

утверждать, что реакция системы на ступенчатое изменение управляющего воздействия характеризуется значительными запаздыванием (0,65 с) и постоянной времени (0,403 с). Это существенно влияет на точность и быстродействие системы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Балакирев В.С., Дудников Е.Г., Цирлин А.М. Экспериментальное определение динамических характеристик промышленных объектов.— М.: Энергия, 1967. — 232 с. 2. Шеповалов В.Д. Автоматизация уборочных процессов. — М.: Колос, 1978. — 383 с.

УДК 629.114.2.001.5

В.П. ТАРАСИК, канд.техн.наук,
В.А. ШИРОЧЕНКО (ММИ)

ИССЛЕДОВАНИЕ И ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМИ РЕЖИМАМИ ТРАКТОРА

Система автоматического управления (САУ) энергетическими режимами решает задачу повышения эффективности работы машинно-тракторного агрегата (МТА) путем автоматизации управления режимами двигателя и ступенчатой трансмиссии, что позволяет повысить производительность и экономичность МТА, а также улучшить условия труда водителя.

Созданная ГСКБ МТЗ и Могилевским машиностроительным институтом САУ является программной многомерной системой управления и имеет режимы стабилизации мощности, экономичного регулирования мощности и стабилизации скорости МТА. Она построена по модульному принципу и состоит из информационно-измерительного модуля (ИИМ), модуля логики (МЛ) и модуля задатчиков режимов. ИИМ оценивает оптимальность загрузки двигателя и при определенных ее значениях обрабатывает информационный сигнал о необходимости переключения передач. Дальнейшую обработку этого сигнала и формирование сигнала управления осуществляет МЛ.

Основными информационными переменными этой системы являются: отклонение рейки топливного насоса, косвенно характеризующее загрузку двигателя, положение рычага управления всережимным регулятором двигателя, определяющее скоростной режим, и отклонение скорости МТА от заданного значения.

Схема САУ приведена на рис. 1 [1,2]. Информационные сигналы ИИМ поступают на клеммы В или Н модуля логики, что приводит к включению одного из электрогидроклапанов З. Их включение обеспечивает подвод рабочей жидкости под давлением из ма-

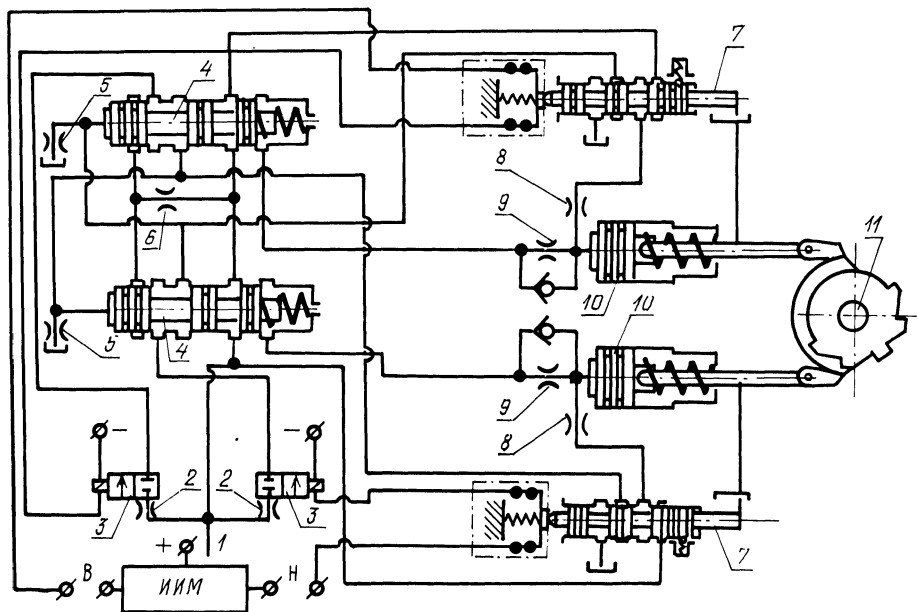


Рис. 1. Схема системы автоматического управления режимами двигателя и ступенчатой трансмиссии трактора.

