doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.06.043

# 混合动力推土机建模与全工况经济性仿真\*

张宝迪 张 欣 席利贺 靳 彪 (北京交通大学机械与电子控制工程学院,北京100044)

摘要:为了对履带式混合动力推土机在全工况下的经济性进行仿真分析,对 ADVISOR 进行二次开发,在 Matlab/ Simulink 环境下建立直驶和转向动力学模型、履带行走机构模型、油泵模型和分动箱模型等,进而构建了混合动力 推土机及其对照机的整机仿真模型。分别对两对照机进行实机试验,并对比仿真与试验中的关键运行参数以验证 模型精度。结果表明,所建立模型在全工况下具有较高的仿真精度。利用该模型进行的全工况经济性仿真分析显 示,混合动力推土机在直行推土和转向中均具有显著的节能效果,采用发动机-发电机组最优效率曲线控制时节能 效果得到进一步提升。

关键词:混合动力推土机 模型 全工况 经济性 仿真 中图分类号:TU623.5 文献标识码:A 文章编号:1000-1298(2015)06-0294-09

## Modeling and Economy Performance Simulation of Hybrid Electric Bulldozer under Whole Operation Cycles

Zhang Baodi Zhang Xin Xi Lihe Jin Biao

(School of Mechanical, Electronic and Control Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044, China)

Abstract: In order to simulate and analyze the economy performance of the tracked hybrid electric bulldozer under whole operation cycles, a secondary development of ADVISOR was applied and straight and steering dynamics model, track model, oil pump model and transfer case model, etc., were established in Matlab/Simulink, then the models of hybrid electric bulldozer and its compared bulldozer were built. The real two compared bulldozers' tests were conducted under straight cycles and steering cycles, respectively. And then the key operating parameters of powertrain source and powertrain terminal in simulations and tests, such as speed of engine, power of genset, voltage of super capacitors and traction and velocity of bulldozer, were compared to validate the accuracy of the models. The results showed that the established models had relatively high simulation accuracy. The economy performance was simulated under whole operation cycles by using the established models, which showed that the hybrid electric bulldozer had significant energy savings under both straight dozing and steering cycles, furthermore, the adoption of the engine-generator set optimal efficiency curve control strategy can further enhance the energy saving effect.

Key words: Hybrid electric bulldozer Model Whole operation cycles Economy performance Simulation

引言

混合动力技术被公认为是节能减排的主要解决

方案之一,其被应用于汽车领域后又发展到工程机 械领域<sup>[1-3]</sup>。近年来,混合动力工程机械的研究多 集中于挖掘机、装载机和起重机等<sup>[4-6]</sup>,关于混合动

作者简介:张宝迪,博士生,主要从事混合动力工程机械研究,E-mail: baodizhang@126.com

收稿日期: 2015-03-02 修回日期: 2015-04-01

<sup>\*&</sup>quot;十二五"国家科技支撑计划资助项目(2011BAG04B02)和中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(2013YJS076)

通讯作者:张欣,教授,博士生导师,主要从事新能源汽车技术研究, E-mail: zhangxin@ bjtu. edu. cn

力推土机的研究近期才逐渐兴起<sup>[7-8]</sup>,而精确有效的仿真模型是性能分析、优化匹配及控制策略等后续研究的基础平台。

在履带式混合动力推土机的建模方面,目前有 部分动力传动系统模型<sup>[9-11]</sup>和整机模型<sup>[12]</sup>,前者 针对前功率链或后功率链建立,只能描述局部系统 性能,无法描述各工况下的整机性能及各部件的运 行状态:后者主要利用 Cruise 软件的二次开发建立。 虽然利用 Cruise 可以简化建模过程,但其为商业软 件,源代码不开放<sup>[13]</sup>。因此,利用 Cruise 建立整机 模型存在两个问题:一是不能完全透视其建模理论 依据时,在轮式汽车模型上做等效处理有较大误差; 二是不含转向动力学模型,无法分析转向工况下的 整机性能。而直接基于 Matlab/Simulink 搭建整机 模型可以解决上述两个问题,但建模过程却过于繁 琐。在 Matlab/Simulink 环境下开发的 ADVISOR 软 件,包含大量动力传动系统的通用子模型目源代码 完全开放,基于 ADVISOR 建模既可以立足于建模 理论解决上述问题又省略了部分繁琐步骤[14-16]。 除此外,当前研究中都缺乏利用现场实机试验对所 建立的混合动力推土机模型进行验证。

本文通过对 ADVISOR 二次开发,建立可在全 工况(直行推土工况和转向工况)下仿真的履带式 混合动力推土机模型及其对照机模型,并在两类工 况下对模型进行实机试验验证,开展全工况经济性 仿真分析。

