

基于动力学的 Stewart 平台振动控制策略研究*

杨 宇 郑淑涛 韩俊伟

(哈尔滨工业大学机电工程学院, 哈尔滨 150001)

【摘要】 针对利用基于运动学控制方法的大负载、高质心 Stewart 平台实现某一姿态下的单自由度正弦振动时将引起其他自由度上的耦合振动问题,提出了一种在位置闭环控制条件下基于动力学的振动控制策略。该控制策略利用动力学模型所计算的各液压缸出力控制平台振动,提高了控制精度。最后利用 Stewart 平台在 15°俯仰姿态下对该方法进行了实验验证,通过比较运动学和动力学两种控制方法的振动响应,表明提出的控制方法能够有效抑制由负载引起的耦合振动,实现了 Stewart 平台在任意姿态下的精确振动控制。

关键词: 道路模拟振动台 Stewart 平台 振动 耦合控制 多体动力学

中图分类号: TP273; U467.5+25 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2010)06-0020-05

Stewart Platform Vibration Control Strategy Based on Dynamics

Yang Yu Zheng Shutao Han Junwei

(School of Mechanics Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract

With heavy load and high center of gravity, the Stewart platform based on kinematics control strategy vibrated in one degree of freedom will cause the vibration in other degrees of freedom. To solve this problem, a vibration control strategy used in the position closed loop was presented based on the Stewart platform dynamics. According to this control strategy, the actuator force, calculated by the dynamics model, was used to control the platform vibration, and the control precision was improved. At last this vibration control strategy was validated with the Stewart platform in 15° pitch posture. Comparing the vibration response of the Stewart platform controlled by kinematics and dynamics respectively, the results showed that the proposed control strategy could reduce the coupling vibration caused by the platform load effectively, and could achieve the precise vibration control in any platform pose.

Key words Road simulation shaking table, Stewart platform, Vibration, Coupling control, Multi-body dynamics

引言

Stewart 平台因具有刚度大、承载能力强等特点而被广泛应用于道路模拟领域^[1~3],成为模拟器不可缺少的动感模拟设备^[4~5]。由于模拟器应在不同姿态下为车辆乘员提供高频动感,所以 Stewart 平台也需要在不同姿态下实现精确的高频振动。目前,六自由度振动环境模拟设备的作动器大多以正交分布,激振器的方向与振动方向基本一致,所以控制方

法比较成熟^[6~7]。而对于 Stewart 平台,由于各个激振器的方向与振动方向存在一定的角度,并且该角度在不同的姿态下又不尽相同,所以 Stewart 平台在各个方向上的振动存在强烈的耦合^[8]。利用基于运动学的控制方法在不同姿态下实现在某一个自由度上振动的同时,其他自由度也存在不同程度的振动。特别是作为道路模拟器的动感模拟设备,由于模拟器的质量比较大,质心比较高,所以 Stewart 平台的这种耦合影响更加严重^[9]。

收稿日期: 2009-12-17 修回日期: 2010-03-15

* 国家自然科学基金资助项目(50975055)和教育部新世纪优秀人才支持计划项目(NCET-04-0325)

作者简介: 杨宇,博士生,主要从事动感模拟技术和计算机伺服控制与仿真技术研究,E-mail: dophy2180@163.com

为解决 Stewart 平台各自由度运动的耦合对模拟器高频动感模拟的影响,本文将 Stewart 平台的多体动力学模型引入控制算法中。利用 Stewart 平台的动力学模型计算出各个液压缸实现高频振动所需要的出力,并且利用神经网络的方法在各液压缸位置闭环控制的基础上实现动力学模型计算出的出力,从而达到减小由某一个自由度运动引起的其他自由度运动的目的。

1 Stewart 平台的动力学分析

由于需要利用 Stewart 平台的动力学模型计算出运动平台振动所需的出力,所以动力学模型的准确程度将直接影响振动控制的效果。为了提高模型的精度,对 Stewart 平台建立多体动力学模型。即模型中不仅考虑了运动平台的质量,还考虑了缸筒和活塞的质量。

