

装载机工作过程联合仿真与试验

闫旭冬, 杨 敬, 权 龙[※]

(太原理工大学新型传感器与智能控制教育部与山西省重点实验室, 太原 030024)

摘 要: 为了分析装载机工作过程中的能量消耗情况, 首先使用 Pro/E 软件建立了装载机工作装置的三维模型, 将其导入 SimulationX 仿真软件中建立了装载机的动力学模型, 同时使用该仿真软件建立了装载机工作装置液压系统模型, 进一步建立了装载机联合仿真模型。然后针对正载和偏载 2 种典型工况中各个工作部件能量消耗情况进行了仿真和试验研究, 通过比较仿真与试验结果, 验证了所建立装载机工作装置机液联合仿真模型的准确性, 获得了驱动工作装置液压系统在典型工况中的能量损失。结果表明: 在正载工况下, 多路阀的能量损失占 49%; 偏载工况下, 多路阀的能量损失占 52%。多路阀在一个工作循环中消耗能量最大, 主要是中位卸荷损失。该研究为装载机液压控制系统节能设计提供了参考。

关键词: 装载机; 液压系统; 模型; 能耗分析; 联合仿真; 工作装置

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.16.015

中图分类号: U415.51⁺4

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2015)-16-0102-08

闫旭冬, 杨 敬, 权 龙. 装载机工作过程联合仿真与试验[J]. 农业工程学报, 2015, 31(16): 102—109. doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.16.015 <http://www.tcsae.org>

Yan Xudong, Yang Jing, Quan Long. Co-simulation and experiment of wheel loader during operation process[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(16): 102—109. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.16.015 <http://www.tcsae.org>

0 引 言

装载机作为最常用的工程机械, 其作业工况复杂, 外负载变化频繁, 存在高油耗的问题^[1-3]。随着能源问题日益突出, 国内外针对其发动机及变矩器系统、动力传动系统^[4-7]、热平衡技术^[8-10]及电控技术^[11-15]都有相关研究, 高效节能的装载机是未来发展的方向。

液压系统作为装载机重要组成部分^[16-18], 其功率消耗约占发动机额定功率的 70%, 因此提高液压系统的效率对整体节能意义重大^[19-22], 同时也解决了系统过热问题^[23]。国内现有小型装载机大都采用定量泵供油, 能耗很大, 因而设计更加节能的液压系统尤为重要。为此首先需要对此首先需要对现有定量泵供油系统进行能耗分析, 明确装载机在工作过程中能量损失情况及节能潜力。

王凯^[24]采用计算机仿真方法对 50 型轮式装载机液压系统工作特性与能耗作了分析, 张伟伟^[25]对装载机分段分工况作业中的能耗作了仿真和试验。目前对装载机液压系统能耗情况进行的相关仿真及试验, 主要针对工作过程中各装载动作单独进行, 缺少对连续铲掘作业过程中各部件所消耗能量的定量分析, 因此需要进一步明确。

为分析装载机定量泵工作装置液压系统在完整工作

过程中的能量消耗情况, 本文首先在 SimulationX 仿真软件中建立了装载机的联合仿真模型, 然后在正载和偏载 2 种工况下对装载机的工作过程进行了仿真, 同时在建立的整机试验平台上进一步对装载机工作过程进行试验测试, 以期设计节能的液压控制系统及元件提供参考。

1 仿真分析

1.1 整机建模

装载机铲掘和装卸物料作业是通过工作装置的动作得以实现, 目前国内外装载机工作装置常见的结构形式是六连杆机构。以实验室 XG916 II 小型装载机为研究对象, 通过测绘获得装载机各个部件的实际尺寸, 包括铲斗、动臂、摇臂、动臂液压缸、连杆等。在 Pro/E 中建立各部件的三维模型, 并根据各部件的相对位置关系和运动情况进行装配, 得到图 1a 所示装载机的三维几何模型。

1.2 液压元件建模

目前小型装载机一般采用负荷传感液压转向系统, 当转向器没有动作时, 液压泵的油液几乎全部供给工作装置液压系统, 整机液压系统如图 1b 所示。装载机工作装置中, 动臂液压缸和摇臂液压缸的运动是由多路阀组控制。准确计算出阀芯行程与阀口面积的关系是多路阀模型建立的关键, 故首先对组成阀的各个零件进行测绘, 图 2a 为经测绘后建立的摇臂控制阀几何模型, 其阀芯上的节流槽是 U 型节流槽。

多路阀阀芯在移动过程中, 相应的开口形式有全周开口和非全周开口 2 种形式, 需要分别对其进行计算。首先使用三坐标测量仪对 U 型节流槽的直径, 槽底距阀芯中心的距离, 阀芯直径及遮盖量进行测量, 再利用参

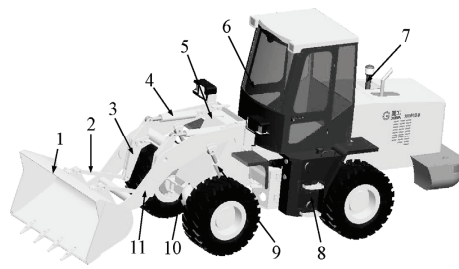
收稿日期: 2015-05-19 修订日期: 2015-07-24

基金项目: 国家科技支撑计划资助项目 (2014BAF08B06)

作者简介: 闫旭冬, 男, 主要研究方向为电液比例及伺服控制技术。太原 太原理工大学新型传感器与智能控制教育部与山西省重点实验室, 030024。

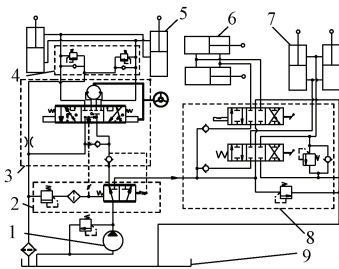
Email: 1065297082@qq.com

※通信作者: 权 龙, 男, 博士, 教授, 博士研究生导师, 主要研究方向为电液伺服技术及生产过程智能控制。太原 太原理工大学新型传感器与智能控制教育部与山西省重点实验室, 030024。Email: quanlong@tyut.edu.cn



