

履带车辆传动系统换挡工况瞬态动力学分析

项昌乐¹ 何 韡^{1,2} 刘 辉¹ 马 越¹

(1. 北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081; 2. 俄亥俄州立大学汽车研究中心, 哥伦布 43212, 美国)

摘要: 提出了一种分析履带车辆动力传动系统瞬态动力学行为的仿真模型。首先, 考虑离合器非线性摩擦系数和齿轮间隙等非线性因素, 分别建立发动机、离合器和齿轮副等部件模型并集成为一个动力传动系统集中参数仿真模型。其次, 以履带车辆油门开度突变这一瞬态工况为例, 分析了过程中发生的齿轮反冲、脱啮和离合器粘滑颤振等动力学现象的机理。最后, 利用小波变换进行了时频分析, 辨识出了瞬态动力学行为的发生时刻和其在输出转矩中的频率成分, 结果表明对应频率为 114 Hz 的轮齿反冲对传动系统输出转矩有显著影响, 频率范围在 1 500 ~ 5 000 Hz 的摩擦元件颤振对输出转矩仍有一定影响, 而 5 kHz 以上的高频振动则对输出转矩的影响较小。

关键词: 履带车辆; 动力传动系统; 瞬态动力学; 小波变换

中图分类号: U463.22⁺1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)04-0288-06

Transient Dynamic Analysis of Tracked Vehicle Transmission during Gear Shift Process

Xiang Changle¹ He Wei^{1,2} Liu Hui¹ Ma Yue¹

(1. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China

2. Center for Automotive Research, Ohio State University, Columbus 43212, USA)

Abstract: The research objective was to propose an analytic model to investigate the transient dynamic behavior of a tracked vehicle powertrain. Firstly, by considering the engine torque harmonics, gear backlash, friction coefficient and other nonlinear factors, lumped-mass component models as diesel engine, torque converter with lockup clutch, wet clutch, spur gear pair and vehicle were developed and then incorporated to an integral model. Then, a gear shift process that induces nonlinear dynamic behaviors, including clonk, gear contact loss and clutch stick-slip judder was simulated with the initial and boundary conditions for the shift process carefully set. Transient dynamic behaviors and the mechanism of dynamic behaviors occurred during the gear shift process were discussed. Finally, time-frequency analysis of output torque was conducted by wavelet transform. The instants of the occurrences of transient dynamic behavior were identified by time-frequency analysis and the corresponding frequency components were examined. The clutch torque pulse with a steep gradient due to the transition between slip and stick was an impact source in the system, and the results also indicated that the gear contact and reverse impact (114 Hz) significantly impacted the output torque, the clutch stick-slip judder (1 500 ~ 5 000 Hz) also affected the output torque but the high-frequency vibrations (higher than 5 kHz) had little influence on it. The wavelet transform based time-frequency frequency analysis can be used to diagnose NVH issues of vehicle powertrain. Also, the system parameters of the powertrain can be optimized to obtain good NVH characteristics by using the simulation method proposed in the article.

Key words: tracked vehicle; powertrain; transient dynamics; wavelet transform

引言

传统的车辆动力传动系统瞬态动力学分析大多致力于减小换挡等典型瞬态工况下输出转矩的低频冲击^[1-10]。近年来,随着对噪声、振动和不平顺性的日益重视,许多专家、学者已致力于对车辆动力传动系统的瞬态动力学行为进行深入研究并取得一定成果,重点集中在以下两方面:在模型中引入非线性因素,分析瞬态动力学行为^[11-17];对反冲、粘滑颤振等高频共振冲击现象进行试验和理论研究^[18-22]。