液压驱动的 Stewart 平台结构简图如图 1 所示。以上、下铰点分布圆的圆心 O_p 、 O_b 分别建立坐标系 $O_p X_p Y_p Z_p$ 和惯性坐标系 $O_b X_b Y_b Z_b$, 坐标系方位如图 1 所示。定义上平台的广义速度: $\dot{\mathbf{q}} = [\dot{\mathbf{t}}^T \ \omega^T]^T$ 。其中 $\dot{\mathbf{t}}$ 和 ω 分别表示上平台相对惯性坐标系的平动速度向量和角速度向量。上平台的质量和转动惯量矩阵分别为 m_p 和 I_p 。液压缸出力向量为 $\mathbf{f}_a$ 。

将运动平台视为刚体,利用牛顿-欧拉方程可以得到其动力学方程为

$$\begin{bmatrix} \mathbf{L}_n \\ \mathbf{R}\mathbf{A}^p \times \mathbf{L}_n \end{bmatrix} \mathbf{f}_a = \begin{bmatrix} m_p \mathbf{I} & 0 \\ 0 & \mathbf{I}_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{t}} \\ \ddot{\omega} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \boldsymbol{\Omega} \mathbf{I}_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{t}} \\ \dot{\omega} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} m_p \mathbf{g} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中 $\mathbf{L}_n$ ——液压缸单位方向矢量组成的矩阵
 $\mathbf{R}$ ——上平台的旋转变换矩阵
 $\mathbf{A}^p$ ——上铰点在体坐标系中的坐标矩阵
 $\boldsymbol{\Omega}$ ——角速度向量 ω 的斜对称矩阵

将式(1)写为一般动力学方程形式

$$\mathbf{J}_{lq}^T(\mathbf{q}) \mathbf{f}_a = \mathbf{M}_p(\mathbf{q}) \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}_p(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{G}_p(\mathbf{q}) \quad (2)$$

式中 $\mathbf{J}_{lq}$ ——Stewart 平台雅克比矩阵

考虑每一个液压缸对 Stewart 平台动力学模型

的影响,首先对每一个液压缸采用牛顿-欧拉方程进行惯性力的计算。之后,将这些惯性力投影到上平台广义速度方向上,并在运动平台处根据 Kane 方程与主动力结合,最终形成 Stewart 平台的多刚体动力学方程。考虑液压缸的重力、惯性力、转动惯量后得到多体动力学模型

$$\mathbf{J}_{lq}^T(\mathbf{q}) \mathbf{f}_a = \mathbf{M}_s(\mathbf{q}) \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}_s(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{G}_s(\mathbf{q}) \quad (3)$$

其中

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_s(\mathbf{q}) &= \mathbf{M}_p(\mathbf{q}) + \sum_{i=1}^6 \mathbf{J}_{ai,q}^T (\mathbf{M}_{mr,i} + \mathbf{M}_{ia,ib,i}) \mathbf{J}_{ai,q} \\ \mathbf{C}_s(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) &= \mathbf{C}_p(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) + \sum_{i=1}^6 (\mathbf{J}_{ai,q}^T (\mathbf{C}_{mr,i} + \mathbf{C}_{ia,ib,i}) \mathbf{J}_{ai,q} \dot{\mathbf{q}} - |\omega|^2 (\mathbf{M}_{mr,i} + \mathbf{M}_{ia,ib,i}) \mathbf{P}_\omega \mathbf{a}_i) \\ \mathbf{G}_s(\mathbf{q}) &= \mathbf{G}_p(\mathbf{q}) + \sum_{i=1}^6 \mathbf{J}_{ai,q}^T (\mathbf{G}_{ra} + \mathbf{G}_{ta}) \\ \mathbf{P}_\omega &= \mathbf{I} - \omega_n \omega_n^T \end{aligned}$$

式中 $\mathbf{G}_{ra}$ 、 $\mathbf{G}_{ta}$ 和 $\mathbf{M}_{mr,i}$ 、 $\mathbf{M}_{ia,ib,i}$ 分别是变换到上铰点处的活塞、缸筒的重力和质量, $\mathbf{C}_{mr,i}$ 是由活塞质量引起的上铰点处科氏力系数, $\mathbf{C}_{ia,ib,i}$ 是缸筒和活塞转动惯量引起的上铰点处科氏力系数, $\mathbf{J}_{ai,q}$ 是广义速度到平台上铰点速度之间的雅克比矩阵。

