

功率分流混合动力传动系统扭转振动分析与刚度匹配*

韩兵 蔡忆昔 张彤

(江苏大学汽车与交通工程学院, 镇江 212013)

【摘要】 研究了行星齿轮功率分流混合动力传动系统的扭转振动特性分析方法,通过扭转减振器的刚度匹配实现系统共振转速的优化。针对混合动力系统可能出现的多种工作状态,建立传动系统的参数化振动模型。研究了动力传动系统转速比及减振器刚度对系统共振转速的影响。计算结果表明,只有在特定转速比区间发动机才会引起传动系统较高的共振转速,通过降低减振器扭转刚度可以降低系统共振转速,使其偏移发动机常用转速范围。

关键词: 混合动力 传动系统 振动特性 固有频率

中图分类号: U463.2 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2011)06-0012-04

Torsional Vibration Analysis and Stiffness Match of Power Split Hybrid System

Han Bing Cai Yixi Zhang Tong

(School of Automobile and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract

Torsional vibration analysis method for the power split hybrid system with planetary gear was studied. Resonant speed of the powertrain was optimized through the stiffness matching of torsional damper. Parametric vibration model was built to investigate the influence of gear ratio and damper stiffness on powertrain resonance. Analysis results indicated that there was a high resonant speed zone when the ratio was controlled around some special value. The resonant speed could be reduced out of the engine working speed range with lower stiffness torsional damper.

Key words Hybrid power, Powertrain system, Vibration characteristic, Natural frequency

引言

动力系统的电动化成为汽车驱动系统的发展趋势,集功率分流及变速功能为一体的混合动力合成箱技术已经成为新的研究热点^[1-2]。将单个或多个电机布置在变速箱内部,不仅可以保留基本的变速功能还可以实现多动力源的动力耦合,整车改动量小,便于布置。在目前已经上市的混合动力汽车中,轿车深度混合方案全部采用电机与行星齿轮功率分流机构集成的动力合成箱技术。功率分流系统集成串联和并联方案的优点,为整车提供更多工作模式,具有明显的节能效果。具有代表性的是丰田单模THS(toyota hybrid system)系统和通用双模AHS(advanced hybrid system)系统^[3-4]。从丰田公司和通用公司的混合动力技术发展来看,这种行星齿轮

功率分流合成箱技术又得到了进一步扩展应用。丰田THS系统已经由深混系统向插电式混合动力系统发展,已经推出了Prius插电式混合动力车型;通用公司在双模系统基础上研发了最新增程式Volt混合动力车型。国内深混系统主要以并联及串并联系统为主,缺少功率分流集成系统的开发与相关技术的研究。

本文以某款功率分流混合动力合成箱为分析对象,研究动力合成箱传动系统的扭转振动控制技术。通过对混合动力传动系统的振动特性研究实现各传动部件的刚度优化匹配,同时为整车控制提供限制条件,避免工作在共振转速区域。

1 混合动力系统结构与原理

1.1 系统结构

该混合动力系统集成发动机和双电机E1、E2

收稿日期: 2010-10-29 修回日期: 2010-12-27

* 国家高技术研究发展计划(863计划)资助项目(2008AA11A125)

作者简介: 韩兵, 博士生, 主要从事混合动力系统控制技术研究, E-mail: hanbingpaper@126.com

为一体,通过复合行星齿轮机构实现功率分流和无级变速功能,系统结构如图 1 所示。功率分流机构可以分解为一个单行星齿轮排和一个双行星齿轮排,其中小太阳轮 (S1)、大行星齿轮 (bp) 及齿圈 (Ring) 构成单行星齿轮排,大太阳轮 (S2)、小行星齿轮 (sp)、大行星齿轮及齿圈构成双行星齿轮排。这种行星排的复合结构设计缩短了功率分流机构的轴向尺寸,便于空间布置。发动机通过离合器与行星架 (PC) 连接,电机 E1、E2 转轴分别与太阳轮 S1、S2 连接,齿圈作为动力的输出轴通过二级主减速齿轮 (Red)、差速器 (Diff) 驱动车轮行驶,同时也作为制动能量的回收传递路线。在行星架上设置单向离合器,主要是为了实现纯电动驱动模式的优化控制,满足系统的扭矩平衡要求。

