



ТРАКТОРЫ И СЕЛЬХОЗМАШИНЫ

НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ОТВЕТСТВЕННЫЙ РЕДАКТОР

Лепёшкин А.В.

Издается с февраля 1930 г.

3•2018

Выходит 6 раз в год

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Годжаев З.А.

Горбачёв И.В.

Городецкий К.И.

Ерохин М.Н.

Жалнин Э.В.

Измайлов А.Ю.

Ковалёв М.М.

Котиев Г.О.

Ксенович Т.И.

Кутьков Г.М.

Лачуга Ю.Ф.

Ляшенко М.В.

Предигер В.

Фомин В.М.

Щельцын Н.А.

Учредитель

- Редакция

Зарегистрирован Федеральной службой
по надзору в сфере связи, информационных
технологий и массовых коммуникаций 18.03.2016
ПИ № ФС77-65085

Журнал входит в перечень ВАК РФ
изданий для публикации трудов соискателей
ученых степеней, а также в Российский индекс
научного цитирования (РИНЦ)

Издатель

Московский Политех

Адрес редакции:

115280, Москва, Автозаводская, 16

Тел. (495) 276-33-67

E-mail: izdat.mospolytech@yandex.ru

Сайт: www.mospolytech.ru

ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ	ENVIRONMENTALLY CLEAN TECHNOLOGIES AND EQUIPMENT	
Алтухов С.В., Шуханов С.Н. Анализ гидродинамических характеристик распылителей форсунок ДВС	Altukhov S.V., Shukhanov S.N. Analysis of hydrodynamic characteristics of sprays of nozzles of ICE	3
НОВЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ	NEW MACHINES AND EQUIPMENT	
Маслов Г.Г., Юдина Е.М., Журий И.А. Эффективность поверхностной обработки почвы стерневым многофункциональным культиватором	Maslov G.G., Yudina E.M., Zhurij I.A. Efficiency of surface treatment of soil by a stubble multifunctional cultivator	7
Пархоменко Г.Г. Параметрическая оптимизация криволинейного рабочего органа для послойной безотвальной обработки почвы	Parhomenko G.G. Parametric optimization of the curvilinear working element for layerwise soil-free tillage	12
Припоров И.Е., Курасов В.С. Обоснование конструктивных параметров шнека переменного шага пресс-экструдера при получении рассыпного подсолнечного жмыха	Priporov I.E., Kurasov V.S. Substantiation of the design parameters of a screw for the variable pitch of a press extruder in the preparation of a loose sunflower meal	19
Шевцов В.Г., Годжаев Т.З., Ерилина Е.В. Перспективы развития сельскохозяйственных мобильных энергосредств	Shevtsov V.G., Godzhaev T.Z., Erilina E.V. Perspective for the development of agricultural mobile energy	25
ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ	THEORY, DESIGN, TESTING	
Ненайденко А.С., Поддубный В.И., Валежжанин А.И. Моделирование управления движением колесной сельскохозяйственной машины в режиме реального времени	Nenajdenko A.S., Poddubnyj V.I., Valekzhanin A.I. Modeling the movement control of a wheeled agricultural machine in real time	32
Ожерельев В.Н., Никитин В.В., Комогорцев В.Ф. Влияние скорости плавающего транспортера на сепарирующую способность днища наклонной камеры	Ozherel'ev V.N., Nikitin V.V., Komogorcev V.F. Influence of the speed of the floating conveyor on the separating ability of the bottom of the inclined chamber	39
Попов А.Ю. Имитационное моделирование объемного гидропривода	Popov A.YU. Simulation modeling of the volumetric hydraulic drive	45
Бурьянов М.А., Червяков И.В., Бурьянов А.И. О влиянии свойств материалов, применяемых для изготовления рабочих органов очесывающей жатки, на качество выполняемого процесса	Bur'yanov M.A., Chervyakov I.V., Bur'yanov A.I. The influence of the properties of materials used to make the working bodies of the stripper header on the quality of the performed process	54
Кузьмин В.А., Годжаев З.А. Сравнительная оценка эффективности виброзащиты активной системы поддрессирования с ПИД-регулированием	Kuz'min V.A., Godzhaev Z.A. Comparative evaluation of the effectiveness of the vibration protection of the active suspension system with PID control	62
Серов С.И., Нарadowый Д.И., Трояновская И.П. Испытания защитного устройства ROPS промышленного трактора Б10	Serov S.I., Naradowyj D.I., Troyanovskaya I.P. Testing of the protective device ROPS of the industrial tractor B10	68
КАЧЕСТВО, НАДЕЖНОСТЬ	QUALITY, RELIABILITY	
Романов В.А., Новиков Э.В., Безбабченко А.В. Исследование утонения слоя стеблей льна-долгунца в канале с регулируемым сечением	Romanov V.A., Novikov E.H.V., Bezbabchenko A.V. The investigation of thinning of a layer of the long-fibred flax stems in a channel with adjustable cross-section	73
Арженовский А.Г., Асатурян С.В., Дагдидян А.А., Козлов Д.С., Щусь Е.Р. Результаты определения ускорения и приведенной массы трактора МТЗ-80	Arzhenovskiy A.G., Asaturyan S.V., Dagldiyan A.A., Kozlov D.S., Shchus E.R. The results determine the acceleration and the mass of the tractor MTZ-80	79
ЭКОНОМИКА, ОРГАНИЗАЦИЯ И ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА	ECONOMICS, ORGANIZATION AND TECHNOLOGY OF MANUFACTURING	
Михальченков А.М., Будко С.И., Юрева А.А. Улучшение служебных свойств лемешной стали Л53 термоупрочнением	Mihal'chenkov A.M., Budko S.I., Yureva A.A. Improvement of service properties of L53 steel with thermal strengthening	87

Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении по каталогу «Пресса России» – индекс 27863, а также в агентствах: «Информнаука», тел. (495) 787-38-73, gladkih@viniti.ru; «Урал-Пресс», тел. (495) 789-86-36, e_timoshenkova@ural-press.ru; «МК-Периодика», тел. (495) 672-70-89, chernous@periodicals.ru

Перепечатка материалов из журнала возможна при обязательном письменном согласии редакции.
При перепечатке ссылка на журнал «Тракторы и сельхозмашины» обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

За приводимые в статьях факты, точность расчетов и экспериментальных данных,
а также за точность цитирования и ссылок на источники ответственность несут авторы.

АНАЛИЗ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РАСПЫЛИТЕЛЕЙ ФОРСУНОК ДВС

ANALYSIS OF HYDRODYNAMIC CHARACTERISTICS OF SPRAYS OF NOZZLES OF ICE

С.В. АЛТУХОВ, к.т.н.
С.Н. ШУХАНОВ, д.т.н.

Иркутский государственный аграрный университет
им. А.А. Ежовского, г. Иркутск, Россия, Shuhanov56@mail.ru

S.V. ALTUKHOV, PhD in Engineering
S.N. SHUKHANOV, DSc in Engineering

Irkutsk State Agrarian University n.a. Aleksandr Ezhevskiy,
Irkutsk, Russia, Shuhanov56@mail.ru

Автотракторная техника играет важную роль в техническом обеспечении агропромышленного комплекса на современном этапе развития сельскохозяйственного производства. Основным источником энергии этих машин являются двигатели внутреннего сгорания, на работу которых существенное влияние оказывают распылители форсунок. Всестороннее изучение качественных показателей их функционирования позволяет найти новые практические и теоретические решения. При исследовании гидродинамических характеристик распылителей форсунок использовали расчетно-теоретический анализ. При замене штифтовых распылителей в вихрекамерном дизеле на многоструйные были выполнены исследования гидродинамических показателей процесса впрыскивания топлива. Испытывались три типа распылителей. Исследуемые распылители отличаются друг от друга величиной проходного сечения, массой иглы, размерами и расположением отверстий. Это обуславливает различные величины давления подачи топлива, частоты колебаний иглы распылителя и других параметров. Полученные расчетные зависимости показывают, что с увеличением проходного сечения при постоянном остаточном давлении критическое давление волны подачи топлива увеличивается. Так, при остаточном давлении 3 МПа критическое давление волны составляет, соответственно, 10, 14,4, 16,7 МПа для распылителей трех типов. Повышение остаточного давления вызывает увеличение критического давления волны подачи. В связи с необходимостью увеличения критического давления волны подачи топлива для многоструйных распылителей (по сравнению с штифтовыми) рассмотрим влияние давления затяжки пружины форсунки на время запаздывания открытия иглы. Представлены результаты расчета запаздывания открытия иглы форсунки для штифтовых и многоструйных распылителей. Исследования показывают, что величина запаздывания подъема иглы форсунки с многоструйным распылителем при давлении начала впрыскивания $P_z = 15$ МПа наиболее близка по значению к величине запаздывания для штифтового распылителя. Итог выявил, что величина частоты собственных колебаний и их продолжительности незначительно отличаются друг от друга (не более 5 %). Отсюда можно предположить, что применение экспериментальных распылителей не окажет значительного влияния на работу распылителей с точки зрения вибрационных характеристик.

Ключевые слова: гидродинамические характеристики, анализ распылителей, расчетно-теоретический метод, форсунки, двигатель внутреннего сгорания.

The automotive and tractor machinery plays an important role in technical support of agro-industrial complex at the present stage of development of agricultural production. The main energy source of these vehicles are internal combustion engines, which work is influenced highly by spraying nozzles. A comprehensive study of the qualitative indicators of their functioning allowed authors to find new practical and theoretical solutions. In the study of the hydrodynamic characteristics of spraying nozzles, a theoretical analysis was used. When replacing bayonet sprinklers in the vortex chamber diesel with multi-jet, the hydrodynamic parameters of the fuel injection process were performed. Three types of sprays were tested. The studied sprayers differ from each other in the size of a flow section, mass of a needle, the sizes and a location of the holes. It causes various sizes of delivery pressure of fuel, an oscillation frequency of a needle of the sprayer and other parameters. The received calculated dependences show that with increase in a flow section with a constant residual pressure critical pressure of a wave of supply of fuel increases. So with a residual pressure of 3 MPas critical pressure of a wave makes respectively 10, 14,4, 16,7 MPas for sprays of three types. Increase in residual pressure causes increase in critical pressure of a supply wave. Due to the need of increase in critical pressure of a fuel supply wave for multiple-jet sprayers (in comparison with bayonet) we will consider influence of the nozzle spring tension pressure on the needle opening delay time. Results of calculation of delay of opening of a needle of a nozzle for bayonet and multiple-jet sprays are presented. Studies show that the size of delay of raising of a needle of a nozzle with the multiple-jet spray with a pressure of the beginning of injection $P_z = 15$ mpa is closest to delay size for the bayonet spray. The result revealed that the frequency of natural oscillations and their duration slightly differ from each other (no more than 5 %). Hence it can be assumed that the use of the experimental sprayers will not exert the considerable impact on operation of sprayers from the point of view of vibration characteristics.

Keywords: hydrodynamic characteristics, analysis of sprays, calculated and theoretical method, nozzles, internal combustion engine.

Введение

Инновационное развитие сельскохозяйственного производства предполагает создание средств технического обеспечения, отвечающих современным требованиям. Одним из ключевых аспектов в этом плане является транспортное сопровождение агропромышленного комплекса. При совершенствовании автотракторной техники [1–6] особое внимание уделяется двигателям внутреннего сгорания как основному источнику энергии. Качество распылителей форсунок оказывают существенное влияние на качество работы ДВС.

Материал и методы исследования

При исследовании показателей гидродинамических характеристик распылителей форсунок использовали расчетно-теоретический анализ.

Результаты исследования

В дизельных двигателях применяются штифтовые или многоструйные распылители форсунок в зависимости от способа смесеобразования и конструкции камеры сгорания. Большинство дизельных двигателей имеют неразделенную камеру сгорания с многоструйными распылителями форсунок. Реже применяются дизельные двигатели с разделенными камерами сгорания (вихрекамерные и предкамерные) с штифтовыми распылителями.

При замене штифтовых распылителей в вихрекамерном дизеле на многоструйные нами были выполнены исследования гидродинамических показателей процесса впрыскивания топлива в связи с различными величинами размеров, массы, проходного сечения и расположения распыливающих отверстий штифтового и многоструйного распылителей.

Исследовались три типа распылителей, основные характеристики которых приведены в табл. 1.

Как видно из табл. 1, исследуемые распылители отличаются друг от друга величиной проходного сечения, массой иглы, размерами и расположением распыливающих отверстий. Это обуславливает различные величины давления подачи топлива, частоты колебаний иглы распылителя и других параметров. Проанализируем это.

Известно, что для качественного впрыскивания давление подаваемого P_t топлива должно быть выше давления топлива в форсунке P_ϕ [7]:

$$P_t = P_0 + P_{F_{\text{крит}}}^l + P_{\text{обр.в}} > P_\phi, \quad (1)$$

где P_0 – остаточное давление в топливопроводе, МПа; $P_{F_{\text{крит}}}^l$ – критическое давление волны подачи топлива, МПа; $P_{\text{обр.в}}$ – давление обратной волны, МПа; P_ϕ – давление топлива в форсунке, МПа.

Величина остаточного давления P_0 для современных топливных систем находится в интервале 1...7 МПа.

Критическое давление волны подачи топлива $P_{F_{\text{крит}}}^l$ – это основная составляющая в уравнении (1), определяемая формулой:

$$P_{F_{\text{крит}}}^l = 0,5 \cdot P_{\text{кр}} + P_{\text{кр}} \cdot \sqrt{0,25 + \frac{P_0 - P_\Gamma}{P_{\text{кр}}}},$$

где $P_{\text{кр}}$ – критическое значение давления волны подачи топлива для открытой форсунки, МПа; P_Γ – давление газов в цилиндре, МПа.

Здесь давление $P_{\text{кр}}$ равно:

$$P_{\text{кр}} = 0,204 \frac{(\mu f)^2}{q^2} a^2 \cdot \rho,$$

где μf – эффективное проходное сечение распылителя, мм²; q – сечение трубопровода высокого давления, мм²; a – скорость распро-

Таблица 1

Основные характеристики распылителей

	Параметры распылителей		Марка распылителя		
			РШ-6-2х25	5х0,35х130	5х0,4х120
1	Объем топлива в распылителе, V_p	мм ³	730	722	722
2	Кольцевое сечение иглы (дифференциальная площадка), f_i	мм ²	23,7	26,4	26,4
3	Масса иглы, m_i	г	6	6,4	6,55
4	Проходное сечение, μf_p	мм ²	0,5±0,03	0,6±0,03	0,66±0,03

странения волны, равная скорости распространения звука в топливе, м/с; ρ – плотность топлива, кг/м³;

Расчетные зависимости $P_{F,крит}^I$ от остаточного давления P_0 и от величины проходного сечения распылителей μf приведены на рис. 1 и 2.

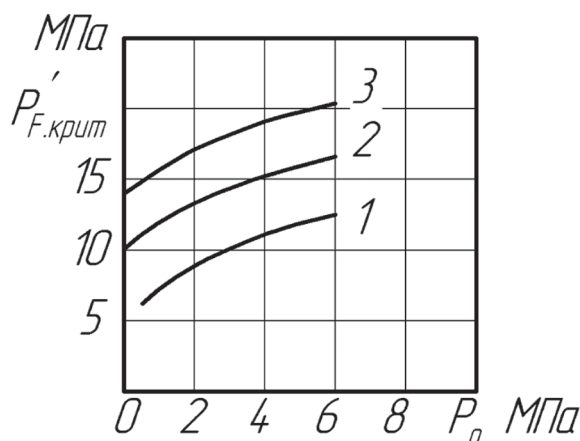


Рис. 1. Зависимость критического давления волны подачи топлива $P_{F,крит}^I$ от остаточного давления P_0 : 1 – $\mu f = 0,5$ мм²; 2 – $\mu f = 0,6$ мм²; 3 – $\mu f = 0,66$ мм²

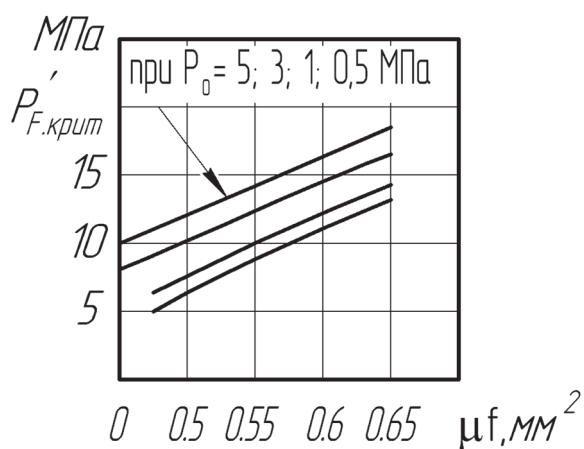


Рис. 2. Зависимость критического давления волны подачи топлива $P_{F,крит}^I$ от величины проходного сечения распылителя

Приведенные расчетные зависимости показывают, что с увеличением проходного сечения при постоянном остаточном давлении критическое давление волны подачи топлива увеличивается. Так, при остаточном давлении $P_0 = 3$ МПа критическое давление волны для распылителей № 1, 2, 3 (табл. 1) составляет, соответственно, 10, 14,4, 16,7 МПа

Повышение остаточного давления P_0 в свою очередь вызывает увеличение критического давления волны подачи (рис. 2).

В связи с необходимостью увеличения критического давления волны подачи топлива для многоструйных распылителей (по сравнению с штифтовыми) рассмотрим влияние давления затяжки пружины форсунки на время запаздывания открытия иглы.

Время запаздывания открытия иглы форсунки равно:

$$\tau_0 = \frac{V(C_0 + R_0 - P_0 \cdot f_n)}{f_n \cdot f_e \cdot V_e \cdot E},$$

где $V = V_1 + 0,5 \cdot V_2$ – объем топлива, м³; V_1 – объем топлива внутри форсунки, м³; V_2 – объем топлива в ТВД (топливопроводе высокого давления), м³; R_0 – сила трения иглы форсунки в начальный момент, Н; C_0 – сила предварительного поджатия пружины, Н; P_0 – остаточное давление в топливопроводе, Па; f_n – кольцевое сечение иглы распылителя, м²; f_e – входное сечение канала форсунки, м²; V_e – интенсивность подходящей скорости волны, м/с; E – модуль упругости топлива, $E = 2 \cdot 10^9$ Па.

Соответствующий угол запаздывания открытия иглы форсунки равен:

$$\varphi_0 = 6 \cdot n \cdot \tau_0,$$

где n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹.

Результаты расчета запаздывания открытия иглы форсунки для штифтовых и многоструйных распылителей приведены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты расчета запаздывания открытия иглы распылителя форсунки

Параметры	Штифтовый РШ-6х2х25	Многоструйный		
		5х0,35х130	5х0,4х120	5х0,4х120
Давление начала впрыскивания, P_3 (МПа)	13	13	15	17
Время запаздывания, τ_0 (мс)	0,425	0,433	0,422	0,34
Угол запаздывания, φ_0 (град. ПКвс)	4,3	4,4	4,3	3,4

Таблица 3

Частота и продолжительность собственных колебаний иглы распылителя

Параметры	Марка распылителя		
	РШ-6х2х25	5х0,35х130	5х0,4х120
Частота колебаний иглы, ω_n , (с ⁻¹)	4546	4402	4351
Продолжительность собственных колебаний иглы, τ (мс)	1,37	1,43	1.44

Из табл. 3 видно, что величина запаздывания подъема иглы форсунки (мс, град. ПКв) с многоструйным распылителем при давлении начала впрыскивания $P_3 = 15$ МПа наиболее близка по значению к величине запаздывания для штифтового распылителя.

Частота собственных колебаний иглы:

$$\omega_n = \sqrt{C_1 / m_n},$$

где C_1 – жесткость пружины; $C_1 = 124$ Н/м; m_n – масса иглы распылителя, кг.

Продолжительность собственных колебаний иглы $\tau = 2\pi / \omega_n$.

Выводы

Из таблицы видно, что величина частоты собственных колебаний и их продолжительности незначительно отличаются друг от друга (не более 5 %). Отсюда можно предположить, что применение экспериментальных распылителей не окажет значительного влияния на работу распылителей с точки зрения вибрационных характеристик.

Литература

1. Болоев П.А., Шуханов С.Н. Разработка ресурсосберегающих технологий эксплуатации и диагностики транспортных машин в условиях Восточной Сибири // Иркутск: Издательство ИРНТУ, 2016, 148 с.
2. Шуханов С.Н., Арданов Ч.Е. Бортовые электронные системы Т и ТТМО // Иркутск: Издательство ИРНТУ, 2016, 222 с.
3. Кузьмин А.В., Шуханов С.Н. Технический сервис транспортно-технологических машин и комплексов // Иркутск: Издательство ИРНТУ, 2016, 165 с.
4. Маломыжев О.Л., Шуханов С.Н. Построение математических моделей для расчетов теплового режима агрегатов трансмиссий // Известия Оренбургского ГАУ. 2017. № 63. С. 50–52.
5. Алтухов С.В., Шуханов С.Н. Исследование теплового обмена // Вестник ИрГАУ. 2017. № 80. С. 54–61.

6. Шуханов С.Н. Определение концентрации газа в смазочном материале трансмиссий энергонасыщенных тракторов сельскохозяйственного назначения // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 8. С. 37–40.
7. Астахов И.В., Трусков В.И., Хачиян А.С., Голубков Л.Н. Подача и распыливание топлива в дизелях. М.: Машиностроение, 1971. 359 с.

References

1. Boloev P.A., SHuhanov S.N. Razrabotka resursosberegayushchih tekhnologij ehkspluatatsii i diagnostiki transportnyh mashin v usloviyah Vostochnoj Sibiri [Development of resource-saving technologies for the operation and diagnostics of transport vehicles in Eastern Siberia]. Irkutsk: Izdatel'stvo IRNITU Publ., 2016, 148 p.
2. SHuhanov S.N., Ardanov CH.E. Bortovye ehlektronnye sistemy T i TTMO [Onboard electronic systems of transport and transport-technological machines and equipment]. Irkutsk: Izdatel'stvo IRNITU Publ., 2016, 222 p.
3. Kuz'min A.V., SHuhanov S.N. Tekhnicheskij servis transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov [Technical service of transport-technological machines and complexes]. Irkutsk: Izdatel'stvo IRNITU Publ., 2016, 165 p.
4. Malomyzhev O.L., SHuhanov S.N. Construction of mathematical models for calculating the thermal behavior of transmission aggregates. Izvestiya Orenburgskogo GAU. 2017. No 63, pp. 50–52 (in Russ.).
5. Altuhov S.V., SHuhanov S.N. Study of heat exchange. Vestnik IrGAU. 2017. No 80, pp. 54–61 (in Russ.).
6. SHuhanov S.N. Determination of gas concentration in the lubricant of transmissions of energy-saturated agricultural tractors. Traktory i sel'hoz mashiny. 2017. No 8, pp. 37–40 (in Russ.).
7. Astahov I.V., Trusov V.I., Hachiyani A.S., Golubkov L.N. Podacha i raspylivanie topliva v dizelyah [Injection and spraying of fuel in diesel engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1971. 359 p.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПОВЕРХНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ СТЕРНЕВЫМ МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНЫМ КУЛЬТИВАТОРОМ

EFFICIENCY OF SURFACE TREATMENT OF SOIL BY A STUBBLE MULTIFUNCTIONAL CULTIVATOR

Г.Г. МАСЛОВ, д.т.н.
Е.М. ЮДИНА, к.т.н.
И.А. ЖУРИЙ

Кубанский государственный аграрный университет
 имени И.Т. Трубилина, Краснодар, Россия,
 yudina2010.63@mail.ru

G.G. MASLOV, DSc in Engineering
E.M. YUDINA, PhD in Engineering
I.A. ZHURIJ

Kuban State Agrarian University named after Ivan Trubilin,
 Krasnodar, Russia, yudina2010.63@mail.ru

Обосновано эффективное применение стернового культиватора на поверхностной обработке почвы одновременно с внесением твердых минеральных удобрений. Снижается распыл почвы по сравнению с дисковыми орудиями в 1,5...2 раза. На примере предлагаемого многофункционального стернового культиватора с приспособлением для одновременного внесения минеральных удобрений доказана возможность применения функции затрат и потерь (затрат на выполнение объема работ и потерь будущего урожая в связи с нарушением оптимальной продолжительности работ) для оптимизации продолжительности работ. Представлена блок-схема алгоритма оптимизации параметров и режимов работы многофункционального стернового культиватора по критерию оптимального значения коэффициента использования тягового усилия заданного трактора с учетом его тяговой характеристики и зависимости коэффициента удельного сопротивления культиватора от рабочей скорости движения, глубины обработки и удельной материалоемкости с учетом массы вносимых удобрений. В целевой функции оптимизации продолжительности выполняемой работы стоимость затрат включает эксплуатационные затраты на заданный агрегат для планируемых объемов работ. При увеличении продолжительности этих работ затраты снижаются, а стоимость потерь будущего урожая, наоборот, возрастает. Сумма же стоимости затрат и потерь имеет экстремум, который определяет оптимальность решения. Приведена зависимость стоимости потерь будущего урожая зерна кукурузы от продолжительности, объема работ, закупочной цены убираемого урожая и интенсивности потерь за каждый день нарушения оптимального срока стерновой обработки почвы с одновременным внесением минеральных удобрений. С помощью полученной функции затрат и потерь установлена оптимальная продолжительность стерновой обработки почвы с одновременным внесением твердых минеральных удобрений на примере машинно-тракторного агрегата в составе трактора МТЗ-1221 и стернового культиватора КСУ-3 с приспособлением для одновременного внесения твердых минеральных удобрений.

Ключевые слова: функция затрат и потерь, многофункциональный стерновой культиватор, затраты, потери урожая, оптимизация, эффективность.

The effective application of the stubble cultivator on surface tillage is justified simultaneously with the introduction of solid mineral fertilizers. The atomization of the soil in comparison with the disk tools decreases in 1,5...2 times. Using the example of the proposed multifunctional stubble cultivator with the device for simultaneous application of mineral fertilizers, the possibility of using the cost and loss function (the cost of carrying out the amount of work and the loss of the future crop due to a violation of the optimal duration of work) is proved to optimize the duration of work. A block diagram of the algorithm for optimizing the parameters and operating conditions of a multifunctional stubble cultivator is presented based on the criterion of the optimal value of the traction factor of a given tractor, taking into account its traction characteristics and the dependence of the coefficient of the resistivity of the cultivator on the working speed of movement, the depth of processing and the specific material consumption, with consideration of the mass of fertilizers applied. In the objective function of optimizing the duration of the work performed, the cost of the cost includes the operating costs for the specified unit for the planned scope of work. With an increase in the duration of these works, costs are reduced, and the cost of future crop losses, on the contrary, increases. The sum of costs and losses has an extremum, which determines the optimality of the solution. The dependence of the cost of losses of the future corn grain crop on the duration, the amount of work, the purchase price of the harvested crop and the intensity of losses for each day of the violation of the optimal period of stubble cultivation of the soil with simultaneous application of mineral fertilizers is given. With the help of the obtained cost and loss function, the optimum duration of stubble cultivation of the soil was established with the simultaneous introduction of solid mineral fertilizers using the example of the machine-tractor unit as part of the MTZ-1221 tractor and the stubble cultivator KSU-3 with the device for simultaneous application of solid mineral fertilizers.

Keywords: function of costs and losses, multifunctional stubble cultivator, costs, crop losses, optimization, efficiency.

Введение

Рациональная система обработки предкавказских выщелоченных черноземов в сочетании со вспашкой, поверхностной обработкой и прямым посевом оказывает существенное влияние на их агрофизические свойства и продуктивность выращиваемых полевых культур в зернопропашном севообороте при лучших показателях экономической и биоэнергетической эффективности. Для этой цели на Кубани применяют отвальную и безотвальную вспашку, дисковые орудия и сеялки прямого посева. Однако применение дисковых орудий для поверхностной обработки почвы наносит существенный урон ее плодородию. Постоянная поверхностная или мелкая зяблевая обработка почвы дисковыми орудиями приводит к увеличению в ней содержания пыли до 9...11 %, что в 1,5...2 раза больше чем при отвальной и нулевой обработках [1]. В этой связи для сохранения более агрономически ценной структуры почвы необходимо ограничить использование дисковых орудий, особенно типа БДТМ.

Для поверхностной обработки почвы более предпочтительны стерневые культиваторы (рис. 1), выпускаемые отечественным сельхозмашиностроением [2].

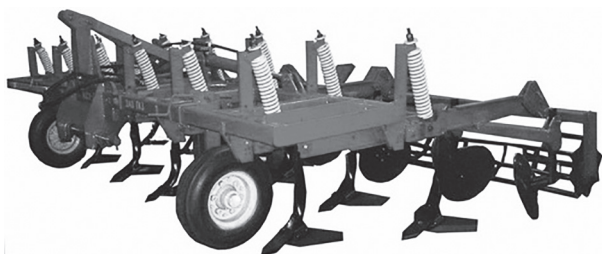


Рис. 1. Серийный стерневой культиватор КСУ-6 совместного российско-германского производства

Эффективность стерневых культиваторов помимо сохранения структуры почвы может быть повышена за счет совмещения нескольких технологических операций за один проход машины по полю, например, с одновременным внесением основного минерального удобрения многофункциональным культиватором [3].

Цель исследования

Целью исследования является обоснование оптимальной продолжительности поверхностной обработки почвы с одновременным внесением минеральных удобрений предлагаемым многофункциональным культиватором.

Материалы и методы исследования

В качестве метода исследования принята функция затрат и потерь, для которой разработана математическая модель и блок-схема алгоритма (рис. 2) оптимизации продолжительности поверхностной обработки почвы с одновременным внесением минеральных удобрений многофункциональным культиватором (МФК). В качестве МФК нами принят серийный стерневой культиватор КСУ-3 с приспособлением для внесения минеральных удобрений к трактору МТЗ-1221 тягового класса 2.

В расчетах принята ширина захвата культиватора 3 м, а для выбора оптимальной скорости агрегата использована тяговая характеристика трактора МТЗ-1221 при максимальном тяговом КПД.

Понятие функции «сумма затрат и потерь» известно. Это сумма затрат на производство выполняемых полевых работ (эксплуатационных затрат) и стоимости потерь урожая в связи с нарушением оптимальной продолжительности данных работ. Минимум функции определяет оптимальное значение продолжительности выполнения заданной работы. Поскольку предлагаемая обработка стерни предполагается перед зяблевой вспашкой, например, под кукурузу, то стоимость потерь будущего урожая зерна кукурузы будет связана с нарушением оптимальной продолжительности лущения стерни. Как известно, запаздывание со сроками обработки стерни зерновых колосовых культур на 2...3 дня снижает урожай культур следующего года на 1,5...2,5 ц/га [4].

С учетом изложенного, после преобразования функция затрат и потерь $C_{\text{зп}}$ для нашего случая имеет вид:

$$C_{\text{зп}} = \left[\frac{U_3 F^2}{14 W_{\text{ч}} n} + z \Delta U 0,033 n^2 F \right],$$

где U_3 – эксплуатационные затраты на обработку почвы и внесение удобрений, руб./га; F – обрабатываемая площадь, га; $W_{\text{ч}}$ – производительность агрегата за 1 ч чистой работы, га/ч; n – продолжительность выполнения работы в днях; z – закупочная цена кукурузы, руб./т; ΔU – потери урожая из-за нарушения сроков, т/(га·день).

При моделировании задачи по минимальному значению целевой функции $C_{\text{зп}}$ находят оптимальную продолжительность n работы на лущении стерни многофункциональным стерневым культиватором с одновременным внесе-

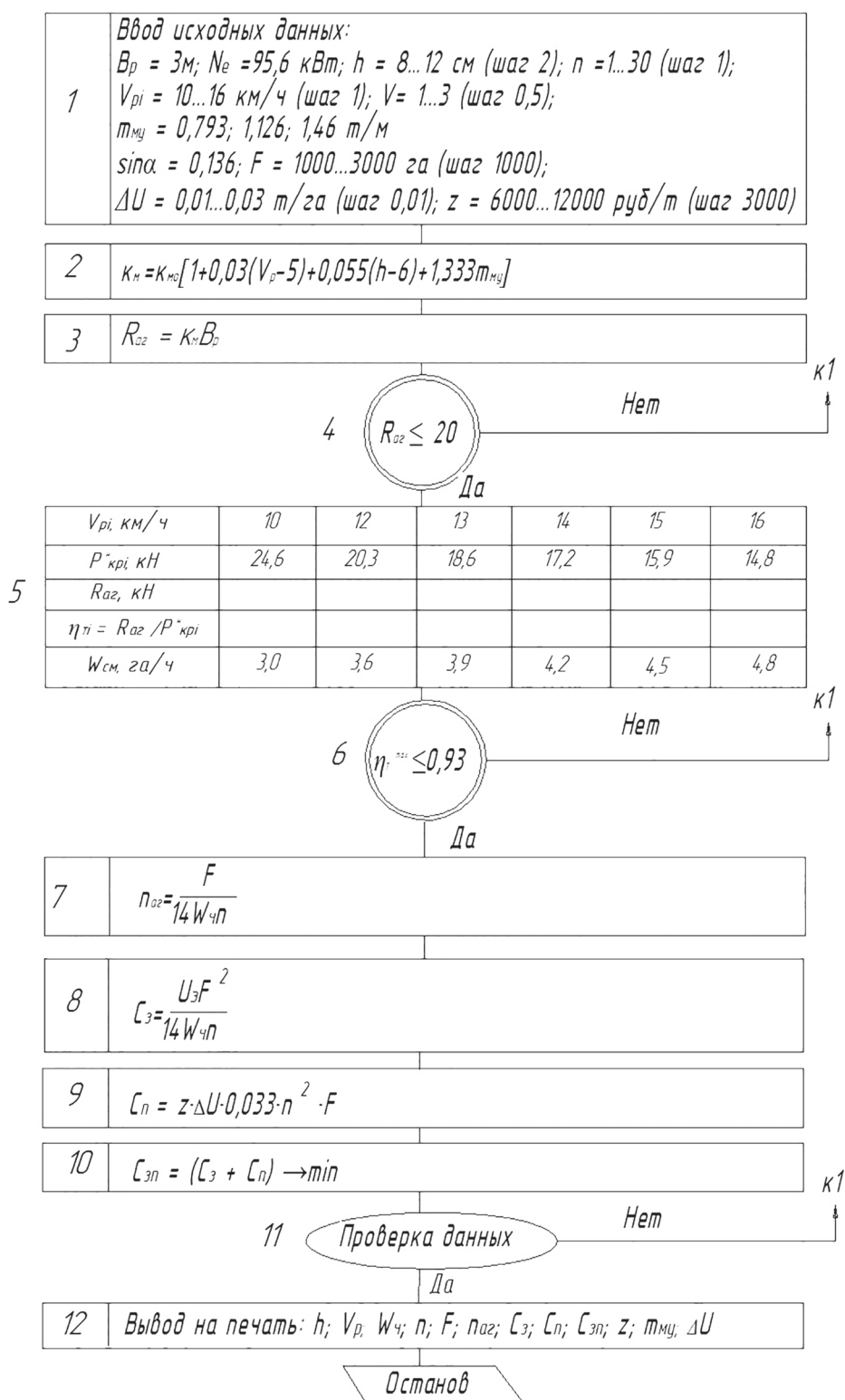


Рис. 2. Блок-схема алгоритма оптимизации параметров и режимов работы многофункционального агрегата

нием удобрений, количество $n_{\text{аг}}$ этих агрегатов, оптимальную стоимость затрат C_3 на выполнение работ, оптимальную стоимость потерь C_n , связанных с недобором урожая, учитывая заданную площадь F обработки, урожай U зерна и его закупочную цену z .

Результаты исследования и обсуждение

Зависимость функции затрат и потерь $C_{\text{зн}}$ представлена на рис. 3. Оптимальное ее значение приходится на 8-й день выполнения работ. Это означает, что за этот срок на площади

1000 га после уборки озимых культур должны быть внесены минеральные удобрения и заделаны в почву многофункциональным стерневым культиватором.

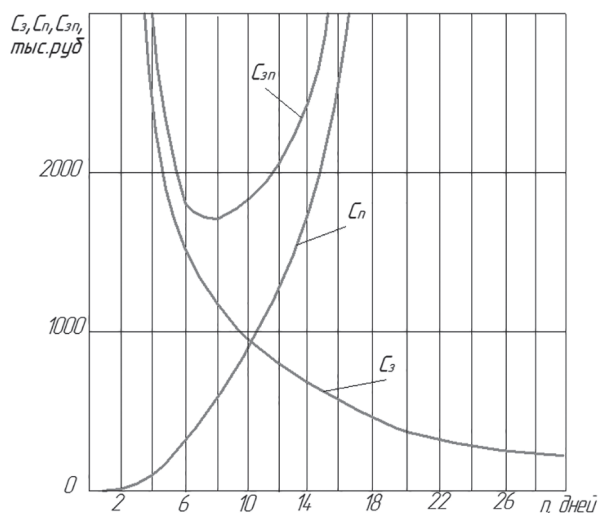


Рис. 3. Зависимость функции затрат и потерь от продолжительности поверхностной обработки почвы с одновременным внесением удобрений МФК

Характер изменения функции $C_{зн}$ затрат и потерь экстремальный. Минимум ее находится над точкой с минимальным значением функции (рис. 3). Функция потерь $C_{п}$ монотонно возрастает в зависимости от продолжительности n , а функция затрат $C_{з}$ убывает.

В табл. 1 представлены значения составляющих функции затрат и потерь в зависимости от продолжительности работ n .

