

УДК 681.527.34

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СПОСОБОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА ТРАКТОРА

Е.Я. Строк,

зав. лабораторией электрогидравлических систем управления НИЦ «Бортовые системы управления мобильных машин» ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси», канд. техн. наук, доцент

Л.Д. Бельчик,

ведущ. научн. сотр. лаборатории электрогидравлических систем управления НИЦ «Бортовые системы управления мобильных машин» ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси», канд. техн. наук

А.Г. Снитков,

научн. сотр. отдела динамического анализа и вибродиагностики машин НТЦ «Карьерная техника» ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси»

С.В. Савчук,

гл. конструктор ОАО «Брестский электромеханический завод»

Рассмотрены вопросы функционирования электрогидравлического привода системы управления навесным устройством трактора при различных законах регулирования. Приведены результаты лабораторно-полевых испытаний пахотного агрегата при дроссельном регулировании скорости исполнительного механизма. Определены энергетические характеристики способов регулирования скорости исполнительного механизма.

The problems of the functioning of the electro-hydraulic drive control system mounted device tractor for different types of regulation are examined. Results of laboratory and field tests of arable unit with the throttle control the speed of the actuator are presented. The energy characteristics of the methods of controlling the speed of the actuator are defined.

Введение

Сельскохозяйственные тракторы с мощностью двигателя 80...150 л. с. оснащены системами силового регулирования глубины пахоты на базе электрогидравлического привода с дроссельным регулированием скорости исполнительного механизма [1, 2]. Указанные системы обеспечивают высокие показатели качества регулирования при величине регулирующего воздействия, пропорциональной рассогласованию, что позволяет выполнять заданные к почвообрабатывающим технологиям агротехнические требования. При этом деление потока рабочей жидкости от насоса постоянной подачи с энергетической точки зрения заключается в вариации сопротивления на пути указанного потока в исполнительный механизм, т. е. в диссипации энергии. В связи с этим регулирование скорости исполнительного механизма электрогидравлического привода сопровождается непроизводительными затратами мощности.

Объемный способ регулирования скорости исполнительного механизма реализуется при использовании насоса переменной подачи путем автоматического изменения его рабочего объема в требуемых

пределах. В этом случае исключаются энергетические потери при формировании величины потока рабочей жидкости, направляемого к потребителю [3].

Известен гидравлический привод, содержащий основную и дополнительный насосы с общей напорной магистралью, датчик положения гидроуправляемого подпружиненного плунжера и устройство разгрузки дополнительного насоса, обеспечивающий автоматический набор требуемой подачи рабочей жидкости [4].

При дискретном способе формирования управляющих воздействий постоянный энергетический поток попеременно подключается к исполнительному механизму и отводящей магистрали, в силу чего течение процесса регулирования положения навесного устройства определяется параметрами работы ключа. В роли ключа используется релейный электрогидравлический регулятор, который перераспределяет постоянный поток энергии без существенного влияния на его величину. Поэтому наиболее благоприятным режимом включения электрогидравлического регулятора является режим, близкий к насыщению по расходу с минимальными потерями [5].

Актуальность использования рациональных способов формирования регулирующего воздействия,

обеспечивающих снижение энергетических затрат в процессе управления, определяет содержание данной работы, целью которой является выявление путей снижения непроизводительных затрат мощности при соблюдении заданных показателей качества управления навесным устройством.

Основная часть

Постановка задачи.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи: определить энергетические характеристики для различных способов регулирования скорости исполнительного механизма и разработать рекомендации для снижения непроизводительных затрат мощности.

Объект исследований.

Сельскохозяйственный машинно-тракторный агрегат в составе трактора, оборудованного электрогидравлической системой силового регулирования глубины пахоты, и навесного плуга представлен на рис. 1.

Указанный агрегат включает трактор 1, на котором расположены насос 2 постоянной производительности, электрогидравлический регулятор 3, силовой гидроцилиндр 4, датчик положения 5, кинематически связанный с кулачком 6, закрепленным на поворотном валу механизма навески, датчик усилия 7, установленный в шарнире нижней тяги, микропроцессорный контроллер 8, пульт управления 9, а также навесной плуг 10.

Функциональная схема электрогидравлической системы управления навесным устройством трактора с дроссельным регулированием скорости исполнительного механизма представлена на рис. 2.

