

# 基于 AMESim 的液粘调速离合器动态接合特性研究

廖湘平 龚国芳 孙辰晨 王飞

(浙江大学流体动力与机电系统国家重点实验室, 杭州 310027)

**摘要:** 为了在不增加系统装机功率的前提下提升驱动扭矩,设计了一种“电机+飞轮+液粘调速离合器”驱动系统。创建了驱动系统各能量传递环节的数学模型、油膜承载力模型和驱动系统的 AMESim 仿真模型,揭示了飞轮转动惯量、油膜厚度控制曲线等因素对液粘调速离合器动态接合特性的影响规律,得到了扭矩、转速及冲击度变化曲线,搭建了相应的实验台架。仿真和实验结果表明,通过合理控制液粘调速离合器的油膜厚度,实现了持续时间长达 50 s 的两倍额定扭矩的输出,可满足大中型机械设备对于启动扭矩大、冲击度小的工程需求。

**关键词:** 液粘调速离合器; AMESim; 动态接合特性

中图分类号: TH133.4 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2016)06-0324-09

## Dynamic Engagement Performance of Hydro-viscous Clutch Based on AMESim

Liao Xiangping Gong Guofang Sun Chenchen Wang Fei

(State Key Laboratory of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

**Abstract:** It is not easy for large engineering machinery equipment to start smoothly and successfully, because the starting torque is much larger than its rated torque. In order to improve the starting torque without increasing the installed power of system, a new driving system, which was composed of electric motor, flywheel and hydro-viscous clutch (HVC), was proposed. Based on the mathematics model of new driving system and oil film bearing capacity, the AMESim simulation model of HVC system was built up. According to the influence analysis of flywheel rotary inertia and oil film thickness control method on the dynamic engagement performance of HVC, curves of torque, rotational speed and jerk degree were obtained. The simulation results showed that compared with wet clutch, HVC can effectively avoid the start-up shock by reasonable control of oil film thickness, and the variable decreasing speed of oil film thickness was a good method to increase the starting torque and reduce the jerk degree. To verify the theoretical analysis and simulation, a test rig of the HVC system was established. The experimental results showed that the viscous torque curve with twice of the load torque and duration of 50 s were achieved by controlling the oil film thickness of HVC, which can satisfy the demands of big starting torque and small impact for large engineering machinery equipment.

**Key words:** hydro-viscous clutch; AMESim; dynamic engagement performance

### 引言

大型工程机械装备的启动扭矩一般大于其额定

扭矩,在设计时往往需要额外增加系统装机功率以满足启动需求,并且,需要采用软启动技术来避免启动时带来的冲击。液粘调速离合器(Hydro-viscous

收稿日期: 2015-12-08 修回日期: 2016-02-23

基金项目: 国家重点基础研究发展计划(973计划)项目(2013CB035400)、国家高技术研究发展计划(863计划)项目(2012AA041803)和国家自然科学基金创新研究群体科学基金项目(51221004)

作者简介: 廖湘平(1982—),男,博士生,主要从事工程机械电液控制与节能研究,E-mail: 520joff@163.com

clutch, HVC) 由于其柔性传动的特性在这一领域得到了成功应用<sup>[1]</sup>。由于液粘调速离合器主要应用于各种大型风机、水泵等场合的调速节能, 而这些场合对于液粘调速离合器动态特性的要求并不高, 因此研究者们大多围绕其稳态特性来开展研究工作<sup>[2-4]</sup>。查阅文献时发现, 有关离合器的动态接合特性研究大多集中在湿式离合器方面<sup>[5-12]</sup>。液粘调速离合器与湿式离合器在结构方面类似, 有关湿式离合器动态接合性能的研究对于研究液粘调速离合器具有重要的借鉴意义, 但是两者又有着很大区别。湿式离合器的接合过程几乎是瞬时发生的(几秒)<sup>[13]</sup>, 对接合动态过程往往难以有效控制。这一过程伴随着大量滑摩功的产生, 金属间的直接摩擦发热容易导致摩擦片失效。而液粘调速离合器的动态接合过程较长(数十秒至数百秒), 由于主被动摩擦片间有油膜的缓冲过渡, 被动摩擦片的速度可以由零速自然加速到同步转速, 不存在金属之间的直接摩擦磨损, 产生的热量也有专门的润滑油循环系统带走, 可以有效避免启动过程带来的冲击。并且可以通过对油膜厚度的控制来实时调节动态扭矩, 控制转速上升的动态过程。因此液粘调速离合器更适合于大中型功率设备的软启动应用。

本文设计一种“电机 + 惯性飞轮 + 液粘调速离合器”驱动方案, 旨在不增加系统装机功率的前提下, 利用惯性飞轮的机械储能作用, 配合液粘调速离合器的合理控制实现大扭矩输出, 同时减小对系统造成的冲击。为了验证方案的有效性, 利用 AMESim 建立该方案的仿真模型, 在此基础上研究飞轮惯量、离合器油膜厚度控制对动态接合过程的影响, 并且通过实验进行验证。

## 1 驱动系统能量传递环节数学模型

图 1 为驱动系统能量传递示意图, 其能量传递环节可以简化成 3 个环节, 第 1 个是电机及飞轮组

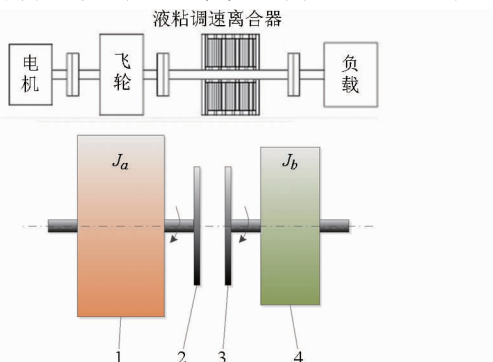


图 1 驱动系统能量传递示意图

Fig. 1 Energy transfer sketch of driving system

1. 电机及飞轮 2. HVC 主动侧 3. HVC 被动侧 4. 负载

成部分, 第 2 个是液粘调速离合器部分, 第 3 个是模拟负载部分。HVC 装置的接合过程可简化为 2 自由度的动力学模型, 即将原动机、飞轮及 HVC 主动侧视为一个惯量体, 为第 1 自由度, 将 HVC 被动侧和负载视为一个惯量体, 为第 2 自由度。根据牛顿第二定律建立传动系统动力学方程

$$\begin{cases} J_a \dot{\omega}_a = T_c - T_a \\ J_b \dot{\omega}_b = T_f - T_c \end{cases} \quad (1)$$

