

某发动机 NVH 测试及关键部件降噪研究

李凯 范习民

安徽江淮汽车集团股份有限公司

摘要：本文针对一款发动机的噪声问题进行了噪声源分析，采用主观评价及客观数据分析的方法分析了导致发动机噪声大的原因。采用仿真与试验相结合的方法分别对排气隔热罩共振辐射噪声、发电机通风噪声以及机油泵噪声进行了优化。通过多维度的噪声优化，发动机的声品质显著提升。

关键词：发动机；主观评价；降噪；声品质

0 前言

随着人们对汽车舒适性需求的不断提高，对汽车声品质的要求也越来越高，汽车的噪声振动性能受到了越来越多的关注。不管是一辆传统动力的燃油车还是混合动力汽车，发动机仍然是一辆汽车的核心，且发动机振动噪声性能的好坏直接影响到整车的声品质，所以如何降低发动机的振动噪声对整车降噪意义重大。

发动机振动噪声优化，需要对其噪声振动产生的机理进行研究，所以如何更好地了解发动机的振动噪声以及如何降低发动机的振动噪声已成为各 NVH 工作者亟待解决的问题。

1 发动机噪声机理分析

发动机噪声，一般包括燃烧噪声、机械噪声和空气动力噪声。燃烧噪声和机械噪声一般通过发动机外表面的振动形式向外辐射，空气动力噪声在进气和排气过程中产生，通过进、排气口或者管道壁向外辐射。针对发动机的噪声优化，首先需要对发动机不同类型的噪声进行分解量化，再综合考虑降噪量、优化成本等针对性地进行优化。

1.1 燃烧噪声及优化

发动机燃烧时缸内压力急剧上升，通过一系列运动部件传递到缸体缸盖，这个过程会引发机体表面的振动，从而辐射出噪声。燃烧噪声的直接影响因素和缸内的最高爆发压力以及压力持续时间有关，同时还与

燃烧相关的其他参数相关，如燃烧的滞燃期、转速和负荷等。

对于降低发动机燃烧噪声，从根源上解决，就是降低气缸压力中高频的成分，即降低发动机的压力变化率；也可以从传递路径上解决，如提高机体的结构衰减，为此可采用提高发动机的结构刚度的方法或者采用隔振较好的材料。同时可对燃烧室的结构及气道形状进行优化、优化燃烧参数、采用更加合理的电子控制策略以及改善油品等也可以不同程度地降低燃烧噪声。

1.2 机械噪声及优化

在发动机往复运动惯性力的作用下，运动部件产生振动冲击或者撞击而激发的机械噪声，主要包括敲击噪声、齿轮链噪声、气门噪声和附件系统噪声等。当激励频率与某些零部件的固有频率相同时，会引起强烈的共振噪声。机械噪声一般会随转速的提高逐渐增加。

工程中最常见的机械噪声控制有活塞敲击噪声优化，如采取合适的活塞销孔偏置，增加缸套的刚度，改善润滑；齿轮噪声优化，如提高齿轮加工精度，减小齿轮啮合间隙，优化齿轮设计；配气机构噪声优化，如改善润滑，减小间隙，优化凸轮轴的型线；共振噪声优化，如提高结构模态和加筋等。

1.3 空气动力噪声及优化

空气动力噪声是发动机主要噪声源之一^[1]。发动机最为典型的空气动力噪声有进气噪声和排气噪声，根据四冲程发动机工作原理可知，发动机的进气和排气是周期性的，所以必然会产生周期性脉冲噪声。同时

高温高速气流在通过管道时也会产生气体与气体、气体与管道之间的摩擦噪声。

对发动机进排气噪声的优化有两个方向。一个是从源头上降低,另一个是被动解决。源头上一般会采用标定优化的方式,比如让发动机燃烧更加平稳,对于突变工况进行平滑处理等。被动降低气动噪声首先是提高管道的隔声能力,其次是设计相应的消声器来降低特定频率的噪声。

2 发动机 NVH 试验

通过发动机噪声主观评价及测试分析,评估发动机的噪声水平是否达到项目开发初期制定的噪声指标。发动机噪声测试是在消声室环境下进行的,同时屏蔽非发动机的噪声。测试工况包括稳态工况、瞬态工况和倒拖工况等。传声器布置采用消声室简易测量法,如图1所示。

