

DOI: 10.11830/ISSN.1000-5013.201711003



橡胶扭转减振器性能的 试验与仿真分析

盛精^{1,2}, 贺梦达^{1,2}, 王方^{1,2}, 肖祖玉³

(1. 厦门理工学院 福建省客车先进设计与制造重点实验室, 福建 厦门 361000;

2. 厦门理工学院 福建省客车及特种车辆研发协同创新中心, 福建 厦门 361000;

3. 湖北广奥减振器制造有限公司, 湖北 十堰 442000)

摘要: 为了分析减振器的装配性能与工作性能,以某型汽车发动机的一款橡胶扭转减振器为研究对象,应用 ABAQUS 软件建立有限元模型,对扭转减振器橡胶圈压装、滑移扭转和压脱过程进行仿真. 比较压入力、滑移转矩与压脱力 3 个参数峰值的试验值与模拟值,验证仿真模型的可靠性. 采用该仿真模型,对橡胶扭转减振器结构的再设计开展应用研究. 结果表明:减振器型腔结构改进后的装配性能、工作性能都有明显的提升.

关键词: 橡胶扭转减振器; 压入力; 滑移转矩; 压脱力

中图分类号: U 464.133.3

文献标志码: A

文章编号: 1000-5013(2018)04-0514-06

Simulation and Experimental Study on Performance of Rubber-Type Torsional Vibration Damper

SHENG Jing^{1,2}, HE Mengda^{1,2}, WANG Fang^{1,2}, XIAO Zuyu³

(1. Fujian Key Laboratory of Advanced Design and Manufacture for Bus and Coach,

Xiamen University of Technology, Xiamen 361000, China;

2. Fujian Bus and Special Vehicle R&D Collaborative Innovation Center,

Xiamen University of Technology, Xiamen 361000, China;

3. Hubei Guang'ao Damper Manufacture Company Limited, Shiyan 442000, China)

Abstract: In order to analyze the assembly performance and working performance of a damper, a rubber torsional damper of a certain automobile engine was taken as the research object. The finite element model was established by using ABAQUS software. The simulation of the rubber ring pressing process, the slip torsion process and the press stripping process of the torsional damper were carried out. The reliability of the simulation model was verified by comparing the experimental values of the peak values of the three parameters, namely the pressure entry force, the slip torque and the pressure removal force, with the simulated values. With the simulation model, the re-design of the rubber torsional damper was studied. The results show that the assembly performance and working performance are improved obviously after improving the structure of the damper cavity.

Keywords: rubber-type torsional vibration damper; pressure entry force; slip torque; pressure removal force

橡胶扭转减振器因其结构简单、成本低廉而广泛应用于汽车曲轴的减振^[1]. 扭转减振器的工作性能影响其工作状况,而装配性能则与加工效率、生产成本密切相关. 迄今为止,研究者围绕橡胶扭转减振器

收稿日期: 2017-11-01

通信作者: 盛精(1965-),男,教授,博士,主要从事汽车零部件 CAD/CAE、精密制造技术的研究. E-mail: shengjing@xmut.edu.cn.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51605407); 福建省科技创新平台资助项目(2016H2003)

开展了一些探索. Mendes 等^[2]开展基于扭转减振器固有频率的参数设计. Sun 等^[3]建立橡胶扭转减振器 Kelvin voigt 力学模型. 上官文斌等^[4-5]研究橡胶扭转减振器固有频率的测试方法, 并分析多级橡胶扭转减振器设计时的减振最佳参数. 综上所述, 以往研究主要集中在减振器固有频率和减振效果方面, 而关于橡胶扭转减振器工作性能、装配性能方面的研究则较为少见. 本文以一种汽车发动机橡胶扭转减振器为研究对象, 应用有限元分析与试验相结合的方法, 对其装配性能和工作性能等相关指标进行研究.

1 有限元模型的构建

某橡胶扭转减振器主要由轮毂、橡胶圈和惯量环组成, 如图 1 所示. 图 1 中: 轮毂与发动机曲轴直接相连; 橡胶圈安放于由轮毂与惯量环(皮带轮)形成的型腔中, 是减振器的弹性元件和阻尼元件; 惯量环与驱动发动机前端附件的皮带相连, 将发动机的转矩传递给其他的附件轮(如空调压缩机、水泵轮等). 减振器在工作过程中, 惯量环和轮毂挤压橡胶圈, 通过橡胶圈与金属件之间产生的静摩擦力传递扭矩.