1. 铲斗 2. 连杆 3. 摇臂 4. 摇臂液压缸 5. 前车架 6. 驾驶室 7. 发动机
8. 液压油箱 9. 动臂液压缸 10. 前桥 11. 动臂
1. Bucket 2. Linkage 3. Rocker 4. Rocker cylinder 5. Front frame 6. Cab
7. Engine 8. Tank 9. Boom cylinder 10. Front axle 11. Boom

a. 三维几何模型
a. Three-dimensional geometric model

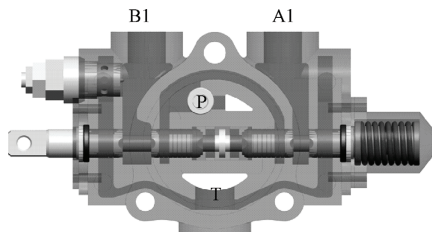


1. 液压泵 2. 优先阀 3. 转向器 4. 负载补偿阀 5. 转向液压缸 6. 动臂液压缸 7. 摇臂液压缸 8. 多路阀 9. 液压油箱
1. Pump 2. Priority valve 3. Steering gear 4. Load compensation valve
5. Steering cylinder 6. Boom cylinder 7. Rocker cylinder 8. Multi-way valve
9. Tank

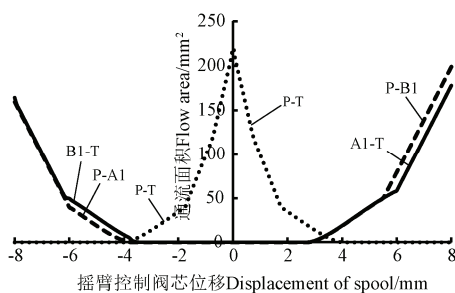
b. 液压系统原理图
b. Principle diagram of hydraulic system

图 1 装载机几何模型及液压系统原理图

Fig.1 Geometric model and hydraulic system of wheel loader



a. 几何模型
a. Geometry model



b. 通流面积曲线
b. Flow area of valve

注: 图 2a 中的 P、T 分别为进油口及回油口; A1、B1 为负载口。P-T、P-B1、P-A1 曲线分别为油液由 P 口流向 T 口、P 口流向 B1 口、P 口流向 A1 口方向的通流面积; A1-T、B1-T 分别为油液由 A1、B1 口流向 T 口方向的通流面积。

Note: In Fig.2, P, T represents inlet port and outlet port of valve. A1 and B1 represent actuator port. P-T, P-B1, P-A1 respectively represent flow area when flow of oil run from P to T, P to B1, P to A1. A1-T and B1-T respectively represent flow area when flow of oil run from A1 to T, B1 to T.

图 2 摇臂控制阀几何模型及阀口通流面积曲线

Fig.2 Geometry model and flow area of rocker control valve

数化的方法, 在 SimulationX 软件中编写了基于 modelica 语言的关于非全周开口节流槽通流面积的计算程序, 得到非全周开口通流面积与阀芯行程的变化曲线。而全周开口通流面积的计算可直接调用 SimulationX 中的通流面积计算模块。将以上 2 种通流面积叠加, 可得到相应的通流面积关系。图 2b 为根据上述方法计算所得摇臂控制阀通流面积与阀芯位移的关系曲线。

将上述计算得到的摇臂阀相应阀口通流面积导入 SimulationX 软件中的阀边缘模块, 并且结合多路阀的工作原理, 建立了摇臂阀液压系统模型。另外将阀芯的时间-位移关系输入信号库中的 curve 模块用来控制阀芯动作, 最终模拟多路阀的实际工作过程。

优先阀为两位三通阀, 它的作用是按照转向需要, 优先将油液供给转向液压缸, 当没有转向动作时, 液压泵的流量全部供给工作装置液压系统。采用类似于多路阀的建模方法即可建立优先阀的仿真模型。

1.3 联合仿真

装载机转向及行走部分的仿真研究涉及到轮胎-地面模型, 限于所建立模型的局限性, 仅对以下作业进行联合仿真: 铲斗插入物料、铲斗上翻、动臂举升、铲斗下翻、动臂下降、铲斗回正。

1.3.1 铲掘阻力计算

对装载机上述作业联合仿真时, 需在一定的时间节点先后对装载机进行各外力的加载, 因此仿真前需对这些外力进行定义及计算。以正载工况作业阻力计算为例, 装载机铲斗插入料堆、铲取物料和举升铲斗的过程中, 主要克服物料的阻力、物料与铲斗间的摩擦力和物料自身的重力。为分析方便, 装载机铲斗所受外力简化为插入阻力 F_x 、掘起阻力 F_z 和物料重力 G_w , 图 3a 为装载机工作装置受力分析简图。

参照文献[26]对装载机铲掘物料时各阻力的计算公式, 其中插入阻力 F_x 的计算公式为:

$$F_x = 9.8K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot B \cdot L^{2.5} \quad (1)$$

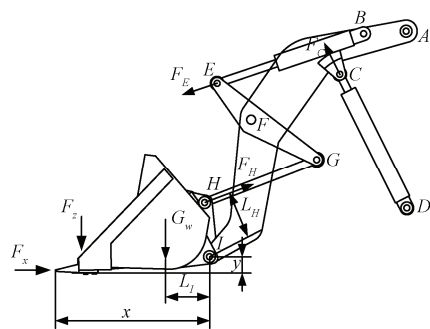
式中: F_x 为插入阻力, N; K_1 为物料块状与松散程度系数; K_2 为物料密度系数; K_3 为物料高度影响系数, K_4 为铲斗形状系数; B 为铲斗宽度, m; L 为铲斗插入料堆深度, m。

掘起阻力 F_z 峰值的计算公式为:

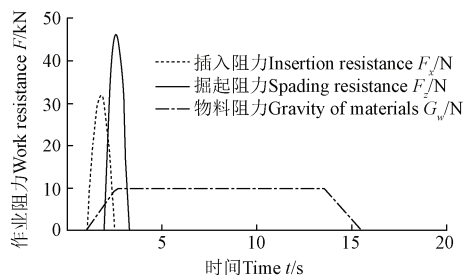
$$F_z = 2.2L \cdot B_K \cdot K_r \quad (2)$$

