

汽车双质量飞轮转矩特性建模与仿真

宋立权¹, 尹玉明¹, 周建东^{1,2}, 曾礼平¹

(1. 重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400044;

2. 重庆电子工程职业学院, 重庆 401331)

摘要: 建立了双质量飞轮转矩特性数学力学模型, 运用 ADAMS 软件对双质量飞轮进行动力学仿真分析, 获得了与试验相吻合的转矩特性曲线, 得出了考虑摩擦的仿真分析模型更能真实地反映双质量飞轮的转矩特性, 并且可以增大转矩的结论; 利用弹簧座头部的相互楔入摩擦作用, 获得了大扭转角时转矩的非线性增加, 实现了在低转矩小扭转角所具有的柔性、大扭转角时的高反抗转矩特性, 使动力传动系统的一、二阶共振转速被完全有效地隔离在发动机的正常转速范围之外, 达到了隔振设计的目标。

关键词: 双质量飞轮; 摩擦; ADAMS; 仿真

中图分类号: TH133.7

Modeling and Simulation of Dual Mass Flywheel's Torque Characteristics

SONG Liquan¹, YIN Yuming¹, ZHOU Jiandong^{1,2}, ZENG Liping¹

(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044;

2. Chongqing College of Electronic Engineering, Chongqing 401331)

Abstract: The torque characteristics mathematics-mechanical model of the dual mass flywheel was established. The torque characteristics curve which was consistent with the test results was obtained by dynamics simulation analysis of the dual mass flywheel by using ADAMS. It is concluded that the work process of the dual mass flywheel can be more authentic and the torque can be increased greatly by taking into account of the friction characteristics in the simulation model. Moreover, it shows that the non-linear torque increases on the condition of large torsion angle. And the requirements that low torque and small torsion angle should be flexible, high torque and large torsion angle should be of high counter torque to meet the vibration isolation design goal that the driven system's first-order and second-order resonant speeds are beyond the normal speed of the engine can be achieved by the wedging friction of the spring seats' heads.

Keywords: dual mass flywheel; friction; ADAMS; simulation

0 引言

车辆行驶过程中, 由频繁的加速、减速及制动和发动机的输出转矩和转速(输入激励的频率)以及转矩的不规则性, 使得车辆动力传动系统这样一个多自由度弹性系统经常处于冲击和振动的动态过程, 当输入激励的频率与驱动系统的固有频率接近或相等时, 将产生强烈的共振, 更加剧了传动系统的扭转振动。为解决车辆动力传动系统的扭转振动问题, 德国 LUK 公司于 1989 年研制出双质量飞轮, 经过 10 年的不断改进, 投入批量生产, 对降低车辆传动系统的扭转振动和噪声、缓解传动系的冲击、实现对发动机的过载保护和使得发动机能在非常低的转速下运行从而降低燃油消耗等方面都发挥了重要的作用^[1-5]。目前世界上掌握双质量飞轮核心设计制造技术的仅有德国的 LUK、Sachs、美国的 GAT 和加拿大的 Magna 等几家公司, 几乎垄断了全球双质量飞轮产品大部分的市场。目前我国引进国外整车生产技术车辆所搭载的双质量飞轮全部由购买外资企业的产品或进口。

基金项目: 高等学校博士学科点专项科研基金 (20120191110003), 重庆市科委重点科技攻关项目(CSPC 2008AB6085)

作者简介: 宋立权, (1952-), 男, 教授, 主要研究方向: 新型机械精密传动与控制、机械系统动力学。

随着增压、直喷为代表的关键技术的突破,发动机的功率转矩不断提升,对双质量飞轮的转矩特性提出了更高的要求。若依靠单纯增加弹簧的刚度来实现大扭转角条件下的高转矩特性,则在小扭转角条件下,不能满足一阶固有频率对应的转速低于发动机怠速转速。为解决该难点,德国 LUK 公司等研究出各段刚度为常数的分段变刚度的双质量飞轮,实现了小扭转角时的柔性和高转速时高反抗转矩的大刚度^[6]。文献[7]对这种分段变刚度的双质量飞轮进行了研究,指出了由刚度切换所带来的阶跃,从而导致产生冲击载荷和噪声。为探索新型的减振装置, Sachs 公司应用拓扑学的理论,提出了用方法树对影响双质量飞轮减振性能的各参数进行研究分析^[8]。文献[9]对双质量飞轮的初级飞轮的内壁提出了曲线修正而产生形状约束并经试验验证,实现了连续变刚度的高转矩特性。文献[10-11]对双质量飞轮产品的减振原理特性进行了分析及试验方法研究。文献[12]对车辆可变阻尼器进行了动力学与数学建模,描述了阻尼随行程变化的特性。文献[13-14]分别角位移、扭转刚度和扭转阻尼系数随振动频率以及减振器阻尼的变化情况进行了有意义的试验研究。文献[15]对周向短弹簧双质量飞轮的转矩转角特性进行了研究,但没有考虑摩擦因素对转矩特性的影响。文献[16]虽研究了摩擦特性对双质量转矩特性的影响,但没有解决弹簧座楔入后由摩擦特性所能产生高反抗转矩的问题。论文通过建立完整的基于摩擦特性的双质量飞轮转矩数学力学模型,利用弹簧座头部的形状约束,在大扭转角时由弹簧座相互楔入增加摩擦从而进一步增大了反抗转矩,实现了所希望的设计目标。