В таблице приведены результаты расчетов для площади посевов $F = 1000$ га, недобора урожая $\Delta U = 0,03$ т/(га·день), закупочной цене зерна $z = 9000$ руб./т, часовой производительности агрегата $W_{ч} = 4,2$ га/ч, часовом расходе топлива трактором МТЗ-1221 – 17,6 кг/ч и емкости бункера для удобрений $V = 1$ м³.

Минимум функции затрат и потерь при $n = 8$ дней составил $C_{зн} = 1722,6$ тыс. руб, максимум при $n = 1$ день $C_{зн} = 9228,9$ тыс. руб. и при $n = 30$ дней – $C_{зн} = 8328,1$ тыс. руб. Функция затрат $C_{з}$, соответственно, составила: $C_{з \min} = 309,1$ тыс. руб; $C_{з \max} = 9220$ тыс. руб, а функция потерь $C_{п}$: минимум при $n = 1$ день – $C_{п} = 8,91$ тыс. руб; максимум при $n = 30$ дней – $C_{п} = 8019$ тыс. руб.

Однако главный эффект от стерневого многофункционального культиватора – это сохранение структуры почвы, снижение содержания в ней пылевидных частиц после обработки по сравнению с дисковыми орудиями. Кроме того, обеспечивается также экономия затрат за счет совмещения двух операций, рыхления почвы и внесения удобрений.

Характер изменения зависимости функции затрат и потерь $C_{зн}$ многофункционального культиватора в представленной статье и полученной ранее по результатам уборки зерна в работе Г.Г. Маслова [5] имеет экстремальный характер и составляет восемь календарных дней.

Выводы

Обосновано эффективное применение многофункционального стерневого культиватора на поверхностной обработке почвы с одновременным внесением минеральных удобрений. На примере агрегата в составе трактора МТЗ-1221 с культиватором КСУ-3 и приспособлением для внесения минеральных удобрений с использованием функции затрат и потерь получена оптимальная продолжительность обработки стерни составляющая 8 дней. Функция затрат и потерь облегчает принятие решения при выборе альтернативных вариантов технологий и машин.

Таблица 1

Изменения стоимости затрат $C_{з}$, потерь $C_{п}$ и затрат и потерь $C_{зн}$ от продолжительности выполнения работ

Продолжительность n выполнения работ, дней	Стоимость затрат $C_{з}$, тыс. руб.	Стоимость потерь $C_{п}$, тыс. руб.	Стоимость затрат и потерь $C_{зн}$, тыс. руб.
1	9220	8,91	9228,9
5	1844	222,8	2066,8
10	921,9	891,0	1812,9
15	612,8	2004,8	2617,6
20	460,9	3564,0	4024,9
25	368,8	5568,8	5937,5
30	309,1	8019,0	8328,1
8	1152,4	570,2	1722,6

Литература

1. Найденов А.С. и др. Минимализация обработки почвы в полевых оборотах Кубани // Труды КубГАУ. 2015. № 1 (52). С. 132.
2. Маслов Г.Г., Журий И.А. Экологически безопасный агрегат для поверхностной обработки почвы под озимую пшеницу с одновременным внесением азотных удобрений // Проблемы энергообеспечения, автоматизации, информатизации и природопользования в АПК. Сборник материалов международной научно-технической конференции. Брянск: Изд-во Брянского ГАУ, 2016. С. 68–71.
3. Маслов Г.Г., Журий И.А. Перспективные составы машинно-тракторных агрегатов для совмещения операций // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 2. С. 47–51.
4. Жалнин Э.В., Савченко А.Н. Технологии уборки зерновых комбайновыми агрегатами. М.: Россельхозиздат, 1985. 22 с.
5. Маслов Г.Г. Оптимизация продолжительности уборки озимой пшеницы многофункциональным агрегатом // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 6. С. 48–51.

References

1. Najdenov A.S. i dr. Minimization of soil cultivation in the field of the Kuban. Trudy KubGAU. 2015. No 1 (52), pp. 132 (in Russ.).
2. Maslov G.G., ZHuriy I.A. Ecologically safe aggregate for surface treatment of soil for winter wheat with simultaneous application of nitrogen fertilizers. Problemy ehnergoobespecheniya, avtomatizacii, informatizacii i prirodopol'zovaniya v APK. Sbornik materialov mezhdunarodnoj nauchno-tekhnicheskoy konferencii [Problems of energy supply, automation, informatization and nature management in the agroindustrial complex. Collection of materials of the international scientific and technical conference]. Bryansk: Izd-vo Bryanskogo GAU Publ., 2016, pp. 68–71 (in Russ.).
3. Maslov G.G., ZHuriy I.A. Perspective formations of machine-tractor units for combining operations. Traktory i sel'hozmashiny. 2017. No 2, pp. 47–51 (in Russ.).
4. ZHalnin EH.V., Savchenko A.N. Tekhnologii uborki zernovyh kombajnovymi agregatami [Technologies for harvesting grain by combine harvesters]. Moscow: Rossel'hozizdat Publ., 1985. 22 p.
5. Maslov G.G. Optimization of winter wheat harvesting by a multifunctional aggregate. Traktory i sel'hozmashiny. 2016. No 6, pp. 48–51 (in Russ.).

ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ КРИВОЛИНЕЙНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА ДЛЯ ПОСЛОЙНОЙ БЕЗОТВАЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ

PARAMETRIC OPTIMIZATION OF THE CURVILINEAR WORKING ELEMENT FOR LAYERWISE SOIL-FREE TILLAGE

Г.Г. ПАРХОМЕНКО, к.т.н.

Северо-Кавказский научно-исследовательский институт
механизации и электрификации сельского хозяйства
ФГБНУ «Аграрный научный центр «Донской», Зерноград,
Россия, parkhomenko.galya@yandex.ru

G.G. PARHOMENKO, PhD in Engineering

Federal State Budgetary Scientific Institution
«Agrarian Science Center «Donskoy», Zernograd, Russia,
parkhomenko.galya@yandex.ru

Для эффективного функционирования в условиях недостаточного и неустойчивого увлажнения юга России почвообрабатывающие машины разрабатываются на основе блочно-модульного принципа построения с различными рабочими органами со сменными элементами. Возможность комбинации сменных элементов заложена в конструкции рабочего органа для послойной безотвальной обработки почвы. Данный рабочий орган оснащается криволинейным, плоскорезным рыхлителями или элементами из пластика. Качественные показатели технологического процесса послойной безотвальной обработки почвы рабочего органа с криволинейным рыхлителем по сравнению с другими достигают более высокого уровня: 97,4...98,5 % фракций размером до 50 мм; резкое снижение содержания эрозионно-опасных частиц в поверхностном слое до 15,12...18,13 %. Затраты энергии на функционирование рабочего органа с элементами из пластика на 6 % меньше, чем с криволинейным рыхлителем. Цель исследования: снижение энергозатрат за счет оптимизации параметров рабочего органа с криволинейным рыхлителем при сохранении качества технологического процесса послойной безотвальной обработки почвы. Проведены экспериментальные исследования по трехфакторному плану Бокса для определения параметров рабочего органа с криволинейным рыхлителем, обеспечивающим снижение энергозатрат на послойную безотвальную обработку почвы. Критерием оценки выбрано тяговое сопротивление рабочего органа, от которого напрямую зависят энергозатраты на выполнение технологического процесса послойной безотвальной обработки почвы. Наибольшее влияние на рост тягового сопротивления оказывает увеличение угла крошения долота. С ростом скорости наблюдается снижение тягового сопротивления с меньшей интенсивностью. Это объясняется менее существенным влиянием скорости перемещения рабочего органа на его тяговое сопротивление по сравнению со скоростью распространения волны напряжения. С увеличением глубины обработки почвы тяговое сопротивление возрастает. При фиксации скорости перемещения рабочего органа на уровне 2,5 м/с оптимальное значение глубины обработки почвы 28...29 см, угла крошения долота 31...31,5 град.

Ключевые слова: почва, рабочий орган, послойная безотвальная обработка, криволинейный рыхлитель, параметрическая оптимизация.

For effective functioning in conditions of insufficient and unstable moistening of the south of Russia, tillage machines are developed on the basis of the block-modular construction principle with various working elements with replaceable elements. The possibility of a combination of replaceable elements is incorporated in the design of the working element for layer-by-layer soil-free tillage. This working body is equipped with curved, planar rippers or plastic elements. Qualitative indices of the technological process of layer-by-layer soil-free tillage of the working body with a curvilinear ripper, in comparison with others, reach a higher level: 97,4...98,5 % of fractions up to 50 mm, a sharp decrease in the content of erosion-hazardous particles in the surface layer to 15,12...18,13 %. The energy consumption for the functioning of the working element with plastic elements is 6 % less than with the curved ripper. The purpose of the research is energy reduction of energy costs due to optimization of the parameters of the working body with a curved ripper while maintaining the quality of the technological process of layered soil-free tillage. Experimental studies on the three-factor Box plan for determining the parameters of the working body with a curvilinear ripper have been carried out, which ensures a reduction in energy costs for layer-by-layer soil-free tillage. The criterion for evaluation is the traction resistance of the working body, on which the energy costs directly depend on the performance of the technological process of layer-by-layer soil-free tillage. The greatest influence on the growth of traction resistance is due to an increase in the crumbling bit angle of the barpoint. With increasing speed, a reduction in traction resistance with a lower intensity is observed. This is explained by the less significant effect of the speed of movement of the working member on its traction resistance in comparison with the propagation velocity of the stress wave. With an increase in the depth of cultivation of the soil, the traction resistance increases. When fixing the speed of moving the working element at a level of 2,5 m/s, the optimal value of the depth of tillage is 28...29 cm, the angle of crumbling of the bit is 31...31,5 degrees.

Keywords: soil, working element, layer-by-layer without-till treatment, curvilinear ripper, parametric optimization.

Введение

Государственной программой развития сельского хозяйства и регулирования рынков сельскохозяйственной продукции, сырья и продовольствия намечен ряд задач, к которым относится воспроизводство и повышение эффективности использования земельных ресурсов, экологизация производства, увеличение объема производства продукции растениеводства на основе роста урожайности основных видов с/х культур, обеспеченность сельхозтоваропроизводителей современными видами сельскохозяйственной техники, внедрение инновационных разработок технологий [1–5] в АПК в условиях недостаточного и неустойчивого увлажнения юга России.

Это позволит определить направления по формированию комплекса технических средств качественно нового поколения [6], позволяющих повысить производительность труда и энергоэффективность [7], надежность при эксплуатации машин [8], улучшить показатели технологического процесса [9], создать благоприятные условия для производства сельскохозяйственной продукции и обеспечить ее конкурентоспособность на внутреннем и внешнем рынках.

Возможен переход от интенсивных технологий возделывания сельскохозяйственных культур на так называемые высокие технологии, рассчитанные на достижение урожайности культуры, близкой к ее биологическому потенциалу.

Разрабатываемые почвообрабатывающие машины за счет блочно-модульного принципа построения и комплектования их различными рабочими органами на основе синергистической комбинации сменных элементов [10] способны выполнять технологические операции в различных почвенно-климатических условиях, в том числе в условиях недостаточного и неустойчивого увлажнения южных регионов России.

Возможность комбинации сменных элементов заложена в конструкции разработанного рабочего органа для послойной безотвальной обработки почвы [11]. Рабочий орган для послойной безотвальной обработки почвы оснащается криволинейным, плоскорезным рыхлителями или элементами из пластика.

В результате проведенных ранее исследований [11] установлено, что наименьшее тяговое сопротивление возникает при функционировании рабочего органа с элементами из пласти-

ка. При этом разница тягового сопротивления (рис. 1, *а*) и рабочего органа с криволинейным рыхлителем (рис. 1, *б*) не превышает 6 %.



а



б

Рис. 1. Исследуемые рабочие органы:
а – с элементами из пластика;
б – с эллиптическим рыхлителем

Однако качественные показатели технологического процесса послойной безотвальной обработки почвы рабочего органа с криволинейным рыхлителем достигают более высокого уровня: 97,4...98,5 % фракций размером до 50 мм; резкое снижение содержания эрозионно-опасных частиц в поверхностном слое до 15,12...18,13 %. Рабочий орган с элементами из пластика обеспечивает получение 82,0...84,8 % фракций размером до 50 мм и снижение на 2,95...3,41 % содержания эрозионно-опасных частиц в поверхностном слое почвы [12].

Цель исследования

Целью исследования является снижение энергозатрат за счет оптимизации параметров рабочего органа с криволинейным рыхлителем

при сохранении качества технологического процесса послойной безотвальной обработки почвы.

Материалы и методы исследования

Проведены экспериментальные исследования по параметрической оптимизации [13] рабочего органа с криволинейным рыхлителем, обеспечивающим снижение энергозатрат на послойную безотвальную обработку почвы.

Оптимизация параметров и режимов функционирования рабочего органа для послойной безотвальной обработки почвы предусматривала проведение полевых исследований. Экспериментальные значения измеряемых величин подвергали статистической обработке в соответствии с СТО АИСТ 1.17-2010 «Испытания сельскохозяйственной техники и агротехнологий. Методы сравнительной оценки с использованием многофакторного корреляционно-регрессивного анализа»; введен 15.09.2011. (взамен СТП 13.046-80).

Варьируемыми факторами в эксперименте по трехфакторному плану Бокса были выбраны: скорость перемещения рабочего органа; глубина обработки почвы; угол крошения (входа в почву в поперечно-вертикальной плоскости) долота.

Пределы изменения этих факторов представлены в табл. 1.

Уровни факторов выбирали таким образом, чтобы оптимальные их значения, рассчитанные теоретически и учитывающие существующие ограничения, попадали в центр интервала варьирования.

Максимальными значениями для первого фактора являются значения скорости перемещения рабочего органа от 2 до 3 м/с, для второго фактора – максимальной глубины обработки почвы от 25 до 35 см, третьего – максимального угла крошения долота от 30 до 35 град.

Критерием оценки (отклика) является тяговое усилие энергосредства [14], затрачиваемое

Таблица 1

Пределы изменения факторов

Варьируемые в опыте факторы	Кодированные обозначения факторов	Пределы изменения		
		-1	0	+1
Скорость перемещения рабочего органа, м/с	X_1	2	2,5	3
Глубина обработки почвы, см	X_2	25	30	35
Угол крошения долота, град.	X_3	30	32,5	35

Таблица 2

План эксперимента и выходные параметры опытов

№ опыта	Матрица планирования			Натуральные значения переменных			Выходные параметры (тяговое сопротивление), кН
	X_1	X_2	X_3	Скорость перемещения рабочего органа, м/с	Глубина обработки почвы, см	Угол крошения долота, град.	
1	+1	+1	0	3	35	32,5	6,5
2	+1	-1	0	3	25	32,5	7,2
3	-1	+1	0	2	35	32,5	9,1
4	-1	-1	0	2	25	32,5	7,4
5	0	0	0	2,5	30	32,5	5,2
6	+1	0	+1	3	30	35	7,2
7	+1	0	-1	3	30	30	6,3
8	-1	0	+1	2	30	35	9,1
9	-1	0	-1	2	30	30	6,9
10	0	0	0	2,5	30	32,5	8,2
11	0	+1	+1	2,5	35	35	10,1
12	0	+1	-1	2,5	35	30	7,3
13	0	-1	+1	2,5	25	35	8,1
14	0	-1	-1	2,5	25	30	7,2
15	0	0	0	2,5	30	32,5	6,3

на преодоление силы сопротивления почвы, действующей на рабочий орган (тяговое сопротивление рабочего органа). От величины тягового сопротивления напрямую зависят энергозатраты на выполнение технологического процесса послойной безотвальной обработки почвы. Поэтому необходимо подобрать рациональные значения факторов, обеспечивающих минимальное тяговое сопротивление.

План эксперимента и выходные параметры опытов представлены в табл. 2.

Результаты и их обсуждение

В результате исследований влияния скорости перемещения рабочего органа, глубины обработки почвы, угла крошения долота на тяговое сопротивление получено регрессионное уравнение в кодированных обозначениях:

$$Y = 2,252 - 0,663X_1 + 0,378X_2 + 0,85X_3 - 0,6X_1X_2 + 0,325X_1X_3 + 0,475X_2X_3 - 0,092X_1^2 + 0,089X_2^2 + 0,71X_3^2.$$

Проверка адекватности математической модели показала, что по критерию Фишера ($F = 8,16 < F_{\text{таб}} = 9,55$) уравнение математической модели является адекватным. Модель применима для решения научно-исследовательских задач.

Анализ влияния факторов на критерий оптимизации по уравнению регрессии выявил следующее.

Угол крошения долота рабочего органа (X_3) оказывает наиболее сильное влияние. Этот фактор имеет наибольший коэффициент при X_3 в уравнении регрессии, а знак «плюс» у коэффициента, характеризующего влияние данного фактора, указывает на увеличение критерия оптимизации.

Меньшее влияние на критерий оптимизации оказывает скорость перемещения рабочего органа (X_1). Знак «минус» у коэффициента при X_1 , характеризующего влияние данного фактора, указывает на то, что с ростом его значения происходит уменьшение критерия оптимизации.

Характер влияния глубины обработки почвы рабочим органом (X_2) показывает, что с увеличением его значения происходит рост тягового сопротивления.

Влияние скорости перемещения рабочего органа и глубины обработки почвы на изменение тягового сопротивления представлено на рис. 2.

При фиксации значения угла входа в почву долота рабочего органа на уровне 32,5 градуса критерий оптимизации последовательно уменьшается с увеличением скорости в пределах ее варьирования в опыте. Наименьшее значение критерия оптимизации достигается при глубине обработки почвы от 30 до 31,5 см.

Влияние угла входа в почву долота рабочего органа и глубины обработки почвы на изменение тягового сопротивления представлено на рис. 3.

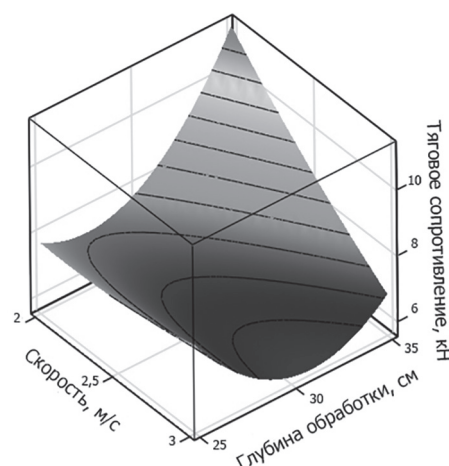


Рис. 2. Поверхность отклика тягового сопротивления при изменении глубины обработки почвы и скорости рабочего органа с криволинейным рыхлителем

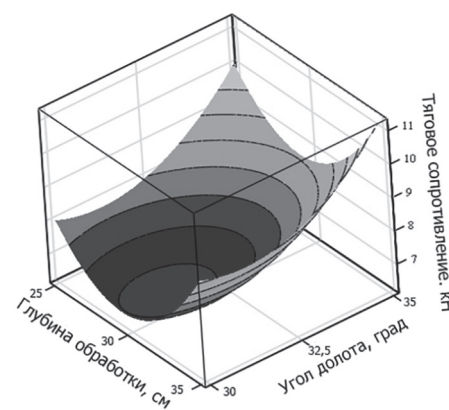


Рис. 3. Поверхность отклика тягового сопротивления при изменении глубины обработки и угла крошения долота рабочего органа с криволинейным рыхлителем

При фиксации значения скорости перемещения рабочего органа на уровне 2,5 м/с получено оптимальное значение глубины обработки почвы (от 28 до 29 см) и угла крошения долота (от 31 до 31,5 град.).

Влияние изменения угла входа в почву долота рабочего органа и скорости перемещения рабочего органа на тяговое сопротивление представлено на рис. 4.

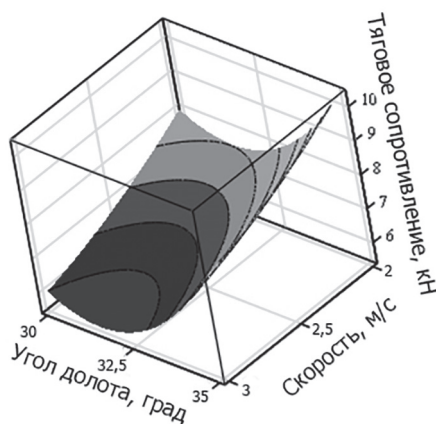


Рис. 4. Поверхность отклика тягового сопротивления при изменении скорости и угла входа в почву долота рабочего органа с криволинейным рыхлителем

При фиксации значения глубины обработки почвы рабочим органом на уровне 30 см критерий оптимизации последовательно уменьшается с увеличением скорости в пределах ее варьирования в опыте. Наименьшее значение критерий оптимизации достигает при угле крошения долота рабочего органа от 31 до 31,5 град. Оптимальный угол крошения долота рабочего органа составляет от 31 до 31,5 град и при глубине обработки почвы от 28 до 29 см зафиксировано оптимальное тяговое сопротивление.

В результате проведенного анализа экспериментальных данных было выявлено снижение тягового сопротивления с увеличением скорости, что подтверждают предыдущие исследования [11] (рис. 5). Цифрами на рисунке указаны значения тягового сопротивления.

Снижение тягового сопротивления с увеличением скорости можно объяснить характером взаимодействия рабочего органа с почвой в соответствии с конструкцией криволинейных стойки и рыхлителя, которые при крошении пласта за счет формы способствуют возникновению разнонаправленных деформаций, в том числе наименее энергоемких (растяжения). При оптимальном угле крошения наблюдается достаточный подпор пласта, отсутствует процесс сгуживания почвы перед рабочим органом [15], мощность энергосредства не расходуется на перемещение призмы волочения, и тяговое сопротивление снижается.

Снижение тягового сопротивления с ростом скорости при заблокированном резании, которое возникает при взаимодействии долота с почвой в подпахотном слое при достижении критической глубины резания, подтверждено исследованиями В.И. Пындака, А.Е. Новикова. Сжатие в условиях заблокированного резания носит циклический характер, сопровождающийся смещением пласта вверх по поверхности наклонного долота. При этом от нагруженных и переуплотненных фрагментов почвы распространяются волны напряжений и деформаций – создается вибрационное воздействие на почву. Скорость распространения волны напряжения напрямую зависит от модуля упругости, который при высокой уплотненности и твердости подпахотных слоев почвы резко возрастает и соизмеряется со скоростью звука. Это объясняет несущественное влияние скорости перемещения рабочего органа на его тяговое сопротивление по сравнению со скоростью распространения волны напряжения [16]. При вибрационном воздействии угол внутреннего трения периодически стремится к нулю и при определенном угле крошения долота рабочего органа разрушение пласта происходит под углом скола, совпадающим с направлением наименьшего сопротивления почвы.

Исследуемый рабочий орган разработан на основе чизельного с рыхлителем для мелкой обработки почвы, расположенным в верхней части стойки. Из анализа формулы Горячкина следует, что при уменьшении обрабатываемой площади в поперечном сечении при использовании чизеля, функционирующего с недорезом

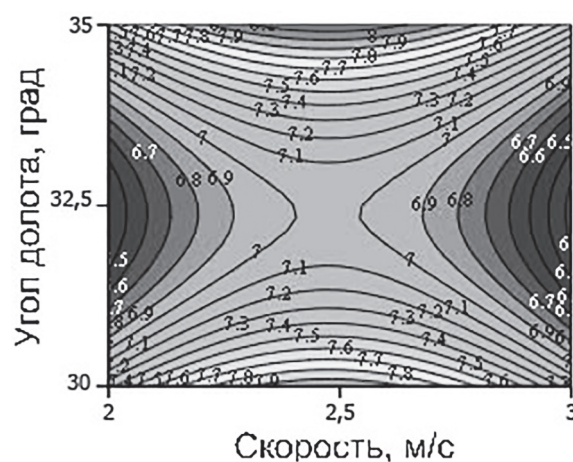


Рис. 5. Сечение поверхности отклика при изменении угла крошения долота и скорости перемещения рабочего органа с элементами из пластика [11]

пласта по ширине захвата машины, а также при изменении коэффициентов, характеризующих сопротивление деформациям растяжения, увеличение скорости рабочего органа с криволинейными стойкой и рыхлителем не приводит к повышению тягового сопротивления, а при оптимальных параметрах даже способствует его снижению.

Снижение тягового сопротивления при увеличении скорости рабочего органа с элементами из пластика объясняется уменьшением первой составляющей формулы Горячкина за счет положительных свойств используемого высокомолекулярного полиэтилена низкой плотности, выраженных в значительном уменьшении массы конструкции и коэффициента внешнего трения.

Следует отметить, что условия проведения экспериментальных исследований [12] характеризовались экстремальной твердостью на глубине более 25 см (7,49 МПа при допускаемой 4 МПа). Поэтому необходимо продолжить исследования при различных условиях функционирования для подтверждения выдвинутой гипотезы о менее существенном влиянии скорости перемещения рабочего органа на его тяговое сопротивление (по сравнению со скоростью распространения волны напряжения).

Заключение

В результате экспериментальных исследований по трехфакторному плану Бокса по критерию минимума тягового сопротивления определены параметры рабочего органа с криволинейным рыхлителем, обеспечивающим снижение энергозатрат на послойную безотвальную обработку почвы: при фиксации значения скорости перемещения рабочего органа на уровне 2,5 м/с получено оптимальное значение глубины обработки почвы (от 28 до 29 см) и угла крошения долота (от 31 до 31,5 град.).

Литература

1. Пахомов В.И., Рыков В.Б., Камбулов С.И. Результаты сравнительной оценки механизированных технологий возделывания зерновых культур // Зерновое хозяйство России. 2016. № 1. С. 58–62.
2. Алабушев А.В., Сухарев А.А., Попов А.С., Камбулов С.И., Н.Г. Янковский, Овсянникова Г.В. Минимизация обработки почвы под пропашные культуры и их продуктивность // Аграрная наука Евро-Северо-Востока. 2016. № 6 (55). С. 30–33.
3. Пахомов В.И., Рыков В.Б., Камбулов С.И., Шевченко Н.В., Ревякин Е.Л. Опыт возделывания озимой пшеницы в условиях недостаточного увлажнения. М.: Росинформагротех, 2015. 160 с.
4. Алабушев А.В., Сухарев А.А., Попов А.С., Камбулов С.И., Логвинов А.Я. Изменение продуктивности сельскохозяйственных культур под воздействием однотипных способов основной обработки почвы // Земледелие. 2015. № 8. С. 25–28.
5. Янковский Н.Г., Алабушев А.В., Жидков Г.А., Камбулов С.И., Сухарев А.А. Совершенствование основных элементов технологии возделывания озимой пшеницы. Ростов-на-Дону, 2011. 174 с.
6. Tverdohlebov S.A., Parkhomenko G.G. Research of the new generation chisel plow // Mechanization in agriculture. 2017. № 1. С. 33–36.
7. Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Повышение энергоэффективности мобильных почвообрабатывающих агрегатов // Инновации в сельском хозяйстве. 2016. № 3 (18). С. 40–47.
8. Пархоменко Г.Г., Пархоменко С.Г. Повышение эксплуатационной надежности САР почвообрабатывающих машин // Труды ГОСНИТИ. 2016. Т. 122. С. 87–91.
9. Пархоменко Г.Г., Пархоменко С.Г. Оптимизация показателей технологических процессов сельскохозяйственного производства в растениеводстве // Хранение и переработка зерна. 2017. № 1 (209). С. 55–60.
10. Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Моделирование следящих систем почвообрабатывающих агрегатов // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 1. С. 22–31.
11. Пархоменко Г.Г., Божко И.В., Громаков А.В., Пахомов В.И. Использование пластика в конструкциях почвообрабатывающих рабочих органов для послойной безотвальной обработки почвы // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 8. С. 8–15.
12. Пархоменко Г.Г., Семенихина Ю.А., Громаков А.В., Божко И.В. Анализ агротехнических показателей рабочих органов для послойной безотвальной обработки почвы // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 5. С. 32–38.
13. Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Параметрическая оптимизация комбинированной следяще-силовой системы автоматического регулирования пахотного агрегата // Повышение эффективности использования ресурсов при производстве сельскохозяйственной продукции – новые технологии и техника нового поколения для растениеводства и животноводства: сборник научных до-

кладов Междунар. научно-практ. конф. Тамбов. 2015. С. 18–22.

14. Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Измерение силы тяги на крюке трактора в агрегате с навесной сельскохозяйственной машиной // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 4. С. 15–19.
15. Пархоменко Г.Г., Щиров В.Н. Теория глубокорыхлителя: Расчет взаимодействия рабочих органов с почвой в засушливых условиях. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2013. 78 с.
16. Пындак В.И., Новиков А.Е. Энергоэффективность глубокого чизелевания почвы // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса. 2013. № 4 (32). Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/energoeffektivnost-glubokogo-chizelevaniya-pochvy> (дата обращения 26.01.2018).

References

1. Pahomov V.I., Rykov V.B., Kambulov S.I. The results of the comparative evaluation of mechanized technologies for the cultivation of cereals. *Zernovoe hozyajstvo Rossii*. 2016. No 1, pp. 58–62 (in Russ.).
2. Alabushev A.V., Suharev A.A., Popov A.S., Kambulov S.I., Yankovskij N.G., Ovsyannikova G.V. Minimization of soil cultivation for tilled crops and its productivity. *Agrarnaya nauka Evro-Severo-Vostoka*. 2016. No 6 (55), pp. 30–33 (in Russ.).
3. Pahomov V.I., Rykov V.B., Kambulov S.I., Shevchenko N.V., Revyakin E.L. Opyt vozdevlyaniya ozimoy pshenicy v usloviyah nedostatochnogo uvlazhneniya [The experience of cultivation of winter wheat in conditions of insufficient moisture]. Moscow: Rosinformagrotekh Publ., 2015. 160 p.
4. Alabushev A.V., Suharev A.A., Popov A.S., Kambulov S.I., Logvinov A.YA. Change in the productivity of agricultural crops under the influence of the same type of basic tillage. *Zemledelie*. 2015. No 8, pp. 25–28 (in Russ.).
5. Yankovskij N.G., Alabushev A.V., Zhidkov G.A., Kambulov S.I., Suharev A.A. Sovershenstvovanie osnovnykh ehlementov tekhnologii vozdevlyaniya ozimoy pshenicy [Improvement of the main elements of the technology of winter wheat cultivation]. Rostov-na-Donu, 2011. 174 p.
6. Tverdohlebov S.A., Parkhomenko G.G. Research of the new generation chisel plow. *Mechanization in agriculture*. 2017. No 1, pp. 33–36.
7. Parhomenko S.G., Parhomenko G.G. Increase in energy efficiency of mobile tillage units. *Innovacii v sel'skom hozyajstve*. 2016. No 3 (18), pp. 40–47 (in Russ.).
8. Parhomenko G.G., Parhomenko S.G. Increasing the operational safety of systems of automatic regulation tillage machines. *Trudy GOSNITI*. 2016. Vol. 122, pp. 87–91 (in Russ.).
9. Parhomenko G.G., Parhomenko S.G. Optimization of indicators of technological processes of agricultural production in plant growing. *Hranenie i pererabotka zerna*. 2017. No 1 (209), pp. 55–60 (in Russ.).
10. Parhomenko S.G., Parhomenko G.G. Modeling of tracking systems of tillage units. *Traktory i sel'hozmashiny*. 2017. No 1, pp. 22–31 (in Russ.).
11. Parhomenko G.G., Bozhko I.V., Gromakov A.V., Pahomov V.I. The use of plastics in the construction of soil-working tools for layer-by-layer wasteless tillage. *Traktory i sel'hozmashiny*. 2017. No 8, pp. 8–15 (in Russ.).
12. Parhomenko G.G., Semehina YU.A., Gromakov A.V., Bozhko I.V. Analysis of agrotechnical indicators of working bodies for layer-by-layer surface tillage. *Traktory i sel'hozmashiny*. 2017. No 5, pp. 32–38 (in Russ.).
13. Parhomenko S.G., Parhomenko G.G. Parametric optimization of the combined tracking-power automatic regulation system of arable unit. *Povyshenie ehffektivnosti ispol'zovaniya resursov pri proizvodstve sel'skohozyajstvennoj produkcii – novye tekhnologii i tekhnika novogo pokoleniya dlya rastenievodstva i zhivotnovodstva: sbornik nauchnykh dokladov Mezhdunar. nauchno-prakt. konf. [Increasing the efficiency of resource use in the production of agricultural products – new technologies and techniques of a new generation for crop production and livestock: a collection of scientific reports of the international scientific and practical conference]*. Tambov. 2015, pp. 18–22 (in Russ.).
14. Parhomenko S.G., Parhomenko G.G. Measuring the traction force on the tractor hook in a unit with a mounted agricultural machine. *Traktory i sel'hozmashiny*. 2016. No 4, pp. 15–19 (in Russ.).
15. Parhomenko G.G., Shchirov V.N. Teoriya glubokoryhlitelya: Raschyot vzaimodejstviya rabochih organov s pochvoj v zasushlivykh usloviyah [The theory of the deep loosener: Calculation of the interaction of working bodies with soil in arid conditions]. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2013. 78 p.
16. Pyndak V.I., Novikov A.E. Energy efficiency of deep chisel soil. *Proceedings of Nizhnevolsk Aggro-University Complex*. 2013. No 4 (32) (in Russ.). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/energoeffektivnost-glubokogo-chizelevaniya-pochvy> (accessed 26.01.2018).

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ШНЕКА ПЕРЕМЕННОГО ШАГА ПРЕСС-ЭКСТРУДЕРА ПРИ ПОЛУЧЕНИИ РАССЫПНОГО ПОДСОЛНЕЧНОГО ЖМЫХА

SUBSTANTIATION OF THE DESIGN PARAMETERS OF A SCREW FOR THE VARIABLE PITCH OF A PRESS EXTRUDER IN THE PREPARATION OF A LOOSE SUNFLOWER MEAL

И.Е. ПРИПОРОВ, К.Т.Н.
В.С. КУРАСОВ, Д.Т.Н.

Кубанский государственный аграрный университет имени И.Т. Трубилина, Краснодар, Россия, ya.krip10@ya.ru

I.E. PRIPOROV, PhD in Engineering
V.S. KURASOV, DSc in Engineering

Kuban State Agrarian University named after Ivan Trubilin, Krasnodar, Russia, ya.krip10@ya.ru

Цель исследования – уменьшение энергоемкости экструдирования отходов семян подсолнечника при получении подсолнечного жмыха в рассыпном виде на основе планирования многофакторного эксперимента. Перед началом эксперимента факторы кодировали, осуществляя линейное преобразование факторного пространства с переносом начала координат в центр эксперимента и введением новых единиц измерения по осям. Определяли натуральное значение интервала варьирования фактора. С учетом проведенного обзора литературных источников, теоретических исследований и научно-технической информации были выбраны факторы варьирования для расчета плотности подсолнечного жмыха в рассыпном виде, полученного после обработки отходов семян на пресс-экструдере КМЗ-2. После расчета коэффициентов регрессии было получено уравнение регрессии, описывающее плотность подсолнечного жмыха в рассыпном виде. Провели исследование однородности дисперсий полученных откликов опыта по критерию Кохрена, а также проверили адекватность полученной математической модели с помощью критерия Фишера. На получение подсолнечного жмыха в рассыпном виде в пресс-экструдере КМЗ-2 влияют угол конусности шнека, шаг витка шнека 2-й наливки и в меньшей степени – 1-й наливки, в том числе парное взаимодействие между углом конусности и шагом витка шнека 1-й наливки. По результатам проведенного трехфакторного эксперимента были определены оптимальные конструктивные параметры шнека переменного шага пресс-экструдера КМЗ-2, которые имеют следующие значения: угол конусности составляет 30°, шаг витка шнека 2-й наливки – 28 мм, шаг витка шнека 1-й наливки – 36 мм, которые позволяют получить рассыпной подсолнечный жмых плотностью 2139,4 кг/м³ и уменьшить энергоемкость экструдирования отходов семян подсолнечника.

Ключевые слова: конструктивные параметры, шнек переменного шага, пресс-экструдер, рассыпной подсолнечный жмых, отходы семян подсолнечника, планирование эксперимента, энергоемкость экструдирования.

The purpose of the study is to reduce the energy consumption of extruding sunflower seed waste when obtaining a sunflower meal in loose form on the basis of planning a multifactor experiment. Before the beginning of the experiment, the factors were encoded by performing a linear transformation of the factor space with the transfer of the origin to the center of the experiment and the introduction of new units of measurement along the axes. The natural value of the factor variation interval was determined. Taking into account the review of literature sources, theoretical studies and scientific and technical information, factors of variation were chosen to calculate the density of sunflower meal in the loose form obtained after treating the waste of seeds on a press extruder KMZ-2. After calculating the regression coefficients, a regression equation was obtained describing the density of the sunflower meal in the loose form. A study was made of the homogeneity of the variances of the experimental responses obtained by the Cochran test, and also checked the adequacy of the obtained mathematical model with the help of the Fisher criterion. The angle of conicity of the screw, the pitch of the auger of the 2nd coiling and, to a lesser extent, the 1st coiling, including the pair interaction between the taper angle and the pitch of the screw of the 1st winding, influence the obtaining of the sunflower meal in loose form in the extruder KMZ-2. Based on the results of the three-factor experiment, the optimum design parameters of the variable-pitch screw of the KMZ-2 press-extruder were determined, which have the following values: the cone angle is 30°, the pitch of the screw of the 2nd coiling is 28 mm, the pitch of the screw of the 1st coiling – 36 mm, which make it possible to obtain a loose sunflower meal with a density of 2139,4 kg / m³ and reduce the energy consumption of extruding sunflower seeds.

Keywords: constructive parameters, variable pitch auger, press extruder, loose sunflower meal, sunflower seed waste, experiment planning, energy consumption of extruding.

Введение

Для обеспечения прочной кормовой базы общественного поголовья в Краснодарском крае кроме основных кормов требуется повсеместно использовать отходы сельского хозяйства, в частности отходы подсолнечника [1].

