

Если количество нижнего класса незначительно, то, положив в формуле (7) $\gamma_0 = 0$, получим

$$\frac{\bar{v}v}{Ln_0} = \frac{\ln(1 - p / k_1)}{\ln(1 - E)}$$

или

$$E = 1 - \left(1 - \frac{p}{k_1}\right)^{\frac{Ln_0}{\bar{v}v}}. \quad (9)$$

Результаты расчетов эффективности сепарации при использовании уравнения (7) и экспериментов, проведенных на лабораторной сортировочной установке свидетельствуют об удовлетворительной точности предлагаемой методики (таблица).

Расчет эффективности сепарации

Результат	1	2	3	4
Опыт	0,994	0,986	0,970	0,945
Расчет	0,999	0,998	0,936	0,937
Погрешность, %	+0,5	+1,2	-3,5	-0,8

Список литературы

1. Чуринов Ю.Г. Применение теории сепарации при проектировании сепараторов вибрационного типа // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. Агроинженерия. — 2010. — № 1(40).
2. Чуринов Ю.Г. Кинематика зерен сортируемого материала и выбор оптимального режима работы виброгрохота с круговыми колебаниями: отчет по НИР КСХИ. — Кострома, 1980. — № 26/80.

УДК 631.372.027

Н.А. Мочунова, канд. техн. наук

Московский государственный университет природообустройства

ВЫБОР И РАСЧЕТ НАСТРОЙКИ РЕГУЛЯТОРОВ

Применение колесных тракторов в качестве энергетических средств на полях нередко оказывает отрицательный эффект и приводит к снижению урожайности сельскохозяйственных культур, необратимому пагубному воздействию на почву. Современными исследованиями установлено, что только около 12 % площади полей не подвержено воздействию движителей, а суммарная площадь следов движителей более чем в два раза превышает площадь поля. Недобор урожая по этой причине достигает по различным данным от 20 до 40 %. Кроме того, негативные последствия вредного воздействия ходовых систем на почву характеризуются следующими данными:

- после работы колесного трактора на поле 1 га остается 14...15 т пыли;
- ежегодно с полей уносится до 1,5 млрд т почвы;
- удельное сопротивление почвы из-за переуплотнения увеличивается в 1,5...1,8 раза, что приводит к повышению затрат на обработку на 20...30 % и увеличению расхода топлива на 18 %.

Наибольшей степени уплотняющей деформации подвергаются верхние пахотные слои почвы. Равновесное состояние почвы после уплотнения ее тракторами не восстанавливается в течение вегетационного периода. Воздействие движителей тракторов существенно снижает водопроницаемость и влагоемкость почвы, ухудшая ее водный режим. Уменьшается скважность почвы (общая, капиллярная и некапиллярная), следствием чего является

ухудшение газообмена между почвой и атмосферой, уменьшение массы корневой системы и снижение биологической активности почвы. Возрастает сопротивление почвообработки и ухудшается структура почвы вследствие увеличения глыбистости поверхности почвы.

Наиболее заметным и ключевым фактором в уплотнении почвы является буксование.

Многочисленными исследованиями установлено влияние буксования колес трактора на эксплуатационно-технологические показатели работы машинно-тракторного агрегата (МТА): снижение производительности и проходимости, повышение удельного расхода топлива, износ шин; негативное влияние на физико-биологические свойства почвы (отклонение от оптимальных характеристик почв, таких как твердость, пористость, структура, плотность).

К основным причинам, вызывающим буксование колес, относятся колебания тяговой нагрузки МТА и силы сопротивления его движению.

По нескольким критериям (тягово-сцепные качества, энергетические затраты на буксование и качественные показатели почвы) определяется максимально допустимая величина буксования.

Автоматическое управление давлением воздуха в шинах тракторов в зависимости от их буксования рассматривается проблема уменьшения повреждений структуры почвы тракторами. Для этого разработана система автоматического управления давлением воздуха $P(t)$ в их шинах, которая сни-

жает его при возникновении пробуксовки трактора, так как в этих случаях указанные повреждения особенно велики [1].

Поскольку структура почв изменяется в зависимости от местоположения обрабатываемых полей, то передаточные функции трактора $W_{об}^{гл}(s)$ и $W_{об}^{bc}(s)$ для каналов передачи воздействий соответственно на главную $V(t)$ и вспомогательную $P(t)$ величины определяются экспериментально перед началом полевых работ по переходным характеристикам управляемого объекта (кривым разгона).

