

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.12.006

自动传动液摩擦特性与自动变速器换挡元件匹配特性*

姜恩桥¹ 王书翰¹ 郭明忠² 刘艳芳¹ 徐向阳¹ 董鹏³

(1.北京航空航天大学交通科学与工程学院,北京 100083; 2.盛瑞传动股份有限公司工程技术研究院,潍坊 261205;

3.凯姆尼茨工业大学工程设计与传动技术学院,凯姆尼茨 09107,德国)

【摘要】 对自动变速器与自动传动液摩擦特性进行匹配性分析,确定自动变速器换挡元件的评价指标以及影响该评价指标的自动传动液关键特性。通过建立动力学模型以及动态仿真模型对扭矩容量、功率密度与滑摩功进行计算与仿真分析,获得与自动变速器换挡元件相匹配的自动传动液摩擦特性的要求。对计算结果、仿真结果和试验结果进行对比分析,证明了此方法的可行性、正确性与有效性。

关键词: 自动传动液 自动变速器 摩擦特性 匹配特性

中图分类号: U463.2 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2012)12-0028-05

Matching Characteristics between Friction Properties of Automatic Transmission Fluid and Shifting Elements in Automatic Transmission

Jiang Enqiao¹ Wang Shuhan¹ Guo Mingzhong² Liu Yanfang¹ Xu Xiangyang¹ Dong Peng³

(1. Department of Automobile Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China

2. Engineering Technology Research Center, Shengrui Transmission Corporation Limited, Weifang 261205, China

3. Institute for Engineering Design and Powertrain Technologies, Chemnitz University of Technology, Chemnitz 09107, Germany)

Abstract

The matching analysis was carried out between automatic transmission (AT) and the friction characteristics of automatic transmission fluid (ATF). The evaluation indexes of shifting elements in AT and the key characteristics of ATF which influenced the evaluation indexes of shifting elements in AT were confirmed. The dynamical model and the dynamic simulation model were built. The calculation and simulation analysis were done for torque capacity, power density, and friction work. The matching requirements between the shifting elements in AT and the friction characteristics of ATF could be obtained. The feasibility, correctness and effectiveness of the method could be proved.

Key words Automatic transmission fluid, Automatic transmission, Friction characteristics, Matching characteristics

引言

摩擦特性是自动传动液的重要性能,也是驾驶员换挡感觉、动力矩负荷和摩擦耐久性的综合平衡性能^[1]。一款优质的自动传动液要求具有与自动

变速器相匹配的动摩擦因数和静摩擦因数^[2],并且拥有良好的摩擦耐久性和温度适应性,能够在自动变速器工作温度范围内保持其摩擦特性不变。同时,随着电液控制技术的发展和越来越多的自动变速器使用湿式换挡元件的滑差控制策略,这对自动传

收稿日期: 2012-05-29 修回日期: 2012-06-15

* 国家自然科学基金资助项目(51105017)、“十二五”国家科技支撑计划资助项目(2011BAG09B00)和国际科技合作重大专项资助项目(2010DFB80020)

作者简介: 姜恩桥,博士生,主要从事自动变速器结构设计及仿真研究,E-mail: jeq@buaa.edu.cn

通讯作者: 王书翰,讲师,主要从事自动变速器结构设计、自动变速器建模与仿真技术研究,E-mail: wsh@buaa.edu.cn

动液摩擦特性提出了更高要求。

本文以我国自主研发的某型号 8 挡自动变速器为基础, 研究与其相匹配的自动传动液摩擦特性, 寻找满足该 8 挡自动变速器性能要求的自动传动液的摩擦因数变化区间, 提出自动传动液调配的合理指标范围。

1 自动变速器换挡元件评价指标

在自动变速器机械系统中, 换挡元件(离合器、制动器)受自动传动液的摩擦特性影响最大。自动传动液的摩擦特性是影响离合器摩擦片早期失效的主要原因^[3], 决定了离合器的扭矩容量和自动变速器的扭矩传递能力。匹配特性较差的自动传动液会影响自动变速器的换挡品质, 造成换挡冲击, 缩短自动变速器使用寿命。

8 挡自动变速器换挡元件中有 4 个离合器(C1 ~ C4)、1 个制动器(B1), 通过简单换挡可实现 8 个前进挡和 1 个倒挡。各换挡元件的 3 项评价指标目标值如表 1 所示。