гистрала питания 1 к одному из усилителей мощности сигналов 4. Усилители мощности представляют собой гидравлические импульсные клапаны. Они предназначены для управления силовыми цилиндрами 10, поворачивающими вал 11 посредством храпового механизма двустороннего действия. Усилители 4 снабжены взаимной гидравлической блокировкой, исключающей возможность включения одного из них при включенном втором.

Вал 11 связан с золотником гидравлической исполнительной системы коробки передач, обеспечивающей включение фрикционных муфт и переключение передач. Таким образом, выходным сигналом МЛ является дискретный сигнал управления — угол поворота вала в одно из возможных положений, соответствующих включению той или иной передачи.

Контрольные клапаны 7, соединенные со штоком силовых цилиндров 10 механизмами захвата, имеющими люфт, перемещаются в ту или иную сторону в конце хода поршня силового цилиндра и удерживаются в крайних положениях шариковыми фиксаторами. Эти клапаны контролируют работу храпового механизма и после его срабатывания, т.е. после выдачи сигнала управления на переключение передачи, они включают соответствующие усилители мощности сигналов, сообщая их рабочие полости, противоположные пружинам, со сливом.

Рассмотрим основные требования, предъявляемые к элементам МЛ для обеспечения надежного их функционирования.

Для электрогидроклапанов это достигается выбором параметров возвратной пружины с учетом усилия электромагнита и сил трения.

Контрольные клапаны должны надежно фиксироваться в обоих своих положениях и при сравнительно небольших усилиях скачком перемещаться из одного положения в другое.

Более сложными элементами МЛ являются усилители мощности. При возникновении сигналов от электрогидроклапанов они должны обеспечить включение гидравлических исполнительных цилиндров. Если в процессе включения усилителя исчезает сигнал от электрогидроклапана, то формирование сигнала управления должно тем не менее продолжаться, что обеспечивается подключением рабочей полости усилителя к магистрали питания 1 через дроссель 6. После завершения формирования сигнала управления и переключения передачи усилитель должен надежно выключаться и обеспечивать возвращение исполнительных элементов в исходное положение. Изменение давления в магистрали 1 вследствие включения исполнительных цилиндров 10, а также цилиндров фрикционных муфт коробки передач не должно нарушать работу усилителей.

Рассмотрим вопросы выбора параметров усилительных элементов. Давление жидкости в рабочей полости усилителя p_y определяется соотношением площадей проходных сечений дросселей 14, 15 и 16. Его можно найти, используя известные методы расчета гидравлических цепей.

Влияние размеров дросселей 2, 5 и 6 на силу F_y , отражено на рис. 2. Кривые 1 соответствуют процессу включения и удержания; 2 — для процесса выключения; d_1 — диаметр дросселя 2 (рис. 1); d_2 — диаметр дросселя 5; d_3 — диаметр дросселя 6; $F_{пр. max}$, $F_{пр. min}$ — усилия возвратной пружины во включенном и выключенном положении усилителя.

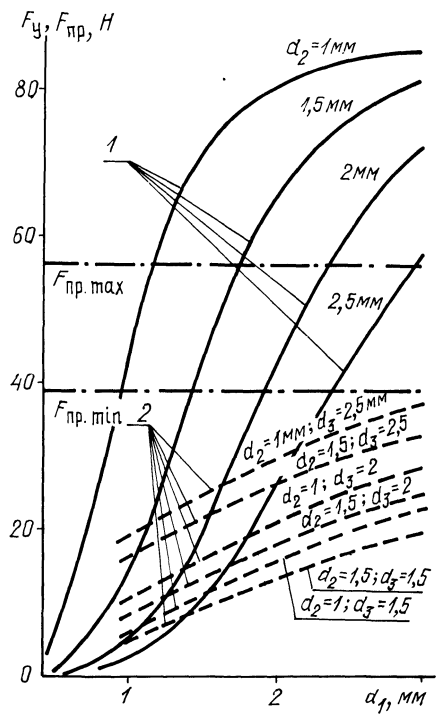


Рис. 2. Зависимости силы давления в рабочей полости усилителя F_y от диаметров дросселей, установленных в каналах системы управления: 1 — для процесса включения и удержания; 2 — для процесса выключения; d_1 — диаметр дросселя 2 (рис. 1); d_2 — диаметр дросселя 5; d_3 — диаметр дросселя 6; $F_{пр. max}$, $F_{пр. min}$ — усилия возвратной пружины во включенном и выключенном положении усилителя.

