

4SY-1.8型油菜割晒机液压驱动系统的设计

韩彩锐 舒彩霞 李磊 李平 丁幼春 廖宜涛 廖庆喜

华中农业大学工学院, 武汉 430070

摘要 针对前悬挂式油菜割晒机运动单元多, 动力传递路线过长、结构复杂等问题, 设计了一套用于4SY-1.8型油菜割晒机运动单元的液压驱动系统。系统标定和田间试验结果表明: 该系统工作稳定可靠, 割晒机各运动单元转速可单独实时调整, 能适应不同种植模式油菜的收获; 油菜茎秆铺放整齐有序, 有效提高割晒机的工作效率。利用该系统对割晒机空载和田间作业时各运动单元的功耗测试结果表明: 空载时纵向输送总功耗小于0.1 kW, 横向输送带总功耗为0.89 kW, 切割器和拨禾轮功耗为1.2 kW; 田间作业铺放效果良好时, 纵向输送总功耗小于0.3 kW, 横向输送带总功耗为1.86 kW, 切割器和拨禾轮功耗为2.35 kW。

关键词 油菜; 割晒机; 液压驱动; 功耗

中图分类号 S 225.2⁺1 **文献标识码** A **文章编号** 1000-2421(2015)01-0136-06

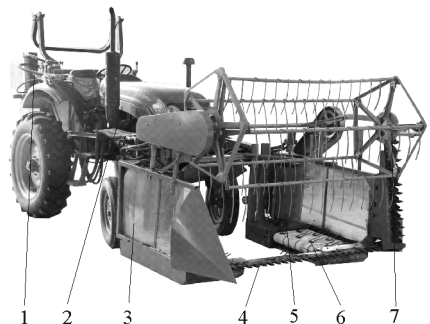
油菜是中国种植面积最大的油料作物和优质蛋白饲料作物, 其适宜收获期短, 传统人工收获费工费时, 在农村劳动力短缺的大环境下, 实现油菜机械化收获势在必行^[1-2]。油菜机械化收获方式主要有分段收获和联合收获, 其中分段收获具有收割早、适收期长、收获总损失少等优点^[3-8]。

目前, 国内研制的油菜割晒机多为前悬挂式结构^[9-13], 这类割晒机运动单元多, 运动形式、轨迹、速度均不相同。采用传统机械传动方式时, 传动路线过长、运动轨迹多变, 导致机具结构复杂, 可靠性降低。另外, 油菜生长受地理气候、种植方式、水肥管理等因素影响, 植株差异较大, 其割晒铺放效果与各运动单元运行参数密切相关, 而机械式传动难以实现实时调整, 影响割晒机作业质量和效率。相对传统机械式传动而言, 液压传动具有功率密度大、体积小、安装灵活简便等优点, 可方便实现无级调速, 现已在多个领域得到广泛应用^[14-16]。笔者设计了一套用于4SY-1.8型油菜割晒机的液压驱动系统, 以液压泵-液压管路-液压马达系统替代皮带、齿轮、链条等机械传动, 并利用该系统对割晒机空载和田间作业时运动元件的功耗进行测试, 旨在为割晒机液压驱动系统的进一步改进优化提供科学依据。

1 液压驱动系统的设计

1.1 割晒机的基本结构

供试4SY-1.8型油菜割晒机与东方红-400H型拖拉机(29.4 kW)配套使用, 属前悬挂式, 其结构如图1所示。



1. 液压驱动系统 Hydraulic driving system; 2. 东方红-400H 拖拉机 Dong Fang Hong-400H tractor; 3. PVC 侧板 PVC side plate; 4. 切割器 Cutting system; 5. 纵向输送总成 Longitudinal transportation unit; 6. 横向输送带总成 Transverse belt unit; 7. 拨禾轮 Reel.