Отходы подсолнечника получают при очистке вороха семян подсолнечника на воздушно-решетных зерноочистительных машинах типа МВУ-1500 (табл. 1), в которых содержится органическая примесь, а также битые, щуплые и обрушенные семена [2–5]. Данные отходы как раз и используются при откорме сельскохозяйственных в виде жмыха подсолнечного [6], получаемого на пресс-экструдере типа КМЗ-2 (рис. 1).

Проведенный анализ эффективности способов подготовки кормового материала (экструдата) показал, что наибольший практический и научный интерес представляет тепловой способ его обработки к скармливанию [7].

Проведенные исследования В.В. Новикова установили, что в процессе образования экструдата происходит его перемещение по всей длине рабочей камеры, образованной пространством между витками шнека и внутренней поверхностью корпуса, за счет чего получаемая смесь нагревается и уплотняется.

По результатам проведенных теоретических исследований было установлено, что шнек должен быть с переменным уменьшающимся шагом (рис. 1) по мере передвижения

Таблица 1

Основные показатели качества сортирования семян подсолнечника сорта Лакомка на серийной воздушно-решетной семяочистительной машине МВУ-1500

Показатель	Выход фракции, %	Семян основной культуры, %		Отход, %				Масса 1000 семян, г
		всего	в том числе обрушенных	всего	в том числе			
					органические примеси	битые	щуплые	
Исходный материал		92,01	1,2	7,99	6,39	0,49	1,11	90,2
1 аспирационный канал	4,6	51,05	–	49,95	49,61	0,05	0,29	
2 аспирационный канал	1,9	79,98	0,02	20,02	19,74	0,04	0,24	
Сход с верхнего стана решета	0,8	85,04	–	14,96	14,95	0,01	–	
Подсев верхнего стана решета	5,8	56,41	1,04	43,59	28,99	0,18	14,42	
Подсев нижнего стана решета	3,2	78,52	0,95	21,48	19,21	0,07	2,20	
Основной выход	83,7	97,61	1,29	2,39	1,83	0,41	0,15	102,8

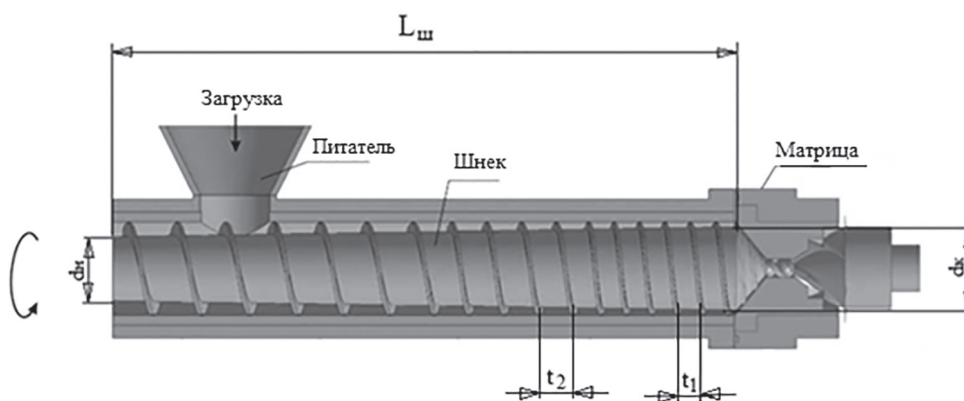


Рис. 1. Шнек переменного шага, пресс-экструдера КМЗ-2 [4]

вдоль его оси обрабатываемого кормового материала (ОКМ), происходит уплотнение и принимает форму в соответствии с требованиями к процессу [7].

Непостоянство физико-механических свойств смеси, поступающей на экструдирование, вызывает колебание давления внутри пресс-экструдера, и поэтому процесс нестабилен, получаемый продукт имеет неоднородный состав и свойства, и, как следствие, повышенную энергоёмкость [8–10].

Цель исследования

Целью исследования является уменьшение энергоёмкости экструдирования отходов семян подсолнечника при получении подсолнечного жмыха в рассыпном виде на основе планирования многофакторного эксперимента.

Материал и методика исследования

На начальном этапе рассмотрим конструктивные параметры шнека переменного шага пресс-экструдера типа КМЗ-2 для получения подсолнечного жмыха в рассыпном виде.

Для этого определим угол конусности шнека (рис. 1) в зависимости от его диаметра и длины по выражению, полученному в работе И.Е. Припорова [10]:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{(d_k - d_n)}{a^N b(z-1) + \sum_1^z \Delta b},$$

где d_n , d_k – начальный и конечный диаметр шнека переменного шага, соответственно, м; a – коэффициент пропорциональности, $a > 1$; b – шаг витка шнека переменного шага, м; N – число оборотов шнека переменного шага; z – количество витков шнека переменного шага по длине вала; Δb – ширина витка шнека переменного шага в нормальном сечении, м.

Шаг витка определяется по выражению [10]:

$$t = at_i,$$

где t_i – шаг i -х витков, м.

При повороте шнека переменного шага на угол $\varphi = 360N$ шаг витка будет:

$$t_N = at_{N-1} = a^N b.$$

На следующем этапе с целью оптимизации его конструктивных параметров проведем многофакторный эксперимент Бокса-Бенкина (B_k), представленный в работе [11]. Перед началом эксперимента факторы кодировали, осуществляя линейное преобразование факторного пространства с переносом начала координат в центр эксперимента и введением новых единиц измерения ϵ по осям. Кодирование факторов, а также определение натурального значения интервала их варьирования производились по известным формулам.

На основании проведенного обзора литературных источников, а также теоретических исследований и научно-технической информа-

Таблица 2

Матрица планирования эксперимента для определения плотности рассыпного подсолнечного жмыха

№ опыта	Факторы						Критерий оптимизации, y_s , кг/м ³
	угол конусности шнека (x_1)		шаг витка шнека 2-й навивки (x_2)		шаг витка шнека 1-й навивки (x_3)		
	уровень	значение (α), град.	уровень	значение (t_2), мм	уровень	значение (t_1), мм	
1	+1	40	+1	36	+1	48	1800
2	+1	40	+1	36	−1	24	1960
3	−1	20	+1	36	+1	48	2110
4	−1	20	+1	36	−1	24	1890
5	+1	40	−1	20	+1	48	1850
6	+1	40	−1	20	−1	24	1950
7	−1	20	−1	20	+1	48	2120
8	−1	20	−1	20	−1	24	1840
9	0	30	0	28	+1	48	2250
10	0	30	0	28	−1	24	2280
11	+1	40	0	28	0	36	1900
12	−1	20	0	28	0	36	2000
13	0	30	+1	36	0	36	2020
14	0	30	−1	20	0	36	2010

ции были выбраны факторы варьирования для расчета плотности рассыпного подсолнечного жмыха, полученного после обработки семян на пресс-экструдере КМЗ-2 (табл. 2).

В литературных источниках приводится общее значение плотности подсолнечного жмыха, при этом значение ее величины в рассыпном виде отсутствует.

Для проведения планирования эксперимента была разработана программа, позволяющая рассчитать коэффициенты регрессии полученной математической модели.

Результаты исследования

После проведения опыта, расчета коэффициентов регрессии по составленной программе было получено уравнение регрессии, описывающая плотность подсолнечного жмыха в рассыпном виде (кг/м³):

$$y_s = -1156,5 + 144x_1 + 123,3x_2 - 30,1x_3 - 0,13x_1x_2 - 0,79x_1x_3 - 0,16x_2x_3 - 1,95x_1^2 - 2,03x_2^2 + 0,83x_3^2. \quad (1)$$

Анализ уравнения (1) показывает, что наибольшее влияние на плотность рассыпного подсолнечного жмыха при обработке семян в пресс-экструдере КМЗ-2 оказывают угол конусности шнека, шаг витка шнека 2-й навивки и, в меньшей степени, 1-й навивки, в том числе парное взаимодействие между углом конусности и шагом витка шнека 1-й навивки.

Провели исследование однородности дисперсий полученных откликов опыта по критерию Кохрена, значение которого составило $G_{\text{теор}} = 0,2092$. Полученное теоретическое значение критерия Кохрена сравнивали с табличным $G_{\text{табл}} = 0,3067$ при числе степеней свободы $f_1 = 6$ и $f_2 = 9$. Поскольку теоретическое значение критерия Кохрена меньше табличного, то дисперсии откликов опыта однородны.

Адекватность полученной математической модели была проверена с помощью критерия Фишера. Табличное значение критерия Фишера при 5%-м уровне значимости и числе степеней свободы $f_1 = 6$, $f_2 = 5$ и $F_{0,05} = 5,0$. Критерий Фишера при расчетах составил

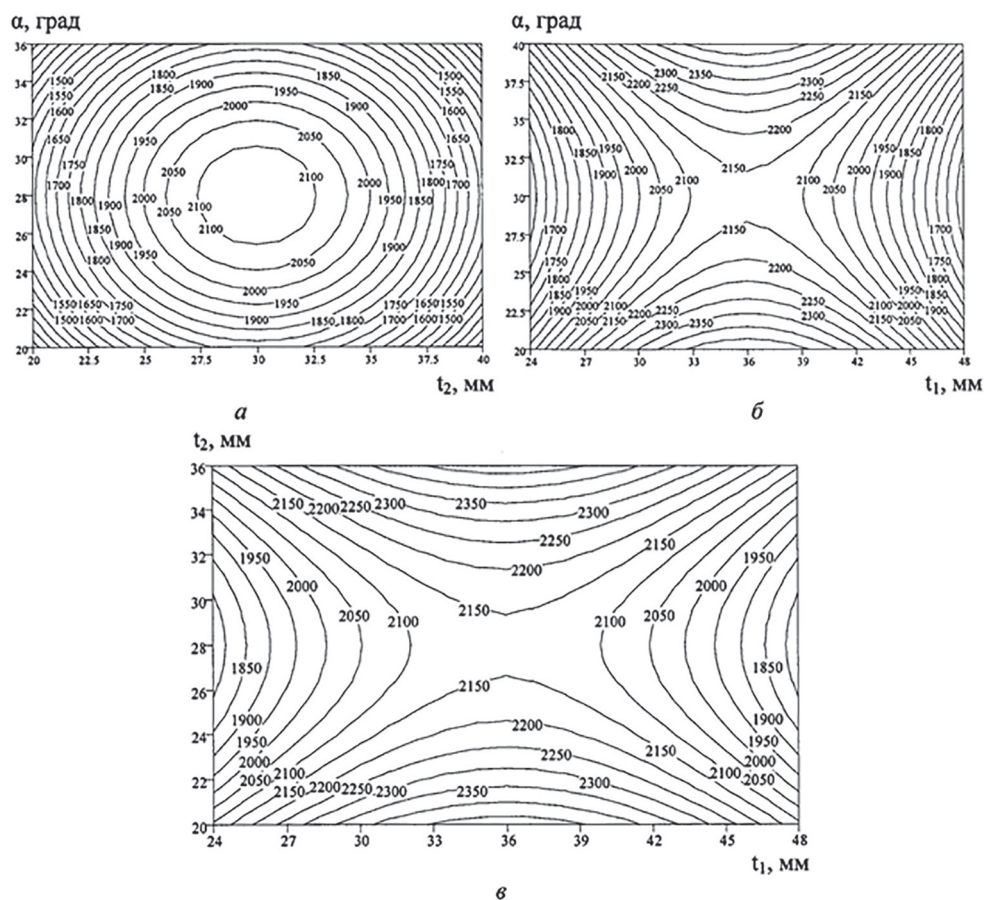


Рис. 2. Двумерные сечения поверхностей зависимости плотности рассыпного подсолнечного жмыха в зависимости от:

a – угла конусности и шаг витка шнека 2-й навивки; b – угла конусности и шаг витка шнека 1-й навивки; v – шага витка шнека 2-й и 1-й навивки

$F_{\text{расч}} = 3,67$, то есть адекватность математической модели подтверждена.

Для нахождения максимума функции отклика приравняем к нулю ее частные производные и решим полученную систему уравнений [12].

Подставив полученные результаты кодированных значений ($x_1 = -0,103$; $x_2 = 0,01$; $x_3 = -0,115$) в уравнение (1), определим максимальное значение плотности рассыпного подсолнечного жмыха, полученного из семян после обработки на пресс-экструдере КМЗ-2, которое составило $y_s = 2139,4 \text{ кг/м}^3$.

По результатам обработки многофакторного эксперимента для плотности рассыпного подсолнечного жмыха были получены следующие уравнения регрессии в канонической форме для угла конусности шнека и шага витка шнека 2-й навивки, угла конусности шнека и шаг витка шнека 2-й навивки и шага витка шнека 2-й навивки и шага витка шнека 1-й навивки, соответственно, представленные на рис. 2:

$$\begin{aligned}y - 2139,4 &= -195X_1^2 - 130,1X_2^2, \\y - 2139,4 &= -195X_1^2 + 119,7X_3^2, \\y - 2139,4 &= -130,1X_2^2 + 119,7X_3^2.\end{aligned}$$

Выводы

1. На получение подсолнечного жмыха в рассыпном виде в пресс-экструдере КМЗ-2 влияют угол конусности шнека, шаг витка шнека 2-й навивки и, в меньшей степени, 1-й навивки, в том числе парное взаимодействие между углом конусности и шагом витка шнека 1-й навивки.

2. По результатам проведенного трехфакторного эксперимента были определены оптимальные конструктивные параметры шнека переменного шага пресс-экструдера КМЗ-2, которые имеют следующие значения: угол конусности составляет 30° , шаг витка шнека 2-й навивки – 28 мм, шаг витка шнека 1-й навивки – 36 мм, позволяющие получить рассыпной подсолнечный жмых плотностью $2139,4 \text{ кг/м}^3$ и уменьшить энергоемкость экструдирования отходов семян подсолнечника.

Литература

1. Абилов Б.Т., Крючков П.Г., Джафаров Н.М. Использование отходов подсолнечника в рационах откормочного молодняка крупного рогатого скота // Сб. науч. тр. ВНИИ овцеводства и козоводства, 2004. Т. 2. № 2–2. С. 28–30.

2. Припоров И.Е. Параметры усовершенствованного процесса разделения компонентов вороха семян крупноплодного подсолнечника в воздушно-решетных зерноочистительных машинах: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Краснодар, 2012. 24 с.
3. Трубилин Е.И., Припоров И.Е. Технические средства для послеуборочной обработки семян подсолнечника. Краснодар, 2015. 29 с.
4. Припоров И.Е. Механико-технологическое обоснование процесса разделения компонентов вороха семян подсолнечника на воздушно-решетных зерноочистительных машинах. Краснодар: КубГАУ, 2016. 212 с.
5. Шафоростов В.Д., Припоров И.Е. Влияние толщины, ширины и индивидуальной массы семян подсолнечника на скорость их витания // Масличные культуры. Научно-технический бюллетень Всероссийского научно-исследовательского института масличных культур. 2010. № 1 (142–143). С. 76–80.
6. Припоров И.Е. Использование подсолнечного жмыха в рационе крупного рогатого скота // Инновации в сельском хозяйстве. 2015. № 5 (15). С. 184–187.
7. Фролов В.Ю. Теоретические и экспериментальные аспекты разработки технологий и технических средств, приготовления концентрированных кормов на основе соевого белка. Краснодар: КубГАУ, 2010. 140 с.
8. Коновалов В.В., Орси́к И.Л., Успенская И.В. Оптимизация конструктивно-технологических параметров направлятеля пресс-экструдера по неравномерности давления в зоне загрузки // Вестник Ульяновской ГСХА. 2015. № 2 (30). С. 161–165.
9. Припоров И.Е. Обоснование рациональных конструктивных параметров шнека переменного шага пресс-экструдера // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 12. С. 27–30.
10. Припоров И.Е. Обоснование винтовой поверхности шнека переменного шага пресс-экструдера // Известия Оренбургского ГАУ. 2017. № 1 (63). С. 67–70.
11. Мельников С.В., Алешкин В.Р., Рошин П.М. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. Л.: Колос, 1980. 168 с.
12. Юдин М.И. Планирование эксперимента и обработка его результатов. Краснодар: КубГАУ, 2004. 239 с.

References

1. Abilov B.T., Kryuchkov P.G., Dzhaфарov N.M. Use of sunflower waste in rations of fattening young

- cattle. Sb. nauch. tr. VNII ovcevodstva i kozovodstva [Collection of scientific works of All-Russian scientific research institute], 2004. Vol. 2, No 2–2, pp. 28–30 (in Russ.).
2. Priporov I.E. Parametry usovershenstvovannogo processa razdeleniya komponentov voroha semyan krupnoplodnogo podsolnechnika v vozdušno-reshetnyh zernoochistitel'nyh mashinah: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk [Parameters of the improved process of separation of heap components of large-fruited sunflower seed in air-screen grain cleaning machines: Dissertation for degree of candidate of technical sciences]. Krasnodar, 2012. 24 p.
 3. Trubilin E.I., Priporov I.E. Tekhnicheskie sredstva dlya posleuborochnoj obrabotki semyan podsolnechnika [Technical means for post-harvest treatment of sunflower seeds]. Krasnodar, 2015. 29 p.
 4. Priporov I.E. Mekhaniko-tekhnologicheskoe obosnovanie processa razdeleniya komponentov voroha semyan podsolnechnika na vozdušno-reshetnyh zernoochistitel'nyh mashinah [Mechanic-technological justification of the process of separation of components of a heap of sunflower seeds on air-screen grain cleaning machines]. Krasnodar: KubGAU Publ., 2016. 212 p.
 5. Shaforostov V.D., Priporov I.E. Influence of thickness, width and individual mass of sunflower seeds on their soar. Maslichnye kul'tury. Nauchno-tekhnicheskij byulleten' Vserossijskogo nauchno-issledovatel'skogo instituta maslichnyh kul'tur [Oilseeds. Scientific and Technical Bulletin of the All-Russian Research Institute of Oilseeds]. 2010. No 1 (142–143), pp. 76–80 (in Russ.).
 6. Priporov I.E. Use of sunflower meal in the ration of cattle. Innovacii v sel'skom hozyajstve. 2015. No 5 (15), pp. 184–187 (in Russ.).
 7. Frolov V.YU. Teoreticheskie i ehksperimental'nye aspekty razrabotki tekhnologij i tekhnicheskikh sredstv, prigotovleniya kocentrirovannykh kormov na osnove soevogo belka [Theoretical and experimental aspects of the development of technologies and technical means, the preparation of concentrated fodders based on soy protein]. Krasnodar: KubGAU Publ., 2010. 140 p.
 8. Konovalov V.V., Orsik I.L., Uspenskaya I. V. Optimization of constructive and technological parameters of the extruder guide for uneven pressure in the loading zone. Vestnik Ul'yanovskoj GSKHA. 2015. No 2 (30), pp. 161–165 (in Russ.).
 9. Priporov I.E. Substantiation of rational design parameters of a screw of variable pitch of a press extruder. Traktory i sel'hozmashiny. 2016. No 12, pp. 27–30 (in Russ.).
 10. Priporov I.E. Substantiation of the screw surface of the screw of the variable pitch of a press extruder. Izvestiya Orenburgskogo GAU. 2017. No 1 (63), pp. 67–70 (in Russ.).
 11. Mel'nikov S.V., Aleshkin V.R., Roshchin P.M. Planirovanie ehksperimenta v issledovaniyah sel'skohozyajstvennykh processov [Planning an experiment in research on agricultural processes]. Leningrad: Kolos Publ., 1980. 168 p.
 12. Yudin M.I. Planirovanie ehksperimenta i obrabotka ego rezul'tatov [Planning an experiment and processing its results]. Krasnodar: KubGAU Publ., 2004. 239 p.

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГОСРЕДСТВ

PERSPECTIVE FOR THE DEVELOPMENT OF AGRICULTURAL MOBILE ENERGY

В.Г. ШЕВЦОВ, К.Т.Н.
Т.З. ГОДЖАЕВ
Е.В. ЕРИЛИНА

ФГБНУ «Федеральный научный агроинженерный центр
ВИМ», Москва, Россия, fic51@mail.ru

V.G. SHEVTSOV, PhD in Engineering
T.Z. GODZHAEV
E.V. ERILINA

Federal Scientific Agro-Engineering Center VIM, Moscow,
Russian Federation, fic51@mail.ru

Представлен анализ обеспеченности мобильными энергетическими средствами (МЭС) на 1000 га пашни в России и некоторых странах мира, раскрыт создавшийся дефицит тракторов по тяговым классам и типу ходовых систем, выявлено преобладание в машинном тракторном парке колесных тракторов класса 1,4 Беларус 82.1. Приведенные данные свидетельствуют о практическом уменьшении объема машинно-тракторного парка, и требуется принятие государственных мер по его восстановлению. Особое внимание обращено на то, что гусеничная составляющая парка, имеющая двойное назначение, доля которой в настоящее время в общем парке приближается к нулю, крайне неприемлема для почвенно-климатических условий России. Показано, что в статистике продаж тракторов в России за последние годы большую долю рынка занимает сельхозтехника отечественного производства. С 2013 по 2016 год доля отечественных предприятий в стоимостном объеме продаж выросла с 22 до 35 %. Главным вектором развития МЭС выделены тенденции замены кинематических связей на информационные, являющиеся системной основой применения цифровых технологий. Рассмотрены ближайшая перспектива выбора технологического направления опережающего развития конкурентоспособных на мировом уровне сельскохозяйственных мобильных энергетических средств и перспектива поисковых работ по созданию роботизированных сельскохозяйственных МЭС. Отмечено, что применение интегрированных и высокоточных моделей ведения сельского хозяйства, в т.ч. технологий точного земледелия, повышает потребность в автоматизированных и роботизированных МЭС. Показано, что в ближайшем будущем сельскохозяйственные роботы автоматизируют все тяжелые полевые работы: вспашку, посадку, внесение удобрений, сбор и транспортировку урожая и др. и сформируют новый рынок МЭС.

Ключевые слова: сельскохозяйственное мобильное энергетическое средство, обеспеченность тракторами, модель экономической категории, технологическое направление, уменьшение эксплуатационной массы, полный жизненный цикл, роботизация, сельскохозяйственное производство.

The analysis of security with the mobile power tools (MPT) on 1000 hectares of an arable land in Russia and some countries of the world is submitted, the created deficiency of tractors on traction classes and type of running systems is disclosed, the dominance in the machine tractor park of wheel tractors of a class 1,4 Belarus 82.1 is revealed. The provided data confirm practical decrease of volume of the machine and tractor park and demand acceptance of the state measures for its restitution. Special attention is paid on the fact that the caterpillar component of the park have dual purpose, which share in the common park approaches now over a zero level is extremely unacceptable for soil and climatic conditions of Russia. It is shown that in statistics of sales of tractors in Russia in recent years the larger share of the market is occupied by agricultural machinery of domestic production. From 2013 to 2016 the share of the domestic enterprises in the value of sales grew from 22 to 35 %. The main vector of development of MPT allocated tendencies of replacement of kinematic communications by the informational, being a systemic basis use of digital technologies. The near-term outlook of the choice of the technological direction of the advancing development of agricultural mobile power tools, competitive at world level, and the prospect of search works on creation of robotic agricultural MPT are considered. It is noted that applications of the integrated and high-precision models of farming, including technologies of precise agriculture, rises the need for the automated and robotic MPT. It is shown that in the near future agricultural robots will automate all hard field work: plowing, landing, application of fertilizers, collecting and transportation, a harvest etc. and will create basically new market of MPT.

Keywords: agricultural mobile energy equipment, tractors, model of economic category, technological direction, reduction of the operational mass, full life cycle, robotization, agricultural production.

Введение

Уровень оснащённости сельскохозяйственного производства мобильной техникой является индикатором развития агропромышленного комплекса страны. Для стран с развитым сельскохозяйственным сектором характерна высокая механизация труда и насыщенность техникой на единицу пахотной площади. По данным на 2010 год в Аргентине обеспеченность тракторами на 1000 га пашни составляла 8 ед., в Канаде – 16 ед., в Германии – 64 ед. В России данный показатель составлял 4 трактора на 1000 га. Эти цифры говорят о том, что вопрос наполнения машинно-тракторного парка необходимого тягового класса МЭС, а также разработки их перспективных моделей через изучение мировой тенденции в этом направлении является актуальной задачей отечественного тракторостроения [1, 2, 4, 5, 6].

Цель исследования

Целью исследования является определение мировой тенденции формирования машинно-тракторного парка и перспективных направлений разработки МЭС, а также предпочтительные конструктивно-технологические направления для их достижения.

Материалы и методы

Используя в качестве исходных материалов актуализированную базу данных по эксплуатации машинно-тракторного парка, произведен расчет дефицита тракторов в сельскохозяйственной организации (СХО) в 2014 г. (табл. 1).

Как видно из таблицы, наличие тракторов в СХО в 2014 г. по отношению к технологической потребности в тракторах (по нормативам для 90 млн га пашни) (гусеничные – 5,9 тыс. шт. при потребности 340 000, что составляет 1,5 %; колесные – 241,4 тыс. шт. при потребности 560 000, что составляет 43 %)

Наличие сельскохозяйственных тракторов в 2014 г. составило всего 247,3 тыс. шт. (средняя мощность – 110,1 л.с.). Потребность – всего 900,0 тыс. шт. (средняя мощность – 125 л.с.). Общая дефицитность – 652,7 тыс. шт. при почти 100 % наличии колесных тракторов класса 1,4 (Беларус 82.1) для прогнозных 90 млн га пашни. В современных условиях обработки в СХО около 70 млн га пашни избыток этих тракторов составляет 25 %.

Предлагаемое в работе [1] объяснение сокращения количества тракторов в парке смещением спроса в сторону более мощных машин, как следует из рис. 1, не подтверждается.

Представленные данные свидетельствуют о практическом снижении численности машинно-тракторного парка, и требуется принятие необходимых государственных мер по его восстановлению, а именно: увеличение объема производства техники и субсидирование ее приобретения сельхозпроизводителями, а также другие меры. Особого внимания требует увеличение численности гусеничной техники; их доля в парке машин монотонно снижается и приближается к нулю (около 2 %), что для почвенно-климатических условий России, со слабонесущими грунтами, крайне неприемлемо.

Таблица 1

Наличие тракторов в СХО в 2014 г. по отношению к оптимальной технологической потребности в тракторах на 2020 г. (по нормативам для 90 млн га пашни)

Колесные тракторы, тыс. шт.											
		Тяговый класс									
		8	6	5	4	3	2	1,4	0,9	0,6	Всего
Потреб-ность	тыс. шт.	1,0	20,0	40,0	60,0	100,0	50,0	170,0	30,0	90,0	560,0
	% от всего	0,2	3,6	7,1	11,0	18,0	9,0	30,0	5,0	16,0	100,0
Наличие	тыс. шт.	0,4	15,0	4,4	0	24,3	23,2	158,4	1,5	14,2	241,4
	% от потребности	40,0	75,0	9,0	0	24,0	47,0	93,0	5,0	16,0	43,0
Гусеничные тракторы, тыс. шт.											
				Тяговый класс							
				8	6	5	4	3	2	Всего	
Потребность	тыс. шт.			2,0	4,0	52,0	90,0	170,0	20,0	340,0	
	% от всего			0,5	1,0	15,0	26,0	50,0	6,0	100,0	
Наличие	тыс. шт.			0	0	0	0,8	4,5	0,6	5,9	
	% от потребности			0	0	0	1	3,0	3,0	1,8	

Аналогичная ситуация наблюдается в России и в сегменте зерноуборочных комбайнов, где обеспеченность посевных площадей техникой упала с 7 единиц на 1000 га в 1990 г. до 3 единиц в 2010 году и 2 единиц в 2016 году (рис. 1).

Общее продолжающееся невосстановление ресурсов с 1990 по 2017 г. составило порядка 1,1 млн тракторов (82 %), 61,5 млн га пашни (47 %), 6,5 млн р.м. (80 %), то есть продуктивность сельского хозяйства ниже уровня простого воспроизводства и обеспечивается за счет истощения не учитываемых в стоимостном виде ресурсов [1]. Прогноз развития парка мобильных энергосредств и сельхозтехники показан на рис. 2.

По состоянию на 2016 г. суммарный объем производства сельхозтехники в мире был оценен в 91 млрд евро. Этот год стал вторым, когда глобальная индустрия производства сельскохозяйственных машин показывает отрицательный результат работы (в 2014 г. этот показатель был равен 101 млрд евро).

Статистика продаж в РФ за последние годы показывает, что большую долю рынка занимает сельхозтехника отечественного производства, которая получила конкурентные преимущества, связанные с произошедшей в конце 2014 г. девальвацией рубля и выразившиеся в пропорционально меньшем ее удорожании по сравнению с зарубежными аналогами. Так, с 2013 по 2016 г. доля отечественных предприятий в стоимостном объеме продаж выросла с 22 до 35 %. Соответственно, доля российских тракторов в физическом объеме продаж выросла в тот же период с 2 до 10 %.

В другом крупнейшем сегменте рынка – рынке зерноуборочных комбайнов – доля отечественных машин в суммарных продажах

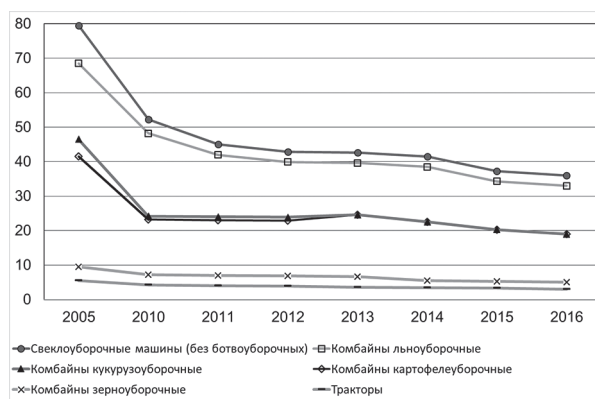


Рис. 1. Тенденция изменений обеспеченности сельхозтехники РФ, приходящейся на 1000 га пашни, в шт.

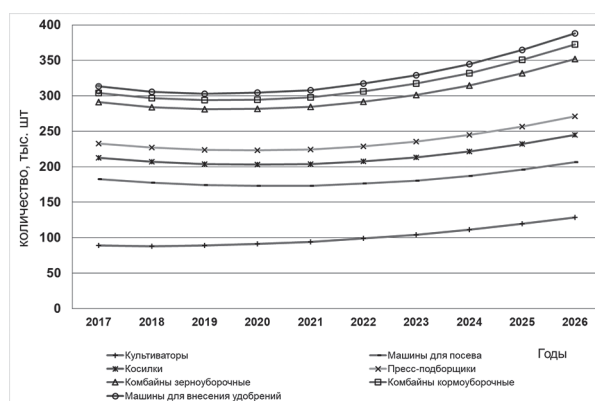


Рис. 2. Прогноз развития парка сельхозтехники РФ (по данным Минпромторга РФ)

в натуральном выражении выросла с 2013 по 2016 г. с 52 до 64 %.

Для выбора направлений первоочередного развития парка необходимо оценить покупательную способность СХО (табл. 2). Исходя из рекомендаций ВНИИЭСХ, в соответствии с которыми покупательная способность появляется при рентабельности не менее 20 %, в на-

Таблица 2

Оценка покупательной способности СХО по данным годовых отчетов (рентабельность должна быть не менее 20 %)

Годы	2008	2009	2010	2011	2012
Число организаций – всего, тыс.	23,0	22,5	22,0	21,3	21,0
в том числе:					
– прибыльных	18,0	16,2	15,6	16,7	15,9
– убыточных	5,0	6,3	6,4	4,6	5,1
Удельный вес прибыльных организаций, %	78,3	72,1	71,0	78,2	75,7
Рентабельность по всей деятельности (до налогообложения, включая субсидии из бюджета), %	14,8	9,4	8,3	11,8	12,1
Покупательная способность как превышение рентабельности более 20 %	-5,2	-10,6	-11,7	-8,2	-7,9

стоящее время СХО не способны полноценно обновлять парк, так как их рентабельность на 8...11 % меньше уровня покупательной способности, отрасль не чувствительна к техническому прогрессу.

Приведенные данные согласуются с реальным состоянием тракторного парка (рис. 1), в котором фактически присутствует единственная модель Беларусь 82.1 с удельной мощностью стоимостью 10 тыс. руб./л.с., являющейся основной характеристикой экономической (бюджетной) категории.

В то же время технический уровень отечественных тракторов в целом значительно ниже лучших зарубежных моделей. Мировые тенденции развития МЭС, в т.ч. в сельском хозяйстве, заключаются в повышении их энергетической эффективности и производительности.

Выбор перспективного приоритетного технологического направления должен быть подчинен очевидной идее: не догонять роботов, где все принципиальные решения уже известны, но создавать новое направление – снижение массы на научных основах, как главную идеологию повышения энергетической эффективности и обеспечения экологической безопасности на основе фундаментальных исследований и новых результатах по созданию высокопрочных рам и набора (системы) наукоемких элементов таких как: двигатель, трансмиссия, движитель, пост управления, навесная система, отвечающих самым высоким требованиям по массе, КПД, экологической безопасности и способных обеспечить производство сборочного типа полного технологически необходимого типажа мобильных энергетических средств, конкурентоспособных на мировом уровне.

Представленное технологическое направление получило реализацию при разработке «Исходных требований на экологически безопасные тракторы тяговых классов 1,4 и 2» (утверждены Минсельхозом России 27.10.2003) [2, 3]; при этом общее снижение затрат энергии на выполнения единицы полезной работы составило 1,5...1,6 раза по сравнению с аналогом «Беларус-1025».

Кроме этого принципиальным моментом при определении направлений современного развития тракторной промышленности необходимо учитывать наличие потребителей двух типов. Для хозяйств находящихся в состоянии отрицательного развития, количество которых превышает 60 %, должны быть разработаны

и поставлены на производство модели экономической (бюджетной) категории. Именно на них следует направить меры государственной поддержки. В качестве второго потребителя следует рассматривать сельскохозяйственные организации с рентабельностью более 30 %. Конкурентоспособность создаваемых моделей должна в полной мере обеспечиваться за счет снижения их эксплуатационной массы с достижением показателей энергетических эталонов с минимальными затратами энергии на единицу полезной работы.

Результаты и обсуждение

Основными целями при разработке МЭС являются: энергетическая эффективность машин в полном жизненном цикле, экономическая конкурентоспособность, а также их экологическая безопасность. При этом интегрирующим результатом может быть уменьшение эксплуатационной массы МЭС. Предпочтительными конструктивно-технологическими направлениями для достижения этих целей является:

- создание тракторов рамной конструкции;
- оснащение системами автоматического управления;
- использование веса агрегируемых машин в качестве сцепного;
- повышение тягово-сцепных свойств;
- применение резиноармированных гусениц;
- повышение топливной экономичности двигателя и применение альтернативных видов топлива.

Для определения модели трактора с целью ее государственной поддержки необходима разработка критерия модели машины бюджетной экономической категории, которая при удовлетворении «Техническим требованиям...» имеет привлекательную (минимальную) удельную экономическую характеристику. В качестве такой для тракторов предлагается ввести показатель «удельная мощностная стоимость модели» – как отношение цены трактора в рублях (как единица господдержки) к эксплуатационной мощности двигателя в л.с.

Проведенный анализ российского рынка показал, что наибольшим спросом пользовался трактор тягового класса 1,4 Беларусь 82.1 с удельной мощностной стоимостью 10 тыс. руб./л.с., что может быть принято первичным ориентиром экономичной (бюджетной) категории трактора.

Для более глубокого обоснования уровня критерия удельной мощностной стоимости по другим моделям необходимо разработать методику и провести исследования влияния отдельных комплектующих узлов и систем, в широком ассортименте представляемых разработчиками как опции, на эксплуатационно-технологические, стоимостные, энергетические и экологические показатели тракторов в их полном жизненном цикле.

Главным вектором развития МЭС на элементарном уровне можно выделить тенденцию замены кинематических связей на информационные, являющиеся системной основой применения цифровых технологий [5, 6, 7, 8, 9], в настоящее время находящих свое выражение в разработках и применении беспилотных МЭС и роботов.

Прогнозируется, что первые действующие образцы беспилотных комбайнов и тракторов будут созданы в России уже к 2019 г. При этом стоимость подобной техники будет лишь на 15 % выше, чем обычной. Добиться снижения стоимости техники позволит приемлемый уровень локализации производства инновационных систем управления. Уже сегодня на отдельных фермах можно встретить сельскохозяйственных роботов, но большинство моделей находятся далеко от массового рынка. Если эти модели и прототипы станут более совершенными и доступными по цене, можно будет с уверенностью утверждать, что роботизация сельского хозяйства не заставит себя ожидать.

По прогнозу организации Tractica предполагается, что отгрузки сельскохозяйственных роботов к 2024 г. возможно достигнут 594 тысяч единиц, и это будет обеспечивать годовой доход в \$74,1 млрд. [10]

Беспилотные мобильные робототехнические комплексы для технологий возделывания растениеводческих культур представляют собой колесную или гусеничную платформу, на которой размещается гибридная энергоустановка, аппаратура управления движением: сенсорики и точного позиционирования, машинного зрения, а также управления роботизированными навесными рабочими органами для выполнения технологических операций [11].

Непрерывное, панорамно-объемное слежение за каждым растением может обеспечить видеосеть, способная различать отдельное рас-

тение, попадающее в поле зрения видеокамер, расставленных в определенно рассчитанных технологических точках с применением беспилотных МЭС. Выборочная видеофиксация может происходить для отдельных растений с целью выявления отклонений в развитии, степени созревания, выявления болезней и других технологических целей [12].