当 Stewart 平台的结构参数和运动学参数确定后,通过该方程可以求出实现给定高频振动时系统所需要的驱动力。由于该动力学建模方法运用了运动学分析所确定的各部件间的雅克比矩阵,此法避免了大量的求微分方程运算,计算效率高。

2 自适应线性单元

模拟器高频动感是通过 Stewart 平台的高频正弦振动来复现的。由于受 Stewart 平台特性影响,正弦输出信号和输入信号之间存在相位和幅值的差异,造成控制的误差。为了消除这种差异,利用幅相控制策略(APC)对输入信号的幅值和相位进行补偿,使输出信号逐渐趋近于输入信号。

幅相控制策略建立在双输入单层线性自适应可调神经网络(ADALINE)基础上,其原理如图 2 所示^[10]。

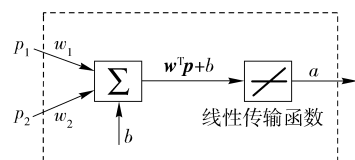


图 2 双输入 ADALINE 神经网络原理图

Fig. 2 Schematic of two inputs ADALINE neural network

该神经网络输出 a 可以表示为

$$a = \text{purelin}(\mathbf{w}^T \mathbf{p} + b) = w_1 p_1 + w_2 p_2 + b \quad (4)$$

式中 $\mathbf{w}$ ——权值向量, $\mathbf{w} = [w_1 \ w_2]^T$

p ——输入向量, $p = [p_1 \ p_2]^T$
 b ——偏移量

线性自适应可调神经网络的学习算法采用 Widrow-Hoff 算法^[11~12], Widrow 和 Hoff 利用最小均方算法(LMS),通过调整权值向量 w 使网络的输出和期望的输出达到均方差最小。Widrow-Hoff 算法的权值调整公式为

$$w(k+1) = w(k) + 2\alpha e(k)p \tag{5}$$

式中 α ——学习系数
 $e(k)$ —— k 时刻的误差

幅相控制补偿后的输入信号为

$u' = A' \sin(\omega t + \varphi) = w_1 \sin(\omega t) + w_2 \cos(\omega t)$ (6)

根据式(6)设计的幅相控制器结构见图 3。

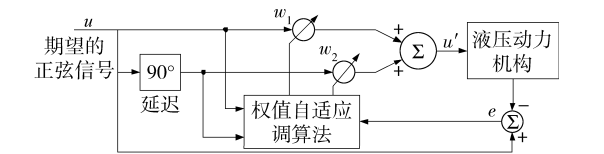


图 3 幅相控制器原理图
Fig. 3 Schematic of APC

对于某一频率的正弦信号,通过 90°延迟环节构造出余弦信号,再通过线性自适应可调神经网络调节权值 w_1 和 w_2 ,产生带有合适幅值和相位的正弦控制信号,使控制对象的输出与期望的输入均方差最小,实现了正弦信号幅值和相位的误差最小。

3 振动控制策略

为了使 Stewart 平台能够在不同姿态下为模拟器提供高频振动感觉,在 Stewart 平台位置控制的基础上进行振动控制,控制原理如图 4 所示。

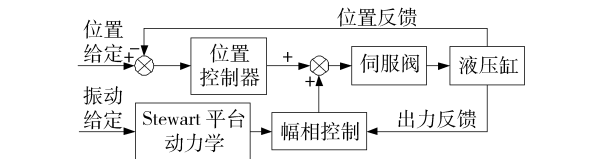


图 4 振动控制策略原理图
Fig. 4 Schematic of vibration control strategy

从图 4 中可以看出,所采用的控制策略是在原有位置闭环控制的基础上直接在伺服阀的控制信号上增加一个振动控制的指令信号,实现平台的振动输出。这种控制策略一方面利用传统的位置闭环控制实现 Stewart 平台的姿态控制,可以实现不同的给定姿态;另一方面可以通过控制附加在伺服阀指令上的振动控制信号实现期望的高频振动。