式中  $T_a$ ——输入端(电机以及飞轮)扭矩,  $\text{N} \cdot \text{m}$   
 $T_c$ ——HVC 部分扭矩,  $\text{N} \cdot \text{m}$   
 $T_f$ ——负载端扭矩,  $\text{N} \cdot \text{m}$   
 $J_a$ ——原动机、飞轮及离合器主动侧等效转动惯量,  $\text{kg} \cdot \text{m}^2$   
 $J_b$ ——离合器被动侧和负载等效转动惯量,  $\text{kg} \cdot \text{m}^2$   
 $\omega_a$ ——第 1 个自由度角速度,  $\text{rad/s}$   
 $\omega_b$ ——第 2 个自由度角速度,  $\text{rad/s}$

从能量传递角度来分析, 当 HVC 摩擦片处于完全分离工况时, 原动机带着飞轮加速储存能量; 当 HVC 处于油膜剪切工况时, 飞轮端受到 HVC 环节的阻力从而减速释放能量, 根据作用力与反作用力原理, 负载端此时受到 HVC 环节的动力作用从零开始加速; 当 HVC 主动端转速下降至同步转速, 即主、被动端转速相等时, 系统处于同步运行工况。假设  $J_a$  为飞轮转动惯量, HVC 的滑差损失全部转换成热量, 根据能量守恒定律有

$$\int T_a \omega_a dt + \frac{1}{2} J_a \omega_a^2 - \frac{1}{2} J_a \omega_b^2 = \frac{1}{2} J_b \omega_b^2 + \int T_f \omega_b dt + \int T_c (\omega_a - \omega_b) dt \quad (2)$$

当离合器完全接合时, 飞轮和离合器、负载可以看成是一个惯量体, 有

$$(J_a + J_b) \dot{\omega}_b = T_a - T_f$$

从以上分析过程可知, 飞轮转动惯量、HVC 控制是影响驱动系统的启动特性的关键因素, 飞轮的转动惯量影响飞轮的能量释放过程, 而 HVC 的油膜厚度控制则影响 HVC 的接合及扭矩的传递过程。

### 1.1 电机模型建立

为了能够精确控制扭矩, 采用矢量控制的三相异步交流电机作为原动机。矢量控制是指将异步电机的定子电流矢量分解为其励磁电流和转矩电流, 经过坐标变换后分别同时控制两分量的幅值和相位, 故可以实现对扭矩的精准控制。其控制效果可等效为直流电机的动、静态性能<sup>[14]</sup>, 电机矢量控制的数学模型<sup>[15]</sup>为

$$T = n_p \frac{L_m}{L_r} \psi_r i_{sT} \quad (3)$$

其中

$$\psi_r = \frac{L_m}{1 + T_2 s} i_{sM}$$

$$\omega = \omega_0 - \frac{L_m}{T_2 \psi_r} i_{sT} \quad (4)$$

其中

式中  $n_p$ ——极对数  $L_m$ ——励磁电感, H

$L_r$ ——转子自感, H

$\psi_r$ ——定转子在同步旋转坐标系  $d-q$  下的磁链, Wb

$i_{sT}$ ——定子电流在  $T$  轴上的分量, A

$T_2$ ——电机转子回路时间常数, s

$i_{sM}$ ——定子电流的励磁分量, A

$\omega_0$ ——电机转子角速度, rad/s

$\omega$ ——电机同步角速度, rad/s

本方案中配套的负载模拟电机为测功机, 用来实现零速时可靠加载扭矩, 其目标转速为零, 工作在转矩控制模式, 相应的驱动电机则需要工作在转速控制模式, 即给驱动电机的扭矩设定一个上限值, 当负载扭矩小于驱动电机的扭矩上限值时, 驱动电机输出与负载扭矩相等的扭矩, 反之驱动电机一直输出扭矩上限值。故建立如下电机输出特性

$$T_a = \begin{cases} T_{\max} & (T_a < T_f) \\ T_f & (T_a \geq T_f) \end{cases} \quad (5)$$

式中  $T_a$ ——电机输出扭矩, N·m

$T_{\max}$ ——设定扭矩上限值, N·m

$T_f$ ——负载扭矩, N·m

## 1.2 液粘调速离合器模型

### 1.2.1 电液比例溢流阀模型

液粘调速离合器一般采用电液比例溢流阀来调节压力, 从而控制活塞位移改变油膜厚度进而调节转速转矩。本系统选择的电液比例溢流阀的响应时间在 10 ms 左右, 和系统响应时间相差至少 3 个数量级, 故可以将溢流阀的输入电压和输出压力等效为一阶惯性环节, 则其传递函数为

$$\Delta p_f = \frac{K_f \Delta u}{\tau s + 1} \quad (6)$$

式中  $K_f$ ——比例系数  $\tau$ ——时间常数

$\Delta u$ ——输入电压

### 1.2.2 系统流量平衡方程

在离合器控制活塞充油阶段, 忽略油液压缩及泄漏的影响, 有流量连续性方程为

$$Q_h = A_h \frac{dx_1}{dt} \quad (7)$$

又易知

$$Q_h = \frac{\pi d_1^4 (p_f - p_h)}{128 \mu L_1} \quad (8)$$

式中  $Q_h$ ——进入油缸的油液流量,  $m^3/s$

$A_h$ ——活塞面积,  $m^2$   $x_1$ ——活塞位移, m

$p_f$ ——电液比例溢流阀出口压力, Pa

$p_h$ ——液压缸活塞面上的控油压力, Pa

$d_1$ ——溢流阀出口至控制油入口段管路直径, m

$L_1$ ——管路长度, m

$\mu$ ——油液动力粘度, Pa·s

令  $K_d = \frac{\pi d_1^4}{128 \mu L_1}$ , 将式(8)进行增量线性化可得

$$K_d \Delta p_f = K_d \Delta p_h + A_h \frac{d\Delta x_1}{dt} \quad (9)$$

### 1.2.3 摩擦片运动系统动力学平衡方程

根据文献[16-17]的推导结果, 直接给出 HVC 油膜动态平衡方程

$$m_h \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{K'_2}{n} \frac{dy}{dt} + \left( \frac{K'_4}{n} + K_t \right) y = -\Delta p_h A_h - K'_3 \Delta \omega_2 \quad (10)$$

