

doi: 10.11835/j.issn.1000-582X.2022.010

## 双质量飞轮对汽车传动系扭振的影响

朱凌<sup>1,2,3</sup>, 柏福明<sup>3</sup>, 毛杰<sup>3</sup>, 谢辉<sup>1</sup>

(1. 天津大学机械工程学院, 天津 300072; 2. 中汽研(天津)汽车工程研究院有限公司, 天津 300399;  
3. 吉利汽车研究开发(宁波)有限公司, 浙江宁波 315336)

**摘要:**为研究双质量飞轮(dual mass flywheel, DMF)对整车传动系扭振的影响,基于DMF理论搭建了仿真模型,并通过试验台架测试了DMF在不同振幅工况下的扭转刚度特性。通过不同工况下迟滞曲线仿真和试验对比,验证了DMF仿真模型的精度。基于准确的DMF模型,搭建了传动系扭振仿真模型,并通过整车状态怠速和3挡节气门全开工况的仿真和试验转速波动对标,验证了传动系扭振模型的精度。通过DMF设计参数的灵敏度分析,研究了传动系扭振开发和DMF设计的匹配。结果显示,DMF能衰减70%~90%的发动机燃烧主阶次转速波动幅值,极大降低扭振问题发生的风险。

**关键词:**双质量飞轮;扭转特性;转速波动

中图分类号:TB532

文献标志码:A

文章编号:1000-582X(2024)07-053-10

## The influence of the dual-mass flywheel on vehicle driveline torsion vibration

ZHU Ling<sup>1,2,3</sup>, BAI Fuming<sup>3</sup>, MAO Jie<sup>3</sup>, XIE Hui<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin 300072, P. R. China; 2. China Automotive Research (Tianjin) Automotive Engineering Research Institute Co., Ltd., Tianjin 300399, P. R. China; 3. Geely Automobile Research Institute (Ningbo), Ningbo, Zhejiang 315336, P. R. China)

**Abstract:** To investigate the influence of the dual-mass flywheel (DMF) on the vehicle driveline torsion vibration, a DMF simulation model was built based on DMF theory analysis. The torsion stiffness characteristics of the DMF were measured under various amplitudes. The simulated and measured hysteresis cycle curves were then correlated. Subsequently, a driveline torsion vibration simulation model was developed using the correlated DMF model. The simulated and measured rotating speed fluctuation were compared under idle and 3<sup>rd</sup> gear wide open throttle (WOT) conditions. Sensitivity analysis of the DMF design parameters was conducted to study the matching design of driveline torsion vibration and DMF parameters. The results indicated that the DMF reduced rotating speed fluctuation amplitudes by 70% to 90% at the engine combustion main order frequencies, thereby decreasing the risk of torsion vibration issues.

**Keywords:** dual mass flywheel; torsional characteristic; rotating speed fluctuation

收稿日期:2021-12-09 网络出版日期:2022-04-29

基金项目:国家重点研发计划资助项目(2020YFB1709400)。

Supported by the National Key Research and Development Project (2020YFB1709400).

作者简介:朱凌(1979—),男,博士,正高级工程师,主要从事整车性能开发工作,(E-mail) zhuling2@geely.com。

通信作者:毛杰,男,博士,(E-mail) maojie@geely.com。

汽车传动系是整车振动和噪声的主要激励源之一,传动系设计不合理会引起扭振问题,从而导致整车产生加速抖动、轰鸣、变速器敲击等问题,降低整车NVH性能。为了适应汽车市场变化和提高产品竞争力,各车企大量使用双质量飞轮来解决扭振问题。双质量飞轮(dual mass flywheel, DMF)是一种保证发动机正常运转并大幅降低传动系扭振的元件,主次级飞轮之间通过2段长弧形弹簧或多段短弧形弹性相连,弹性元件的低刚度设计可以大幅衰减发动机的扭振;同时扭转刚度可以进行多段设计,以满足不同的驾驶工况,降低传动系扭振问题发生的风险。

DMF的扭转特性受旋转速度和激励扭振的影响,是一种典型的非线性系统<sup>[1]</sup>。为研究DMF的扭转特性, Galvagno等<sup>[2]</sup>提出了一种DMF频域特性台架测试方法,通过在测试时进行电机的动态扭矩补偿,大幅提升不同频率和幅值下的激励扭矩稳定性,使试验结果更稳定。张志军等<sup>[3]</sup>建立了双质量飞轮转矩特性数学力学模型,获得了与试验吻合的转矩特性曲线,验证了考虑摩擦的仿真分析模型,更真实地反映双质量飞轮的转矩特性。

DMF的隔振性能,需要与传动系合理匹配才能更好地发挥作用<sup>[4-5]</sup>。宋大风等<sup>[6]</sup>建立传动系统集中质量模型,分析其固有特性和激振响应特性,然后对离合器刚度、阻尼等主要参数进行灵敏性分析,探讨DMF对扭振的影响。宋立权等<sup>[7]</sup>建立了由发动机、双质量飞轮、变速器和差速器等子单元组成的传动系扭振模型,通过灵敏度分析揭示了各单元动力学参数对系统固有特性的影响,对系统受迫振动进行仿真分析和试验验证。陈龙等<sup>[8]</sup>研究了双质量飞轮在各个工况下对传动系扭振的衰减效果,稳态工况下双质量飞轮扭振衰减幅度约50%,非稳态工况下扭振衰减幅度约80%。曾礼平等<sup>[9]</sup>建立双质量飞轮传动系扭振模型和系统非线性振动微分方程,采用平均法推导系统非线性频率特性近似解析解,分析输入激励和双质量飞轮参数对系统非线性特性的影响。

现有研究鲜有对DMF的准确建模及各参数对传动系扭振的影响和匹配设计的完整介绍。因此,文中介绍了一种DMF和传动系扭振的仿真分析方法,通过台架和整车试验的设计进行仿真模型的校准,在此基础上进行了不同参数对传动系扭振的影响分析,为DMF的设计和匹配提供理论依据。