图1 4SY-1.8型油菜割晒机

Fig. 1 4SY-1.8 rape windrower

收稿日期: 2014-01-16

基金项目: 国家油菜产业技术体系专项(CARS-13); “十一五”国家科技支撑计划项目(2010BAD01B06); 中央高校基本科研业务费专项(2662014PY033); 武汉市高新技术产业科技创新团队项目(2014070504020240)

韩彩锐, 硕士研究生, 研究方向: 现代农业装备设计与测控. E-mail: hancairui6193@163.com

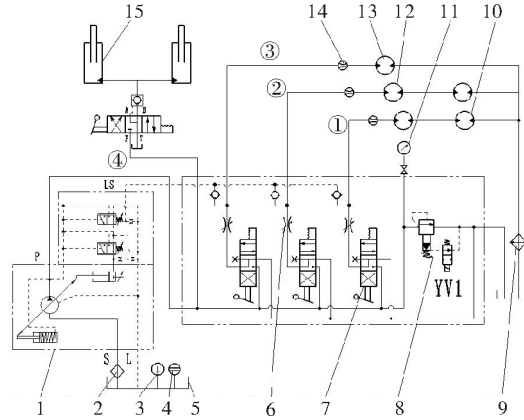
通信作者: 舒彩霞, 副教授, 研究方向: 现代农业装备设计与测控. E-mail: shucaixia@mail.hzau.edu.cn

该割晒机机采用横向输送带总成与纵向输送总成组合输送, 茎秆呈中间条铺, 设计作业幅宽 1.8~2.0 m, 作业速度 0.6~0.9 m/s。作业时, 待割油菜植株经分禾器集束引向切割区, 由拨禾轮向后推送扶持到水平往复式切割器切断油菜茎秆, 中间区域油菜被切断后直接倒地。两侧油菜则经横向输送带总成与纵向输送总成共同作用, 以一定铺放角形成

中间条铺, 油菜角果层向后有序铺放于田间割茬上, 便于晾晒和后续捡拾脱粒。切割器、拨禾轮、横向输送带总成和纵向输送总成等主要运动单元均由液压马达驱动。

1.2 系统组成与工作原理

根据割晒机驱动要求设计的液压驱动系统工作原理如图 2 所示。



1. 变量泵 Variable displacement pump; 2. 过滤器 Filter; 3. 温度计 Thermometer; 4. 液位计 Level gauge; 5. 油箱 Tank; 6. 节流阀 Throttle; 7. 换向阀 Directional valve; 8. 溢流阀 Relief valve; 9. 冷却器 Cooler; 10. 立辊马达 Vertical roll motor; 11. 压力表 Pressure gauge; 12. 输送带马达 Belt motor; 13. 割台主马达 Header main motor; 14. 测试点 Test points; 15. 液压缸 Cylinder.

图 2 割晒机液压驱动系统原理图

Fig. 2 Principle diagram of windrower hydraulic driving system

设计的液压驱动系统为单泵驱动多执行器系统, 由 4 条并联支路组成(图 2), 其中①支路为纵向输送总成支路, 该支路中 2 个立辊马达反相串联, 分别驱动构成纵向输送总成的左右两个立辊装置; ②支路为横向输送带总成支路, 该支路中 2 个输送带马达反相串联, 分别驱动构成横向输送带总成的左右输送带装置; ③支路为割台支路, 支路中的割台主马达输出动力驱动切割器和拨禾轮; ④支路用于驱动液压缸以控制割台升降。工作时立辊马达、输送带马达和割台主马达同时运作, 且均无反转要

求。为减少油管数量, 3 条支路的回油经油路块集中后输送到冷却器。

1.3 主要元件与参数分析

参考农业机械常用的系统工作压力, 初选系统压力为 12 MPa。系统选用的主要元件及其参数如表 1 所示。

1) 液压马达参数分析。根据割晒机作业对工作单元运行参数的要求, 可确定液压系统执行元件工作转速范围。以割台主马达为例, 往复式切割器的曲柄轴由割台主马达直接驱动, 其相关参数的计算