1 双质量飞轮的结构

汽车动力传动系统如图 1 所示,图中 1 为发动机;2 为初级飞轮;3 为次级飞轮;4 为离合器;5 为变速箱;6 为减振器。发动机曲轴 1 与初级飞轮 2 固联,由减振器 6 带动次级飞轮 3,经离合器 4 将运动和动力输入到变速箱 5。

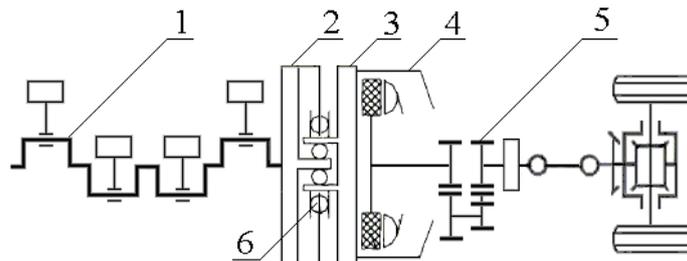


图1 汽车动力传动系统
Fig.1 The power train system of vehicle

所研究的双质量飞轮实物结构如图 2 所示,结构示意图如图 3 所示,图中 1 为初级飞轮;2 为次级飞轮;3 为启动齿圈;4 和 6 为弹簧座;5 为弹簧;减振器由弹簧座 4、6 和弹簧 5 组成。安装在初级飞轮的两个凸缘之间。工作过程中,随着扭转角的增大,分别与初级飞轮的内圆壁面、次级飞轮的多边形外缘面接触。弹簧座的楔入面为一多段圆弧面组合,该曲面形状保证了两个弹簧座的顺利楔入和有效的侧向定位。弹簧座头部及根部的形状也保证了弹簧被压缩至极限位置时对弹簧的过载保护。



图2 双质量飞轮实物

Fig.2 The material object of dual mass flywheel

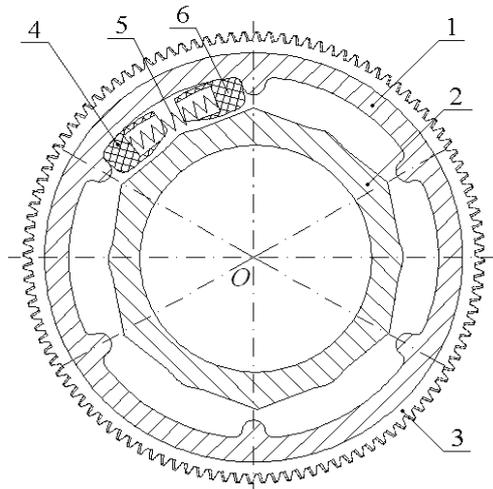


图3 双质量飞轮结构示意图

Fig.3 The structure diagrammatic sketch of dual mass flywheel

2 双质量飞轮的转矩特性模型

工作过程分为2个阶段,第1阶段为次级飞轮与弹簧座6接触而压缩弹簧5产生反抗转矩。第2阶段弹簧座头部开始楔入,由于摩擦增大而增加了反抗转矩。

2.1 第1阶段

双质量飞轮的结构参数坐标系如图4所示。图中, R_1 为次级飞轮最大向径, R_2 为弹簧分布半径, γ 为次级飞轮的多边形顶角, θ 为双质量飞轮空转角, β 为双质量飞轮转动过空转角时弹簧端点 D 与回转中心 O 的连线 OD 与垂直方向的夹角, α 为双质量飞轮转角(图中 $\alpha = \theta$)。 B 点为弹簧座与次级飞轮的接触点, A 点为次级飞轮多边形的顶点, $L_{AB} = b$ 。 C 、 D 分别为弹簧座对弹簧的两支撑点, 周向短弹簧其工作过程可近似为一直弹簧, 其初始长度为 $L_0 = 2R_2 \sin(\alpha_0 / 2)$, α_0 为对应的初始张角。

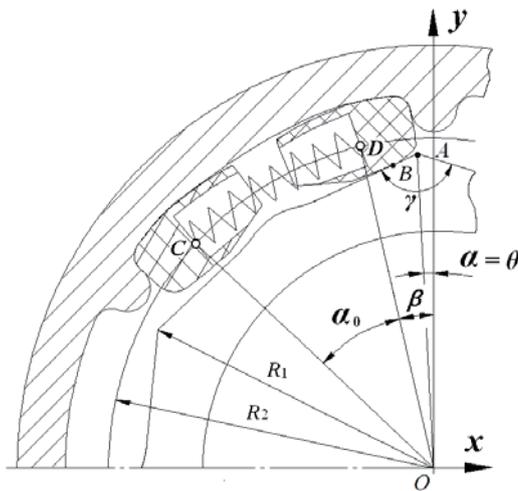


图4 结构参数坐标系

Fig.4 The coordinate system of structure parameters

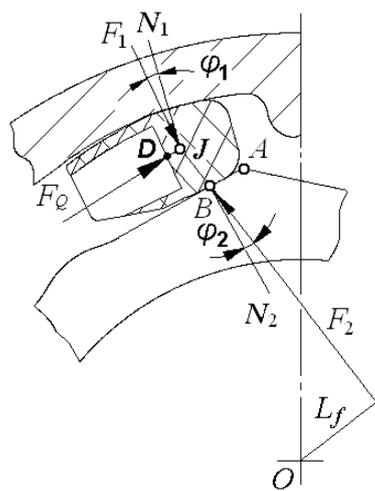


图5 弹簧座受力分析

Fig.5 The load analysis of spring seat

弹簧座受力分析如图5所示, 弹簧座与次级飞轮在 B 点接触, F_Q 为弹簧力, 设初级飞轮、次级飞轮与弹簧座的摩擦系数分别为 μ_1 、 μ_2 , 相应的摩擦角为 $\varphi_1 = \tan^{-1}(\mu_1)$ 、