式中: F_z 为掘起阻力, N; B_K 为铲斗宽度, m; K_r 为铲斗开始提升时物料的剪切阻力, Pa。

图 3b 为正载工况下作业阻力加载曲线图。通过公式 (1)、式 (2) 可计算出 F_x 及 F_z 曲线的峰值, 另外根据仿真研究中对装载机完整工作循环内各动作起末时刻点, 可分别确定曲线的起始点及终点横坐标位置。其中由于仿真研究时插入与掘起动作是匀速操作的, 所以峰值点对应时刻近似取中间位置。随着铲斗中物料逐渐增多, G_w 逐渐增大到与试验中物料重量相同的数值。偏载工况下的作业阻力计算与正载工况相类似。



a. 工作装置受力分析简图
a. Force analysis of working device



b. 正载工况工作装置作业阻力
b. Resistance of working device under positive load condition

注: 图 3a 中, $A, B, C, D, E, F, G, H, I$ 为工作装置各铰接点; F_C, F_E, F_H 为各铰接点受力, N; L_I, L_H 为相应力臂; F_x 为插入阻力, N; F_z 为掘起阻力, N; G_w 为物料重力, N; x, y 为铰接点 I 与铲斗前端点及底面的水平距离和垂直距离, mm。

Note: In Fig.3a, $A, B, C, D, E, F, G, H, I$ represent hinge joints of working device; F_C, F_E, F_H represents force in relevant hinge joints, N; L_I and L_H represents arm of force; F_x represents insertion resistance, N; F_z represents spading resistance, N; G_w represents gravity of materials, N; x and y represents horizontal distance and vertical distance between hinge joint I and the relieving, mm.

图 3 装载机工作装置受力分析及作业阻力

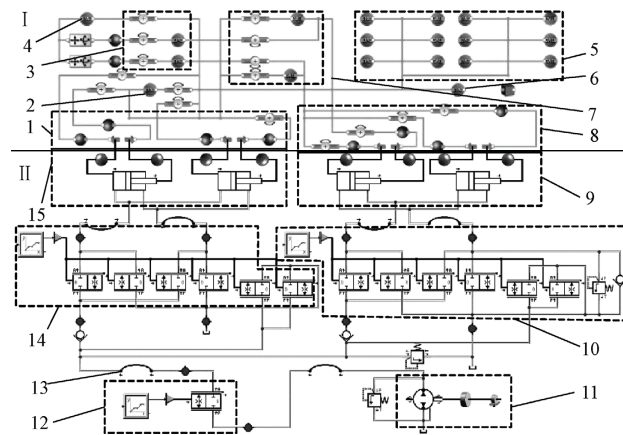
Fig.3 Force analysis and resistance of wheel loader's working device

上述作业阻力可通过 SimulationX 软件中的 body Force 模块对装载机工作装置进行加载, 负载力的作用点和方向可通过位置坐标确定, 而其随时间的变化可通过 curve 曲线设定, 最终模拟出装载机工作过程中实际受力情况。

1.3.2 联合仿真模型建立

SimulationX 仿真软件是一个开放的平台, 它提供了与其他软件的接口。首先将 1.1 中整机几何模型转换为 stl 格式, 通过 CAD Import 接口模块将其各组成部件导入 SimulationX 软件中, 进而对其质量、惯性矩及质心坐标进行设置。此外, 装载机多体动力学模型可通过设置 2 个连接件之间的相对位置关系建立, 其各连接件采用 revolutejoint 模块连接。装载机动力学模型如图 4 中 I 部分所示。

通过液压管可将 1.2 中建立的动臂及摇臂控制阀模型、优先阀模型按照原理图与泵和液压缸模型相连接, 从而得到完整的液压系统模型, 如图 4 中 II 部分。最后通过液压缸模型可将工作装置动力学模型与液压模型连接, 得到其联合仿真模型, 如图 4 所示。



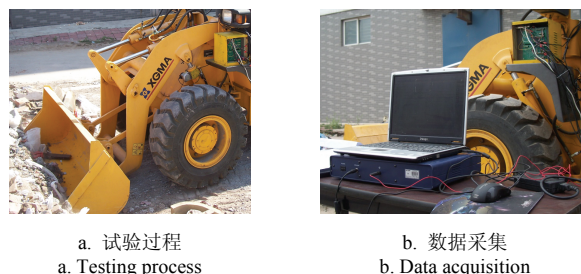
1, 15. 动臂液压缸 2. 动臂 3. 连杆 4. 铲斗 5. 前车架 6. 驾驶室 7. 摇臂 8, 9. 摇臂液压缸 10. 摇臂控制阀 11. 定量液压泵 12. 优先阀 13. 软管 14. 动臂控制阀
1, 15. Boom cylinder 2. Boom 3. Linkage 4. Bucket 5. Front frame 6. Cab 7. Rocker 8, 9. Rocker cylinder 10. Rocker control valve 11. Constant displacement pump 12. Priority valve 13. Tube 14. Boom control valve