### 1 混合动力推土机的结构与工作原理

混合动力推土机的结构如图 1 所示,该系统为 串联式混合动力系统,发动机与发电机同轴相连组 成发电机组,分动箱将发动机的部分动力用于驱动 工作液压泵、润滑油泵和冷却风扇泵等。发电机组 和超级电容输出的电能经电气元件传递给两侧驱动 电机,电机将电能转换为机械能经减速装置和驱动 轮传递给履带,整机的行驶和转向通过控制两侧电 动机的转速或转矩实现,而超级电容器可实现负载 能量的补充或回收。

### 2 混合动力推土机整机模型的建立

### 2.1 动力学模型

2.1.1 直线行驶动力学模型

推土机行驶速度低,空气阻力可忽略,由受力 平衡可知推土机的切线牵引力 F<sub>k</sub> 为

$$F_x = F_f + F_i + F_j + F_x$$
(1)式中 $F_f$ ——滚动阻力,N $F_i$ ——坡度阻力,N $F_j$ ——加速阻力,N $F_x$ ——推土阻力,N



图 1 混合动力推土机结构示意图 Fig. 1 Schematic of hybrid electric bulldozer

### 2.1.2 转向动力学模型

在不影响实际应用效果的情况下,建立推土机 转向动力学模型时可作如下假设<sup>[17]</sup>:①忽略离心力 对转向半径和转向中心纵向偏移的影响。②仅考虑 履带接地段受地面变形阻力和转向阻力的影响,假 设两侧履带所受地面变形阻力相同,且履带接地段 的地面压力均匀分布。③忽略推土机的侧倾运动、 俯仰运动。④转向时推土机不进行推土作业。



则推土机的运动可看作质量集中于 C 点的刚体平面运动,如图 2 所示,建立以地面为参考的静坐标系 XOY 和以推土机中心 C 为原点的动坐标系 xoy<sup>[18]</sup>。忽略横向运动则有方程组

$$\begin{cases} F_{1} + F_{2} - F_{f1} - F_{f2} = m \dot{v}_{y} \\ -F_{1} \frac{B}{2} + F_{2} \frac{B}{2} + F_{f1} \frac{B}{2} - F_{f2} \frac{B}{2} - M_{h} = J_{z} \dot{\omega} \\ M_{h} = \begin{cases} 0 & (\omega = 0) \\ \frac{\mu LG}{4} & (\omega \neq 0) \end{cases} \\ \mu = \frac{\mu_{max}}{0.925 + \frac{0.15R}{B}} \\ F_{f1} = F_{f2} = \frac{fG}{2} \\ R = \frac{v_{y}}{\omega} \end{cases}$$
(2)

式中 
$$F_1 \ F_2$$
——内、外侧履带切线牵引力,N  
 $F_{f_1} \ F_2$ ——内、外侧履带所受到的地面阻力,N  
 $J_2$ ——推土机以  $C$  点为中心的转动惯量,kg·m<sup>2</sup>  
 $v_y$ ——质心  $C$  纵向加速度,m/s<sup>2</sup>  
 $\omega$ ——转向角加速度,rad/s<sup>2</sup>  
 $B$ ——履带中心距,m  
 $G$ ——整机重量,N  
 $M_h$ ——转向阻力矩,N·m  
 $\mu$ ——转向阻力系数  
 $f$ ——转向阻力系数  
 $f$ ——转向时地面阻力系数  
 $L$ ——履带接地长度,m  
 $R$ ——转向半径,m  
 $m$ ——整机质量,kg

为将模型嵌入 ADVISOR 平台,需求出两侧履带的切线牵引力,由方程组(2)可求得

$$\begin{cases} F_1 = F_{j1} - \frac{M_h}{B} + \frac{m\dot{v}_y}{2} - \frac{J_z\dot{\omega}}{B} \\ F_2 = F_{j2} + \frac{M_h}{B} + \frac{m\dot{v}_y}{2} + \frac{J_z\dot{\omega}}{B} \end{cases}$$
(3)