## 1 DMF工作原理及其受力分析

现在汽车上使用的双质量飞轮一般有2种形式,分别是周向长弧形弹簧式(DMF-CS, DFM-circumferential spring)和周向短弹簧式(DMF-CSS, DFM-circumferential short spring)2种,其主要差异是主次级之间的减震弹簧形式不同。DMF-CS由于主次级间的弹簧长度大,可以将弹簧刚度设计得较低,使两飞轮间的相对转角增大,提高其隔振性能;此外,通过不同弧长和直径的弹簧嵌套,还可以实现多级弹簧特性以满足不同的驾驶工况。DMF-CSS与传统离合器内的扭振减震器类似,主次级飞轮间通过多组弹簧相连,通过将不同组的弹簧设计成不同的刚度和作用时间,实现多级非线性的扭转特性。DMF-CSS结构复杂、零件数据多、生产装配困难、成本高,没有被广泛使用,文中主要研究轴向长弧形弹簧结构形式的双质量飞轮,后文提到的DMF均指DMF-CS。

DMF的结构如图1所示:主要由初级飞轮、次级飞轮及其中间的弹性元件组成。初级飞轮与曲轴固定连接,类似于单质量飞轮,用于发动机启动和传递扭矩;次级飞轮与离合器壳体相连,用于提高变速器端惯量,降低DMF的扭转频率;两级飞轮之间通过连接盘和弧形弹簧传递扭矩。DMF工作时,弹簧在主动端限位块作用下受到压缩,同时弧形弹簧随着主次级端一起旋转,在离心力作用下与主级飞轮的壳体相互摩擦。一部分扭矩通过弹簧自身刚度传递,另一部分扭矩通过摩擦扭矩传递。

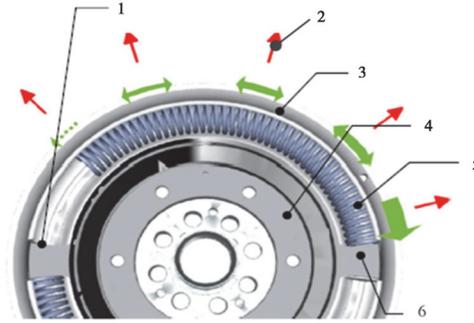
DMF弹簧的受力分析如图2所示。

假设将弹簧分为 $m$ 段(第 $i$ 段用 $S_i$ 表示),半径为 $r$ ,总扭转刚度为 $k$ ,总质量为 $M$ ;弹簧与初级飞轮的摩擦系数为 $M_0$ 。在某个发动机运行工况下,转速为 $n, \text{r/min}$ ;  $\theta_0$ 表示弹簧自由状态时的形变角度;  $\theta$ 表示运行时的弹簧整体压缩量;  $\theta_i$ 表示弹簧整体压缩后 $S_i$ 对应的夹角。

第 $i$ 段弹簧扭矩

$$T_{s_i} = k_m \times \theta_i, \quad (1)$$

式中,  $k_m$ 表示等效的各段弹簧刚度,即 $m$ 个分段刚度串联,对应的弹簧总刚度为 $k$ 。



1—弹簧限位块(连接主级飞轮);2—弹簧对飞轮正压力;3—主级惯量;4—次级惯量;5—弹簧;6—弹簧限位块(连接次级飞轮)

图 1 DMF 结构示意图

Fig. 1 DMF structure

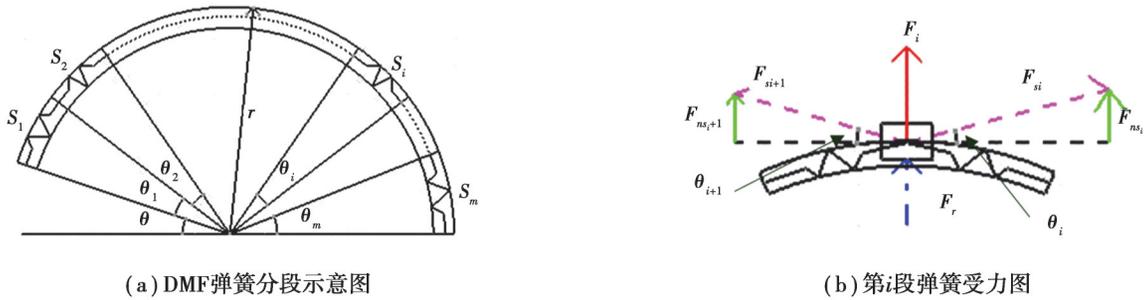


图 2 DMF 弹簧分段示意图及受力分析

Fig. 2 DMF spring locations and force analysis

第  $i$  段弹簧对应弹簧力

$$F_{s_i} = \frac{T_{s_i}}{r} \quad (2)$$

由弹簧力产生的对初级飞轮的正压力

$$F_{ns_i} = F_{s_i} \sin \theta_i \quad (3)$$

各段弹簧受到的离心力

$$F_r = \frac{M}{n} \omega^2 r, \quad (4)$$

式中,  $\omega$  表示初级飞轮的角速度。

所以,第  $i$  段弹簧受到总的正压力

$$F_i = \begin{cases} F_r + F_{ns_1}, & i = 1; \\ F_r + F_{ns_i} + F_{ns_{i+1}}, & i < m; \\ F_r + F_{ns_m}, & i = m. \end{cases} \quad (5)$$

对应各段弹簧的摩擦力矩

$$T_{F_i} = F_i r M_u \quad (6)$$

第  $i$  段弹簧传递的总扭矩

$$T_i = \begin{cases} T_{s_i} + T_{F_i}, & \dot{\theta}_i > 0; \\ T_{s_i} - T_{F_i}, & \dot{\theta}_i < 0. \end{cases} \quad (7)$$

式中,  $\dot{\theta}_i$  表示角速度。

## 2 DMF 扭转刚度测试

DMF 的非线性扭转刚度特性与扭矩相关,迟滞摩擦阻尼特性与旋转速度相关,因此,需要设计不同的测试工况以完整地获取 DMF 的扭振刚度特性<sup>[10-12]</sup>。文中研究的 DMF 匹配 1.5 L 直列四缸增压汽油发动机和 7