В результате устанавливаются значения параметров этих передаточных функций, заданных следующими выражениями:

$$W_{об}^{гл}(s) = K_1 \frac{e^{-\tau_1 s}}{1 + T_1 s}; \quad (1)$$

$$W_{об}^{bc}(s) = K_2 \frac{e^{-\tau_2 s}}{1 + T_2 s}, \quad (2)$$

где K_1 и K_2 — коэффициенты передачи; T_1 и T_2 — постоянные времени объекта; τ_1 и τ_2 — постоянные времени транспортного запаздывания.

График кривой разгона для канала управления объекта вспомогательной величиной $P(t)$ представлен на рис. 1.

Давление в шинах трактора МТЗ-82 при работе с сельскохозяйственной машиной РН-7 в случае возникновения буксования было снижено с начального значения $P_H = 0,11$ до конечного значения $P_K = 0,077$.

В таком случае коэффициент передачи объекта для вспомогательного канала определяется следующим выражением:

$$K_2 = 0,11 - 0,077 = 0,033 \text{ МПа}. \quad (3)$$

Значения постоянных времени разгона объекта

$$T_2 = 1,68 \text{ с} \quad (4)$$

и его транспортного запаздывания

$$\tau_2 = 0,3 \text{ с} \quad (5)$$

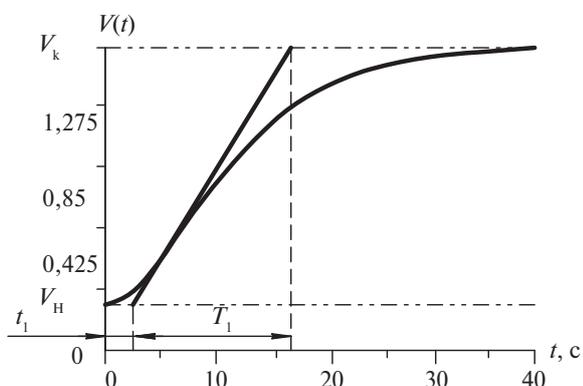


Рис. 1. Кривая разгона для канала управления вспомогательной величиной $P(t)$

устанавливаются в результате представленных на рис. 1 графических построений.

Полагая, что

$$M = M_p = 1,05, \quad (6)$$

где M_p — показатель колебательности основного контура;

на основании математических соотношений

$$\cos \gamma = \frac{1}{M} \text{ и } K_p = \frac{M^2 \sin \gamma}{A(M^2 - 1)} \quad [2],$$

а также выражения (2) и равенств (3)–(6) для коэффициента передачи Π регулятора K_p получим следующее значение:

$$K_p = 1,64. \quad (7)$$

При возникновении буксования было снижено давление в шинах трактора МТЗ-82Н. В результате скорость трактора $V(t)$ возросла от начального значения $V_H = 0,255$ м/с до конечного значения $V_K = 1,70$ м/с.

Следовательно, коэффициент передачи объекта для главного канала управления задается равенством (8):

$$K_1 = 1,70 - 0,255 = 1,445 \text{ м/с}. \quad (8)$$

В результате графических построений, показанных на рис. 2, установлено, что

$$T_1 = 16,7 \text{ с}, \quad (9)$$

$$\tau_1 = 2,7 \text{ с}. \quad (10)$$

Принимая во внимание все вышеперечисленные равенства, определим передаточную функцию эквивалентного объекта $W_{об}^{экв}(s) = \frac{W_{об}^{гл}(s)K_p}{1 + W_{об}^{bc}(s)K_p}$ [2].

Полагая, что

$$M = M_v = 1,1, \quad (11)$$

где M_v — показатель колебательности главного контура.

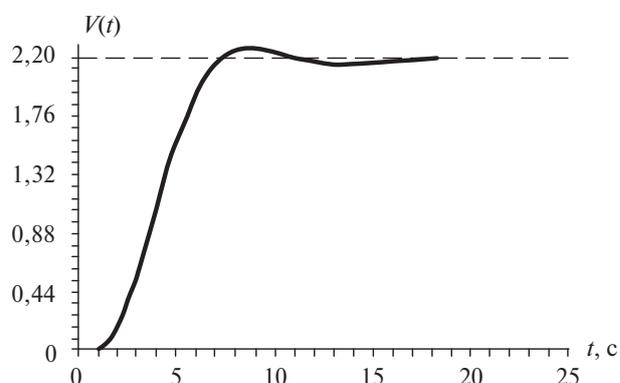


Рис. 2. Кривая разгона для канала управления основной величиной $V(t)$

С помощью метода вспомогательной функции [2] определим следующие значения параметров настройки ПИД-регулятора:

$$K_p = 2,46; \quad (12)$$

$$T_d = 6,3 \text{ с}; \quad (13)$$

$$T_i = 15 \text{ с}. \quad (14)$$

Оценим эффективность системы управления скоростью трактора с помощью ПИД-регулятора, параметры настройки которого заданы равенствами (12)–(14). Для этого построим график переходного процесса в замкнутой системе управления скоростью трактора, представленный на рис. 3.