表 1 8 挡自动变速器各换挡元件评价指标

Tab. 1 Evaluation indexes of shifting elements in 8AT

换挡元件	评价指标目标值		
	最大功率密度/ $W \cdot mm^{-2}$	最大滑摩功/ $J \cdot mm^{-2}$	最小扭矩安全系数 $[\beta]$
C1	2.0	1.3	1.2
C2	2.0	1.3	1.2
C3	2.0	1.3	1.2
C4	2.0	1.3	1.2
B1	2.0	1.3	1.2

2 扭矩容量分析

对换挡元件进行扭矩容量分析, 能够确定与之匹配的自动传动液静摩擦因数下限值。根据 8 挡自动变速器液压控制系统所能提供的离合器最大接合油压以及各换挡元件的结构参数, 计算离合器的扭矩容量。

其中, 离合器所受的最大压紧力为

$$F_{\text{clamp}} = p_{\text{max}} A \quad (1)$$

式中 p_{max} ——离合器最大接合油压

A ——离合器面积

摩擦片所受的净压紧力为

$$F_{\text{net}} = F_{\text{clamp}} - F_{\text{cf}} - F_{\text{spring}} - F_{\text{seal}} \quad (2)$$

式中 F_{cf} ——离心力

F_{spring} ——回位弹簧力

F_{seal} ——密封阻力

换挡元件的扭矩容量为

$$T = n\mu_0 F_{\text{net}} r_m \quad (3)$$

式中 n ——摩擦片个数

μ_0 ——匹配自动传动液的静摩擦因数

r_m ——摩擦片的当量半径

由式(3)可知, 在离合器摩擦片结构参数已知的前提下, 其扭矩容量与自动传动液的静摩擦因数呈线性关系。

离合器扭矩安全系数为扭矩容量与需要传递的最大扭矩比值, 即

$$\beta = T / \max(T_{\text{rans}}) \geq [\beta] \quad (4)$$

β 应大于 8 挡自动变速器换挡元件所规定的最小扭矩安全系数 $[\beta] = 1.2$ 。由式(1)~(4)可以计算出 8 挡自动变速器中每个换挡元件 C1、C2、C3、C4 和 B1 对匹配自动传动液静摩擦因数所要求的最小值分别为 0.1、0.1、0.11、0.1 和 0.1。

C3 离合器对自动传动液的静摩擦因数要求最高。因此, 设定 0.11 为自动传动液的静摩擦因数下限值, 以保证离合器的扭矩容量足够传递发动机最大输出扭矩。不过, 自动传动液的静摩擦因数也不能过高, 应小于其动摩擦因数, 否则会引起换挡过程末端时扭矩的急剧增加, 造成换挡品质明显下降。因此, 应在保证具有足够扭矩容量的情况下, 尽量降低自动传动液的静摩擦因数。

3 功率密度与滑摩功分析

换挡元件的功率密度与滑摩功分析主要用于确定匹配自动传动液的动摩擦因数上限值。离合器烧蚀是自动变速器损坏失效的主要原因之一, 滑摩功率与滑摩功是换挡元件热负荷分析中最为重要的两项指标, 如果数值过大, 将严重影响摩擦片的使用寿命^[4]。

3.1 换挡元件动力学模型

在换挡过程中, 离合器在滑摩接合过程中产生滑摩功, 可以通过建立湿式离合器的滑摩接合过程动力学模型对此进行分析。

离合器或制动器的接合模型如图 1 所示。主动端的加载转矩为 M_A , 从动端的负载转矩为 M_L 。在接合过程中, 摩擦因数随着相对转速和温度的变化而变化。离合器接合过程中的摩擦转矩 M_k (图 2 中的实线), 随着离合器油压上升而变化。

为了建立动力学模型, 作以下假设:

(1) 将接合过程中的摩擦转矩 M_k 近似为图 2 中的虚线, 即为

$$M_k = \begin{cases} \frac{fM_L(t-t_i)}{t_a} & (t_i \leq t \leq t_a + t_i) \\ fM_L & (t_i + t_a < t) \end{cases} \quad (5)$$