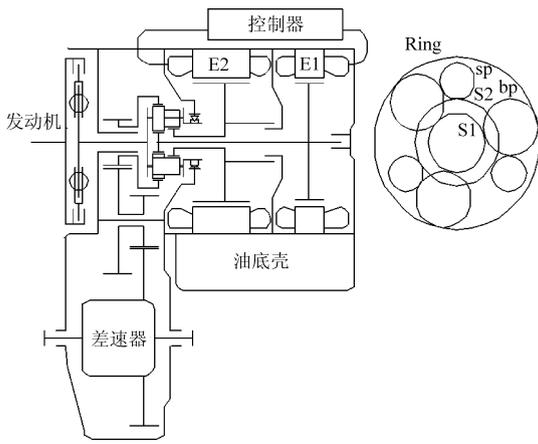


图 1 混合动力系统结构简图

Fig. 1 Diagram of hybrid power system

1.2 工作原理分析

根据行星排机构的转速特性,得到功率分流机构的转速关系为

$$n_{s1} = n_R i_{01} + n_{PC} (1 - i_{01}) \quad (1)$$

$$n_{s2} = n_R i_{02} + n_{PC} (1 - i_{02}) \quad (2)$$

式中 n_{s1} ——小太阳轮转速

n_{s2} ——大太阳轮转速

n_{PC} ——行星架转速 n_R ——齿圈转速

i_{01} ——齿圈与小太阳轮齿数比

i_{02} ——齿圈与大太阳轮齿数比

根据行星排与各动力源的连接方式,得到发动机和齿圈输出轴的转速为

$$n_{Eng} (n_{E1}, n_{E2}) = \frac{n_{E2} i_{01} - n_{E1} i_{02}}{i_{01} - i_{02}} \quad (3)$$

$$n_{out} (n_{E1}, n_{E2}) = \frac{(1 - i_{02}) n_{E1} - (1 - i_{01}) n_{E2}}{i_{01} - i_{02}} \quad (4)$$

式中 n_{E1} ——电机 E1 转速

n_{E2} ——电机 E2 转速

由此可见发动机转速和车速完全解耦,发动机

转速可以独立于车速变化而变化。整车行驶时发动机可以始终工作在最优化的工作区间,通过对电机转速和扭矩的调节,满足车速和驱动扭矩的需求,即电控无级变速功能。采用模拟杠杆法对行星齿轮功率分流机构进行分析^[5-6],可以更直观地说明混合动力系统的工作原理,等效杠杆如图 2 所示。当发动机工作在转速 n_{Eng} 时,通过改变电机工作点使杠杆以发动机转速为支点进行转动,使齿圈转速随之变化,实现整车的无级变速。

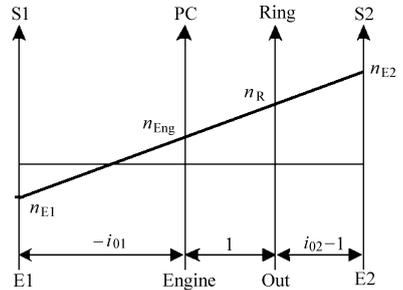


图 2 行星齿轮机构杠杆图

Fig. 2 Lever analogy of planetary gear set

2 传动系统振动模型

2.1 建模方法

车辆传动系统是一个连续的多质量系统,在振动特性分析时需要建立简化数学模型。目前采用较多的是集中质量模型法,将轴系分为若干集中质量,集中质量之间采用弹簧联接,形成多质量-弹簧系统^[7]。在实际的建模过程中,可以根据系统动能及弹性变形能相等的原则,建立等效的当量力学模型,也可以先建立相连集中质量的单元振动模型,然后再装配成完整的系统模型。两种方法在求解过程中对传动比的处理有所不同,经过矩阵换算可以得到完全相同的振动模型。以典型的传动比模型(图 3a)为例,建立系统等效的当量振动模型。模型中 J 为集中质量的转动惯量, θ 为转动角度, ω 为角速度,下标 e 表示每个集中质量单元,定义传动比 $i = \omega_{22e} / \omega_{2e}$ 。