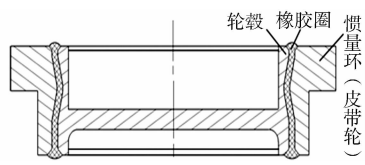


图 1 某橡胶扭转减振器结构
Fig. 1 Structure of rubber-type torsional vibration damper

橡胶扭转减振器性能的主要指标为滑移转矩、压脱力与压入力. 滑移转矩为发动机输至橡胶扭转减振器的扭矩, 当扭转减振器的轮毂与橡胶圈发生相对转动时的转矩值, 该值越大, 性能越好. 压脱力为发动机传递至橡胶扭转减振器的轴向载荷, 当减振器轮毂与橡胶圈脱落时的轴向力, 该值越大, 性能越好. 压入力为橡胶扭转减振器装配过程中橡胶圈往轮毂上安装时的压入力峰值, 压入力小则较容易安装.

1.1 橡胶圈压装的有限元建模

橡胶圈压装示意图, 如图 2 所示. 橡胶圈在内导套和外导套导向作用下, 由压环压入轮毂和惯量环之间的型腔中. 为了分析该橡胶扭转减振器装配过程中橡胶圈的受力和变形情况, 采用基于 ABAQUS 的有限元分析方法.

在有限元模型中, 将橡胶圈以外的组件视为刚体, 对橡胶圈压装过程进行建模^[6], 如图 3 所示. 求解器采用 ABAQUS/EXPLICIT, 对橡胶圈模型进行实体网格划分, 最后得到的模型单元类型为 C3D8R, 包含的单元数量为 26 820, 节点数为 67 377. 要求解该有限元模型, 还需取得橡胶的本构模型参数, 以及金属与橡胶的接触摩擦系数.

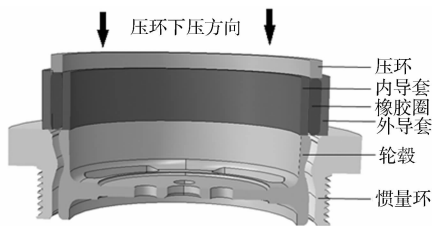


图 2 橡胶圈压装示意图
Fig. 2 Assembly drawing of rubber ring

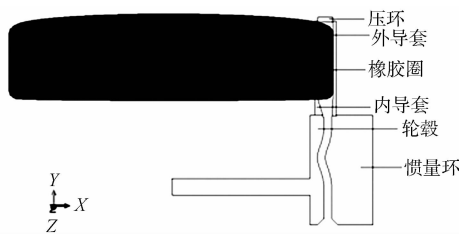


图 3 橡胶扭转减振器有限元仿真模型
Fig. 3 Finite element simulation model of rubber-type torsional vibration damper

1.2 橡胶扭转减振器材料本构模型

适用于橡胶模拟的超弹性本构模型主要有 Ogden 模型、Neo-Hookean 模型、Yeoh 模型、Reduced-Polynomial 模型和 Mooney-Rivlin 模型^[7-8]等. 在单轴压缩(ET)和单轴拉伸(ST)载荷条件下, Mooney-Rivlin 模型能较好地表征填充橡胶的超弹性力学特征^[9]. 在橡胶材料的单轴压缩和拉伸变形过程中, 基于 Mooney-Rivlin 模型, 在载荷作用方向上的名义应力和主伸长比的关系可表示为

$$\sigma_{ET} = 2C_{10}(\lambda - \lambda^{-5}) + 2C_{01}(\lambda^3 - \lambda^{-3}), \quad \sigma_{ST} = 2C_{10}(\lambda - \lambda^{-2}) + 2C_{01}(1 - \lambda^{-3}). \quad (1)$$

式(1)中: C_{10} , C_{01} 为 Mooney-Rivlin 模型材料常数; 主伸长比 $\lambda = 1 + \epsilon$, ϵ 为主应变.