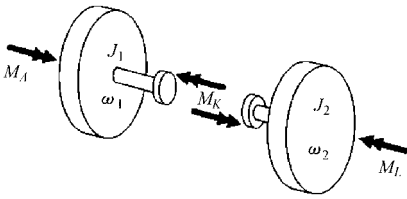


图1 换挡元件模型

Fig.1 Model of shifting elements

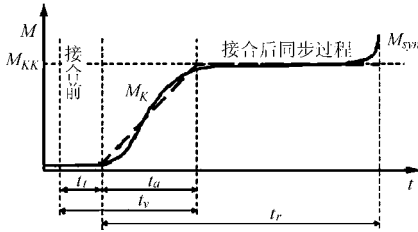


图2 离合器摩擦转矩

Fig.2 Friction torques of clutches

式中 t_i ——空转时间

t_a ——油压上升时间

f ——载荷比例系数,用于表示接合过程中稳定摩擦转矩 M_{kk} 与负载转矩 M_L 之间的比例系数

(2) 如图3所示,假设接合过程满足: $\omega_1 = \omega_{10} = \omega_{syn} = \text{常数}$, 即主动端转速在离合器接合过程中保持不变。

(3) 假设从动端负载保持常数, 即 M_L 为常数, 通常取为离合器需要传递的额定转矩。

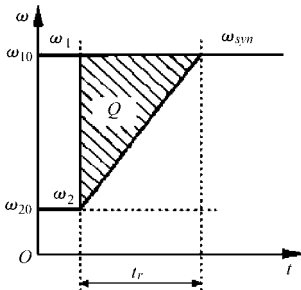


图3 离合器接合过程角速度变化曲线

Fig.3 Speed changes in process of clutch synchronization

基于以上假设,可以推导出离合器从动端的运动方程为

$$\int (M_K - M_L) dt = J_2 (\omega_{10} - \omega_{20}) \quad (6)$$

式中 J_2 ——从动端转动惯量

ω_{10} 、 ω_{20} ——离合器接合前、后角速度

由于离合器接合过程中主、从动片之间存在相对转动,因此存在能量损失。离合器接合过程中的滑摩功率和滑摩功为

$$\dot{Q} = M_K (\omega_{10} - \omega_2) \quad (7)$$

$$Q = \int \dot{Q} dt = (\omega_{10} - \omega_{20}) \int M_K \left(1 - \frac{t}{t_s}\right) dt \quad (8)$$

所以,在一次接合过程中,离合器的功率密度和单位面积滑摩功分别为

$$p = \frac{\dot{Q}}{nA} \quad (9)$$

$$q = \frac{Q}{nA} \quad (10)$$

由式(5)~(10)可以看出,离合器的功率密度和滑摩功都是油压上升时间 t_a 和载荷比例系数 f 的函数,而 f 又与自动传动液摩擦因数具有紧密的关系。

3.2 换挡元件动态仿真分析

根据上述动力学模型,在多学科系统动力学仿真软件 ITI-Simul 自动变速器 ionX 中建立 8 挡自动变速器 5 个换挡元件的仿真模型。以 C1 离合器为例,根据表 2 中发动机最大输出转矩和最大输出转速时离合器接合所需传递的转矩与两端的转速差,确定离合器 C1 动态仿真模型中的主动端转速和从动端负载。

表2 换挡元件接合前转速差与传递转矩

Tab.2 Speed differences of shifting elements and transfer torques

换挡元件	挡位切换	转速差/ $r \cdot \text{min}^{-1}$	转矩/ $\text{N} \cdot \text{m}$
C1	3-2	3 989	151
C2	2-1	2 190	203
C3	3-4	5 256	60
C4	1-2	3 419	109
B1	6-5	7 732	48

选择 3 挡降到 2 挡过程中离合器 C1 接合时的最大转速差与需传递转矩作为输入,因为二者的乘积最大,故其接合时摩擦片的热负荷最高,同理,可选择其他换挡元件进行仿真。

通过所建模型进行动态仿真,结果如图 4~5 所示。图 4 为静摩擦因数分别是 0.11 与 0.15 时离合器 C1 接合过程中摩擦转矩的变化情况,可见,静摩擦因数越高,换挡结束时的转矩冲击越大。