图 4 装载机联合仿真模型

Fig.4 Co-simulation model of wheel loader

2 试验分析

在不改变装载机结构及性能的前提下, 在其上加装位移传感器及压力传感器等。试验所用的仪器主要包括: HONTKO 公司 HPS-M1-10-10V 型拉线式位移传感器 2 个、ATOS 公司 E-ATR-7/250/I 10 型压力传感器 6 个、杭州亿恒 Type MI-7016 数据采集分析仪 1 台。利用各传感器对液压缸位移及 2 腔压力、液压泵出口和多路阀进口压力进行测量, 试验过程如图 5 所示。



a. 试验过程
a. Testing process
b. 数据采集
b. Data acquisition

图 5 装载机典型工况试验

Fig.5 Test of wheel loader typical condition

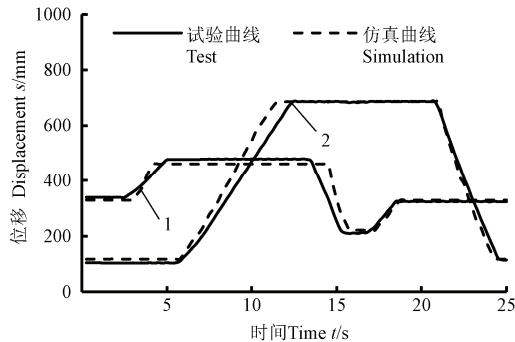
正载和偏载是装载机实际作业过程中的 2 种典型工况, 这 2 种工况下液压系统各组成元件的能耗比例不同, 所以要分别对正载工况和偏载工况进行研究。试验路面是混凝土路面, 铲掘的物料为块状沙石。正载试验: 铲掘沙石 1 000 kg, 铲掘的物料重心位于铲斗中心位置。偏载试验: 取 600 kg 沙石堆放在偏离铲斗中心 400 mm 铲斗中。

3 仿真与试验结果比对

3.1 正载工况

为分析摇臂和动臂液压缸在工作过程中速率的波动情况及最终得到通过两缸的流量曲线, 用位移传感器对二者位移进行测量。由于 2 个摇臂或动臂液压缸位移相

同,因此只取其中之一。图 6 为摇臂及动臂液压缸位移试验及仿真结果。通过对图中位移曲线进行微分,可得到 2 液压缸正载工况速率曲线。图中仿真与试验结果之间的偏差是由试验过程中对操纵杆的控制存在人为偏差等因素所引起的。



1.摇臂液压缸位移 2.动臂液压缸位移
1.Displacement of rocker cylinder 2.Displacement of boom cylinder

图 6 液压缸位移仿真与试验结果

Fig.6 Simulation and test results of cylinder's displacement

图 7 为正载工况下,装载机连续作业过程中各测压点的仿真与试验压力变化曲线。分析曲线可知,0~2.5 s,装载机前行,铲斗接触物料过程,液压系统压力很小。2.5~4.5 s,铲斗上翻过程,摇臂液压缸的无杆腔进油,克服转斗阻力做功,压力上升,液压泵出口压力也随之上升,动臂液压缸由于受到作业阻力的作用,无杆腔的

压力会有一定的波动。4.5 s 时铲斗上翻到极限位置,此时摇臂液压缸无杆腔压力达到了 4.5 MPa。6~13.5 s,动臂开始提升直到卸荷高度,动臂液压缸的无杆腔进油,克服工作装置和物料重力做功,动臂液压缸无杆腔压力上升,液压泵出口压力也随之上升,摇臂连杆机构由于受到动臂提升的干涉,摇臂液压缸有收缩的趋势,导致摇臂液压缸无杆腔压力快速上升,6.25 s 时达到最大值 14.8 MPa,此时双向过载补油阀打开卸荷,摇臂液压缸无杆腔压力开始下降,摇臂液压缸有伸出的趋势,有杆腔压力开始升高,7.5 s 时摇臂液压缸无杆腔压力达到卸荷阀的调定压力下限,卸荷结束。8~13 s 摇臂液压缸的无杆腔压力一直没有达到卸荷阀调定的压力,维持在 10 MPa 左右。13.5~15.5 s,装载机处于卸料状态,摇臂液压缸有杆腔和无杆腔的压力快速下降,由于负载的变化,动臂液压缸有杆腔和无杆腔的压力会有一定的波动。15.5 s 时铲斗下翻到极限位置,产生了压力冲击,摇臂液压缸有杆腔压力快速上升,在此过程中,动臂液压缸有杆腔、无杆腔和液压泵出口的压力也都随之快速上升。17~18.5 s,铲斗上翻回到初始位置,摇臂液压缸的无杆腔进油,有杆腔压力快速下降,动臂液压缸有杆腔、无杆腔和液压泵出口的压力也都随之快速下降。20~24.5 s,动臂下降,整机回到初始位置,动臂液压缸得有杆腔进油,无杆腔回油节流,动臂液压缸有杆腔和无杆腔的压力快速下降,但无杆腔压力要高于有杆腔压力。