表 1 4SY-1.8 型油菜割晒机液压驱动系统主要工作元件型式及参数

Table 1 The type and key parameters of main components in 4SY-1.8 rape windrower hydraulic driving system

元件 Components	型号 Type	额定压力/MPa Rated pressure	排量/(mL/r) Displacement	额定转速/ (r/min) Rated speed	输出功率/kW Output power	转速范围/ (r/min) Speed range
割台主马达 Header main motor	BMP-80-2-A-M-S	12.5	80	650	10	400~630
输送带马达 Belt motor	BMP-36-2-A-M-S	12.5	36	1 050	8	350~530
立辊马达 Vertical roll motor	BMP-36-2-A-M-S	12.5	36	1 050	8	100~150
液压泵 Variable displacement pump	A10VO71DFR/ 31L-PSA12N00	28	71	2 200	50	700~1 600

与分析如下:

$$f = v_p / 2s \quad (1)$$

$$n_p = 60f \quad (2)$$

式中 f 为切割器运动频率, Hz; n_p 为切割器曲柄轴转速, r/min; v_p 为切割器动刀平均速度, 取 1.0~1.6 m/s; s 为切割行程, 取 76.2 mm。将式(1)代入式(2)得到切割器曲柄轴转速 n_p , 即

$$n_p = 30 \times v_p / s \quad (3)$$

将参数 v_p 和 s 的取值代入式(3)可得到切割器的曲柄轴转速 n_p 约为 394~630 r/min。

液压马达排量计算分析如下:

$$V_m = \frac{2\pi T_{\max}}{\eta_{mm} \Delta p} \quad (4)$$

式中 V_m 为液压马达计算排量, m^3/r ; T_{\max} 为割台主马达最大负载转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; η_{mm} 为液压马达的机械效率; Δp 为进出口油压差, Pa。

参考《农业机械设计手册》收获稻麦、牧草时切割器和拨禾轮的功率经验计算公式及参数取值, 得理论计算功率为 3.80~4.44 kW, 计算得 $T_{\max} = 116 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。将 $\eta_{mm} = 0.92$ 、 $\Delta p = 11.7 \text{ MPa}$ 代入式(4)得 $V_m \approx 6.77 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{r}$, 即割台主马达的排量应大于 67.7 mL/r。由于马达的使用转速较低, 同时受安装空间限制, 故选用体积小、扭矩大的摆线液压马达, 根据其产品参数信息选择的马达排量为 80 mL/r, 马达直接驱动负载。

输送带马达和立辊马达选型同样参考式(4), 具体选型及参数见表 1 所列。

2) 液压泵参数确定。液压泵的最大工作压力 $p_{P_{\max}}$ 应满足

$$p_{P_{\max}} \geq p_{1_{\max}} + \sum \Delta p \quad (5)$$

式中, $p_{1_{\max}}$ 为液压执行元件最大工作压力, Pa; $\sum \Delta p$ 为液压泵出口到执行元件入口之间所有的沿程压力损失和局部压力损失之和, Pa。

将 $p_{1_{\max}} = 10.4 \text{ MPa}$ 、 $\sum \Delta p = 0.8 \text{ MPa}$ 代入式(5)得 $p_{P_{\max}}$ 为 11.2 MPa。

液压泵最大输出流量

$$q_P \geq K \left(\sum q_{\max} \right) \quad (6)$$

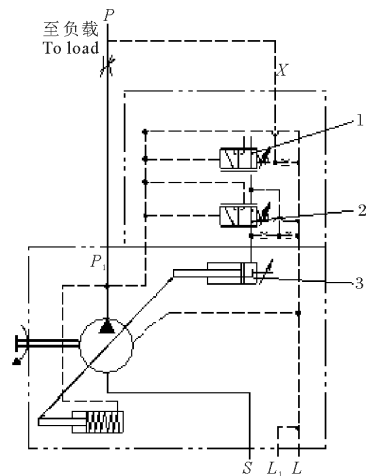
式中, $\left(\sum q_{\max} \right)$ 为同时动作的各液压执行元件的最大总流量, m^3/s ; K 为系统泄漏系数。将 $K = 1.2$ 、 $\left(\sum q_{\max} \right) = 78 \text{ L}/\text{min}$ 代入式(6)得 $q_P = 93.6 \text{ L}/\text{min}$ 。受拖拉机动力输出轴转速及设计条件限