履带车辆传递转矩和功率较大,工作条件恶劣,本文在样机试验之前的设计阶段利用模型仿真对传动系统中的核心部件进行瞬态动力学行为预测分析,以期有助于系统的优化设计。

1 系统工作原理

履带车辆动力传动系统的简图和换挡逻辑如图 1 和表 1 所示。

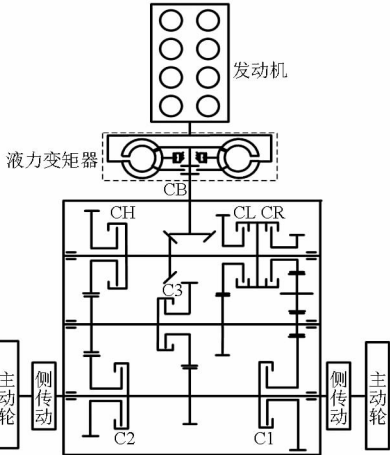


图 1 动力传动系统简图

Fig. 1 Layout of powertrain structure

表 1 换挡逻辑
Tab. 1 Clutch operation

	1	2	3	4	5	6	-1
CR							•
CL	•		•		•		•
CH		•		•		•	
C1	•	•					•
C2			•	•			
C3					•	•	

2 动力学建模

2.1 集成模型

本文的建模基于以下假设:慢变参数(温度等)对系统瞬态动力学行为的影响忽略;机械损失和摩擦元件带排功率损失不计入;轴承柔性和齿轮轴的

横向位移不考虑。系统集中参数模型和系统参数如图 2 和表 2 所示。

动力传动系统的集中参数动力学方程组为

$$J\ddot{\theta} - C\dot{\theta} - K\theta = T \tag{1}$$

式中 J ——惯量矩阵 K ——刚度矩阵
 C ——阻尼矩阵 T ——转矩向量
 $\theta、\dot{\theta}、\ddot{\theta}$ ——角位移、速度和加速度

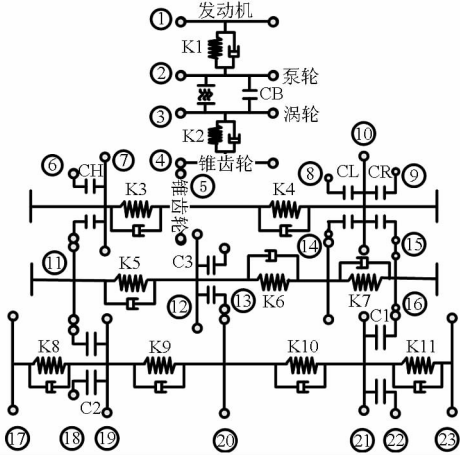


图2 集中参数模型

Fig. 2 Powertrain lumped mass model

表 2 系统参数
Tab. 2 System parameters

参数	部件	惯量/ (kg·m ²)	参数	刚度/ (N·m·rad ⁻¹)
J1	发动机	2.500 0	K1	158 200
J2	泵轮和 CB 主动端	0.360 9	K2	104 910
J3	涡轮	0.265 7	K3	446 030
J4	锥齿轮 4	0.026 2	K4	346 030
J5	锥齿轮 5	0.026 2	K5	288 580
J6	齿轮 6 和 CH 被动端	0.042 4	K6	100 710
J7	CH 主动端	0.097 4	K7	112 800
J8	齿轮 8 和 CL 被动端	0.020 1	K8	385 420
J9	齿轮 9 和 CR 被动端	0.016 8	K9	803 790
J10	CL 和 CR 主动端	0.172 2	K10	767 230
J11	齿轮 11	0.036 4	K11	385 420
J12	C3 主动端	0.042 2	参数 等效半径/mm	
J13	齿轮 13 + C3 被动端	0.092 6	R4	50
J14	齿轮 14	0.058 7	R5	50
J15	齿轮 15	0.028 5	R6	52.5
J16	齿轮 16	0.004 7	R8	67.5
J17	1/2 整车	36.133 5	R9	50
J18	齿轮 18 + C2 主动端	0.036 3	R11	70
J19	C2 被动端	0.102 7	R13	65
J20	齿轮 20	0.016 4	R14	92.5
J21	C1 被动端	0.115 3	R15	77.5
J22	齿轮 22 和 C1 主动端	0.111 4	R16	42.5
J23	1/2 整车	36.133 5	R18	77.5
			R20	52.5
			R22	102.5

2.2 部件转矩模型

2.2.1 发动机

发动机曲轴系统简化为一个集中惯量,转矩作用其上^[5],动力学方程为

$$T_e = T_0(\omega_e, \alpha) + \sum_v T_v \sin(v\omega_e t + \phi_v) \quad (2)$$

$$J_e \dot{\omega}_e = T_e - T_L \quad (3)$$

式中 T_e ——发动机转矩

J_e ——发动机曲轴系统转动惯量

ω_e ——发动机转速 α ——油门开度

T_0 ——给定油门开度和转速对应的发动机平均转矩,根据试验拟合的外特性曲线,利用数值插值方法获得

T_v ——发动机各谐次的波动转矩分量

v ——谐次

ϕ_v ——对应谐次的相角

T_L ——负载转矩

2.2.2 齿轮副

齿轮副啮合力的表达式如下^[14]

$$F_{m(p-g)} = k_{m(p-g)}(t) \Lambda(\delta(t), b) \delta(t) + c_{m(p-g)}(t) [\Lambda'(\delta(t), b) \delta(t) + \Lambda(\delta(t), b) \dot{\delta}(t)] \quad (4)$$