$\varphi_2 = \tan^{-1}(\mu_2)$ 。 N_1 、 N_2 为正压力， F_1 、 F_2 分别为考虑摩擦后初级飞轮和次级飞轮对弹簧座的总反力。

转过扭转角 α 时弹簧长度为：

$$L_{CD} = 2R_2 \sin \frac{\alpha_0 - (\alpha - \theta)}{2} \quad (1)$$

设 k_t 为弹簧线刚度， 弹簧力：

$$F_Q = k_t(L_0 - L) = 4R_2 k_t \sin \frac{\alpha - \theta}{4} \cos \frac{2\alpha_0 - \alpha + \theta}{4} \quad (2)$$

弹簧力 F_Q 的作用线斜率方程为：

$$k_{CD} = \frac{y_D - y_C}{x_D - x_C} \quad (3)$$

式中， x_C ， y_C ， x_D ， y_D 分别为 C 、 D 点的横坐标和纵坐标。

次级飞轮对弹簧座的正压力 N_2 的作用线斜率为：

$$k_{N_2} = \tan(\alpha - \frac{\gamma}{2}) \quad (4)$$

总反力 F_2 的作用线斜率为：

$$k_{F_2} = \tan(\alpha - \frac{\gamma}{2} + \varphi_2) \quad (5)$$

作用于弹簧座的 F_Q 、 F_1 、 F_2 平衡， 由所构成的首尾相接的力封闭三角形， 得出 F_2 与弹簧力 F_Q 的关系为：

$$F_2 = \frac{F_Q \sin \psi_1}{\sin \psi_2} \quad (6)$$

式中 ψ_1 、 ψ_2 分别为 F_Q 与 F_1 及 F_1 与 F_2 的夹角， 坐标 x_B 、 y_B 均可由图4及图5的几何关系求得。

双质量飞轮传递的转矩：

$$T_1 = mF_2 L_f + T_f \quad (7)$$

$$L_f = \frac{|y_B - k_{F_2} x_B|}{\sqrt{1 + k_{F_2}^2}}$$

式中 L_f 为 F_2 对回转中心 O 的力臂， m 为弹簧减振器个数， T_f 为摩擦轴承力矩， 防止转过空转角 θ 时产生冲击。

2.2 第2阶段

弹簧座头部开始楔入， 由于弹簧座在接触过程中存在弹性变形， 故引入接触变形模型， 将弹簧座头部楔入接触假设为一种非线性的弹簧阻尼系统模型， 用冲击函数法， 其中接触力 N 包括弹性力和阻尼力， 接触力表达式为：

$$N = K\delta^e + D(d\delta/dt) \quad (8)$$

式中 K 是两个实体接触的刚度系数， δ 表示接触过程中的弹性变形量， e 为接触指数， 阻尼因子 D 表达如下：

$$D = C_{\max} \left(\frac{\delta}{d}\right)^2 (3 - 2 \times \frac{\delta}{d}) \quad (9)$$

阻尼因子函数曲线如图6所示,表示两个实体一开始接触变形量为0时,阻尼因子为0,随着变形量 δ 开始增大,阻尼因子也逐渐增加,当变形量达到最大值 d 时,阻尼因子达到最大值 C_{\max} 。

图7为弹簧座4、6头部楔入接触后的受力分析图。其中 N_3 为两弹簧座接触表面产生的接触力, δ 为弹簧座接触后的弹性变形量, F_μ 表示接触表面产生的摩擦力, $F_\mu = \mu_3 \cdot N_3$, μ_3 为弹簧座之间的摩擦系数,根据力的合成可得接触力 N_3 与摩擦力 F_μ 的合力 F_3 , L_{f3} 是 F_3 对旋转中心 O 的力臂。