其中

$$K'_2 = \frac{K_2}{\delta_0^3}$$

$$K'_3 = K_3 \left( \frac{2}{5} \omega_1 + \frac{4}{5} \omega_{20} \right) - \frac{K_4}{l_1 \delta_0^3 + l_2 (\delta_0 + h_a)^3}$$

$$K'_4 = \frac{K_4 (\omega_{20} - \omega_1) [3l_1 \delta_0^2 + 3l_2 (\delta_0 + h_a)^2]}{[l_1 \delta_0^3 + l_2 (\delta_0 + h_a)^3]^2}$$

$$K_2 = 3\pi\mu \left[ r_2^4 - r_1^4 - \frac{(r_2^2 - r_1^2)^2}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \right]$$

$$K_3 = \frac{\rho\pi}{6} (r_2^4 - r_1^4)$$

$$K_4 = \frac{z\mu l_1 l_2 (l_1 + l_2) (r_2 - r_1) (r_1 + r_2) h_a}{2}$$

式中  $K_t$ ——回位弹簧刚度, N/m

$p_h$ ——油缸压力, Pa  $m_h$ ——活塞质量, kg

$\sigma$ ——平板间油膜厚度, m

$z$ ——沟槽数目  $l_1$ ——沟槽宽度, m

$l_2$ ——台阶宽度, m  $h_a$ ——沟槽深度, m

$r_2$ ——摩擦片外半径, m

$r_1$ ——摩擦片内半径, m

$\rho$ ——润滑油液密度,  $kg/m^3$

$\omega_1$ ——主动摩擦片角速度, rad/s

$\omega_2$ ——被动摩擦片角速度, rad/s

$\omega_{20}$ ——工作点附近被动摩擦片角速度, rad/s

### 1.2.4 HVC 传递扭矩

$$T_l = \frac{1}{2} \pi \mu (\omega_1 - \omega_2) (r_2^4 - r_1^4) \sum_{i=1}^n \frac{1}{\delta_i} \quad (11)$$

在稳定工作点  $\delta_i = \delta_w$ ,  $\omega_2 = \omega_{20}$  附近将式(11)进行增量线性化可得

$$\Delta T_l = -K_\alpha \Delta \omega_2 - K_\beta y \quad (12)$$

$$\text{其中 } K_\alpha = \frac{1}{2} n \pi \mu (r_2^4 - r_1^4) \frac{1}{\delta_w}$$

$$K_\beta = \frac{1}{2} \pi \mu (r_2^4 - r_1^4) (\omega_1 - \omega_{20}) \frac{1}{\delta_w^2}$$

假设 HVC 被动部分的转动惯量为  $J$ , 转动的摩擦阻尼系数为  $K_m$ , 离合器空载时, 有

$$T_l = J \dot{\omega}_2 + K_m \omega_2 \quad (13)$$

将式(13)进行增量线性化, 可得

$$-K_\alpha \Delta \omega_2 - K_\beta y = J \frac{d\Delta \omega_2}{dt} + K_m \Delta \omega_2 \quad (14)$$

### 1.2.5 离合器传递函数

对式(9)、(10)、(14)进行拉氏变换, 可得

$$y = \frac{-\Delta p_h A_h - K'_3 \Delta \omega_2}{m_h s^2 + \left( \frac{K'_2}{n} + \frac{A_h^2}{K_d} \right) s + \frac{K'_4}{n} + K_t} \quad (15)$$

$$K_d \Delta p_f = K_d \Delta p_h + A_h s y(s) \quad (16)$$

$$(J s + K_m + K_\alpha) \Delta \omega_2 = -K_\beta y \quad (17)$$

由式(6)、(15)、(16)、(17)可得出电液比例溢流阀输出输入电压  $\Delta u$  与 HVC 空载输出转速  $\Delta \omega_2$  间的关系, 其传递函数框图如图 2 所示。

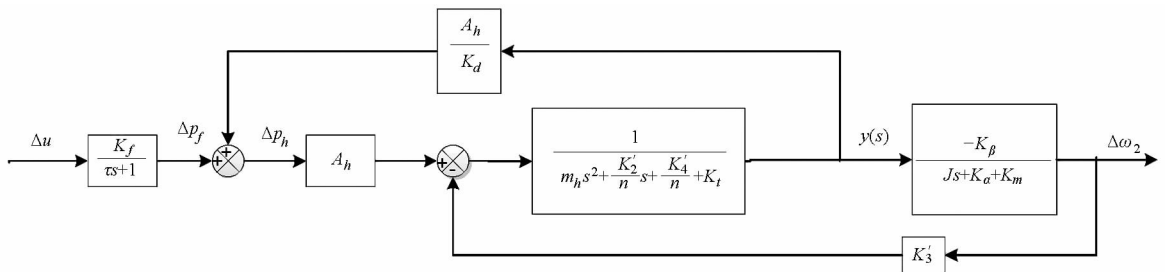


图 2 液粘调速离合器传递函数框图

Fig. 2 Transfer function schematic of hydro-viscous clutch

### 1.3 负载模型

$$T_f = \begin{cases} T_k (2T_a) & (\text{未启动}) \\ T_d + c_z \omega_b & (\text{正常运转}) \end{cases} \quad (18)$$

式中  $T_k$ ——负载未启动时的扭矩(设为 2 倍驱动电机扭矩),  $N \cdot m$

$T_d$ ——负载正常运转扭矩,  $N \cdot m$

$c_z$ ——扭矩转速阻尼系数,  $N \cdot m \cdot s / \text{rad}$

当驱动电机扭矩大于负载启动扭矩时, 负载启动扭矩(主要是静摩擦扭矩)仍维持一定时间, 之后再降为正常扭矩(可视为动摩擦扭矩), 并且随着速度的提高而上升, 这样模拟负载比较接近实际情况。虽然理论模型建立得不够细致, 但是研究方法具有参考价值。

