

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.S0.067

# 甘蔗收获机双向变量柱塞泵动态响应特性仿真\*

何智 刘庆庭 区颖刚

(华南农业大学南方农业机械与装备关键技术教育部重点实验室, 广州 510642)

**【摘要】** 采用功率键合图法建立了甘蔗收获机双向变量柱塞泵的数学模型,对其中一些影响较小的非线性因素采用近线性化或忽略的方式进行处理,针对伊顿公司生产的1系列64变量泵,在Matlab/Simulink中通过改变变量泵的斜盘倾角来分析系统的流量、压力响应特性和换向特性,结果表明该双向变量泵系统具有良好的动态特性,能够满足4GZ-56型甘蔗收获机液压行走系统的动力性要求。

**关键词:** 甘蔗收获机 双向变量柱塞泵 功率键合图 仿真

**中图分类号:** S225.5<sup>+</sup>3; TH137.31 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)S0-0329-06

## Dynamic Response Characteristic Simulation of Double-action Variable Displacement Plunger Pump for Sugarcane Harvester

He Zhi Liu Qingting Ou Yinggang

(Key Laboratory of Key Technology on Agricultural Machine and Equipment, Ministry of Education, South China Agricultural University, Guangzhou 510642, China)

### Abstract

A mathematics model of double-action variable displacement plunger pump was built for sugarcane harvester based on power bond graph. Some nonlinear influence factors were linearized or neglected for the model. The response characteristic of flow, pressure and reversing were analyzed in Matlab/Simulink by changing swash plate angle of Eaton series 1 model No. 64 displacement plunger pump. The results showed that the proposed double-action variable displacement plunger pump had good dynamic response characteristics. It could meet the requirements of the hydraulic drive system on sugarcane harvester.

**Key words** Sugarcane harvester, Double-action variable displacement plunger pump, Power bond graph, Simulation

### 引言

变量柱塞泵主要应用在闭式回路系统,该系统回路的调速方式采用容积调速,在闭式回路中,没有溢流、节流损失,回路效率高<sup>[1]</sup>,可满足农业机械在复杂作业环境下,对液压系统可靠性和传动效率的高要求<sup>[2]</sup>。

本实验室研制的甘蔗收获机行走系统采用变量泵-定量马达闭式回路系统,初步选取伊顿1系列

64双向变量柱塞泵。变量泵系统的响应特性及其参数设计将影响甘蔗收获机液压行走系统的工作性能。本文对该系统中的变量泵系统进行仿真研究,以确定所选取变量泵的合理性。

液压系统研究涉及到机、液之间的能量变换,是非线性系统。传统的系统动态特性研究方法是利用系统的传递函数推导状态方程,但这些方法只适合研究线性系统<sup>[3-10]</sup>。本文采用功率键合图法建立双向变量柱塞泵系统数学模型。确定系统各参数

收稿日期:2012-07-09 修回日期:2012-08-06

\* 国家公益性行业(农业)科研专项经费资助项目(201003009)、国家甘蔗产业技术体系资助项目(CARS-20-4-1)、国家国际科技合作项目(2011DFB70350)和广东省科技计划资助项目(2010B020314004)

作者简介:何智,硕士生,主要从事车辆设计研究,E-mail: 573075256@qq.com

通讯作者:刘庆庭,教授,主要从事农业机械设计研究,E-mail: qingting@scau.edu.cn

后,进行计算机仿真,在不同排量下,得到液压泵系统流量、压力响应和换向特性,并对结果进行分析。

## 1 甘蔗收获机液压行走系统原理图与双向变量柱塞泵工作原理

### 1.1 液压行走系统动力设计要求

本实验室研制的4GZ-56型甘蔗收获机的动力性参数为:①系统流量响应稳定时间小于0.5 s。②系统速度响应稳定时间小于0.5 s。③系统空车前进速度 $v' = 5 \sim 10$  km/h。④系统的牵引力大于4.5 kN。⑤系统换向时间小于2.0 s。

### 1.2 液压行走系统原理图

甘蔗收获机液压行走系统的液压油路图如图1所示。甘蔗收获机采用后轮驱动,定量液压马达5、6并联连接,这样可以使2个定量液压马达获得相等的功率;溢流阀3、4、7、8起负载过载保护作用;变量泵系统1是液压油路的动力源;均衡器2在收获机转弯时起差速作用。

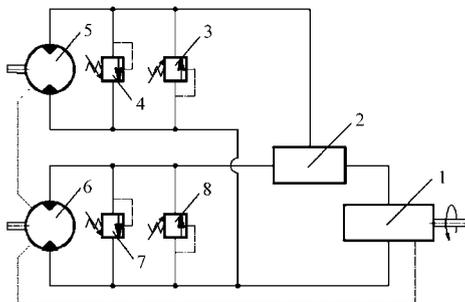


图1 甘蔗收获机液压行走系统油路图

Fig.1 Drawing of hydraulic circuit of hydraulic running system for sugarcane harvester