### 2.2 履带行走机构模型

履带行走机构模型是依据行走过程中履带与地 面之间的速度和力的关系所建立,考虑了履带滑动、 转动惯量和地面附着力等限制。

滑动分为滑转和滑移。滑转率与有效牵引力呈 正比,滑转将直接导致传动效率降低。而推土机速 度低且滚阻大,滑移的几率很小,故应着重考虑滑转 率。滑转率为

$$\delta = A \frac{F_{KP}}{G} + B_1 \left(\frac{F_{KP}}{G}\right)^n \tag{4}$$

式中 δ——滑转率

F<sub>KP</sub>——有效切线牵引力,N

A、B<sub>1</sub>、n——与行走机构类型和地面有关的 常数,根据试验确定

将求出的滑转率代入

$$v_T = r_K \omega_K \tag{5}$$

$$\delta = \frac{v_T - v}{v_T} = 1 - \frac{v}{v_T} \tag{6}$$

式中  $v_T$ 、v——理论、实际行驶速度,m/s

$$r_{K}$$
——驱动轮动力半径,m

$$\omega_{\kappa}$$
——驱动轮角速度,rad/s

可求出驱动轮转速。

单侧履带最大切线牵引力为  
$$F_{1,2\_max} = 0.5\varphi G$$
 (7)

式中 
$$F_{1,2_{max}}$$
——单侧履带最大切线牵引力,N  
 $\varphi$ ——地面附着系数

超过单侧最大切线牵引力时,相应侧履带完全 滑转。

### 2.3 油泵和分动箱模型

对于工作液压泵、润滑油泵和冷却风扇泵,可以 通过试验采集泵的流量和压力得到实时消耗的功 率,并求得实时消耗的转矩为

$$T_p = \frac{500 p_p Q_p}{\pi \eta_p n_p} \tag{8}$$

式中 T<sub>p</sub>——油泵实时消耗转矩,N·m

pp——油泵出口压力,MPa

 $Q_p$ ——油泵出口流量,L/min

 $\eta_p$ ——油泵的效率,%

分动箱将输入端传递来的能量分配给输出端的 部件,各输出端与输入端的转速和转矩的关系为

$$n_{\rm in} = i n_{\rm out} \tag{9}$$

$$T_{\rm in} - \sum i T_{\rm out} = J_{\rm in} \dot{\omega}_{\rm in} \qquad (10)$$

式中  $n_{in}$ 、 $n_{out}$ ——分动箱的输入端和某一输出端的 转速,r/min

 T<sub>in</sub>、T<sub>out</sub>
 一分动箱的输入端和某一输出端的

 转矩,N・m

*i*——传动比

J<sub>in</sub>——输入端转动惯量,kg·m<sup>2</sup>

∑ *iT*<sub>out</sub>──所有输出端转矩与相应传动比 乘积的和,N·m

 $\dot{\omega}_{m}$ ——输入端角加速度,rad/s<sup>2</sup>

### 2.4 其他部件模型

发动机模型、附件模型和终传动模型,以及在混 合动力系统中的超级电容模型和电动机模型,在液 力传动系统中的变速箱模型和液力变矩器模型,均 可利用 ADVISOR 模型库中的原有模型。这些模型 的建立采用实验建模与理论建模相结合的方法,利 用查表法读取各部件的试验所得的特性曲线或特性 图,考虑温度、转动惯量等影响因素后所得。

### 2.5 整机模型

将各子系统模型按系统结构连接,形成混合动 力履带式推土机整机模型,如图3所示,利用相同方 法建立对照机模型,如图4所示。



图 3 混合动力履带式推土机整机模型 Fig. 3 Model of hybrid electric tracked bulldozer







### 3 模型验证

### 3.1 主要技术参数

### 3.1.1 主要部件参数

采用某公司提供的整机和各部件参数标定模型。两系统主要参数如表1~3所示,其中表1和表2 分别为混合动力推土机和对照机的特有参数,表3 为两系统中相同的参数。

#### 表1 混合动力推土机主要参数

#### Tab. 1 Main parameters of hybrid electric bulldozer

| 整机/部件 | 参数                          | 数值       |
|-------|-----------------------------|----------|
| 整机    | 使用质量/kg                     | 28 000   |
|       | 额定功率/kW                     | 154      |
| 发动机   | 额定转速/(r·min <sup>-1</sup> ) | 1 950    |
|       | 排量/L                        | 9.726    |
| 发电机   | 额定功率(峰值功率)/kW               | 175(200) |
|       | 最高效率/%                      | 93       |
|       | 额定功率(峰值功率)/kW               | 75(105)  |
| 电动机   | 最高效率/%                      | 95       |
| 超级电容  | 静电容量/F                      | 5        |
|       | 能量容量/(kW·h)                 | 0.34     |
| 传动泵   | 空载功率(满载功率)/kW               | 0.32(8)  |