挡双离合自动变速器,发动机怠速转速为 750 r/min,常用工况转速范围为 1 000~5 000 r/min,最大扭矩为 300 N·m,DMF的设计刚度曲线如图 3 所示。根据 DMF 的设计曲线、工作条件和发动机常用转速,确定了 2 种台架测试工况,分别为大振幅和小振幅工况。大振幅工况下,DMF 的主次级飞轮相对转角为  $\pm 60^\circ$ ,测试时主次级飞轮的转速为 0、1 200、2 400、3 600、4 800 r/min,得到 DMF 旋转转速相关的非线性特性。小振幅工况下,DMF 的主次级飞轮相对转角为  $\pm 3^\circ$ ,测试扭矩为 70、110、200、275、350 N·m,测试时使主次级飞轮处于不同的相对位置以模拟 DMF 的实际工作过程,得到 DMF 扭矩相关的非线性特性。

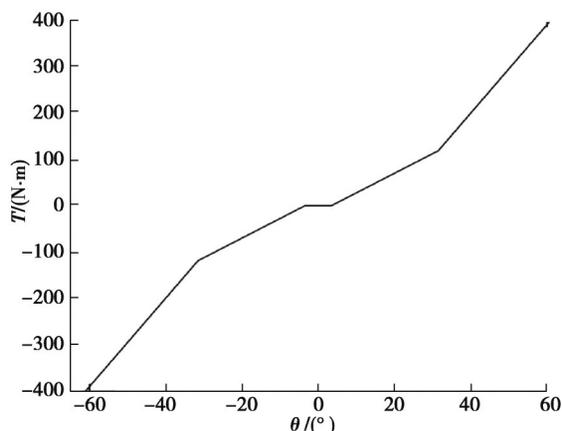


图 3 DMF 设计刚度曲线

Fig. 3 DMF design stiffness curve

在对大振幅和小振幅 2 种工况测试时,主次级飞轮以某一相同转速运转,待测试系统稳定后,调整主级飞轮侧的电机转速以满足测试要求。测试结果如图 4 所示。

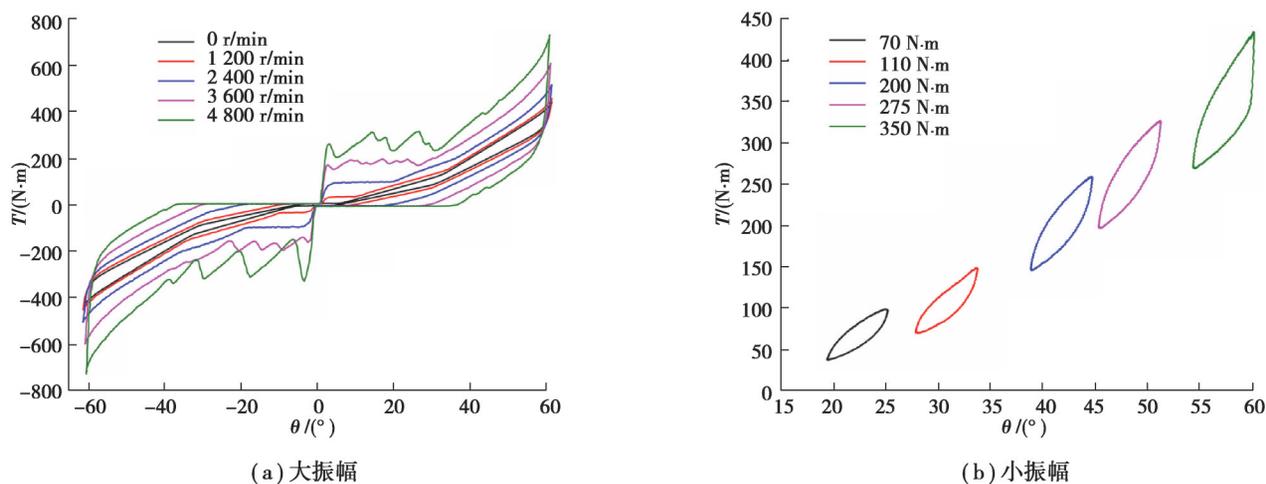


图 4 不同振幅下 DMF 迟滞曲线

Fig. 4 DMF hysteresis curves under different vibration amplitudes

图 4(a)为大振幅工况下的 DMF 迟滞特性曲线。从图中可以看到转速对 DMF 的特性影响明显,即转速越大、迟滞特性越大。当转速从 0 r/min 增加到 4 800 r/min 时,摩擦扭矩从 10.3 N·m 增大至 220 N·m,充分反映了 DMF 与转速相关的非线性特性。产生这种现象的原因是在 DMF 运转过程中,转速越高,弹簧受到的离心力及其对飞轮的正压力越大,从而产生较大的摩擦力矩并引起扭矩的迟滞作用,最终表现出大阻尼现象。

图 4(b)为小振幅工况下的 DMF 迟滞特性曲线。从图中可以看到,DMF 在不同扭矩下的阻尼不同。在主次级飞轮相对扭转角相同的条件下,当传递扭矩越大,相对的波动扭矩越大,说明扭矩滞后效果越明显。产生这种现象的原因是当传递扭矩越大,对应的  $F_{ns}$  越大,虽然在相同转速下离心力未增加,但是对飞轮的正

压力增加,摩擦力矩也随之增加,从而表现出大阻尼现象。

### 3 DMF 仿真模型搭建及验证

为了提高设计效率,通过仿真研究 DMF 的特性及其对整个车性能的影响。首先,基于 DMF 工作原理搭建仿真模型,如图 5 所示,并根据台架测试结果进行模型标定和修正。从图 5 中可以看到,2 个转速拖动机构 M1 和 M2 用来模拟台架上的双电机机构,两者之间通过转速和转角差模拟 DMF 的实际测试工况。其中,M1 转速由平均转速  $aver\_speed$  (常量) 和波动转速  $F\_speed$  (实测工况加载边界中的频率和幅值曲线) 组成,M2 只包含平均转速 (常量);而转角差通过初始值设置实现。M1 和 M2 可以读取 DMF 的转角和转速信号,扭矩传感器  $tor$  可以测量 DMF 的实时扭矩; $sum\_s$  为 DMF 的实际转速。