附加在伺服阀指令上的振动控制信号是利用 Stewart 平台的多体动力学模型和幅相控制方法计算得到的。对于给定的振动加速度正弦信号,首先

作为 Stewart 平台的多体动力学模型的输入计算出实现该加速度正弦信号所需的各个液压缸的出力,然后利用幅相控制方法计算出振动控制信号,使得液压缸出力与动力学模型计算得到的出力均方差最小。

产生 Stewart 平台各自由度运动耦合关系的原因主要是:基于运动学的控制方法和平台的大负载和高质心。这两个原因造成了在不同的姿态下各液压缸的位置控制特性不同,使得平台在其他自由度方向上产生不期望的运动。本文所提出的控制策略首先利用平台的动力学模型计算出实现高频振动时各个液压缸所需出力。计算过程中考虑到了负载对各个液压缸等效负载的影响,即等效负载越大的液压缸出力也越大,反之越小。这样只要保证各个液压缸的出力与计算值相同,就能够保证 Stewart 平台能够提供完成期望振动所需的力和力矩,达到抑制 Stewart 平台在各个方向上振动耦合的目的。

4 实验验证

实验用的 Stewart 平台主要参数如表 1 所示。

表 1 Stewart 平台参数
Tab. 1 Parameters of the Stewart platform

参数	数值
上铰支座分度圆半径 r_a/mm	560
上铰点短边间距 d_a/mm	260
下铰支座分度圆半径 R_b/mm	1 200
下铰点短边间距 d_b/mm	450
液压缸中位长度 l_2/mm	1 830
液压缸工作行程 S_a/mm	700
中位时上下铰点间垂直距离 h_0/mm	1 638
油源压力 p_s/MPa	8
伺服阀空载流量 $Q_0/\text{L}\cdot\text{min}^{-1}$	63
采样周期 T_s/s	0. 002

由于该平台所测得的液压缸上下腔压力波动非常大,所以无法计算液压缸的出力,在线的幅相控制也无法进行。但由于平台在不同姿态下仅造成各液压缸的等效负载质量不同,所以首先利用幅相控制仿真计算出液压缸等效质量与幅相控制权重的对应关系表,再应用到 Stewart 平台上进行微调,可保证若干个典型姿态下最大程度抑制振动耦合。根据动力学计算的等效质量,通过查表可计算出合适的权值,从而实现在任意姿态下液压缸出力跟踪其计算值。此时振动控制原理变为图 5 形式。

通过比较基于动力学和运动学控制方法的各自

由度上的振动响应,对基于动力学控制方法抑制由负载引起的振动耦合的效果进行验证。

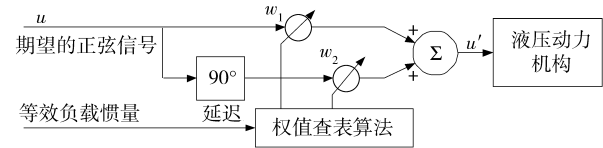


图 5 基于查表方法的幅相控制原理图

Fig.5 Schematic of APC based on the interpolation

图 6 和图 7 是实验平台处于 15°俯仰状态下,利用基于运动学和动力学的控制方法实现的惯性坐标系下垂直方向的 5 Hz 正弦振动的响应。

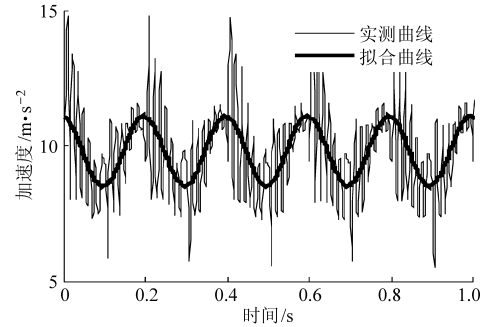


图 6 15°俯仰状态下运动学方法控制的垂向振动响应

Fig.6 Vibration response in vertical direction controlled by kinematics method, 15° pitch