Такие взаимно интегрированные, высокоточные, виртуальные модели будут доступны для быстрого изучения индивидуальных особенностей каждого растения, особенно при смене вида машинной технологии и в суточных, сезонных или многолетних производственных циклах, что повысит потребность в автоматизированных и роботизированных МЭС.

Согласно мировым трендам [11] развития сельскохозяйственного производства, технология точного земледелия является одним из прорывных и эффективных направлений. Подъем продуктивности сельского хозяйства, снижение издержек на производство, повышение конкурентоспособности сельхозпроизводства во многом определяются его технологической модернизацией, освоением интенсивных технологий, надежным и эффективным энергообеспечением, управлением производственным процессом [13].

К началу следующего десятилетия сельскохозяйственные роботы (агроботы) автоматизируют все тяжелые полевые работы: вспашку, посадку, прополку, полив, внесение удобрений, сбор урожая и т.д. В рамках программы мер по формированию принципиально новых рынков и созданию условий для технологического лидерства России к 2035 г., разработанной «Агентством стратегических инициатив» (АСИ), принята инициатива создания рынка AutoNet, AeroNet и FoodNet, подразумевающая реализацию к 2030 г. широкомасштабного, глобального проекта сети транспортных магистралей для беспилотных грузопассажирских перевозок и выполнения сельхозработ.

Выводы

Проведенный анализ состояния тенденций развития сельскохозяйственных МЭС позволяет заключить следующее:

– представленные данные о наличии 4 тракторов на 1000 га пашни вместо оптимальных 10 тракторов на 1000 га пашни свидетельствуют о крайней недостаточности машинно-

тракторного парка, что и требует принятия чрезвычайных государственных мер по его восстановлению;

– абсолютное преимущество в парке тракторов Беларуси 82.1 с удельной мощностью стоимостью 10 тыс. руб./ л.с. говорит о настоятельной необходимости разработки научно-обоснованных требований к моделям экономической (бюджетной) категории МЭС;

– на ближайший период выбор перспективного технологического направления опережающего развития сельскохозяйственных МЭС, конкурентоспособных на мировом рынке по экологической безопасности и энергетической эффективности в полном жизненном цикле, должен быть связан с уменьшением их эксплуатационной массы при повышении тягово-сцепных свойств движителей и агрегата в целом;

– поисковые работы по развитию роботизации сельскохозяйственных МЭС следует рассматривать как показатель совершенствования технического уровня отдельных моделей, что требует систематизации при разработке типажа, оптимальной технологической потребности и прогноза развития парка.

Литература

1. Стратегия развития сельскохозяйственного машиностроения России на период до 2030 года: распоряжение Правительства РФ от 07.07.2017 № 1455-р.
2. Концепция непрерывной информационной поддержки жизненного цикла (CALS-технологии) сельскохозяйственных мобильных энергетических средств. М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2004. 114 с.
3. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. М.: КолосС, 2004. 504 с.
4. Шевцов В.Г., Годжаев З.А., Лавров А.В., Зубина В.А. Методика определения оптимального количественно-возрастного состава тракторного парка // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2016. № 4. С. 9–14.
5. Кряжков В.М., Годжаев З.А., Шевцов В.Г., Гурылев Г.С., Лавров А.В., Ошеров А.Н. Проблемы формирования инновационного парка сельскохозяйственных тракторов России // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2015. № 3. С. 9–14.
6. Кряжков В.М., Годжаев З.А., Шевцов В.Г., Гурылев Г.С., Лавров А.В., Ошеров А.Н. Проблемы

формирования инновационного парка сельскохозяйственных тракторов России // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2015. № 4. С. 5–11.

7. Lobachevskii Y., Godzhaev Z., Shevtsov V., Lavrov A., Sizov O., Merzlyakov A. Harmonizing power categories and towing categories of agricultural tractors with series of preferred numbers // SAE Technical Papers. 2017. № January. С. 18-24.
8. Shevtsov V.G., Lavrov A., Godzhaev Z.A., Kryazhkov V.M., Gurulev G.S. The development of the russian agricultural tractor market from 2008 to 2014 // SAE Technical Papers. 2016. № September.
9. Izmailov A., Shevtsov V., Lavrov A., Godzhaev Z., Pryadkin V. Application of the universal tire characteristic for estimating the maximum pressure of a pneumatic tractor wheel on the ground // SAE Technical Papers. 2015. № September.
10. Robotrends.URL:<http://robotrends.ru/robopedia/prognozy-v-oblasti-robotov-dlya-selskogo-hozyaystva>.
11. Годжаев З.А., Гришин А.П., Гришин А.А., Гришин В.А. Ключевые технологии и прогноз развития сельскохозяйственной робототехники // Инновации в сельском хозяйстве. № 6 (21). 2016. С. 35–41
12. Сычев В.Г., Афанасьев Р.А., Годжаев З.А., Гришин А.П., Гришин А.А. Робототехника и агрохимическое обеспечение растениеводства // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 9. С. 40–43.

References

1. «Strategiya razvitiya sel'skohozyajstvennogo mashinostroeniya Rossii na period do 2030 goda», utverzhdannaya rasporyazheniem Pravitel'stva RF ot 7 iyulya 2017 g. [«Strategy for the development of agricultural engineering in Russia for the period until 2030», approved by the order of the Government of the Russian Federation of July 7, 2017]. No 1455-r.
2. Konceptiya nepreryvnoy informacionnoy podderzhki zhiznennogo cikla (CALS-tekhnologii) sel'skohozyajstvennyh mobil'nyh ehnergeticheskikh sredstv [The concept of continuous information support of the life cycle (CALS-technology) of agricultural mobile power tools]. Moscow: FGNU «Rosinformagrotekh» Publ., 2004. 114 p.
3. Kut'kov G.M. Traktory i avtomobili. Teoriya i tekhnologicheskie svoystva [Tractors and automobiles. Theory and technological properties.]. Moscow: KolosS Publ., 2004. 504 p.
4. Shevtsov V.G., Godzhaev Z.A., Lavrov A.V., Zubina V.A. Technique for determining the optimal quantitative-age composition of the tractor

- fleet. Sel'skohozyajstvennyye mashiny i tekhnologii. 2016. No 4, pp. 9–14 (in Russ.).
5. Kryazhkov V.M., Godzhaev Z.A., Shevcov V.G., Gurylev G.S., Lavrov A.V., Osharov A.N. Problems of formation of an innovative park of agricultural tractors in Russia. Sel'skohozyajstvennyye mashiny i tekhnologii. 2015. No 3, pp. 9–14 (in Russ.).
6. Kryazhkov V.M., Godzhaev Z.A., Shevcov V.G., Gurylev G.S., Lavrov A.V., Osharov A.N. Problems of formation of an innovative park of agricultural tractors in Russia. Sel'skohozyajstvennyye mashiny i tekhnologii. 2015. No 4, pp. 5–11 (in Russ.).
7. Lobachevskii Y., Godzhaev Z., Shevtsov V., Lavrov A., Sizov O., Merzlyakov A. Harmonizing power categories and towing categories of agricultural tractors with series of preferred numbers. SAE Technical Papers. 2017. No January, pp. 18-24.
8. Shevtsov V.G., Lavrov A., Godzhaev Z.A., Kryazhkov V.M., Gurulev G.S. The development of the russian agricultural tractor market from 2008 to 2014. SAE Technical Papers. 2016. No September.
9. Izmailov A., Shevtsov V., Lavrov A., Godzhaev Z., Pryadkin V. Application of the universal tire characteristic for estimating the maximum pressure of a pneumatic tractor wheel on the ground. SAE Technical Papers. 2015. No September.
10. Robotrends. URL: <http://robotrends.ru/robopedia/prognozy-v-oblasti-robotov-dlya-selskogo-hozyaystva>.
11. Godzhaev Z.A., Grishin A.P., Grishin A.A., Grishin V.A. Key technologies and the forecast of development of agricultural robotics. Innovacii v sel'skom hozyajstve. No 6(21). 2016, pp. 35-41 (in Russ.).
12. Sychev V.G., Afanas'ev R.A., Godzhaev Z.A., Grishin A.P., Grishin A.A. Robotics and agrochemical support of plant growing. Traktory i sel'hoz-mashiny. 2016. No 9, pp. 40-43 (in Russ.).

МОДЕЛИРОВАНИЕ УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ КОЛЕСНОЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ МАШИНЫ В РЕЖИМЕ РЕАЛЬНОГО ВРЕМЕНИ

MODELING THE MOVEMENT CONTROL OF A WHEELED AGRICULTURAL MACHINE IN REAL TIME

А.С. НЕНАЙДЕНКО
В.И. ПОДДУБНЫЙ, д.т.н.
А.И. ВАЛЕКЖАНИН, к.т.н.

Алтайский государственный технический университет
 им. И.И. Ползунова, Барнаул, Россия,
 nenaydenko.a.s@mail.ru

A.S. NENAJDENKO
V.I. PODDUBNYJ, DSc in Engineering
A.I. VALEKZHANIN, PhD in Engineering

Polzunov Altai State Technical University, Barnaul, Russia,
 nenaydenko.a.s@mail.ru

В АлтГТУ им. И.И. Ползунова проводятся исследования, целью которых является разработка системы управления движением для колесных сельскохозяйственных машин. Одним из наиболее важных этапов при этом является апробация разработанных алгоритмов управления. Целесообразным представляется замена полевых испытаний моделированием движения в режиме реального времени, позволяющим существенно снизить финансовые и временные затраты. Разработанный алгоритм управления условно можно разделить на глобальное и локальное регулирование. Глобальное регулирование должно по отклонению от задаваемой траектории определять угол поворота управляемых колес (или угла слома рамы), обеспечивающий движение по задаваемой траектории. Входными параметрами являются задаваемая траектория движения, текущие координаты машины и проекции скорости на неподвижные оси. Локальное регулирование обеспечивает реализацию задаваемого значения угла поворота управляемых колес. На вход программы локального регулирования подаются значения задаваемого и текущего углов поворота колес и направление вращения электродвигателя подруливающего устройства. Алгоритм определения необходимого угла поворота колес основывается на методике прогнозирования положения колесной машины через задаваемое время прогноза. При испытаниях в режиме реального времени колесная машина заменяется ее математической моделью, полученной с использованием дифференциальных уравнений плоского движения. Комплекс аппаратуры обеспечивает регистрацию и генерацию необходимых параметров для работы системы управления в реальном времени. Испытания были проведены на экспериментальном стенде «рулевое управление – передняя подвеска автомобиля». Передние управляемые колеса поворачивались электромеханическим подруливающим устройством на угол, обеспечивающий движение по задаваемой траектории. Моделировалось движение по прямолинейной и криволинейной траекториям с учетом возмущений со стороны опорной поверхности и без них. При движении по криволинейной траектории отклонения от задаваемой траектории не превышает 0,3 метра при скорости движения 3,33 м/с. По результатам экспериментов было установлено, что реализованный алгоритм управления обеспечивает движение по задаваемой траектории с достаточной степенью точности.

Ключевые слова: точное земледелие, система управления движением, колесная машина, дифференциальные уравнения движения, математическая модель, моделирование в режиме реального времени.

The research, which purpose is the development of a motion control system for wheeled agricultural machines, is conducted in Polzunov Altai State Technical University. One of the most important steps in this case is the testing of the developed control algorithms. It is advisable to replace the field trials by real-time motion modeling, which allows to significantly reduce financial and time costs. The developed control algorithm can be conditionally divided into global and local regulation. Global regulation must determine the angle of rotation of the steered wheels (or the angle of the frame break) by a deviation from the specified trajectory, which ensures the motion along the specified trajectory. Input parameters are the specified path of motion, the current coordinates of the machine and the projection of speed on fixed axes. Local control provides the implementation of the set value of the angle of rotation of the steered wheels. To the input of the local adjustment program is given the values of the set and current angles of rotation of the wheels and the direction of rotation of the electric motor of the maneuvering device. The algorithm for determining the required angle of rotation of the wheels is based on the method of predicting the position of the wheeled vehicle through the predetermined forecast time. In real-time tests, the wheeled vehicle is replaced by its mathematical model, obtained using the differential equations of plane motion. The complex of equipment provides registration and generation of the necessary parameters for the operation of the control system in real time. The tests were carried out on the experimental stand «steering – front suspension of the vehicle». The front steerable wheels were rotated by an electromechanical maneuvering device to an angle providing movement along a given trajectory. The motion along rectilinear and curvilinear trajectories was modeled taking into account perturbations from the side of the support surface and without them. When moving along a curvilinear trajectory, the deviation from the specified trajectory does not exceed 0,3 meters at a speed of 3,33 m/s. Based on the results of the experiments, it was established that the implemented control algorithm ensures motion along a given trajectory with a sufficient degree of accuracy.

Keywords: precise agriculture, motion control system, wheeled vehicle, differential equations of motion, mathematical model, real-time modeling.

Введение

Информационные технологии находят широкое применение во многих областях деятельности человека. В агропромышленном комплексе страны ИТ-технологии используются в системах точного земледелия при создании аппаратной составляющей подруливающих устройств и систем автопилотирования. Применение систем точного земледелия позволяет существенно повысить эффективность использования сельскохозяйственных машин, снизить расход топлива, удобрений, уменьшить утомляемость водителя. При этом стоит отметить отсутствие на российском рынке таких отечественных систем, а импортное оборудование отличается высокой стоимостью и в силу определенных причин [1] не всегда может быть использовано на отечественной сельхозтехнике.

В АлтГТУ им. И.И. Ползунова проводятся исследования, целью которых является разработка системы управления движением колесной машины для отечественной сельскохозяйственной техники, не уступающей по своим характеристикам импортным подруливающим системам и автопилотам, а также имеющей более приемлемую стоимость для сельхозпроизводителей.

Одним из наиболее важных этапов при создании системы управления является апробация разработанных алгоритмов управления движения. Обычно она осуществляется экспериментально в полевых условиях. Следует отметить, что полевые испытания связаны со значительными финансовыми и временными затратами. В последнее время в конструкторско-исследовательской работе широко используется идеология моделирования движения механических систем в режиме реального времени. Суть ее заключается в том, что большая часть механической системы, за исключением исследуемого узла, описывается механико-математической моделью. При симуляции движения в режиме реального времени исследуемый узел посредством измерительной аппаратуры, блоков ЦАП, АЦП взаимодействует с моделью системы. Таким образом, текущие значения силовых и кинематических параметров исследуемого узла передаются в математическую модель. Соответственно, дорогостоящие экспериментальные исследования механической системы можно заменить испытаниями в лабораторных условиях.

Цель исследования

Целью исследования является разработка алгоритма управления движением колесной машины в режиме реального времени, а также проверка его работоспособности в лабораторных условиях.

Для достижения этой цели необходимо составить математическое описание алгоритма управления движением колесной машины, программно реализовать его взаимодействие с ранее разработанной математической моделью колесной машины, апробировать в среде Matlab, разработать программное обеспечение, обеспечивающее симуляцию движения в режиме реального времени, и пользовательский интерфейс с аппаратной составляющей системы управления движением, провести испытания на экспериментальном стенде.

Программно-аппаратная схема взаимодействия элементов системы управления

Одной из важных задач при создании системы управления является разработка алгоритма управления, обеспечивающего движение сельскохозяйственной машины по задаваемой траектории, и его программно-аппаратная реализация. Алгоритм управления условно можно разбить на две части – глобальное и локальное регулирование. Схема взаимодействия программно-аппаратных частей разрабатываемой системы управления представлена на рис. 1.

Локальное регулирование обеспечивает реализацию текущего задаваемого значения угла поворота управляемых колес. На вход программы управления поворотом колес поступают значения задаваемого угла поворота, текущее значение угла поворота колес и направление вращения электродвигателя (определяется по сигналам напряжений с трех датчиков Холла, установленных в двигателе). На основании этих параметров с помощью алгоритма ПИД-регулирования происходит расчет величины управляющего напряжения, которое необходимо передать на электродвигатель для реализации необходимого угла поворота, а также определяется текущее направление вращения двигателя. Реализация локального регулирования подробно изложена в работе [2].

Глобальное регулирование должно по отклонению от задаваемой траектории определять угол поворота управляемых колес (или угла слома рамы), обеспечивающий движение

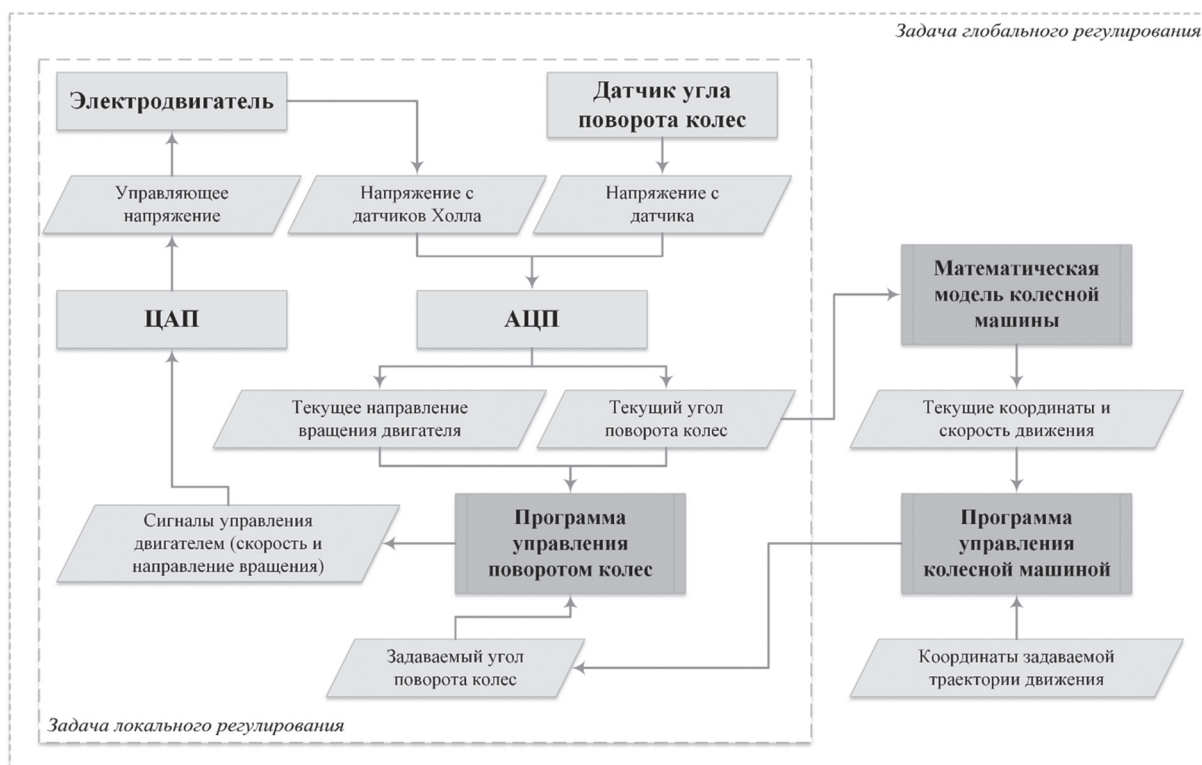


Рис. 1. Схема взаимодействия программно-аппаратных частей системы управления

по задаваемой траектории. На вход программы управления движением сельскохозяйственной машины поступают координаты задаваемой траектории движения, текущие координаты и проекции скорости на неподвижные координатные оси. Происходит вычисление необходимого угла поворота колес, который в свою очередь передается в программу локального регулирования. Текущие координаты и проекции скорости «поставляет» математическая модель колесной машины при симуляции движения в режиме реального времени.

Алгоритм управления движением

Алгоритм основывается на методике, изложенной в работах [3, 4]. Рассмотрим схему перемещения автомобиля из точки M_0 в M_1 относительно неподвижной системы координат YOX (рис. 2).

Прогнозируемое расстояние M_0M определяется следующим выражением:

$$M_0M = \sqrt{V_{x_0}^2 + V_{y_0}^2} t_{\text{прогноза}},$$

где V_{x_0} и V_{y_0} – проекции скоростей направляющей точки на соответствующие оси X и Y ; $t_{\text{прогноза}}$ – прогнозируемое время движения из точки M_0 в M_1 .

Для определения поперечного смещения MM_1 необходимо знать координаты точек M_1

и M . Координаты прогнозируемого положения M определяются через текущие координаты направляющей точки x_0 в y_0 и проекции скорости V_0 :

$$x_M = x_0 + V_{x_0} t_{\text{прогноза}};$$

$$y_M = y_0 + V_{y_0} t_{\text{прогноза}}.$$

Координаты точки M_1 определяются из совместного решения уравнения траектории и уравнения перпендикуляра MM_1 . Уравнение перпендикуляра MM_1 будет иметь следующий вид:

$$y = -\frac{V_{x_0}}{V_{y_0}} x + y_M + \frac{V_{x_0}}{V_{y_0}} x_M.$$

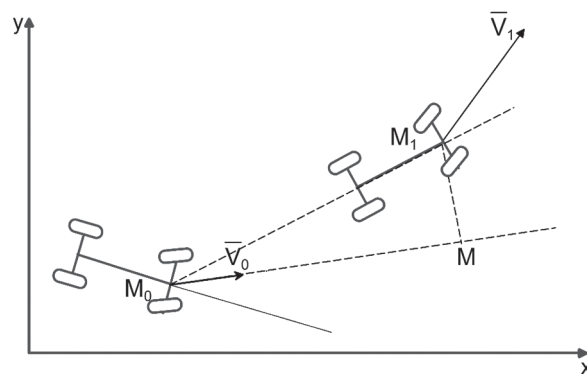


Рис. 2. Схема перемещения колесной машины между двумя точками

Величина поперечного смещения определяется выражением:

$$MM_1 = \sqrt{(x_{M_1} - x_M)^2 + (y_{M_1} - y_M)^2}.$$

Текущее значение необходимого угла поворота управляемых колес определяется по величине бокового отклонения и знаку векторного произведения $\overline{M_0 M}$ и $\overline{M_0 M_1}$:

$$\alpha = \frac{k MM_1 \text{sign}(\overline{M_0 M} \cdot \overline{M_0 M_1})}{M_0 M},$$

где k – коэффициент усиления (рекомендованные значения от 0,5 до 1).

Механико-математическая модель колесной машины

Для того чтобы провести испытания разработанных алгоритмов управления локального и глобального регулирования в лабораторных условиях, не прибегая при этом к полевым испытаниям, ранее была получена и апробирована в пакете Matlab механико-математическая модель колесной машины на основе дифференциальных уравнений плоского движения и кинематических соотношений автомобиля.

Полученные уравнения выглядят следующим образом:

$$m\ddot{x}_O = -F_{\text{сопр.А}} \cos(\varphi + \alpha - \partial_A) - F_{\text{бок.А}} \sin(\varphi + \alpha) -$$

$$F_{\text{сопр.В}} \cos(\varphi + \alpha - \partial_B) - F_{\text{бок.В}} \sin(\varphi + \alpha) +$$

$$+ F_{\text{движ.С}} \cos(\varphi - \partial_C) - F_{\text{бок.С}} \sin \varphi +$$

$$+ F_{\text{движ.Д}} \cos(\varphi - \partial_D) - F_{\text{бок.Д}} \sin \varphi;$$

$$m\ddot{y}_O = -F_{\text{сопр.А}} \sin(\varphi + \alpha - \partial_A) + F_{\text{бок.А}} \cos(\varphi + \alpha) -$$

$$- F_{\text{сопр.В}} \sin(\varphi + \alpha - \partial_B) + F_{\text{бок.В}} \cos(\varphi + \alpha) +$$

$$+ F_{\text{движ.С}} \sin(\varphi - \partial_C) - F_{\text{бок.С}} \cos \varphi +$$

$$+ F_{\text{движ.Д}} \sin(\varphi - \partial_D) - F_{\text{бок.Д}} \cos \varphi;$$

$$I_O \ddot{\varphi} = -F_{\text{сопр.А}} \cos(\alpha - \partial_A) \frac{L}{2} - F_{\text{сопр.А}} \sin(\alpha - \partial_A) \times$$

$$\times h_a + F_{\text{бок.А}} \cos(\alpha) h_a - F_{\text{бок.А}} \sin(\alpha) \frac{L}{2} + F_{\text{сопр.В}} \cos \times$$

$$\times (\alpha - \partial_B) \frac{L}{2} - F_{\text{сопр.В}} \sin(\alpha - \partial_B) h_a +$$

$$+ F_{\text{бок.В}} \cos(\alpha) h_a + F_{\text{бок.А}} \sin(\alpha) \frac{L}{2} - F_{\text{движ.С}}.$$

Схема действующих на автомобиль сил, которые участвуют в уравнениях, представлена на рис. 3.

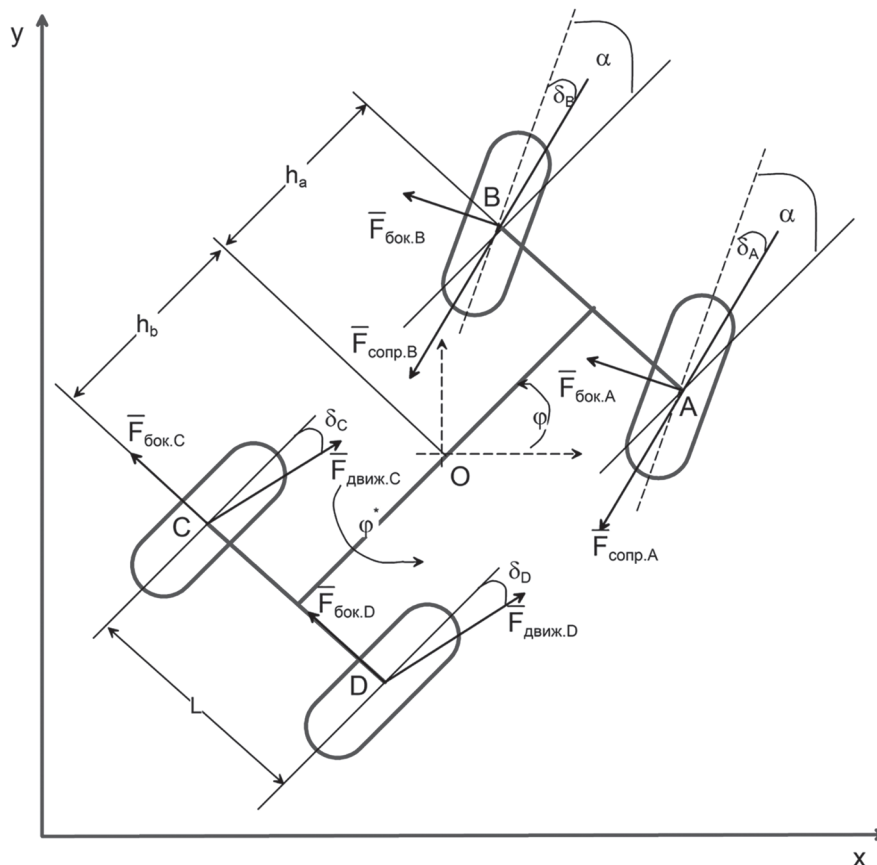


Рис. 3. Силы, действующие на автомобиль

На схеме и в уравнениях используются следующие обозначения:

h_a, h_b – расстояние от передней и задней оси до центра масс;

α – угол поворота управляемых колес;

L – ширина колеи;

$\varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}$ – угол поворота продольной оси в горизонтальной плоскости, угловая скорость и ускорение, соответственно;

$\delta_A, \delta_B, \delta_C, \delta_D$ – углы увода колес;

$\vec{F}_{\text{бок.}A}, \vec{F}_{\text{бок.}B}, \vec{F}_{\text{бок.}C}, \vec{F}_{\text{бок.}D}$ – боковые силы;

$\vec{F}_{\text{сопр.}A}, \vec{F}_{\text{сопр.}B}$ – силы сопротивления;

$\vec{F}_{\text{движ.}C}, \vec{F}_{\text{движ.}D}$ – движущие силы;

m – масса автомобиля;

I_0 – момент инерции автомобиля относительно центра масс.

Полученная модель заменяет реальную колесную машину в виде дифференциальных уравнений движения, а также представляет возможным провести эксперимент без использования навигационного приемника. При интегрировании уравнений в реальном времени система глобального регулирования по отклонениям машины от задаваемой траектории определяет необходимое значение текущего угла поворота управляемых колес, обеспечивающего задаваемое движение.

Испытания на экспериментальном стенде в режиме реального времени

Полученный алгоритм управления движением колесной машины был сначала опробован в среде Matlab [5], а в дальнейшем апробирован на экспериментальном стенде в лабораторных условиях [6]. Для этого на языках программирования C++ и C# была разработано специальное программное обеспечение, обеспечивающее взаимодействие всех аппаратных блоков системы, модулей локального и глобального регулирования, а также реализована механико-математическая модель в режиме реального времени.

Для приближения эксперимента к реальным условиям в механико-математическую модель колесной машины были введены возмущения, действующие со стороны грунта на колеса.

На рис. 4 и 5 представлены комплект экспериментального оборудования и аппаратура для проведения испытаний.

На рис. 6 представлены результаты моделирования движения по прямой траектории с временем прогнозирования $t_{\text{прогноза}} = 0,5$ сек., а

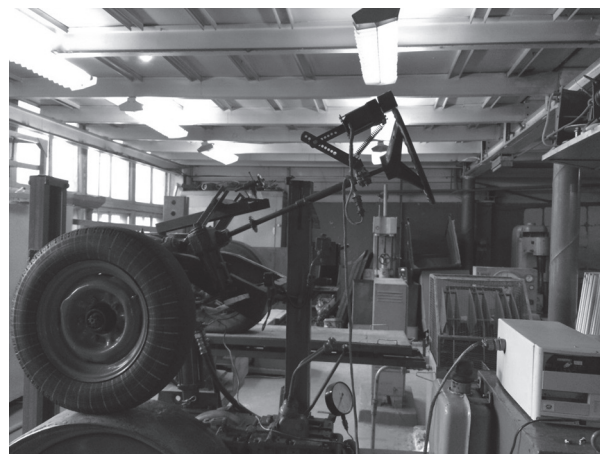


Рис. 4. Экспериментальный стенд с комплектом оборудования

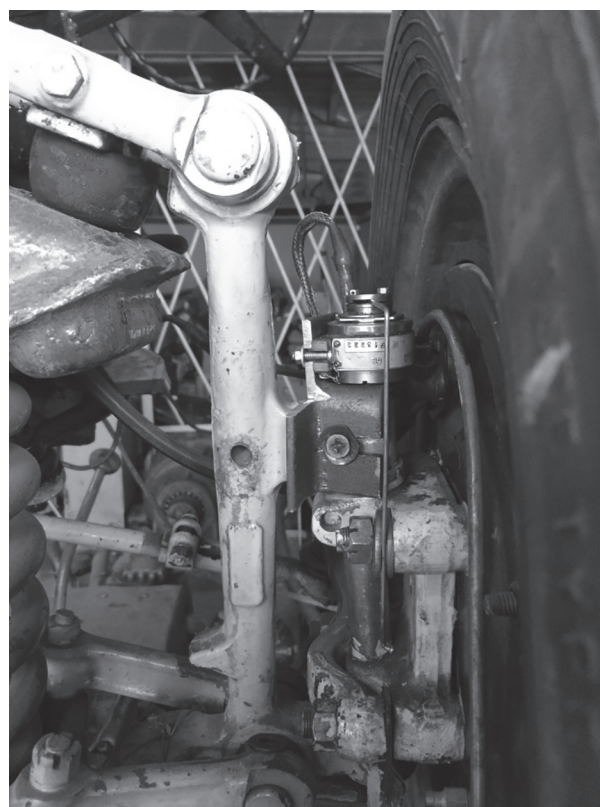


Рис. 5. Крепление датчика угла поворота колес

на рис. 7 – по произвольной кривой с резким маневром перестроения с временем прогнозирования $t_{\text{прогноза}} = 0,3$ сек. Скорость движения в обоих случаях составляла 3,33 м/с (12 км/ч), а коэффициент усиления $k = 0,5$.

Выводы

1. Анализируя графики результатов проведенных экспериментов, можно сделать вывод, что рассогласование с задаваемой траекторией для движения по прямой, даже при действии

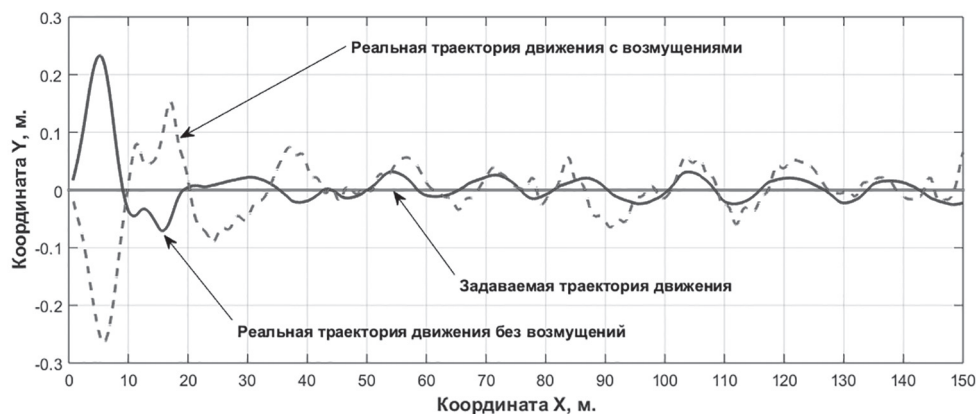


Рис. 6. Результаты моделирования движения по прямой линии

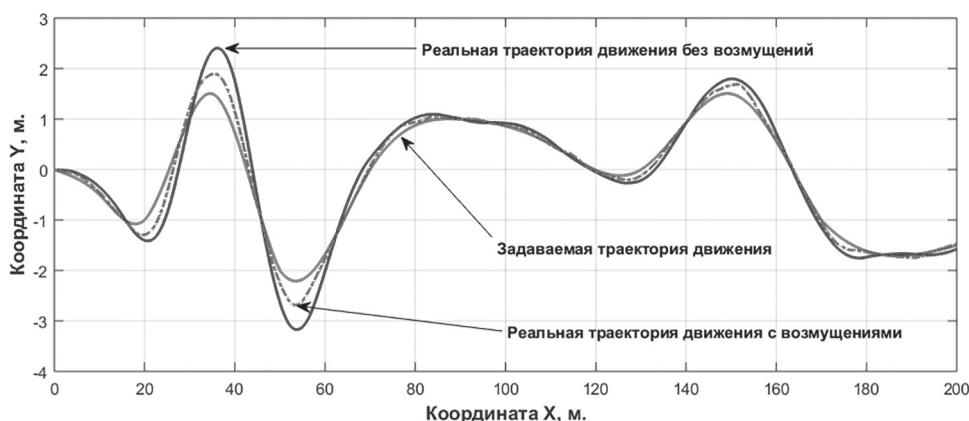


Рис. 7. Результаты моделирования движения по произвольной траектории

возмущений, не превышает 0,1 м (не считая момент старта движения, где эта погрешность объективно выше и лежит в пределах 0,3 м).

2. При движении по криволинейной траектории погрешность возрастает в местах при резком изменении направления движения. При этом, как и в первом случае, возмущения со стороны опорной поверхности не оказывают значительного влияния на отклонения от траектории. При плавных перестроениях погрешность находится в пределах 0,2...0,3 м.

3. Предложенный алгоритм управления обеспечивает движение по задаваемой траектории с достаточной степенью точности. В ближайшей перспективе предполагается апробация разработанного алгоритма управления в реальных полевых условиях с последующим его уточнением.

Литература

- Березовский, Е., Захаренко А., Полин В. Внедрение технологий точного земледелия: опыт Тимирязевской академии // Аграрное обозрение. 2009. № 4. С. 12–17.
- Поддубный В.И., Ненайденко А.С., Валекжанин А.И. Разработка ПИД-регулирования для реализации задаваемого закона изменения угла поворота колес сельскохозяйственной машины // Ползуновский вестник. 2017. № 1. С. 63–67.
- Моделирование динамики автомобилей. Режим доступа: http://www.universalmecanism.com/download/80/rus/gs_um_automotive.pdf (дата обращения 18.01.2018).
- Павлюк А.С., Поддубный В.И. Теоретические основы управляемого движения колесных машин. Барнаул: Алт. гос. техн. ун-т им. И.И. Ползунова, 2010. 239 с.
- Дьяконов, В.П. Матлаб 6.5+Simulink 4/5. М.: СОЛОН-Пресс, 2002. 768 с.
- Поддубный В.И., Куприянов С.Е., Шестаков В.Ю. Лабораторные испытания электромеханической системы управления движением колесной сельскохозяйственной машиной // Горизонты образования. 2014. Вып. 16. Тезисы XI всероссийской научной конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Наука и молодежь» – секция «Наземные транспортные машины». 2014 г. http://edu.secna.ru/media/f/transport_sistem_tez_2014.pdf.

References

1. Berezovskij, E., Zaharenko A., Polin V. Introduction of technologies of precise agriculture: the experience of the Timiryazev Academy. *Agrarnoe obozrenie*. 2009. No 4, pp. 12–17 (in Russ.).
2. Poddubnyj V.I., Nenajdenko A.S., Valekzhanin A.I. Development of PID-regulation for the implementation of the given law of changing the angle of rotation of agricultural machinery wheels. *Polzunovskij vestnik*. 2017. No 1, pp. 63–67 (in Russ.).
3. Modelirovanie dinamiki avtomobilej [Modeling the dynamics of automobiles]. (in Russ.) URL: http://www.universalmechanism.com/download/80/rus/gs_um_automotive.pdf (accessed 18.01.2018).
4. Pavlyuk A.S., Poddubnyj V.I. Teoreticheskie osnovy upravlyaemogo dvizheniya kolesnyh mashin [Theoretical basis of controlled movement of wheeled vehicles]. Barnaul: Alt. gos. tekhn. un-t im. I.I. Polzunova Publ., 2010. 239 p.
5. D'yakov V.P. Matlab 6.5+Simulink 4/5. Moscow: SOLON-Press Publ., 2002. 768 p.
6. Poddubnyj V.I., Kupriyanov S.E., Shestakov V.YU. Laboratory tests of the electromechanical control system for the movement of a wheeled agricultural machine. *Gorizonty obrazovaniya*. 2014. Vyp. 16. Tezisy XI vserossijskoj nauchnoj konferencii studentov, aspirantov i molodyh uchenykh «Nauka i molodezh'» – sekciya «Nazemnye transportnye mashiny». 2014 g. [Education horizons. 2014. Issue 16. Abstracts of the XI All-Russian scientific conference of students, graduate students and young scientists «Science and Youth» – section «Ground transport vehicles» 2014]. http://edu.secna.ru/media/f/transport_sistem_tez_2014.pdf.