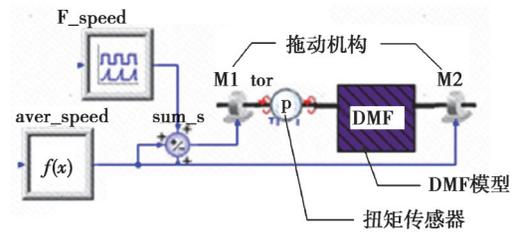
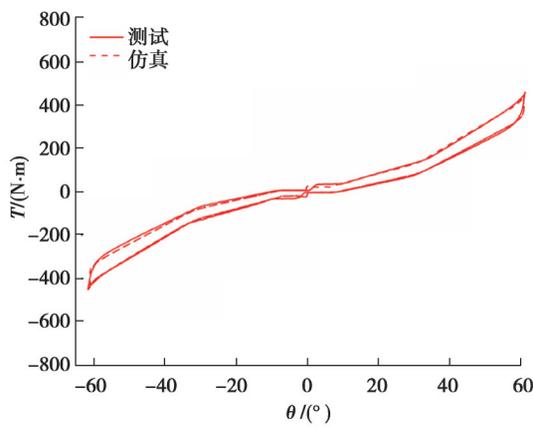


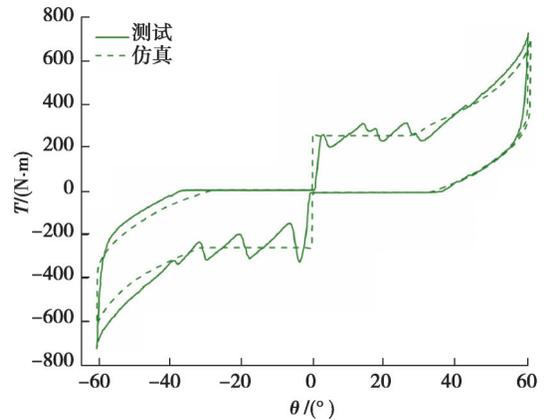
图 5 DMF 仿真模型

Fig. 5 DMF simulation model

DMF 模型的仿真结果和台架的测试结果对比如图 6 和图 7 所示。其中,图 6 为大振幅工况下、平均转速分别为 1 200、4 800 r/min 时的迟滞曲线仿真和试验结果对比;图 7 为小振幅工况下,平均转速为 1 200 r/min 时,不同扭矩状态下的迟滞曲线。从图中可以看出,2 种测试工况下,仿真和试验结果相关性好,从而验证了仿真模型的精度。



(a) 1 200 r/min



(b) 4 800 r/min

图 6 不同平均转速的迟滞曲线

Fig. 6 DMF hysteresis curves under different rotating speeds

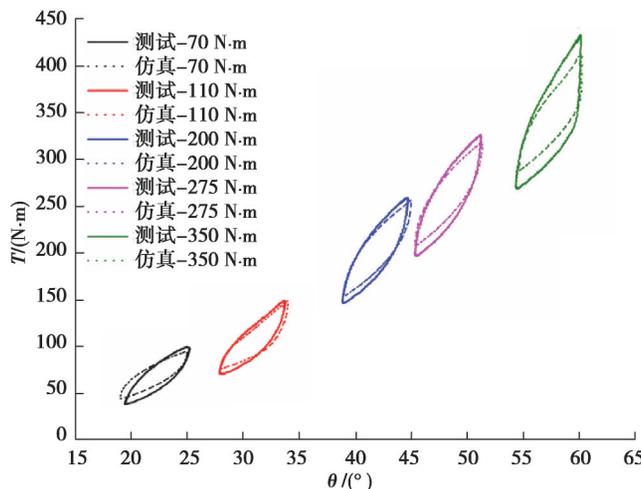


图 7 小振幅激励下的迟滞曲线对比

Fig. 7 DMF hysteresis curves under small vibration amplitudes of different torques

#### 4 传动系扭振仿真模型搭建及验证

当发动机在怠速、加速和减速运行过程中,曲轴始终会产生较大的扭振,并通过离合器传递到变速器和驱动轴。如果扭振在传递过程中无法得到有效控制,易引起变速器敲击、整车抖动、车内轰鸣等问题,降低整车的驾乘舒适性。因此,文中通过建立整车扭振分析模型,分析DMF的不同特性对整车NVH性能影响。轴系类扭振分析模型一般采用当量简化原则,将传动系各系统简化为旋转惯量、扭振刚度、阻尼系统,建立集总参数模型<sup>[13-14]</sup>。

根据动力学理论, $N$ 自由度系统的扭振动力学方程<sup>[15]</sup>为

$$J\ddot{\theta} + C\dot{\theta} + K\theta = M, \quad (8)$$

式中:  $J = \begin{bmatrix} J_1 & & & 0 \\ & J_2 & & \\ & & \ddots & \\ 0 & & & J_N \end{bmatrix}$  为转动惯量矩阵;  $K = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & & \\ & & \ddots & \\ & & & -k_{n-2} + k_{n-1} & -k_{n-1} \\ & & & -k_{n-1} & k_{n-1} \end{bmatrix}$  为扭转刚度;  $C = \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 & & 0 \\ -c_1 & c_1 + c_2 & & \\ & & \ddots & \\ 0 & \dots & c_{n-2} + c_{n-1} & -c_{n-1} \\ & & -c_{n-1} & c_{n-1} \end{bmatrix}$  为阻尼矩阵;  $\theta = \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \vdots \\ \theta_N \end{bmatrix}$  为系统的扭转角位移向量;  $M = \begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \\ \vdots \\ M_N \end{bmatrix}$  为系统激励扭矩向量。

