动机技术的持续快速发展以及生活质量的不断提高, 人们对于汽车的振动、噪声及舒适性的要求也越来越高。发动机作为核心总成, 其 NVH 表现越来越受到消费者的关注^[1-2]。发动机内部运动件众多, 几乎所有的零部件都会产生噪声振动。机油泵是发动机润滑系统核心零部件, 作为发动机旋转运动件之一, 由于高速运转、机油泵内部高低压油腔快速切换, 产生较为剧烈的振动从而可能引发噪声。转子式机油泵在运转时, 机油泵腔内压力会存在波动, 特别是高低压转换时, 压力波动异常明显。此外, 机油泵腔内的涡流、空化都会导致机油泵运转时发生振动, 产生机油泵噪声问题。正是由于机油泵噪声问题原因复杂, 其 NVH 方面的表现逐渐被设计人员重视, 关于机油泵 NVH 相

关研究越来越多^[3-4]。

本文基于某发动机开发项目过程中出现的 NVH 问题, 针对所采用的转子机油泵噪声产生机理进行研究, 分析噪声产生原因, 并进行相应优化, 最终进行试验验证。

1 机油泵阶次噪声问题

某车型搭载配置转子机油泵发动机在项目开发阶段, 整车进行转毂试验及发动机台架 NVH 测试时, 发现存在阶次异响问题, 同时伴随发动机缸体高频振动。

整车转毂试验发现发动机在 3200-4200r/min 转速区间内存在电锯音, 车内乘员能够明显感知异响。在固定档位 (2/3 挡) 加速至 4500r/min 松油

收稿日期: xxxx-xx-xx

作者简介: 施发义 (1988-), 男, 硕士生, 主要研究方向为发动机冷却润滑系统, E-mail: shifay@dfmc.com.cn;

门后滑行过程中，异响更为明显，NVH 采集数据如图 1 所示，异响成分为 4.2 阶以及谐阶次。

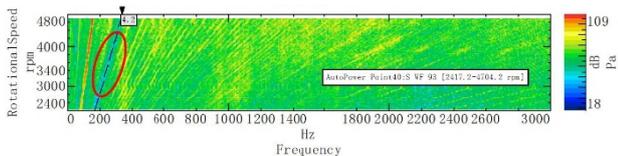


图 1 整车 NVH 测试频谱图

1.1 阶次分析

阶次是对旋转速度对应的谐振频率成分的一种别称，是结构旋转部件因旋转造成的振动噪声的响应，其与转速和转频之间存在倍数对应关系。对发动机来说，通常定义曲轴旋转对应频率为基频（1 阶噪声），基频的 N 倍噪声被称为 N 阶噪声^[3-5]。

转子机油泵在工作过程中，内外转子不停的啮合、挤压、摩擦，机油泵腔体内部形成高低压油腔，在低压腔向高压腔转换过程中，产生激烈的摩擦、挤压。这些挤压、摩擦等产生振动并通过机械传递及辐射传出，就是机油泵的阶次噪音，严重时表现为尖锐的啸叫声^[2]。

1.2 阶次计算

根据机油泵速比和齿数可以计算出机油泵阶次噪音和发动机转速的具体倍数关系。本项目机油泵与曲轴传动比为 0.84，机油泵内外转子为 5 齿/6 齿，经计算机油泵转子阶次为 4.2 阶。即发动机出现的 4.2 阶及其倍数阶次噪声为机油泵内外转子啮合产生。

2 机油泵阶次噪声原因分析

2.1 机油泵噪声机理

转子机油泵噪声主要包括由于运动零件间间隙导致的碰撞、振动机械式噪声和由泵的压力、流量的周期性变化以及进气引起的流体振动与噪声。其中，泵的机械噪声包括：内外转子啮合接触摩擦噪声与内外转子啮合冲击噪声。流体噪声包括：流量脉动与压力脉动产生的噪声，困油现象产生的噪声以及气蚀产生的噪声^[6-8]。