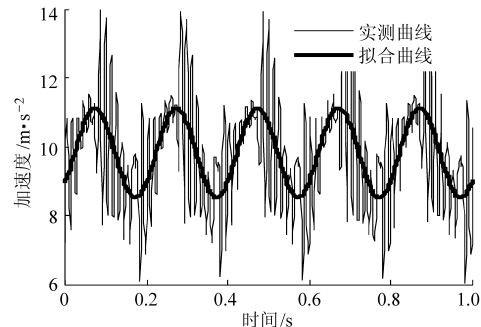


图 7 15°俯仰状态下动力学方法控制的垂向振动响应

Fig.7 Vibration response in vertical direction controlled by dynamics method, 15° pitch

从图 6 和图 7 中可以看出,这两种方法都能够提供所需要的垂向正弦振动。基于运动学的控制方法是通过前馈网络提高平台加速度指令的幅值来补偿由 Stewart 平台的系统特性所引起的衰减。

但这两种方法对其他自由度上的耦合加速度抑制作用却不同。图 8 和图 9 是两种控制方法在纵向的加速度信号。

通过比较图 8 和图 9 可以看出,基于动力学的控制方法对纵向的振动耦合抑制效果非常明显,只有运动学方法的 10% 左右。但是由于摩擦等非线性

性因素,使得测量的加速度数据存在比较大的噪声。为了观察两种控制方法对 5 Hz 信号的振动控制响应,对实测数据利用 5 Hz 正弦信号进行了最小二乘拟合。对于图 9 中的拟合曲线,仍存在某一小幅值的正弦振动信号,其原因是摩擦等非线性因素对振动响应在 5 Hz 频率点处的影响,但与由负载引起的振动耦合相比较小,所以实验证明该方法能够有效抑制由负载引起的耦合振动。

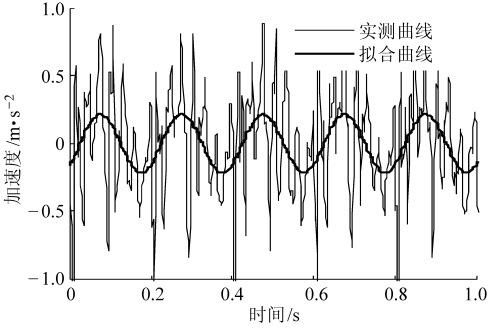


图 8 15°俯仰状态下运动学方法控制的纵向振动响应

Fig.8 Vibration response in longitude direction controlled by kinematics method, 15° pitch

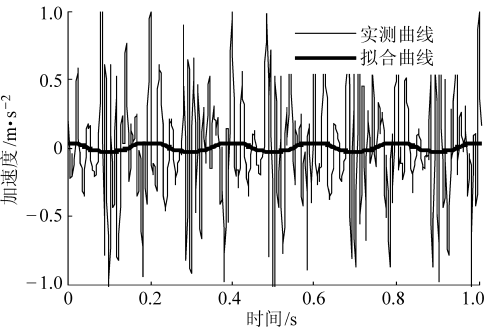


图 9 15°俯仰状态下动力学方法控制的纵向振动响应

Fig.9 Vibration response in longitude direction controlled by dynamics method, 15° pitch

5 结束语

对 Stewart 平台的动力学特性进行了分析,建立了平台的多体动力学模型。通过该模型可计算出实现给定正弦振动的各液压缸所需的出力。利用基于查表方法的幅相控制策略给伺服阀一个附加信号,保证各液压缸输出动力学模型所计算的出力。实现了在位置闭环基础上的基于动力学的振动控制。可以在平台不同的姿态下实现运动平台所需要的正弦振动。通过实验证明,所提出的基于动力学的振动控制方法能够有效地抑制在大负载、高质心条件下基于运动学振动控制方法所造成的耦合运动,使得振动控制精度大幅度提高。