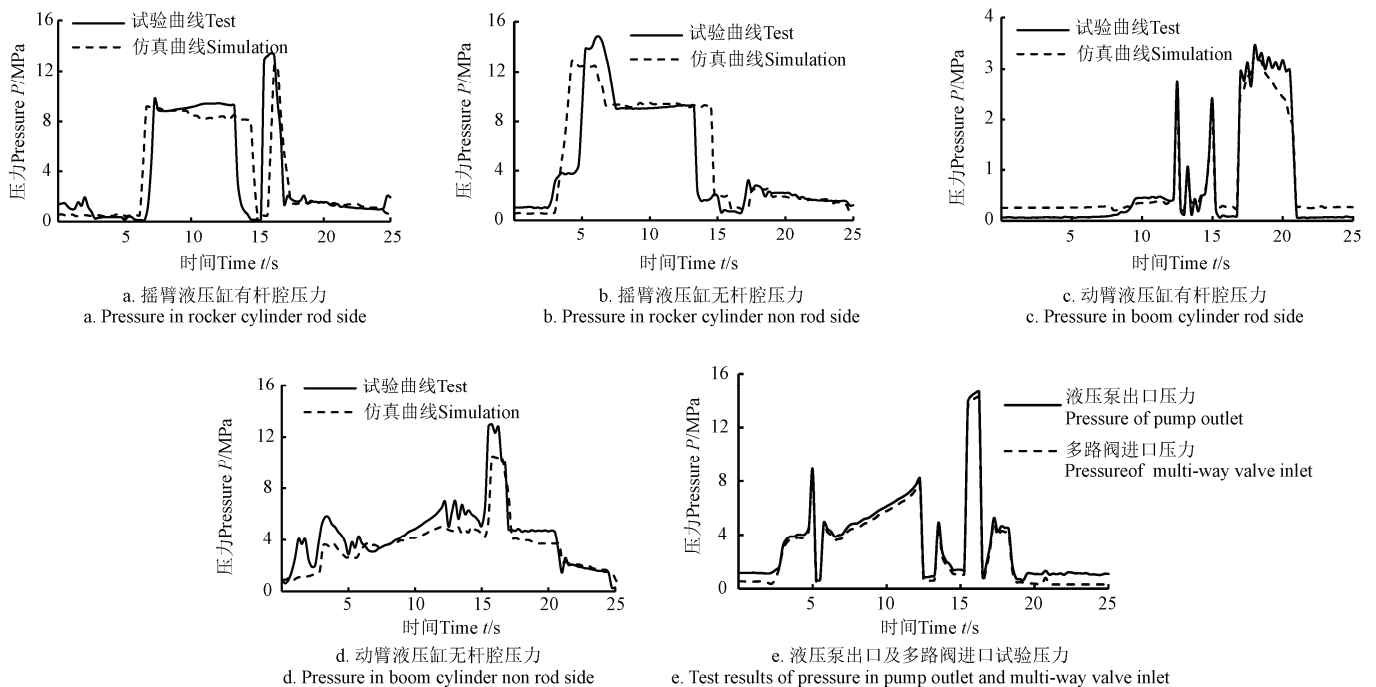


图 7 正载工况仿真与试验结果

Fig.7 Simulation and test results under positive loading condition

通过对图 6、图 7 中各仿真与试验结果进行比对分析,可看出仿真结果与试验曲线有相同的变化趋势且数值大小近似相同,因此可验证所建立的装载机工作装置机液联合仿真模型在正载工况下具有高的准确性。图中仿真与试验结果之间的误差是由于试验过程中对操纵杆速度

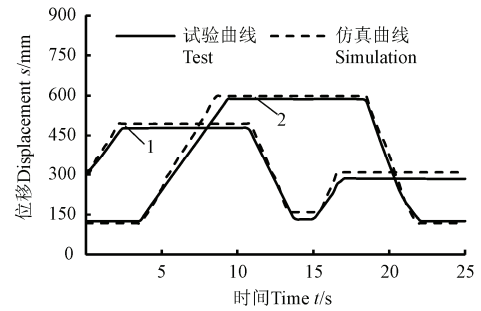
的控制不稳定,且联合仿真模型在建立过程中存在简化处理。

3.2 偏载工况

偏载试验中没有铲斗插入料堆的动作,因此所受外负载只有重力,可同样简化为 25 s 的工作循环。图 8 为

偏载工况下摇臂及动臂液压缸位移试验及仿真结果。通过对图中位移曲线进行微分,可得到两液压缸偏载工况速率曲线。仿真与试验结果之间的偏差与正载工况下原因相同。

偏载工况下装载机工作装置动作与正载工况下基本相同,仅各动作起始时间及系统中压力值有所不同,但压力变化趋势与正载情况相同。图 9 为偏载工况下,装载机连续作业过程中各测压点的仿真与试验压力变化曲线。通过对图 8、图 9 中各仿真与试验结果进行比对分析,可看出仿真结果与试验曲线有相同的变化趋势且数值大小近似相同,因此可验证所建立的联合仿真模型在偏载工况下具有高的准确性。图中仿真与试验结果之间存在误差的原因与正载情况相似。



1. 摇臂液压缸位移 2. 动臂液压缸位移
1. Displacement of rocker cylinder 2. Displacement of boom cylinder