ВЛИЯНИЕ СКОРОСТИ ПЛАВАЮЩЕГО ТРАНСПОРТЕРА НА СЕПАРИРУЮЩУЮ СПОСОБНОСТЬ ДНИЩА НАКЛОННОЙ КАМЕРЫ

INFLUENCE OF THE SPEED OF THE FLOATING CONVEYOR ON THE SEPARATING ABILITY OF THE BOTTOM OF THE INCLINED CHAMBER

В.Н. ОЖЕРЕЛЬЕВ, д.с.-х.н.

В.В. НИКИТИН, к.т.н.

В.Ф. КОМОГОРЦЕВ, к.ф.-м.н.

Брянский государственный аграрный университет,
Брянск, Россия, vicoz@bk.ru

V.N. OZHEREL'EV, DSc in Agriculture

V.V. NIKITIN, PhD in Engineering

V.F. KOMOGORCEV, PhD in Physics and Mathematics

Bryansk State Technical University, Bryansk, Russia,
vicoz@bk.ru

Представлены результаты лабораторного эксперимента, подтверждающие возможность предварительной сепарации свободного зерна из очесанного зернового вороха до его поступления в молотильную камеру зерноуборочного комбайна. В частности, предложено снабдить наклонную камеру специальным перфорированным решетчатым днищем, имеющим продолговатые отверстия прямоугольной формы. Все исследования производились на пшенице сорта Московская 56. Влажность зерна составляла порядка 12 %. Скорость движения плавающего транспортера имела шесть уровней варьирования в пределах 0,5...3 м/с. Угол наклона экспериментальной установки к горизонту был принят равным 45°. Подача очесанного зернового вороха составляла порядка 10 кг/с при содержании в нем 80 % свободного зерна. Так, по результатам научных исследований установлено, по мере увеличения скорости плавающего транспортера количество свободного зерна, прошедшего сквозь отверстия решетчатого днища уменьшается, а количество сошедшего с него зерна, наоборот, возрастает. При этом максимальный сход свободного зерна (31,3 %) соответствует максимальной скорости плавающего транспортера (3 м/с). Это обусловлено тем, что при проведении серии экспериментов длина сепарирующей решетки оказалась недостаточной. Для этого рассмотрен характер процесса предварительной сепарации свободного зерна из очесанного зернового вороха по длине решетчатого днища. Экстраполяция указанного процесса показывает, что длина решетчатого днища, обеспечивающая полное выделение свободного зерна из очесанного зернового вороха, должна быть не менее 1,17 м. Практическое внедрение такого технического решения в конструкцию современного зерноуборочного комбайна позволит увеличить его производительность при очесывании растений на корню, надежно исключив при этом вероятность дробления свободного зерна рабочими органами молотильного устройства.

Ключевые слова: зерноуборочный комбайн, очес, наклонная камера, решетчатое днище, предварительная сепарация очесанного зернового вороха.

The results of a laboratory experiment confirming the possibility of preliminary separation of free grain from a combed grain heap prior to its entry into the threshing chamber of a combine harvester are presented. In particular, it is proposed to provide the inclined chamber with a special perforated trellised bottom having elongated holes of a rectangular shape. All research was carried out on the wheat of the variety called Moscow 56. The moisture content of the grain was about 12 %. The speed of the floating conveyor had six levels of variation within the range of 0,5 ... 3 m/s. The angle of inclination of the experimental setup to the horizon was assumed equal to 45 °. The feeding of the combed grain heap was about 10 kg / s with the content of 80% of free grain in it. So according to the results of scientific research it is established that as the speed of the floating conveyor increases, the amount of free grain of the grating bottom that has passed through the holes decreases, and the amount of grain that has descended from it, on the contrary, increases. In this case, the maximum free grain (31,3 %) corresponds to the maximum speed of the floating conveyor (3 m/s). This is due to the fact that during the series of experiments, the length of the separation grid was insufficient. For this purpose, the nature of the process of preliminary separation of free grain from the tow grain heap along the length of the lattice bottom is considered. Extrapolation of this process shows that the length of the lattice bottom, which ensures the complete liberation of free grain from the tow grain heap, should be not less than 1,17 m. The practical implementation of such a technical solution in the construction of a modern combine harvester will increase its productivity when combing plants on the root, while at the same time excluding the possibility of crushing free grain by the working bodies of the threshing device.

Keywords: combine harvester, tow, inclined chamber, lattice bottom, preliminary separation of combed grain heap.

Введение

По итогам 2016 года Россия впервые заработала на экспорте сельскохозяйственных товаров и продовольствия больше, чем на продаже оружия. Таким образом, наша страна вышла на первое место в мире по экспорту зерновых, обогнав при этом Соединенные Штаты Америки. Согласно данным Министерства сельского хозяйства, валовой сбор зерна в стране составил рекордные 120 миллионов тонн при средней урожайности 30 ц/га, а в 2017 году аналогичный показатель его превысил и достиг уровня 140 миллионов тонн. В связи с этим изыскание технических возможностей по обеспечению качественной и своевременной уборки зерновых культур является актуальной научной задачей.

Многолетние исследования и практический опыт свидетельствуют о том, что указанным требованиям наиболее полно отвечает технология очесывания растений на корню [1]. Это обусловлено тем, что при таком способе уборки снижается поступление хлебной массы в молотильное устройство. В результате этого производительность комбайна повышается в 1,5...2 раза по сравнению с традиционной жаткой, что влечет за собой значительное сокращение сроков проведения уборочной кампании, и как следствие этого, уменьшение потерь зерна от самоосыпания. Однако ввиду того, что очесанный зерновой ворох содержит до 80 % свободного зерна, то при таком способе уборки наблюдается его чрезмерное дробление (порядка 12...14 %) рабочими органами молотилки, что ограничивает очес от широкого применения [2].

Одним из вариантов решения такой проблемы служит предварительная сепарация свободного зерна до его поступления в молотильную камеру зерноуборочного комбайна. Это достигается за счет снабжения днища наклонной камеры специальной сепарирующей решеткой [3], оптимальными параметрами которой являются: ее длина, равная 0,95 м, а также размер прямоугольных отверстий 160×8 мм [4]. Практическая реализация такого технического решения обеспечивает максимальный проход свободного зерна (до 70 %), что исключает вероятность его дробления рабочими органами молотилки и направляет последнее на очистку, минуя молотильную камеру.

Поскольку предварительное выделение свободного зерна из очесанного зернового вороха удалось осуществить только в последние годы [5, 6], то не все технологические параметры процесса изучены до конца. В частности, не известно влияние скорости плавающего транспортера на сепарирующую способность днища наклонной камеры зерноуборочного комбайна при работе с очесывающим адаптером.

Цель исследований

Целью исследования является исследование влияния скорости плавающего транспортера на сепарирующую способность днища наклонной камеры и определение ее оптимальных параметров.

Методика исследований

Для исследования процесса предварительной сепарации свободного зерна из очесанного зернового вороха авторами была разработана экспериментальная установка, имитирующая работу скребкового плавающего транспортера наклонной камеры зерноуборочного комбайна (рис. 1). Она состоит из корпуса 1, скребкового транспортера 2, решетчатого днища 3 и емкости 4 для сбора свободного зерна 5. Привод установки осуществлялся от электродвигателя 6 посредством цепной передачи 7. Регулировка скорости транспортера выполнялась при помощи частотного преобразователя 8 «Веспер» Е2-8300.

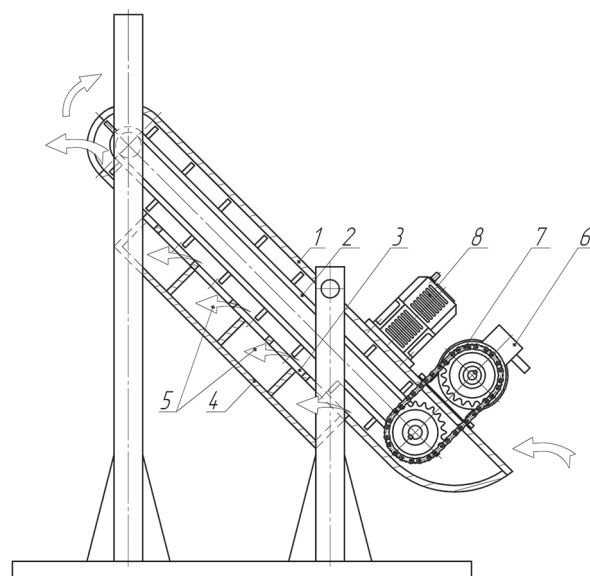


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

Исследования производились на пшенице сорта «Московская 56». Влажность зерна составляла порядка 12 % (определялась весовым методом в межкафедральной лаборатории Брянского ГАУ). Скорость движения транспортера имела шесть уровней варьирования в пределах 0,5...3 м/с. Максимальное значение скорости выбрано в соответствии с аналогичным параметром работы большинства современных зерноуборочных комбайнов [7, 8]. Угол наклона экспериментальной установки к горизонту был принят равным 45°. Подача очесанного зернового вороха составляла 10 кг/с при содержании в нем 80 % свободного зерна. Длина съемного решетчатого днища равнялась 0,95 м, а ее прямоугольные отверстия имели размеры 160×8 мм.

В качестве выходного параметра было принято количество свободного зерна прошедшего сквозь отверстия решетчатого днища экспериментальной установки. Каждый вариант опыта проведен с десятикратной повторностью. Таким образом, всего было учтено и обработано 60 опытов.

Результаты исследований и их обсуждения

Полученные данные были обработаны в программах STATISTICA и Excel. По ним построен график (рис. 2), характеризующий зависимость количества свободного зерна прошедшего сквозь отверстия решетчатого днища от скорости плавающего транспортера. Наиболее адекватной моделью (с коэффициентом детерминации $R^2 = 0,976$) для него является полиномиальная кривая второго порядка. Уравнение регрессии имеет вид:

$$C = -5,148v^2 + 4,426v + 99,847,$$

где C – количество свободного зерна прошедшего сквозь отверстия решетчатого днища, %; v – скорость плавающего транспортера, м/с.

Анализ полученной зависимости (рис. 2) свидетельствует о том, что по мере увеличения скорости плавающего транспортера количество свободного зерна прошедшего сквозь отверстия решетчатого днища уменьшается, а количество сошедшего с него зерна, наоборот, возрастает. При этом максимальный сход свободного зерна (31,3 %) наблюдается при максимальной скорости плавающего транспортера (3 м/с) и влечет за собой его поступление в молотильную камеру зерноубороч-

ного комбайна с последующим дроблением. Это обусловлено тем, что при проведении серии экспериментов со скоростью плавающего транспортера, находящейся в интервале 1,0...3,0 м/с, длина сепарирующей решетки оказалась недостаточной. Таким образом, для исключения поступления свободного зерна в молотильную камеру зерноуборочного комбайна необходимым и достаточным является ее увеличение.

С целью выявления характера процесса сепарации свободного зерна из очесанного зернового вороха по длине решетчатого днища, производилась регистрация его количества на четырех контрольных участках (см. рис. 2 и рис. 3). При этом за стопроцентное количество свободного зерна принято начало проведения эксперимента на момент его поступления в корпус установки. Расчет количества свободного зерна, поступившего на второй контрольный участок (81 %), определен разницей между предыдущим значением (100 %) и количеством свободного зерна прошедшего сквозь отверстия на первом контрольном участке (19 %) (рис. 3, е). Аналогичным образом были получены и остальные значения (62,95, 46,6 и 31,3 % соответственно).

Оценка убывания свободного зерна из очесанного зернового вороха по длине поверхности сепарирования (рис. 3, е) свидетельствует о наличии резерва для повышения степени

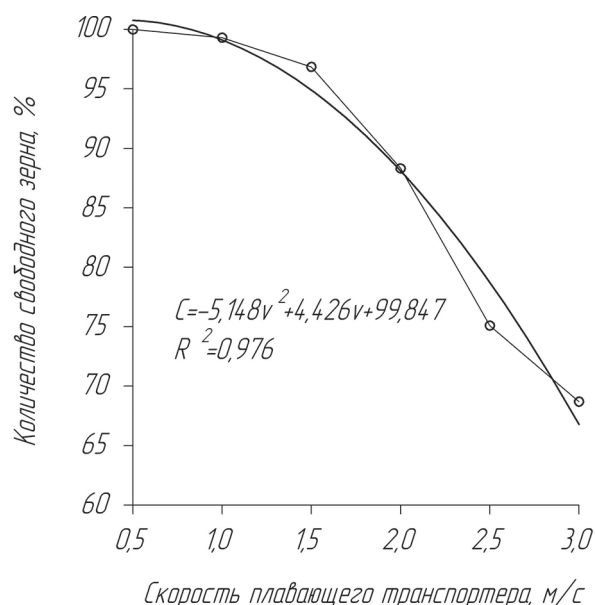


Рис. 2. Изменение количества свободного зерна прошедшего сквозь отверстия решетчатого днища в зависимости от скорости плавающего транспортера

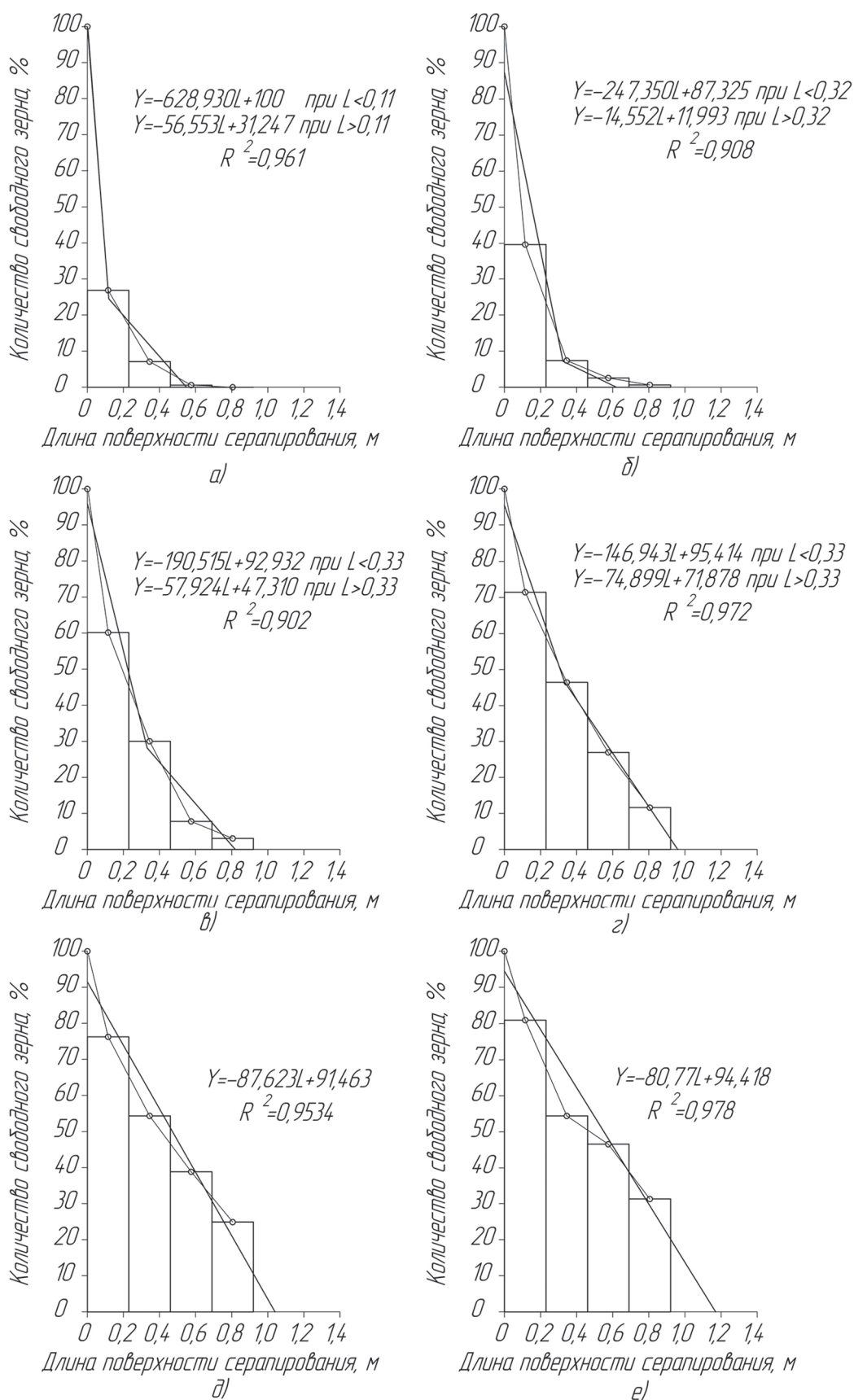


Рис. 3. Убывание свободного зерна из очесанного зернового вороха по длине поверхности сепарирования при скорости транспортера:

а – $v = 0,5$ м/с; б – $v = 1,0$ м/с; в – $v = 1,5$ м/с; г – $v = 2,0$ м/с; д – $v = 2,5$ м/с; е – $v = 3,0$ м/с

сепарации. С высокой степенью вероятности ($R^2 = 0,978$) линия тренда прямолинейна и имеет вид

$$Y = -80,77L + 94,418,$$

где Y – текущий остаток зерна в ворохе, в процентах от ее исходной массы, имевшейся в начале процесса сепарации; L – длина сепарирующей поверхности, м.

Экстраполяция графика функции показывает, что длина решетчатого днища, обеспечивающая полное выделение свободного зерна из очесанного зернового вороха, должна быть не менее $x = 1,17$ м.

По аналогичной методике были получены и остальные значения длины решетчатого днища (рис. 3, а, 3, д) при различной скорости плавающего транспортера (0,5; 1,0; 1,5; 2,0; 2,5 м/с). При этом для некоторых данных функция убывания свободного зерна была представлена как линейная регрессия с точкой разрыва. По ним получена зависимость длины сепарирующей поверхности наклонной камеры зерноуборочного комбайна от скорости плавающего транспортера (рис. 4). Уравнение регрессии представляет собой прямолинейный вид ($R^2 = 0,984$)

$$L = 0,257v + 0,41,$$

где L – длина сепарирующей поверхности, м;
 v – скорость плавающего транспортера, м/с.

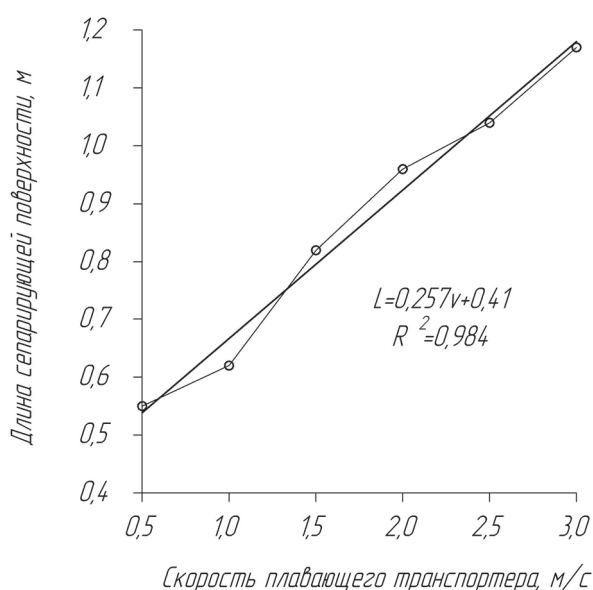


Рис. 4. Зависимость длины сепарирующей поверхности экспериментальной установки от скорости плавающего транспортера

Представленный график свидетельствует о том что, по мере увеличения скорости плавающего транспортера длина днища наклонной камеры зерноуборочного комбайна возрастает. Так, при увеличении скорости плавающего транспортера в 6 раз (от 0,5 м/с до 3 м/с) необходимая минимальная длина днища наклонной камеры увеличилась более чем в 2 раза и составляет порядка 1,17 м. Такое техническое решение может быть реализовано в наклонной камере зерноуборочного комбайна КЗС-1218 «Полесье GS-12», имеющей длину порядка 1,3 м.

Заключение

Результаты эксперимента позволяют сделать следующие выводы.

1. Эффективная сепарация свободного зерна из очесанного зернового вороха на решетчатом днище наклонной камеры зерноуборочного комбайна возможна.
2. Для обеспечения максимальной сепарации свободного зерна из очесанного зернового вороха длина решетчатого днища должна быть не менее 1,17 м.
3. Улучшить сепарацию свободного зерна возможно за счет более полного отделения легких примесей из очесанного зернового вороха непосредственно в корпусе очесывающего адаптера путем снабжения его задней стенки пластинчатым сепаратором [9].

Литература

1. Жалнин Э.В. Уборка с очесом на корню: за и против // Сельский механизатор. 2013. № 8. С. 10–12.
2. Шабанов Н.П. Разработка и обоснование устройства для сепарации очесанного зернового вороха в наклонной камере зерноуборочного комбайна: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Симферополь, 1997. 26 с.
3. Ожерельев В.Н., Никитин В.В. Наклонная камера зерноуборочного комбайна: патент на изобретение № 2566015, Российская Федерация. Опубликовано 20.10.2015. Бюл. № 29.
4. Никитин В.В., Ожерельев В.Н. Влияние размеров отверстий решетчатого днища наклонной камеры на его сепарирующую способность // Роль аграрной науки в развитии АПК РФ: материалы международной научно-практической конференции, посвященной 105-летию ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ. Ч. 1. Воронеж: ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ, 2017. С. 8–12.

5. Ожерельев В.Н., Никитин В.В. Предварительная сепарация очесанного зернового вороха в наклонной камере // Агропромышленный комплекс на рубеже веков: материалы международной научно-практической конференции, посвященной 85-летию агроинженерного факультета. Ч. 1. Воронеж: Воронежский ГАУ имени Петра I, 2015. С. 165–170.
6. Ожерельев В.Н., Никитин В.В., Комогорцев В.Ф. Наклонная камера зерноуборочного комбайна // Вестник Брянской государственной сельскохозяйственной академии. 2016. № 3. С. 65–70.
7. Халанский В.М., Горбачев И.В. Сельскохозяйственные машины. М.: КолосС, 2003. 624 с.
8. Жалнин Э.В. Методологические аспекты механизации производства зерна в России. М.: ПОЛИГРАМ СЕРВИС, 2012. 368 с.
9. Ожерельев В.Н., Никитин В.В. Устройство для обмолота растений на корню: патент на изобретение № 2566017, Российская Федерация. Опубликовано 20.10.2015., Бюл. № 29.
4. Nikitin V.V., Ozherel'ev V.N. The effect of the dimensions of the holes of the lattice bottom of the inclined chamber on its separating ability. Rol' agrarnoj nauki v razvitii APK RF: materialy mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii, posvyashchennoj 105-letiyu FGBOU VO Voronezhskij GAU [The role of agrarian science in the development of the agrarian and industrial complex of the Russian Federation: materials of the international scientific-practical conference dedicated to the 105th anniversary of Voronezh State Agrarian University]. CH. 1. Voronezh: FGBOU VPO Voronezhskij GAU, 2017, pp. 8–12 (in Russ.).
5. Ozherel'ev V.N., Nikitin V.V. Preliminary separation of tow grain heaps in an inclined chamber. Agropromyshlennyj kompleks na rubezhe vekov: materialy mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii, posvyashchennoj 85-letiyu agroinzhenernogo fakul'teta [Agro-industrial complex at the turn of the century: materials of the international scientific-practical conference dedicated to the 85th anniversary of the agro-engineering faculty]. CH. 1. Voronezh: Voronezhskij GAU imeni Petra I, 2015, pp. 165–170 (in Russ.).
6. Ozherel'ev V.N., Nikitin V.V., Komogorcev V.F. Inclined chamber of combine harvester. Vestnik Bryanskoj gosudarstvennoj sel'skohozyajstvennoj akademii. 2016. No 3, pp. 65–70 (in Russ.).
7. Halanskij V.M., Gorbachev I.V. Sel'skohozyajstvennye mashiny [Agricultural machinery]. Moscow: KolosS Publ., 2003. 624 p.
8. ZHalnin E.H.V. Metodologicheskie aspekty mekhanizacii proizvodstva zerna v Rossii [Methodological aspects of mechanization of grain production in Russia]. Moscow: POLIGRAM SERVIS Publ., 2012. 368 p.
9. Ozherel'ev V.N., Nikitin V.V. Ustrojstvo dlya obmolota rastenij na korny [Device for threshing plants on the root]: patent na izobretenie No 2566017, Rossijskaya Federaciya. Opublikovano 20.10.2015., Byul. No 29.

References

1. ZHalnin E.H.V. Harvesting with a tow on a root: for and against. Sel'skij mekhanizator. 2013. No 8, pp. 10–12 (in Russ.).
2. SHabanov N.P. Razrabotka i obosnovanie ustrojstva dlya separacii ochesannogo zernovogo voroha v naklonnoj kamere zernouborochnogo kombajna: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk [Development and justification of the device for separation of tow grain heap in an inclined chamber of a combine harvester: Dissertation for degree of candidate of technical sciences]. Simferopol', 1997. 26 p.
3. Ozherel'ev V.N., Nikitin V.V. Naklonnaya kamera zernouborochnogo kombajna [Inclined chamber of combine harvester]: patent na izobretenie No 2566015, Rossijskaya Federaciya. Opublikovano 20.10.2015. Byul. No 29.

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

SIMULATION MODELING OF THE VOLUMETRIC HYDRAULIC DRIVE

А.Ю. ПОПОВ^{1,2}, К.Т.Н.

¹ Донской государственный технический университет,
Ростов-на-Дону, Россия

² Ростовский государственный университет путей
сообщения, Ростов-на-Дону, Россия, popov_a_ju@mail.ru

A.YU. POPOV^{1,2}, PhD in Engineering

¹ Don State Technical University, Rostov-on-Don,
Russian Federation

² Rostov State Transport University, Rostov-on-Don,
Russian Federation, popov_a_ju@mail.ru

В устройстве множества современных сельскохозяйственных машин широкое применение получил гидравлический привод с возвратно-поступательным движением для подъема, опускания и перемещения рабочих органов. Одним из важных этапов проектирования гидравлических приводов и трансмиссий является моделирование. В связи с трудоемкостью проведения натурного эксперимента и громоздкостью расчета математических моделей гидросистем, а также с развитием вычислительной техники, большое применение получило имитационное моделирование. Такой вид компьютерного моделирования позволяет изучать сложные системы на основе разработки многозвенных факторных моделей с визуализацией численного эксперимента. В статье приводится порядок проведения имитационного моделирования динамических процессов, протекающих в объемном гидроприводе. Модель разработана на базе стандартных библиотек вычислительной системы MATLAB Simulink. Объемный гидропривод представлен в виде структурной модели и состоит из взаимосвязанных блоков, которые моделируют на базе систем дифференциальных уравнений работу насосной станции с механическим приводом, предохранительный клапан, золотниковый трехсекционный четырехлинейный гидрораспределитель, силовой гидроцилиндр двустороннего действия с непроходным штоком, гидробак. При расчете имитационной модели учтены изменение модуля упругости жидкости в зависимости от давления в гидросистеме, параметры рабочей жидкости, жесткий стоп при достижении крайних положений штоком гидроцилиндра, трение между подвижными частями в силовом гидроцилиндре. Разработанная программа позволяет на этапе проектирования смоделировать рабочие процессы и получить необходимые данные о динамических свойствах гидросистемы на всех режимах функционирования, проводить демонстрацию в виде графиков и осциллограмм, упрощает анализ переходных процессов в гидросистеме, а также позволяет подбирать рациональные конструктивные параметры составляющих элементов объемного гидропривода.

Ключевые слова: имитационная модель, гидросистема, гидропривод, Simulink, давление, расход, гидроцилиндр, гидрораспределитель, клапан.

In the design of a variety of the modern agricultural machines, the hydraulic drive with reciprocating motion for lifting, lowering and moving the working bodies has obtained a wide application. One of the important stages in the design of hydraulic drives and transmissions is a simulation. In connection with the laboriousness of carrying out the full-scale experiment and the cumbersome calculation of mathematical models of hydrosystems, as well as the development of the computing machinery, the simulation modeling has obtained a widespread usage. This type of computer simulation allows to investigate complex systems based on the development of multilink factor models with the visualization of a numerical experiment. The article presents the procedure for the simulation modeling of dynamic processes occurring in the volumetric hydraulic drive. The model is developed on the basis of standard libraries of the computing system MATLAB Simulink. The volumetric hydraulic drive is presented in the form of a structural model and consists of interconnected blocks that on the base of differential equations modeling the operation of a pumping station with a mechanical drive, a safety valve, a three-section four-line hydraulic distributor, double-acting power cylinder with special rod, a hydraulic tank. During the calculation of the simulation model takes into account a change of the modulus of elasticity of the fluid depending on the pressure in the hydraulic system, the parameters of the working fluid, the stiff stop when the extreme positions are reached by the rod of the hydraulic cylinder, the friction between the moving parts in the power hydrocylinder. The developed program allows to simulate working processes at the design stage and obtain the necessary data on the dynamic properties of the hydraulic system in all modes of operation, to demonstrate in the form of graphs and oscillograms, to simplify the analysis of transient processes in the hydraulic system, and also to select the rational design parameters of constituent elements of the volumetric hydraulic drive.

Keywords: simulation model, hydraulic system, hydraulic drive, Simulink, pressure, flow, hydraulic cylinder, hydraulic distributor, valve.

Введение

В устройстве множества современных сельскохозяйственных машин широкое применение получил гидравлический привод с возвратно-поступательным движением для подъема, опускания и перемещения рабочих органов, управления вариаторами, системами автоматического регулирования и т.д. Это связано, прежде всего, с высоким быстродействием гидросистем, передачей больших мощностей при малых габаритах, независимым размещением узлов и высокой точностью отработки сигналов управления [1].

На сегодняшний день одним из важных этапов проектирования гидравлических приводов и трансмиссий является моделирование. С помощью данного вида проектирования можно задолго до создания опытного образца устройства или системы смоделировать рабочие процессы и получить необходимые данные о динамических свойствах гидросистемы и особенностях протекания динамических процессов, обратить внимание на наличие слабых мест в гидросистеме, а также до проведения испытаний осуществить оптимизацию проектного решения на базе результатов математического моделирования и вариантного анализа [2–4]. Математическое моделирование современных технических объектов и процессов (механических, гидравлических, электрических и др.) связано с построением на основе результатов экспериментальных или теоретических исследований моделей, обеспечивающих формализованное описание произвольной структуры [1, 4–9]. Но такой подход обычно ограничен рассмотрением динамических процессов, протекающих в отдельных устройствах и аппаратах. Моделирование же более сложных, многосоставных систем, включающих большое количество элементов различного характера функционирования, становится громоздким, трудоемким и требует большой степени абстрагирования. Однако с развитием программной и аппаратной базы вычислительной техники получило большое применение имитационное компьютерное моделирование, которое позволяет изучать сложные системы на основе разработки многосвязных факторных моделей с визуализацией численного эксперимента. Поэтому разработка и применение методов имитационного моделирования для описания динамических процессов в сложных разнородных системах, в том числе и гидравлических, является актуальной задачей.

Цель исследования

Целью исследования является моделирование объемного гидропривода возвратно-поступательного движения и его последующий анализ.

Построение модели

Для имитационного моделирования гидравлических процессов существует большое количество универсальных и специальных программных средств [1, 3, 5, 10–12]. Среди систем для компьютерного моделирования можно выделить математическую систему MATLAB, обладающую мощными средствами диалога, графики и визуализации вычислений. Система MATLAB представляет собой язык программирования высокого уровня для проведения технических вычислений, функционал которого расширяется большим количеством специализированных библиотек и пакетов прикладных программ. Самым известным из них является расширение Simulink, которое обеспечивает блочное структурное моделирование различных устройств, систем и процессов с применением технологии визуально-ориентированного программирования.

Рассмотрим моделирование объемного гидропривода возвратно-поступательного движения в программном комплексе Simulink. Как правило, такой гидропривод обязательно включает в себя: бак для хранения рабочей жидкости и ее охлаждения; насос для подачи рабочей жидкости в систему и создания давления; разнообразные клапаны (предохранительные, редукционные, переливные, обратные); исполнительный механизм (силовой гидроцилиндр, гидродвигатель); фильтр для очистки рабочей жидкости; гидрولинии, соединяющие элементы гидросистемы между собой. Гидравлическая схема одной из таких систем представлена на рис. 1.

В рассматриваемой гидросистеме можно выделить следующие компоненты: блок питания с предохранительным устройством; управляющее устройство в виде золотникового гидрораспределителя; исполнительный механизм в виде гидроцилиндра двустороннего действия, гидробак.

Рассмотрим моделирование каждого компонента гидравлической системы в отдельности. Для этого воспользуемся библиотекой SimHydraulics, представляющую собой отдельный пакет Simulink среды MATLAB, предназначенный для моделирования гидросистем.

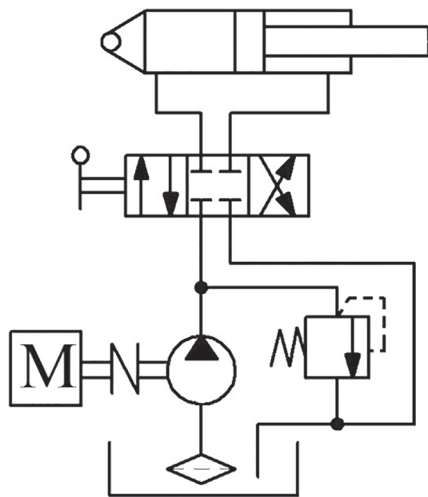


Рис. 1. Гидравлическая схема объемного гидропривода

Начнем с блока питания, функция которого заключается в снабжении системы необходимым количеством жидкости при определенном давлении. Для моделирования работы насоса воспользуемся блоком насоса постоянной подачи, который находится в разделе Pumps and Motors библиотеки SimHydraulics и представляет собой модель нерегулируемого роторного насоса. Основными параметрами для этого блока являются рабочий объем насоса, объемный и полный коэффициенты полезного действия, номинальное давление и угловая скорость приводного вала насоса. При построении модели блока питания необходимо достигнуть компромисса между надежностью, быстродействием моделирования и точностью,

подразумевая, что модель должна быть настолько проста, насколько возможно снабдить ее приемлемой точностью в пределах рабочего диапазона переменных параметров.

В зависимости от цели моделирования гидравлической системы можно упростить модель блока питания без потери в точности. Основными факторами, которые рассматриваются в данном процессе, является вариация величины угловой скорости приводного вала насоса и изменение амплитуды давления в гидросистеме. Если угловая скорость первичного двигателя остается фактически постоянной в течение моделируемого времени или изменяется незначительно относительно его стационарного значения, вся подсистема приводного вала может быть заменена идеальным блоком источника угловой скорости, выход которого установлен в стационарное значение, как это показывают на рис. 2.

Кроме того, в модель добавлен блок, имитирующий работу предохранительного клапана. В настройках блока установлено значение давления 5 МПа, при котором клапан начинает открываться.