1. 双向变量泵 2. 均衡器 3、4、7、8. 溢流阀 5、6. 液压马达

### 1.3 双向柱塞变量泵系统油路图

甘蔗收获机液压行走系统使用的动力源是伊顿1系列64双向柱塞变量泵,其变量泵系统油路如图2所示。

该变量泵系统油路分为主油路和补油路,主油路的输出流量由主变量泵控制,补油路的输出流量由补油泵控制。

### 1.4 主变量泵变量机构原理

主变量泵的斜盘倾角由补油路控制,其变量机构图如图3所示。

斜盘倾角为零时,主油泵排量为零,不输出流量;当换向阀置于左位,补油泵输出的液压油经过换向阀后流入控制主泵斜盘倾角的双缸双向活塞缸,液压缸活塞的一端与主泵的斜盘销轴之间是铰链联接,液压油推动活塞向右运动,同时带动斜盘销轴绕着O点逆时针转动,使主油泵斜盘倾角增大,其排

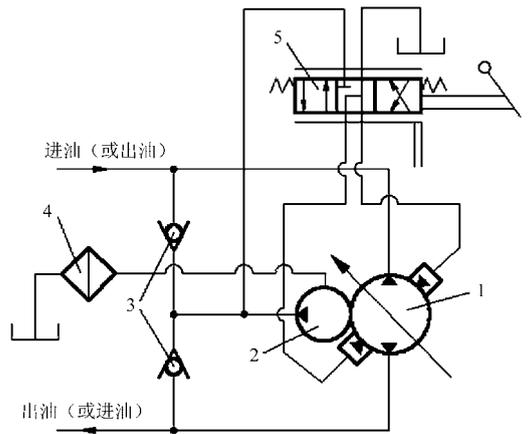


图2 双向柱塞变量泵系统油路图

Fig.2 Drawing of hydraulic circuit of variable pump system

1. 主变量泵 2. 补油泵 3. 单向阀 4. 滤油器 5. 换向阀

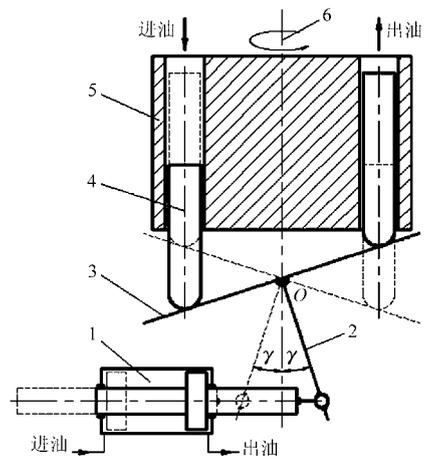


图3 变量泵变量机构原理图

Fig.3 Structure of variable pump

1. 双杆双作用活塞缸 2. 斜盘销轴 3. 斜盘 4. 柱塞 5. 缸体 6. 传动轴

量随之增大;当换向阀置于右位时,液压缸活塞向左运动,带动斜盘顺时针转动,主油泵的排量减少,当斜盘倾角过了零点后,斜盘倾角为负时,主油泵流量输出的方向发生改变,即原来的进油口变为出油口,出油口则为进油口,这时主油路的液压油流向发生改变;当换向阀处于中位时,补油泵与液压缸之间的油路被切断,形成卸荷回路,使主油泵的斜盘倾角逐渐回零。由于闭式液压系统中不断有油液泄漏,补油路除了控制主油泵排量外,还通过单向阀对整个液压系统泄漏掉的油量进行补充,维持闭式液压系统正常工作。

## 2 双向变量泵系统数学模型建立

### 2.1 功率键合图模型

功率键合图法是一种处理多种能量范畴的工程系统动态分析方法,能够考虑系统中的非线性因素。键合图方法从功率流的角度出发,将各类工程系统

所涉及到的多种物理量统一归结为势变量、流变量、广义动量、广义位移和功率5种系统变量,用一系列的键和符号描述系统能量网络中的功率流的流向和分配,能量的汇集和转换等,清晰准确地表达系统结构特征和各种影响因素<sup>[11]</sup>。