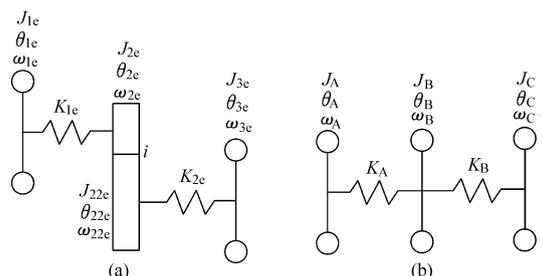


图 3 减速齿轮振动模型

Fig. 3 Vibration model of reduction gears

(a) 单元模型 (b) 等效模型

将各集中质量的转动惯量换算成与第一个集中

质量转速相等的当量转动惯量,由动能守恒得到

$$\frac{1}{2}J_B\omega_B^2 = \frac{1}{2}J_{2e}\omega_{2e}^2 + \frac{1}{2}J_{22e}\omega_{22e}^2 \quad (5)$$

$$\frac{1}{2}J_C\omega_C^2 = \frac{1}{2}J_{3e}\omega_{3e}^2 \quad (6)$$

即得到当量转动惯量为

$$J_A = J_{1e}$$

$$J_B = J_{2e} + J_{22e}i^2$$

$$J_C = J_{3e}i^2$$

根据弹性变形能守恒将刚度 K_{2e} 换算成等效的当量刚度,由能量守恒得到

$$\frac{1}{2}K_B\Delta\theta_B^2 = \frac{1}{2}K_{2e}\Delta\theta_{2e}^2 \quad (7)$$

即得到当量刚度为

$$K_A = K_{1e}$$

$$K_B = K_{2e}i^2$$

因此得到系统等效的当量振动模型,如图 3b 所示,系统动力学方程将以当量数值进行计算,分析传动系统的振动特性。

2.2 传动系统振动模型

考虑到齿轮本身的刚度很大,一般视其为刚性连接部件,只考虑传动轴的扭转刚度。针对混合动力系统的结构,建立如图 4 所示的当量扭转振动模型。

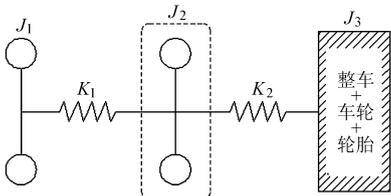


图4 传动系统振动模型

Fig. 4 Vibration model of powertrain

根据上述模型,建立系统运动微分方程为

$$\begin{cases} J_1\ddot{\theta}_1 + K_1(\theta_1 - \theta_2) = 0 \\ J_2\ddot{\theta}_2 - K_1(\theta_1 - \theta_2) + K_2(\theta_2 - \theta_3) = 0 \\ J_3\ddot{\theta}_3 - K_2(\theta_2 - \theta_3) = 0 \end{cases} \quad (8)$$

式中 J_1 ——发动机曲轴机构、飞轮及减振器部件的当量转动惯量

J_2 ——齿圈、电机、二级减速齿轮、差速器及传动半轴一半的当量转动惯量

J_3 ——整车、车轮及传动半轴一半的当量转动惯量

K_1 ——扭转减振器及输入轴当量扭转刚度

K_2 ——半轴及轮胎的当量扭转刚度

其中, $J_1 = 0.312 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $J_{\text{Ring}} = 0.0056 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $J_{E1} = 0.021 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $J_{E2} = 0.042 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $J_{\text{Red}} = 0.006 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$,

$J_{\text{Diff}} = 0.02 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $J_{\text{halfshaft}} = 0.0015 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $J_{\text{wheel}} = 3.66 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $K_{\text{halfshaft}} = 9500 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$, $K_{\text{tire}} = 91600 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ 。