图 5a 为正斜率摩擦因数与速度(简称 $\mu-v$) 特性曲线和负斜率 $\mu-v$ 特性曲线下,离合器 C1 接合过程中摩擦转矩的变化情况,图 5b 为两种情况下其功率密度的变化情况,图 5c 是两种情况下离合器 C1 接合时单位面积的滑摩功。由图可以看出,与负斜率 $\mu-v$ 特性曲线相比,正斜率 $\mu-v$ 特性曲线换挡时转矩冲击减小,峰值功率密度也有所下降,而单位面积滑摩功有所增加,主要原因是正斜率 $\mu-v$ 特性曲线使滑摩时间增长。虽然正斜率 $\mu-v$ 特性曲线使单位面积的滑摩功增加,但其仍远小于所设定

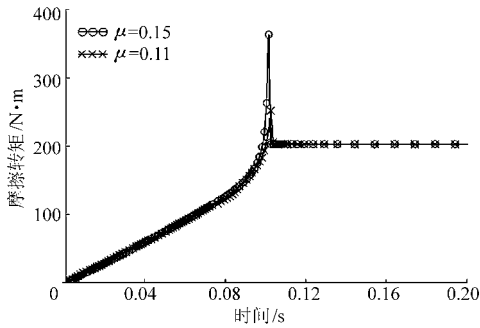


图 4 离合器 C1 接合过程中摩擦转矩

Fig. 4 Friction torques in closing process of C1 clutch

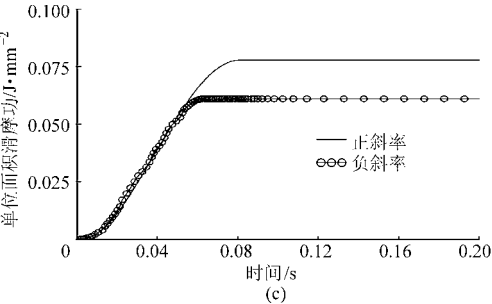
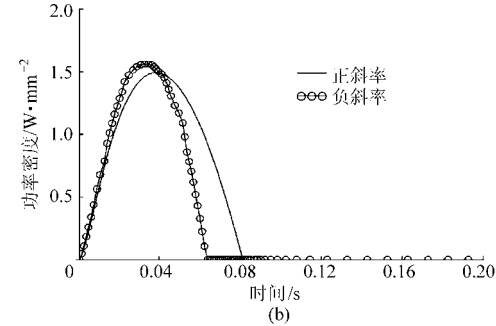
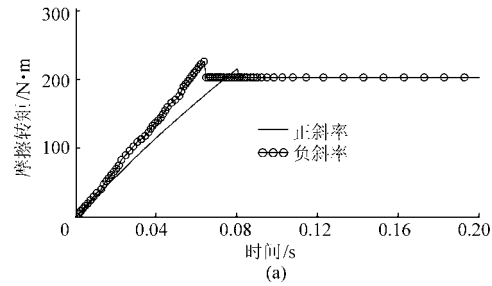


图 5 离合器 C1 接合过程中正、负斜率 $\mu-v$ 特性曲线
Fig. 5 Positive and negative friction curve slopes in the closing process of C1 clutch

的目标值 1.3 J/mm^2 , 可见, 该指标不是影响匹配分析的关键因素。

综上所述, 自动传动液匹配 8 挡自动变速器的 $\mu-v$ 特性曲线斜率应大于 0, 即其动摩擦因数应随滑摩速度的增加而增加。

虽要求匹配自动传动液的 $\mu-v$ 特性曲线斜率大于 0, 但其动摩擦因数也不能无限增大, 否则会导致摩擦片功率密度过高, 超过设定的 2.0 W/mm^2 。这里, 假设匹配自动传动液的动摩擦因数恒定, 分别取 0.10 和 0.15, 运用上述 ITI-Simul 自动变速器 ionX 仿真平台搭模型计算 8 挡自动变速器各换挡

元件接合时的峰值功率密度与单位面积滑摩功, 计算结果如表 3 所示。

从表 3 可以看出, 当动摩擦因数为 0.15 时, 8 挡自动变速器所有换挡元件的功率密度和单位面积滑摩功都在目标值以内, 并且单位面积滑摩功远小于指标上限, 因此, 该指标已经不是匹配分析中的关键性因素。由于 8 挡自动变速器中 C4 离合器的转速较高, 其峰值功率密度已经接近上限值, 如果继续提高动摩擦因数, 发现当其达到 0.17 时, C4 离合器的功率密度超过 2.0 W/mm^2 , 不满足 8 挡自动变速器对自动传动液的匹配要求。因此, 在单个元件的建模分析中, 规定匹配自动传动液的动摩擦因数最大值为 0.17。