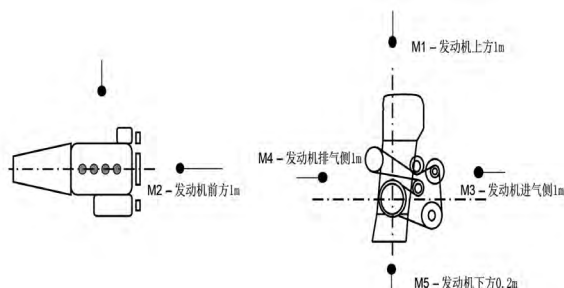


图1 发动机传感器布置示意图

2.1 试验数据分析

2.1.1 主观评价

采用10分制主观评价体系对发动机在消声室环境下的NVH表现进行主观打分,主观评价为5.996分,不满足 ≥ 7 分的要求。主观评价描述:发动机怠速声音嘈杂,不够纯净,存在清脆的“哒哒哒”的喷油器声音,转速较高时有刺耳的高频声音。

2.1.2 客观数据分析

发动机怠速噪声61.15 dB(A),满足前期设定的小于62 dB(A)的要求。但是,在100%负荷加速平均噪声在大部分转速点没有满足发动机开发初期设定的指标要求。整个加速区间发动机噪声曲线有多处凸起,线性度一般,且在中高转速(3000 r/min以上)处于数据库的中等偏上水平,如图2所示。综合以上分析,此发动机怠速噪声虽然满足指标要求,但是主观评价声品质较差,加速工况噪声均没有达到前期制定的指标要求,在数据库中也并没有优势,需要进行NVH优化。

2.2 噪声源分析

图3为加速工况发动机的4个方向噪声,转速3000 r/min以下,排气侧噪声最大,同时排气侧存在多处凸起噪声,转速4000 r/min以上,进气侧噪声最大,上方噪声最小,重点对排气侧、进气侧和前方噪声进行分析。