由于该系统发动机转速与车速解耦,在转动惯量和刚度计算时引入转速比 $h = n_{E1}/n_{\text{Eng}}$,建立行星齿轮机构各部件与发动机的转速关系。不同的 h 值代表了动力箱传动系统可能出现的各种工作状态。根据式(3)、(4)得到传动系中各轴与发动机的转速比关系为

$$\begin{cases} \frac{n_{E2}}{n_{\text{Eng}}} = \frac{hi_{02} - i_{02} + i_{01}}{i_{01}} \\ \frac{n_{\text{Ring}}}{n_{\text{Eng}}} = \frac{h + i_{01} - 1}{i_{01}} \\ \frac{n_{\text{Red}}}{n_{\text{Eng}}} = \frac{n_{\text{out}}}{n_{\text{Eng}}}i_{\text{rr}} \\ \frac{n_{\text{Diff}}}{n_{\text{Eng}}} = \frac{n_{\text{out}}}{n_{\text{Eng}}}i_{\text{rr}}i_{\text{rd}} \end{cases} \quad (9)$$

式中 i_{rr} ——二级减速齿轮与齿圈的转速比

i_{rd} ——差速器齿轮与二级减速齿轮的转速比

根据当量转动惯量的计算方法, J_1 、 J_2 、 J_3 、 K_1 、 K_2 表示为

$$J_1 = J_{\text{Eng}} + J_{\text{damper}} \quad (10)$$

$$J_2(h) = h^2 J_{E1} + \left(\frac{n_{E2}}{n_{\text{Eng}}}\right)^2 J_{E2} + \left(\frac{n_{\text{Ring}}}{n_{\text{Eng}}}\right)^2 J_{\text{Ring}} + \dots + \left(\frac{n_{\text{Red}}}{n_{\text{Eng}}}\right)^2 J_{\text{Red}} + \left(\frac{n_{\text{Diff}}}{n_{\text{Eng}}}\right)^2 (J_{\text{Diff}} + J_{\text{halfshaft}}) \quad (11)$$

$$J_3(h) = \left(\frac{n_{\text{Diff}}}{n_{\text{Eng}}}\right)^2 (J_{\text{halfshaft}} + J_{\text{wheel}} + m_{\text{car}}r_{\text{wheel}}^2) \quad (12)$$

式中 m_{car} ——整车质量,为 1450 kg

r_{wheel} ——车轮半径,为 0.31 m

$$K_1(K_d) = \frac{K_d K_{\text{input}}}{K_d + K_{\text{input}}} \quad (13)$$

式中 K_d ——扭转减振器刚度

K_{input} ——动力箱输入轴刚度,为 18670 N·m/rad

$$K_2(h) = \left(\frac{n_{\text{Diff}}}{n_{\text{Eng}}}\right)^2 \frac{K_{\text{halfshaft}} K_{\text{tire}}}{K_{\text{halfshaft}} + K_{\text{tire}}} \quad (14)$$

将传动系统运动方程改写成矩阵形式

$$\mathbf{J}\ddot{\boldsymbol{\theta}} + \mathbf{K}\boldsymbol{\theta} = \mathbf{0} \quad (15)$$

式中

$$\mathbf{J} = \begin{bmatrix} J_1 & & \\ & J_2(h) & \\ & & J_3(h) \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} K_1(K_d) & -K_1(K_d) & 0 \\ -K_1(K_d) & K_1(K_d) + K_2(h) & -K_2(h) \\ 0 & -K_2(h) & K_2(h) \end{bmatrix}$$

方程(15)的解可表达成 $\theta_i = A_i \sin(\omega t + \phi)$ 的形式,因此系统运动方程转换为

$$(\mathbf{K} - \lambda^2 \mathbf{J})\boldsymbol{\theta} = 0 \quad (16)$$

仅当方程(16)有非零解时,传动系统才表现出各集中质量的转速差异,发生扭转振动。因此矩阵 $|\mathbf{K} - \lambda^2 \mathbf{J}|$ 的特征值 λ 就是传动系统的固有圆频率,其特征矢量为该固有频率的振型。