制, 泵的最大工作转速为 1600 r/min, 则液压泵的排量应大于 58.5 mL/r。参照液压泵产品样本参数信息所选取的变量泵排量为 71 mL/r, 液压泵的驱动功率为 21.3 kW。

1.4 负载敏感系统原理与应用

由于不同生长期和种植方式下的油菜植株特性差异较大, 油菜个体无规律性生长也可造成植株间差异较大, 加之农机手操作、种植厢宽差异等因素, 导致割晒机作业过程中负载呈动态变化, 因此, 将已在工业上得到广泛应用的负载敏感变量泵引入到割晒机液压驱动系统中, 构成泵控负载敏感系统可提高系统效率。

泵控负载敏感系统原理如图 3 所示, 最高压力控制(DR 阀)的设定压力为泵的最高工作压力, 压差控制(FR 阀)的设定压力为泵的出口压力与负载压力的差值, 该压力差即节流口压差; 当泵的出口压力未达到 DR 阀的设定压力时, FR 阀控制泵的排量, 使其输出流量和压力适应负载; 当泵出口压力达到 DR 阀的设定压力时, 泵进入恒压工作状态, 排量由 DR 阀控制, 泵只输出负载所需油量实现节能。



1. 压差控制(FR 阀) Pressure difference control valve;
2. 最高压力控制(DR 阀) Highest pressure control valve; 3. 排量控制油缸 Displacement control cylinder.

图 3 负载敏感变量泵原理图

Fig. 3 Schematic diagram of load-sensing variable pump

2 液压驱动系统的测试

为检验液压驱动系统的可靠性, 获得割晒机作业效果良好时运动单元运行参数所对应的系统调节量, 并考察系统工作性能, 开展了系统标定试验和田间收获试验。通过采集不同工况下液压驱动系统内测试点的流量和压力数据以及运动单元的运行参

数,分析了系统的运行特性,测试结果可为后续优化改进设计提供参考依据。

液压驱动系统测试的试验设备主要有 CHPM480-05-0C 八通道智能式测试仪、SR-PTT400-05-0C 压力传感器、SR-CT60-B-B-6 流量传感器、DM6234P+ 数字式高精度转速表等。

2.1 空载试验

1) 系统标定。为测得支路节流阀不同调节量所对应的该支路马达转速,进行系统标定试验,试验时未喂入油菜物料。试验前,将传感器安装在系统测试点并与测试仪连接,如图 4 所示。传感器采集得到的测试点压力和流量信息由测试仪记录并输出。



图 4 压力和流量采集试验

Fig. 4 Test of pressure and flow rate

试验时,先启动系统,将发动机转速调节至约 1 600 r/min。被测支路节流阀旋钮由初始位置(开度记为 0)开始,每次旋转 1/4 转(转角 $\varphi = \pi/2$) (开度依次记为 1、2、3、……、28),标定结果记录如图 5 所示。由于立辊马达理论转速要求较低,故只对其进行 0~260 r/min 的标定。