## 2 系统动力学仿真分析

AMESim 在液压系统的动态性能模拟方面得到了广泛应用<sup>[18-20]</sup>, 但 AMESim 里面并没有给出液粘调速离合器的模型, 只有多片湿式离合器的简单模型。而液粘调速离合器与湿式离合器相比最大的区别在于前者具有油膜剪切工况, 即在油膜承载力和活塞作用力平衡时保持一定厚度的油膜, 依靠此油膜来传递扭矩的工况, 而这一工况对于软启动来说非常关键, 因为如果没有油膜的可控及缓冲过渡, 主、被动摩擦片的突然接合将会给系统带来很大冲击。因此, 需要根据油膜承载力模型以及 AMESim

本身自带的湿式离合器模型来重新构建液粘调速离合器的仿真模型。根据文献[17, 21]直接给出各油膜承载力的数学公式。

### 2.1 静压承载力

润滑油流过两静止的平行摩擦片间隙时, 形成缝隙流动通过推导最后可得

$$F_1 = \frac{\pi \Delta p}{2 \ln \frac{r_2}{r_1}} \left( r_2^2 - r_1^2 - 2r_1^2 \ln \frac{r_2}{r_1} \right) \quad (19)$$

### 2.2 离心承载力

润滑油流过旋转的摩擦片间隙时由于离心力引起压力下降而产生的离心承载力, 通过推导可得

$$F_2 = \frac{\rho \pi}{6} (r_2^4 - r_1^4) \left( \frac{3}{10} \omega_1^2 + \frac{2}{5} \omega_1 \omega_2 + \frac{3}{10} \omega_2^2 \right) \quad (20)$$

### 2.3 挤压作用力

摩擦片轴向相互运动时, 油膜厚度发生变化, 由此产生挤压作用力, 推导得

$$F_3 = \frac{3 \pi \mu \left[ r_2^4 - r_1^4 - \frac{(r_2^2 - r_1^2)^2}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \right]}{\delta^3} \frac{d\delta}{dt} \quad (21)$$

### 2.4 动压承载力

实际摩擦片表面往往开有沟槽, 由此产生动压承载力, 动压承载力的表达式比较复杂, 为了分析方

便,可以将动压承载力简化为

$$F_4 = \frac{z\mu l_1 l_2 (l_1 + l_2) (r_2 - r_1) (r_1 + r_2) h_a \Delta\omega}{2l_1 \delta^3 + 2l_2 (\delta + h_a)^3} \quad (22)$$

如图3所示,整个仿真模型由6大模块组成。通过模块1中的质量块来模拟HVC中实际活塞的质量,通过活塞的受力来模拟各油膜承载力,活塞的受力情况决定了位移,而活塞的位移则决定了离合器油膜厚度。通过模块2来模拟电机矢量控制特性。通过模块3左侧来模拟HVC的油缸,右侧来模拟HVC摩擦片。通过模块4来模拟负载,负载函数基于前面的模型来构建。模块5模拟溢流阀的控制油路。模块6模拟液粘调速离合器的冷却系统。由于温度是影响油液粘度的一个重要因素,如果对油温控制不当导致温升过高,一方面会大幅降低液粘调速离合器扭矩传递能力,另一方面会造成摩擦片的过热变形、摩擦磨损等一系列问题。本文主要研究对象为飞轮惯量及油膜厚度控制方法对于液粘调速离合器动态接合特性的影响,仿真时通过加大冷却流量来控制温度基本维持在30℃左右不变,因此忽略温升对于HVC接合特性的影响。

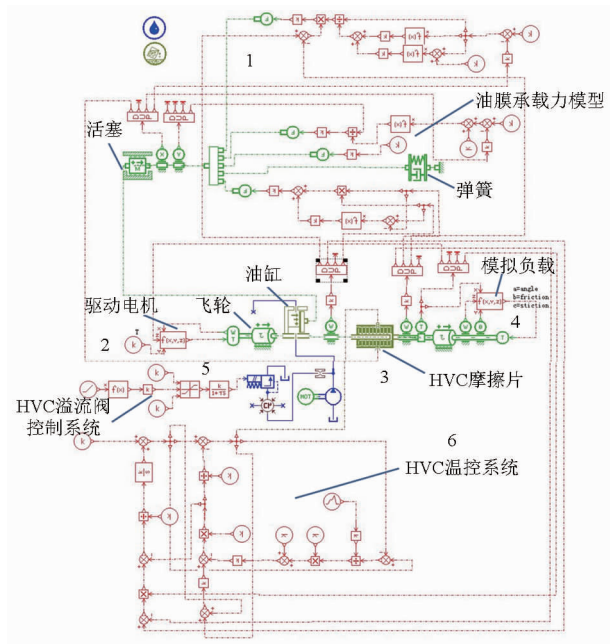


图3 AMESim 仿真模型图

Fig. 3 AMESim model graph of new driving system

## 2.5 飞轮转动惯量的影响

模型中一些关键参数如表1所示。

设置飞轮初速度为800 r/min,同样采用图4所示的油压及油膜厚度变化曲线,将飞轮转动惯量分别设置为5、10、15、20 kg·m<sup>2</sup>,得到HVC传递扭矩,飞轮、负载转速及冲击度变化对比曲线如图5~7所示。图中可以看出,相同的油膜厚度控制曲线下,飞轮转动惯量越大,HVC扭矩上升得越快,扭矩峰值

越高,飞轮转速下降得越慢,相应的负载端转速上升得越快,同步转速越大,同时给系统带来的冲击也越大。当飞轮转动惯量为5 kg·m<sup>2</sup>时,冲击度最大为59 m/s<sup>3</sup>,仍然超过了标准(汽车领域,德国推荐冲击度为10 m/s<sup>3</sup>,我国推荐冲击度为17.64 m/s<sup>3</sup>)。因此在保证HVC扭矩满足启动需求的情况下,应尽可能减小飞轮转动惯量。从图5还可以得出:增大或减小飞轮的转动惯量,只能影响扭矩峰值的大小,并不会改变扭矩曲线的形状。因此还需要通过HVC油膜厚度的控制来得到所需的扭矩曲线。

表1 AMESim 仿真关键参数

Tab. 1 Simulation parameters of AMESim

参数	数值
电机最大输出扭矩/(N·m)	100
摩擦片数目	8
摩擦片外径/mm	314
摩擦片内径/mm	225
初始总摩擦片间隙/mm	3
活塞质量/kg	16
离合器弹簧刚度/(N·m <sup>-1</sup> )	200 000
负载转动惯量/(kg·m <sup>2</sup> )	200
负载正常工作时转矩分量/(N·m)	50
粘性摩擦系数/(N·m·s·rad <sup>-1</sup> )	0.1
负载启动转矩/(N·m)	200