## 2.2 双向变量泵系统的功率键合图模型

在建立双向变量泵系统动态数学模型前,作如下假设:①把发动机的输出转速视为恒定的,主泵和补油泵为同轴转动。②不考虑补油路中单向阀的液阻。③忽略油液在截面变化管路中流动时所引起的压力损失。④认为液压油的密度、动力粘度系数为常量,不随压力流量的变化而变化。⑤主变量泵的排量调节机构中,忽略液压缸活塞与斜盘销轴铰接处的摩擦以及斜盘销轴的运动惯量。

双向变量泵系统的功率键合图模型如图4所示。

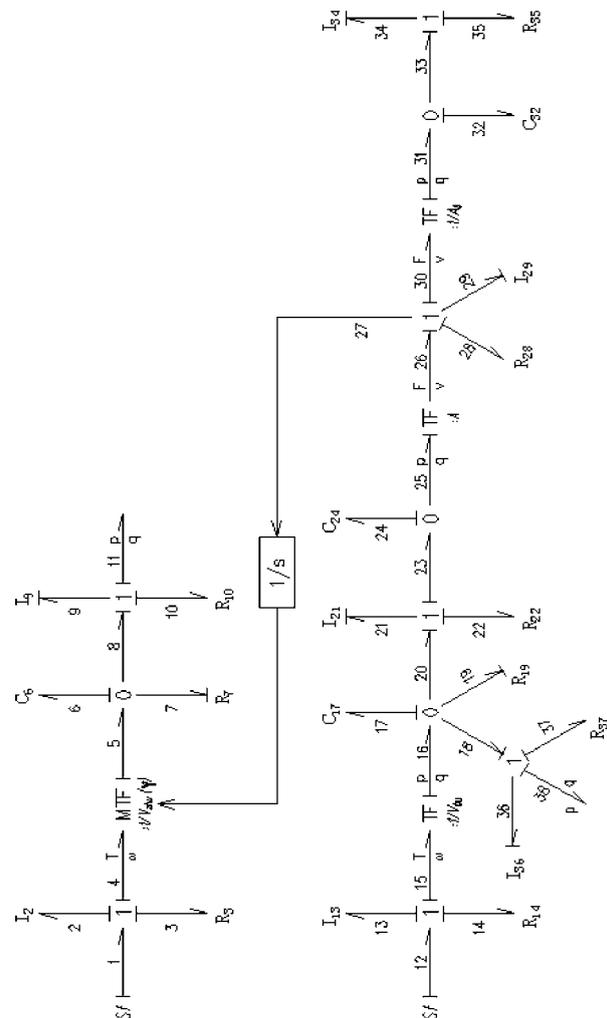


图4 变量泵系统的功率键合图

Fig. 4 Power bond graph of variable pump system

## 2.3 键合图模型中的主要参数

研究的变量泵系统是伊顿1系列64双向柱塞变量泵,其部分结构性能参数可依据生产厂家提供

数据资料;厂家没提供的数据资料则通过实验和理论计算获得。部分模型仿真参数如表1所示。

表1 模型仿真参数

Tab. 1 Parameters of model simulation

参数	数值
油液密度 $\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	900
油液动力粘度系数 $\mu/\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-3}$	0.041 4
油液体积模量 $B/\text{Pa}$	$7 \times 10^8$
液压缸容积 $V_0/\text{m}^3$	$1.471 3 \times 10^{-4}$
主泵最大排量 $V_{zhu}/\text{m}^3\cdot\text{r}^{-1}$	$1.055 \times 10^{-4}$
主泵最大斜盘倾角 $\gamma_{zhu\max}/(^{\circ})$	18
补油泵的排量 $V_{bu}/\text{m}^3\cdot\text{r}^{-1}$	$2.1 \times 10^{-5}$
补油泵斜盘倾角 $\gamma_{bu}/(^{\circ})$	15.5
液压缸活塞有效面积 $A_0/\text{m}^2$	$7.065 \times 10^{-4}$
主泵液压油腔液容 $C_6/\text{m}^5\cdot\text{N}^{-1}$	$1.507 1 \times 10^{-13}$
主泵的外泄漏液阻 $R_7/\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-5}$	$3.832 \times 10^{10}$
补油泵液压油腔液容 $C_{17}/\text{m}^5\cdot\text{N}^{-1}$	$3 \times 10^{-14}$
补油泵外泄漏液阻 $R_{19}/\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-5}$	$3.832 \times 10^{10}$
连接补油泵与液压缸油路和换向阀液阻 $R_{22}/\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-5}$	$6.177 2 \times 10^8$
液压缸活塞运动摩擦系数 $k/\text{N}\cdot\text{s}^2\cdot\text{m}^{-2}$	0.09
液压缸活塞质量 $I_{29}/\text{kg}$	0.8
液压缸进出口油路液感 $I_{34}/\text{N}\cdot\text{s}^2\cdot\text{m}^{-5}$	$2.685 7 \times 10^7$
液压缸进出口油路液阻 $R_{35}/\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-5}$	$6.177 2 \times 10^8$