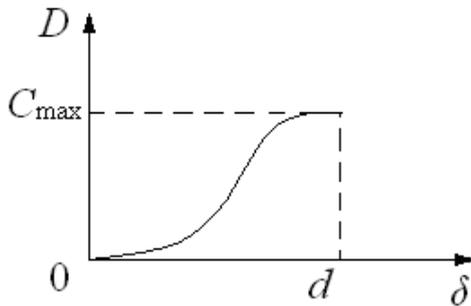


图6 阻尼系数特性曲线
Fig.6 The characteristic of damping coefficient

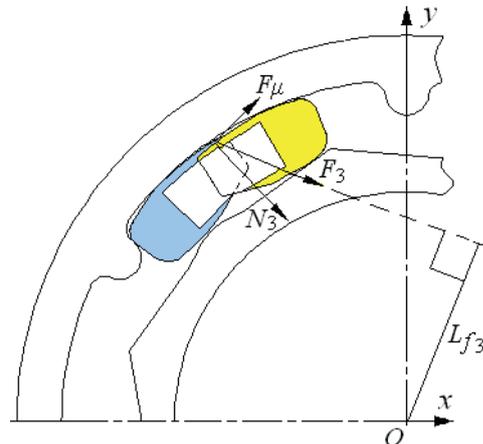


图7 弹簧座楔入接触
Fig.7 The wedge contact of spring seat

由图7知,弹簧座楔入接触以后,弹簧座接触曲面弹性变形引起的接触力以及摩擦力的作用,产生转矩 $T_2 = F_3 L_{f3}$,使双质量飞轮传递的转矩急剧增加。

综上所述,在弹簧座接触后的第2阶段,双质量飞轮传递的转矩为:

$$T_3 = m(F_2 L_f + F_3 L_{f3}) + T_f \quad (10)$$

双质量飞轮的扭转刚度为:

$$K_\theta = dT / d\alpha \quad (11)$$

3 基于 ADAMS 的双质量飞轮转矩特性仿真分析

3.1 仿真模型建立与加载

将双质量飞轮的三维实体导入ADAMS中,由于双质量飞轮上的零部件较多,为了简化模型,加快系统仿真速度,对于不参与运动分析的初、次级飞轮上的零部件利用布尔合并到初、次级飞轮上。

坐标系建立在初级飞轮上,在初级飞轮的质心处添加一个固定副,在次级飞轮质心处添加一旋转副,使次级飞轮相对初级飞轮转动,并且在旋转副上加一常摩擦力矩来模拟摩擦阻尼轴承的作用。

采用Translational Spring-Damper并设置其弹簧线刚度来模拟弹簧座4、6之间弹簧的作用。弹簧座4、6的初始位置在初级飞轮的两凸缘之间,工作过程中,两个弹簧座的外表面和初级飞轮、次级飞轮的内壁面存在接触,当相对扭转角 α 至某一值时两弹簧座开始接触,

相互摩擦楔入进而增大反抗转矩。故设置以下5对接触约束：弹簧座4与初级飞轮1、弹簧座4与次级飞轮2、弹簧座6与初级飞轮1、弹簧座6与次级飞轮2以及弹簧座4与弹簧座6接触。

在ADAMS-VIEW模块中为所建立的模型添加驱动,由于设置次级飞轮相对初级飞轮扭转转动,故将驱动伺服电机添加在次级飞轮的质心处,转速设为常数,边界条件和驱动的设置模型如图8所示,其中:1为弹簧座6与初级飞轮接触约束;2为弹簧座6与次级飞轮接触约束;3为初级飞轮上的固定副;4为次级飞轮上的旋转副;5为Translational Spring-Damper直弹簧;6为弹簧座4与初级飞轮接触约束;7为弹簧座4与次级飞轮接触约束;8为弹簧座4与弹簧座6接触约束。

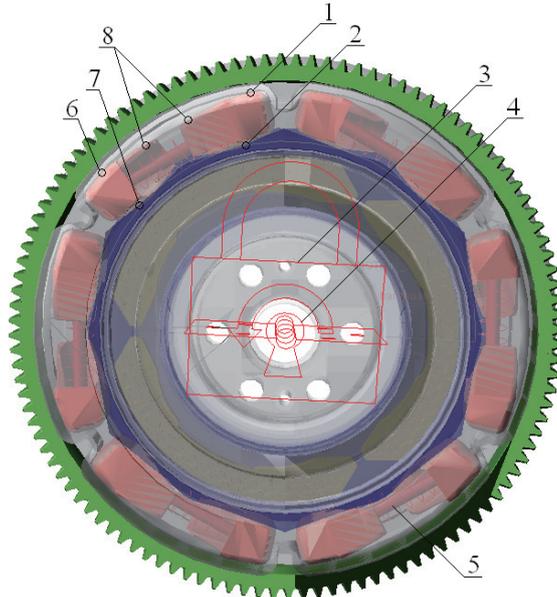
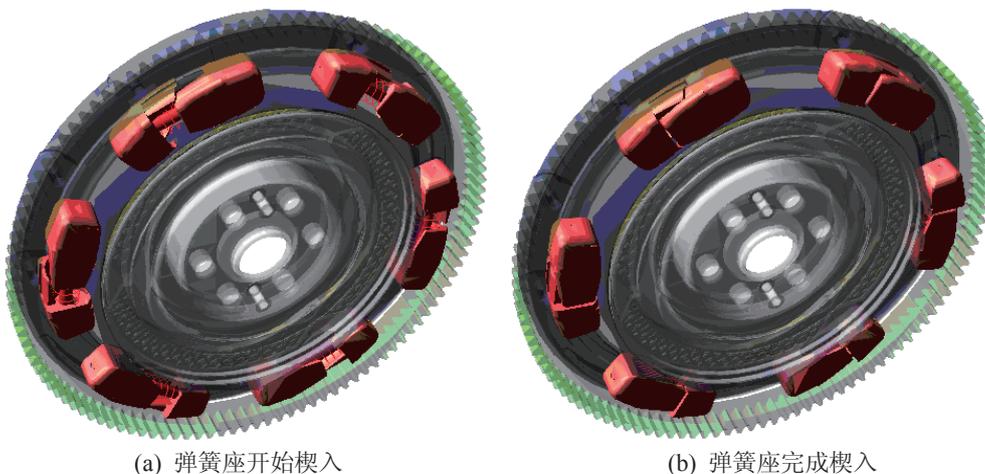