表 3 8 挡自动变速器换挡元件接合时的峰值功率密度和单位面积滑摩功

Tab. 3 Peak power densities and friction works in per square millimeter in shifting elements of 8AT

参数	动摩擦因数	换挡元件				
		C1	C2	C3	C4	B1
峰值功率密度/ $\text{W}\cdot\text{mm}^{-2}$	0.10	1.47	1.29	1.00	1.62	0.67
	0.15	1.56	1.50	1.06	1.90	0.75
单位面积滑摩功/ $\text{J}\cdot\text{mm}^{-2}$	0.10	0.08	0.06	0.03	0.07	0.04
	0.15	0.06	0.05	0.02	0.06	0.03

3.3 8 挡自动变速器机械系统动态模型仿真分析

在完成单个换挡元件仿真模型搭建与仿真分析后, 加入行星排等齿轮传动机构, 在 ITI-Simul 自动变速器 ionX 软件中搭建 8 挡自动变速器机械系统的整体仿真模型, 仿真 8 挡自动变速器在一定时间内完成从 1 挡到 8 挡的升挡过程与从 8 挡到 1 挡的降挡过程。输入转速为发动机最大转速 6000 r/min , 运行模型进行仿真, 计算 8 挡自动变速器在换挡过程中多个换挡元件同时参与工作, 各离合器或制动器相互影响的情况下, 其功率密度的动态变化情况。仿真发现, 当动摩擦因数超过 0.15 时, C1 离合器在空挡换到 1 挡过程中, 其峰值功率密度已经超过了指标上限, 如图 6 所示, 而其他换挡元件的峰值功率密度都满足 8 挡自动变速器要求。这是由于在发动机最大输出转速条件下, 变速箱由空挡换 1 挡时, 换挡元件 B1 制动器、C1 离合器、C4 离合器同时接合相互影响, 造成滑摩力矩的不断抖动, 如图 7 所示, 从而造成其摩擦片热负荷加剧, 峰值功率密度超过限定值。而实际车辆起步过程中, 发动机怠速输出转速只有 750 r/min , 远小于最大输出转速, C1 离合器的滑摩速度也不会很高, 但为获得更好的与 8 挡自动变速器相匹配的自动传动液摩擦特性, 依然按

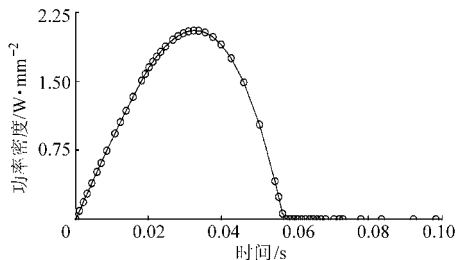


图6 升降挡时离合器 C1 的功率密度变化曲线

Fig.6 Power density changes in C1 clutch during shifting

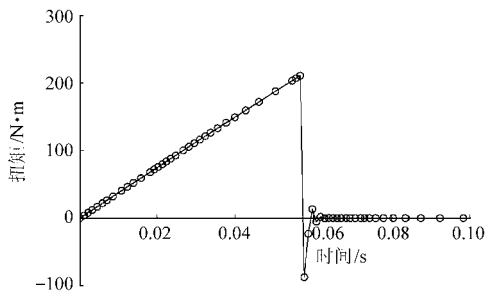


图7 升降挡时离合器 C1 的扭矩波动

Fig.7 Torque vibrations in C1 clutch

照前述输入条件进行分析。

降低自动传动液摩擦因数至 0.14,所有换挡元件的峰值功率密度都满足 8 挡自动变速器要求,其最大值仍然是 C1 离合器在空挡换到 1 挡过程中出现,为 1.97 W/mm²。因此,规定匹配自动传动液的动摩擦因数不能超过 0.15。可以看出,相比于单个换挡元件的仿真分析,考虑换挡时不同离合器之间的相互影响后,其对自动传动液摩擦特性的要求更为严格。