图 8 液压缸位移仿真与试验结果

Fig.8 Simulation and test results of cylinder's displacement

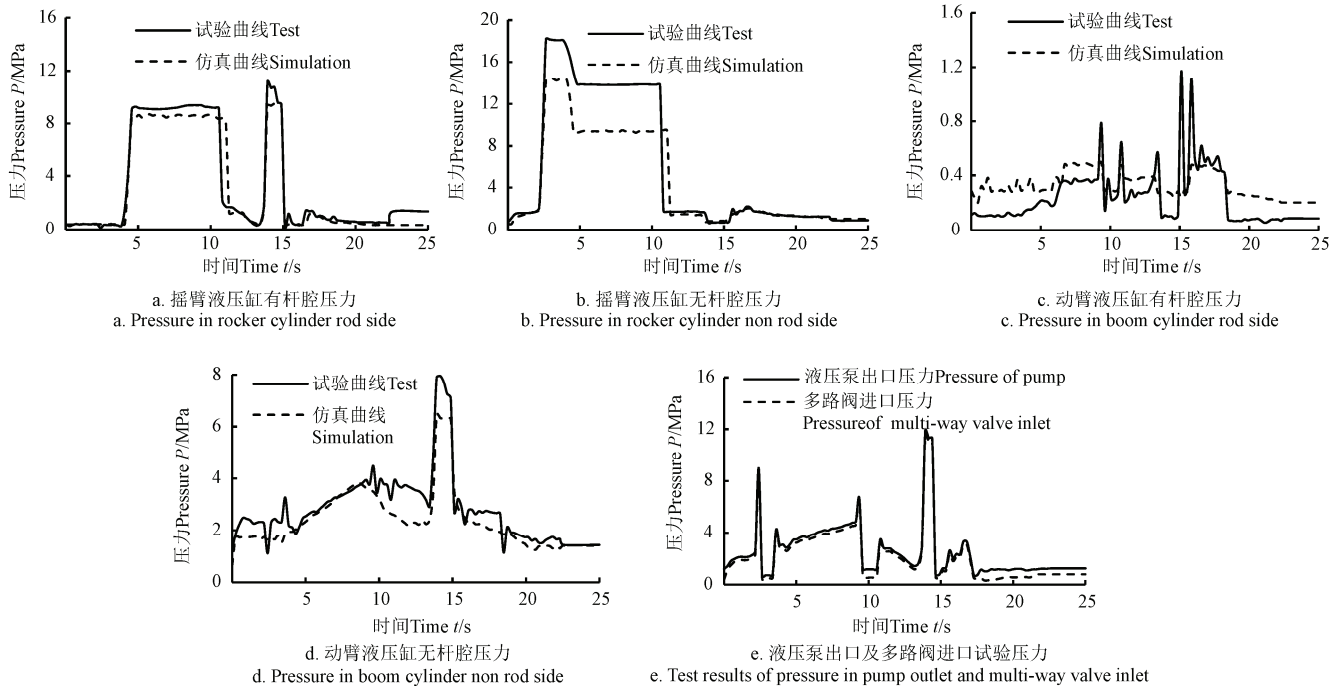


图 9 偏载工况仿真与试验结果

Fig.9 Simulation and test results under unbalance loading condition

4 系统能量分析

试验中由于缺少对泵出口流量的准确测量,可通过式(3)计算出泵的输出功率 P_b 。

$$P_b = p_p \cdot (A_y \cdot V_y + A_d \cdot V_d) \times 10^{-6} \quad (3)$$

摇臂液压缸在整个工作过程中所消耗功率 P_y 可通过式(4)计算得到。而动臂液压缸在工作过程中所消耗功率可仿照公式(4)计算得到。

$$P_y = (p_{Bi} \cdot A_{Bi} - p_{Ai} \cdot A_{Ai}) \cdot V_i \times 10^{-6} \quad (4)$$

式中: P_b 为泵的输出功率, kW; p_p 为工作过程中泵出口压力, MPa; A_y 、 A_d 分别为摇臂和动臂液压缸进油腔活塞有效面积 mm^2 ; V_y 、 V_d 分别为摇臂及动臂液压缸速度, mm/s , 其值可通过对二者位移曲线进行微分得到; P_y 为摇臂液压缸在工作过程中消耗功率, kW; p_{Bi} 为高压腔的压力, MPa; A_{Bi} 为高压腔的有效面积, mm^2 ; p_{Ai} 为低压

腔的压力, MPa; A_{Ai} 为低压腔的有效面积, mm^2 ; V_i 为速度, mm/s 。

如图 10a、10b 所示, 分别为正载及偏载工况下, 将 3.1 与 3.2 中试验数据代入式(3)、式(4)所得泵出口、动臂液压缸、摇臂液压缸功率消耗曲线。在工作初始阶段, 铲斗插入料堆时, 液压泵输出流量全部经多路阀中位流回油箱, 因此液压泵输出功率较小; 铲斗上翻时, 摇臂液压缸克服转斗阻力做功, 液压泵输出功率增大; 当上翻到极限位置时, 液压系统产生压力冲击, 液压泵输出功率出现波动; 动臂提升时, 动臂液压缸克服工作装置和物料重力做功, 液压泵输出功率随之增大; 卸料时, 当铲斗下翻到极限位置时, 液压泵输出功率出现很大波动; 动臂下降时, 液压泵输出功率很小。另外, 整个工作循环过程中, 除溢流情况外, 泵出口与液压缸进口压差基本维持在 2 MPa。

通过利用仿真软件中的功率积分模块, 可计算得到

定量泵系统中各功能元件在工作循环中所消耗的能量，如表 1 所示。经计算，正载工况下，工作装置在工作循环过程中做功占液压泵输出总能量的 32%，优先阀消耗的能量占 15%，多路阀的能量损失占 49%，其损失主要产生于中位卸荷。偏载工况下，工作装置做功占液压泵

输出总能量的 27%，优先阀消耗的能量占 16%，多路阀的能量损失占 52%，其损失主要产生于中位卸荷。装载机在作业过程中能量损失最大的部分是多路阀，其损失包括进油损失、回油损失和中位低压卸荷损失，而中位损失所占比例最大。

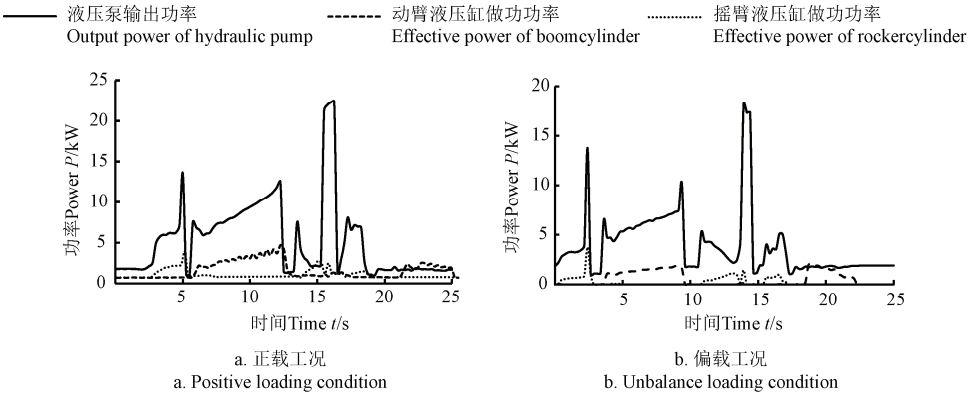


图 10 泵及液压缸功率消耗曲线
Fig.10 Power of pump and cylinders

表 1 各元件能量消耗情况
Table 1 Energy consumption of each element

名称 Name	正载 Positive loading	偏载 Unbalance loading
液压泵输出总能量 Total output power of pump	123.91	96.14
动臂液压缸做功 Power of boom cylinder	27.5	16.45
摇臂液压缸做功 Power of rocker cylinder	11.8	8.99
优先阀能量损失 Energy loss in priority valve	18.95	15.64
多路阀回油能量损失 Energy loss in multi-way valve's export	13.4	12.23
多路阀进油能量损失 Energy loss in multi-way valve's import	15.72	14.9
多路阀中位能量损失 Energy loss when multi-way valve in centre position	31.24	22.37

5 结 论

本文通过联合仿真与试验分析，对采用定量泵供油的装载机工作装置中各工作部件的能量消耗进行研究。

在正载工况下，工作装置在工作循环中做功占液压泵输出总能量的 32%，优先阀消耗的能量占 15%，多路阀进油、回油及中位的能量损失占 49%。偏载工况下，工作装置做功占液压泵输出总能量的 27%，优先阀消耗的能量占 16%，多路阀的能量损失占 52%。多路阀在一个工作循环中消耗能量最大。