矩向量。

传动系统多自由度扭振仿真模型如图8所示。模型通过发动机缸压驱动,可以模拟传动系的实际扭矩波动。扭矩首先通过DMF传递至离合器,接着传递到变速器,最后通过驱动轴传递至车轮。其中,通过离合器的结合与分离,模拟传动系的加速或怠速工况。图中,engine\_pressure为发动机气缸内缸压-转角参数曲线;load为模拟发动机工作时节气门开度大小;input\_ts为变速器输入端等效转动惯量;TS\_stiffness为变速器轴等效扭转刚度阻尼模拟器;output\_ts为变速器输出端等效转动惯量;drive\_shaft为车辆驱动轴等效扭转刚度阻尼模拟器。

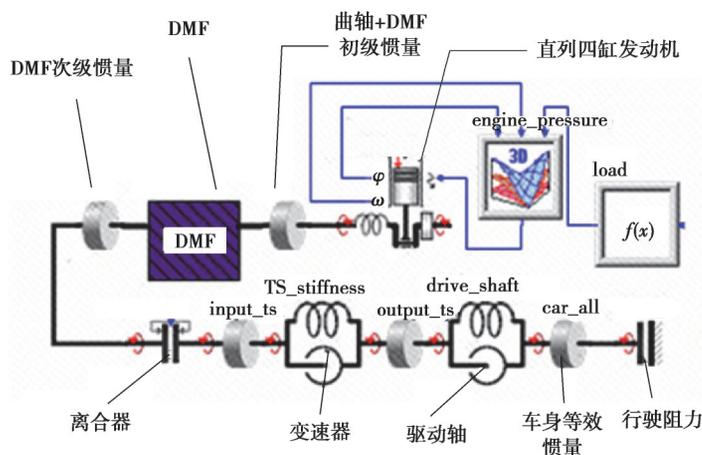


图8 传动系仿真模型

Fig. 8 Driveline simulation model

传动系扭振模型的仿真结果和整车的测试结果对比如图9、图10所示。其中,图9(a)和(b)分别是3档节气门全开(wide open throttle, WOT)工况下的DMF主级和次级飞轮2阶转速波动随发动机转速变化的仿真和试验对比曲线,仿真和试验一致性较好,验证了3WOT工况下的仿真精度。从图9(a)中可以看到,在

1 000~2 000 r/min时,主级飞轮的2阶转速波动 $n_{fluc}$ 稳定在峰值附近;而在2 000 r/min后, $n_{fluc}$ 随转速升高而逐渐降低。从图9(b)中可以看到,次级飞轮的2阶转速波动幅值远小于主级飞轮,即DMF对扭振起到了很好的抑制效果,转速波动幅值大约降低70%~90%。

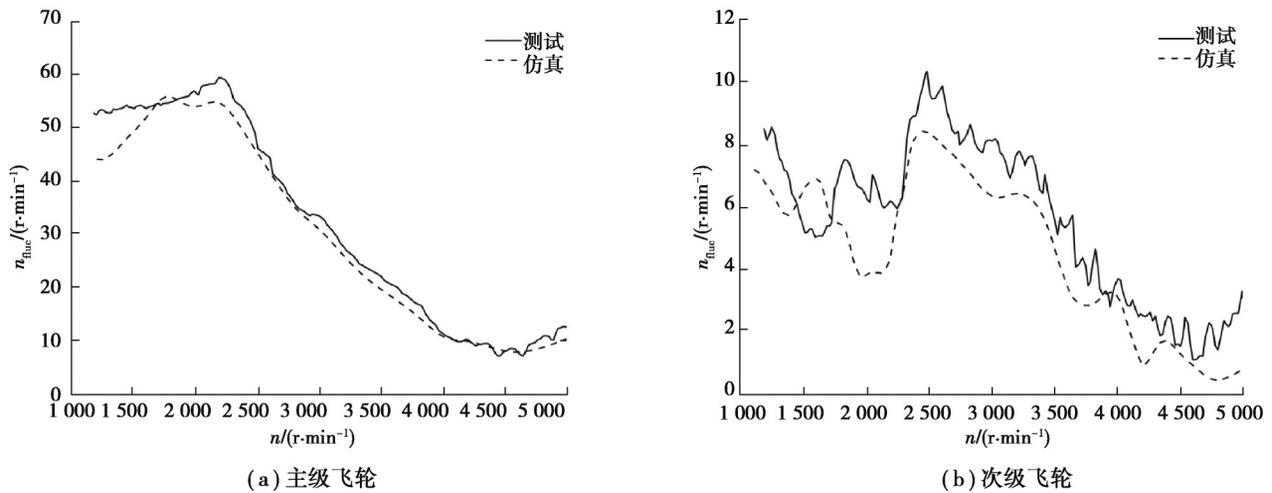


图 9 3WOT 工况 DMF 飞轮 2 阶转速波动曲线

Fig. 9 The 2nd order speed fluctuation curves of the flywheels at 3WOT working condition

图 10(a)和(b)分别是怠速工况下的 DMF 主级和次级飞轮 2 阶转速波动随频率变化的仿真和试验对比曲线,仿真和试验一致性较好,验证了怠速工况下的仿真精度。对于 4 缸直列发动机而言,当怠速转速为 750 r/min 时,发动机的二阶和四阶激励频率为 25、50 Hz,因此,对应的转速波动峰值也出现在这些频率下。从图中可以看到,次级飞轮的转速波动明显小于主级飞轮,从而体现出 DMF 对扭振的抑制作用。