4 匹配特性要求与试验

综上所述,与 8 挡自动变速器相匹配的自动传动液摩擦特性应满足:① $\mu-v$ 特性曲线斜率大于 0,摩擦因数随滑移速度的增加而增加。②静摩擦因数要小于动摩擦因数,静摩擦因数的最小值为 0.11,动摩擦因数的最大值为 0.15,即自动传动液的 $\mu-v$ 特性曲线的变化范围为 0.11~0.15。③要具有良好的摩擦耐久性与防抖耐久性,在长时间使用后仍能保证其摩擦特性满足上述两项指标。

根据以上研究结论,调配符合摩擦特性的自动传动液,并对不同温度下经耐久性和高速试验后的自动传动液与新自动传动液进行 $\mu-v$ 特性对比,如图 8 所示。可知,该自动传动液的摩擦特性满足

8 挡自动变速器匹配性能要求,能够保证良好的摩擦耐久性与防抖耐久性,经过长时间使用后仍能确保其 $\mu-v$ 特性曲线斜率为正,静、动摩擦因数不超出 8 挡自动变速器匹配分析中所需的 0.11~0.15。

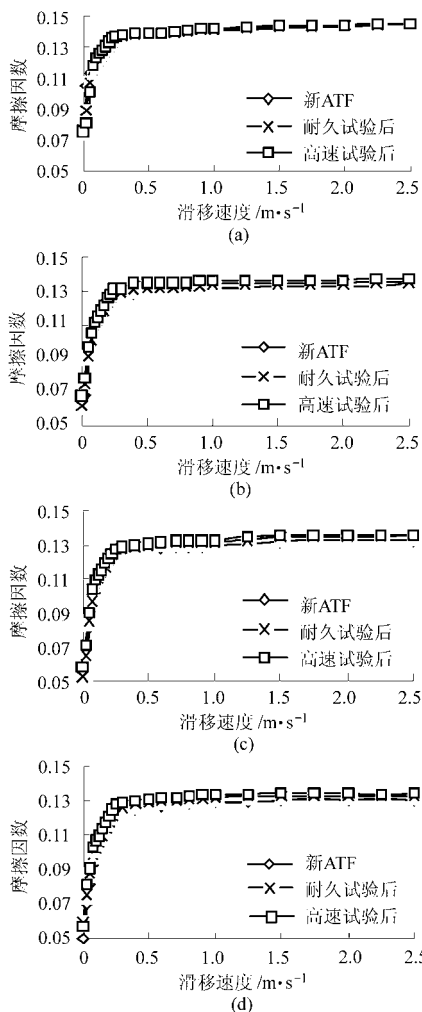


图8 $\mu-v$ 特性试验曲线

Fig.8 Test data of ATF friction characteristics

(a) 40°C (b) 80°C (c) 120°C (d) 150°C

5 结论

- (1) 提出了自动变速器机械系统换挡元件的评价指标以及影响该指标的自动传动液关键特性。
- (2) 建立了自动变速器换挡元件动态仿真模型,研究获得相匹配的自动传动液摩擦特性要求。
- (3) 试验证明,所匹配的自动传动液摩擦特性符合设计目标要求,满足自动变速器换挡元件的性能指标。

参考文献

1 唐俊杰. 汽车自动传动液(一)汽车自动传动液的性能分类和规格标准[J]. 石油商技,2000,18(2): 47~51.
 2 颀敏杰,王想增,谢惊春,等. 自动传动液摩擦特性试验方法研究[J]. 合成润滑材料,2007,34(2):12~16.
 Xie Minjie, Wang Xiangzeng, Xie Jingchun, et al. Research of test method for automatic transmission fluid frictional characteristics[J]. Synthetic Lubricants, 2007,34(2):12~16. (in Chinese)