图4为排气侧存在558 Hz共振噪声。图5为声学相机显示共振噪声从排气隔热罩发出,判断为排气隔热罩共振产生。

图6是进气侧彩图,进气侧主要以18阶、31.58阶、44.92阶及94.57阶等阶次噪声为主,根据旋转件

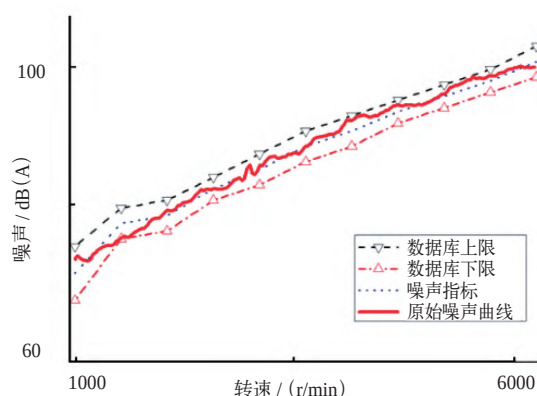


图2 发动机加速噪声曲线

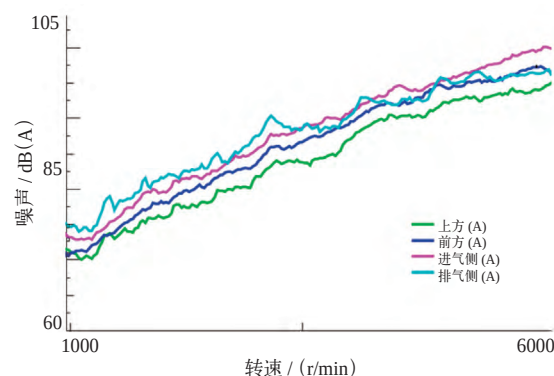


图3 发动机加速噪声曲线

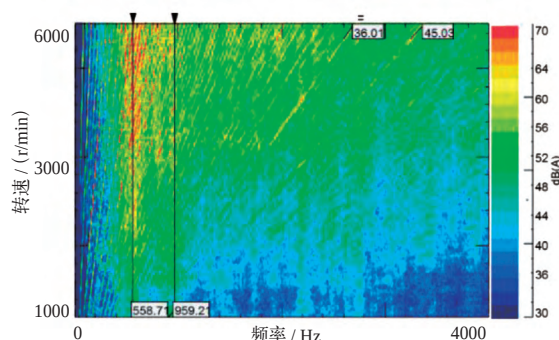


图4 排气侧噪声彩图

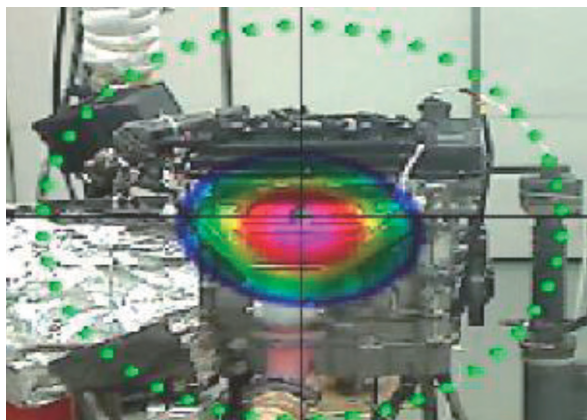


图5 排气侧 558 Hz 共振带噪声

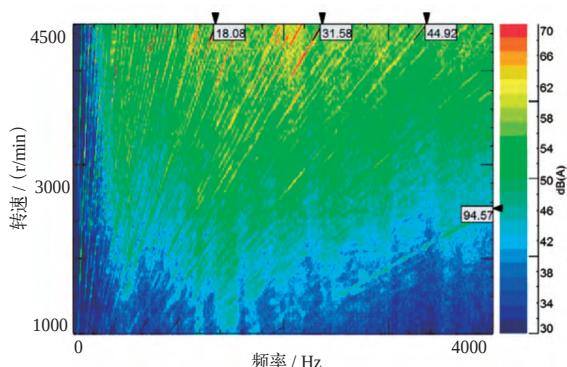


图6 进气侧噪声彩图

阶次计算,主要为机油泵噪声和发电机爪级噪声和发电机风扇噪声。发动机前方噪声与进气侧类似。

综上,通过声压级分析、频谱分析以及声学相机分析,得出引起排气侧噪声大的主因为排气隔热罩共振辐射噪声突出,引起发动机进气侧及前方噪声大的主要原因为机油泵噪声、发电机噪声突出,接下来将重点对以上零部件进行分析优化。

3 发动机噪声优化

3.1 排气隔热罩噪声优化

此发动机排气隔热罩为单层镀铝钢板。对排气隔热罩进行优化,首先建立排气系统仿真模型,计算排气系统模态,分析结果显示排气隔热罩在 400 ~ 700 Hz 频率区间存在 6 个模态振型,排气歧管的 1 阶模态为 560 Hz,与排气隔热罩模态接近,极易产生耦合共振噪声。

首先,对排气隔热罩进行了拓扑优化。其次,为了验证优化效果,依次进行了两个方案的验证:一是在拓扑优化的基础上在大平面的位置增加了 2 个约束点;二是在方案一的基础上大平面的约束点增加到 4 个,如图 7 所示。优化后排气隔热在 400 ~ 700 Hz 区间只有一个 665 Hz 模态。将优化方案一和优化方案二依

次进行台架测试,如图 8 所示,方案一降噪效果一般,方案二在整个转速区间较优化前排气侧噪声平均降低 2 dB(A),线性度也提升明显。根据测试结果,将方案二作为排气隔热罩的最终优化方案。