Тяговое усилие F в шарнирах нижних тяг, возникающее при обработке почвы плугом, и перемещение Y навесного устройства определяются выходными напряжениями датчиков усилия U_F и перемещения U_Y . Смешанный сигнал обратной связи X вычисляется в микропроцессорном контроллере согласно алгоритму управления по коэффициенту передачи k_I , который устанавливается оператором на пульте вместе с задающим воздействием W . Сигнал X сравнивается с указанным воздействием W , определяя при этом рассогласование X_W и пропорциональный ему ток управления I , назначаемый

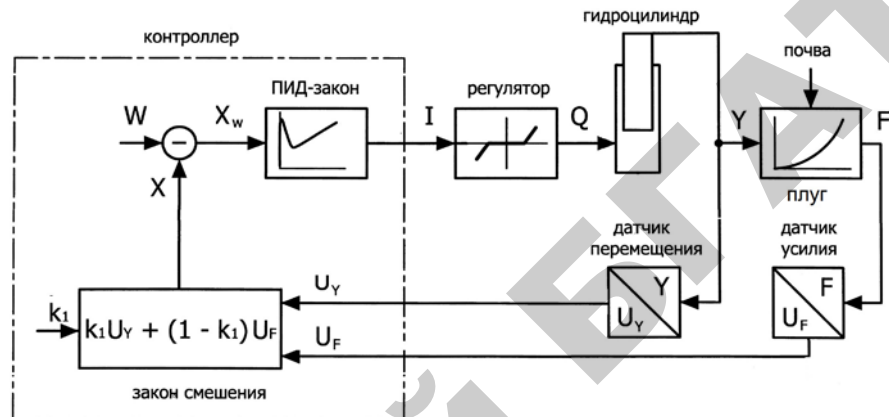


Рисунок 2. Функциональная схема электрогидравлической системы управления навесным устройством трактора с дроссельным регулированием скорости исполнительного механизма

микропроцессорным контроллером с воздействием по пропорционально-интегрально-дифференцирующему закону (ПИД-закон). Величина потока рабочей жидкости Q , соответствующего подъему и опусканию навесного устройства, устанавливается электрогидравлическим регулятором в зависимости от величины тока управления I .

Лабораторно-полевой эксперимент.

Исследования проводились на базе пахотного агрегата в составе трактора «Беларус-1523» и четырехкорпусного навесного плуга ПЛН-4-35. Система управления задним навесным устройством содержит электрогидравлический регулятор EHR-5, контроллер и датчики фирмы «Bosch-Rexroth». Программа испытаний предусматривала осциллографирование рабочих процессов на пахоте в режиме силового регулирования. При этом регистрировались следующие параметры: давление в линии нагнетания насоса, перемещение поршня силового гидроцилиндра, заданный уровень тягового сопротивления, напряжения питания электромагнитов подъема и опускания регулятора и суммарный

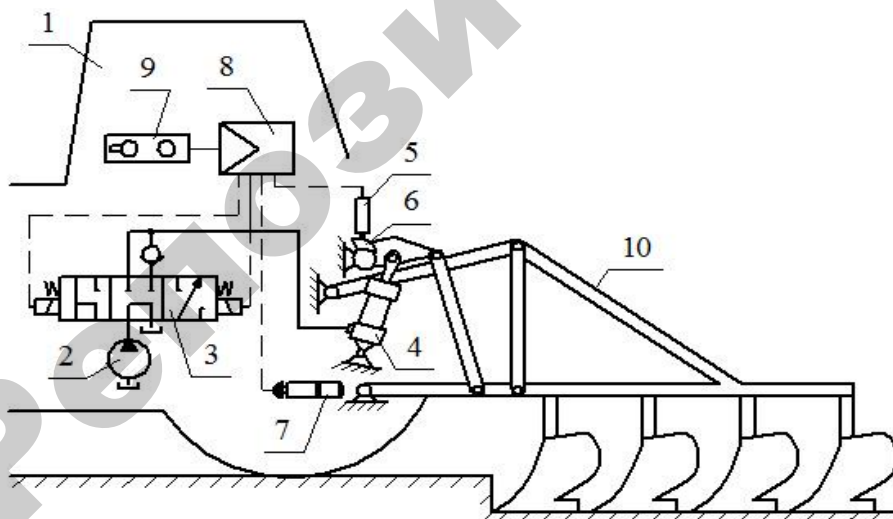


Рисунок 1. Схема пахотного агрегата, оборудованного системой силового регулирования глубины пахоты

выходной сигнал датчиков усилия. Для записи указанных параметров использовался мобильный аналого-цифровой преобразователь «Spider-8» и тензочувствительный датчик давления типа «ДДТ-200», а также штатные датчики усилия и положения системы управления, подключенные к преобразователю с помощью коммутационного блока.

Эксперимент проводился в следующей последовательности: установка измерительной и регистрирующей аппаратуры на тракторе, выбор режима силового регулирования и требуемого тягового усилия с помощью пульта управления системы, подъем плуга в транспортное положение, заезд агрегата на соответствующей передаче на поле, включение режима автоматического регулирования и запись рабочих процессов в системе управления.