- 7 Baetens K, Nuyttens D, Verboven P, et al. Predicting drift from field spraying by means of 3D computational fluid dynamics model[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2007, 56(2):161~173.
- 8 Cooke B K, Hislop E C, Herrington P J, et al. Air-assisted spraying of arable crops in relation to deposition, drift and pesticide performance [J]. Crop Protection, 1990, 9(4): 303~311.
- 9 王福军. 计算流体力学分析——CFD 软件原理与应用[M]. 北京:清华大学出版社,1988.
- 10 郭烈锦. 两相与多相流动力学[M]. 西安:西安交通大学出版社,2002.
- 11 ANSYS, Inc. ANSYS Fluent 12.1 user guide. Computational fluid dynamics software[M]. ANSYS, Inc., 2009.
- 12 Panneton B, Piché M. Interaction between application volume, airflow, and spray quality in air-assisted spraying[J]. Transactions of the ASAE, 2005, 48(1):37~44.
- 13 Tsay J R, Liang L S, Lu L H. Evaluation of an air-assisted boom spraying system under a no-canopy condition using CFD simulation [J]. Transactions of ASAE, 2004, 47(6):1 887~1 897.
- 14 傅泽田,王俊,祁力钧,等. 果园风送式喷雾技术气流速度分布特性模拟研究及验证[J]. 农业工程学报,2009,25(1): 69~74.
Fu Zetian, Wang Jun, Qi Lijun, et al. CFD simulation and experimental verification of air-velocity distribution of air-assisted orchard sprayer[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering,2009, 25(1):69~74. (in Chinese)
- 15 GB/T 24861—2009/ISO 22866 植物保护机械喷雾飘移的田间测量方法[S]. 2005.
- 16 GB/T 24861.1—2009/ISO 22369-1 植物保护机械喷雾飘移量分级 第一部分:分级[S]. 2006.
- 17 祁力钧,赵亚青,王俊,等. 基于 CFD 的果园风送式喷雾机雾滴分布特性分析[J]. 农业机械学报,2010,41(2):62~67.
Qi Lijun, Zhao Yaqing, Wang Jun, et al. CFD simulation and experimental verification of droplet dispersion of air-assisted orchard sprayer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(2):62~67. (in Chinese)
- 18 王军峰,黄继伟,黄俏梅,等. 气力辅助静电雾化的 PIV 试验研究[J]. 排灌机械工程学报,2011,29(3):251~254.
Wang Junfeng, Huang Jiwei, Huang Qiaomei, et al. PIV experimental study on air-assisted electrostatic spray[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2011, 29(3):251~254. (in Chinese)
- 19 贾卫东,李成,王贞涛. 高沉积静电喷雾装置试验研究[J]. 排灌机械工程学报,2012,30(2):244~248.
Jia Weidong, Li Cheng, Wang Zhentao. Experimental study on electrostatic spraying device with better deposition[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012, 30(2):244~248. (in Chinese)
- 20 马中飞,张于祥,杨秀莉,等. 自吸式喷雾降尘性能试验[J]. 排灌机械工程学报,2012,30(1):97~101.
Ma Zhongfei, Zhang Yuxiang, Yang Xiuli, et al. Experiment on dust suppression performance of self-priming sprayer[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering,2012,30(1):97~101. (in Chinese)

(上接第 32 页)

- 3 Wang Shuhan, Xu Xiangyang, Liu Yanfang, et al. Dynamic characteristic simulation of AT hydraulic system[C]. SAE Paper 2008-01-1683,2008.
- 4 汤鹏翔,刘艳芳,王书翰,等. 多片湿式离合器优化设计[J]. 北京航空航天大学学报,2010,36(3):291~294.
Tang Pengxiang, Liu Yanfang, Wang Shuhan, et al. Optimal design of clutch in automatic transmission[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2010,36(3):291~294. (in Chinese)
- 5 王书翰,徐向阳, Peter Tenberge,等. 液力变矩器液压系统设计与动态特性仿真[J]. 农业机械学报,2009,40(5): 20~23,55.
Wang Shuhan, Xu Xiangyang, Peter Tenberge, et al. Hydraulic system design and dynamic characteristic simulation of torque converter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009,40(5):20~23,55. (in Chinese)
- 6 Wang Shuhan, Xu Xiangyang, Liu Yanfang, et al. Design and dynamic simulation of hydraulic system of a new automatic transmission[J]. Journal of Central South University of Technology, 2009, 16(4):697~701.
- 7 王书翰,徐向阳,刘艳芳,等. 自动变速器液压系统设计与动态特性仿真[J]. 北京航空航天大学学报,2009,35(7): 860~864.
Wang Shuhan, Xu Xiangyang, Liu Yanfang, et al. Design and dynamic simulation of hydraulic system for AT[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2009, 35(7):860~864. (in Chinese)