## 2.4 双向变量泵系统数学模型

因为状态方程是一阶微分方程组,各状态变量有着导数关系,而键合图中只有储能元件有导数关系,且储能元件对系统的动态性能起主导作用。因此,一般选取广义动量和广义位移为系统的状态变量。

设系统的状态变量  $X = [h_2 \ V_6 \ \lambda_9 \ h_{13} \ V_{17} \ \lambda_{21} \ V_{24} \ p_{29} \ V_{32} \ \lambda_{34} \ \lambda_{36}]$ ,由功率键合图理论推导出双向变量泵系统状态空间方程为

$$\dot{h}_2 = T_1 - \frac{R_3}{I_2} h_2 - \frac{V_{zhu}}{C_6} V_6$$

$$\dot{V}_6 = \frac{V_{zhu}}{I_2} h_2 - \frac{V_6}{R_7 C_6} - \frac{\lambda_9}{I_9}$$

$$\dot{\lambda}_9 = \frac{V_6}{C_6} - \frac{R_{10}}{I_9} \lambda_9 - p_{11}$$

$$\dot{h}_{13} = T_{12} - \frac{R_{14}}{I_{13}} h_{13} - \frac{V_{bu}}{C_{17}} V_{17}$$

$$\dot{\lambda}_{17} = \frac{V_{zhu}}{I_{13}} h_{13} - \frac{\lambda_{36}}{I_{36}} - \frac{V_{17}}{R_{19} C_{17}} - \frac{\lambda_{21}}{I_{21}}$$

$$\dot{\lambda}_{21} = \frac{V_{17}}{C_{17}} - \frac{R_{22}}{I_{21}} \lambda_{21} - \frac{V_{24}}{C_{24}}$$

$$\begin{aligned}\dot{V}_{24} &= \frac{\lambda_{21}}{I_{21}} - \frac{A}{I_{29}} p'_{29} \\ \dot{p}'_{29} &= \frac{A}{C_{24}} V_{24} - \frac{R_{28}}{I_{29}} p'_{29} - \frac{A}{C_{32}} V_{32} \\ \dot{V}_{32} &= \frac{A}{I_{29}} p'_{29} - \frac{\lambda_{34}}{I_{34}} \\ \dot{\lambda}_{34} &= \frac{V_{32}}{C_{32}} - \frac{R_{35}}{I_{34}} \lambda_{34} - p_{39} \\ \dot{\lambda}_{36} &= \frac{V_{17}}{C_{17}} - \frac{R_{37}}{I_{36}} \lambda_{36} - p_{38}\end{aligned}$$

式中  $T$ ——液压泵输入转矩,  $N \cdot m$   
 $h$ ——广义角动量,  $N \cdot s \cdot m$   
 $V$ ——体积,  $m^3$   $p'$ ——动量,  $N \cdot s$   
 $\lambda$ ——压力动量,  $Pa \cdot s$

### 3 双向变量泵系统模型仿真

由功率键合图模型得到系统的状态空间方程后,再利用计算机来分析系统的数学模型以便求得其动态响应过程。本文使用 Matlab/Simulink 对动态系统进行建模、仿真和分析。

选取模型的输入信号为 10、20、30 r/s, 主泵斜盘夹角分别为  $6^\circ$ 、 $12^\circ$  和  $18^\circ$ , 仿真算法采用 ODE45—四阶/五阶龙格-库塔算法, 求主油泵不相同转速、相同排量下的流量特性、压力特性和换向特性。

#### 3.1 流量响应特性

当不考虑变量机构和补油泵时,斜盘倾角不变时,主油泵可以简化为一个二阶系统模型。流量特性仿真结果如图 5 所示。在 1 s 时刻向系统输入阶跃信号,不同的排量、转速下,系统流量响应的上升时间大致相同,约为 0.004 s,输出流量经振荡大约 0.05 s 后趋于稳定。在相同排量下,输入转速越小,调节时间越短。在主油泵全排量下,输入转速为 30 r/s 时,主油泵稳定输出流量达  $3.2 \times 10^{-3} m^3/s$ 。

#### 3.2 压力特性响应

系统压力特性仿真结果如图 6 所示。由于液压系统的压力是由外负载决定的,但本文所仿真的变量液压泵系统没考虑外负载因素,因此,本文所仿真出的系统压力特性是变量系统的内负载特性(如系统内的摩擦、阻尼、油管液阻等)。因为系统内负载很小,所以仿真结果数值较小。在液压泵全排量下,输入转速为 30 r/s 时,主油泵的压力超调量可达到 20 MPa,小于泵的额定压力 34.5 MPa。