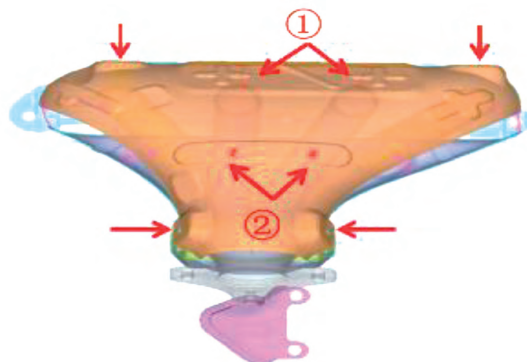


图7 排气隔热罩优化示意图

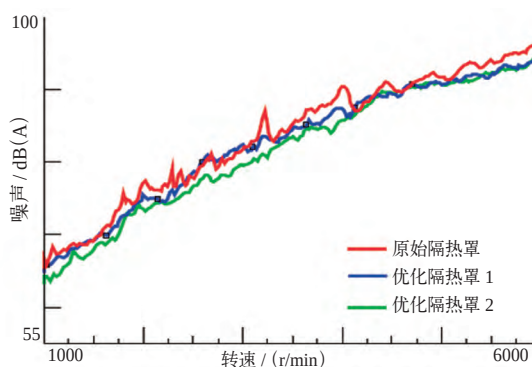


图8 排气隔热罩优化前后噪声曲线

3.2 发电机噪声优化

车用发电机是个复杂的总成结构,几乎每个结构都有可能产生噪声^[2]。根据发电机噪声产生形式,将发电机噪声分为机械噪声、电磁噪声及通风噪声^[3]。

发电机机械噪声:发电机结构复杂,在其旋转运转过程中各个零部件相互接触、摩擦进而产生噪声,机械噪声主要和发电机的机械部件的装配工艺和配合精度有关,如轴承的精度及磨损情况、转子的动不平衡和电刷的摩擦等。

发电机电磁噪声:发电机工作过程中会在内部产生电磁场,由于磁密度的不均匀分布,会产生谐波磁场,进而产生谐波电磁力。当电磁波的频率与定子或者转子的固有频率接近时,发电机就会产生共振,也叫电磁振动噪声^[4]。当电磁波的频率与定子的固有频率接近时,产生电磁噪声^[5]。研究表明电磁噪声与线槽数密切相关,呈现为阶次噪声,随着发电机线槽数的增加,电磁噪声呈减小趋势^[6]。

发电机通风噪声: 发动机在工作过程中会发热, 为了给发电机降温, 使其在正常的温度下工作, 发电机需要安装散热风扇。风扇在运转过程中扰动空气会产生压力脉动, 进而产生噪声。而发电机的转子在运转过程中也会切割空气产生噪声。这两种噪声与扰动空气的强度有关, 转速越高空气动力噪声越大^[7]。通风噪声具有周期性, 其基频为转子、风扇叶片每秒钟切割空气的次数, 频率和极对数、风扇叶片数成正比关系。

由试验可知, 此发动机的发电机转子噪声和风扇噪声在中高转速较为突出。通过对发电机爪极、风扇的结构进行分析发现, 发电机转子为对称结构, 且迎风面较为粗糙, 风扇圆周方向是均匀分布的, 为典型的通风噪声问题。此次优化方向是将转子改为非对称结构, 在迎风面增加了倒圆角的设计, 风扇叶片形状由原来周向规则排布改为周向不规则分布, 目的都是降低爪极、风扇在高速旋转时扰动空气的强度, 从而降低噪声。

在发电机单体台架对优化后的发电机进行验收测试, 如图 9 所示。采用优化后的发电机, 平均噪声下降 1 ~ 2dB(A), 阶次噪声降低显著。

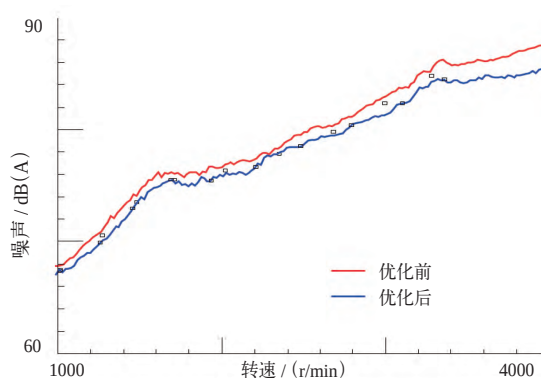


图 9 优化前后发电机噪声曲线

3.3 机油泵噪声优化

机油泵是发动机润滑系统的核心, 此发动机采用的是行业常用的内转子泵。机油泵在运转过程中由于部件的碰撞摩擦、泵腔的压力变化等往往会产生噪声问题。

机油泵的转子端面与两侧的盖板有一定的间隙, 转子与转子之间也会有一定的间隙, 在运转过程中会产生不同程度的撞击, 会产生撞击噪声问题。

同时机油泵存在低压区和高压区, 压力差较大, 容易产生流体噪声问题^[8], 机油泵还会产生其他噪声问题。在常见的转子机油泵噪声问题分类中, 啮合噪声、

驱动噪声和脉动噪声均呈现阶次特性, 啮合基频与内转子的齿数成正比关系。

通过发动机摸底测试分析可知, 此发动机的机油泵阶次噪声较为突出。通过 CFD 仿真分析发现, 吸油区压力波动较大, 最大达到 0.15 bar (1 bar=0.1MPa), 而无噪声问题的机油泵吸油区压力波动不到 0.05 bar。机油泵压力波动大是导致噪声大的主因。