#### 表 2 液力机械推土机主要参数

Tab. 2 Main parameters of hydro-mechanical bulldozer

| 整机/部件 | 参数                          | 数值     |
|-------|-----------------------------|--------|
| 整机    | 使用质量/kg                     | 28 000 |
|       | 额定功率/kW                     | 175    |
| 发动机   | 额定转速/(r·min <sup>-1</sup> ) | 1 800  |
|       | 排量/L                        | 11.596 |
| 液力变矩器 | 变矩系数                        | 2.40   |
|       | 最高效率/%                      | 89     |
| 亦す灰   | 挡位数                         | 6      |
| 受迷相   | 最高效率/%                      | 96     |
| 转向泵   | 转向泵 空载功率(满载功率)/kW           |        |

#### 表 3 两系统中相同的部件参数

#### Tab. 3 Parameters of the same components in

two comparative systems

| 部件  | 参数            | 数值     |
|-----|---------------|--------|
| 履带  | 中心距/mm        | 2 000  |
| 终传动 | 速比            | 28.336 |
| 工作泵 | 空载功率(满载功率)/kW | 1(70)  |
| 风扇泵 | 功率/kW         | 19     |

### 3.1.2 控制策略

混合动力推土机采用功率跟随控制策略,发动 机-发电机组跟随需求功率,其转速由油门开度决 定,在标定时尽量限制在1400~1700 r/min 一个小 范围内。超级电容进行功率平衡,在限定的 SOC 范 围内,补充功率不足及瞬时响应不足,并在行驶或转 向制动时进行能量回收。

液力机械推土机采用基于负荷的换挡策略,在 特定转速高于设定的负荷度时升挡,低于设定的负 荷度时降挡。

### 3.2 模型的试验验证

利用混合动力推土机及其对照机的现场实机试验,对所建立的两系统模型进行验证,试验要求及具体办法参照相关标准执行<sup>[19-20]</sup>。

3.2.1 混合动力推土机模型验证

模型验证包括在直行推土和转向两类工况下的 验证。在试验中的实时运行数据可以通过 CANoe 从 CAN 总线上获取,经各部件厂商试验表明,CAN 总线实时数据如发动机转速和油耗等误差均在 5% 以内。因此,可以方便地采集整机试验中 CAN 总线 中的数据用于模型验证。

为此,在试验场中反复进行典型作业工况下的 直行推土试验以及转向试验。选取具有代表性的工 况进行仿真,将模型中的控制策略与整机控制器中 的策略相统一,将仿真参数与实机参数相统一,进而 将仿真数据与 CAN 总线采集的数据相对比。混合 动力推土机的实机试验如图 5 所示,图中 A 处为记 录数据用的便携式计算机以及与 CAN 总线相连的 连接线,B 处为超级电容器箱体(表明为混合动力系 统)。



图 5 在典型作业工况下的实机试验 Fig. 5 Real bulldozer's test in typical operation cycles

本模型为后向模型,对比行驶速度和牵引力的 实测值与仿真值,可以验证模型是否能按实测工况 运行通畅;而当速度及牵引力的仿真值和实测值吻 合时,同时考查动力源的仿真值与实测值的吻合情 况,可以验证该模型的精度。因此,在直行推土方 面,选取典型作业工况的实测速度和牵引力作为仿 真输入,并与仿真所得进行对比,如图 6a 所示;该工 况下发动机-发电机组输出功率、发动机转速和超级





电容电压的实测值和仿真值对比,如图 6b~6d 所示。

由图 6a 可见,在0~10 s 由空驶到切土阶段,速 度和牵引力迅速上升;在10~68 s 为运土阶段,速度 在 2 km/h 左右,由于推土阻力的不均匀及驾驶员的 调节,牵引力在较高水平内剧烈波动;在 68~73 s 为 卸土阶段,牵引力和速度均下降到 0;在 73~109 s 为空载返程阶段,牵引力为 0,加速返程后减速停 车。在图 6a 中,仿真所得牵引力和速度与实测数据 吻合良好,在整个仿真时间内误差小于 1%,说明该 模型在该实测工况下可以进行仿真,模型运行通畅。

由图 6b 可见,从空驶到切土阶段,发动机-发电 机组的输出功率随着目标速度和牵引力的增加而迅 速攀升;在运土阶段,输出功率处于较高水平并根据 行驶中不断调节油门而波动;在卸土时急速下降至 0;在空载返程阶段,先被增加到一个中等负荷水平 以克服行驶阻力,然后下降为0减速停车。由图6c 可见,在不同的工况阶段,发动机转速的变化趋势与 发动机-发电机组输出功率的变化趋势大体相同,这 是因为控制策略中将发动机目标转速与相应趋势的 目标输出功率对应标定,并且被限制在一个小范围 区,如3.1.2节所述,是为了按需求输出功率的同时 优化发动机的工作区域。由图 6d 可见,由于在控制 策略设定中,发动机-发电机组输出的目标功率是完 全跟随需求功率,超级电容输出功率在很小的范围 内波动,电压基本恒定。在65 s 运土结束提升铲刀 时,以及在78s返程加速行驶时,功率较大且增速 陡急,超级电容弥补发动机-发电机组瞬时功率的不 足,电压降低。