基于以上，针对转子机油泵噪声问题需要明确噪声类别及产生机理再采取合适优化方案进行解决。如机械噪声需要重点关注转子型线设计、内外转子啮合间隙是否合理，流体噪声则需要重点关注转子齿数、高低压油腔分布、泄油压力、出口入口直径设计是否合理。

2.2 仿真分析

机油泵腔体压力分布如图 2 所示。从图 2 可以看出，泵压油腔瞬态压力大于泵出口两倍，压油腔末端对应的内外转子区域瞬态压力最大 23bar。此时机油压力发生剧烈变化，说明这是机油泵阶次噪声的主要来源。

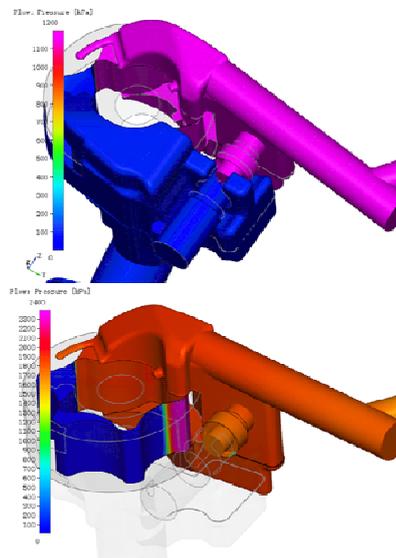


图 2 机油泵腔体压力分布云图

2.3 机油压力波动台架监测值分析

根据理论分析，开展台架专项试验进行故障原因确认。由于主观感受噪声集中在 3500-4200r/min 转速区间，且降速过程中最为明显。所有进行发动机台架及机油泵单体机油压力波动数据采集，确认是否是由于机油压力波动大引起的噪声。

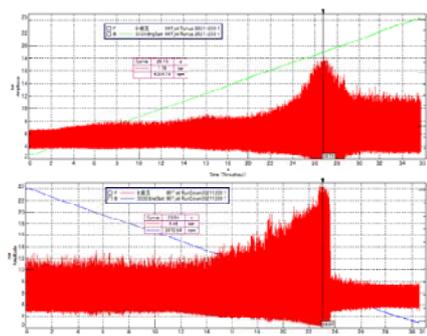


图 3 发动机台架机油压力波动实测值

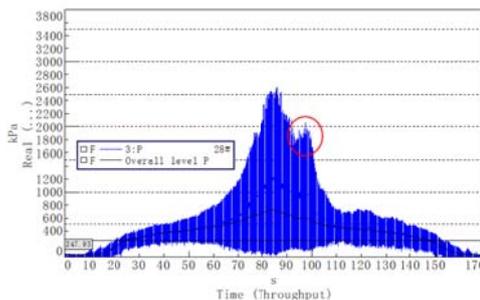


图 4 机油泵单体机油压力波动实测值

整机及单体机油压力波动测试结果如图 3 与图 4 所示，从图中可以看出：

(1) 发动机降速过程中机油压力波动明显大于升速机油压力波动；

(2) 发动机出现明显电锯音的转速区间范围内，发动机降速过程中 3400r/min 机油压力峰值达到 25bar；

(3) 单体试验降速过程中机油压力波动曲线存在峰值凸起。

综上，通过机油泵阶次噪声机理研究及原因分析，机油泵的阶次噪声是由于机油压力波动导致。

3 机油泵阶次噪声优化

根据转子机油泵异响原因的初步分析，锁定异响是由于机油压力脉动导致的流体噪声。因此，从转子齿数、泄油压力等几个方面分析机油压力波动改善效果。

3.1 优化方案说明

结合机油泵阶次噪声原因分析，分别对机油泵转子齿数以及泄油压力进行优化，具体方案如表 1 所示。

表 1 方案说明

样件编号	方案说明
1#	原始方案（转子数 5/6）
A1	优化方案（转子数 7/8，泄油压力降低）
B1	优化方案（转子数 5/6，泄油压力降低）
C1	优化方案（转子数 7/8）