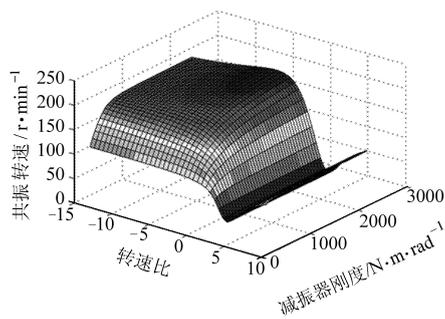
3 共振转速分析

发动机输出的交变扭矩是导致整个传动系统产生扭转振动的主要原因。发动机转矩主谐量的频率与传动系统固有频率一致时,系统便发生共振。由于主谐量的振幅随着阶数的增大而迅速减小,该混合动力系统采用四冲程直列汽油发动机,振动分析时主要考察发动机最低阶主谐量对应的系统共振转速,即发动机第2阶主谐量对应的临界转速

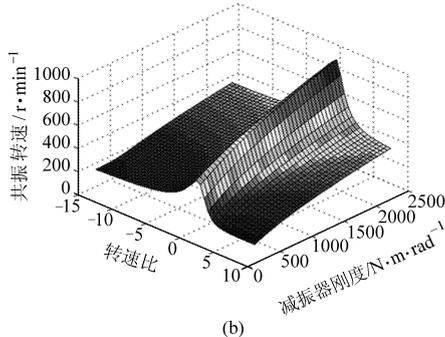
$$n_{e,c} = 30f \quad (17)$$

式中 f ——传动系统固有频率,Hz

通过振动系统微分方程解出轴系圆频率,进而换算为引起系统共振的发动机临界转速。计算表明系统第1阶振动为刚体振动,第2阶和第3阶共振转速脉谱如图5所示。



(a)



(b)

图5 系统共振转速脉谱

Fig. 5 Resonant speed map of hybrid power system

(a) 第2阶共振 (b) 第3阶共振

由系统共振转速分布可以发现当减振器刚度一定时系统共振转速随着转速比变化而变化,并出现

共振峰值。第2阶共振转速值均很小,远偏离发动机正常的转速范围。对于第3阶共振转速,每个减振器刚度都对应唯一的共振转速峰值,并随着减振器刚度增大而增大。当刚度达到 $1000 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ 时,系统共振转速达到 $730 \text{ r}/\text{min}$,基本达到发动机的稳定怠速。因此传动系统刚度匹配时应尽量采用小刚度的减振器,以降低系统的共振转速。

4 传动系统刚度匹配

整个混合动力传动系统中只有扭转减振器刚度具有较大的改变空间,通过减振器刚度的合理匹配可以对系统共振转速进行优化。为了方便指导减振器刚度设计,提取不同减振器刚度对应的共振转速峰值,如图6所示。考虑到减振器机械结构对转角的限制,减振器的刚度设计为 $680 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ 左右,对应第3阶共振转速控制在 $630 \text{ r}/\text{min}$ 。该混合动力系统利用电机可以实现发动机的瞬间启动,取消了发动机怠速。通过整车控制可以使发动机更好地远离传动系统的共振转速区域,避免系统发生共振破坏。

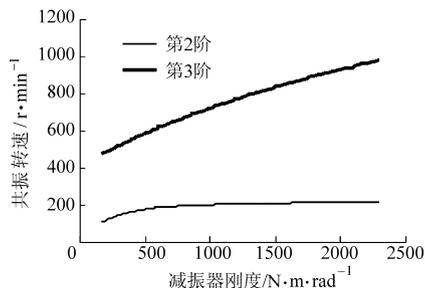


图6 传动系统峰值共振转速曲线

Fig. 6 Max resonant speed curves of powertrain

5 结论

(1)研究了行星齿轮功率分流混合动力系统扭转振动特性分析方法。建立了整个混合动力传动系统的动力学模型,通过引入辅助参数转速比分析了系统在各种工作状态下的振动特性。分析表明传动系统在特定刚度下共振转速随着转速比变化而出现共振峰值,通过降低扭转减振器刚度可以降低传动系统共振转速,使其偏移发动机常用工作转速范围。

(2)混合动力传动系统共振转速的确定,对整车控制策略有着重要的指导意义,尤其对发动机点火转速以及制动能量回收时发动机参与倒拖制动的转速阈值控制。通过控制策略避免整车工作在传动系统共振转速,以确保整车的安全性及舒适性。