由图 6b~6d 可知,在典型作业工况下,发动机-发电机组输出功率的仿真值与实测值相比,在 81.2%的时间内小于 15%;发动机转速的仿真误差 在 93.8%的时间内小于 15%;超级电容电压的仿真 误差在 95%的时间内小于 5%。在该工况下,仿真 值与实测值总体上较为接近,引入误差的主要原因 是在土壤路面及铲土后的路面上具有不确定性的行 驶阻力,这在仿真中难以估算,造成总需求功率的误 差,进而引起发动机-发电机组输出功率和发动机转 速的误差,由于超级电容电压被控制在很小的范围 内,所以需求功率的误差不引入到超级电容电压中。

同时将图 6a 与图 6b~6d 对照可知,动力传动 系统的源头与终端运行参数的仿真值与实测值趋势 相同、基本吻合,考虑推土机作业环境的复杂性,该 模型的仿真误差可以接受。因此,该模型可以对混 合动力推土机在直行推土类工况下的运行状况进行 精确模拟。

在实际转向中,实时的整机行驶速度和转向半 径并不容易测量,因此不易从试验中得到这类物理 量表征转向工况。然而,利用两侧履带速度表征转 向工况对于后向模型的仿真较为方便。为此,选取 试验测量的转向时左右两侧履带速度作为仿真输 入,如图7a所示,在该工况中,0~18s有数个原地 转向操作,两侧履带速度大小相等方向相反;18~29s 进行了一段直线行驶;29s时进行行进间右侧转向, 右侧履带减速,左侧履带加速。由图7a可知,仿真 与实测数据在整个仿真时间内误差小于1%,说明

299

模型在该转向工况下可以进行仿真。

与直行推土工况下的验证方法类似,再选取动 力源主要运行参数的实测值和仿真值进行对比,发 动机-发电机组输出功率和超级电容电压对比如图 7b和图7c所示。由于与直行时的控制策略相同, 发动机的转速由控制策略决定,此处不再对比。

由图 7b 可见,与图 7a 中工况相对应,在低速原 地转向时,发动机-发电机组输出功率较小;当行驶 速度提高时功率迅速提升,减速时功率下降;29 s 行 进间转向时,外侧履带需要增加功率,输出功率再次 提升。由图 7c 可见,超级电容的电压在该工况下可 以按策略被稳定控制在工作电压范围内,这表明发 动机-发电机组输出功率基本可以及时满足需求功 率。 由图 7b 和图 7c 可知,在转向工况下,混合动力 推土机的发动机-发电机组输出功率的仿真值与实 测值相比,在 65.5%的时间内小于 15%,77.1%的 时间内误差小于 20%;超级电容电压的仿真误差在 全部仿真时间内小于 5%。由两图可见仿真值与实 测值趋势相同,但转向时发电机组输出功率误差比 直行推土时大,主要是模型难以对实际转向中履带 在非均匀土壤路面的转向阻力系数进行精确估算引 起的。

类似的,同时将图 7a 与图 7b 和图 7c 对照可 知,动力传动系统的源头与终端运行参数的仿真值 与实测值趋势相同、基本吻合,所建立的模型可以对 混合动力推土机在转向工况下的运行状况进行精确 模拟。





Fig. 7 Comparison of measured values and simulated values in steering cycles

为了进一步对模型进行验证,对工况段内的整 机性能进行对比,对比了在图 6a 和图 7a 所示 2 类 工况下试验和仿真的油耗和等效油耗如表 4 所示, 油耗和等效油耗的仿真值和试验值较为接近,转向 工况比典型作业工况下的仿真误差大,误差产生除 了前文所述的原因外,还有本文中估算发动机油耗 的模型是基于油耗特性 Map 查表法的稳态油耗模 型。

### 表4 2 类工况下油耗的实测值与仿真值对比 Tab.4 Comparison of measured fuel consumption and simulated values in two kinds of cycles

| 循环   | 油耒    | €/L   | 仿真      | 等效注   | 由耗/L  | 仿真      |
|------|-------|-------|---------|-------|-------|---------|
| 工况   | 试验    | 仿真    | 误差/%    | 试验    | 仿真    | 误差/%    |
| 典型作业 | 0.602 | 0.564 | - 6. 31 | 0.604 | 0.564 | - 6. 62 |
| 转向   | 0.080 | 0.073 | - 8.75  | 0.079 | 0.073 | - 7. 59 |