#### 3.3 双向变量泵系统的流量换向特性

斜盘倾角  $\gamma$  为  $-18^\circ$  时,换向阀置于右位。当换

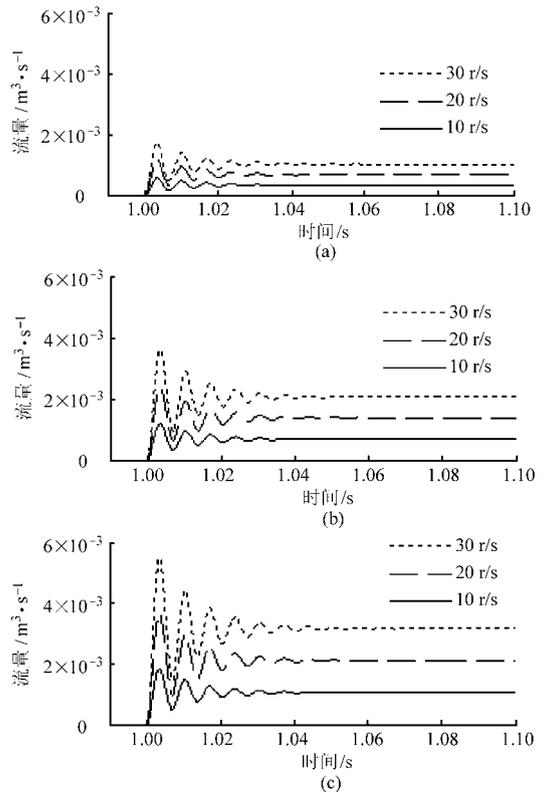


图 5 不同排量下的流量特性曲线

Fig. 5 Flowing characteristics curves of different displacements  
 (a)  $\gamma = 6^\circ$  (b)  $\gamma = 12^\circ$  (c)  $\gamma = 18^\circ$

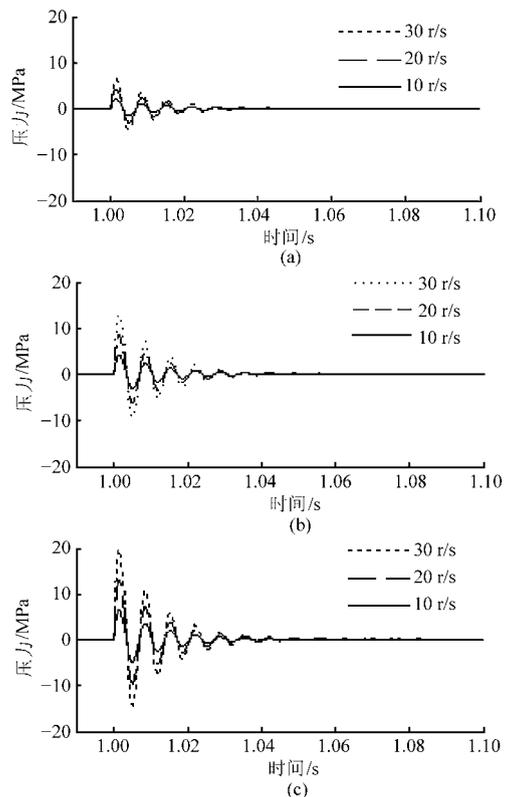


图 6 不同排量下的压力特性曲线

Fig. 6 Pressing characteristics curves of different displacements

(a)  $\gamma = 6^\circ$  (b)  $\gamma = 12^\circ$  (c)  $\gamma = 18^\circ$

向阀置于左位时,补油路开始调节主油泵斜盘倾角,最后改变主油路的流量方向。图7为双向变量泵系统的流量换向特性曲线,当换向阀移位时,主油泵的流量输出响应产生较大的振荡,但很快就趋于稳定;随着补油路不断调节主油泵排量,主油泵流量输出与时间呈近似线性关系。在输入转速为30 r/s时,曲线最快越过零点,系统油液开始反向流动,换向时间约为1.3 s;在输入转速为20 r/s时,换向时间约为1.5 s;在输入转速为10 r/s时,换向时间约为2.1 s,因此,输入转速越高,主油泵换向时间越短。