Анализ и обработка результатов экспериментальных данных.

Величина КПД процесса управления при силовом регулировании глубины пахоты определялась из анализа и статистической обработки результатов проведенного эксперимента (рис. 3).

В расчетах приняты следующие основные и производные размерности физических величин: перемещение x , м; время t , с; скорость v , м/с; поток Q и q , м³/с; площадь A , м².

Исходные данные, приведенные при вычислениях, равны $Q = 0,001$ и $A = 0,013$.

Используя цифровые реализации 3 в промежутки времени, соответствующие коррекциям $x_A(t)$ положения навесного устройства в сторону его подъема согласно заданному уровню тягового сопротивления 5 и реализациям рабочих процессов 1, 2, 4 и 6, определяем скорость перемещения поршня гидроцилиндра по формуле:

$$v_A = \frac{dx_A}{dt} \quad (1)$$

Расход рабочей жидкости, поступающей в силовой гидроцилиндр, находим как произведение площади его поршня A и скорости (1)

$$q_A = Av_A \quad (2)$$

Величину потока рабочей жидкости, направляемой на слив, можно вычислить согласно балансу потоков рабочей жидкости на выходе линии нагнетания насоса постоянной подачи Q и на входе в силовой гидроцилиндр q_A

$$q_T = Q - q_A \quad (3)$$

Текущее значение КПД процесса управления для n коррекций положения навесного устройства соответствует безразмерному выражению с учетом разности (3)

$$\eta_{Vi} = 1 - \frac{q_T}{Q} \quad (4)$$

На основании выполненных расчетов построена зависимость КПД процесса управления от последовательности коррекций подъема навесного устройства (рис. 4).

Для статистической оценки процесса управления определяем среднее значение КПД процесса управления и его среднее квадратичное отклонение по формулам:

$$\bar{\eta}_V = \frac{\sum \eta_{Vi}}{n} \quad (5)$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum (\eta_{Vi} - \bar{\eta}_V)^2}{n}} \quad (6)$$

Результаты вычислений по формулам (5) и (6)

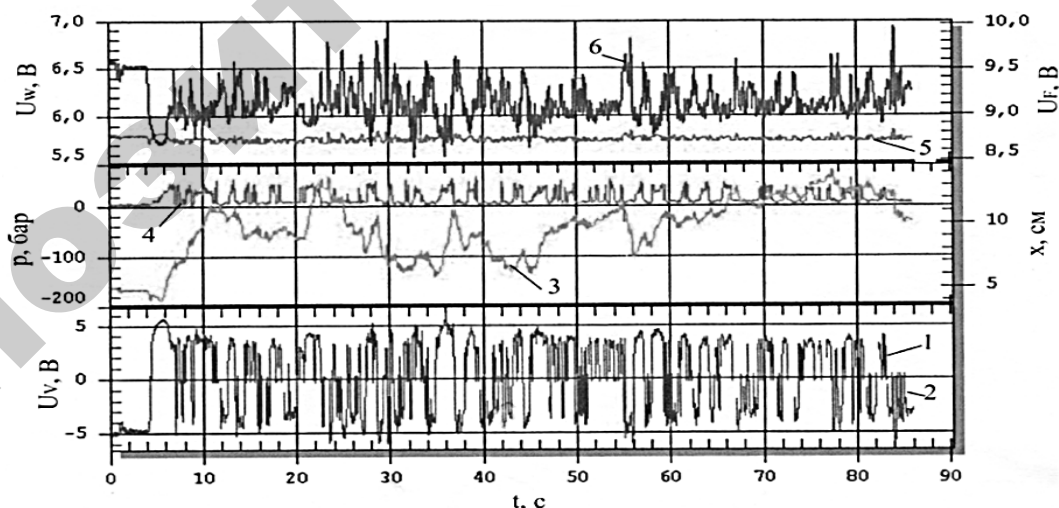


Рисунок 3. Экспериментальные реализации рабочих процессов пахотного агрегата при силовом регулировании глубины обработки почвы: 1 и 2 – напряжения питания электромагнитов подъема и опускания; 3 – перемещение поршня силового гидроцилиндра; 4 – давление в линии нагнетания насоса; 5 – заданный уровень тягового сопротивления; 6 – суммарный сигнал датчиков усилия