其中

$$\Lambda = \begin{cases} 1 - b/\delta(t) & (\delta(t) > b) \\ 0 & (-b \leq \delta(t) \leq b) \\ 1 + b/\delta(t) & (\delta(t) < -b) \end{cases}$$

$$c_{m(p-g)}(t) = 2\xi \sqrt{\frac{J_p J_g |k_{m(p-g)}(t)|}{(J_p R_g^2 + J_g R_p^2)}} \text{sgn}(\delta(t))$$
$$\delta(t) = (R_p \theta_p - R_g \theta_g) - E(t)$$

式中 F_m ——齿轮对啮合力

$\delta(t)$ ——啮合线变化量

Λ ——间隙非线性函数

b ——单边齿侧间隙

$k_m(t)$ ——齿轮副啮合刚度(图3)

$c_m(t)$ ——啮合阻尼

ξ ——阻尼系数 J ——转动惯量

R ——齿轮基圆半径

$E(t)$ ——啮合齿轮静传递误差

下标 p, g 分别为主动轮和被动轮。

齿轮副基本参数如表3所示。

2.2.3 离合器

假设摩擦因数为一个与摩擦表面相对滑动速度相关的函数^[7]

$$\mu = \begin{cases} \mu_k + (\mu_s - \mu_k) e^{-\sigma |\Delta\omega|} & (|\Delta\omega| \geq \Omega_0) \\ \mu_s \text{sgn}(\Delta\omega) & (|\Delta\omega| < \Omega_0, |T_s| < T_{int}) \\ \frac{T_{int}}{Z r_e N(t)} & (|\Delta\omega| < \Omega_0, |T_s| \geq T_{int}) \end{cases}$$

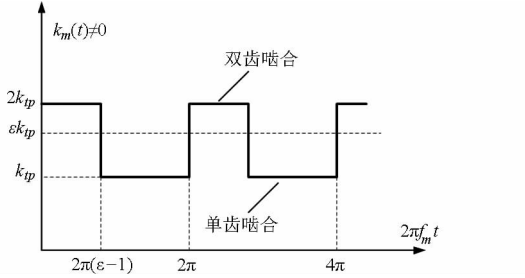


图3 啮合刚度

Fig.3 Meshing stiffness

图中 k_{ip} ——单齿啮合刚度

f_m ——啮合频率

ε ——重合度

表3 齿轮副基本参数

Tab.3 Parameters of gear pair

参数	数值
模数/mm	5
压力角/(°)	20
单齿啮合刚度/(N·m ⁻¹)	4.2 × 10 ⁸
齿侧间隙/mm	0.24

其中 $T_{int}(t) = (J_h T_d(t) + J_d T_h(t)) / (J_d + J_h)$

$$T_s = \mu_s N(t) r_e Z$$

式中 μ_k, μ_s ——动、静摩擦因数

σ ——控制系数

Z ——摩擦副数

$\Delta\omega$ ——速差

r_e ——摩擦片等效作用半径

$N(t)$ ——时变正压力

T_s ——最大静摩擦转矩

T_{int} ——纯粘状态下的内平衡转矩

Ω_0 ——数值0点(0+)

下标 d, h 分别为离合器主动端和被动端。

将纯粘状态下的内平衡转矩看作是一被动力矩^[9],则离合器的非线性摩擦转矩表达式为

$$T_f(t) = Z r_e N(t) \mu(\Delta\omega) \quad (5)$$

2.2.4 液力变矩器

液力变矩器的动力学方程^[1]为

$$\begin{cases} J_p \ddot{\theta}_p = T_E - T_p - T_f \\ J_T \ddot{\theta}_T = T_T + T_f - T_L \end{cases} \quad (6)$$