图8 边界条件和加载模型

Fig.8 The model of boundary condition and load

设置好边界条件和驱动后,为了测量初级飞轮、次级飞轮在工作过程中传递的转矩随相对扭转角的变化规律,以初级相对于次级飞轮的扭转角 α 为自变量,通过Measure模块下的自定义函数功能将前述所建立的转矩特性数学模型以分段函数来表达输出转矩随扭转角 α 的变化,通过PostProcessor模块下的Plotting功能测量次级飞轮与弹簧座6接触约束下的传递转矩。



(a) 弹簧座开始楔入

(b) 弹簧座完成楔入

图9 双质量飞轮加载过程中弹簧座的楔入

(a) The start of wedging

(b) The end of wedging

Fig.9 The wedging of spring seat in the process of dual mass flywheel loading

图9所示为加载过程中弹簧座相互楔入接触过程,当相对扭转角达到 16° 时,两弹簧座头部开始接触并楔入,当相对扭转角达到 20° 时,弹簧座头部与根部接触,弹簧座完成楔入过程。

3.2 转矩特性仿真

应用建立的双质量飞轮转矩特性计算模型对2.0L发动机搭载的双质量飞轮进行仿真分析计算,参数如下:弹簧线刚度 $k_t=7.441\text{N/mm}$;摩擦轴承转矩 $T_f=7\text{N}\cdot\text{m}$;弹簧座材料为尼龙PA66,密度 $\rho_1=1.15\times 10^3\text{kg/m}^3$ 、泊松比 $\nu_1=0.28$ 、弹性模量 $E_1=8.3\times 10^3\text{MPa}$,初级飞轮、次级飞轮的材料为铸钢,密度 $\rho_2=7.8\times 10^3\text{kg/m}^3$ 、泊松比 $\nu_2=0.30$ 、弹性模量 $E_2=2.07\times 10^5\text{Mpa}$ 、接触指数 $e=1.5$ 、最大阻尼系数 $c_{\max}=20\text{N}\cdot\text{s/mm}$ 、弹性最大变形量 $d=0.01\text{mm}$;弹簧座与初级飞轮、次级飞轮之间的摩擦系数(有脂润滑) $\mu_1=\mu_2=0.05$;弹簧座相互楔入时的摩擦系数(有脂润滑) $\mu_3=0.04$;次级飞轮最大向径 $R_1=106.1\text{mm}$;弹簧分布半径为 $R_2=112.5\text{mm}$;顶角 $\gamma=139^\circ$;空转角 $\theta=3^\circ$ 。

图10为仿真分析的转矩特性曲线。其中水平直线段为转过空转角 θ 时由摩擦阻尼轴承产生的转矩;其后呈斜直线变化;当相对扭转角 $\alpha\geq 16^\circ$,弹簧座相互楔入后的转矩特性曲线。由图知,楔入后双质量飞轮传递的转矩特性曲线非线性增加,进一步增大了反抗转矩。

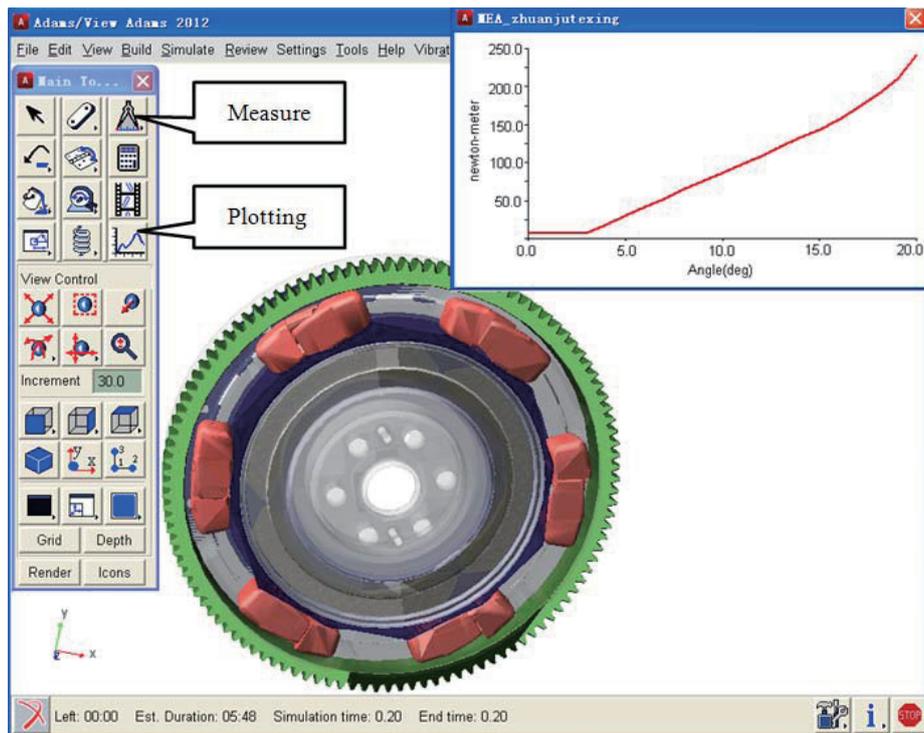


图10 仿真转矩特性曲线

Fig.10 The curve of torque characteristic in simulation

4 试验验证与分析

在重庆大学力学实验中心的电子扭转试验机上进行转矩扭转角试验,扭转角步长为 $0.1^\circ/\text{s}$,最大扭转角 20° 。试验设备如图11所示,转矩试验曲线如图12所示。