3.2 稳态压力脉动对比

图 5 为样件 1#与 C1 稳态压力脉动实测数据对比，图 6 为样件 A1 与 B1 稳态压力脉动实测数据对比。

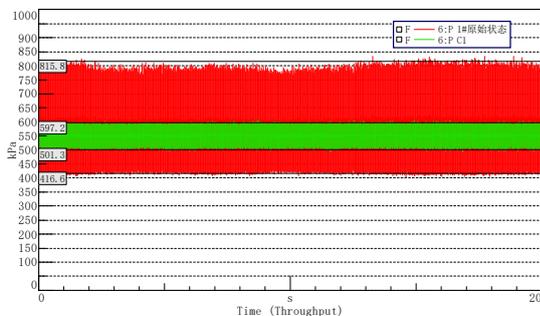


图 5 样件 1#与 C1 稳态压力脉动实测数据

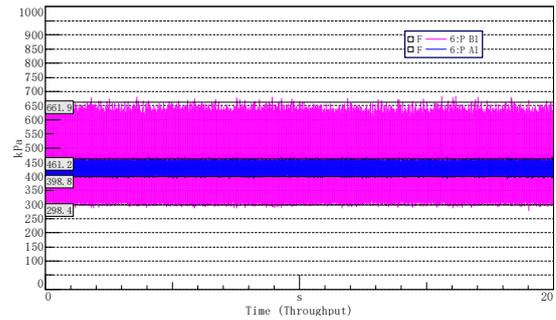


图 6 样件 A1 与 B1 稳态压力脉动实测数据

表 2 稳态压力脉动实测数据

样件编号	1#	A1	B1	C1
基准压力(kPa)	541	427	430	547
最大压力(kPa)	816	461	662	597
最小压力(kPa)	417	399	298	501
波动范围(kPa)	399	62	364	96
波动百分比(%)	-23/+51	-7/+8	-31/+54	-8/+9

从图 5、图 6 以及表 2 可以看出，对转子齿数以及泄压压力进行优化，通过稳态压力脉动对比：

(1) 泵齿数 7/8 泵压力波动明显比原泵（齿数 5/6）小；

(2) 优化泄压压力，因基准压力降低，压力波动范围有所降低，但改善效果不及齿数增加方案；

3.3 频谱数据对比

图 7 为机油泵单体 NVH 测试频谱图，从图中可以看到机油泵齿数增加及泄压压力优化方案（A1）各阶次噪声能量明显降低，改善效果显著。

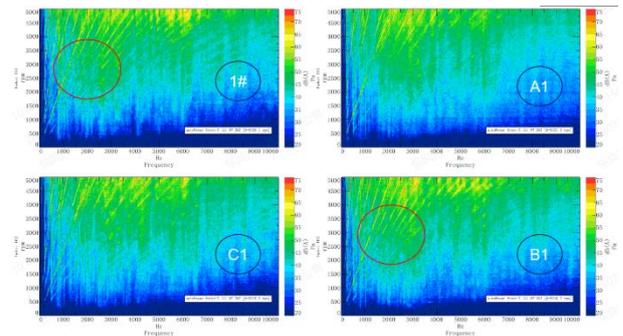


图 7 机油泵单体 NVH 测试频谱图

4 整车整机噪声台架实测

台架试验分别对原样件及改善样件进行测试，测试对比结果如图 8 所示：转子齿数从 5/6 齿调整为 7/8 齿后，机油压力脉动显著降低，同时 3400r/min 附近的压力脉动凸起也消除。