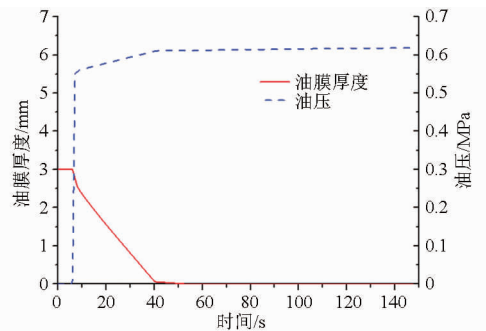


图4 油压及油膜厚度变化曲线

Fig. 4 Oil pressure and oil film thickness changing curves

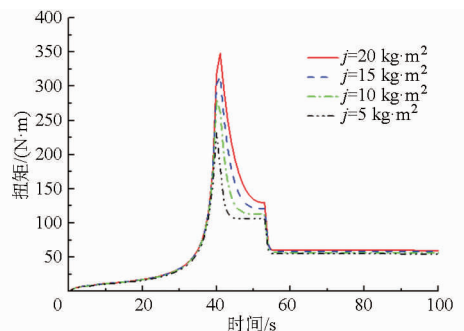


图5 HVC 扭矩变化曲线

Fig. 5 Torque changing curves of HVC

## 2.6 离合器油膜厚度控制的影响

设置飞轮转动惯量为20 kg·m<sup>2</sup>,飞轮初速度为

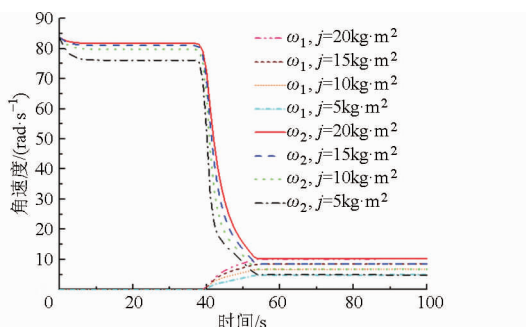


图 6 飞轮、负载角速度变化曲线

Fig. 6 Rotational speed changing curves of flywheel and load

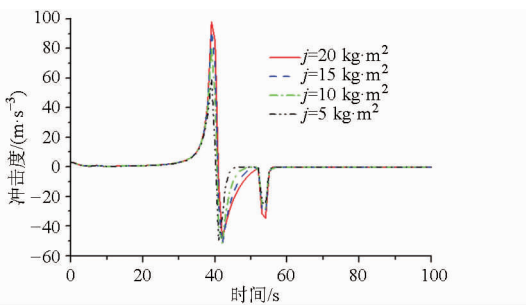


图 7 冲击度变化曲线

Fig. 7 Jerk degree changing curves

800 r/min, 改变油膜厚度变化曲线如图 8 所示, 仿真得到的 HVC 传递扭矩, 飞轮、负载转速及冲击度变化图分别如图 9 ~ 11 所示。从图中分析可以发现, HVC 油膜厚度变化斜率越大(即接合速度越快), 其传递扭矩上升越快, 峰值越大, 转速上升越快, 更快达到同步转速, 其冲击度也越大, 最大冲击度高达 230 m/s<sup>3</sup>。从 1-d 曲线对应的扭矩和转速可以看出, 如果 HVC 摩擦片接合速度过慢, 则不能传递足够大的扭矩, 负载端速度始终为零, 无法实现启动。因此, 采用如图 8 所示的单一油膜下降速度控制规律, 难以同时满足负载启动时对于扭矩大且冲击度小两方面的需求。前面分析过, 相对于湿式离合器, 液粘调速离合器能够有效避免启动时带来的冲击, 但是如果油膜厚度控制不合理, 其效果无异于湿式离合器瞬间闭合时给系统带来的冲击。