总体上看,通过在2类工况下,同时对比混合动 力推土机在仿真和试验中动力源和动力传递终端的 实时运行参数,以及行驶结束时的油耗,验证了所建 立模型的仿真效果良好。

3.2.2 液力机械推土机模型验证

与混合动力推土机不同,液力机械推土机各部 件运行数据不便于在行驶作业中实时测量获得,典 型反映整机和主要部件运行情况的是牵引性能试验 中记录的整机与部件运行数据。对照机的牵引性能 试验由生产企业委托第三方检测机构完成,不再图 示。

为此,将牵引性能试验中的牵引力和行驶速度 作为输入工况进行仿真,将仿真与试验测量的整机 或部件运行数据进行对比,如图8所示。

由图 8a 可见,按照牵引特性试验的要求,牵引 力逐渐被增加至最大,行驶速度随着牵引力的增加 而降低,直至履带接近完全滑转、速度接近零。在 图 8a 中,仿真所得牵引力和速度与实测工况数据在 整个仿真时间内误差小于 1%,说明该模型在该实 测工况下可以进行仿真,模型运行通畅。

由图 8b 可见,在牵引性能试验中,发动机的输 出功率随着牵引力的增加而增加,由发动机和液力 变矩器共同工作特性决定,发动机的工作点由高速 低转矩逐渐过渡到中速高转矩。在图 8b 中,仿真所 得的发动机转速和功率在 85% 的仿真时间内与实 测数据误差小于 10%。该误差产生的原因一是推 土机在土壤路面及铲土后的路面上具有不确定性的 行驶阻力,二是液力变矩器在行驶中波动的效率和 速比,这在仿真中估算难度较大。同时对照图 8a 和 图 8b 可知,动力传动系统的源头运行参数与终端运 行参数的仿真值与实测值相差都很小,表明所建立





表 5

Fig. 8 Comparison of measured values and simulated values in tractive performance test cycles

的模型可以精确模拟液力机械推土机在直行推土作 业下的运行状况。 除这种协调不当,在实机中还有提升节能的空间。

同样,对特定工况时段内的整机宏观性能进行 对比,对比了在图 8a 所示工况下试验和仿真的油 耗,仿真误差为 6.82%,误差产生除了上述原因外, 还有稳态油耗模型的误差,但模型总体仿真效果良 好。

在转向方面,由于液力机械推土机转向时的单侧履带实时速度不易获取,难以利用转向试验的实时数据构建转向工况作为仿真输入,以对模型进行验证。然而,由于液力机械推土机模型和混合动力 推土机模型中的转向动力学模型相同,前文中混合动力推土机转向时模型具有较好的仿真效果,这说明建立的转向动力学模型正确可用。

### 4 全工况经济性仿真分析

#### 4.1 直行推土工况

直行推土工况可以选用图 6a 所示的典型作业 工况。两对照机在该工况下进行仿真,液力机械推 土机采用 3.1.2 节所述换挡策略。混合动力推土机 分别采用 2 种功率跟随控制策略,一种是前文中模 型试验验证部分采用的控制策略,其发动机-发电机 组跟随负载功率,转速由当前油门决定,记作策略 1;另一种是在发动机-发电机组跟随负载功率时,控 制发动机-发电机组工作在两者联合工作的最优效 率曲线上,该最优效率曲线由发动机的油耗特性 Map 和发电机组的效率特性 Map 作出,在等功率曲 线上寻找两者油耗和效率乘积最小时的工作点,在 不同功率下标定出一条最优效率曲线,记作策略 2。

仿真结果如表 5 及图 9~11 所示,图 11 中数值 表示效率。由表 5 可见,相对于液力机械推土机,混 合动力推土机在典型作业工况下,采用策略 1 时节 能 19.89%,采用策略 2 时节能 22.87%。采用策略 1 是因为发动机转速由油门直接控制时响应速度 快,不容易出现采用策略 2 时可能出现前后功率协 调不当造成的总线电压拖低的问题,显然如果能消

| Tab. 5 | Comparison  | of two   | compared    | bulldozers' | fuel |
|--------|-------------|----------|-------------|-------------|------|
|        | consumption | in typic | al operatio | on cycles   |      |

两对照机在典型作业工况下的油耗比较

| APT TOU | 控制  | 油耗/   | 节油/   | 等效    | 节能/   |
|---------|-----|-------|-------|-------|-------|
| 101.42  | 策略  | L     | %     | 油耗/L  | %     |
| 液力机械推土机 | _   | 0.704 | —     | 0.704 | _     |
| 混合动力推土机 | 策略1 | 0.564 | 19.89 | 0.564 | 19.89 |
|         | 策略2 | 0.542 | 23.01 | 0.543 | 22.87 |