多路阀能量损失主要是中位卸荷损失，因此若采用变量泵供油，可降低其能耗。该研究为节能的装载机液压控制系统的设计提供了参考。

[参 考 文 献]

[1] 常绿. 基于性能评价网状图的装载机发动机与液力变矩器匹配优化[J]. 农业工程学报, 2012, 28(1): 50—54.
Chang Lü. Optimization of power matching on torque

converter with diesel engine for wheel loader based on performance evaluation mesh figure[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2012, 28(1): 50—54. (in Chinese with English abstract)

[2] 徐礼超, 侯学明. 基于典型工况的装载机发动机与液力变矩器匹配[J]. 农业工程学报, 2015, 31(7): 80—84.
Xu Lichao, Hou Xueming. Power matching on loader engine and hydraulic torque converter based on typical operating conditions[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(7): 80—84. (in Chinese with English abstract)

[3] 王松林, 马文星, 初长祥, 等. 装载机液力变矩器闭锁技术的动力性和经济性分析[J]. 北京理工大学学报, 2014, 34(9): 907—911.
Wang Songlin, Ma Wenxing, Chu Changxiang, et al. Analysis of power performance and fuel economy of loader with torque converter lock-up technology[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2014, 34(9): 907—911. (in Chinese with English abstract)

[4] 赵丁选, 张志文, 李天宇, 等. 串联式混合动力装载机模糊逻辑控制策略[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2014, 44(5): 1334—1341.
Zhao Dingxuan, Zhang Zhiwen, Li Tianyu, et al. Fuzzy logic control strategy of series hybrid power loader[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2014, 44(5): 1334—1341. (in Chinese with English abstract)

[5] 邹乃威, 章二平, 于秀敏, 等. 同轴并联混合动力装载机控制策略的研究[J]. 中国工程机械学报, 2012, 10(2): 132—138.
Zou Naiwei, Zhang Erping, Yu Xiumin, et al. Control strategic study on coaxial and parallel hybrid-powered loaders[J]. China Mechanical Engineering, 2012, 10(2): 132—138. (in Chinese with English abstract)

- [6] 赵丁选, 张志文, 李天宇, 等. 并联式混合动力装载机模糊逻辑控制策略[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2014, 44(4): 1004—1009.
Zhao Dingxuan, Zhang Zhiwen, Li Tianyu, et al. Fuzzy logic control strategy of parallel hybrid power loader[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2014, 44(4): 1004—1009. (in Chinese with English abstract)
- [7] 常绿, 刘永臣. 基于用户使用工况的 ZL50 装载机传动比设计[J]. 农业工程学报, 2011, 27(2): 141—145.
Chang Lü, Liu Yongchen. Transmission ratio design of ZL50 loader based on working condition[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2011, 27(2): 141—145. (in Chinese with English abstract)
- [8] 王雪莲, 秦四成, 赵克利, 等. 大型轮式装载机湿式驱动桥工作热特性分析[J]. 中国公路学报, 2009, 22(2): 122—126.
Wang Xuelian, Qin Sicheng, Zhao Keli, et al. Operating heat characteristic analysis of wet drive axle on huge wheel loader[J]. China Journal of Highway and Transport, 2009, 22(2): 122—126. (in Chinese with English abstract)
- [9] 王飞, 秦四成, 赵克利. 装载机管片式散热器流动与传热特性数值分析[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2009(增刊 1): 196—199.
Wang Fei, Qin Sicheng, Zhao Keli. Numerical simulation study on wheel loader tube-fin radiator air flow and heat transfer character[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2009(Supp.1): 196—199. (in Chinese with English abstract)
- [10] 王剑鹏, 秦四成, 赵克利, 等. 50 型轮式装载机液压系统的热平衡[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2009, 39(3): 652—656.
Wang Jianpeng, Qin Sicheng, Zhao Keli, et al. Thermal balance of hydraulic system of a 50 type wheel loader[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2009, 39(3): 652—656. (in Chinese with English abstract)
- [11] 秦四成, 王雪莲, 秦司南, 等. 轮式装载机热源系统空气场特性分析[J]. 中国公路学报, 2010, 23(3): 121—126.
Qin Sicheng, Wang Xuelian, Qin Sinan, et al. Analysis of air-field property in heat source system of wheel loader[J]. China Journal of Highway and Transport, 2010, 23(3): 121—126. (in Chinese with English abstract)
- [12] Cetinkunt S, Pinsopon U, Chen C, et al. Positive flow control of closed-center electro-hydraulic implement-by-wire systems for mobile equipment applications[J]. Mechatronics, 2004, 14(4): 403—420.
- [13] 翟涌, 杜晓明, 陈慧岩, 等. ZL50 装载机自动变速操纵系统控制策略的研究[J]. 北京理工大学学报, 2004, 24(2): 113—116.
Zhai Yong, Du Xiaoming, Chen Huiyan, et al. Research of control strategy for ZL50 loader with electronic control automatic shift operating system[J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2004, 24(2): 113—116. (in Chinese with English abstract)
- [14] 张志文, 赵丁选, 李天宇, 等. 基于自动变速的混合动力装载机控制策略[J]. 东北大学学报: 自然科学版, 2015, 36(4): 532—536.
Zhang Zhiwen, Zhao Dingxuan, Li Tianyu, et al. Control strategy based on automatic transmission for hybrid loader[J]. Journal of Northeastern University: Natural Science, 2015, 36(4): 532—536. (in Chinese with English abstract)
- [15] 赵丁选, 李天宇, 康怀亮, 等. 混合动力工程车辆自动变速技术[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2014, 44(2): 358—363.
Zhao Dingxuan, Li Tianyu, Kang Huailiang, et al. Automatic shift technology of hybrid power engineering vehicle[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2014, 44(2): 358—363. (in Chinese with English abstract)
- [16] Zhang Weiwei, Zhou Jun, Zhang Yanliang, et al. Energy-saving analysis in the hydraulic system of loader working device[J]. International Journal of Computer Applications in Technology, 2012, 45(2): 106—114.
- [17] Sun Hui, Jing Junqing. Research on the system configuration and energy control strategy for parallel hydraulic hybrid loader[J]. Automation in Construction, 2010, 19(2): 213—220.
- [18] 石荣玲, 赵继云, 孙辉, 等. 液压混合动力轮式装载机节能影响因素分析与优化[J]. 农业机械学报, 2011, 42(3): 31—35.
Shi Rongling, Zhao Jiyun, Sun Hui, et al. Energy-saving potential and influencing factors for hydraulic hybrid wheel loader[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(3): 31—35. (in Chinese with English abstract)
- [19] 林少芬, 林福泉. 装载机液压系统半物理仿真平台的研究[J]. 中国机械工程, 2012, 23(13): 1572—1576.
Lin Shaofen, Lin Fuquan. Research on hardware in the loop simulation platform for hydraulic system of wheel loader[J]. China Mechanical Engineering, 2012, 23(13): 1572—1576. (in Chinese with English abstract)
- [20] 谭兆钧, 韩嘉骅, 姚进. 混合动力装载机变频泵控转向液压系统的鲁棒控制器设计[J]. 四川大学学报: 工程科学版, 2013(增刊 1): 177—182.
Tan Zhaojun, Han Jiahua, Yao Jin. Robust controller design for variable frequency pump-control steering hybrid wheel loader[J]. Journal of Sichuan University: Engineering Science Edition, 2013(Supp.1): 177—182. (in Chinese with English abstract)
- [21] 邓毅, 吴慧, 陈霄, 等. 装载机液压油缸再制造可行性研究[J]. 装备制造技术, 2014(5): 68—70.
Deng Yi, Wu Hui, Chen Xiao, et al. Loader hydraulic cylinder remanufacturing feasibility study[J]. Equipment Manufacturing Technology, 2014(5): 68—70. (in Chinese with English abstract)
- [22] 王剑鹏, 秦四成. 轮式装载机双泵合流液压系统性能试验和仿真分析[J]. 建筑机械, 2009(1): 73—75.
Wang Jianpeng, Qin Sicheng. Test and model on performance of double pumps and double circuits of hydraulic system of