为了获取基于 Mooney-Rivlin 模型的橡胶材料参数, 分别进行圆柱形试件的单轴压缩试验和哑铃状试件(片状)的单轴拉伸试验. 单轴压缩试件的邵氏硬度为 65HA, 直径为 29 mm, 高度为 12.5 mm. 单轴拉伸试件的宽度为 4.5 mm, 中间部分长度为 20 mm, 厚度为 2 mm. 对实验数据进行处理, 得到模型参数 $C_{10} = 0.2018$, $C_{01} = 1.3274$, $D_1 = 0$.

1.3 摩擦副摩擦模型

橡胶扭转减振器中的橡胶在型腔中处于压缩状态,橡胶圈的弹性作用产生对轮毂和惯量环的压力 N . 橡胶圈与轮毂间的静摩擦力产生力矩传递转矩. 因为惯量环的半径大于轮毂的半径,所以在发生滑动现象时,一般是轮毂与橡胶圈的接触面发生滑动.

橡胶圈在扭转过程中,橡胶圈对轮毂和惯量环正压力维持恒定,扭转力矩的大小与摩擦副的摩擦系数成正比^[10]. 根据实测得到的扭转力矩峰值修正初始计算假定的摩擦系数,即可得到橡胶圈与金属间的摩擦系数. 令摩擦系数为 μ ,橡胶圈内外表面的应力为 σ ,接触面积为 S ,扭转减振器轮毂半径为 R ,等效正压力为 N_{eq} ,则滑移转矩计算式为

$$T = \mu NR = \mu(\sigma \cdot S)R = \mu N_{eq} \tag{2}$$

由式(2)可知,等效正压力恒定时,转矩 T 和摩擦系数成正比. 由文献[10]可知,在扭转角很小(一般小于 15°)的情况下,等效正压力基本维持恒定状态. 在仿真时,假定一个摩擦系数,有限元计算得到该情况下的滑移转矩 T_0 ,再根据试验测得的滑移转矩 T ,可以得到滑动摩擦系数 $\mu = (T/T_0)\mu_0$. 采用上述方法,通过实测及修正后,得到摩擦系数 μ 为 0.36.

2 橡胶扭转减振器的性能仿真与验证

2.1 橡胶扭转减振器的性能分析

发动机厂家对橡胶扭转减振器的性能设计要求为:滑移转矩 $T \geq 882 \text{ N} \cdot \text{m}$;压脱力 $F_t \geq 18 \text{ kN}$.

2.1.1 压入力仿真 橡胶圈压入过程仿真模型,如图 4 所示. 固定轮毂(包含内导套)与惯量环(包含内导套),给压环施加 Y 方向的初始位移载荷 -46.5 mm . 仿真后,压入力的变化情况,如图 5 所示. 图 5 中: F_r 为压入力; S_r 为压入位移. 由图 5 可知:压入力随着压入位移的增大而逐渐增加;压入初始(在压环下压过程的前 14 mm 历程中),橡胶圈处于内外导套间,压入力波动较小;随着下压的继续,橡胶圈与轮毂、惯量环接触面积加大,压入力也增加,直至装配过程结束,压入力达到最大值 26.124 kN . 压入力出现明显波动是装配过程中橡胶圈处于压缩和回弹的交替变化所致.

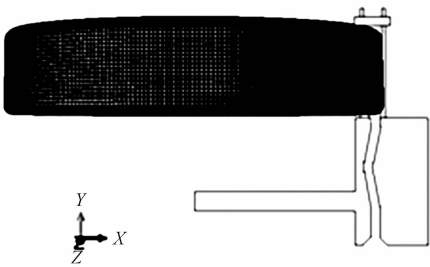


图 4 压入过程仿真

Fig. 4 Simulation of pressure entry process

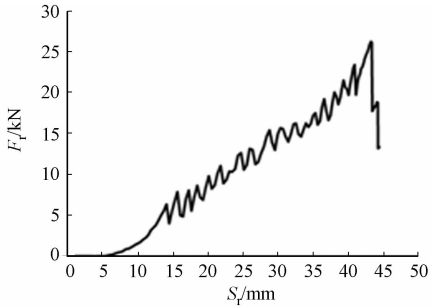


图 5 压入力变化历程图

Fig. 5 Change process diagram of pressure entry force

2.1.2 滑移转矩仿真 对橡胶圈压入型腔结构后的滑移转矩进行仿真,如图 6 所示. 仿真后输出得到的转角-转矩(θ - T)曲线,如图 7 所示.