Рассмотрим моделирование работы гидрораспределителя, представленного на рис. 3. Из рис. 3, а видно, что в рассматриваемой системе для управления гидроцилиндром используется трехпозиционный четырехлинейный гидрораспределитель. У такого вида гидрораспределителя есть четыре кромки, которые изменяют свое сопротивление при изменении входного сигнала S [13]. Для моделирования

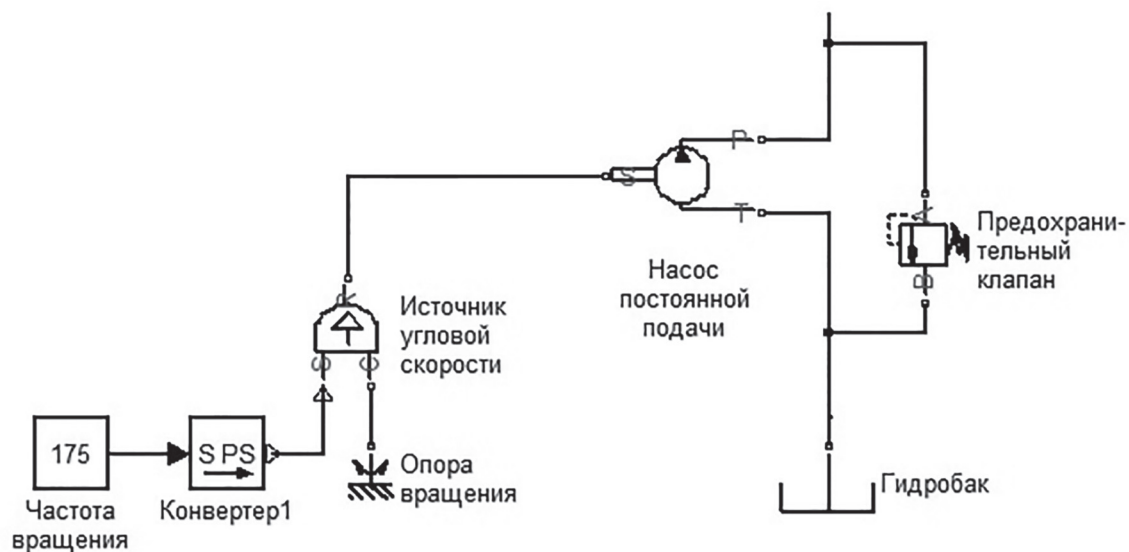


Рис. 2. Моделирование блока питания

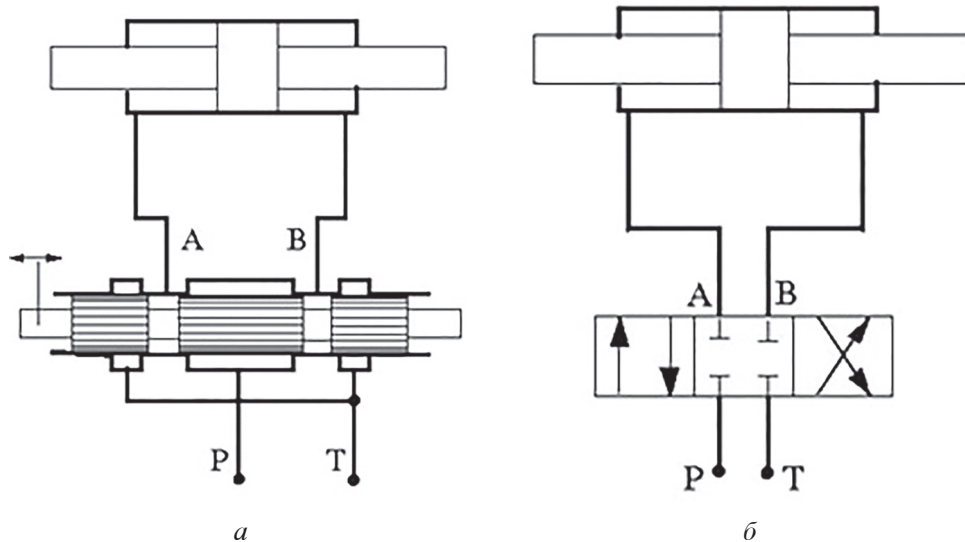


Рис. 3. Принципиальная (а) и гидравлическая (б) схемы золотникового гидрораспределителя

этих кромок в Simulink предусмотрено использование блоков «Регулируемый дроссель». Блок-схема гидрораспределителя представлена на рис. 4.

Работает схема следующим образом. Жидкость поступает через линию входа P и циркулирует между двумя внешними гидравлическими линиями A и B , которые обычно соединены с реверсивным силовым приводом. Сливается жидкость через линию T . У блока есть четыре гидравлических соединения, соответствующие впускному отверстию P , порты привода A и B , порт слива T и одно материальное сигнальное соединение порта S , который управляет положением золотника. Блоки регулируемых дросселей установлены следующим

образом: регулируемый дроссель $P-A$ находится в пути $P-A$, регулируемый дроссель $P-B$ находится в пути $P-B$, регулируемый дроссель $A-T$ находится в пути $A-T$, и регулируемый дроссель $B-T$ находится в пути $B-T$. Всеми блоками управляет сигнал позиции, поступающий через материальное сигнальное порт S . Параметры ориентации дросселей в блок-схеме установлены таким образом, что положительный сигнал порта S открывает дроссели $P-A$ и $B-T$, и закрывает дроссели $P-B$ и $A-T$.

Задать изменение сопротивлений дросселей в зависимости от открытия можно путем настройки параметров в окне свойств гидрораспределителя. Для этого следует использовать блок позиционного привода. Он представля-

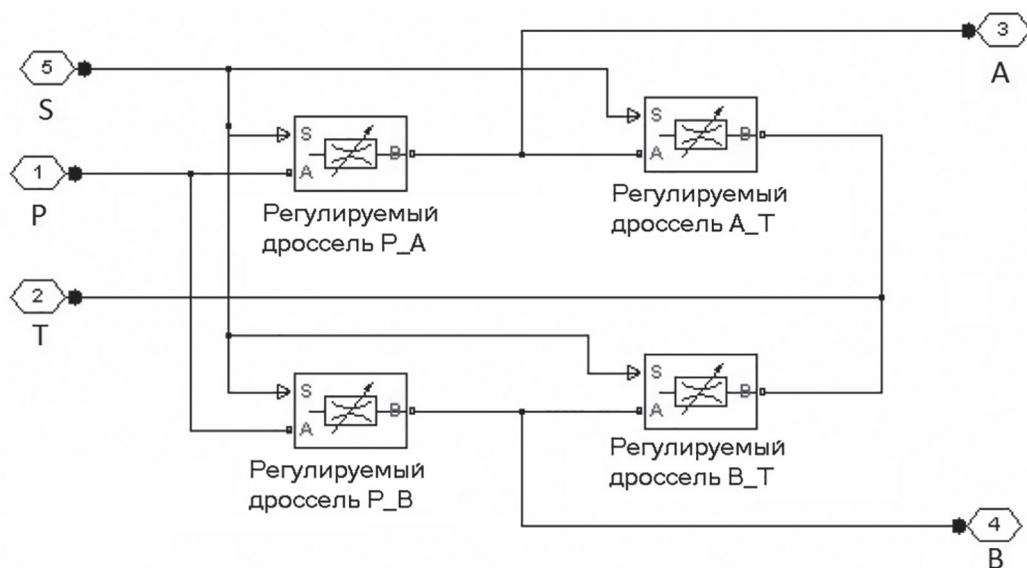


Рис. 4. Блок-схема золотникового гидрораспределителя

ет собой блок для изменения положения запорно-регулирующего элемента. Параметры могут быть взяты из каталогов или технических паспортов различных моделей. Основными параметрами блока являются: ход, время включения и время отключения. У этого блока есть два сигнальных входа *A* и *B*, соединенные с генерируемым элементарным сигналом. Он конфигурирует материальный входной сигнал, который может быть подведен к порту управления гидрораспределителя. При этом блок позиционного привода представлен как идеальный преобразователь, где выход не зависит от нагрузки. Входной сигнал, приложенный к порту *A*, заставляет двигаться исполнительный механизм привода (золотник) в положительном направлении, а чтобы переместить его в отрицательном направлении, необходимо подать входной сигнал к порту *B*. При этом перемещение осуществляется только при положительных сигналах в портах *A* и *B*. График смоделированного сигнала представлен на рис. 5.

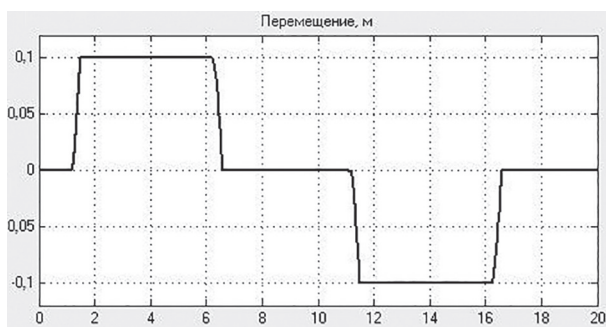


Рис. 5. Сигнал управления золотником гидрораспределителя

Блок привода золотника гидрораспределителя приводится в действие, когда величина входного сигнала пересекает порог 50 % номинального входного сигнала, который являет-

ся одним из параметров блока. Перемещение разделено по времени на три фазы: задержка, перемещение при постоянном ускорении и перемещение при постоянной скорости. Перемещение прекращается, когда истекает время включения выключателя. В этот момент золотник гидрораспределителя достигает заданной величины хода. Чтобы вернуть золотник в начальное положение, управляющий сигнал должен быть отключен. Обратное перемещение золотника гидрораспределителя также состоит из трех фаз: задержка, перемещение при постоянном ускорении и перемещение с постоянной скоростью.

Теперь рассмотрим моделирование силового механизма гидросистемы. При моделировании объемного гидропривода силовым механизмом примем гидроцилиндр двухстороннего действия. В имитационной модели необходимо учитывать сжимаемость жидкости, трение между подвижными частями в гидроцилиндре, а также удар поршня об упор при достижении крайних положений штока. Блок гидроцилиндров берется в разделе Hydraulic Cylinders.

Модель блока гидроцилиндра двухстороннего действия основана на следующих допущениях: отсутствуют утечки жидкости; нагрузка на штоке гидроцилиндра, например инерция, сцепление, жесткость и так далее, пренебрежимо малы. В случае необходимости можно легко учесть их, подсоединяя соответствующий конструктивный блок, как, например, показано на рис. 6. Так, в модель гидроцилиндра добавлен жесткий стоп, представляющий собой блоки колебательного звена и демпфера, которые вступают в работу, когда поршень гидроцилиндра доходит до одного из крайних положений. Кроме того, для моделирования трения между подвижными частями в гидравлическом цилиндре воспользуемся блоком

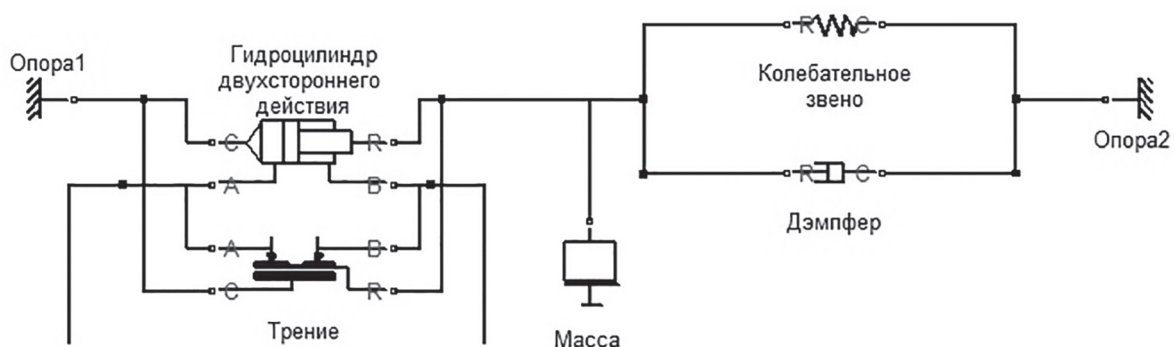


Рис. 6. Моделирование исполнительного механизма (силовой гидроцилиндр)

трения в гидроцилиндре. Этот блок предназначен для использования в комбинации с цилиндрами одностороннего или двухстороннего действия. Он определяется следующими уравнениями [14]:

$$F = F_C [1 + (K_{brk} - 1) \exp(-c_v |v|)] \text{sign}(v) + f_{vfr} v, \\ F_C = F_{pr} + f_{cfr} (p_A - p_B),$$

где F_C – сила трения Кулона; F_{pr} – предварительная нагрузка; f_{cfr} – коэффициент трения Кулона; p_A, p_B – давления в поршневой и штоковой полостях цилиндра; K_{brk} – отрывной коэффициент; c_v – коэффициент; v – относительная скорость; f_{vfr} – коэффициент вязкого трения.

Блок трения содержит два механических порта R и C , которые связаны со штоком и гильзой силового гидроцилиндра, соответственно, а также два порта A и B , соединенных с поршневой и штоковой полостями гидроцилиндра, как показано на рис. 6. Сила трения F всегда направлена противоположно движению поршня.

В среде MATLAB Simulink гидроцилиндр, как и в реальном механизме, необходимо закрепить и нагрузить массой, которую он будет перемещать. Это осуществляется вводом в модель блока «Масса», который симулирует

нагружение массой 50 кг. Все необходимые элементы для этого можно найти в разделе Foundation Library/Mechanical. Абсолютно жесткое крепление гидроцилиндра создаем блоком Опора («земля»), который соединим с портом C гидроцилиндра. К штоку подключим массу и демпфер путем соединения их блоков с портом R гидроцилиндра. Схема модели силового гидроцилиндра представлена на рис. 6.

В итоге структурная схема рассматриваемого гидропривода будет выглядеть, как показано на рис. 7. В ней присутствует следующее.

Свойства рабочей жидкости, циркулирующей в рассматриваемой гидросистеме, представлены уравнениями, определяющими функционирование большинства блоков схемы, моделирующих гидравлические аппараты. К ним относятся такие показатели, как кинематический коэффициент вязкости, плотность, модуль объемной упругости жидкости, относительное содержание нерастворенного газа. Для задания свойств рабочей жидкости к каждому обособленному гидравлическому контуру на схеме моделирования должен быть подсоединен один из блоков, моделирующих свойства гидравлических жидкостей. Блок свойств гидравлических жидкостей находит-

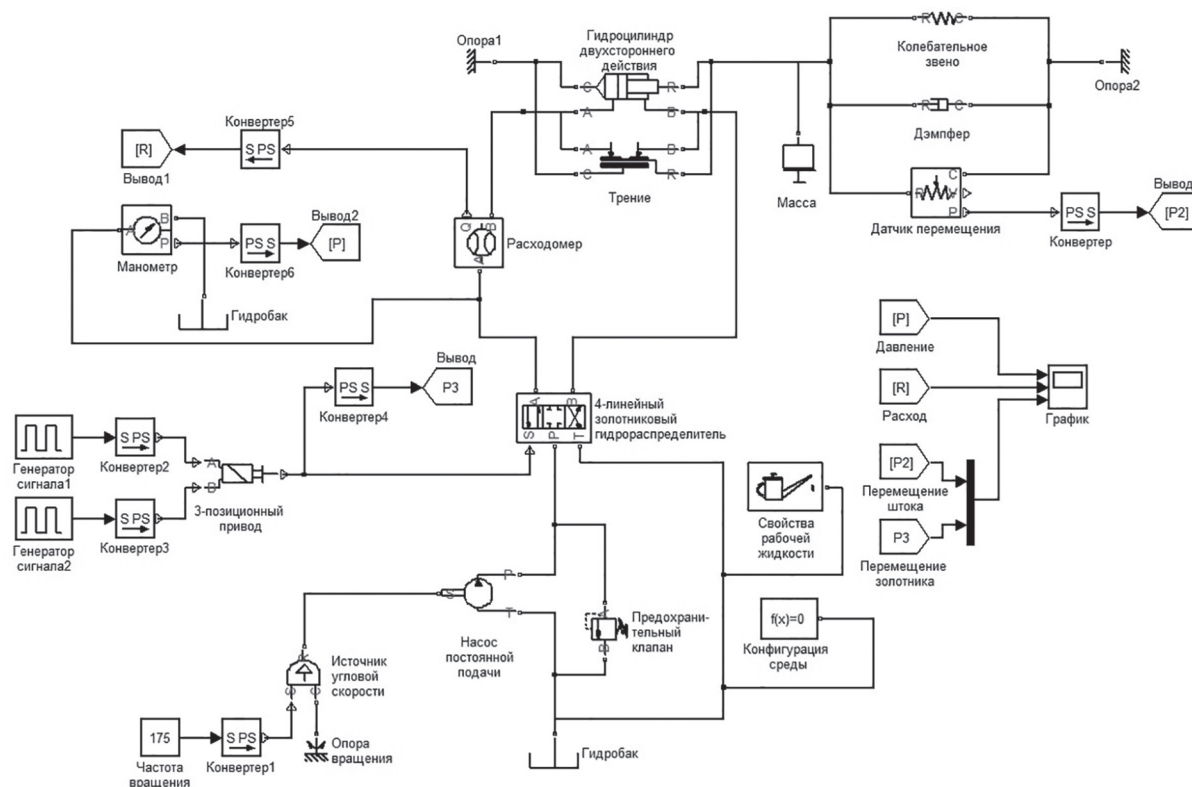


Рис. 7. Общая структурная модель гидравлической системы с датчиками

ся в разделе Hydraulic библиотеки Foundation Library и позволяет через диалоговое окно непосредственно вводить основные параметры и характеристики рабочей жидкости [3, 12, 14]. Блок типовых гидравлических жидкостей располагается в той же библиотеке Simulink и через диалоговое окно позволяет выбрать марки рабочей жидкости, которые представлены в базе данных вычислительной системы, а также установить рабочую температуру жидкости и относительное содержание нерастворенного газа. При этом значения кинематического коэффициента вязкости, плотности и модуля объемной упругости жидкости устанавливаются автоматически и отображаются в соответствующих полях диалогового окна в качестве справочной информации [14].

В имитационной модели каждый блок, определяющий работу любого гидравлического механизма, должен быть соединен в любом месте с блоком «Конфигурация среды» из библиотеки Utilities. Блок «Конфигурация среды» определяет настройки параметров решателя для моделирования блочной диаграммы SimHydraulics.

Для контроля результатов расчета выведем на один график сигналы о перемещении золотника гидрораспределителя и штока силового гидроцилиндра. Кроме того, важно следить, как изменяется расход рабочей жидкости через золотник гидрораспределителя и давление в рабочей полости силового гидроцилиндра.

Для того чтобы не загромождать структурную схему, воспользуемся блоками Goto и From из раздела библиотеки Simulink – Signal Routing.

Для вывода показаний давления в поршневой полости гидроцилиндра возьмем датчик давления (манометр) и подсоединим его к линии подачи жидкости в поршневую полость гидроцилиндра А, а другой конец подсоединим к блоку гидробака. Затем сигнал отправляем через конвертер, настроенный на МПа на блок Goto.

Подобным образом обстоит дело и с датчиком перемещения, который регистрирует движение штока гидроцилиндра. Одним концом присоединяем его к штоку R, а другим – к блоку «Опора». Конвертер настраиваем на метры.

Датчик расхода рабочей жидкости необходимо встроить в линию подачи жидкости в поршневую полость гидроцилиндра А, таким образом, чтобы весь расход жидкости проходил через него [13].

Результаты исследования и их обсуждение

Проведя расчет и проанализировав полученные из рис. 8 графики, можно увидеть, что имитационная модель работает адекватно. Так, из графиков видно, что при открытии и перемещении золотника гидрораспределителя вправо (позиция золотника находится в положительной зоне графика перемещения), давление и расход рабочей жидкости резко возрастают, и шток гидроцилиндра начинает перемещение. При выдвижении штока на 0,4 м, давление изменяется в диапазоне 0...0,9 МПа. При этом в начальный момент времени расход жидкости постоянен и составляет 0,875 л/с (определяется подачей насоса). При достижении штоком крайнего положения и наезде на жесткий стоп, давление возрастет до максимального значения 5,06 МПа, что обусловлено установкой предохранительного клапана в системе, а расход, соответственно, падает до нуля. Шток гидроцилиндра останавливается. При этом наблюдается переходный режим, выражающийся в небольших колебаниях позиции штока гидроцилиндра, величины давления и расхода рабочей жидкости, которые быстро затухают.

При перемещении золотника влево (позиция золотника находится в отрицательной

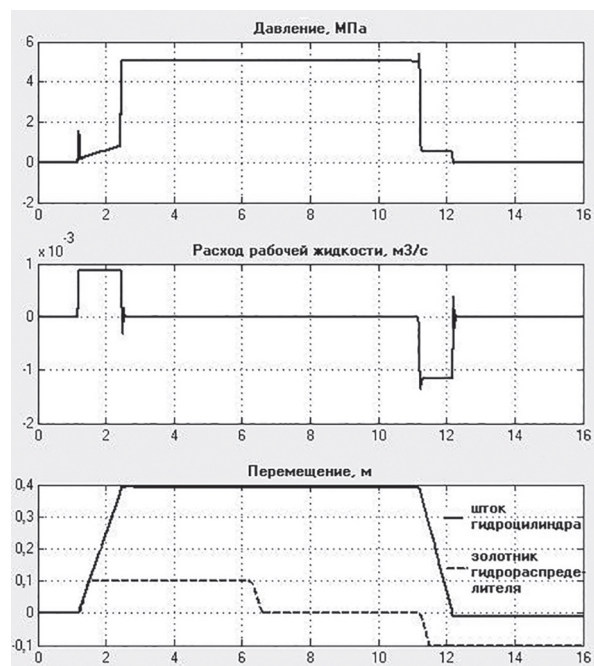


Рис. 8. Графики изменения давления, расхода рабочей жидкости и перемещений штока гидроцилиндра и золотника гидрораспределителя

зоне графика перемещения) давление резко убывает и шток гидроцилиндра начинает обратное движение. При этом расход рабочей жидкости в период времени 11...12,5 с постоянен и составляет $-1,15$ л/с, а величина давления находится в диапазоне 0,50...0,55 МПа. Отрицательное значение расхода говорит о том, что направление движения рабочей жидкости изменилось на обратное, то есть жидкость из полости гидроцилиндра идет на слив. Разница величин расхода рабочей жидкости при выдвигании и уборке штока объясняется различием площадей поршня в штоковой и бесштоковой полостях гидроцилиндра. При уборке штока скорость поршня определяется расходом, поступающим от насоса, а контролируемый расход – это расход, вытесняемый из бесштоковой полости, то есть контролируемый расход жидкости увеличивается. В момент остановки штока также наблюдаются колебания позиции штока гидроцилиндра, давления и расхода жидкости, которые быстро затухают.

Выводы

На основе разработанной модели объемного гидропривода были построены графики изменения давления, расхода жидкости, перемещения штока гидроцилиндра и золотника гидрораспределителя, проведен анализ переходных режимов гидросистемы, определены диапазоны варьирования выбранных факторов.

Таким образом, разработана имитационная модель объемного гидропривода на базе стандартных библиотек вычислительной системы MATLAB Simulink, в которой были учтены: изменение модуля упругости жидкости в зависимости от давления в гидросистеме, параметры рабочей жидкости, жесткий стоп при достижении крайних положений штоком гидроцилиндра, трение между подвижными частями в силовом гидроцилиндре. Программа позволяет моделировать управляющие сигналы, подаваемые на блок управления приводом, имитировать нагрузку, действующую на шток гидроцилиндра, проводить демонстрацию в виде графиков и осциллограмм, упрощает анализ переходных процессов в гидросистеме, а также позволяет подбирать рациональные конструктивные параметры составляющих элементов объемного гидропривода на этапе проектирования. Кроме того, разработанная модель может служить базой для моделирования более сложных по составу и функцио-

нированию гидросистем путем добавления дополнительных блоков SimHydraulics и других библиотек Simulink MATLAB.

Литература

1. Гойдо М.Е. Проектирование объемных гидроприводов. М.: Машиностроение, 2009. 304 с.
2. Xiang Gao, Yiyong Yang, Xun Zhao, Chenfeng Li. Non-linear dynamic modelling of a switching valve driven by pulse width modulation in the hydraulic braking system of a vehicle // Proceedings of the institution of mechanical engineers part d-journal of automobile engineering. 2017. Vol. 231 issue 11. P. 1511–1529.
3. Даршт Я.А. Имитационные модели гидроаппаратов // Автоматизация и современные технологии. 2005. № 3. С. 28–30.
4. Пятаев М.В. Моделирование параметров турбулизатора пневматического распределителя семян // АПК России. 2013. Т. 65. С. 55–55.
5. Попов А.Ю. Распределение воздушного потока в зоне сбрасывания лишних семян высеваше-го аппарата избыточного давления // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 2. С. 31–34.
6. Попов А.Ю. Исследование высеваше-го аппарата избыточного давления с принудительной герметизацией семенной камеры // Научный журнал КубГАУ № 68(04). Режим доступа: <http://ej.kubagro.ru/2011/04/pdf/34.pdf> (дата обращения 11.01.2018).
7. Попов А.Ю. Подача семян кукурузы пневматическим высеваше-м аппаратом избыточного давления // Вестник аграрной науки Дона. 2009. № 2. С. 48–53.
8. Попов А.Ю. Совершенствование конструкции пневматического высеваше-го аппарата избыточного давления // Известия ВУЗов. Северо-Кавказский регион. Технические науки. 2009. № 4. С. 76–79.
9. Попов А.Ю. Элементы теории пневматического высеваше-го аппарата избыточного давления // Вестник аграрной науки Дона. 2009. № 1. С. 22–28.
10. Анисимов А.В., Лиходед К.А. Программный комплекс моделирования гидроприводов различного назначения «Hydrocad» // Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Серия: Технические науки. 2010. № 4. С. 21–27.
11. Даршт, Я.А., Куванов К.Е., Пузанов А.В., Холкин И.Н. Flow-3d в проектировании машиностроительной гидравлики // САПР и Графика. 2000. № 8. С. 50–55.

12. Юсупов Р.Х., Воронин Е.А., Юсупов В.Р., Котов Е.А., Овчинников Н.А. Моделирование динамики движения мобильного робота // Вестник ФГБОУ ВПО МГАУ. 2012. № 2 (53). С. 36–41.
13. Попов А.Ю. Динамическое моделирование гидравлических систем в программном комплексе Simulink // Совершенствование технических средств в растениеводстве: Межвузовский сборник научных трудов. Зерноград: ФГБОУ ВПО АЧГАА, 2013. С. 47–55.
14. Руппель А.А., Сагандыков А.А., Коротов М.С. Моделирование гидравлических систем в MATLAB. Омск: СибАДИ, 2009. 172 с.
1. Gojdo M.E. Proektirovanie ob'emnyh gidroprivodov [Design of volumetric hydraulic drives]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2009. 304 p.
2. Xiang Gao, Yiyong Yang, Xun Zhao, Chenfeng Li. Non-linear dynamic modelling of a switching valve driven by pulse width modulation in the hydraulic braking system of a vehicle. Proceedings of the institution of mechanical engineers part d-journal of automobile engineering. 2017. Vol. 231 issue 11. P. 1511–1529.
3. Darsht YA.A. Simulation models of hydraulic devices. Avtomatizaciya i sovremennye tekhnologii. 2005. No 3, pp. 28–30 (in Russ.).
4. Pyataev M.V. Modeling of parameters of a turbulator of a pneumatic seed distributor. APK Rossii. 2013. Vol. 65, pp. 55–55 (in Russ.).
5. Popov A.YU. The distribution of air flow in the drop zone of excess seeds of the sowing device of excess pressure. Traktory i sel'hozmashiny. 2016. No 2, pp. 31–34 (in Russ.).
6. Popov A.YU. Issledovanie vysewayushchego aparata izbytochnogo davleniya s prinuditel'noj germetizaciej semennoj kamery. Nauchnyj zhurnal KubGAU No 68(04) (in Russ.). URL: <http://ej.kubagro.ru/2011/04/pdf/34.pdf> (data obrashcheniya 11.01.2018).
7. Popov A.YU. Feeding of corn seeds with pneumatic sowing device of excess pressure. Vestnik agrarnoj nauki Dona. 2009. No 2, pp. 48–53 (in Russ.).
8. Popov A.YU. Improving the design of the pneumatic sowing device of excess pressure. Izvestiya VUZov. Severo-Kavkazskij region. Tekhnicheskie nauki. 2009. No 4, pp. 76–79 (in Russ.).
9. Popov A.YU. The elements of the theory of pneumatic sowing device of excess pressure. Vestnik agrarnoj nauki Dona. 2009. No 1, pp. 22–28 (in Russ.).
10. Anisimov A.V., Lihoded K.A. The program complex for modeling hydraulic drives of various purposes «Hydrocad». Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij. Severo-Kavkazskij region. Seriya: Tekhnicheskie nauki. 2010. No 4, pp. 21–27 (in Russ.).
11. Darsht, YA.A., Kuvanov K.E., Puzanov A.V., Holkin I.N. Flow-3d in the design of machine-building hydraulics. SAPR i Grafika. 2000. No 8, pp. 50–55 (in Russ.).
12. YUusupov R.H., Voronin E.A., YUusupov V.R., Kотов E.A., Ovchinnikov N.A. Modeling the movement dynamics of a mobile robot. Vestnik FGBOU VPO MGAU. 2012. No 2(53), pp. 36–41 (in Russ.).
13. Popov A.YU. Dynamic modeling of hydraulic systems in the Simulink software complex. Sovershenstvovanie tekhnicheskikh sredstv v rastenievodstve: Mezhvuzovskij sbornik nauchnyh trudov [Perfection of technical facilities in the plant growing: Interuniversity collection of scientific works]. Zernograd: FGBOU VPO ACHGAA, 2013, pp. 47–55 (in Russ.).
14. Ruppel' A.A., Sagandykov A.A., Korytov M.S. Modelirovanie gidravlicheskih sistem v MATLAB [Modeling of hydraulic systems in MATLAB]. Омск: СибАДИ Publ., 2009. 172 p.

References

О ВЛИЯНИИ СВОЙСТВ МАТЕРИАЛОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ОЧЕСЫВАЮЩЕЙ ЖАТКИ, НА КАЧЕСТВО ВЫПОЛНЯЕМОГО ПРОЦЕССА

THE INFLUENCE OF THE PROPERTIES OF MATERIALS USED TO MAKE THE WORKING BODIES OF THE STRIPPER HEADER ON THE QUALITY OF THE PERFORMED PROCESS

М.А. БУРЬЯНОВ, к.т.н.
И.В. ЧЕРВЯКОВ
А.И. БУРЬЯНОВ, д.т.н.

Федеральное государственное бюджетное научное
учреждение «Аграрный научный центр «Донской»»,
Зерноград, Россия, burjanov2015@yandex.ru

M.A. BUR'YANOV, PhD in Engineering
I.V. CHERVYAKOV
A.I. BUR'YANOV, DSc in Engineering

Federal State Budget Scientific Institution «Agrarian
Science Center «Donskoy», Zernograd, Russia,
burjanov2015@yandex.ru

Цель исследований – разработка основных положений методики определения влияния свойств материалов, на примере стали и СВМПЭ, при их применении для изготовления или покрытия наружной и внутренней поверхности обтекателя и очесывающих зубьев жатки, на качество выполняемого ею процесса. В статье использованы зависимости и закономерности, являющиеся составными частями разработанной ранее математической модели процесса очеса зерновых культур однобарабанной жаткой. В результате решения уравнений получены данные о нормальной и тангенциальной составляющих скорости движения колоса и зерна после контакта с испытуемыми поверхностями. При контакте с наружной поверхностью обтекателя отдается предпочтение материалу, движение по которому сопровождается меньшим значением силы трения. При отскоке от очесывающего зуба и внутренней поверхности обтекателя лучшим является материал, скорость отскока зерна от которого выше. Значение нормальных усилий, прижимающих колос озимой пшеницы к контактирующей поверхности, определяли на экспериментальной установке, моделирующей процесс очеса жаткой. Коэффициенты трения покоя и движения и коэффициент восстановления при контакте с поверхностями из стали и СВМПЭ колосов и зерна озимой пшеницы определяли при ее влажности 9 %. Установлено, при скорости жатки 3 м/с сила трения, прижимающая колос к наружной поверхности обтекателя из СВМПЭ, в 1,75 раза меньше, чем из стали. После контакта с зубом скорость отскока зерна выше, если он изготовлен из стали. Для принятых характеристик убираемых растений и режимов работы жатки, при контакте зерна с внутренней поверхностью обтекателя из СВМПЭ в пределах угла трения, потеря скорости зерна после соударения меньше, чем по стали, за исключением контакта при прямом ударе. Компенсация снижения скорости при прямом ударе о внутреннюю поверхность обтекателя, выполненного из СВМПЭ, может достигаться изменением угла наклона очесывающих зубьев на барабане.

Ключевые слова: очес, жатка, материал рабочих органов жатки, зерновые колосовые, удар, энергия восстановления, потери.

The aim of the investigations is to develop the main provisions of the procedure for determining the influence of material properties on the example of steel and ultra-high molecular weight polyethylene (UHMW PE) when they are used to fabricate or cover the outer and inner surfaces of the fairing and the combing teeth of the header, on the quality of the process performed by it. The dependencies and regularities that are integral parts of the previously developed mathematical model of the process of combing grain crops with a single-barrel header are used in the article. As a result of solving the equations, data on the normal and tangential components of the speed of movement of the ear and grain after contact with the test surfaces were obtained. Upon contact with the external surface of the fairing that material would be preferred which the movement along is accompanied by a lower value of the frictional force. During a rebound from the combing tooth and the inner surface of the fairing, the best material is the speed of rebound of the grain from which is higher. The value of the normal forces pressing the ear of winter wheat to the contacting surface was determined in an experimental plant simulating the process of combing the reaper. The coefficient of static friction and motion and the coefficient of recovery upon contact with the surfaces of steel and UHMW PE ears and winter wheat's grains were determined at its moisture content of 9 %. It has been established that at a header speed of 3 m/s, the frictional force pressing the ear to the outer surface of the fairing from UHMW PE is 1.75 times less than on the steel. After contact with the tooth, the rebound speed of the grain is higher, if it is made of steel. For the accepted characteristics of the harvested plants and the operating conditions of the header, when the grains come into contact with the inner surface of the fairing from the UHMW PE within the friction angle, the loss of grain velocity after the collision is less than on the steel, with the exception of contact with direct impact. Compensation for the reduction in speed within a direct impact on the inner surface of the fairing which is made of UHMW PE can be achieved by varying the angle of inclination of the combing teeth on the drum.

Keywords: combing, header, material of the header working bodies, grain crops, impact, recovery energy, waste.

Введение

В последние годы в конструкциях уборочных машин наряду с использованием сталей все более широкое применение находят материалы из сверхвысокомолекулярных полиэтиленов, существенно отличающиеся от металлов физико-механическими характеристиками. Низкая плотность полиэтиленов, составляющая $0,94\text{--}1,0 \cdot 10^{-3}$ кг/м³, модуль упругости более чем на два порядка ниже, чем у стали, низкий коэффициент сухого трения от 0,075 до 0,11, высокая ударная и коррозионная стойкость, повышенная стойкость к истиранию делают эти материалы весьма привлекательными как для изготовления изделий из них, так и применения в качестве покрытий. Отдельные свойства высокомолекулярных полиэтиленов, такие как коррозионная стойкость и повышенная стойкость к истиранию, при их использовании в конструкции очесывающих жаток являются, безусловно, положительными с точки зрения улучшения качества их функционирования, другие требуют детального анализа. Для того чтобы дать количественную оценку влияния отдельных свойств материалов, применяемых в конструкции очесывающей жатки, предложено использовать разработанную нами математическую модель процесса взаимодействия ее рабочих органов с убираемыми растениями и их компонентами, полученными после контакта с очесывающими зубьями. Применение методических положений проиллюстрировано на примере использования в конструкции жатки материалов из стали и сверхвысокомолекулярного полиэтилена (СВМПЭ).

Процесс взаимодействия колоса с наружной поверхностью обтекателя рассмотрен в ряде работ [1, 2, 3]. Процесс состоит из двух фаз. Если удар прямой или косой при отклонении вектора скорости от нормали к поверхности в пределах угла трения – первая фаза, движение колоса по поверхности обтекателя вторая. Ситуация складывающаяся в первой фазе, рассмотрена в работе [3]. Установлено, что уборочный агрегат, который оборудован очесывающей жаткой, снабженной обтекателем из стали, может работать без потерь зерна в первой фазе на скоростях до 2–3 м/с, а с жаткой, обтекатель которой изготовлен из сверхвысокомолекулярного полиэтилена СВМПЭ, на скоростях – до 3,5 м/с. В данной работе приведены результаты исследований об оценке влияния свойств стали и СВМПЭ при контакте колоса с наруж-

ной поверхностью обтекателя во второй фазе с зубьями очесывающего барабана и продуктов очеса с его внутренней поверхностью при их движении в транспортирующем канале.

Цель исследований

Разработка основных положений методики определения влияния свойств материалов, на примере стали и СВМПЭ, при их применении для изготовления или покрытия наружной и внутренней поверхности обтекателя и очесывающих зубьев жатки на качество выполняемого ею процесса.

Материалы и методы

Во второй фазе на колос, непосредственно контактирующий с поверхностью обтекателя, действуют силы от стоящих впереди и наклоненных по ходу им растений. Поэтому теоретически рассчитать усилие, действующее на чешуйки колоса при его движении по поверхности обтекателя, практически невозможно. Из работы [4] следует, что нижняя кромка обтекателя жатки должна располагаться на уровне крепления колоса к стеблю растения минимальной высоты:

$$h_{\text{обт}} = h_2 \leq h_{\text{ц.б.}} = r + l \cdot \cos P_0 + h_3, \quad (1)$$

где $h_{\text{обт.}}$, h_2 , $h_{\text{ц.б.}}$, h_3 , l , r , P_0 – соответственно, высота положения нижней кромки обтекателя, м; длина стебля минимального по высоте растения, м; высота положения центра очесывающего барабана относительно поверхности поля, м; расстояние между поверхностью поля и концами зубьев барабана (ограничено минимально допустимым зазором, исключающим контакт зубьев с почвой), м; длина очесывающего зуба, м; радиус корпуса барабана, м; угол наклона зуба, рад.

Следовательно, угол начала очеса с учетом ярусности растений в пределах убираемого массива будет изменяться. Очевидно, что чем меньше длина стебля минимального по высоте растения и больше ярусность, тем больше усилие, прижимающее колос к обтекателю, а максимум будет в нижней его части.

Для его определения было изготовлено специальное устройство, монтируемое на лабораторной установке, имитирующей процесс очеса зерновых культур однобарабанной жаткой. Общий вид лабораторной установки приведен в работе [4], схема устройства приведена на рис. 1.