其中

$$T_p = \lambda \rho_{ATF} g D^5 n_p^2$$

$$T_T = K T_p \quad i = n_T / n_p \quad \eta = K i$$

式中 T_p, T_T ——泵轮、涡轮转矩

T_f ——闭锁离合器摩擦转矩

λ ——变矩器能容系数

ρ_{ATF} ——自动变速器油密度

D ——循环圆直径 K ——变矩比

n_p, n_T ——泵轮、涡轮转速
 i ——泵轮和涡轮的速比

2.2.5 车辆负载模型

车辆负载包括滚动阻力、空气阻力和坡道阻力^[17]。负载转矩为

$$T_v = M_v g R_t (\sin \varphi + \mu_t \cos \varphi) + \frac{\rho_{air} A_v C_d V^2 R_t}{2} \quad (7)$$

式中 M_v ——整车质量 φ ——坡道角
 μ_t ——轮胎和道路的滚动摩擦因数
 ρ_{air} ——空气密度
 A_v ——车辆迎风面积
 C_d ——风阻系数 V ——车速
 R_t ——轮胎等效半径

3 仿真与机理分析

针对履带车辆换挡这一典型瞬态工况,以3挡-4挡升挡过程中的CH离合器和对应的齿轮对为例来分析系统的瞬态动力学行为。

3.1 仿真条件

发动机(泵轮)转速设定为1900 r/min,液力变矩器为机械工况,变速器为3挡。过程中的各摩擦元件的油压控制信号如图4所示。

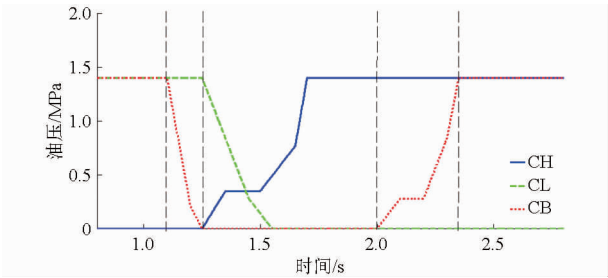


图4 离合器油压控制信号

Fig. 4 Oil pressure signal in clutches

3.2 动力学行为

仿真结果如图5所示。

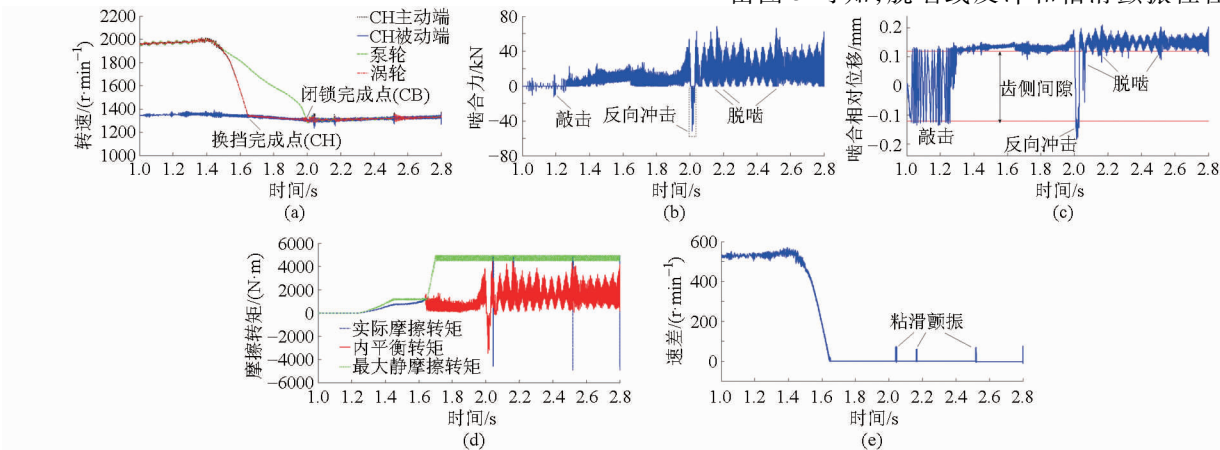


图5 仿真结果

Fig. 5 Simulation results

3.2.1 轮齿脱啮和反冲引起的高频声振

由于存在间隙,在换挡过程中功率传递路径迁移,摩擦元件接合等因素引起的转矩波动,会导致对应齿轮的啮合力突减至0,处于脱啮状态,如图5b和5c中所示。若齿轮发生快速的反向冲击,则对应Clonk这一短时、高频声振^[18]。若其发生的频率与系统的固有频率接近,可激发出对应的模式,时间历程越短,可能激发出的高阶模态越多,如图5c所示,实际情况下可听见沉闷的金属撞击声。