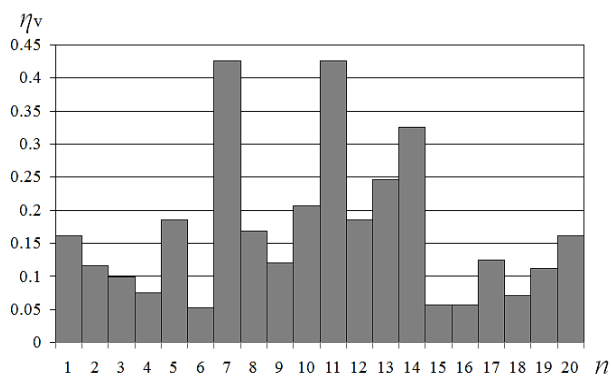


Рисунок 4. Зависимость КПД процесса управления от последовательности коррекций подъема

позволили получить для экспериментальной реализации процесса управления продолжительностью 90 с, следующие оценки энергетических характеристик: $\bar{\eta}_V = 0,1688$ и $\sigma = 0,1089$. Указанные оценки отражают высокий уровень непроизводительных затрат мощности процесса управления навесным устройством трактора при стабилизации глубины пахоты.

Анализ формулы (4) показывает, что для объемного и релейного способов регулирования скорости исполнительного механизма, обеспечивающих $q_T \rightarrow 0$ и $q_A \rightarrow Q$, имеем значение КПД процесса управления $\eta_V \rightarrow 1$ при минимальных энергетических потерях в электрогидравлическом приводе. Однако, обладая высоким быстродействием, релейные регуляторы требуют выполнения дополнительных условий для их устойчивого функционирования при заданных показателях качества переходного процесса.

Рекомендации для снижения непроизводительных затрат мощности.

Использование насосов переменной подачи из-за их относительно высокой стоимости технически и экономически целесообразно в системах управления энергонасыщенных тракторов с мощностью двигателя свыше 150 л. с.

Для реализации релейного способа регулирования требуется выполнить следующие условия:

- форсировать сигнал обратной связи по положению навесного устройства путем суммирования с дополнительной составляющей, пропорциональной первой производной от указанного сигнала;
- использовать алгоритм переключения электромагнитов регулятора, предусматривающий подключение в конце переходного процесса смену знака управляющего воздействия;
- применять в пилотных каскадах регулятора быстродействующие пьезокерамические актуаторы распределительными элементами.

Заключение

Использование рациональных способов формирования регулирующего воздействия, обеспечивающих снижение энергетических затрат в процессе управления навесным устройством трактора при соблюдении заданных показателей качества, является

важной научно-технической проблемой. Соблюдение агротехнических требований при автоматическом регулировании глубины пахоты предполагает реализацию достаточно точного позиционирования навесного устройства трактора, что при дроссельном способе регулирования скорости исполнительного механизма электрогидравлического привода сопровождается непроизводительными затратами мощности.

Анализ и обработка результатов лабораторно-полевого эксперимента позволили определить для дроссельного способа регулирования скорости исполнительного механизма следующие оценки энергетических характеристик процесса управления: среднее значение КПД $\bar{\eta}_V = 0,1688$ и среднее квадратичное отклонение $\sigma = 0,1089$. Указанные оценки отражают высокий уровень непроизводительных затрат мощности процесса управления навесным устройством трактора при стабилизации глубины пахоты.

Объемный и релейный способы регулирования скорости исполнительного механизма обеспечивают КПД процесса управления $\eta_V \rightarrow 1$ при минимальных энергетических потерях в электрогидравлическом приводе. Однако, обладая высоким быстродействием, релейные регуляторы требуют выполнения дополнительных условий для их устойчивого функционирования при заданных показателях качества переходного процесса. Использование компонентов систем объемного регулирования предполагает их использование на энергонасыщенных тракторах ввиду высокой стоимости и повышенных требований к фильтрации рабочей жидкости.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Gotz, W. Electrohydraulic Proportional Valves and Closed Loop Control Valves / Gotz, W// Robert Bosch GbmH, Automation Technology. – 1989. – 149 p.
2. Горавский, С.Л. Повышение энергоэффективности работы сервораспределителя системы управления навесным устройством трактора / С.Л. Горавский // Энергетик и ТЭК, 2009. – № 1. – С. 7-9.
3. Кондаков, Л.А. Машиностроительный гидропривод /Л.А. Кондаков [и др.]. – М.: Машиностроение, 1978. – 495 с.
4. Гидравлический привод: патент 17546 Респ. Беларусь, МПК F15B 11/00 / И.Н. Усс, Е.Я. Строк, Л.Д. Бельчик, В.Е. Борейшо; заявитель ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси». – № 20110909; заявл. 28.06.2011; опубл. 28.02.2013 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці, 2013. – № 1.
5. Федюн, Р.В. Теория автоматического управления. Нелинейные и дискретные системы автоматического управления: ч. 2 / Р.В. Федюн. – Донецк: ДонНТУ, 2010. – 168 с.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 14.09.2015