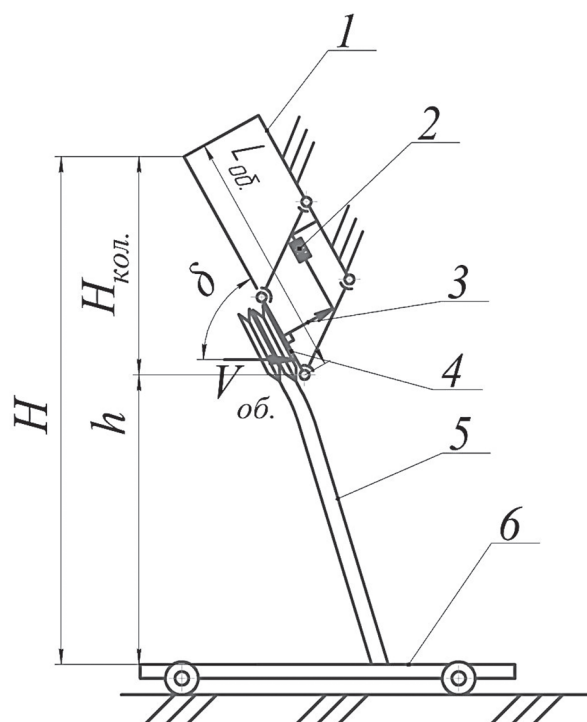


Рис. 1. Схема лабораторной установки для определения величины усилий, которые действуют на колос, движущийся по поверхности обтекателя:

1 – неподвижное основание; 2 – тензодатчик; 3 – толкатель; 4 – контактирующая с растениями поверхность; 5 – исследуемые растения; 6 – бегущее поле; h – высота расположения нижней кромки контактирующей поверхности, δ – угол наклона контактирующей поверхности; $V_{об.}$ – скорость движения, $L_{об.}$ – длина контактирующей поверхности обтекателя; $H_{кол.}$ – зона расположения колосьев

Поверхность 4 присоединена к корпусу обтекателя 5 с помощью параллелограммного механизма. Длина поверхности 4 выбрана равной средней длине колоса озимой пшеницы. Сигнал с тензометрического звена из аналогового преобразуется в цифровой и записывается на компьютер. Тензометрическое звено расположено так, что на него поступает сигнал, фиксирующий нормальную составляющую силы, которая прижимает колосья растений к поверхности обтекателя.

Сила трения определится из выражения:

$$F_{тр} = P_n \cdot K_{тр.дв.}, \quad (2)$$

где P_n – нормальная составляющая силы, прижимающей колос к поверхности обтекателя; $K_{тр.дв.}$ – коэффициент трения движения колоса о поверхность обтекателя.

При определении степени влияния материала, из которого изготовлена внутренняя

поверхность обтекателя, расчеты выполняли путем моделирования процесса, реализуемого жаткой на математической модели.

Математическая модель процесса очеса зерновых культур (рис. 2) представляет последовательную совокупность аналитических зависимостей, описывающих взаимодействие очесываемых растений с обтекателем жатки, зубьями очесывающего барабана, с последующим движением полученных в результате очеса отдельных компонентов очесанного вороха по зубу, в транспортирующем канале, а также зависимости, позволяющей определить среднюю скорость транспортируемого материала. Средняя скорость характеризует скорость движения зерна с учетом его взаимодействия с другими продуктами очеса, контакты с которыми в процессе движения приводят к ее снижению. Если эта скорость выше скорости витания зерна, то в данной точке ее вектор направлен в сторону ложа интегрирующего шнека. Более подробно о входящих в математическую модель блоков приведены описания, представленные в работах [1, 4, 5, 6, 7].

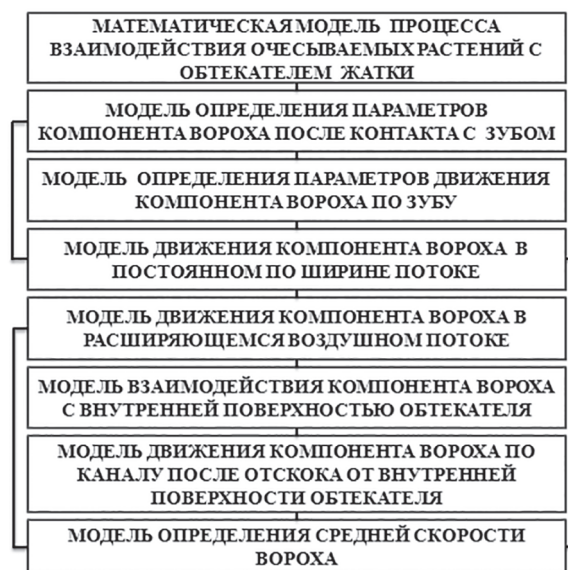


Рис. 2. Логическая схема математической модели процесса очеса зерновых культур однобарабанной жаткой

Для оценки влияния на качество процесса очеса свойств стали и СВМПЭ при использовании их для изготовления очесывающих зубьев рассмотрим схему взаимодействия колоса растения и выделенных из него зерен, представленную на рис. 3.

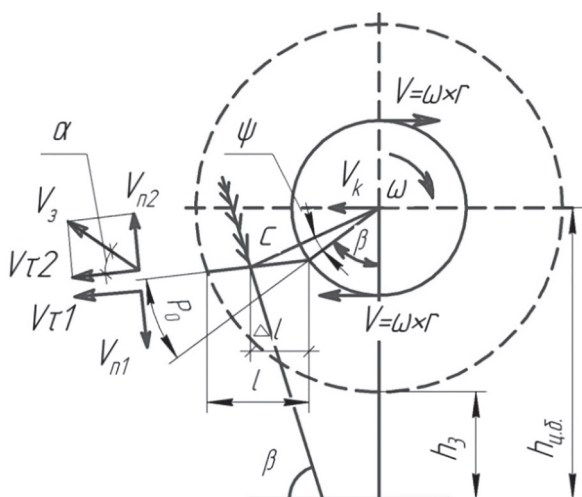


Рис. 3. Схема взаимодействия колоса с зубом, наклоненным вперед на угол P_0 , когда точка контакта расположена на удалении от начала зуба

После разрушения колоса выделенное из него зерно должно приобрести скорость, достаточную для его перемещения по транспортирующему каналу и попадания в ложе шнека.

Учитывая, что качество процесса отделения и разрушения колоса оценивается полученной в результате удара скоростью основной компоненты вороха-зерна, определяли ее нормальную и тангенциальную составляющие (см. рис. 3) по следующим зависимостям [4]:

$$V_{n2} = (K + 1) [\omega \cdot c \cdot \cos P_0 + V_K \cdot \cos(\beta + P_0)], \quad (3)$$

$$V_{\tau_2} = \omega \cdot c \cdot \sin P_0 + V_K \cdot \sin(\beta + P_0) + f[\omega \cdot c \cdot \cos P_0 + V_K \cdot \cos(\beta + P_0)](K+1), \quad (4)$$

где c – расстояние от точки контакта зуба с колосом до центра вращения, мм; K – коэффициент восстановления [8].

Так как направление скорости до удара по неподвижному колосу и после удара совпадают, то:

$$K = \frac{V_{n2}}{V_{n1}} = \sqrt{\frac{h'_2}{h'_1}}, \quad (5)$$

где h_1', h_2' – высоты падения и «подскока» зерна при эксперименте, м.

Зерно ударяется о зубья через облегающую его чешуйку. После выделения из колоса вследствие удара зубом зерно приобретает скорость за счет энергии восстановления. В выражении (3) это составляющая, равная произведению выражения в скобках на коэффициент восстановления. Но зерно отталкивается от зуба, который движется в том же направлении. Это относительное движение зерна. Абсолютная нормаль-

ная составляющая скорости движения зерна записывается в виде выражения (3). Вышеизложенное справедливо и для выражения (4).

Если угол наклона колоса больше угла трения и при этом произошло выделение зерна, возможно движение отделенного от колоса зерна по зубу, если нет, движение компоненты вороха в транспортирующем канале (см. рис. 2).

Очевидно, с позиций качества транспортирования зерна для изготовления зуба лучшим будет материал, после контакта с которым, зерно приобретет большую скорость.

При движении зерна по транспортирующему каналу наибольшая вероятность существенной потери скорости движущимся зерном при его контакте с внутренней поверхностью обтекателя. В данном случае лучшим будет тот материал, после контакта зерна с которым, потеря его скорости будет меньшей. Оценку потери скорости после контакта зерна с внутренней поверхностью обтекателя оценивали, основываясь на гипотезе сухого трения Ньютона [9, 10]:

$$V_{\tau 2} - V_{\tau 1} = \pm f(V_{n2} - V_{n1}), \quad (6)$$

где $V_{\tau 1}$, V_{n1} , $V_{\tau 2}$, V_{n2} – тангенциальная и нормальная составляющие скорости зерна до и после удара, м/с; f – коэффициент сухого трения колоса по зубу.

С учетом того, что направление скорости до удара и после удара не совпадает, выражение (6) может быть представлено в виде:

$$V_{\tau 2} = V_{\tau 1} - f \cdot V_{n1} \cdot (K + 1). \quad (7)$$

Подставляя значения f и K в (7)? находим материал, при использовании которого для изготовления внутренней поверхности обтекателя потеря скорости зерна при контакте с ним будет минимальной.

Численное значение скорости зерна после его отскока от рабочих органов жатки, при известных нормальной и тангенциальной составляющих, определяем по известной зависимости:

$$V_2 = \sqrt{V_{n2}^2 + V_{\tau 2}^2}. \quad (8)$$

Результаты и обсуждение

Во второй фазе колос движется по наружной поверхности обтекателя. Направление движения – по ходу наклона чешуек. Значение коэффициента трения движения колоса по испытуемым поверхностям приведено в табл. 1.

Таблица 1

Значение коэффициента трения движения зерна и колоса озимой пшеницы сорта Дмитрий по стали и СВМПЭ

Материалы	Зерно	Колос (по ходу наклона чешуек)
Сталь шлифованная	0,20	0,25
СВМПЭ	0,17	0,18

В таблице 2 приведены полученные на лабораторной установке (см. рис. 1) статистические характеристики нормальной составляющей, прижимающей колос к контактирующей поверхности обтекателя при различных параметрах скорости уборочного агрегата.

Вычисленные по выражению (2) значения силы трения при движении колосьев по поверхностям обтекателя, выполненным из СВМПЭ и стали при скоростях движения жатки от 1, до 3 м/с приведены в таблице 3.

Таблица 2

Статистические характеристики нормальной составляющей, прижимающей колос к контактирующей поверхности обтекателя при различной скорости уборочного агрегата

Скорость движения очесывающего агрегата, м/с	Среднее нормальное усилие от колосьев растений на обтекатель, Н	Дисперсия, D	Стандартное отклонение, σ	Коэффициент вариации, v, %	Ошибка средней, S	Относительная ошибка средней, S, %
1,0	6,43	0,48	0,69	11%	0,10	1,5
2,0	7,86	0,97	0,99	13%	0,14	1,8
3,0	11,75	1,16	1,08	9%	0,15	1,3

Таблица 3

Значение силы трения при движении колосьев по обтекателью при разных скоростях движения обтекателя и материалов, из которых он изготовлен

Материал	$F_{тр.}, Н$, при скорости		
	1,0 м/с	2,0 м/с	3,0 м/с
СВМПЭ	1,16	1,42	2,12
Сталь	1,61	1,97	2,94

По данным работы [11] сорта пшеницы по прочности закрепления чешуек на колосе разделяют:

- на осыпающиеся, выдерживающие нагрузку 2,3–4,4 Н;
- на неосыпающиеся, выдерживающие нагрузку 5,2–7,3 Н;
- с тугим обмолотом, выдерживающие нагрузку 12,8 Н.

Из представленных данных видно, что применение СВМПЭ для изготовления покрытия наружной поверхности обтекателя позволит избежать потерь зерна при движении колоса по его поверхности при скорости уборочного агрегата 3 м/с на уборке всех сортов пшеницы. При работе агрегата с жаткой, обтекатель которой выполнен из стали, его скорость на уборке пшеницы осыпающихся сортов не должна превышать 2 м/с.

При контакте колоса с очесывающим зубом происходит отрыв чешуйки и одновременный удар по выделенным зернам; это явление происходит в любой точке зуба, если угол наклона колоса от нормали к поверхности зуба не превышает угла трения. При наклоне колоса на угол больше угла трения колос скользнет к концу зуба и сойдет с него либо – к его началу, где и произойдет очес. То есть очес протекает только при прямом или косом ударе в пределах угла трения. Для оценки влияния материала, применяемого для изготовления зуба, на величину составляющих скорости зерна в качестве примера приняли режим и параметры очесывающего барабана, приведенные в работе [4]: частота вращения 50 с^{-1} , угол наклона зуба $0,35 \text{ рад}$, $\beta = 0,795 \text{ рад}$, скорость движения комбайна $V_k = 2,3 \text{ м/с}$. При таком режиме работы жатки численное значение выражения в квадратных скобках в уравнении (3) будет равно $13,67 \text{ м/с}$. В выражении (4) первое слагаемое в скобках равно $7,1 \text{ м/с}$, а второе слагаемое в скобках – $13,67 \text{ м/с}$. После подстановки значений получим:

$$V_{n2} = 13,67 \cdot (K + 1), \quad (9)$$

$$V_{\tau 2} = 7,1 + f(13,67) \cdot (K + 1). \quad (10)$$

Коэффициент восстановления зерна определяли по правилу (5), сбрасывая его с высоты на

испытываемый материал. При контакте со стальной поверхностью коэффициент восстановления равен 0,3, а при контакте с СВМПЭ – 0,2. Значения коэффициента трения покоя зерна и колоса на поверхности из стали и СВМПЭ приведены в табл. 4.

Таблица 4

Значения коэффициента трения покоя зерна и колоса озимой пшеницы сорта Дмитрий при контакте с поверхностями из стали и СВМПЭ

Материал обтекателя	Зерно	Колос
Сталь шлифованная	0,44	0,53
СВМПЭ	0,26	0,27

После подстановки значений коэффициентов восстановления и коэффициентов трения покоя в выражения (9) и (10) для зерна, контактирующего с зубом изготовленным из стали:

$$V_{n2} = 1,3 \cdot 13,67 = 17,8 \text{ м/с}; \quad (11)$$

$$V_{\tau 2} = 7,1 + 0,44 \cdot 13,67(0,3 + 1) = 14,9 \text{ м/с}. \quad (12)$$

Скорость движения зерна после схода с зуба, выполненного из стали, определенная по выражению (8), составит 23,2 м/с.

Для зубьев, изготовленных из СВМПЭ:

$$V_{n2} = 1,2 \cdot 13,67 = 16 \text{ м/с}; \quad (13)$$

$$V_{\tau 2} = 7,1 + 0,26 \cdot 13,67 \cdot 1,2 = 11,4 \text{ м/с}. \quad (14)$$

После подстановки полученных данных в уравнение (8) скорость зерна после отскока от зуба, выполненного из СВМПЭ, составит 19,6 м/с. Это на 17,5 % меньше, чем при отскоке от зуба, выполненного из стали. При скольжении колоса по зубу очес его возможен только при перемещении в начало зуба и также только в пределах угла трения.

Из приведенных данных, при принятых параметрах и режимах очесывающей жатки, применение очесывающих зубьев, изготовленных из стали, позволяет повысить скорость зерна после его отскока и, тем самым, снизить вероятность его потерь.

При контакте зерна, движущегося по транспортирующему каналу, внутренняя поверхность которого неподвижна, справедливо правило (6) [9, 10]. В зависимости от направления движения зерна по транспортирующему каналу и формы его внутренней поверхно-

сти возможен, но менее вероятен прямой удар зерна о его неподвижную поверхность, тогда:

$$V_{n2} = -K \cdot V_{n1}. \quad (15)$$

Тангенциальная составляющая при этом равна нулю.

При прямом ударе, как видно из выражения (15), скорость зерна после удара пропорциональна коэффициенту восстановления. Если внутренняя поверхность обтекателя выполнена из стали, то потеря скорости зерна после отскока от нее составит 70 %, а если – из СВМПЭ, то 80 %. Прямой удар, как показали ранее выполненные исследования, маловероятен, а изменение ситуации при сложившихся характеристиках хлебостоя в пользу того или иного материала, например СВМПЭ, может корректироваться изменением угла наклона очесывающих зубьев [12] путем подстановки его новых значений в выражения (3) и (4).

При косом ударе, когда отклонение вектора скорости от нормали к поверхности контакта находится в пределах угла трения в соответствии с выражением (7), в расчетах учитываем коэффициент восстановления и коэффициент трения покоя. Точку контакта с внутренней поверхностью обтекателя с координатами $X = 0,4$ м; $Y = 0,2$ м и составляющими скорости зерна $V_{n1} = 16,9$ м/с и $V_{\tau 1} = 13,7$ м/с до контакта с ней определили на основании расчетов, выполненных по методу, который изложен в работе [5].

Если внутренняя поверхность обтекателя выполнена из стали, то после контакта с ней тангенциальная и нормальная составляющие скорости составят:

$$V_{n2} = 0,3 \cdot V_{n1} = 5,07 \text{ м/с}; \quad (16)$$

$$V_{\tau 2} = V_{\tau 1} - 0,44(0,3 + 1) = V_{\tau 1} - 0,57 \cdot V_{n1} = 13,7 - 9,63 = 4,07 \text{ м/с}. \quad (17)$$

Тангенциальная и нормальная составляющие скорости зерна после отскока от внутренней поверхности обтекателя, выполненной из СВМПЭ:

$$V_{n2} = 0,2 \cdot V_{n1} = 3,38 \text{ м/с}; \quad (18)$$

$$V_{\tau 2} = V_{\tau 1} - 0,26 \cdot V_{n1}(0,2 + 1) = V_{\tau 1} - 0,312 \cdot V_{n1} = 13,7 - 5,27 = 8,43 \text{ м/с}. \quad (19)$$

Тогда после подстановки в (8) скорость отскока зерна от поверхности обтекателя из стали составит 6,5 м/с, а из СВМПЭ – 8,5 м/с. Следовательно, скорость отскока зерна при

косом ударе о внутреннюю поверхность обтекателя, выполненного из СВМПЭ, выше, чем из стали.

Если после первого отскока от внутренней поверхности обтекателя происходит повторное столкновение зерна с ним, тогда для определения его скорости необходимо проводить расчеты, подставляя в качестве исходных численные значения, полученные в результате вычислений по выражениям (16)–(19). Численные значения скорости зерна после отскока необходимо выполнять, подставляя полученные значения V_{n2} и $V_{\tau2}$ в (8).

Как видно из приведенных выше результатов вычислений по предложенной методике, при принятых режимах и зонах очеса применение СВМПЭ целесообразно для изготовления или покрытия наружной и внутренней поверхности обтекателя.

Заключение

Приведенные выше примеры, выполненные с использованием основных методических положений, которые предложены для оценки влияния свойств стали и СВМПЭ, применяемых при изготовлении рабочих органов очесывающей жатки, позволяют сделать вывод о целесообразности использования СВМПЭ для изготовления или покрытия наружной и внутренней поверхности обтекателя.

Установлено, что уборочный агрегат с очесывающей жаткой, снабженной обтекателем, который изготовлен из стали, может работать без потерь зерна при скольжении колоса по его наружной поверхности на скорости до 2–3 м/с, а с жаткой, обтекатель которой изготовлен из сверхвысокомолекулярного полиэтилена (СВМПЭ, на скорости – до 3,5 м/с.

Для принятых при расчетах условий и режимов работы жатки при прямом ударе зерна о внутреннюю поверхность обтекателя скорость его отскока от поверхности, выполненной из стали, снижается на 70 %, а из СВМПЭ – на 80 %. При косом ударе скорость отскока зерна от поверхности обтекателя из стали составит 6,5 м/с, а из СВМПЭ – 9,55 м/с. Прямой удар, как показали ранее выполненные исследования, маловероятен, а изменение ситуации при сложившихся характеристиках хлебостоя в пользу того или иного материала, например СВМПЭ, может корректироваться изменением угла наклона очесывающих зубьев.

Если после первого отскока от внутренней поверхности обтекателя происходит повторное столкновение зерна с ним, тогда для определения его скорости необходимо проводить расчеты, подставляя в качестве исходных численные значения, полученные в результате вычислений по выражениям (16)–(19) либо (20)–(23) и (8).

Как видно из приведенных выше результатов вычислений по предложенной методике, при принятых режимах и зонах очеса применение СВМПЭ для изготовления или покрытия наружной и внутренней поверхности обтекателя предпочтительнее, чем стали. Для гарантированного утверждения этого вывода следует провести расчеты для всего диапазона зоны очеса в интервале от 0 до 1,57 рад и различных характеристик хлебостоя.

Литература

1. Бурьянов М.А., Бурьянов А.И., Костыленко О.А. Методика обоснования параметров обтекателя однобарабанной очесывающей жатки // Тракторы и сельхозмашины. 2015. № 7. С. 19–23.
2. Бурьянов М.А., Бурьянов А.И., Червяков И.В., Костыленко О.А. О влиянии морфологических признаков растений озимой пшеницы на выбор режимов работы очесывающей жатки // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 6. С. 43–51.
3. Бурьянов А.И., Бурьянов М.А., Червяков И.В. Метод и результаты оценки влияния энергии восстановления зерна, контактирующего в колосе с обтекателем жатки, на его параметры и качество работы // Тракторы и сельхозмашины. 2018. № 2. С. 65–72.
4. Бурьянов М.А., Бурьянов А.И., Костыленко О.А. Методика математического моделирования взаимодействия растений зерновых культур с очесывающим барабаном жатки // Тракторы и сельхозмашины. 2015. № 9. С. 19–22.
5. Бурьянов М.А., Бурьянов А.И., Червяков И.В. Методика математического моделирования процесса движения зерна в транспортирующем канале очесывающей жатки // Тракторы и сельхозмашины. 2015. № 10. С. 27–30.
6. Бурьянов А.И., Бурьянов М.А. Определение скорости зернополовистого вороха в очесывающей жатке // Техника в сельском хозяйстве. 2012. № 5. С. 6–9.
7. Бурьянов М.А. Параметры и режимы процесса очеса зерновых культур навесной на комбайн жаткой: дис. канд. техн. наук: 05.20.01. Зерноград, 2011. 184 с.

8. Добронравов В.В., Никитин Н.Н., Дворников А.Л. Курс теоретической механики. М.: Изд-во «Высшая школа», 1966. с. 624.
9. Кобринский А.Е., Кобринский А.А. Виброударные системы (динамика и устойчивость). М.: «Наука», 1973. с. 591.
10. Кильчевский Н.А. Теория соударения твердых тел. Киев: Наукова думка, 1969. с. 246
11. Ганесев В.А. Устойчивость к осыпанию [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://fitonsemena.ru/page/page155.html>.
12. Патент № 2519831 РФ, МПК⁵¹ А01D 41/08 С2. Способ адаптации очесывающего барабана жатки к переменным характеристикам убираемого хлеба зерновых колосовых культур и устройство для его осуществления / Бурьянов А.И., Бурьянов М.А., Дмитренко А.И., Колесников Г.Е.; заявитель и патентообладатель: ГНУ СКНИИ-МЭСХ, № 2012114997/13; заявл. 16.04.2012; опубл. 20.06.2013, Бюл. № 17.
4. Bur'yanov M.A., Bur'yanov A.I., Kostylenko O.A. Method of mathematical modeling of interaction between plants of grain crops and stripper drum of a header. *Traktory u selkhoz mashiny*, 2015, no. 9, pp. 19–22 (in Russ.).
5. Bur'yanov M.A., Bur'yanov A.I., Chervyakov I.V. Method of mathematical modeling of grain moving process in conveying channel of stripper header *Traktory u selkhoz mashiny*, 2015, no. 10, pp. 27–30 (in Russ.).
6. Bur'yanov A.I., Bur'yanov M.A. Substantiation of grain-chaff heap speed in stripper header. *Tekhnika v sel'skom khozyaystve*. 2012, no.5, pp. 6–8. (in Russ.).
7. Bur'yanov M.A. Parametry i regimy processa ochesa zernovykh kultur navesnoi na kombain zharkoj [Parameters and modes of cereals stripping process with header hinging on combine. Cand. tech. sci. diss.] Zernograd, 2011, 184 p. (in Russ.).
8. Dobronravov V.V., Nikitin N.N., Dvornikov A.L. Kurs teoreticheskoy mekhaniki [Course of theoretical mechanics]. Moscow. Vysshaya shkola Publ., 1966, 624 p.
9. Kobrinskiy A.E., Kobrinskiy A.A. Vibroudarnye sistemy (dinamika i ustoychivost') [Vibro-impact systems (dynamics and stability)]. Moscow. Nauka Publ., 1973, 591 p.
10. Kil'chevskiy N.A. The theory of collision of solids. Kiev. Scientific thought, 1969, 246 p.
11. Ganeev V.A. Resistance to shattering URL: <http://fitonsemena.ru/page/page155.html>. (accessed 14.03.2018)
12. Bur'yanov A.I., Bur'yanov M.A., Dmitrenko A.I., Kolesnikov G.E. Sposob adaptatsii ochesyvayushchego barabana zhatki k peremennym kharakteristikam ubiraemogo khlebstoya zernovykh kolosovykh kul'tur i ustroystvo dlya ego osushchestvleniya. Patent RF, no. 2519831, 2013.

References

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ВИБРОЗАЩИТЫ АКТИВНОЙ СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ С ПИД-РЕГУЛИРОВАНИЕМ

COMPARATIVE EVALUATION OF THE EFFECTIVENESS OF THE VIBRATION PROTECTION OF THE ACTIVE SUSPENSION SYSTEM WITH PID CONTROL

В.А. КУЗЬМИН**З.А. ГОДЖАЕВ**, д.т.н.ФГБНУ «Федеральный научный агроинженерный центр
ВИМ», Москва, Россия, kuzmin.viktor92@mail.ru**V.A. KUZ'MIN,****Z.A. GODZHAEV**, DSc in EngineeringFederal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow,
Russian Federation, kuzmin.viktor92@mail.ru

Пневмоподвеска используется для гашения вибраций и обеспечения комфортных условий труда для оператора транспортного средства. Причиной повышенной вибрации трактора зачастую являются неправильно подобранные упругодемпфирующие характеристики подушек активной системы поддрессоривания, которые не справляются (или справляются крайне неэффективно) с колебаниями, поступающими от внешнего фона. Поскольку проведение эксперимента для динамического анализа пневмоподвески занимает много времени, то для получения параметров отклика пневмоподвески используют математические модели системы поддрессоривания транспортного средства. В данной статье приведена сравнительная характеристика систем поддрессоривания с цилиндрической пружиной и линейной пневматической рессорой в качестве системы поддрессоривания. Для проведения моделирования использовался программный комплекс Matlab/Simulink, в котором на основании ранее полученных значений эквивалентной жесткости была построена имитационная модель трактора. Так как трактор в данной модели рассматривается как линейная система, то была рассчитана его спектральная функция по спектру входных параметров неровностей пути и АЧХ трактора. Эти параметры использовались для анализа вибрационного отклика системы поддрессоривания для оценки эффективности системы и, как следствие, оценки комфорта оператора. Также был реализован алгоритм пропорционально-интегрально-дифференцирующего (ПИД) регулирования системы поддрессоривания в функции выходных параметров. В сравнительном исследовании показано, как линейная модель пневматической системы поддрессоривания, контролируемая ПИД-регулятором, способна гасить колебания, возникающие от неровностей дороги, и насколько она более эффективна чем пассивная система поддрессоривания транспортного средства с цилиндрической пружиной. Критерием эффективности в данной работе был показатель высоты перемещения остова трактора.

Ключевые слова: сравнительная оценка, пневмоподвеска, система поддрессоривания, ПИД-регулятор.

The pneumatic suspension is used to absorb vibration and provide comfortable labor conditions for transportation vehicle drivers. The cause of increased vibration of the tractor, often, are incorrectly matched elastic-damping characteristics of the cushions of the active suspension system, which can not cope (or cope extremely ineffectively) with fluctuations coming from the external background. Since the realization of an experiment for the dynamic analysis of pneumatic suspension takes a long time, the mathematical models of the vehicle suspension system are used to obtain the response parameters of the pneumatic suspension. In the given article the comparative characteristic of spring's systems with a cylindrical spring and a linear pneumatic spring as a suspension system is given. To carry out the simulation, the Matlab/Simulink software complex was used, in which, based on the previously obtained values of equivalent rigidity, a simulation of the tractor was built. Since the tractor in this model is considered as a linear system, its spectral function was calculated from the spectrum of the input parameters of the path unevenness and the frequency response of the tractor. These parameters were used to analyze the vibration response of the suspension system to assess the effectiveness of the system and, as a result, assessment of the operator comfort. The algorithm of the proportional integral differentiating (PID) regulation of the suspension system was implemented depending on their output parameters as well. The comparative study shows how the linear model of the pneumatic suspension system controlled by a PID-regulator is able to suppress fluctuations arising from road roughness and whether it is effective than a passive suspension system for a vehicle with a coil spring. The criterion of efficiency in this work was the indicator of the tractor's displacement height.

Keywords: comparative assessment, air-cushion suspension, cushion system, PID-regulator.

Введение

Конструкция системы поддрессирования оказывает прямое влияние на эксплуатационные свойства транспортного средства в т.ч. на комфорт оператора и эффективности работы транспортного средства. Известно [1, 2], что эффективность вождения и безопасность транспортного средства очень важны и могут быть усовершенствованы путем анализа результатов динамического моделирования системы поддрессирования автомобиля. Из-за того, что пневмоподвеска с электронным управлением имеет ряд неоспоримых преимуществ, таких как, например, регулируемая жесткость, то многие производители стали использовать ее в своих транспортных средствах. Использование пневматической активной системы поддрессирования вместо пассивной системы поддрессирования может в значительной степени снизить его вибрацию [3].

Метод исследования

Использовался метод математического моделирования с построением математической модели в программном комплексе Matlab/Simulink.

Экспериментальная часть

Схема пневмоподвески с указанием действующих на нее сил [3] представлена на рис. 1.

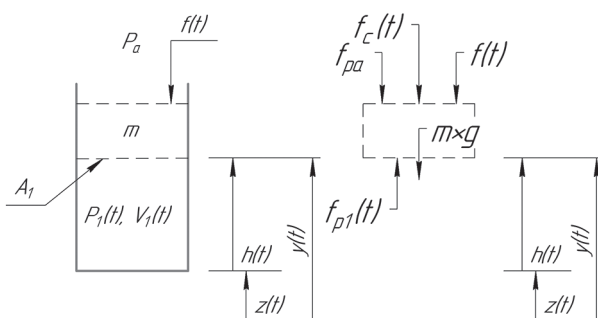


Рис. 1. Блок-схема пневмоподвески:

P_a – атмосферное давление, A_1 – площадь поперечного сечения подушки; $P_1(t)$, $V_1(t)$ – давление и объем подушки в текущий момент времени соответственно; $y(t)$, $h(t)$, $z(t)$ – расстояние от земли до поршня пневмоподушки, величина рабочего объема пневмоподушки и клиренс соответственно; $f(t)$ – частота вибрации в текущий момент времени; m – поддрессоренная масса

На основании схемы пневмоподвески, показанной на рис. 1, было выведено уравнение движения (1):

$$\ddot{y}(t) = \frac{1}{m} \left[k_{equ} \left[(y(t) - z(t)) - (y_0 - z_0) \right] - c \cdot (\dot{y}(t) - \dot{z}(t)) - f(t) \right] \quad (1)$$

Уравнение показывает, как коэффициент демпфирования пружины связан с площадью поршня (A_1), высотой пневмопружины (h_0) и внутренним давлением (p_1) [4].

В этом уравнении используется эквивалентная жесткость пружины, полученная для линейной модели пружины [5] в результате ее линеаризации относительно центра масс системы:

$$k_{equ} = \frac{n \cdot A_1 \cdot p_1}{h_0},$$

где n – частота вибрации транспортного средства.

Для упрощения расчетов влияние атмосферного давления и силы, возникающие вследствие термодинамических изменений, не учитывались.

Для обеспечения комфорта работы оператора решающим фактором является частота вибрации транспортного средства. Частота вертикальных колебаний должна быть приближена к собственной частоте человека, то есть колебаться в пределах от 1 до 1,6 Гц [5–8]. Для данной модели транспортное средство рассматривается как единая система, и его частота определяется по формуле:

$$n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_{equ}}{m}}.$$

Собственная частота пневмоподвески в данной модели $n = 1,53$ Гц.

Если транспортное средство рассматривается как линейная система, то можно рассчитать его спектральную функцию по спектру входных параметров неровностей пути и АЧХ транспортного средства. Эти параметры используются для анализа вибрационного отклика параметров системы и оценки комфорта работы оператора.

Результаты и обсуждения

Для создания модели подвески могут быть использованы как уравнения состояния, так и дифференциальные уравнения. В данной работе использовались дифференциальные уравнения, выполненные в программной среде Matlab/Simulink. Модель, показанная на рис. 2, была разработана в программной

среде Simulink. На ней представлена линейная модель $\frac{1}{4}$ части транспортного средства.

С помощью программного комплекса Matlab/Simulink была подготовлена профилограмма неровностей пути, представленная на рис. 3.

Проведя моделирование работы пассивной системы поддрессирования транспортного средства с цилиндрической пружиной, была получена профилограмма результирующего перемещения поддрессоренной части транспортного средства, представленная на рис. 4.

По сравнению с цилиндрической пружиной использование в качестве системы поддрессирования транспортного средства пневматической пружины позволяет уменьшить его вертикальные перемещения почти вдвое (см. рис. 5).

По результатам полученных перемещений поддрессоренной части транспортного средства с пневмоподвеской в Simulink был разработан ПИД-контроллер. Схема пневмоподвески с ПИД-контроллером представлена на рис. 6.

Контроллер с ПИД-регулированием обладает высоким быстродействием и надежностью. Этим объясняются его преимущества при управлении системой поддрессирования транспортного средства в режиме реального времени. Формируемый при этом сигнал управления имеет вид:

$$u = k_p \cdot e + k_i \int e dt + k_d \frac{de}{dt}, \quad (2)$$

где e – сигнал рассогласования, k_p – пропорциональный коэффициент, k_i – постоянная интегрирования, k_d – постоянная дифференцирования.