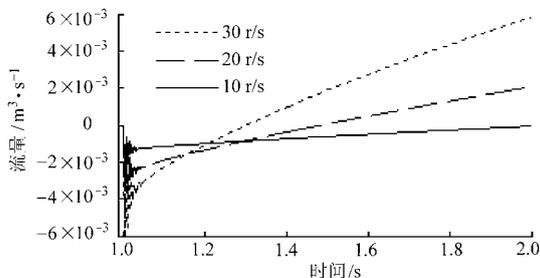


图7 双向变量泵系统的流量换向特性曲线

Fig.7 Flow reversing characteristics curves of different rotate speeds

## 4 液压行走系统的动态响应

### 4.1 液压行走系统的动力参数计算

液压行走系统的实际行驶速度为

$$v' = \frac{(1 - \delta) \pi r i q \eta}{V_m} \quad (1)$$

式中  $\delta$ ——车轮滑转率,取0.06

$i$ ——传动比,取1/35

$\eta$ ——行走液压系统总效率,取0.9

$V_m$ ——定量马达排量,取54.4 mL

液压行走系统的车轮转矩为

$$T_r = \frac{\Delta p V_m \eta_m}{i \pi} \quad (2)$$

式中  $\Delta p$ ——定量马达进出口油口压力差,Pa

$\eta_m$ ——定量马达机械效率,取0.9

车轮的滚动阻力为

$$F_f = f m g \quad (3)$$

式中  $f$ ——田间车轮滚动阻力系数,取0.15

$m$ ——整体质量,取6 860 kg

行走系统牵引力为

$$F = \frac{T_r}{r} - F_f \quad (4)$$

式中  $r$ ——车轮半径,取0.6 m

### 4.2 液压行走系统的动态响应分析

甘蔗收获机在全负荷工况工作时,发动机输出的总功率除了提供给行走系统外,还要提供给工作

装置(割台、输送、排杂等),行走系统消耗的功率约占发动机输出功率的1/3。本文设计的甘蔗收获机中,预计液压行走系统分配的功率为17.64 kW,忽略行走系统的空气阻力和加速阻力,分析行走系统在不同流量下的速度和牵引力响应,在不同的输入转速下换向时的速度和牵引力响应。

#### 4.2.1 液压行走系统的速度和牵引力响应分析

变量泵在不同输出流量下,液压行走系统的速度特性和牵引力特性仿真结果如图8、9所示。

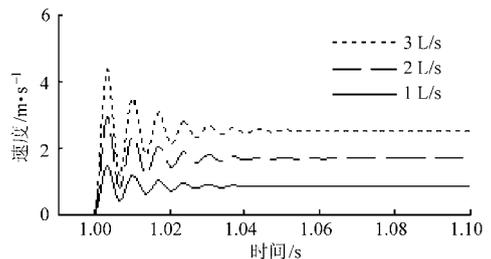


图8 不同流量下的行走系统的速度特性曲线

Fig.8 Running system speed characteristics curves of different flowing

如图8所示,输入变量泵的功率不变时,1 s时刻向系统输入阶跃信号,不同的流量下,行走系统速度响应的上升时间约为0.005 s,输出流量振荡约0.05 s后趋于稳定。变量泵输出流量越大,行走系统的行驶速度越快,但超调量越大,当变量泵输出流量为3 L/s时,行走系统最大超调量约为4.5 m/s,稳定后的行驶速度约为2.8 m/s。

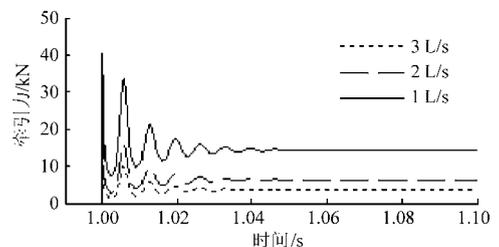


图9 不同流量下行走系统的牵引力特性曲线

Fig.9 Running system traction characteristics curves of different flowing

如图9所示,行走系统牵引力响应与速度响应时间相同;流量越小,行驶速度越小,但牵引力越大。当变量泵流量为1 L/s时,行驶速度约为1 m/s,行走系统的牵引力峰值约为40 kN,稳定后为15 kN。系统模型的牵引力响应超调量过大,甘蔗收获机启动时驱动轮可能会发生滑转,可加入蓄能器或增大系统的阻尼比,以降低牵引力的超调量。

#### 4.2.2 液压行走系统换向时速度和牵引力响应

在不同的输入转速下,将变量泵的斜盘倾角 $\gamma$ 从 $-18^\circ$ 调至 $18^\circ$ 过程中,行走系统的速度和牵引力的响应仿真结果如图10、11所示。

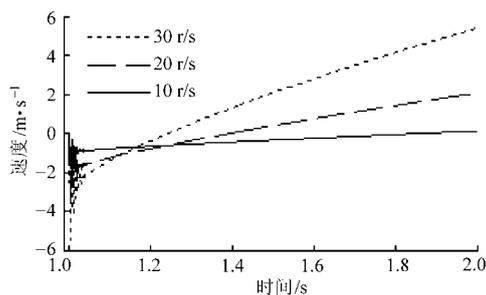


图 10 不同输入转速下行走系统换向的速度特性曲线

Fig. 10 Running system speed reversing characteristics curves of different rotate speeds