本次主要从两个方面对机油泵噪声进行优化: 一是增大机油泵吸油区的深度, 从原来的 0.5 mm 增大到 1.5 mm, 从而增大吸油区体积; 二是在满足机油泵流量特性的基础上适当增加端隙, 泵腔体的深度由原来的 10.20 mm 增加到 10.25 mm, 增加深度后机油泵端面间隙值满足 0.01 ~ 0.09 mm 设计要求。

优化后的机油泵再次进行 CFD 仿真分析, 分析结果如图 10 所示, 吸油区压力波动值在 0.5 bar 左右, 压力波动降低明显, 和无异响 (竞品) 机油泵压力波动值基本相当。

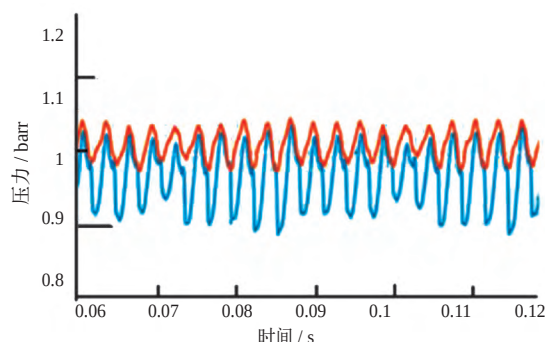


图 10 优化前后机油泵吸油区压力波动曲线

机油泵优化后, 将最新状态新机油泵在发动机台架进行了验收测试。主观评价发动机怠速声品质有明显提升。如图 11 所示, 机油泵优化后发动机噪声降低约 0 ~ 1.5 dB(A), 优化效果明显。

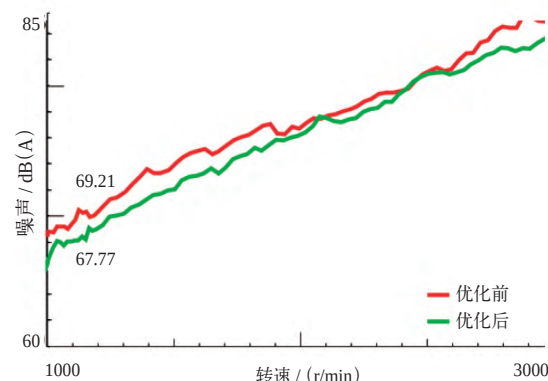


图 11 优化前后机油泵噪声曲线

3.4 声学包开发

为了使发动机的 NVH 水平达到最佳，此次针对发动机开发了声学包。

发动机上方及进气侧方向能清晰地听到喷油系统的噪声，同时发动机前方正时盖板为大平面。结合主客观分析结果，在发动机上方、正时盖板、油轨、减振带轮、进气侧缸体以及进气歧管卷筒内开发了相对应的隔声罩，如图 12 所示。

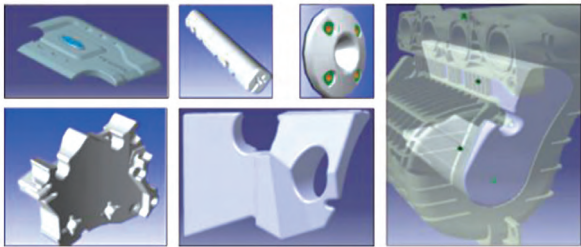


图 12 声学包

如表所示，对所有隔声罩的降噪效果进行统计，降噪效果从好到差依次为：上方隔声罩、进气歧管隔声罩、盖板隔声罩、油轨隔声罩和进气侧缸体隔声罩。减振带轮隔声罩由于产生了共振噪声，对发动机噪声有增大作用，取消此声学包。

表 声学包降噪效果统计表

隔声罩类型	加速降噪值 /dB(A)	怠速降噪值 /dB(A)
上方隔声罩	5.50	5.3
歧管隔声罩	1.50	0.6
盖板隔声罩	0.75	1.3
油轨隔声罩	0.65	0.8
缸体隔声罩	0.50	0.3
带轮隔声罩	-2.00	-0.5