设置 2 号系列油膜曲线如图 12 所示, 仿真得到的 HVC 传递扭矩, 飞轮、负载转速及冲击度变化图

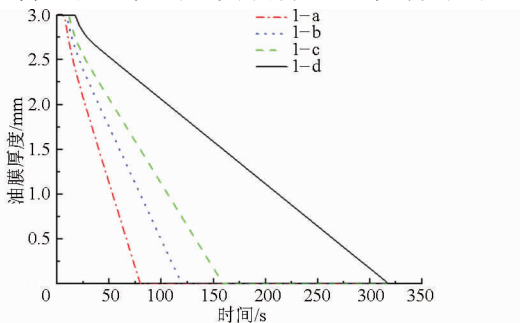


图 8 1 号系列油膜厚度变化曲线

Fig. 8 Oil film thickness changing curves of series 1

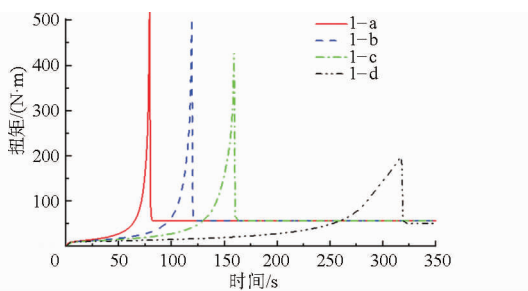


图 9 HVC 扭矩变化曲线

Fig. 9 Torque changing curves of HVC

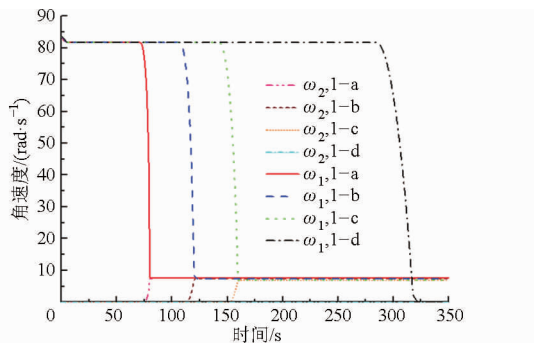


图 10 飞轮、负载转速变化曲线

Fig. 10 Rotational speed changing curves of flywheel and load

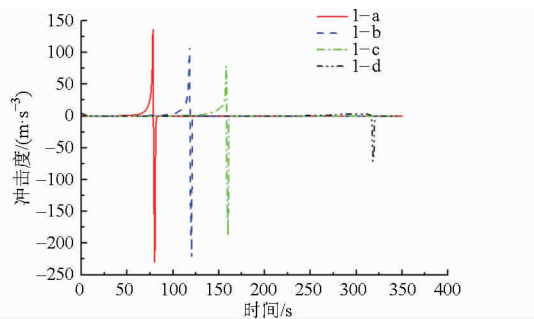


图 11 冲击度变化曲线

Fig. 11 Jerk degree changing curves

分别如图 13 ~ 15 所示。与 1 号系列油膜厚度曲线只有一个固定不变的斜率相比, 2 号油膜厚度变化曲线具有变斜率特征, 即当油膜厚度较大时, 曲线斜率大, 接近临界油膜厚度时, 曲线斜率降低。从图中可知, 油膜厚度未下降到临界油膜厚度之前, 快的下降速度一方面可以减小飞轮的能量损耗, 使得初始阶段 HVC 扭矩上升的越快, 另一方面不会造成大的冲击, 下降越快越有利于启动。当油膜厚度继续下降到临界油膜厚度(0.4 mm 左右)后, 由于 HVC 进入了油膜剪切区域, 曲线斜率对其传递扭矩影响非常大, 随着下降速度的提高, HVC 的扭矩曲线越趋于陡峭, 扭矩持续时间越短, 造成的冲击越大。因此, 在此阶段需要放缓下降速度以确保较小的冲击, 并且可以延长扭矩持续时间。相对于单一油膜厚度, 变油膜厚度下降速度控制规律更易于产生相对平缓、持续时间长的扭矩, 从而有利于实现负载启动。

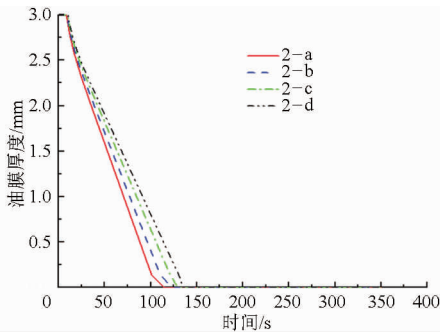


图 12 2 号系列油膜厚度变化曲线

Fig. 12 Oil film thickness changing curves of series 2

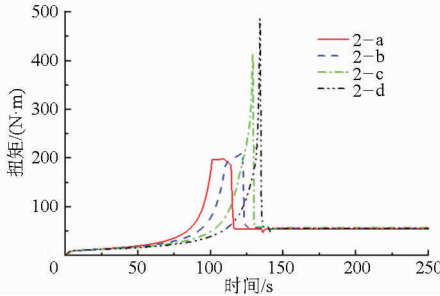


图 13 HVC 扭矩变化曲线

Fig. 13 Torque changing curves of HVC

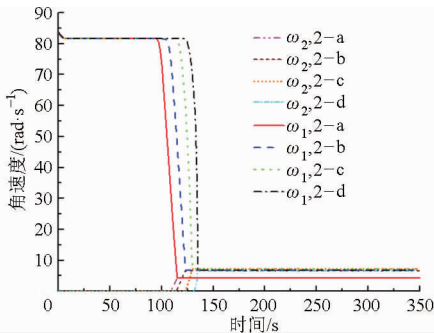


图 14 飞轮、负载转速变化曲线

Fig. 14 Rotational speed changing curves of flywheel and load

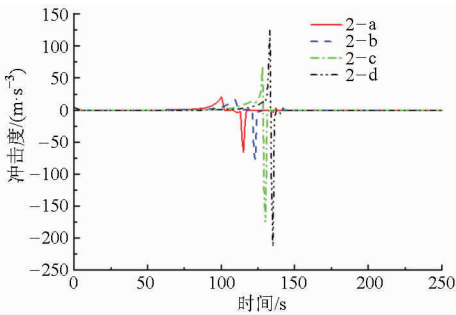


图 15 冲击度变化曲线

Fig. 15 Jerk degree changing curves

### 3 实验结果分析

为了进一步验证 AMESim 仿真结果,进行了实验研究。如图 16 所示,实验台主要由驱动装置、液粘调速离合器、模拟负载装置、转速扭矩传感器、飞轮以及配套的液压系统和电控系统等组成。由研华

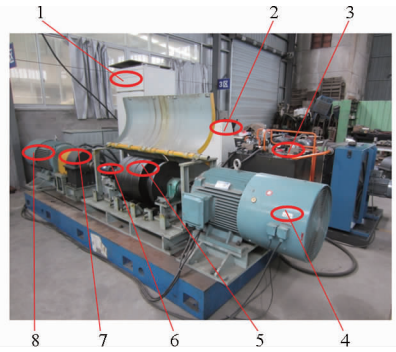


图 16 HVC 实验台照片

Fig. 16 Test rig photo of HVC

- 1. 变频电控柜 2. 操作台 3. HVC 液压泵站 4. 驱动电机
- 5. 惯性飞轮组 6. 扭矩传感器 7. HVC 8. 加载电机

PCI1723 及 LabView 程序实现各种压力、扭矩、速度等信号数据的采集、存储。实验中的驱动电机、液粘调速离合器、负载、飞轮惯量、油压控制等参数选择与 AMESim 仿真设置完全一致。分别得到不同转动惯量下、1 系列油膜控制规律下、2 系列油膜控制规律下的 HVC 接合特性曲线如图 17 ~ 22 所示。将实验结果图 17 ~ 22 分别与相应仿真图 5、6、9、10、13、14 对比可知,实验曲线的变化趋势与仿真结果基本一致,吻合度较好,从而验证了理论及仿真的正确性。图 17、19、21 所示的实验扭矩峰值低于仿真所得到的扭矩峰值,并且实验扭矩上升速度慢于仿真扭矩的上升速度。是由于油压泄漏,轴承、密封、