如图 10 所示,行走系统的速度换向特性曲线与流量换向特性曲线形状大致相同。系统换向时,行走系统的速度产生较大的振荡,但很快就趋于稳定;系统行驶速度随着时间逐渐减小,且变量泵的输入转速越高,行走系统的减速度越大,当速度曲线到达零点时,系统的行驶速度为零;随变量泵斜盘倾角从零逐渐增大,行走系统开始加速,但速度方向与原来相反。当输入转速为 30 r/s 时,系统由原来行驶速度 3 m/s 减速至零需要的时间约为 0.2 s。

图 11 为行走系统换向时的牵引力特性曲线。行走系统换向时,行驶速度逐渐减小,牵引力逐渐增大,当曲线接近斜盘倾角为零点的时刻,牵引力  $F$  的增幅很大,理论上,在斜盘倾角为零的时刻,系统的牵引力可达到  $\infty$ ,因此,在斜盘倾角为零的时刻

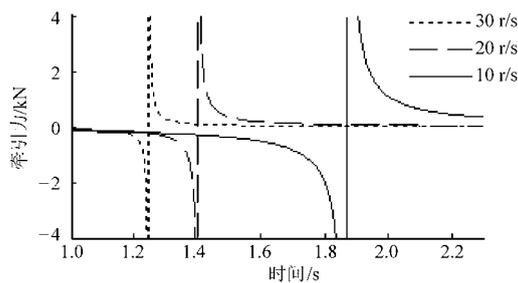


图 11 不同输入转速下行走系统换向的牵引力特性曲线

Fig. 11 Running system traction reversing characteristics curves of different rotate speeds

曲线出现了跳跃,由  $-\infty$  变为  $+\infty$ ,但实际上,行走系统的牵引力不会大到  $+\infty$ ,因为当斜盘倾角为零时,流量也就为零,发动机的动力也就传到行走系统;随着斜盘倾角由零开始增大,系统的牵引力也随着减小,最后趋于稳定。

## 5 结束语

采用功率键合图理论对伊顿 1 系列 64 双向柱塞变量泵系统进行建模,使用 Matlab/Simulink 对系统进行仿真,得到流量特性曲线和压力特性曲线。从仿真结果看,该双向变量泵系统具有响应速度快、超调量不超过额定值、调节时间和换向时间短等良好的动态特性,其液压行走系统的动态响应良好,能满足甘蔗收获机的动态特性要求。

## 参 考 文 献

- 王守城,容一鸣. 液压与气压传动[M]. 北京:北京大学出版社,2008.
- 郑丁科. 整秆式甘蔗收割机全液压传动系统的研究[D]. 广州:华南农业大学,2008.
- 黄安贻,容一鸣,孙军,等. 系统科学方法与功率键合图[J]. 武汉汽车工业大学学报,1998,20(5):9~12.  
Huang Anyi, Rong Yiming, Sun Jun, et al. Systematological methodology and power bondgraph [J]. Journal of Wuhan Automotive Polytechnic University, 1998, 20(5): 9~12. (in Chinese)
- 王勇,张作龙,杨东泽. 基于功率键合图的恒压变量泵建模与仿真[J]. 液压气动与密封,2010(3):30~32.  
Wang Yong, Zhang Zuolong, Yang Dongze. Modeling and simulation of pressure constant pump based on the bond graphs [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2010(3): 30~32. (in Chinese)
- 冯刚,江峰,宋东峰,等. 变量柱塞泵的键合图建模和动态仿真[J]. 机床与液压,2004,32(12):20~22.  
Feng Gang, Jiang Feng, Song Dongfeng, et al. Modeling and dynamic analysis of a variable displacement pump by bond graphs [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2004, 32(12): 20~22. (in Chinese)
- 郭世伟,任中全,刘永军. 基于功率键合图的 Matlab 建模仿真在液压系统中的应用[J]. 煤矿机械,2001,22(2):11~14.  
Guo Shiwei, Ren Zhongquan, Liu Yongjun. The application of Matlab modeling and simulation based on power bond graph in hydraulic system [J]. Coal Mine Machinery, 2001, 22(2): 11~14. (in Chinese)
- 原思聪,王丹,刘道华. 功率键合图和 Matlab/Simulink 在液压系统动态仿真分析中的应用[J]. 煤矿机械,2010,31(3):76~78.  
Yuan Sicong, Wang Dan, Liu Daohua. Application of power bond graph and Matlab/Simulink in dynamic simulation and analysis of hydraulic system [J]. Coal Mine Machinery, 2010, 31(3): 76~78. (in Chinese)
- 周启银. 功率键合图法对液压系统动态特性研究的可行性分析[J]. 武汉冶金科技大学学报,1996,19(1):80~84.  
Zhou Qiyin. Analysis of feasibility in application of power bonding diagram method to study dynamic behaviours of a hydraulic system [J]. Journal of Wuhan Metallurgy University of Science and Technology, 1996, 19(1): 80~84. (in Chinese)