图11 转矩扭转角台架试验
Fig.11 The test of torque-torsion angle

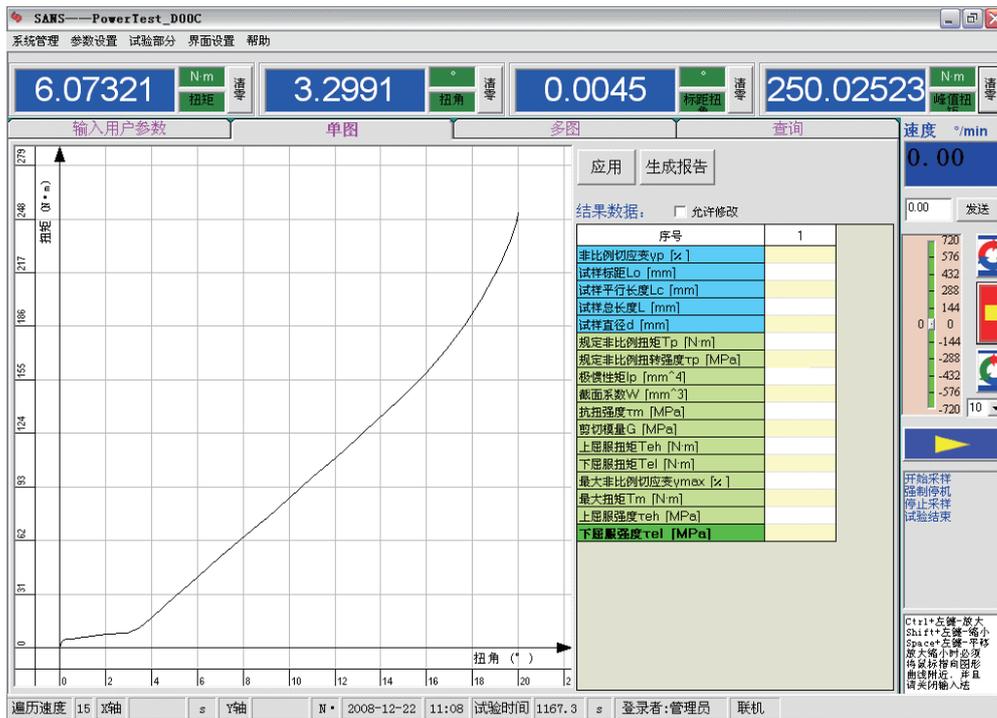


图12 转矩试验曲线
Fig.12 The test curve of torque

双质量飞轮转矩—扭转角的仿真数据与试验数据列于表1，转矩特性曲线绘制于图13，其中， T_S 为实际测试曲线， T_F 为仿真分析曲线，令摩擦系数 $\mu_1 = \mu_2 = 0$ 以及式(7)中 $T_f = 0$ ，得不考虑摩擦的转矩曲线 T_0 。

当相对扭转角 $\alpha \geq 16^\circ$ 时，两弹簧座头部开始接触并楔入，如图9a所示在弹簧座间产生了正压力和摩擦力，使仿真曲线非线性急剧增大，与不考虑楔入的转矩曲线（图中虚线）相比，最大增幅近 $50 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。当相对扭转角 $\alpha = 20^\circ$ 时，弹簧座头部与根部接触，弹簧座完成楔入过程，由弹簧座的形状约束，弹簧不再被压缩，实现了对弹簧的过载保护，如图9b所示。由表1知，在扭转角 $\alpha = 20^\circ$ 处，仿真转矩数据($248.1 \text{ N}\cdot\text{m}$)与测试转矩数据($251.3 \text{ N}\cdot\text{m}$)相比，相对误差为1.3%，表明了仿真分析模型的正确性。