(下转第11页)

- 4 Hazim Namik, Tokushu Inamura, Karl Stol. Development of a robotic driver for vehicle dynamometer testing [C] // Proceedings of 2006 Australasian Conference on Robotics and Automation. Auckland, New Zealand, 2006: 1~9.
- 5 Kai Muller, Werner Leonhard. Computer control of a robotic driver for emission tests [C] // Proceedings of International Conference on Industrial Electronics, Control, Instrumentation, and Automation. San Diego, America, 1992: 1 506 ~ 1 511.
- 6 张为公, 陈晓冰. 汽车驾驶机器人关键技术[J]. 江苏大学学报: 自然科学版, 2005, 26(1): 20~23.
Zhang Weigong, Chen Xiaobing. Key technologies of vehicle robot driver[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2005, 26(1): 20~23. (in Chinese)
- 7 Chen Xiaobing, Zhang Weigong. Robot driver for vehicle durability emission test on chassis dynamometer[J]. Journal of Southeast University: English Edition, 2005, 21(1): 33~38.
- 8 Roger Jang. ANFIS: adaptive network-based fuzzy inference systems [J]. IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, 1993, 23(3): 665~685.
- 9 王学峰, 许纯新, 赵克利, 等. 工程机械模糊神经网络挡位控制试验研究[J]. 农业机械学报, 2002, 33(1): 1~5.
Wang Xuefeng, Xu Chunxin, Zhao Keli, et al. Experimental study on gear-shifting control of construction machine based on fuzzy neural network[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2002, 33(1): 1~5. (in Chinese)
- 10 王卓, 赵丁选, 龚捷. 工程车辆挡位决策的自适应神经网络模糊推理系统[J]. 农业机械学报, 2002, 33(6): 1~4.
Wang Zhuo, Zhao Dingxuan, Gong Jie. Adaptive neuro-fuzzy inference system of engineering vehicle shift decision[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2002, 33(6): 1~4. (in Chinese)
- 11 GB 18352.2—2001 轻型汽车污染物排放限值及测量方法(II) [S].
- 12 张小龙, 宋健, 冯能莲, 等. 汽车道路试验测试方法研究进展[J]. 农业机械学报, 2009, 40(4): 38~44.
Zhang Xiaolong, Song Jian, Feng Nenglian, et al. Research progress of measurement method for vehicle road way test[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(4): 38~44. (in Chinese)

(上接第 15 页)

参 考 文 献

- 1 Chan C C, Wong Y S, Bouscayrol A. Powering sustainable mobility: roadmaps of electric, hybrid and fuel cell vehicles [C] // Proceedings of the IEEE, 2009, 97(4): 603~607.
- 2 Miller J M, Everett M. An assessment of ultra-capacitors as the power cache in Toyota THS-II, GM-Allison AHS-2 and Ford FHS hybrid propulsion systems [C] // APEC 2005, Twentieth Annual IEEE, 2005: 481~490.
- 3 张金柱. 丰田第二代混合动力系统(THS-II) [J]. 内燃机, 2005(3): 6~9.
Zhang Jinzhu. Second generation of Toyota hybrid system (THS-II) [J]. Internal Combustion Engines, 2005(3): 6~9. (in Chinese)
- 4 James H, Alan H, David F. General motors front wheel drive two-mode hybrid transmission [C]. SAE Paper 2009-01-0508, 2009.
- 5 刘钊, 赵世琴, 黄宗益. 用杠杆模拟法建立行星变速器动力学模型 [J]. 汽车工程, 2000, 22(4): 274~277.
Liu Zhao, Zhao Shiqin, Huang Zongyi. Dynamic modeling of planetary transmission by lever analogy [J]. Automotive Engineering, 2000, 22(4): 274~277. (in Chinese)
- 6 Beniord H L, Leising M B. The lever analogy: a new tool in transmission analysis [C]. SAE Paper 810102, 1981.
- 7 Wu J S, Chen C H. Torsional vibration analysis of gear-branched systems by finite element method [J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 240(1): 159~182.