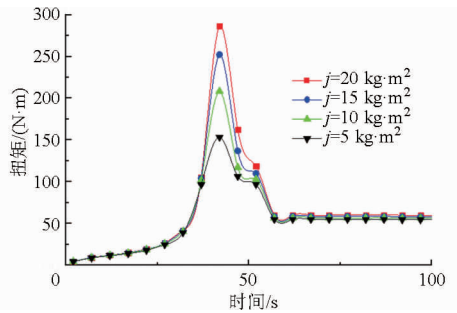


图 17 不同转动惯量下 HVC 扭矩变化曲线

Fig. 17 Torque changing curves of HVC under different rotary inertias

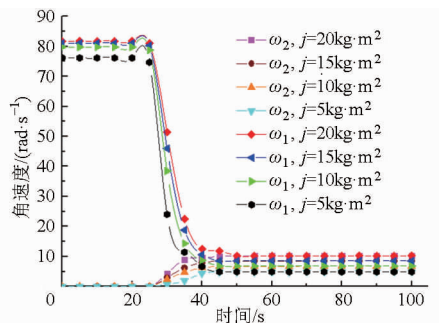


图 18 不同转动惯量下飞轮、负载转速变化曲线

Fig. 18 Rotational speed changing curves of flywheel and load under different rotary inertias

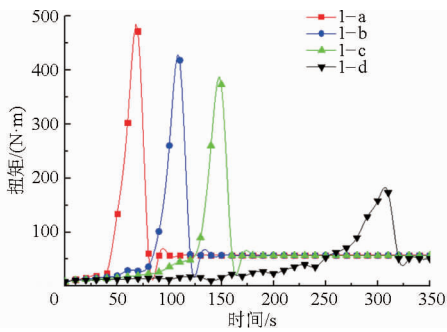


图 19 1 系列油膜厚度下 HVC 扭矩变化曲线  
Fig. 19 Torque changing curves of HVC under oil film thickness of series 1

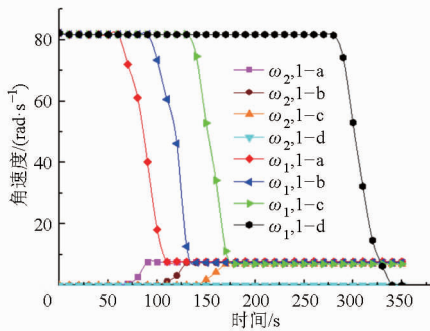


图 20 1 系列油膜厚度下飞轮、负载转速变化曲线  
Fig. 20 Rotational speed changing curves of flywheel and load under oil film thickness of series 1

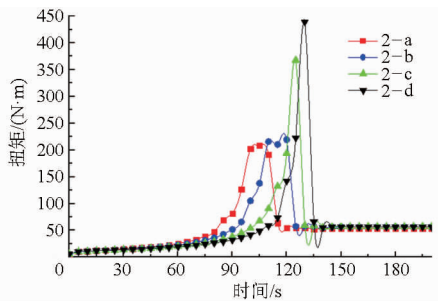


图 21 2 系列油膜厚度下 HVC 扭矩变化曲线  
Fig. 21 Torque changing curves of HVC under oil film thickness of series 2

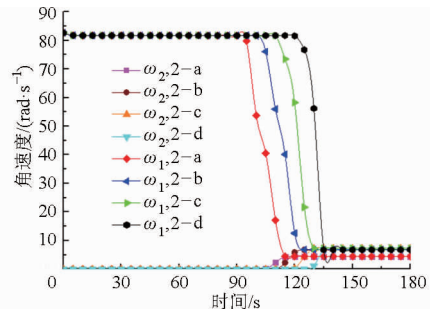


图 22 2 系列油膜厚度下飞轮、负载转速的变化曲线  
Fig. 22 Rotational speed changing curves of flywheel and load under oil film thickness of series 2

通过离合器的变油膜厚度控制,得到了如图 23 所示的 2 组 HVC 接合特性曲线,图 24 为其冲击度曲线,最大冲击度仅为  $15.7 \text{ m/s}^3$ 。从图 23 可以看出,对于“电机 + 飞轮 + HVC”驱动系统,通过 HVC 的合理控制能够实现相对稳定、持续时间长约 50 s、并且 2 倍于负载扭矩的输出能力,优于变频启动方案(变频电机输出扭矩一般为 1.5 倍负载扭矩),这说明“电机 + 飞轮 + HVC”驱动系统充分利用了飞轮的动能及液粘调速离合器可控制能量逐步释放的特点,提高了能量利用率,具有实际工程应用意义。

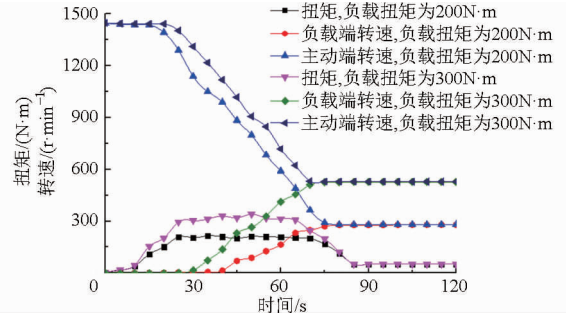


图 23 不同负载扭矩下 HVC 扭矩及飞轮、负载转速的变化曲线

Fig. 23 Torque changing curves of HVC, rotational speed of flywheel and load under different load torques

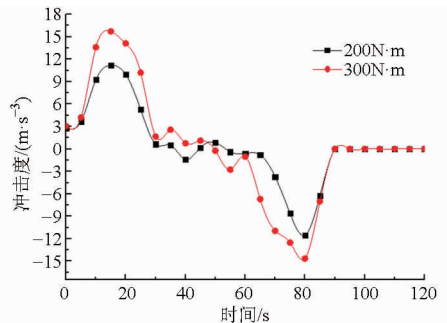


图 24 不同负载扭矩下冲击度的变化曲线

Fig. 24 Jerk degree changing curves under different load torques

### 4 结论

(1)设计了一种“电机 + 飞轮 + 液粘调速离合器”的驱动方案,可以在不增加系统装机功率的情况下,利用飞轮的机械储能作用,配合液粘调速离合器的合理控制,实现大扭矩启动,同时有效避免启动时的冲击。

(2)所建立的驱动系统的 AMESim 仿真模型,可有效分析飞轮惯量、油膜厚度控制曲线对于系统启动特性的影响。

(3)飞轮惯量越大,油膜厚度下降速度越快,启动扭矩上升越快,峰值越高,同时带来的冲击也越大;相对于单一油膜厚度下降速度控制规律来说,变油膜厚度下降速度控制规律更易于产生持续时间长