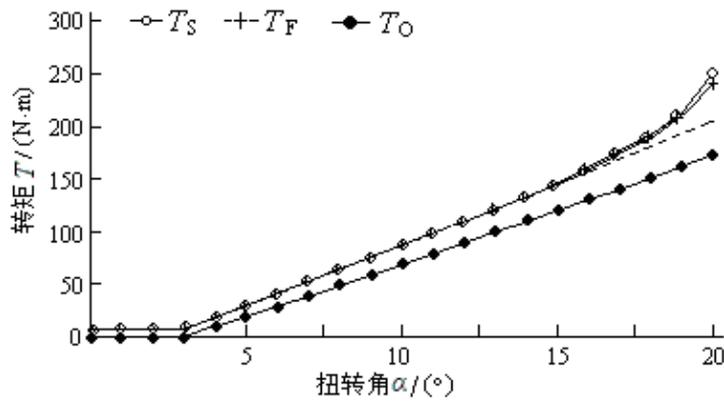


图13 转矩特性曲线

Fig.13 The torque characteristic curve

表1 转矩-转角测试与仿真数据

Tab.1 The test and simulation data of torque-torsion angle

$\alpha / ^\circ$	转矩 $T / (N \cdot m)$		
	T_0	T_s	T_F
0	0	0.0	7.0
1	0	6.1	7.0
2	0	7.1	7.0
3	0	8.1	7.0
4	9.6	17.7	18.1
5	19.3	29.3	30.8
6	29.1	40.8	41.6
7	39.0	52.4	52.7
8	43.9	64.2	65.0
9	58.9	75.1	75.9
10	68.9	86.6	85.3
11	79.0	97.6	99.8
12	89.1	109.5	110.6
13	99.3	121.4	123.0
14	109.5	133.4	132.5
15	119.9	145.4	143.2
16	130.2	159.8	156.1
17	140.6	175.7	174.9
18	151.0	192.5	191.4
19	161.4	210.9	208.7
20	171.9	251.3	248.1

5 传动系统幅频特性与固有频率

所搭载的汽车动力传动系统如图 1 所示，发动机最大输出转矩为 182 N·m，怠速转速为 800 r·min⁻¹，最高转速为 7000 r·min⁻¹。

由于所关心的是系统的一、二阶固有频率，故在 ADAMS 的振动模块中将其简化为如图 14 所示的三质量二自由度的质量弹簧系统。发动机曲轴 1 和初级飞轮 2 的等效转动惯量为 $J_1 = 0.14 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ，次级飞轮 3 及离合器 4 的等效转动惯量为 $J_2 = 0.05 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ，传动系统 5 的等效转动惯量为 $J_3 = 2.06 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 。在 J_1 的质心处建立一个输入通道并施加正弦激励，在 J_2 、 J_3 的质心处分别建立角位移输出通道，双质量飞轮减振器 AB 段的扭转刚度为 $K_{01} = 11.7 \text{ N} \cdot \text{m} / ^\circ$ ，BC 段的扭转刚度在软件中由式(11)自行计算，传动系统的代换扭转刚度为 $K_{02} = 556 \text{ N} \cdot \text{m} / ^\circ$ 。设定起始频率为 1Hz，终止频率为 200Hz，对系统进行强迫振动分析，角位移的幅频特性曲线如图 15 所示。