参考文献

- 1 尹小琴,马履中,杨启志,等. 并联机构静力学分析[J]. 农业机械学报,2007,38(2): 201~203.
- 2 Stewart D. A platform with six degree of freedom [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineering, 1965, 180(15): 371~386.
- 3 Heydinger G J, Salaani M K, Garrott W R. Vehicle dynamics modelling for the national advanced driving simulator[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2002, 216(4): 307~318.
- 4 Koekebakker S H. Model based control of a flight simulator motion system [D]. Delft: Delft University of Technology, 2001.
- 5 Bürki-Cohen J, Go T H, Longridge T. Flight simulator fidelity considerations for total air line pilot training and evaluation[C] // Proceedings of the AIAA Modeling and Simulation Technologies Conference, Montreal, Canada, 2001.
- 6 关广丰,丛大成,韩俊伟,等. 6自由度随机振动控制算法[J]. 机械工程学报,2008,44(9): 215~219.
Guan Guangfeng, Cong Dacheng, Han Junwei, et al. Algorithm of 6-DOF random vibration control[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(9): 215~219. (in Chinese)
- 7 沈刚,黄其涛,何景峰,等. 基于 DSP 快速原型控制的道路模拟振动台控制系统[J]. 农业机械学报,2009,40(6): 37~42.
Shen Gang, Huang Qitao, He Jingfeng, et al. Design of road simulation shaking table control system based on rapid prototyping of DSP algorithms using simulink [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(6): 37~42. (in Chinese)
- 8 王晓晨,姚郁,傅绍文. 基于内模原理的 Stewart 平台干扰抑制控制设计[J]. 系统工程与电子技术,2009,31(7): 1 689~1 693.
Wang Xiaochen, Yao Yu, Fu Shaowen. Control design of disturbance rejection for a Stewart platform based on the internal model principle[J]. Systems Engineering and Electronics, 2009, 31(7): 1 689~1 693. (in Chinese)
- 9 袁立鹏,董彦良,赵克定,等. 基于动力补偿的液压并联运动平台控制策略[J]. 北京航空航天大学学报,2006,32(8): 941~945.
Yuan Lipeng, Dong Yanliang, Zhao Keding, et al. Dynamic compensator control strategy of hydraulic parallel manipulator [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2006, 32(8): 941~945. (in Chinese)
- 10 张辉,何景峰,韩俊伟. 油气悬架加载试验台正弦波复现控制方法[J]. 农业机械学报,2009,40(7): 35~39.
Zhang Hui, He Jingfeng, Han Junwei. Sine wave replication control method on hydro-pneumatic suspension force loading system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(7): 35~39. (in Chinese)
- 11 Mikhael W B, Ghosh S M. Adapting: from wiener to widrow [C] // 1990 Conference Record, Twenty-Fourth Asilomar Conference on Signals, Systems and Computers, Pacific Grove, USA, 1990: 173~177.
- 12 姚建军. 电液伺服振动台加速度谐波抑制研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2007.
Yao Jianjun. Research on acceleration harmonic cancellation of electro-hydraulic servo shaking table [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2007. (in Chinese)

(上接第 41 页)

- 2 于涛,葛蕴珊. 汽车整车性能模拟研究[J]. 车辆与动力技术, 2001(2): 15~18.
Yu Tao, Ge Yunshan. Simulation study of vehicle performance [J]. Vehicle & Power Technology, 2001(2): 15~18. (in Chinese)
- 3 李伟华. 汽车行驶特性仿真与动力总成的匹配优化[D]. 上海: 上海交通大学, 2000.
- 4 苏琴. 发动机与汽车动力性、燃油经济性匹配的计算机模拟[D]. 天津: 河北工业大学, 2000.
- 5 倪计民,叶军,严永华,等. 基于整车性能的重型车用发动机优化配置[J]. 内燃机工程, 2005, 26(2): 76~79.
Ni Jimin, Ye Jun, Yan Yonghua, et al. Optimization of heavy duty engines based on heavy commercial vehicle performance [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2005, 26(2): 76~79. (in Chinese)
- 6 岳惊涛,廖苓平,彭莫. 汽车动力系统的合理匹配评价[J]. 汽车工程, 2004, 26(1): 102~106.
Yue Jingtao, Liao Lingping, Peng Mo. Rational matching and evaluation for automotive power system [J]. Automotive Engineering, 2004, 26(1): 102~106. (in Chinese)
- 7 余志生. 汽车理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- 8 周峰,尹权,许爱民,等. 功率平衡法测试汽车的滚动阻力系数[J]. 华南理工大学学报, 1999, 27(7): 73~76.
Zhou Feng, Yin Quan, Xu Aimin, et al. Determination of rolling resistance coefficient of automobiles by power balance method [J]. Journal of South China University of Technology, 1999, 27(7): 73~76. (in Chinese)