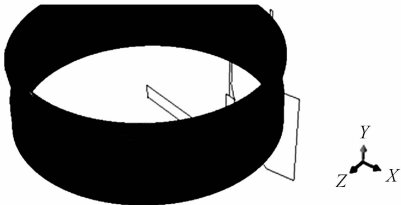


图 6 滑移转矩仿真模型

Fig. 6 Simulation model of slip torque

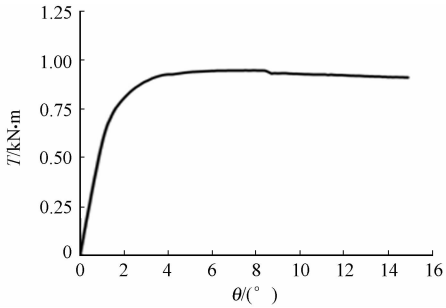


图 7 滑移转矩变化历程图

Fig. 7 Process diagram of slip torque

由图 7 可知：在开始阶段，减振器的转矩在转动约 4° 后，可达到滑移转矩峰值，约为 $944.8\text{ N}\cdot\text{m}$ ，之后迅速趋于稳定。

2.1.3 压脱力仿真 对橡胶圈压入型腔中的压脱力进行仿真分析，如图 8 所示。仿真输出的惯量环支反力与位移变化关系，如图 9 所示。图 9 中： F_t 为压脱力； S_t 为位移。由图 9 可知：压脱位移为 $0\sim 3\text{ mm}$ 时，测试仪器与惯量环刚刚接触，压脱力增加较为缓慢；压脱位移达到 3 mm 后，惯量环与压脱装置完全接触，随着惯量环的位移增加，压脱力逐渐变大；压脱位移为 14.7 mm 时，压脱力达到最大值 20.091 kN ，此时，橡胶与金属间的摩擦达到顶峰，橡胶变形达到峰值；压脱位移达到 14.7 mm 后，金属与橡胶间由静摩擦转变为滑动摩擦，同时，橡胶逐渐与金属接触面脱离，金属与橡胶接触面积减小，导致压脱力逐渐变小，压脱位移为 30 mm 时，金属与橡胶几乎完全脱离。

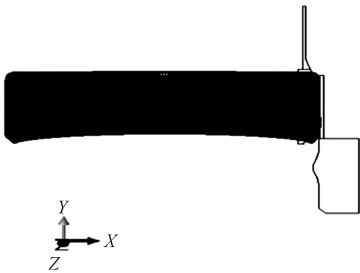


图 8 压脱力仿真模型

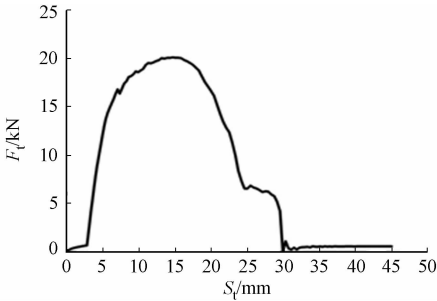


图 9 压脱力变化历程图

Fig. 8 Simulation model of pressure stripping force

Fig. 9 Simulation model of pressure removal force

2.2 橡胶扭转减振器的性能试验及仿真

选取 10 个扭转减振器样件，编号为 1~10。其中，1~5 号用于滑移转矩测试试验；6~10 号用于压脱力测试试验。首先，使用压装机对 1~10 号进行压装，得到试验样件及压力峰值。然后，使用电子扭转试验机对 1~5 号样件进行扭转测试试验，测取滑移转矩。最后，使用压脱试验机对 6~10 号样件进行压脱力试验，获取压脱力。