Они построены без учета влияния дросселя 6, что идет в запас надежности их включения. Кривые 2 соответствуют процессу выключения усилителя и учитывают влияние всех упомянутых дросселей на F_y .

Установлено, что диаметр дросселя 2 должен быть больше диаметра дросселя 5 примерно в два раза, а дросселя 6 — меньше, чем дросселя 2, но разница их должна составлять не более 25 %.

Во время переходного процесса в динамической системе МТА, обусловленного переключением передачи, информационные переменные достигают пороговых значений, предопределяемых необходимостью формирования сигнала управления на обратное переключение. Однако эти переключения должны быть исключены, чтобы избежать автоколебательных режимов системы.

Для этого служит устройство временной задержки. Оно предотвращает формирование новых сигналов управления до окончания переходного процесса путем увеличения времени возврата поршня исполнительного цилиндра в исходное положение. Исследовались два способа. В первом удалении жидкости из цилиндра осуществлялось через дроссель 9, а во втором — полость цилиндра на этапе опорожнения дополнительно подключалась контрольным клапаном через дроссель 8 к магистрали питания 1. Согласно исследованиям, приведенным в работе [1], временная задержка должна составлять 4–5 с. Она достигается выбором соотношения площадей проходных сечений дросселей 8 и 9.

Процесс опорожнения цилиндра описывается системой дифференциальных уравнений

$$\left. \begin{aligned} Q_{\text{ц}} dt &= -S_{\text{п}} dH; \\ S_{\text{п}} dp_{\text{ц}} &= c_{\text{п}} dH, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $Q_{\text{ц}}$ — расход жидкости из полости цилиндра; $S_{\text{п}}$ — площадь поршня; H — ход поршня; $p_{\text{ц}}$ — давление в полости цилиндра; $c_{\text{п}}$ — жесткость возвратной пружины.

В уравнении (1) силы трения и инерции подвижных частей и жидкости не учитываются. Расход рабочей жидкости из полости цилиндра $Q_{\text{ц}}$ определен из уравнения баланса расходов через каналы подпитки и слива:

$$Q_{\text{ц}} = \xi_c \sqrt{p_{\text{ц}}} - \xi_{\text{п}} \sqrt{p_{\text{л}}} - p_{\text{ц}},$$

где $\xi_{\text{п}}$ и ξ_c — проводимости каналов подпитки и слива; $p_{\text{ц}}$ — давление рабочей жидкости в полости цилиндра; $p_{\text{л}}$ — давление рабочей жидкости в магистрали питания.

Утечки через зазоры в цилиндре при определении $Q_{\text{ц}}$ не учитывались, так как их значение при рабочей температуре жидкости на

Рис. 3. Зависимости времени опорожнения гидроцилиндра $t_{оп}$ от диаметров дросселей в каналах слива d_c и подпитки d_p :

1 — без пропитки, при различных средних значениях усилия возвратной пружины $F_{пр.ср}$; 2 — с подпиткой через дроссель 8 (рис. 1) при $F_{пр.ср} = 148$ Н.

два порядка меньше величины $Q_{ц}$. Коэффициенты расходов через дроссели и коэффициенты местных гидравлических потерь при расчете приняты постоянными.

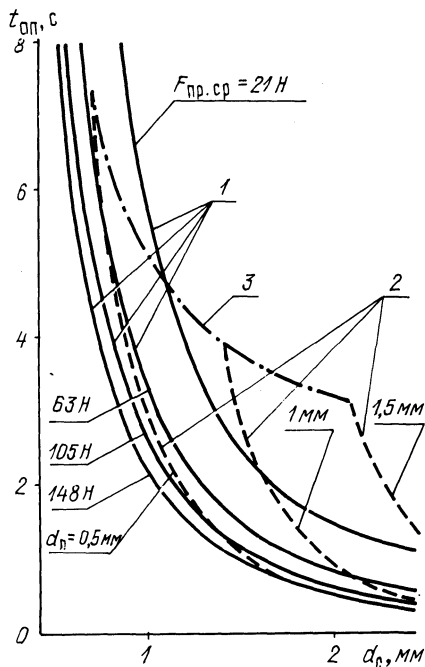
Решая систему уравнений (1), получим выражения для определения продолжительности задержки, равной времени опорожнения цилиндра $t_{оп}$:

$$t_{оп} = \frac{2S_{п}}{c_{п}} \left[\xi_{п} \left(-\frac{\sqrt{p_{л}} - p_{ц}}{B^2} + \frac{\xi_{с} A}{2B^3} \ln \left| \frac{\xi_{с} A + B\sqrt{p_{л}} - p_{ц}}{\xi_{с} A - B\sqrt{p_{л}} - p_{ц}} \right| \right) + \right. \\ \left. + \xi_{с} \left(-\frac{\sqrt{p_{ц}}}{B^2} + \frac{\xi_{п} A}{2B^3} \ln \left| \frac{\xi_{п} A + B\sqrt{p_{ц}}}{\xi_{п} A - B\sqrt{p_{ц}}} \right| \right) \right] \Big|_{p_{ц.н}}^{p_{ц.к}},$$

где $p_{ц.н}$ и $p_{ц.к}$ — значения давления рабочей жидкости в начале и в конце перемещения поршня, определяемые усилием возвратной пружины; $A = \sqrt{p_{л}}$; $B = \sqrt{\xi_{с}^2 + \xi_{п}^2}$.

На рис. 3 представлены зависимости $t_{оп}$ от проходных сечений дросселей 8 и 9 и среднего значения усилия возвратной пружины $F_{пр.ср}$. С уменьшением $F_{пр.ср}$ и диаметра d_c дросселя 9 время $t_{оп}$ возрастает. Однако это снижает надежность функционирования системы. В частности, диаметр дросселя рекомендуется принимать не менее 1 мм. Экспериментальные исследования показали, что $F_{пр.ср}$ для данного устройства должно быть не менее 80–100 Н. Следовательно, максимальное значение $t_{оп}$ оказывается не более 2,7 с.

Введением подпитки через дроссель 8 удалось увеличить $t_{оп}$ до 3,5–4 с. Время задержки в этом случае ограничено кривой 3, опре-



деляемой характеристикой возвратной пружины и усилием фиксатора контрольного клапана.

Результаты расчетно-теоретических исследований полностью подтверждены экспериментом. Они позволили выбрать параметры САУ, обеспечивающие надежное ее функционирование в широком диапазоне изменения условий работы МТА.

ЛИТЕРАТУРА

1. К с е н е в и ч И.П., Т а р а с и к В.П. Системы автоматического управления ступенчатыми трансмиссиями тракторов. — М.: Машиностроение, 1979.— 280 с. 2. А.с. 634980 (СССР). Устройство автоматического переключения передач транспортного средства/И.П. Ксеневиц, А.С. Солонский, Е.Н. Козлов и др. — Оpubл. в Б.И., 1978, № 44.

УДК 629.114.2

В.И. МРОЧЕК,
В.П. ТАРАСИК, канд.техн.наук (ММИ)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ СТАБИЛИЗАЦИИ СКОРОСТИ ТРАКТОРА КЛАССА 1,4

Качество выполнения многих сельскохозяйственных операций зависит от скорости МТА. Поэтому система автоматического управления скоростными и нагрузочными режимами трактора должна иметь режим работы стабилизации скорости. Этот режим обеспечивается связанным управлением двигателем и ступенчатой трансмиссией путем автоматического переключения передач и одновременного регулирования скоростного режима двигателя.

На рис. 1 показана схема контура автоматического управления скоростным режимом двигателя системы стабилизации скорости трактора [1]. Система состоит из датчика скорости 1, выключателя системы 2, регулируемого дросселя 3, автоматического распределителя 4, исполнительного цилиндра 5. В качестве датчика скорости используется вспомогательный насос коробки передач, кинематически связанный с колесами трактора. При включенной системе стабилизации скорости насос 1 подает жидкость только в данную систему. Исполнительный цилиндр представляет собой тягу переменной длины в приводе управления акселератором. Объединенный орган управления 6 имеет два состояния, обеспечивающих включение рассматриваемого контура системы стабилизации скорости и задание уровня скорости трактора, а также управление ручным приводом акселератора. Требуемая скорость МТА определяется площадью проходного сечения регулируемого дросселя и устанавливается по шкале 7. Золотник распределителя 4 находится в положении равновесия под действием, с одной стороны, силы, соз-