- wheel loader[J]. *Construction Machinery*, 2009(1): 73—75. (in Chinese with English abstract)
- [23] 张毅, 俞小莉, 陆国栋, 等. 装载机散热系统过热现象的研究[J]. *浙江大学学报: 工学版*, 2006, 40(7): 1183—1186. Zhang Yi, Yu Xiaoli, Lu Guodong, et al. Research of loader cooling system overheat problem[J]. *Journal of Zhejiang University: Engineering Science*, 2006, 40(7): 1183—1186. (in Chinese with English abstract)
- [24] 王凯. 50 型轮式装载机液压系统工作特性与能耗分析[D]. 长春: 吉林大学, 2011.
- Wang Kai. The Working Characteristics and Energy Consumption Analysis of the 50 Wheel Loader's Hydraulic System[D]. Changchun: Jilin University, 2011. (in Chinese with English abstract)
- [25] 张伟伟. 装载机工作装置液压系统动态性能建模与能耗分析[D]. 济南: 山东大学, 2012. Zhang Weiwei. Dynamic Modeling and Consumption Analysis of Wheel Loader Working Device[D]. Jinan: Shandong University, 2012. (in Chinese with English abstract)
- [26] 何正忠. 装载机[M]. 北京: 冶金工业出版社, 1999: 234—237.

Co-simulation and experiment of wheel loader during operation process

Yan Xudong, Yang Jing, Quan Long^{*}

(Key Lab of Advanced Transducers and Intelligent Control System, Ministry of Education and Shanxi Province, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China)

Abstract: As significant part of the loader, the power of hydraulic system accounts for about 70% of the rated power of the engine. So it is important to improve the efficiency of hydraulic system. Currently, wheel loader's hydraulic system generally uses constant displacement pump, which is supposed to generate large energy consumption. Although some researches have been done to study the energy consumption of loader's hydraulic system, these studies are short of experimental results quantified. In order to analyze the energy consumption of wheel loader during working process, a three-dimensional (3D) model of wheel loader is built by Pro/E software, and then it is imported into the software SimulationX to build the kinetic model of the whole wheel loader. Meanwhile the simulation model of hydraulic system is built by the same software. The research based on hydraulic model is mainly on multi-way valve and priority valve. In multi-way valve case, a 3D model is built firstly and its parameters about throttling grooves are measured by Three-coordinate measuring machine. At last, the flow area of control valve can be obtained by combining corresponding calculation module. By integrating the simulation model of hydraulic system with the kinetic model, the co-simulation model of wheel loader is thus achieved. The precision of co-simulation model of the working device is verified through the comparison between simulation results and test results, and the energy consumption of the hydraulic system driving the working device in the work cycle is analyzed under positive and negative loading condition. The testing results show that, under positive loading condition, the power of working device accounts for about 32% of the total output power of pump, the energy loss in priority valve accounts for about 15% and the energy loss in multi-way valve's export, import and its center position totally accounts for about 49%. Under negative loading condition, the power of working device accounts for about 27% of the total output power of pump, the energy loss in priority valve accounts for about 16% and that in multi-way valve's export, import and its center position totally accounts for about 52%. For the efficiency under negative loading condition is lower than that under positive loading condition, it is better to avoid the operations under unbalance loading condition as much as possible. The important energy loss in loader's working hydraulic system using constant displacement pump is the large throttling loss of multi-way valves when loader's bucket is inserted into materials. The differential pressure drop between the outlet of pump and the inlet of cylinder remains about 2 MPa during a working cycle without considering high pressure relief loss. Additionally, unloading losses can be eliminated if a load-sensitive variable pump is used. The co-simulation model established in this paper can be used to predict and analyze the distribution of energy consumption and the energy-saving potential of working devices. The research methods can be used for further research and comparing the operating characteristics and energy consumption of different hydraulic circuits, and it also can be used to guide the design of the hydraulic system and its practical operation. Moreover, it can provide the basis for designing energy-efficient hydraulic control system of wheel loader.

Key words: loaders; hydraulics; models; consumption analysis; co-simulation; working device