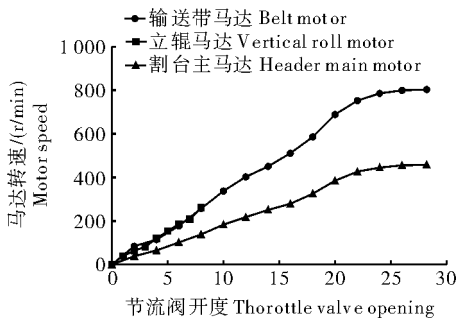


图 5 割台主马达转速与节流阀开度的关系曲线

Fig. 5 Influence of throttle valve opening on header main motor speed

由图 5 可知,各马达转速均随节流阀开度增加而逐渐增大,达到一定开度后马达转速不再增加;输送带马达与立辊马达排量相同,二者的关系曲线基本重合;节流阀开度相同时,排量较大的割台主马达转速较低。由于所选割台主马达排量较大,流量

需求大,而 FR 阀设定的节流口压差较小(1.4 MPa),节流阀调节量达到最大时,通过阀口的流量使割台主马达获得的转速仅 456 r/min,小于割台主马达理论转速。FR 阀的其他设定值情况相似,试验中发现当 FR 设定值达 12 MPa 时,割台主马达可获得较理想转速。此时油泵进入恒压工作状态,其输出流量随负载所需而变,标定结果如图 6 所示。

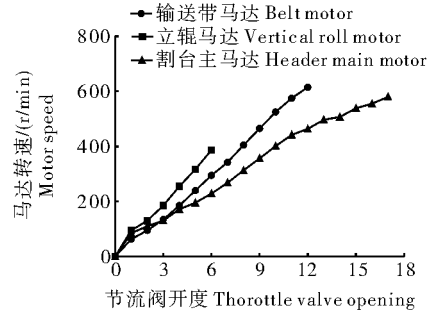


图 6 立辊马达转速与节流阀开度的关系曲线

Fig. 6 Influence of throttle valve opening on vertical motor speed

由图 6 可知,当节流阀开度为 10~17 时,对应割台主马达转速范围为 401~580 r/min(还可继续增大);当节流阀开度为 7~10 时,对应输送带马达转速范围为 342~525 r/min;当节流阀开度为 1~3 时,对应立辊马达转速范围为 95~185 r/min。

依据马达转速与节流阀开度关系曲线,田间试验时先将节流阀开度调整至理论较优工作位置,并视作业情况再作微调。

由以上测试可得割晒机空载时,各马达在不同转速下支路消耗功率值情况:立辊马达转速为 95 r/min 时,纵向输送带总功耗小于 0.1 kW;输送带马达转速为 342 r/min 时,横向输送带总功耗为 0.89 kW;割台主马达转速为 401 r/min 时,切割器和拨禾轮功耗为 1.2 kW。

2) 并联多支路的相互影响。启动系统,将发动机转速调至约 1 600 r/min。3 条并联支路中,一条支路为被测支路,该支路节流阀开度为固定值;另两条支路为调节支路其节流阀开度依标定调节范围分 3 次调至最大。调节支路调节过程中,测试被测支路马达入口处压力和流量。结果表明任一支路的节流阀开度调节,调节时马达工作状态均不影响被测支路的压力和流量。系统 3 条并联支路相互影响较小,系统可有效驱动割晒机主要运动部件独立运行,并可实现工作部件转速的实时连续调节,以适应复杂的田间作业环境。

2.2 田间作业试验

样机经空载调试后,于 2013 年 4 月 10 日至 5 月 14 日分别在武汉市汉南区试验田和华中农业大学现代农业科技试验示范基地对不同种植方式油菜进行多次收获试验。试验时,先将各节流阀开度调至由系统标定所得参考调节位置,再视田间油菜收获作业情况调节节流阀旋钮。

在试验设置的初始节流阀调节参数组合下,割晒机能完成油菜切割和铺放,但铺放效果欠佳,有局部乱铺现象。在一定范围内,增大节流阀调节量后铺放效果有所改善,但运动部件的工作速度不宜太高,否则部分油菜果荚因受到高速回轉的运动部件过度打击和揉搓等作用而易脱落或开裂,造成籽粒损失。另外,运动部件工作速度太高时机器振动加剧,机器负荷成倍增加。综合分析和考虑各种因素,选定确保铺放质量下的较优参考调节量(表 2)。