3.2.2 摩擦元件粘滑颤振

粘滑颤振发生在传动系统的摩擦元件中,如图5d和5e中所示,离合器在某些时刻在完全接合(纯粘)状态和滑动状态反复多次切换,发生颤振,引发振动、噪声和磨损。

3.3 机理分析

当离合器主被动端的转速差大于 Ω_0 ,离合器处于滑摩状态,随着油压逐渐增大,摩擦转矩同步增大使得速差减小;当速差小于 Ω_0 并且系统的实时最大静摩擦转矩大于所需内部平衡转矩时,摩擦转矩等于内部平衡转矩,此时离合器处于纯粘状态;当油压的波动或者系统的瞬态冲击导致最大静摩擦转矩无法保证转矩平衡,发生滑动,并在转速、转矩波动衰减后,离合器重新回复纯粘状态,这种在纯粘和滑动状态快速、反复切换的现象即为粘滑颤振。

闭锁完成时引入系统的瞬态冲击导致了齿轮对6-11发生了反冲,破坏了离合器CH的转矩平衡,在2.03 s附近可观察到粘滑颤振,粘滑颤振又给系统引入高频振荡,导致了之后齿轮对频繁脱啮,又可能引起离合器粘滑颤振(在2.16 s和2.52 s附近)。摩擦元件在粘滑颤振状态切换时的转矩变化斜率较大,并且时间历程很短,可认为是传动系统中的一种冲击。

由图5可知,脱啮或反冲和粘滑颤振往往同时

发生,啮合状态和啮合力影响静平衡转矩,静平衡转矩又影响下一时刻的离合器状态和实际摩擦转矩,而求解方程组(1)时,实际摩擦转矩又影响到下一时刻的齿轮啮合位移进而影响啮合力,故摩擦转矩与对应啮合力相互耦合,脱啮、反冲与粘滑颤振也存在耦合关系。

4 频域分析

传统的傅里叶变换只能辨识出平稳信号的频率成分,无法确定信号发生的时刻,故不能用于瞬态非平稳信号分析。针对传动系统瞬态动力学响应这一类非平稳信号,可利用小波变换(Wavelet transform, WT)分析瞬态动力学行为的频域特性。小波变换提供了一个随频率改变的“时间-频率”窗口,基于其自适应时频分辨率特点实现了对信号的多尺度细化分析。

对传动系统的输出转矩进行小波分析,结果如图6所示。瞬态动力学行为(冲击)表现为一种不连续性,在图中2.05 s、2.15 s和2.50 s附近可观察

到3条明显的亮带,对应于系统即发生了冲击或颤振现象,通过对比可发现与图5中的时域结果一致。

输出转矩中的频率成分分布则通过小波系数来表征,如图7所示。114 Hz成分对应一个90 ms历程的反向冲击,另外需注意到由于114 Hz与系统的某阶固有频率^[23](133.89 Hz)接近,可能激发出对应的扭转模态。1 500 Hz和2 900 Hz等更高频率成分则对应着粘滑颤振,颤振引起的5 kHz及以上的频率成分对系统输出转矩影响已经很小。