Fig. 9 Distribution of engine working points of hydro-mechanical bulldozer in typical operation cycles

由图9可见,液力机械推土机发动机工作点在 发动机和液力变矩器共同工作的区域内分布范围较 广。由图10a可见,混合动力推土机采用控制策略 1时发动机工作点主要分布在1400~1700 r/min 中高负荷相对集中的区域。计算两系统中发动机的 平均效率,前者为34.17%,后者为36.05%,混合动 力推土机的发动机效率相对提高了5.5%,这是由 于策略1中标定时将2/3的油门范围对应于一个小 转速范围,从而使发动机工作点相对于对照机中更 趋于低油耗区域。但是,发动机工作点的改善只贡 献了一部分节能,据计算可知节能更多来自于传动 效率的改善,这是由于混合动力系统中不含效率较 低的液力变矩器。

由图 10b 和图 11 可见,混合动力推土机采用策

略2时,发动机和发电机的工作点被控制于两者共同工作的最优效率曲线上,如蓝色点划线所示。此时发动机平均效率为37.65%,相对于对照机提高

了 10.18%,相对于采用策略1时提高了4.45%,可 见策略2相对于策略1具有显著改善。



图 10 混合动力推土机在典型作业工况下采用不同控制策略时的发动机工作点分布

Fig. 10 Distribution of engine working points of hybrid electric bulldozer in typical operation cycles while

adopting different control strategies





adopting control strategy I

### 4.2 转向工况

由于液力机械推土机的转向机构无法执行原地 中心转向,因此两机型在同一工况下对比分析时,无 法利用如图 7a 所示的转向工况。为此,需要首先构 造转向工况,液力机械推土机的转向机构为独立式 转向机构,混合动力推土机在驱动控制中也可以采 用独立式转向控制策略,故可以模仿独立式转向机 构转向时两侧履带速度的变化构造转向工况,所构 造的转向工况如图 12 所示,包含行进中的左转和右 转及原地转向,为了与图 7a 区分称为"仿真转向工 况"。

两对照机在该转向工况下进行了仿真,结果如 表6所示,混合动力推土机采用策略1时节能8.13%, 采用策略2时节能13.88%。与图9~10所示的直 行推土工况下发动机工作点分布情况相类似,混合 动力推土机的发动机效率相对于对照机得到改善,



#### 表 6 两对照机在转向工况下的油耗比较

#### Tab. 6 Comparison of two compared bulldozers'

fuel consumptions in steering cycles

| 4-11 II.I            | 控制  | 油耗/   | 节油/   | 等效    | 节能/   |
|----------------------|-----|-------|-------|-------|-------|
| 机型                   | 策略  | L     | %     | 油耗/L  | %     |
| 液力机械推土机              |     | 0.209 |       | 0.209 |       |
| 泪入动力按上相              | 策略1 | 0.192 | 8.13  | 0.192 | 8.13  |
| <b>低</b> 行 列 力 推 土 机 | 策略2 | 0.180 | 13.88 | 0.180 | 13.88 |

限于篇幅不再图示。然而,该工况下的节能效果没 有直行推土工况下显著,这是由工况特点决定的。 在直行推土工况下需求功率波动显著,液力机械推 土机中的液力变矩器和发动机的转速和转矩变化范 围大,两者共同工作的效率低,而在该转向工况下两 者共同工作效率较高,但混合动力推土机中发动机 和发电机的效率在低负荷的转向工况中相对于高负 荷的直行推土工况中有所下降,因此,两方面原因共 同导致了混合动力推土机在转向工况下的节能效果 有所下降。

### 5 结论

(1) 基于 Matlab/Simulink 对 ADVISOR 二次开发,建立了可以在全工况(直行推土工况和转向工况)下进行仿真的混合动力推土机整机模型,包括

直线行驶和转向动力学模型、履带行走机构模型、发动机模型和超级电容模型等,并建立了其对照机(液力机械推土机)的整机模型。

(2)对两对照机进行现场实机试验,在试验中 采集工况和部件运行数据,模型在试验工况下进行 仿真,同时对比动力传动系统的源头与终端运行参 数的试验值和仿真值,以对模型进行试验验证。结 果表明,所建立模型可以在全工况下对两对照机的 运行状况进行较为精确的仿真,为后续研究提供了 仿真平台。

(3)两对照机模型在相同的两类工况下进行仿 真并对比分析。结果表明,混合动力推土机通过改 善发动机工作点以及取消液力变矩器提高传动效 率,在直行推土和转向中均显示了显著的节能效果, 采用发动机-发电机组最优效率曲线控制时节能效 果得到进一步提高。