4 优化验收

将所有优化方案应用到发动机上，在台架上进行最终的验收测试，如图 13 所示，主观评价最终得分为 7.4 分，满足大于 7 分的较好的要求。如图 14 所示，怠速噪声 58.80 dB(A)，较优化前下降了 2.35 dB(A)，达到了同类机型领先的水平；全负荷加速工况全转速段噪声平均下降 0 ~ 2.27 dB(A)，噪声在数据库处于较好水平。综上，此发动机噪声优化目标达成。

5 结论

(1) 通过对发动机 NVH 进行摸底，采用声压级分析、频谱分析和声学相机分析等多途径的 NVH 分析可以快

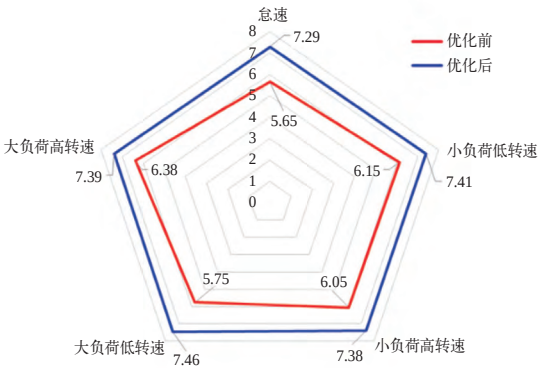


图 13 优化前后主观评价结果

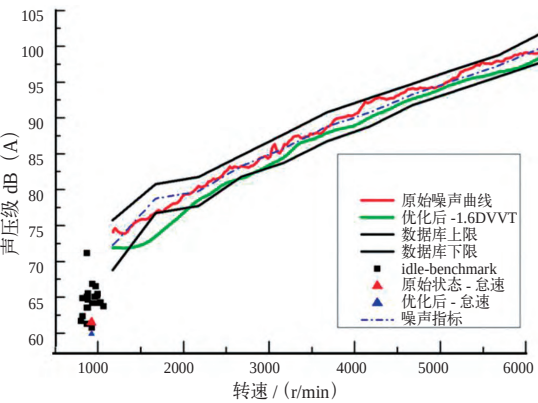


图 14 优化前后加速噪声曲线

- 速锁定噪声源。
- (2) 针对薄板件的 NVH 设计要尽量避免耦合共振噪声的产生，提升模态频率，约束大平面等可显著降低薄板件的共振辐射噪声。
- (3) 降低发电机的通风噪声可从转子爪极和风扇的结构上进行优化设计，试验表明，爪极倒圆角设计以及风扇的非对称结构设计均可以降低发电机的通风噪声。
- (4) CFD 仿真分析的方法可快速锁定机油泵噪声的根源，提高解决机油泵噪声问题的效率。

参考文献

[1] 辛海升, 付新挺, 岳海军, 等. 汽车发动机空气动力噪声及控制技术的研究 [J]. 内蒙古农业大学学报 (自然科学版), 2005, 26(1):49-52.

[2] 王朝建. 汽车发电机噪声测试分析和降噪方法研究 [D]. 锦州: 辽宁工业大学, 2014.

[3] 齐辉, 李永辉, 段建刚. 电机噪声的类别分析方法以及防止措施的研究 [J]. 微特电机, 2007(3):46-48.

[4] 申秀敏, 王勇, 等. 车用永磁同步电机电磁噪声分

(下转第 61 页)

控制实施补偿转速进 PI 处理, 将处理结果作为给定转矩条件, 叠加在需求转矩上, 并启动滤波器对谐波电流进行吸收抑制。

谐波共振分量, 实施转矩控制形成反向转矩抑制转矩波动对电机转速的控制, 达到整车抑制抖动效果。进入条件: 转速达到 50 r/min (根据标定), 周期 30 ms, 转速误差: ± 50 r/min。退出条件: 不能自行退出, 需通过软件屏蔽主动阻尼功能或改变主动阻尼起始转速及范围。MCU 检测到周期性转速波动时, 判断比较转速波动模型, 包含转速的范围和周期, 如果转速波动达到预先设定的限值 20 r/min 且周期也满足时, 即可触发主动阻尼模式; 然后首先实施有源阻尼控制, 生成补偿转速 PI 控制处理后叠加到参考转矩上, 然后实施转矩控制, 滤波器对谐波电流消除异常转矩成分达到平滑处理, 并在需求的转矩上实施补偿转矩, 增加系统阻尼效应, 产生一个反向补偿转矩调节输出抑制扭矩波动, 达到对电机输出转速进行抑制的作用。