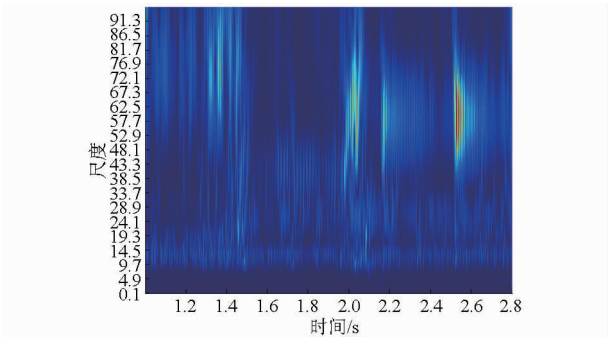


图6 输出转矩时频分析图

Fig. 6 Time-frequency analysis diagram of output torque

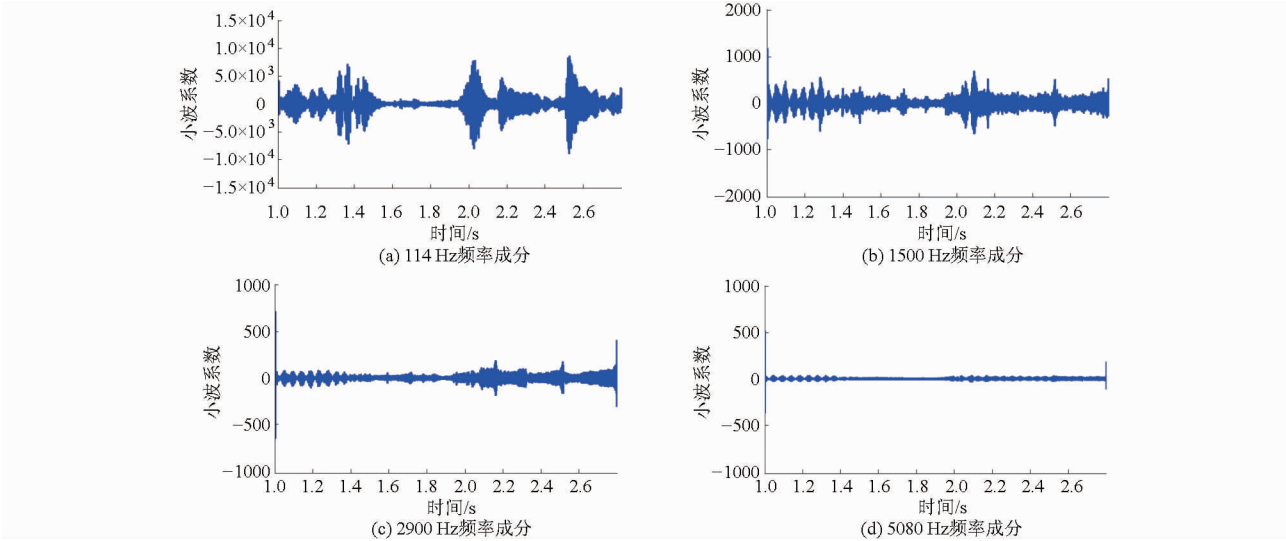


图7 输出转矩频域成分

Fig. 7 Frequency component of output torque

5 结论

- (1)提出了一种履带车辆动力传动系统的瞬态动力学分析模型,模型中考虑了齿侧间隙、非线性摩擦因数和发动机波动转矩等非线性因素,可用于预测系统的高频动力学行为。
- (2)传动系统的瞬态冲击会导致轮齿脱啮、反冲等高频声振冲击现象和摩擦元件粘滑颤振现象的

- 发生。轮齿脱啮、反向冲击对传动系统输出转矩有显著影响,粘滑颤振时的转矩脉动也对应一种高频冲击,在1 500~5 000 Hz频率范围的高频粘滑颤振对输出转矩仍有一定影响,而5 000 Hz以上的颤振则对输出转矩的影响较小。
- (3)小波变换是一种可用于分析履带车辆传动系统瞬态非平稳信号的有力分析工具,可同时获得信号的频域成分组成和不同频率成分的时域分布。

参 考 文 献

1 严忆泉,宋健,李亮. 干式双离合自动变速器分段优化换挡策略研究[J]. 农业机械学报, 2014, 45(5):30-36.
YAN Yiquan, SONG Jian, LI Liang. Multi-section optimization shift control method of dry dual clutch transmission[J].

- Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(5):30–36. (in Chinese)
- 2 ZHANG Y, ZOU Z, CHEN X. Simulation and analysis of transmission shift dynamics[J]. International Journal of Vehicle Design, 2003, 32(3): 273–289.
- 3 杨树军,苑士华,胡纪滨. 湿式离合器换挡过程动态特性[J]. 农业机械学报,2005,36(11):44–47,30.
YANG Shujun, YUAN Shihua, HU Jibin. Study on dynamic performance in engagement process of wet clutch[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(11):44–47,30. (in Chinese)
- 4 GOETZ M, LEVESLEY M C, CROLLA D A. Dynamics and control of gearshifts on twin-clutch transmissions[J]. Proc. IMech E, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2005, 219(8): 951–963.
- 5 KULKARNI Manish, TAEHYUN Shim, YI Zhang. Shift dynamics and control of dual-clutch transmissions[J]. Mechanism and Machine Theory, 2007, 42(2): 168–182.
- 6 王娟,陈慧岩,陶刚,等. 液力机械自动变速器换挡品质控制方法[J]. 农业机械学报, 2008, 39(2):38–42.
WANG Juan, CHEN Huiyan, TAO Gang, et al. Research on shift quality of automatic transmission[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(2):38–42. (in Chinese)
- 7 LIU Y, QIN D, JIANG H, et al. A systematic model for dynamics and control of dual clutch transmissions[J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2009, 131(6): 061012.
- 8 张金乐,马彪,张英锋,等. 双离合器自动变速器换挡特性与控制仿真[J]. 农业机械学报,2010,41(5):6–11.
ZHANG Jinle, MA Biao, ZHANG Yingfeng, et al. Simulation on shift dynamics and control of dual clutch transmissions[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(5):6–11. (in Chinese)
- 9 WALKER Paul D, NONG Zhang, RICHARD Tamba. Control of gear shifts in dual clutch transmission powertrains [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2011, 25(6): 1923–1936.
- 10 GALVAGNO Enrico, MAURO Velardocchia, ALESSANDRO Vigliani. Dynamic and kinematic model of a dual clutch transmission[J]. Mechanism and Machine Theory, 2011, 46(6): 794–805.
- 11 KOUROUSSIS G, DEHOMBREUX P, VERLINDEN O. Vehicle and powertrain dynamics analysis with an automatic gearbox[J]. Mechanism and Machine Theory, 2015, 83: 109–124.
- 12 CROWTHER ASHLEY R, SINGH R, ZHANG N, et al. Impulsive response of an automatic transmission system with multiple clearances: formulation, simulation and experiment[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 306(3): 444–466.
- 13 CROWTHER Ashley R, CARRIE Janello, RAJENDRA Singh. Quantification of clearance-induced impulsive sources in a torsional system[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 307(3): 428–451.
- 14 WALHA LASSÂAD, TAHAR Fakhfakh, MOHAMED Haddar. Nonlinear dynamics of a two-stage gear system with mesh stiffness fluctuation, bearing flexibility and backlash[J]. Mechanism and Machine Theory, 2009, 44(5): 1058–1069.
- 15 MORADI Hamed, HASSAN Salarieh. Analysis of nonlinear oscillations in spur gear pairs with approximated modelling of backlash nonlinearity[J]. Mechanism and Machine Theory, 2012, 51: 14–31.
- 16 KHABOU M T, BOUCHAALA N, CHAARI F. Study of a spur gear dynamic behavior in transient regime [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2011, 25(8): 3089–3101.
- 17 WALKER PAUL D, ZHANG Nong. Modelling of dual clutch transmission equipped powertrains for shift transient simulations[J]. Mechanism and Machine Theory, 2013, 60: 47–59.
- 18 MENDAY M T, HOMER RAHNEJAT, EBRAHIMI M. Clonk: an onomatopoeic response in torsional impact of automotive drivelines[J]. Proc. IMech E, Part D: Journal of Automobile Engineering, 1999, 213(4): 349–357.
- 19 THEODOSSIADES STEPHANOS, RAHNEJAT M, MENDAY H M. Mode identification in impact-induced high-frequency vehicular driveline vibrations using an elasto-multi-body dynamics approach[J]. Proc. IMech E, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 2004, 218(2): 81–94.
- 20 GNANAKUMARR M, THEODOSSIADES S, RAHNEJAT H. Impact-induced vibration in vehicular driveline systems: theoretical and experimental investigations[J]. Proc. IMech E, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 2005, 219(1): 1–12.
- 21 CENTEA D, RAHNEJAT H, MENDAY M T. Non-linear multi-body dynamic analysis for the study of clutch torsional vibrations (judder) [J]. Applied Mathematical Modelling, 2001, 25(3): 177–192.
- 22 CENTEA D, HOMER RAHNEJAT, MENDAY M T. The influence of the interface coefficient of friction upon the propensity to judder in automotive clutches[J]. Proc. IMech E, Part D: Journal of Automobile Engineering, 1999, 213(3): 245–258.
- 23 马洪文. 车辆综合传动装置直驶工况动力学仿真研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2003.