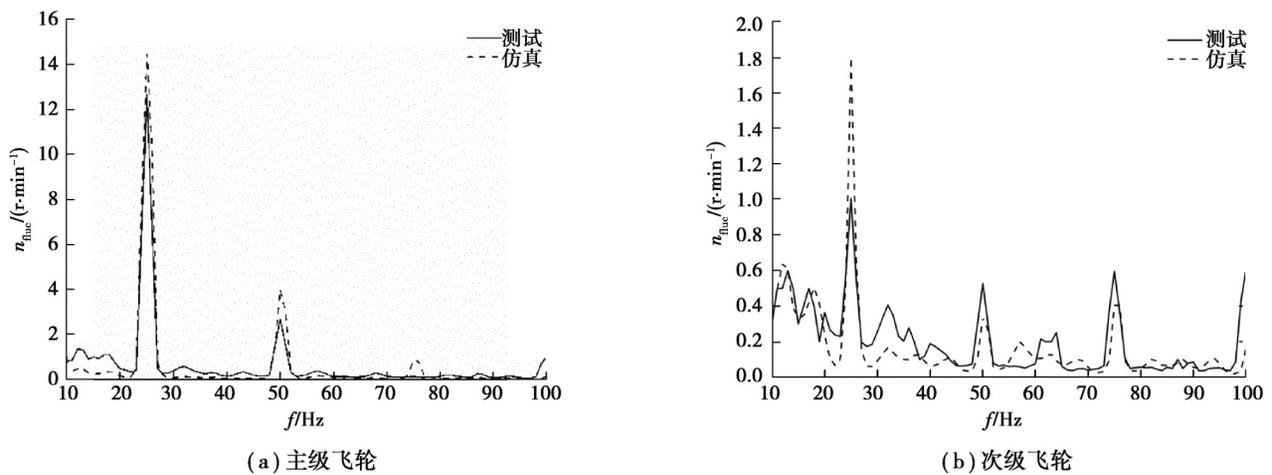


图 10 怠速工况 DMF 飞轮转速波动曲线

Fig. 10 The speed fluctuation curves of the flywheels at idle working condition

## 5 DMF 参数对传动系扭振的研究

传动系各部件匹配越合理,才能更有效地控制和解决由发动机转速波动引起的传动系扭振问题。本节通过 DMF 不同参数对扭振影响的敏感度分析,为传动系 NVH 性能开发和 DMF 设计匹配提供技术参考。

文中以 3WOT 工况为例,基于第 4 节建立的传动系仿真模型,通过分析 DMF 的扭振刚度、摩擦系数、弹簧质量、初始摩擦扭矩、主级飞轮和次级飞轮的惯量等参数在设计值 $\pm 30\%$ 范围内的变化,评价其对传动系扭

振的敏感度影响。

图11是不同主级飞轮惯量对传动系转速波动影响的敏感度分析。从图中可以看到,主级飞轮惯量越大,主级飞轮的转速波动越小,越有利于传动系扭振的控制。但是增加飞轮惯量,会在一定程度上降低发动机的加速性能和燃油经济性,需要在设计时考虑多属性的平衡。

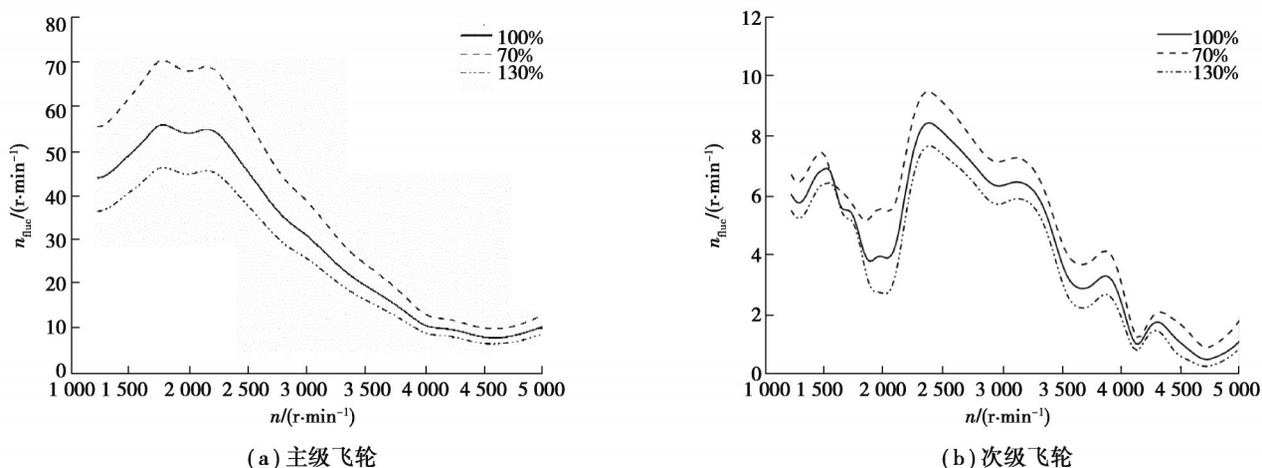


图11 主级惯量对飞轮转速波动影响

Fig.11 Influence of the primary level flywheel inertia on flywheel speed fluctuation

图12是不同次级飞轮惯量对传动系转速波动影响的敏感度分析。从图中可以看到,次级飞轮惯量对主级飞轮的转速波动几乎无影响;但是随着惯量增加,次级飞轮的转速波动会逐渐降低。