测试得到的压入力峰值 ($F_{r,max}$)、滑移转矩峰值 (T_{max})、压脱力峰值 ($F_{t,max}$)，如表 1 所示。选取 1~10 号样件试验数据中压入力峰值的最大值、滑移转矩峰值最小值和压脱力峰值最小值，试验数据与有限元仿真的对比结果，如表 2 所示。由表 2 可知：试验结果与仿真结果间的偏差小于 10%。仿真在 ABAQUS/EXPLICIT 环境中进行，橡胶圈模型使用一阶线性减缩积分单元 (C3D8R)。橡胶圈在压入、扭转和压脱过程中产生较大的变形，在 3 个过程中，线性减缩积分单元格网产生严重扭曲变形，出现没有刚度的零能模式，即沙漏模式，从而产生仿真误差。

表 1 减振器工作性能试验

Tab. 1 Experiment of working performance of shock absorber

编号	$F_{r,max}/\text{N}$	$T_{max}/\text{N}\cdot\text{m}$	$F_{t,max}/\text{N}$
1	26 583.6	980.9	—
2	27 638.1	925.7	—
3	27 036.5	885.0	—
4	25 986.9	950.2	—
5	26 248.7	911.5	—
6	27 314.9	—	19 987.6
7	25 639.8	—	20 154.5
8	25 573.1	—	19 563.1
9	26 487.3	—	20 173.2
10	26 479.4	—	21 123.6

表 2 试验数据与有限元仿真对比

Tab. 2 Comparison between experimental data and finite element simulation value

性能	试验结果	仿真结果
$F_{r,max}/\text{N}$	27 638.1	26 124.0
$T_{max}/\text{N}\cdot\text{m}$	885.0	944.8
$F_{t,max}/\text{N}$	19 563.1	20 091.0

3 减振器结构改进的仿真应用

橡胶扭转减振器是由惯量环、橡胶圈和轮毂装配而成的压入式单极扭转减振器，扭转减振器结构设计的关键是轮毂与惯量环构成的内部型腔结构，型腔结构的设计直接影响扭转减振器的装配性能和工作性能的优劣。

3.1 基于 TRIZ 理论的橡胶扭转减振器结构的再设计

上述橡胶扭转减振器的型腔结构，如图 10 所示。由图 10 可知：原结构型腔设计由 2 个竖直直线段和 2 个成一定夹角的直线段组成，直线段相连接的部分加以相应的圆弧进行过渡。该型腔结构虽然能够满足基本性能指标，但在装配过程中时常发生橡胶圈破损和切胶的现象，且在检测过程中出现滑移转矩和压脱力不合格的情况。型腔结构通常采用直线和圆弧连接组合，但由于在直线段与圆弧过渡的部位，

曲线圆弧曲率变化较大,从而导致在橡胶压入过程中,橡胶圈一些挤压部位会发生应力集中的现象。

针对以上问题,提出一种基于 TRIZ 方法的圆弧曲线型橡胶扭转减振器型腔结构。扭转减振器的改进结构设计方案需同时提升扭转减振器的装配性能和工作性能。然而,在设计过程中,这两者却产生矛盾。往往提升工作性能的同时,会导致装配难度增加,装配性能降低。提升工作性能而改变轮毂与惯量环的外形尺寸,将影响减振器的减振效果。

基于 TRIZ 理论,提出采用“原理(曲面化)”对型腔结构进行再设计。相关理论和实践表明,横截面采用样条曲线的型腔结构,可增大橡胶圈与惯量环间的接触面积、滑移转矩和压脱力。在设计型腔横截面结构时,遵循位置连续、切线连续、曲率连续、曲率变化连续的准则,使橡胶圈在型腔中运动时,路径更加平顺、光滑,为橡胶圈的压装困难提供解决途径。

新设计的型腔结构(圆弧曲线型),如图 11 所示。由图 11 可知:新结构由竖直直线段和 Bezier 样条曲线组合,其中,样条曲线的 2 个端点和 2 个竖直直线段平滑过渡。

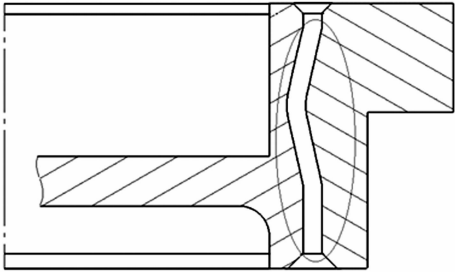


图 10 橡胶扭转减振器型腔结构
Fig. 10 Structure diagram of rubber torsional vibration damper cavity