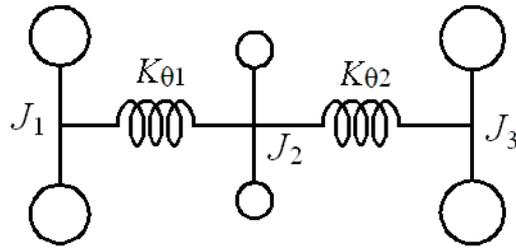


图14 扭振分析模型

Fig.14 The model of torsional vibration

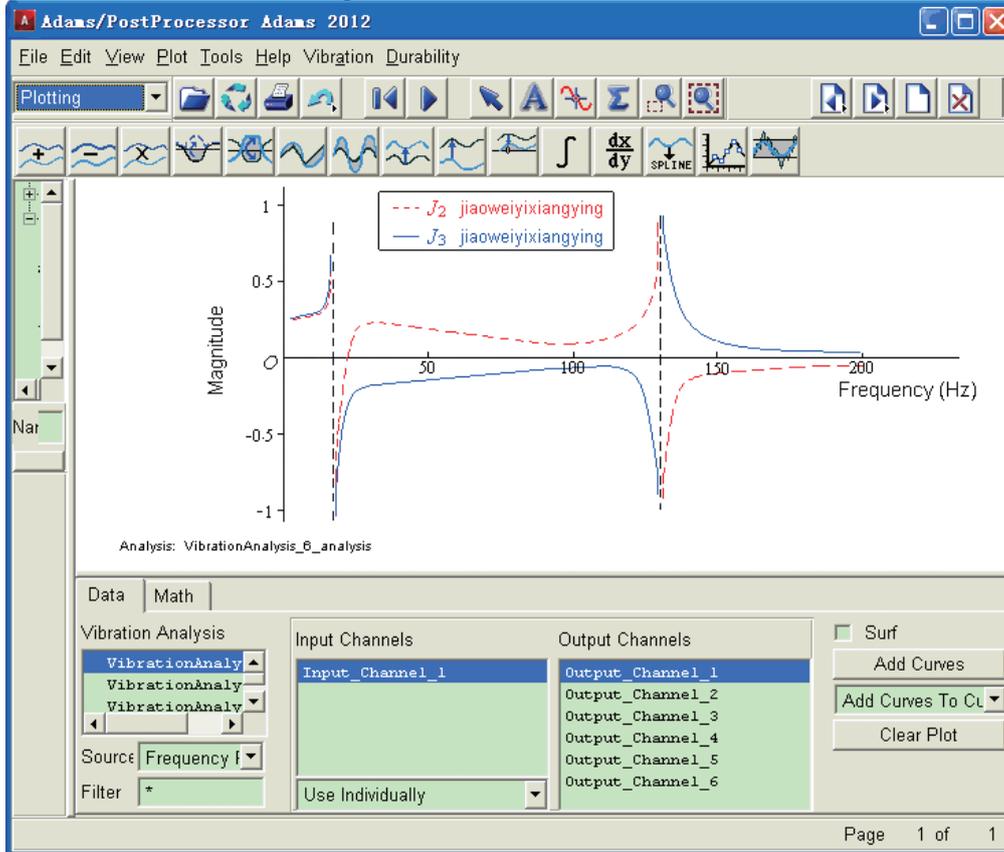


图15 幅频特性曲线

Fig.15 The curve of amplitude-frequency characteristic

由此获得传动系的一阶固有(共振)频率为 $f_1=11.27\text{Hz}$ ，二阶固有(共振)频率为 $f_2=130.45\text{Hz}$ ，其共振转速 $n_1=676.2\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ ， $n_2=7827\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ 。知 n_1 小于发动机怠速转速，而 n_2 大于发动机最高转速，搭载双质量飞轮的传动系统将共振完全隔离，提高了传动系零部件的寿命和车辆驾乘的舒适性。

6 结论

1)引入摩擦的双质量飞轮转矩特性分析模型更具符合实际性，利用摩擦特性，可以提高双质量飞轮的转矩。

2)大扭转角时，弹簧座头部曲面间的摩擦楔入作用，能够大幅度提高反抗转矩，实现了低转速小扭转角的柔性和高转速大扭转角时非线性的大刚度高反抗转矩特性，且刚度连续无突变，避免了分段变刚度产生的冲击和噪声。

3)试验表明，用所建立的转矩特性模型，并基于 ADAMS 进行仿真分析，是一种行之有效的办法，可方便地用于工程设计实践。

4)对传动系搭载双质量飞轮的幅频特性与固有频率分析表明,双质量飞轮可以将共振转速完全有效地隔离在发动机的正常工作转速范围以外,从而改善了系统的固有特性,避免了共振现象的发生。

致谢

本文得到了教育部高等学校博士学科点专项科研基金(20120191110003)和重庆市科委重点科技攻关项目(CSPC 2008AB6085)的资助。

[参考文献] (References)

- [1] Schaper U, Sawodny O, Mahl T, et al. Modeling and torque estimation of an automotive dual mass flywheel[C]. Proceedings of the American Control Conference, Oct.,2009, St. Louis, MO. 2009: 1207-1212.
- [2] Walter A, Lingenfelter C, Kiencke U, et al. Cylinder balancing based on reconstructed engine torque for vehicles fitted with a dual mass flywheel (DMF)[J]. SAE International Journal of Passenger Cars - Electronic and Electrical Systems, 2009. 1(1): 810-819.
- [3] Theodossiades S, Gnanakumarr M, Rahnejat H, et al. Effect of a dual-mass flywheel on the impact-induced noise in vehicular powertrain systems[J]. Automobile Engineering, 2006. 220(6): 747-761.
- [4] Jungyun K. Launching performance analysis of a continuously variable transmission vehicle with different torsional couplings[J]. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 2005, 127(2): 295-301.
- [5] 李伟, 史文库. 双质量飞轮(DMF)的研究综述[J]. 噪声与振动控制, 2008(5): 1-5.
- [6] Alexander F, Roland S. DMF simulation techniques-finding the needle in the haystack[C]. 8th LuK Symposium. 2006:55-71.
- [7] 史文库, 龙岩, 卢玉东. 多级非线性双质量飞轮参数设计和优化[J]. 振动与冲击, 2009, 28(5): 92-96.
- [8] Schweinfurt, Hartmut B. Systematic search for and vibratory assessment of new action principles for alternative rotary vibration decoupling systems in the passenger car driveline[J]. DRIVE SYSTEM TECHNIQUE, 2004, 18(2): 3-12.
- [9] 宋立权, 李亮, 尹玉明,等. 基于形状约束的双质量飞轮设计理论研究[J]. 机械工程学报, 2012, 48(1): 111-118.
- [10] 张世义, 胡建军, 李光辉. 汽车动力传动系双质量飞轮式扭振减振器特性分析[J]. 现代制造工程, 2007(9): 120-124.
- [11] 江征风, 陈雷, 吴波. 双质量飞轮动态试验方法研究[J].武汉理工大学学报, 2008, 32(10): 117-119.
- [12] 徐中明, 张玉峰, 余锋,等. 可变阻尼减振器外特性仿真与试验[J]. 重庆大学学报: 自然科学版, 2010, 33(9): 29-34.
- [13] Tomoaki K, Katsuhiko W, Yasuhiro H, et al. An Experimental study on dynamic characteristics of torsional stiffness and torsional damping coefficient of vision-friction dampers[J]. Transactions of the Kokushikan University, Faculty of Engineering, (in Japanese with English Summary), 2001(34): 67-79.
- [14] T-S Kang, S K K, K-P H. Development of the displacement measuring system for a dual mass flywheel in a vehicle[J]. Journal of Automobile Engineering, 2009, 223(10): 1273-1281.
- [15] 王冰, 万年丰, 杨明, 等. 基于弹簧阻尼的分散式车队控制方法[J]. 新型工业化, 2011, (6): 92-97.
- [16] 宋立权, 赵孝峰, 何泽海,等. 引入摩擦的周向短弹簧汽车双质量飞轮分析模型及扭振固有特性研究[J]. 机械工程学报, 2009, 45(11): 99-105.