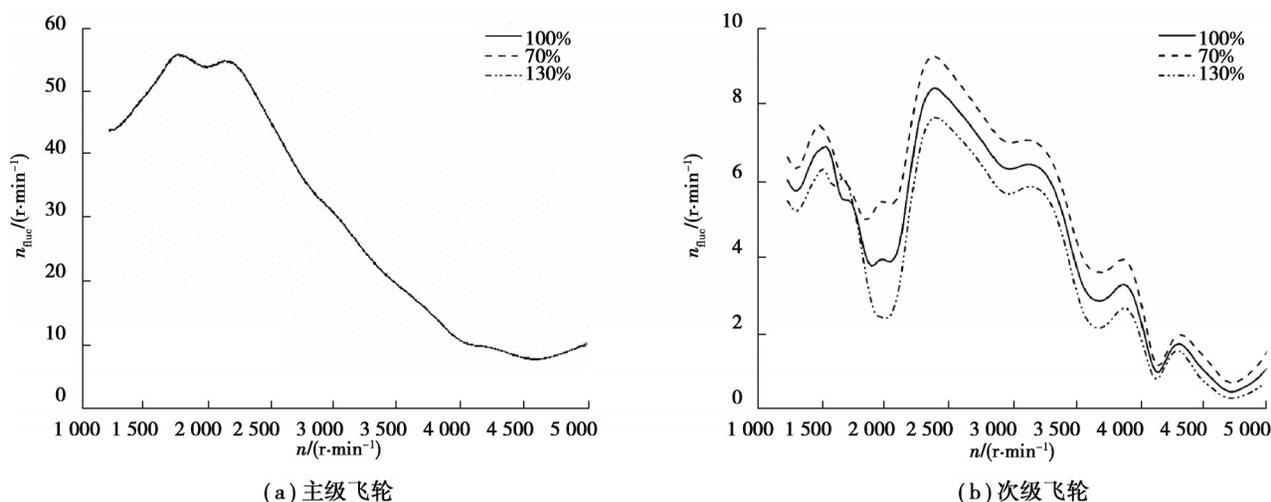


图12 次级飞轮惯量对飞轮转速波动影响

Fig. 12 Influence of the secondary level flywheel inertia on flywheel speed fluctuation

图13是不同DMF刚度、初始摩擦阻尼、弹簧与飞轮的摩擦系数、弹簧质量对次级飞轮转速波动影响的敏感度分析。从图13(a)可以看到,DMF刚度的增加或降低,均会导致次级飞轮转速波动增大,说明DMF的刚度需进行传动系统匹配,才能有效控制扭振问题;从图13(b)可以看到,摩擦系数越大,次级飞轮的转速波动越大;从图13(c)可以看到,DMF的初始摩擦扭矩越大,次级飞轮的转速波动越大;从图13(d)可以看到,弹簧质量越大,次级飞轮的转速波动随之增加。

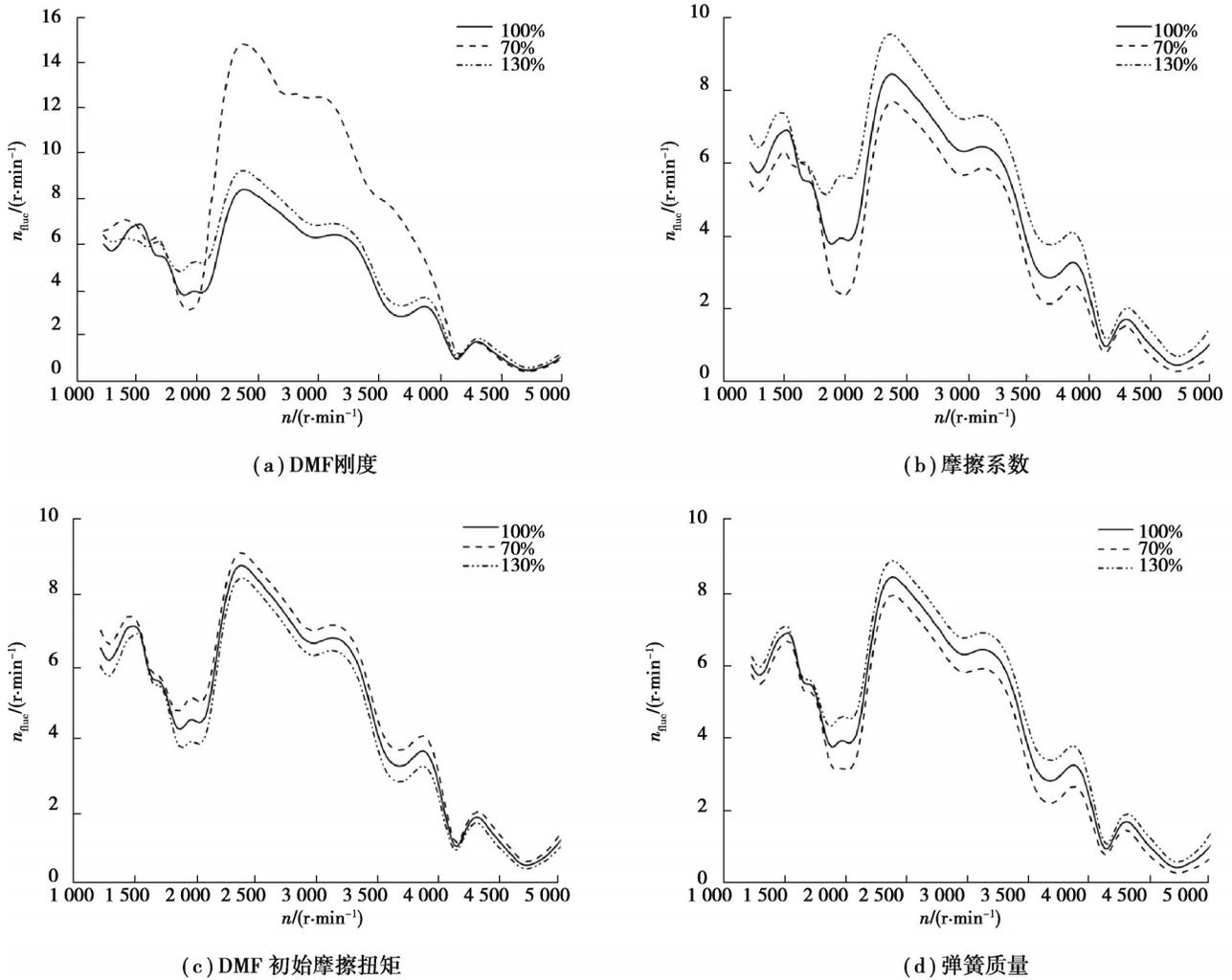


图 13 DMF 参数对次级飞轮转速波动影响

Fig. 13 Influence of DMF parameters on rotating speed fluctuations of the secondary flywheel

## 6 结 论

文中通过试验和仿真相结合的方法,研究 DMF 的特性及其对传动系扭振振动的影响,可以得到以下结论:

- 1) DMF 大振幅波动时,扭矩迟滞特性跟自身工作时的转速相关,转速越高,迟滞特性越大,摩擦阻尼也越大。
- 2) DMF 在小振幅波动时,扭矩迟滞特性受传递扭矩大小的影响,传递扭矩越大,迟滞特性越大,摩擦阻尼也越大,越有利于扭振的抑制。
- 3) DMF 能大幅衰减来自发动机的转速波动,燃烧主阶次的波动幅值大约能降低 70%~90%,极大地降低扭振问题发生的风险。
- 4) 对于整车全油门加速工况,DMF 的主级飞轮对应发动机的燃烧主阶次的转速波动随着主级飞轮惯量的增加而降低,但几乎不受 DMF 其他参数的影响;次级飞轮的主阶次的转速波动随着次级飞轮惯量增加而降低,随着库伦摩擦系数、初始摩擦扭矩、弹簧质量的增加而增加。

## 参考文献

[ 1 ] Wang Y L, Qin X P, Huang S, et al. Design and analysis of a multi-stage torsional stiffness dual mass flywheel based on vibration control[J]. Applied Acoustics, 2016, 104: 172-181.