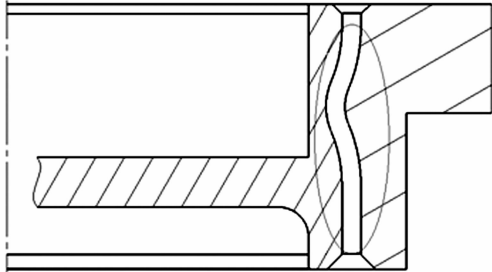


图 11 改进后的型腔结构
Fig. 11 Improved cavity structure

3.2 型腔结构改进后的性能仿真分析

构建型腔结构改进后的橡胶扭转减振器有限元模型,如图 12 所示。

添加节 2.1 中的压入力、滑移转矩、压脱力的仿真过程,进行有限元分析,如图 13 所示。由图 13 可知:改进后减振器的压入力峰值为 23 442 N;滑移转矩在 8°后转矩趋于稳定,滑移转矩最大值为 1 137.3 N·m;压脱力在压脱位移 9.9 mm 处达到压脱力峰值 26 240 N。

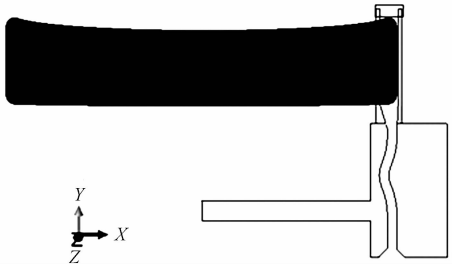


图 12 曲线圆弧型结构有限元模型
Fig. 12 Finite element model of curved arc structure

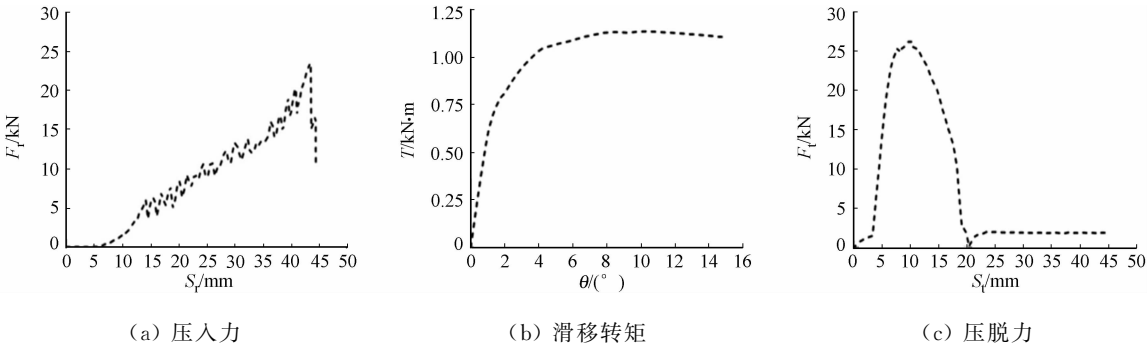


图 13 曲线圆弧型结构的性能仿真

Fig. 13 Performance simulation of curved circular arc structure

3.3 型腔结构改变前后的减振器性能对比

橡胶扭转减振器型腔结构改变前后的性能对比,如图 14 所示。由图 14 可知:最大压入力由 26 124 N 变为 23 442 N,最大压入力下降 10.2%;最大滑移转矩由 944.8 N·m 变为 1 137.3 N·m,最大滑移转矩增大 23.4%;最大压脱力由 20 091 N 变为 26 240 N,最大压脱力增大 30.6%。这表明改进后减振

器的装配性能提升的同时,其工作性能也显著提高.