联轴器、摩擦片花键齿等部件的摩擦损失,风阻等因素造成的实验误差。最后在不同负载扭矩下(200 N·m、300 N·m),分别设置驱动扭矩为 100 N·m、150 N·m,



的扭矩,有利于实现负载启动。

动系统可以实现持续时间长达 50 s 的 2 倍于负载扭

(4)通过液粘调速离合器变油膜厚度控制,驱动系统的输出能力,最大冲击度仅为  $15.7 \text{ m/s}^3$ 。

### 参 考 文 献

- 1 廖湘平. 液粘调速离合器工程应用研究[D]. 湘潭:湘潭大学,2008.  
LIAO Xiangping. The research on the engineering application of HVD clutch [D]. Xiangtan: Xiangtan University, 2008. (in Chinese)
- 2 HUANG X G, WEI C G. Stability of oil film and output speed of hydroviscous drive affected by the pressure of control oil[J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2001, 10(3): 266 - 271.
- 3 ZHANG Yidu, ZHANG Qixian. Investigation on start behavior of hydro-viscous transmission[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2002, 28(5): 578 - 580.
- 4 黄家海. 液粘调速离合器流体剪切传动机理研究[D]. 杭州:浙江大学,2011.  
HUANG Jiahai. Research on the mechanism of fluid power transmission by shear stress in hydro-viscous drive [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2011. (in Chinese)
- 5 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):38 - 41.  
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):38 - 41. (in Chinese)
- 6 薛殿伦,冯显武,郑联珠,等. 基于最优压力的 CVT 多片湿式离合器模糊自适应 PID 控制[J]. 汽车工程,2008,30(5):424 - 428.  
XUE Dianlun, FENG Xianwu, ZHENG Lianzhu, et al. The confirmation of the pressure among CVT's multiplate wet clutch based on the optimal theory[J]. Automotive Engineering, 2008, 30(5): 424 - 428. (in Chinese)
- 7 张志刚,周晓军,沈路,等. 湿式离合器动态接合特性的仿真与试验[J]. 中国公路学报,2010,23(3):115 - 120.  
ZHANG Zhigang, ZHOU Xiaojun, SHEN Lu, et al. Simulation and experiment on dynamic characteristics of wet clutch[J]. China Journal of Highway and Transport, 2010, 23(3): 115 - 120. (in Chinese)
- 8 APHALE C R, CHO JINHYUN, SCHULTZ W W, et al. Modeling and parametric study of torque in open clutch plates[J]. ASME Journal of Tribology, 2006, 128(2): 422 - 430.
- 9 BERGER E J, SADEGHI F, KROUSGRILL C M. Torque transmission characteristics of automatic transmission wet clutches experimental results and numerical comparison [J]. Tribology Transactions, 1997, 40(4): 539 - 548.
- 10 秦大同,陈清洪. 基于最优控制的 AMT/DCT 离合器通用起步控制[J]. 机械工程学报,2011,47(12):85 - 91.  
QIN Datong, CHEN Qinghong. Universal clutch starting control of AMT/DCT automatic transmission based on optimal control [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(12): 85 - 91. (in Chinese)
- 11 程秀生,冯巍,陆中华,等. 湿式双离合自动变速器起步控制[J]. 农业机械学报,2010,41(1):18 - 28.  
CHENG Xiusheng, FENG Wei, LU Zhonghua, et al. Starting control based on wet dual clutch transmission[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(1): 18 - 28. (in Chinese)
- 12 张金乐,马彪,张英锋,等. 双离合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. Shift dynamics and control of dual clutch transmissions[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(5): 6 - 11. (in Chinese)
- 13 孟庆睿,侯友夫. 工作油温升对液粘传动调速启动的影响[J]. 农业机械学报,2010,41(10):214 - 218.  
MENG Qingrui, HOU Youfu. Effect of working oil temperature rise on hydro-viscous drive speed regulating start[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(10): 214 - 218. (in Chinese)
- 14 张长军,孟朔,刘建政,等. 异步电机矢量控制系统动态仿真方法[J]. 北京科技大学学报,2004,26(4):433 - 437.  
ZHANG Changjun, MENG Shuo, LIU Jianzheng, et al. Dynamic simulation for induction motor vector-control system[J]. Journal of University of Science and Technology Beijing, 2004, 26(4): 433 - 437. (in Chinese)
- 15 李坤明. 基于矢量控制系统的异步电机在线参数辨识研究[D]. 大连:大连交通大学,2009.  
LI Kunming. Research on online parameter identification based on vector control system of AC motor[D]. Dalian: Dalian Jiaotong University, 2009. (in Chinese)
- 16 孟庆睿. 液体粘性传动调速启动及其控制技术研究[D]. 徐州:中国矿业大学,2011.  
MENG Qingrui. Study on hydro-viscous drive speed regulating start and control technology [D]. Xuzhou: China University of Mining and Technology, 2011. (in Chinese)
- 17 廖湘平,龚国芳,王鹤,等. 双活塞液粘调速离合器动态特性研究[J]. 农业机械学报,2014,45(7):1 - 6.  
LIAO Xiangping, GONG Guofang, WANG He, et al. Dynamic performance of hydro-viscous drive clutch with double-piston[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(7): 1 - 6. (in Chinese)
- 18 廖林清,张东方,屈翔,等. 基于 AMESim 的 DCT 车辆起步于换挡过程仿真分析[J]. 重庆理工大学学报:自然科学版,2011,25(1):5 - 11.
- 19 YAO Shouwen, CUI Hongwei, YAN Qingdong, et al. Research on the PID parameters and its control characteristics for hydro-viscous clutch based on AMESim[J]. Hydromechanics Engineering, 2012, 40(24): 69 - 75.
- 20 魏建华,杜恒,方向,等. 基于 ADAMS/Simulink/AMESim 的油气悬架道路友好性分析[J]. 农业机械学报,2010,41(10):11 - 17.  
WEI Jianhua, DU Heng, FANG Xiang, et al. Road-friendliness of interconnected hydro-pneumatic suspension based on ADAMS/Simulink/AMESim[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(10): 11 - 17. (in Chinese)
- 21 魏宸官,赵家象. 液体粘性传动技术[M]. 北京:国防工业出版社,1996.