[ 2 ] Galvagno E, Velardocchia M, Vigliani A. Dynamic and kinematic model of a dual clutch transmission[J]. Mechanism and

Machine Theory, 2011, 46(6): 794-805.

- [ 3 ] 张志军, 唐禹, 杨宪武, 等. 双离合变速器车传动系统撞击声建模与仿真[J]. 汽车工程, 2021, 43(9): 1343-1349.  
Zhang Z J, Tang Y, Yang X W, et al. Modeling and simulation of driveline clunk in vehicle with Dual? Clutch transmission[J]. Automotive Engineering, 2021, 43(9): 1343-1349.(in Chinese)
- [ 4 ] Lee H J, Shim J K. Multi-objective optimization of a dual mass flywheel with centrifugal pendulum vibration absorbers in a single-shaft parallel hybrid electric vehicle powertrain for torsional vibration reduction[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2022, 163: 108152.
- [ 5 ] Zeng L P, Song L Q, Zhou J D. Design and elastic contact analysis of a friction bearing with shape constraint for promoting the torque characteristics of a dual mass flywheel[J]. Mechanism and Machine Theory, 2015, 92: 356-374.
- [ 6 ] 宋大风, 高福旺, 曾小华, 等. 混合动力汽车传动系统扭振建模与分析[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2020, 41(5): 679-685.  
Song D F, Gao F W, Zeng X H, et al. Torsional vibration modeling and analysis for hybrid vehicle transmission system[J]. Journal of Northeastern University (Natural Science), 2020, 41(5): 679-685.(in Chinese)
- [ 7 ] 宋立权, 牛红恩, 曾礼平, 等. 基于单元分析的车辆动力传动系统建模与扭振减振的研究[J]. 汽车工程, 2015, 37(8): 866-874.  
Song L Q, Niu H E, Zeng L P, et al. A study on the modeling and torsional vibration attenuation for vehicle powertrain system based on unit analysis[J]. Automotive Engineering, 2015, 37(8): 866-874.(in Chinese)
- [ 8 ] 陈龙, 史文库, 陈志勇, 等. 双质量飞轮扭转特性分析与整车试验研究[J]. 汽车工程, 2019, 41(11): 1294-1300, 1319.  
Chen L, Shi W K, Chen Z Y, et al. An analysis on torsional characteristics of dual mass flywheel and vehicle test study[J]. Automotive Engineering, 2019, 41(11): 1294-1300, 1319.(in Chinese)
- [ 9 ] 曾礼平, 陈齐平, 宋立权. 考虑摩擦力矩和含间隙变化刚度的双质量飞轮非线性振动研究[J]. 振动与冲击, 2018, 37(6): 231-237.  
Zeng L P, Chen Q P, Song L Q. Nonlinear vibration of a dual mass flywheel considering the friction torque and clearance variation characteristics of the stiffness of damping spring[J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(6): 231-237.(in Chinese)
- [ 10 ] Dong P, Wu S H, Guo W, et al. Coordinated clutch slip control for the engine start of vehicles with P2-hybrid automatic transmissions[J]. Mechanism and Machine Theory, 2020, 153: 103899.
- [ 11 ] 孙靖雅, 华宏星, 肖锋, 等. 非线性迟滞阻尼对隔振系统力传递特性影响[J]. 振动与冲击, 2014, 33(10): 131-136.  
Sun J Y, Hua H X, Xiao F, et al. Influence of nonlinear hysteretic damping on force transmissibility of a vibration isolation system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(10): 131-136.(in Chinese)
- [ 12 ] 余慧杰, 朱逸轩, 许亚辉. 基于迟滞回线模型的非线性金属橡胶传递率分析[J]. 振动与冲击, 2020, 39(6): 230-235, 256.  
Yu H J, Zhu Y X, Xu Y H. Transmission rate analysis of nonlinear metal rubber based on a hysteresis loop model[J]. Journal of Vibration and Shock, 2020, 39(6): 230-235, 256.(in Chinese)
- [ 13 ] 杨超峰, 殷智宏, 吴川永, 等. 液压衬套与液阻悬置作用机理的对比分析[J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2015, 43(8): 82-90.  
Yang C F, Yin Z H, Wu C Y, et al. Comparison of working mechanisms of hydraulic damped bushings and hydraulic engine mounts[J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2015, 43(8): 82-90.(in Chinese)
- [ 14 ] 周大为, 左曙光, 王珺, 等. 固定解耦式液压悬置集总参数建模及模型修正[J]. 振动与冲击, 2020, 39(5): 32-36.  
Zhou D W, Zuo S G, Wang J, et al. Lumped parametric modeling and model modification for fixed decoupling hydraulic engine mount[J]. Journal of Vibration and Shock, 2020, 39(5): 32-36.(in Chinese)
- [ 15 ] 方健, 刁坤, 汪晓虎. 三缸机传动系扭振试验研究和仿真分析[J]. 振动测试与诊断, 2020, 40(1): 115-121, 206.  
Fang J, Diao K, Wang X H. Experimental study and simulation analysis on torsional vibration characteristic of 3-cylinder engine driveline system[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2020, 40(1): 115-121, 206.(in Chinese)

(编辑 詹燕平)