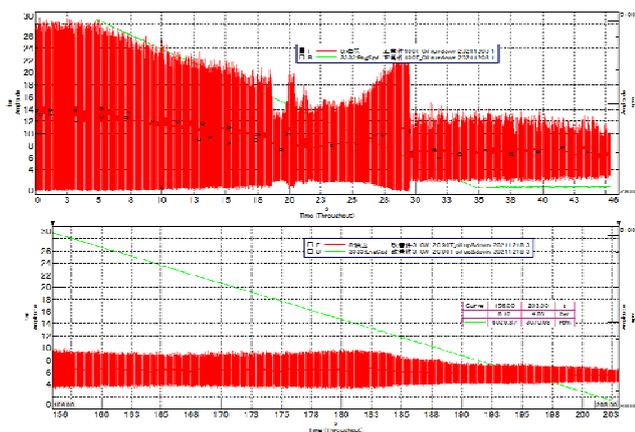


图 8 机油泵单体 NVH 测试频谱图

图 9 为整车转毂消音室对比评价测试结果，原方案在 5000r/min 稳定后松油门，滑行转速 3400-4000r/min 范围能稳定复现电锯音。换装 7/8 齿改善机油泵样件后，同样工况条件主观评价电锯音不再复现。通过测试数据采集对比可以得出：3400-4000r/min 原方案机油泵（5/6 齿）对应的 4.2 阶及倍频振动幅值较大，改善方案机油泵（7/8 齿）对应的 5.8 阶及倍频振动幅值明显改善。

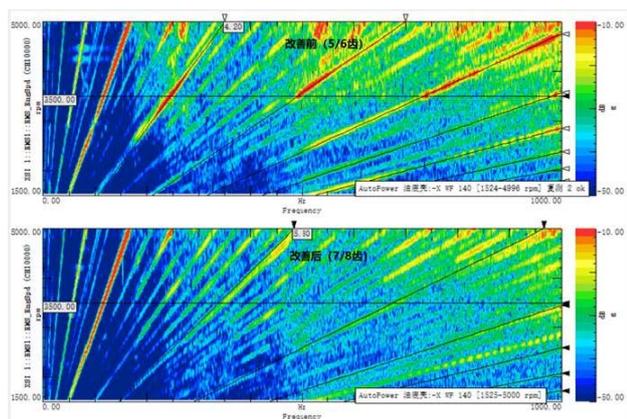


图 8 机油泵优化前后测试对比

5 结论

(1) 通过阶次分析锁定异响来源于转子机油泵。

(2) 基于仿真分析与台架实测确认转子机油泵异响是由于压力脉动过大导致。

(3) 通过对比试验，优化泄压压力机油压力波动改善效果不及齿数增加方案，齿数增加能够显著降低机油压力脉动。

参考文献：

[1] 周景航, 刘宇恒, 李政. 某 1.3L 自然吸气发动机机油泵噪声的改善[J]. 汽车工程师, 2017(05): 27-29.

- [2] 周涛, 宁科亮, 程晓章. 发动机转子机油泵阶次噪音的 NVH 优化[J]. 汽车实用技术, 2017(17): 146-148.
- [3] 朱东升, 许涛, 陆荣荣, 等. 某转子机油泵阶次噪声优化[J]. 汽车实用技术, 2018(24): 145-147.
- [4] 李延鹏, 潘玲玲, 喻磊, 等. 转子式机油泵的阶次噪声分析及改进[J]. 小型内燃机与车辆技术, 2019, 48(2): 69-74.
- [5] 秦炳爽, 李延鹏, 林建伟. 某转子式机油泵噪声分析及改进[J]. 内燃机与配件, 2015(04): 28-30.
- [6] 王国刚, 崔庆涛, 王金立, 等. 某转子式机油泵噪声优化研究[J]. 内燃机与配件, 2018(04): 24-25.
- [7] 霍鹏光. 椭圆摆线转子式机油泵噪声分析及齿廓修形研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2017.
- [8] 李建. 低噪声椭圆摆线转子机油泵齿廓线型优化技术研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2015.