表 2 不同油菜种植方式下的节流阀较优调节量组合

Table 2 Combination of better regulating quantity for throttle valve under different planting patterns

种植方式 Planting patterns	割台支路 Header branch	横向输送带 总成支路 Transverse belt unit branch	纵向输送 总成支路 Longitudinal transportation unit branch
机械直播 Machine sowing	14	10	2
人工直播未间苗 Manual sowing no thinning	14	10	2
人工直播间苗 Manual sowing and thinning	16	12	4

以上参数对应拖拉机慢 2 档行驶,在一定范围内提高行进速度时,通过增大调节量提高主要运动部件运行参数可适应增大的喂入量。

田间作业试验结果表明,割晒机工作正常,设计的液压驱动系统能满足割晒机各运动部件驱动要求,且传动件不易缠草。通过调节主要运动部件的运行参数,使之相互匹配,可使油菜割茬切口整齐,输送顺畅并铺放整齐有序,对不同植株特性的油菜适应性强,作业效果良好(图 7)。在人工直播未间苗试验田进行收获作业时,可逐渐增大割台支路节流阀调节量,同时测试作业时段内最小负载支路立辊马达的转速。当割台主马达转速由 400 r/min 逐步增加到 540 r/min 时,立辊马达转速变化量仅为 21 r/min,对立辊装置的作业质量基本无影响,支路间的相互影响较小,割晒机作业效果稳定。



图 7 油菜割晒机田间作业

Fig. 7 Rape windrower working in the field

通过测试可得:纵向输送总成功耗小于 0.3 kW,负载压力为 1.35 MPa;横向输送带总成功耗为 1.86 kW,负载压力为 4.74 MPa;切割器和拨禾轮的功耗为 2.35 kW,负载压力为 3.38 MPa。测试结果表明,割晒机田间作业时主要工作部件的实耗功率小于预估功率,系统所选元件尚有较大功率余量;由于油菜茎秆粗壮,单株切割力大于稻麦,但油菜种植密度较小,因此,单位时间内切割功更小^[17-18]。在进一步改进设计时,应根据试验结果降低液压元件储备功率。

经负载匹配计算结果与分析,割晒机立辊马达的排量可降至 8 mL/r,输送带马达的排量可降至 32 mL/r,割台主马达的排量可降至 40 mL/r,油泵排量可降至 45 mL/r,油箱体积可减小约 2/3,系统体积明显减小。

3 讨论

本试验设计的一套用于驱动 4SY-1.8 型油菜割晒机运动部件的液压驱动系统,可大幅简化传动路线。空载标定试验结果表明,该系统运行良好,各运动单元转速可连续调节,各运动支路间无明显影响,系统稳定可靠。

田间试验结果表明,割晒机由该系统驱动时可适应不同种植模式的油菜割晒,油菜割茬切口整齐,输送顺畅铺放整齐有序,作业效果良好。割晒机空载时,纵向输送总成功耗小于 0.1 kW,横向输送带总成功耗为 0.89 kW,切割器和拨禾轮功耗为 1.2 kW;田间作业铺放效果良好时,纵向输送总成功耗小于 0.3 kW;横向输送带总成功耗为 1.86 kW;切割器和拨禾轮的功耗为 2.35 kW。试验结果不仅可为割晒机液压驱动系统的进一步改进提供基础数据,也可为油菜收获机动力选型和结构设计提供参考,避免因功率估计过大而造成能量浪费和机体结构庞大与笨重等。