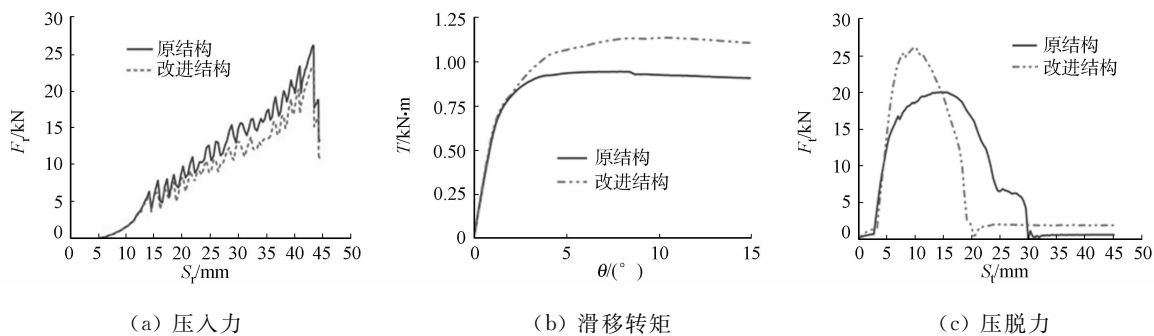


图 14 减振器型腔结构改进前后性能比较

Fig. 14 Performance comparison of damper cavity before and after improvement

4 结论

1) 利用 ABAQUS 软件建立有限元模型,对扭转减振器橡胶圈压装过程、滑移扭转过程和压脱过程进行仿真研究. 仿真的压入力峰值为 26 124 N,滑移转矩峰值为 944.8 N·m,压脱力峰值为 20 091 N. 将仿真值与实验值进行比较,偏差小于 10%.

2) 采用 TRIZ 理论中“原理(曲面化)”对减振器型腔结构进行再设计,即型腔由直线段和 Bezier 样条曲线的组合(样条曲线的 2 个端点和 2 个竖直直线段平滑过渡).

3) 借助有限元分析方法,对改进后减振器的性能进行分析. 结果表明:压入力峰值为 23 442N,滑移转矩峰值为 1 137.3 N·m,压脱力为 26 240 N;与改进前的性能相比,改进后减振器的最大压入力下降了 10.2%,最大滑移转矩增大了 23.4%,最大压入力增大了 30.6%.

参考文献:

[1] 上官文斌,陈超,段小成,等. 发动机曲轴系统扭转振动建模与实测分析[J]. 振动、测试与诊断,2012,32(4):560-567. DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2012.04.016.

[2] MENDES A S,MEIRELLES P S,ZAMPIERI D E. Analysis of torsional vibration in internal combustion engines: Modelling and experimental validation[J]. Journal of Multi-Body Dynamics,2008,222(2):155-178. DOI:10.1243/14644193JMBD126.

[3] SUN Dewei,CHEN Zhigang,ZHANG Guangyu,*et al.* Modeling and parameter identification of amplitude-and frequency-dependent rubber isolator[J]. Journal of Central South University,2011,18(3):672-678. DOI:10.1007/s11771-011-0746-y.

[4] 上官文斌,魏玉明,赵旭,等. 橡胶阻尼式扭转减振器固有频率计算与测试方法的研究[J]. 振动工程学报,2015,28(4):550-559. DOI:10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2015.04.007.

[5] 上官文斌,牛立志,黄兴. 发动机曲轴多级橡胶阻尼式扭转减振器的设计[J]. 汽车工程,2007,29(11):991-994. DOI:10.19562/j.chinasae.qcgc.2007.11.014.

[6] 曾攀,梁无畏. 复杂结构振动分析的高精度单元建模技术[J]. 中国机械工程,2001,12(9):1050-1053.

[7] 王小莉,上官文斌,李明敏,等. 不同超弹性本构模型和多维应力下开裂能密度的计算方法[J]. 工程力学,2015,32(4):197-205. DOI:10.6052/j.issn.1000-4750.2013.10.0990.

[8] 龚科家,危银涛,叶进雄. 填充橡胶超弹性本构参数试验与应用[J]. 工程力学,2009,26(6):193-198.

[9] 胡小玲,刘秀,李明,等. 炭黑填充橡胶超弹性本构模型的选取策略[J]. 工程力学,2014,31(5):34-42. DOI:10.6052/j.issn.1000-4750.2012.12.0961.

[10] 上官文斌,聂均,魏玉明,等. 橡胶扭转减振器滑移转矩计算方法研究[J]. 振动工程学报,2016,29(1):96-104. DOI:10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2016.01.013.

(责任编辑:钱筠 英文审校:崔长彩)