#### 参考文献

- 孙会来,申焱华,金纯,等.轮边电驱动铰接式矿用汽车差速控制策略研究[J].农业机械学报,2014,45(11):27-33.
   Sun Huilai, Shen Yanhua, Jin Chun, et al. Differential control strategy research of wheeled electric drive ADT mining truck[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2014,45(11):27-33. (in Chinese)
- 2 Jong II Yoon, Dinh Quang Truong, Kyoung Kwan Ahn. A generation step for an electric excavator with a control strategy and verifications of energy consumption[J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2013,14(5):755-766.
- 3 林添良,叶月影,刘强. 挖掘机动臂闭式节能驱动系统参数匹配[J]. 农业机械学报,2014,45(1): 21-26. Lin Tianliang, Ye Yueying, Liu Qiang. Parameter matching for a closed-loop energy-saving system of excavators[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2014,45(1):21-26. (in Chinese)
- 4 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.
- 5 来晓靓,管成,肖扬,等.并联油液型混合动力挖掘机发动机转速控制方法[J]. 农业机械学报,2014,45(1): 14-20. Lai Xiaoliang, Guan Cheng, Xiao Yang, et al. Engine speed control method of parallel hydraulic hybrid excavator [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2014,45(1):14-20. (in Chinese)
- 6 石荣玲,赵继云,孙辉. 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. 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)
- 7 宋强,曾普,王红.串联电传动履带推土机功率跟随控制策略研究[J].北京理工大学学报,2014,34(3):267-272. Song Qiang, Zeng Pu, Wang Hong. Study on power flowing control strategy of a series hybrid electric bulldozer[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2014, 34(3):267-272. (in Chinese)
- 8 Li Dongge, Zou Yuan, Liu Teng. Modeling and steering performance study of dual-motors independent driving tracked bulldozer [J]. Journal of Beijing Institute of Technology: English Edition, 2014, 23(12): 239 - 245.
- 9 邹渊,陈晓玲,李东阁,等. 串联式混合动力推土机驱动系参数匹配设计[J]. 机械工程学报,2014,50(1):70-75.
   Zou Yuan, Chen Xiaoling, Li Dongge, et al. Parameter matching design and control optimization for series hybrid tracked bulldozer
   [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(1):70-75. (in Chinese)
- 10 Wang Hong, Sun Fengcun. Dynamic modeling and simulation on a hybrid power system for dual motor-drive electric tracked bulldozer[C]//Proceedings of the 2013 International Symposium on Vehicle, Mechnical, and Electrical Engineering, 2013:229-233.
- 11 Zhou Zhichao, Chen Xiaoling, Zou Yuan. Modeling and simulation of electric drive bulldozer based on the torque control [C] // Proceedings of the 2012 International Conference on Engineering and Environmental Enegineering, 2012:229 - 233.
- 12 杨蓉,楼狄明,庞然,等. 串联式混合动力推土机系统建模及性能仿真[J]. 中国工程机械学报, 2012, 10(3): 280-285. Yang Rong, Lou Diming, Pang Ran, et al. System modeling and performance simulation on series hybrid bulldozers[J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2012, 10(3): 280-285. (in Chinese)
- 13 孙强,白书战,李国祥,等. 履带式推土机动力传动系统推土工况建模与仿真[J].农业工程学报,2012,28(7):57-61. Sun Qiang, Bai Shuzhan, Li Guoxiang, et al. Modeling and simulation of power transmission of crawler bulldozer [J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(7):57-61. (in Chinese)
- 14 Adam Same, Alex Stipe, David Grossman, et al. A study on optimization of hybrid drive train using advanced vehicle simulator (ADVISOR) [J]. Journal of Power Sources, 2010, 195(19):6954-6963.
- 15 Markel T, Brooker A, Hendricks T, et al. ADVISOR: a systems analysis tool for advanced vehicle modeling [J]. Journal of Power Sources, 2002,110(2):255-266.
- 16 Wishart Jeffrey, Zhou Yuliang Leon, Dong Zuomin, et al. Dynamic modelling and simulation of a multi-regime hybrid vehicle powertrain architecture [J]. International Journal of Electric and Hybrid Vehicles, 2008, 1(2):188-219.
- 17 王良曦,王红岩. 车辆动力学[M].北京:国防工业出版社,2008.
- 18 孙逢春,张承宁.装甲车辆混合动力电传动技术[M].北京:国防工业出版社,2008.
- 19 GB/T 6375-2008 土方机械 牵引力测试方法[S]. 2008.
- 20 JB/T 1666—1997 履带式推土机 试验方法[S]. 1997.