参 考 文 献

- [1] 张彬,张礼钢,沐森林,等.我国油菜机械化收获现状及发展方向[J].中国农机化,2008(6):69-71.
- [2] 刘德军,赵秀荣,高连兴,等.不同收获方式含水率对油菜收获物流损失的影响[J].农业工程学报,2011,27(10):339-342.
- [3] 吴崇友,丁为民,张敏,等.油菜分段收获脱粒清选试验[J].农业机械学报,2010,41(8):70-76.
- [4] 吴崇友,金诚谦,肖体琼,等.我国油菜全程机械化现状与技术影响因素分析[J].农机化研究,2007(12):207-210.
- [5] 李平,廖庆喜,李磊,等.4SY-1.8改进型油菜割晒机主要装置设计与试验[J].农业机械学报,2014,45(1):53-58.
- [6] 金诚谦,尹文庆,吴崇友.4SY-2型油菜割晒机铺放质量数学模型与影响因素分析[J].农业工程学报,2012,28(2):45-48.
- [7] 吴崇友,易中懿.我国油菜全程机械化技术路线的选择[J].中国农机化,2009(2):3-6.
- [8] 吴崇友,丁为民,石磊,等.油菜分段收获捡拾脱粒机捡拾损失响应面分析[J].农业机械学报,2011,42(8):89-93.
- [9] 金诚谦,吴崇友,金梅,等.4SY-2型油菜割晒机设计与试验[J].农业机械学报,2010,41(10):76-79.
- [10] 华中农业大学.一种油菜割晒机[P]:中国,2010 10575454.3. 2010-12-06.
- [11] 曹震,金鑫,黄海东,等.4SY-1.8型油菜割晒机的设计[J].华中农业大学学报,2011,30(4):521-524.
- [12] 张连奇.手扶油菜割晒机的研制[J].湖北农机化,2011(2):57-59.
- [13] 周建强,程旭惠,酆浩,等.轮式电动油菜割晒机的研究与开发[J].农机化研究,2012,34(8):80-85.
- [14] 宋江.小型甘蔗收获机液压系统设计与动态特性分析[D].南宁:广西大学图书馆,2006.
- [15] 曹玉宝.液压技术在现代农业机械中的应用现状与趋势[J].农机化研究,2008(5):194-196.
- [16] 袁士豪,殷晨波,刘世豪.机械负载敏感定量泵系统性能分析[J].农业工程学报,2013,29(13):38-45.
- [17] 吴明亮,官春云,汤楚宙,等.油菜茎秆切割力影响因素试验[J].农业工程学报,2009,25(6):141-144.
- [18] 李小城,刘梅英,牛智有.小麦秸秆剪切力学性能的测试[J].华中农业大学学报,2012,31(2):253-257.

Design of the hydraulic driving system of 4SY-1.8 rape windrower

HAN Cai-rui SHU Cai-xia LI Lei LI Ping DING You-chun LIAO Yi-tao LIAO Qing-xi
College of Engineering, Huazhong Agricultural University, Wuhan 430070, China

Abstract In order to optimize the front-mounted rape windrower which has a complicated structure with many motor units and long power transmission line, a new set of hydraulic driving system was developed for the working units of 4SY-1.8 rape windrower. The results of calibration experiment and field test indicated that the working performance of the driving system was stable and reliable, the real-time adjustment of the speed for each motor units was realized, and the windrower with this system could meet different requirements of different planting patterns of rape. Moreover, rape could be windrowed neatly and orderly. Thus, the adaptability of rape windrower was efficiently improved. The power consumption of each motor units was measured by using the system under the conditions of no-load tests and field tests. In the no-load experiments, the power consumption of longitudinal transportation unit was less than 0.1 kW, the power consumption of the transverse belt unit was 0.89 kW, and the power consumption of cutterbar and reel was 1.2 kW. In the field experiments on the efficient operational performance, the power consumption of longitudinal transportation unit was less than 0.3 kW, the power consumption of transverse belt unit was 1.86 kW, the power consumption of cutterbar and reel was 2.35 kW. The results would provide references for further improvement and optimization of the hydraulic driving system.

Key words rape; windrower; hydraulic driving; power consumption