4 测试验证

两种控制策略存在差异, 具体如图 8 和图 9 所示。在图 8 中, 右上方代号表示绿色为工作模式, 当前为滑行, 灰色为转速, 当前为 919 r/min, 粉色为 VCU 目标转矩请求, 最下方灰白色为 MCU 输出预转矩, 施加过后并结合表 4 策略优化控制, 进行整车路试测试报文解析数据, 图 9 相对于图 8 来说, 转速波动非常小, 实车驾驶感知效果得到了改善提升。

5 结论

通过对纯电动物流车搭载的后驱集成桥配合板簧方案进行质保路试中测试评价应用带来的低速抖动、异响和滑行回收抖动设计等问题, 通过对整车布置传感器进行测试、报文及瀑布图等数据分析, 依据理论分析定位, 开展对控制策略优化设计, 通过采取预转矩、主动阻尼并结合变载频段策略实施, 提升了主观驾驶评效果, 缩短了质保路试验证周期, 降低了整车开发

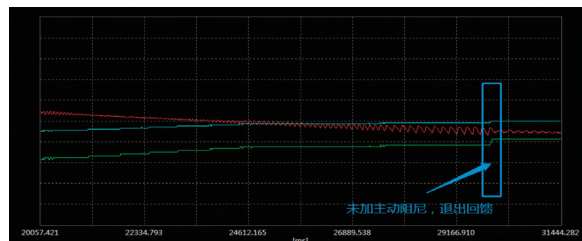


图 8 报文数据 (未优化前)

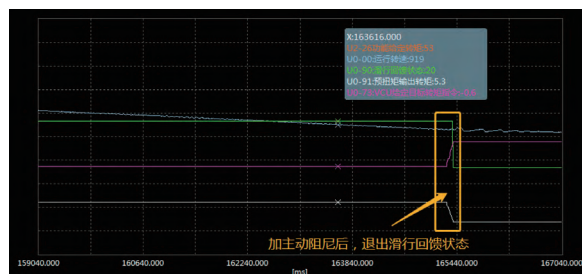


图 9 策略报文数据 (优化后)

成本。

参考文献

- [1] 陈茜兵, 程仁恒, 陈龙岗, 等. 一种 A00 纯电动驱动集成桥系统的 NVH 优化 [J]. 汽车零部件, 2023.02(02):75-80.
- [2] 林巨广, 马登政. 电动汽车三合一驱动系统振动噪声分析与优化 [J]. 汽车技术, 2021(03):20-25.
- [3] 林立, 黄苏融. 永磁同步电机系统线性化 H_{∞} 鲁棒控制 [J]. 电机与控制学报, 2009.13(04).
- [4] 赵朝会, 李遂亮, 王新威, 等. 永磁同步电机气隙磁密影响因数的分析 [J]. 河南农业大学学报, 2005(03):338-344.
- [5] 王成元. 现代电机控制技术 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.
- [6] 李晓华, 刘成健, 梅柏杉, 等. 电动汽车 IPMSM 宽范围调速振动噪声源分析 [J]. 中国电机工程学报, 2018 (17):5219-5227.
- [7] 王玉娟, 王华强. 转子分段斜极永磁同步电机电磁振动噪声研究 [J]. 电气传动, 2021.51(02):75-80.

(上接第 56 页)

- 析研究 [J]. 声学技术, 2012, 31(6):589-592.
- [5] 鲍晓华, 刘健, 等. 汽车爪极发电机定子模态分析和固有频率计算 [J]. 汽车工程, 2011, (12):1088-1091.
 - [6] 申秀敏, 王勇, 李彬. 车用永磁同步电机电磁噪声

分析研究 [J]. 声学技术, 2012, 31(6):590-592.

- [7] 王水平. 电动机噪声的分析及抑制 [J]. 电器制造, 2012, (10):77-78.
- [8] 王卓, 王金立, 李凯, 等. 某转子式机油泵噪声试验研究 [J]. 内燃机与配件, 2018, (8):79-81.