Сопоставив переходные процессы в замкнутой (см. рис. 3) и в разомкнутой системах (см. рис. 2), установим, что длительность переходного процесса уменьшается в два раза, что свидетельствует о высокой эффективности разработанной системы управления.

Список литературы

1. Автоматизированное управление работой МТА с обеспечением адаптации режимов их работы к различным условиям эксплуатации / Н.А. Мочунова,

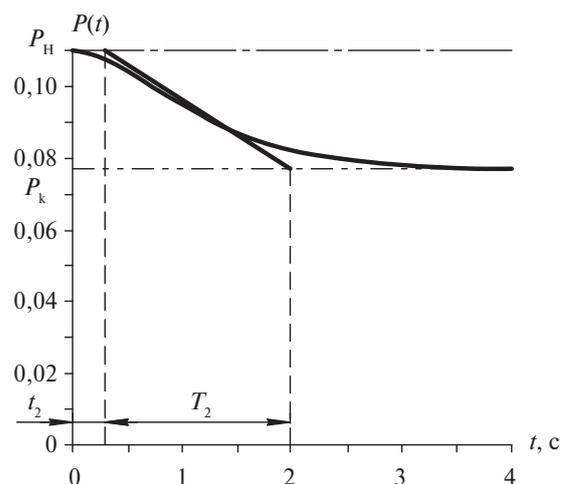


Рис. 3. Переходный процесс в замкнутой системе управления скоростью трактора

М.А. Карапетян, В.Н. Пряхин, В.М. Максимов // Вестник Международной общественной академии экологической безопасности и природопользования. — 2011. — № 10(17). — С. 36–45.

2. Мочунова Н.А. Метода расчета параметров настройки системы автоматического управления давлением воздуха // Аспирант и соискатель. — 2011. — № 6(66). — С. 137–140.

УДК 631.311.5

Х.А. Абдулмажидов, канд. техн. наук

Московский государственный университет природообустройства

ХАРАКТЕРИСТИКИ ИЗМЕНЕНИЯ РАЗМЕРОВ ОСУШИТЕЛЬНЫХ КАНАЛОВ

В процессе эксплуатации осушительных каналов наблюдается изменение их проектных и конструктивных размеров. Это связано с тем, что эксплуатация этих каналов сопряжена с неизбежным появлением растительности, притоком различных наносов, песка, грунтов, древесных и каменных включений. Положение усугубляется различным состоянием каналов: деформированным профилем, изменением уровня воды в течение сезона — от паводка до полного высыхания, засоренностью русла камнями и погребенной древесиной. Наконец, затрудняют механизированную очистку многочисленные сооружения на каналах: мосты, затворы, водовыпуски и т. п. Нередко затруднены подходы к каналам. Это может носить постоянный (например, близость лесного массива, строений и т. д.) и временный характер. В последнем случае ограничения, как правило, связаны с посевами, когда запахиваются дороги вдоль каналов и бермы вплоть до самых бровок. Такое состояние дел отрицательно влия-

ет на пропускную способность открытого канала, производительность осушительных систем в целом.

Совершенно очевидно, что при комплектации парка должны учитываться все основные производственные и природные условия и производится оценка влияния тех или иных факторов на технологические свойства очистных машин.

Прежде всего, необходимо различать зоны орошения и осушения. Различия зон с точки зрения механизации достаточно велики. Это относится к номенклатуре эксплуатационных операций, конструктивным формам каналов, соотношению их геометрических размеров, удельным объемам очистки, видам растительности, засоряющим русла, и дополнительным ограничениям, связанным с шириной дамб, подходам к каналам, наличием креплений и антифильтрационных покрытий и т. д.

Очевидно, что необходимо располагать двумя комплексами машин — для зоны осушения и зоны орошения. Разумеется, что отдельные машины или