下,需要用户按设计步骤和系统进行交互。

## 4 结束语

通过查阅高速插秧机底盘相关设计资料、国家标准、专家经验,收集整理高速插秧机底盘设计知识,采用产生式表示方法和面向对象表示法对设计规则类知识进行了表示,并采用框架式和面向对象表示法对实例类知识进行了表示;研究了

高速插秧机底盘设计知识存储方法,解决了设计知识的有效管理问题;研究了高速插秧机底盘的设计流程,设计了基于正向演绎推理方法的高速插秧机底盘推理流程,建立了高速插秧机底盘设计推理机;开发了高速插秧机底盘快速设计系统。对缩短我国高速插秧机底盘设计周期、降低设计成本、提高产品质量、增强产品市场竞争力将起到积极的推进作用。

## 参 考 文 献

- 汪洋. 适应市场条件的机械产品快速设计技术探讨[J]. 中国市场, 2007(1): 81 ~ 82.  
Wang Yang. Discussion of rapid design of mechanical products technology adapt to the market conditions[J]. China Market, 2007(1): 81 ~ 82. (in Chinese)
- 张善辉. 机械产品设计知识管理系统的研究[D]. 济南: 山东大学, 2008.  
Zhang Shanhui. Research on design knowledge management system for mechanical products [D]. Ji'nan: Shandong University, 2008. (in Chinese)
- 刘波. 知识驱动的车身结构设计方法研究及相关软件开发[D]. 长春: 吉林大学, 2007.  
Liu Bo. Methodologies study and corresponding software development for knowledge-driven auto-body structure design [D]. Changchun: Jilin University, 2007. (in Chinese)
- 石海波. 分层参数化设计方法及其在产品快速设计系统中的应用[J]. 制造业自动化, 2010, 32(10): 122 ~ 124.  
Shi HaiBo. A layered parametrical design method and its application in product rapid design system [J]. Manufacturing Automation, 2010, 32(10): 122 ~ 124. (in Chinese)
- Karina Rodriguez, Ahmed Al-Ashaab. Knowledge web-based system architecture for collaborative[J]. Computers in Industry, 2005, 56(1): 125 ~ 140.
- Richard Curran, Wim J C Verhagen, Michel J L van Tooren, et al. A multidisciplinary implementation methodology for knowledge based engineering: KNOMAD[J]. Expert Systems with Applications, 2010, 37(11): 7 336 ~ 7 350.
- 王明礼. 轿车铝合金轮毂虚拟设计知识库开发[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2009.  
Wang Mingli. Knowledge base development for virtual design of car aluminum alloy wheel [D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2009. (in Chinese)
- 郑丽敏. 人工智能与专家系统原理及其应用[M]. 北京: 中国农业大学出版社, 2004.
- 蔡瑞英, 李长河. 人工智能[M]. 武汉: 武汉理工大学出版社, 2003.
- 单泉, 陈砚, 汪殿龙. Pro/E 4.0 参数化设计从入门到精通[M]. 北京: 机械工业出版社, 2008.

(上接第 334 页)

- 郑建校, 王苗, 贺利乐. 基于功率键合图的轮式装载机工作装置液压系统的建模与仿真[J]. 机床与液压, 2010, 38(20): 55 ~ 62.  
Zheng Jianxiao, Wang Miao, He Lile. Modeling and simulation of hydraulic system of the wheel loader based on power bond graph [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2010, 38(20): 55 ~ 62. (in Chinese)
- 孙成通, 韩虎. 基于键合图的液压系统建模与仿真[J]. 煤矿机械, 2008, 29(3): 52 ~ 54.  
Sun Chengtong, Han Hu. Modeling and simulation of hydraulic system based on power bond graph [J]. Coal Mine Machinery, 2008, 29(3): 52 ~ 54. (in Chinese)
- 王中双. 键合图理论及其在系统动力学中的应用[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2007.
- 孙亮, 于建军, 龚道雄. 线性系统理论基础[M]. 北京: 北京工业大学出版社, 2006.
- 王海英, 袁丽英, 吴勃. 控制系统的 MATLAB 方针与设计[M]. 北京: 高等教育出版社, 2009.