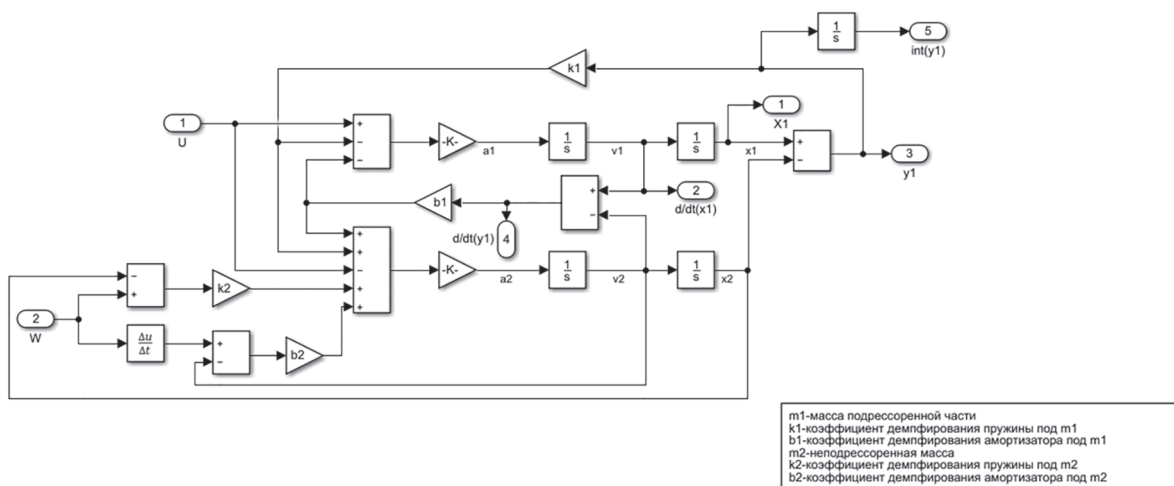


Рис. 2. Модель системы поддрессирования транспортного средства:

m_1, m_2 – масса поддрессоренной и неподдрессоренной части транспортного средства, соответственно;

k_1, k_2 – коэффициент демпфирования пружины под m_1 и m_2 , соответственно;

b_1, b_2 – коэффициент демпфирования амортизатора под m_1 и m_2 , соответственно

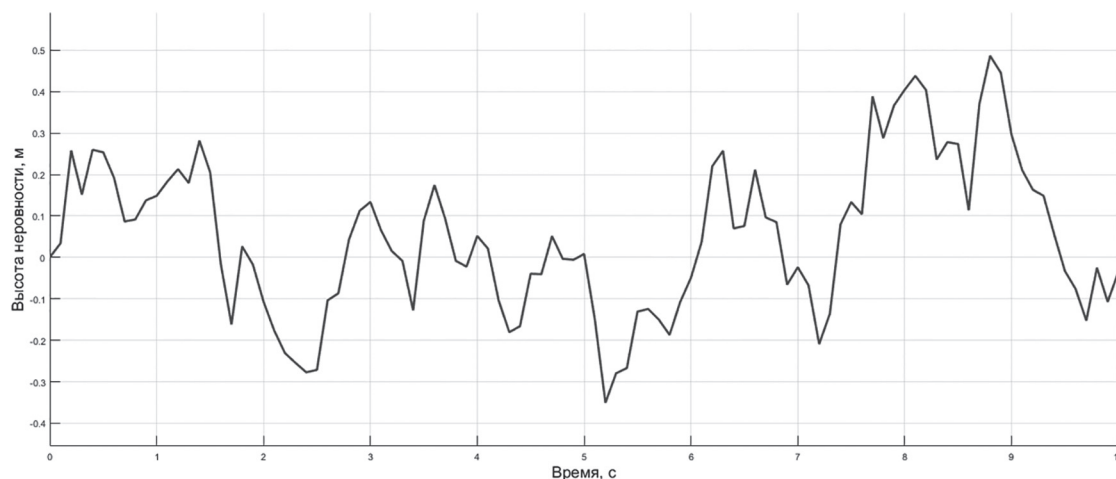


Рис. 3. Профилограмма неровности пути

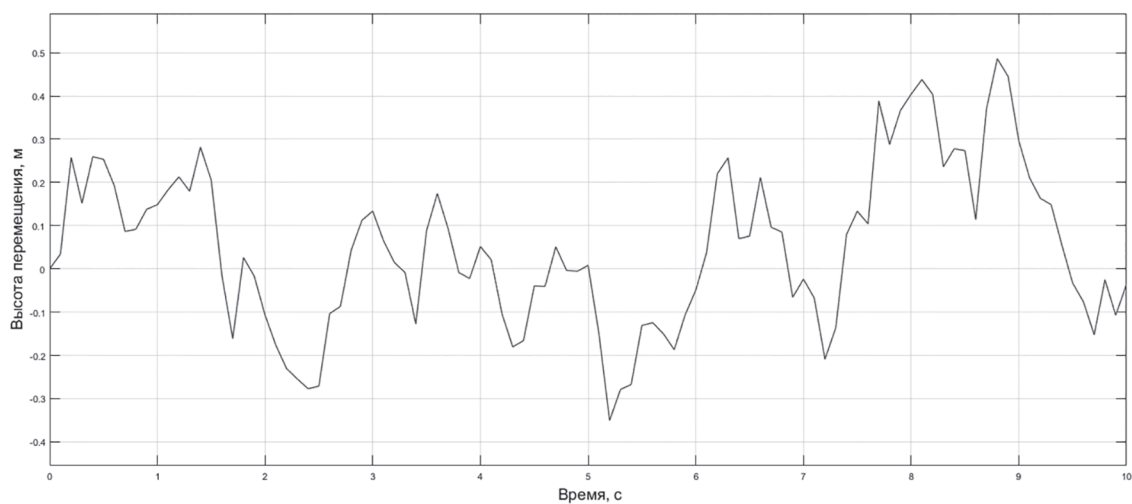


Рис. 4. Профилограмма результирующего перемещения поддрессоренной части транспортного средства с цилиндрической пружиной

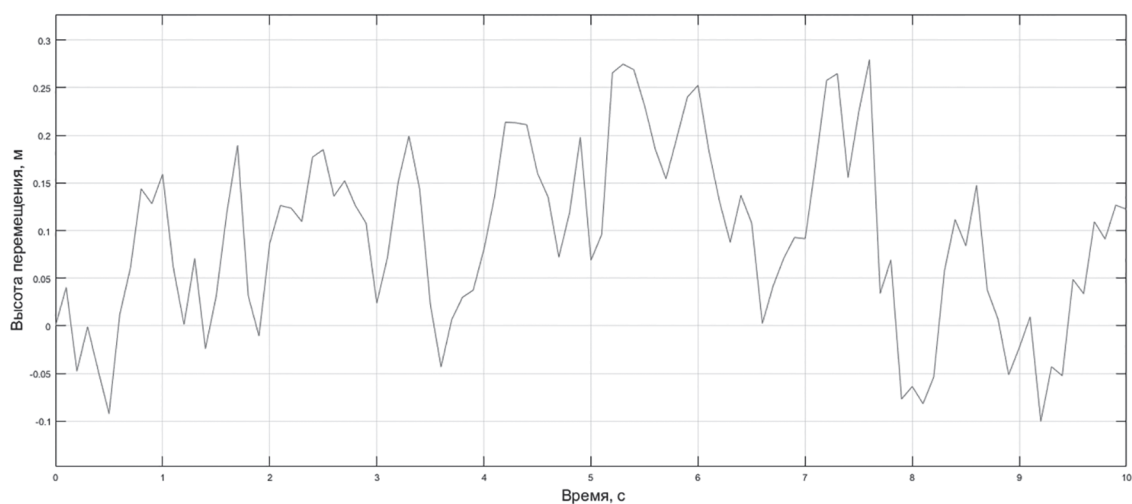


Рис. 5. Профилограмма результирующего перемещения поддрессоренной части транспортного средства с пневмоподвеской

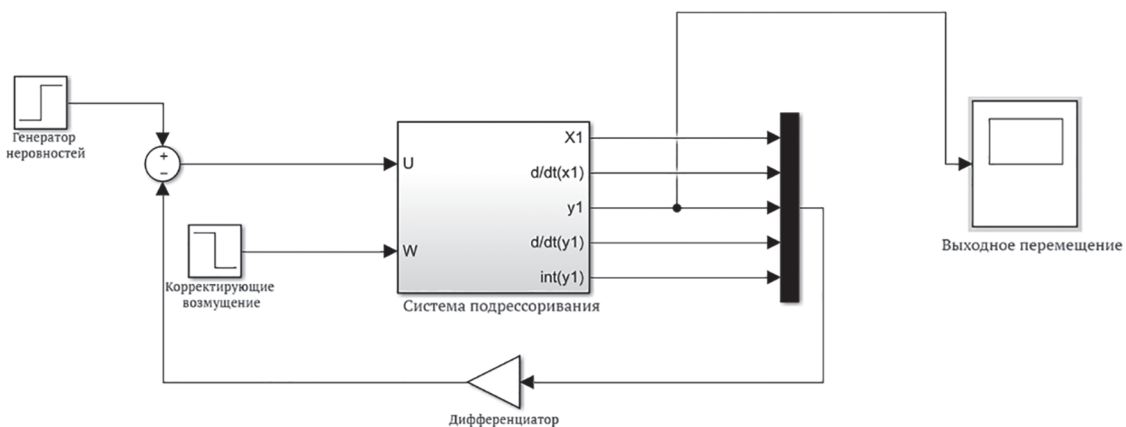


Рис. 6. Пневмоподвеска с ПИД-контроллером

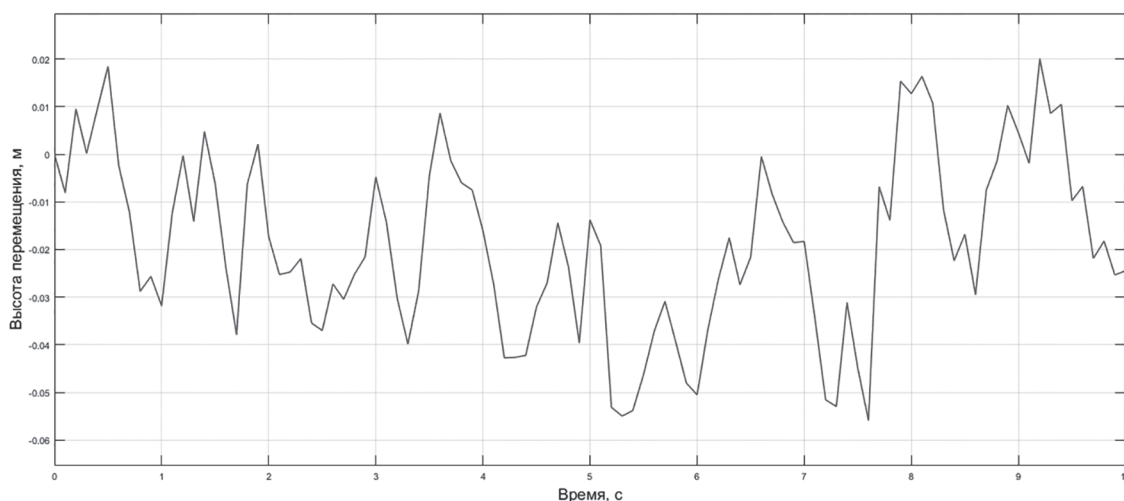


Рис. 7. Профилограмма зависимости высоты перемещения от времени для пневмоподвески с ПИД-контроллером

Полученный в (2) сигнал u отправляется на вход, оказывая при этом воздействие на систему поддрессирования. Выходной сигнал повторно отправляется на контроллер, который, принимая этот сигнал, вычисляет его производную, снова берет интеграл и отправляет в систему скорректированный сигнал u . Этот процесс продолжается все время, пока система активна.

На рис. 7 показаны полученные вертикальные колебания поддрессированной части транспортного средства при использовании ПИД-контроллера.

Итак, активное управление системой поддрессирования обеспечивает значительное уменьшение вибраций транспортного средства.

Заключение

По данным сравнительного математического моделирования были оценены с точки зрения вертикальных перемещений пассивная система поддрессирования транспортного средства, пассивная пневмоподвеска и пневмоподвеска с активным управлением посредством ПИД-контроллера. Как видно из приведенных графиков, наилучший результат показала пневмоподвеска с активным управлением посредством ПИД-контроллера. Она гораздо эффективнее пассивной системы поддрессирования. Уменьшение величины вибрации делает более комфортной работу оператора и увеличивает срок службы транспортного средства.

Из результатов динамического моделирования подвески видно также, что динамическое моделирование подвески является эффектив-

ным способом оценки работы системы поддрессирования. Этот метод позволяет легко изменять упругодемпфирующие характеристики системы поддрессирования и оценивать, насколько при этом изменяется величина вибрации поддрессированной части транспортного средства.

Литература

1. Кузьмин В.А., Федоткин Р.С. Расчетный метод оценки вибронагруженности кабины трактора с помощью имитационной модели // Будущее машиностроения России: Десятая Всероссийская конференция молодых ученых и специалистов (с международным участием). М., 2017. С. 516–519.
2. Кузьмин В.А., Овчаренко А.С., Федоткин Р.С. Экспериментальное исследование упругодемпфирующих характеристик виброизоляторов различных типов системы поддрессирования кабины колесного трактора // Будущее машиностроения России: Десятая Всероссийская конференция молодых ученых и специалистов (с международным участием). М., 2017. С. 520–523.
3. Шеховцов К.В. Снижение уровня вибронагруженности рабочего места оператора трактора за счет применения динамических гасителей колебаний в системе поддрессирования кабины: дис. ... канд. техн. наук: Москва, 2014. 159 с.
4. Савочкин В.А., Шишанов С.М. Основы линейной теории поддрессирования транспортных и тяговых гусеничных машин: учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобиле- и тракторостроение». М.: МГТУ «МАМИ», 2007. 93 с.

5. Годжаев З.А., Надеждин В.С., Красавин П.А., Фараджев Ф.А. К вопросу моделирования нелинейного пневмоупругого элемента пассажирского автобуса. Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2014. № 12. С. 308–322.
6. Годжаев З.А., Победин А.В., Шеховцов В.В., Ляшенко М.В., Соколов-Добрев Н.С. Перспективы использования динамических гасителей колебаний в подвесках тракторных кабин // Тракторы и сельхозмашины. № 11, 2014. С. 16–21.
7. Годжаев З.А., Гришин А.П., Гришин А.А., Гришин В.А. Беспилотное мобильное энергосредство сельскохозяйственного назначения // Тракторы и сельхозмашины. № 10, 2016. С. 41–44.
8. Kuz'min V.A., Fedotkin R.S. The calculation method for an assessment of the vibration load of the tractor cab using a simulation model. Budushchee mashinostroeniya Rossii: Desyataya Vserossijskaya konferenciya molodyh uchenykh i specialistov (s mezhdunarodnym uchastiem) [The Future of Mechanical Engineering of the Russia Federation The Tenth All-Russian Conference of Young Scientists and Specialists (with International Participation)]. Moscow: 2017, pp. 516–519 (in Russ.).
9. Kuz'min V.A., Ovcharenko A.S., Fedotkin R.S. Experimental investigation of the elastic-damping characteristics of the various types vibration isolators of suspension system for the wheeled tractor cab. Budushchee mashinostroeniya Rossii: Desyataya Vserossijskaya konferenciya molodyh uchenykh i specialistov (s mezhdunarodnym uchastiem) [The Future of Mechanical Engineering of the Russia Federation The Tenth All-Russian Conference of Young Scientists and Specialists (with International Participation)]. Moscow: 2017, pp. 520–523 (in Russ.).
10. Shekhovcov K.V. Snizhenie urovnya vibronagruzhenosti rabocheho mesta operatora traktora za schet primeneniya dinamicheskikh gasitelej kolebanij v sisteme podressorivaniya kabiny: dissertaciya na soiskanie uchenoj stepeni kandidata tekhnicheskikh nauk [Decrease in the level of vibration loading of the tractor operator's workplace due to the use of dynamic vibration dampers in the cabin suspension system: dissertation for a degree of the candidate of technical sciences]: 05.05.03. Moskva, 2014. 159 p.
11. Savochkin V.A., Shishanov S.M. Osnovy linejnoy teorii podressorivaniya transportnykh i tyagovykh gusenichnykh mashin. Uchebnoe posobie dlya studentov vuzov, obuchayushchihsya po special'nosti «Avtomobile- i traktorostroenie» [Fundamentals of the linear theory of the suspension of transport and traction caterpillar machines. Textbook for students of high schools, studying in the specialty «Automotive and tractor construction»]. Moscow: MG TU «AMI» Publ., 2007. 93 p.
12. Godzhaev Z.A., Nadezhdin V.S., Krasavin P.A., Faradzhev F.A. The question of modeling a nonlinear pneumoelastic element of the passenger bus. Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie MG TU im. N.E.H. Bauman. 2014. No 12, pp. 308–322 (in Russ.).
13. Godzhaev Z.A., Pobedin A.V., Shekhovcov V.V., Lyashenko M.V., Sokolov-Dobrev N.S. Prospects for the use of dynamic vibration dampers in the suspension of tractor cabins. Traktory i sel'hozmashiny. No 11, 2014, pp. 16–21 (in Russ.).
14. Godzhaev Z.A., Grishin A.P., Grishin A.A., Grishin V.A. Unmanned mobile agricultural energy facility. Traktory i sel'hozmashiny. No 10, 2016, pp. 41–44 (in Russ.).

References

ИСПЫТАНИЯ ЗАЩИТНОГО УСТРОЙСТВА ROPS ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАКТОРА Б10

TESTING OF THE PROTECTIVE DEVICE ROPS OF THE INDUSTRIAL TRACTOR B10

С.И. СЕРОВ¹Д.И. НАРАДОВЫЙ², К.Т.Н.И.П. ТРОЯНОВСКАЯ^{1,3}, Д.Т.Н.¹ Южно-Уральский государственный университет (НИУ), Челябинск, Россия² Уральский испытательный центр НАТИ, Чебаркуль, Россия³ Южно-Уральский государственный аграрный университет (ИАИ), Троицк, Россия, tripav63@mail.ruS.I. SEROV¹D.I. NARADOVYJ², PhD in EngineeringI.P. TROYANOVSKAYA^{1,3}, DSc in Engineering¹ South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation,² Ural Test Center NATI, Chebarkul, Russian Federation,³ South Ural State Agrarian University, Troitsk, Russian Federation, tripav63@mail.ru

Согласно требованиям технического регламента, все защитные устройства тракторных агрегатов подлежат обязательной сертификации. Одним из основных средств защиты оператора при опрокидывании является система ROPS. Согласно требованиям ГОСТа, проверка на соответствие защитных конструкций ROPS должна проводиться на основании натурных испытаний. Целью исследования являлась отработка методики проведения эксперимента и получение результата оценки соответствия требованиям безопасности защитного устройства ROPS кабины бульдозера Б10 (Б12) производства Челябинского тракторного завода. Испытания проводились в Уральском испытательном центре НАТИ. Для этого использовался специальный стенд, позволяющий испытывать защитные кабины тракторов общей массой до 110 тонн. Гидросистема стенда позволяла проводить процесс бокового нагружения ROPS пошагово, где каждый шаг соответствовал деформации конструкции 10 мм. На каждом шаге регистрировались действующие усилия и деформация конструкции. Накопленная конструкцией энергия рассчитывалась как площадь под кривой зависимости усилия от деформации. Требуемое ГОСТом усилие $F_y = 212,4$ кН было достигнуто при деформации 180 мм. Однако недостаток накопленной на том момент энергии потребовал продолжения бокового нагружения конструкции. Необходимая по ГОСТу энергия $U = 40867$ Дж была набрана при боковой деформации $\Delta = 270$ мм. Усилие при этом составило $F_y = 243$ кН. После снятия боковой нагрузки конструкция подверглась вертикальному статическому и продольному нагружению. В процессе всего эксперимента защитного устройства ROPS ремонт, исправление деформаций и приведение конструкции в порядок не допускались. Результаты испытаний конструкции ROPS кабины бульдозера Б10 (Б12) показали соответствие требованиям ГОСТа по безопасности. При деформации ROPS проникновение элементов защитной конструкции в зону ограниченного объема размещения водителя не наблюдалось.

Ключевые слова: ROPS, защитное устройство, опрокидывание трактора, нагружение ROPS, поглощенная энергия.

According to the requirements of the technical regulations, all protective devices of tractor units are subject to obligatory certification. One of the main protection frame of the operator when overturning is the ROPS system. According to the requirements of State standard (GOST), the test for a compliance with protective structures ROPS should be carried out on the basis of full-scale tests. The aim of the investigation was to develop the experimental procedure and to obtain the result of the assessment of the compliance with the safety requirements of the ROPS safety device of the bulldozer compartment B10 (B12) manufactured by the Chelyabinsk Tractor Plant. The tests were carried out at the Ural Test Center NATI. For this purpose, a special stand was used, allowing to test the protective cabs of tractors with a total mass of up to 110 tons. For this purpose, a special test bench was used, allowing to test the protective cabs of tractors with a total mass up to 110 tons. The hydraulic system of the test bench allowed to carry out the process of lateral loading ROPS step by step, where each step corresponded to the deformation of the construction 10 mm. At each step, the acting forces and deformation of the construction were registered. The accumulated energy of the construction was calculated as the area under the stress-strain curve. The required GOST force $F_y = 212,4$ kN was achieved with a deformation of 180 mm. However, the lack of the accumulated energy at that time required a continuation of the lateral loading of the construction. The required energy according to GOST $U = 40867$ J was collected during the lateral deformation $\Delta = 270$ mm. The force at that was $F_y = 243$. After removing the lateral load, the construction was subjected to vertical static and longitudinal loading. During the whole experiment of the protective device ROPS repair, correction of deformations and bringing the construction into order were not allowed. The results of tests of the ROPS cab construction of bulldozer B10 (B12) have showed the compliance with the GOST safety requirements. During the ROPS deformation, the penetration of the elements of the protective construction into the zone of a limited volume of the driver's seat was not observed.

Keywords: ROPS, safety device, tractor overturning, ROPS loading, absorbed energy.

Актуальность

При переходе к рыночной экономике большинство из действующих стандартов, определяющих требования к надежности, производительности и эффективности тракторных агрегатов, были отменены [1]. Обязательными к применению, в соответствии с Федеральным законом РФ «О техническом регулировании» [2], остались лишь стандарты, обеспечивающие безопасность.

После вхождения России в Таможенный союз с Белоруссией и Казахстаном вступил в действие технический регламент [3], согласно которому обязательной сертификации подлежат защитные устройства всех тракторных агрегатов. Важнейшим из них является защитное устройство кабины трактора при опрокидывании ROPS (roll over protective structure), предназначенное для уменьшения риска нанесения повреждений оператору при условии применения ремней безопасности [4].

Согласно требованиям ГОСТа, оценка соответствия защитного устройства ROPS должна проводиться на основе результатов натурного эксперимента [5]. В связи с этим целью исследования является отработка методики проведения эксперимента и экспериментальная оценка соответствия требованиям безопасности защитной системы ROPS промышленного трактора.

Объект испытаний и аппаратура

В качестве объекта испытаний было выбрано защитное устройство промышленного бульдозера Б10 (Б12) производства Челябинского тракторного завода, представляющее собой двухстоечный (two-post) ROPS.

Эксперимент проводился в Уральском испытательном центре НАТИ, имеющем специальный испытательный стенд (bedplate), позволяющий испытывать защитные кабины тракторов общей массой до 110 тонн. Стенд выполнен в виде силовой рамы, установленной на железобетонном основании (рис. 1).

Внутри стенда устанавливался объект испытаний. Нагружение осуществлялось посредством вертикального и горизонтального гидроцилиндра. Гидравлическая система стенда обеспечивает максимальное усилие 2200 кН [6].

В процессе испытаний велся постоянный контроль нагрузки и деформации конструкции, что позволило вычислять поглощенную энергию в процессе эксперимента. Деформация конструкции замерялась непосредственно

по ходу гидроцилиндра с использованием измерительной линейной шкалы (цена деления 1 мм, погрешность $\pm 0,5$ мм). Усилие определялось посредством манометров, измеряющих давление в обеих полостях гидроцилиндра (погрешность ± 5 %).

Методика проведения испытаний

Согласно ГОСТу, объект испытаний должен монтироваться на стенде так, чтобы жесткость конструкции была эквивалентна жесткости монтажа на раме машины [5]. Поэтому защитное устройство устанавливалось на корпусе бортовых фрикционов бульдозера и закреплялось соответственно реальной установке на тракторе. Внутри испытуемого защитного устройства устанавливался манекен объема ограничения деформации (DLV), имитирующий положение водителя.

Боковая нагрузка прикладывалась к верхней части основных элементов ROPS (рис. 2). Скорость приложения бокового усилия составила 4 мм/с, что позволило считать нагружение статическим. Нагружение защитного устройства производилось ступенчато с шагом, соответствующим деформации 10 мм.

Воздействие боковой нагрузки продолжалось до тех пор, пока значения силы и энергии



Рис. 1. Испытательный стенд



Рис. 2. Боковое нагружение ROPS

не достигли требуемых ГОСТом уровня. Минимальные значения бокового усилия F_y (Н) и требуемой поглощенной энергии U (Дж) определялись в зависимости от массы m (кг) испытываемой машины [5]:

$$F_y = 70000(m/10000)^{1,2} \\ \text{и } U = 13000(m/10000)^{1,25}.$$

Защитное устройство ROPS бульдозера Б10 (Б12) массой $m = 25000$ кг при боковом опрокидывании машины должно выдержать усилие $F_y = 210197$ Н и при этом поглотить энергию не менее $U = 40867$ Дж.

После снятия боковой нагрузки на деформируемую конструкцию ROPS прикладывалась статическая вертикальная нагрузка F_z . Согласно ГОСТ, минимальное значение вертикальной нагрузки равно:

$$F_z = 19,6m = 490250 \text{ Н.}$$

Нагрузка распределялась по всей ширине верхней части системы ROPS с помощью переходного элемента (LDD) (рис. 3) и длилось 5 минут.

После снятия вертикальной нагрузки к верхним конструктивным элементам ROPS прикладывалась продольная нагрузка F_x . Продольная нагрузка прикладывалась сзади в месте наибольшей близости к расположению водителя. Направление нагрузки – горизонтально и параллельно продольной оси машины (рис. 4).

Нагружение продолжалось до тех пор, пока величина силы не превысила минимально требуемый по ГОСТу уровень:

$$F_x = 56000(m/10000)^{1,2} = 168157 \text{ Н.}$$



Рис. 3. Вертикальное нагружение



Рис. 4. Продольное нагружение ROPS

В процессе всего эксперимента защитного устройства ROPS ремонт, исправление деформаций и приведение конструкции в порядок не допускались [7]. Постоянно проводился контроль, чтобы элементы конструкции не попали в зону нахождения оператора (DLV).

Результаты испытаний

Развиваемое гидроцилиндром боковое усилие вычислялось по формуле:

$$F_y = \rho_{\text{п}} S_{\text{п}} - \rho_{\text{ш}} S_{\text{ш}},$$

где $\rho_{\text{п}}, \rho_{\text{ш}}$ – значения давления в поршневой и штоковой полости силового гидроцилиндра, $S_{\text{п}}, S_{\text{ш}}$ – площадь поперечного сечения поршня и штока силового гидроцилиндра. Регистрирование давления через каждые 10 мм позволили построить зависимость бокового усилия F_y от деформации (deflection) конструкции Δ (рис. 5). Характер кривой $F_y(\Delta)$ наглядно свидетельствует о наличии пластических деформаций при боковом нагружении.

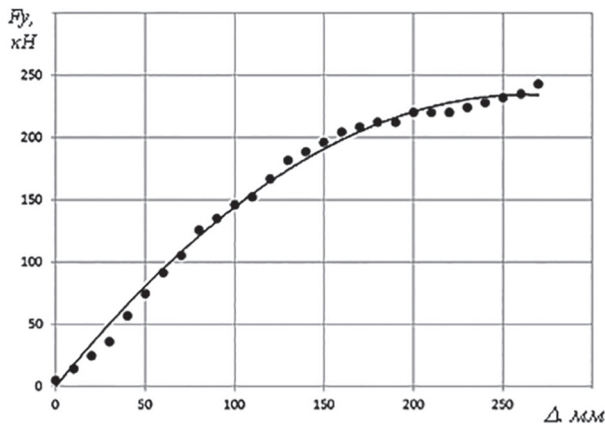


Рис. 5. Зависимость бокового усилия F_y от деформации Δ конструкции ROPS

Полученная экспериментальная кривая $F_y(\Delta)$ хорошо (с достоверностью $R^2 = 0,9942$) описывается полиномом второго порядка: $F_y = -0,0034\Delta^2 + 1,778\Delta$. Поглощенная системой ROPS энергия считалась как площадь под кривой $F_y(\Delta)$:

$$U = 0,5(\Delta_1 F_{y1}) + 0,5(\Delta_2 - \Delta_1)(F_1 + F_2) + \dots, \\ \dots + 0,5(\Delta_n - \Delta_{n-1})(F_{n-1} + F_n),$$

где F_{yi}, Δ_i – сила и деформация на i -м шаге нагружения.

Необходимое по ГОСТу усилие $F_y = 212,4$ кН достигнуто конструкцией при деформации 180 мм. Однако накопленная на тот момент энергия составила $U = 22166$ Дж вместо требуемой $U = 40867$ кДж.

Необходимая энергия ($U = 42374$ Дж) была набрана при боковой деформации $\Delta = 270$ мм. Усилие при этом составило $F_y = 243$ кН.

Достигнутые уровни сил и энергии без проникновения элементов конструкции ROPS в зону DLV в результате проведенных испытаний защитной кабины бульдозера Б10 (Б12) приведены в таблице.

Требуемые и достигнутые уровни сил и энергии защитной конструкции ROPS бульдозера Б10 (Б12)

Показатель	Требование ГОСТ	Экспериментальное значение
Боковое усилие F_y , Н	210197	243157
Энергия, поглощаемая конструкцией при боковом нагружении U , Дж	40867	42374
Вертикальное усилие F_z , Н	490250	519900
Продольное усилие F_x , Н	168157	17380

Заключение

В процессе испытаний защитного устройства ROPS кабины бульдозера Б10 (Б12) были достигнуты требуемые ГОСТ показатели сил и энергии. Система ROPS выдержала все виды нагружения (боковое, вертикальное и продольное). Полученные конструкцией пластические деформации не нарушили зону DLV. В результате сделано заключение о соответствии конструкции ROPS требованиям ГОСТа по безопасности кабины бульдозера Б10 (Б12) при опрокидывании.

Литература

1. Хвоин Д.А. Повышение эффективности защитных устройств кабин лесозаготовительных машин: дисс. ... канд. техн. наук. Петрозаводск, 2011. 125 с.
2. О техническом регулировании: Федеральный закон РФ от 27.12.2002 № 184-ФЗ // Российская газета. 2002. 31 декабря. № 245.
3. ТР ТС 010/2011. О безопасности машин и оборудования. Технический регламент таможенного союза. 2011. 66 с.
4. ГОСТ 12.2.019-2005 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Общие требования безопасности. М.: Стандартинформ. 2005. 28 с.
5. ГОСТ Р ИСО 3471-2009. Машины землеройные. Устройства защиты при опрокидывании. Технические требования и лабораторные испытания. М.: Стандартинформ. 2009. 30 с.
6. Шаталинская Е.А. и др. Стенд для испытаний защитных устройств промышленных тракторов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1989. № 11. С. 23–24.
7. Зузов В.Н., Маркин И.В. Оценка пассивной безопасности кабин тракторов на стадии проектирования // Тракторы и сельхозмашины. 2001. № 4. С. 26–27.

Таблица

References

1. Hvain D.A. Povyshenie chffektivnosti zashchitnyh ustrojstv kabin lesozagotovitel'nyh mashin: diss. ... kand. tekhn. nauk [Increase of the efficiency of protective devices of cabs of forest machines: dissertation for a degree of the candidate of technical sciences]. Petrozavodsk, 2011. 125 p.
2. Federal'nyj zakon ot 27.12.2002 No 184-FZ (red. ot 29.07.2017) «O tekhnicheskoy regulirovani». Rossijskaya gazeta ot 31 dekabrya 2002. No 245.
3. TR TS 010/2011. O bezopasnosti mashin i oborudovaniya [On the safety of machinery and equipment]. Tekhnicheskij reglament tamozhennogo soyuza. 2011. 66 p.
4. GOST 12.2.019-2005 Sistema standartov bezopasnosti truda (SSBT). Traktory i mashiny samohodnye sel'skohozyajstvennye. Obschie trebovaniya bezopasnosti [Occupational safety standards system (SSBT). Agricultural tractors and self-propelled machines. General safety requirements]. Moscow: Standartinform Publ.. 2005. 28 p.
5. GOST R ISO 3471-2009. Mashiny zemlerojnye. Ustrojstva zashchity pri oprokidyvanii. Tekhnicheskie trebovaniya i laboratornye ispytaniya [Earth-moving machinery – Roll-over protection structure – Laboratory tests and performance requirements]. Moscow: Standartinform Publ.. 2009. 30 p.
6. SHatalinskaya E.A. i dr. Test bench for the protective devices of industrial tractors. Traktory i sel'skohozyajstvennye mashiny. 1989. No 11, pp. 23–24.
7. Zuzov V.N., Markin I.V. Assessment of passive safety of tractor cabins at the design stage. Traktory i sel'hozmashiny. 2001. No 4, pp. 26–27.

ИССЛЕДОВАНИЕ УТОНЕНИЯ СЛОЯ СТЕБЛЕЙ ЛЬНА-ДОЛГУНЦА В КАНАЛЕ С РЕГУЛИРУЕМЫМ СЕЧЕНИЕМ

THE INVESTIGATION OF THINNING OF A LAYER OF THE LONG-FIBRED FLAX STEMS IN A CHANNEL WITH ADJUSTABLE CROSS-SECTION

В.А. РОМАНОВ
Э.В. НОВИКОВ, К.Т.Н.
А.В. БЕЗБАБЧЕНКО

Всероссийский научно-исследовательский институт механизации льноводства (ФГБНУ ВНИИМЛ), Тверь, Россия, romanoff_va@bk.ru

V.A. ROMANOV
EH.V. NOVIKOV, PhD in Engineering
A.V. BEZBABCHENKO

All-Russian Research Institute of Flax Growing Mechanization (VNIIML), Tver, Russian Federation, romanoff_va@bk.ru

Увеличение доли длинного волокна в товарной продукции предприятий первичной переработки тресты льна-долгунца – важная задача, решение которой необходимо для повышения эффективности льноводства. Более половины потерь длинного волокна обуславливает низкое качество подготовки слоя льнотресты к переработке. Технологические процессы существующей технологии подготовки слоя не могут быть адаптированы к изменившимся параметрам сырья при рулонной уборке льна. В связи с этим возросла актуальность разработки отдельных процессов и в целом новой технологии подготовки слоя, подаваемого в мяльную машину поточной линии. Основным технологическим процессом подготовки слоя является его утонение. Линейная плотность исходного слоя варьируется в широких пределах. Для ее приведения к технологически рациональному значению оборудование должно обеспечивать регулирование коэффициента утонения. Это возможно обеспечить на основе применения канала утонения с регулируемым сечением. Для его обоснования в исследованиях была поставлена цель по определению влияния конструктивно-технологических факторов на коэффициент утонения слоя льнотресты. Исследования проводились с использованием активных экспериментов на созданном во ВНИИМЛ макетном образце канала утонения данного типа. Независимыми факторами были: линейная плотность исходного слоя; линейная скорость слоя на выходе из канала утонения; высота канала на входе и выходе из него. Использованы два варианта исполнения канала: из одного типа зубчатых дисков с числом зубьев 40 шт.; комбинированный – из двух типов дисков в равной пропорции с числом зубьев 40 и 48 шт. Определено значимое влияние на коэффициент утонения слоя высот канала на входе и выходе, а также линейной плотности исходного слоя. Показана возможность регулирования коэффициента утонения слоя изменением сечения канала утонения. Установлено, что число зубьев на утоняющих дисках и структура канала утонения оказывают существенное влияние на процесс утонения слоя в каналах со свободной фиксацией стеблей. Представлены математические модели, адекватно описывающие влияние на коэффициент утонения исследованных факторов. Сформулированы выводы о рациональных параметрах канала утонения с регулируемым сечением и целесообразности его применения для утонения слоя льнотресты.

Ключевые слова: лен-долгунец, первичная переработка, утонение слоя, линейная плотность, канал утонения, регулируемое сечение канала, коэффициент утонения.

The rise in the proportion of long fiber in the commodity output of the primary processing enterprises of the fiber flax is an important task, the solution of which is necessary to increase the efficiency of the flax growing. More than half of the losses of long fiber cause a poor quality of preparation of a layer of flax retting to the processing. The technological processes of the existing layer preparation technology can not be adapted to the changed raw material parameters for the roll-up harvesting of the flax. In this regard, the urgency of the development of individual processes and a new technology in general for the preparation of a layer fed to the milling machine of the production line. The main technological process of layer preparation is its thinning. The linear density of the initial layer varies widely. To bring it to a technologically rational value, the equipment must provide a regulation of the coefficient of thinning. It is possible to provide this by using a thinning channel with adjustable cross-section. For its justification in the investigations the aim has been set to determine the influence of the structural and technological factors on the coefficient of thinning of the layer of flax. The investigations were carried out using active experiments on the prototype of this type of thinning channel created in VNIIML. The independent factors were: the linear density of the initial layer; linear velocity of the layer at the output from the thinning channel; height of the channel at the input and output from it. Two versions of the channel implementation are used: from one type of toothed discs with a number of teeth of 40 pieces.; combined – from two types of discs in equal proportion to the number of teeth 40 and 48 pcs. A significant influence on the thinning coefficient of the channel height layer at the input and output, as well as the linear density of the initial layer is determined. The possibility of adjusting the coefficient of thinning the layer by changing the cross-section of the thinning channel. It is established that the number of teeth on the thinning disks and the structure of the thinning channel exert a significant influence on the process of thinning the layer in the channels with free fixation of the stems. Mathematical models that adequately describe the influence on the coefficient of thinning of the investigated factors are presented. Conclusions are formulated about rational parameters of the thinning channel with a controlled cross-section and the expediency of its application for the thinning of the layer of flax.

Keywords: flax-fiber, primary processing, layer thinning, linear density, thinning channel, adjustable channel cross-section, coefficient of thinning.

Введение

Низкая доля длинного волокна в товарной продукции предприятий первичной переработки тресты льна-долгунца, несмотря на повышенный спрос в данном виде сырья, существенно снижает экономические показатели льняной подотрасли агропромышленного комплекса [1–4]. Из-за чего льноводство до настоящего времени, несмотря на государственные дотации, имеет низкую инвестиционную привлекательность.

Как известно, более половины потерь длинного волокна при переработке льнотресты обусловлено низким качеством подготовки слоя по существующей технологии [5], технологические процессы которой не могут быть адаптированы к изменившимся параметрам сырья при рулонной уборке льна. В связи с этим возросла актуальность разработки отдельных процессов и в целом новой технологии подготовки слоя, подаваемого в мяльную машину поточной линии.

Один из основных технологических процессов подготовки слоя льнотресты – его утонение. Он служит для приведения линейной плотности исходного слоя q_1 к технологически рациональному значению q_2 , которое определяется параметрами сырья и используемого оборудования.

Трансформацию $q_1 \rightarrow q_2$, которая функционально выражается в виде $q_2 = q_1 / k_y$, целесообразно проводить с применением утоняющих машин, основанных на канале утонения со свободной «фиксацией» стеблей в межзубных впадинах утоняющих дисков [6]. На практике значение q_1 изменяется в широком диапазоне, поэтому для обеспечения необходимого значения q_2 , машины должны быть выполнены по схеме, обеспечивающей плавное регулирование коэффициента утонения k_y . Известны два варианта исполнения утоняющей машины, отвечающей данному критерию [7, 8].

Исходя из эксплуатационно-технологической целесообразности можно утверждать, что наиболее рациональным вариантом исполнения канала утонения с плавным регулированием k_y является его исполнение с изменяемым сечением. Изменение сечения обеспечивается за счет перемещения в вертикальной плоскости верхнего ряда зубчатых дисков. За счет регулирования расстояния между верхними и нижними рядами зубчатых дисков – высоты канала утонения на входе h_1 и выходе h_2 из него

происходит изменение уплотнения (плотности q) материала в зоне его взаимодействия с утоняющими дисками – зонах утонения и соответствующее изменение значения коэффициента утонения k_y , который связан с q стохастической связью.

На текущий период для канала утонения с регулируемым сечением отсутствуют данные о влиянии на k_y его основных конструктивно-технологических факторов, что не позволяет обоснованно подойти к разработке утоняющей машины, основанной на данном канале утонения.

Цель исследований

Определить влияние конструктивно-технологических факторов на коэффициент утонения слоя льнотресты в канале утонения с регулируемым сечением.

Материалы и методы исследований.

Исследования выполнялись на макетном образце утоняющего адаптера (рис. 1), который был разработан и изготовлен в ФГБНУ ВНИИМЛ.

Основными узлами адаптера являются два блока редукторов: верхний подвижный блок 1 и нижний неподвижный 2, которые установлены на общей раме 3. Каждый блок состоит из двух однотипных многоступенчатых редукторов и имеет независимый электропривод. Электрооборудование 4 обеспечивает в ручном режиме регулирование частоты вращения электродвигателей и, соответственно, зубчатых дисков 5, которые образуют канал утонения слоя. Для изменения сечения канала утонения на входе и выходе из него установлен винтовой механизм 6. Контроль положения верхнего блока редукторов при опускании и подъеме обеспечивается нониусом с ценой деления 1 мм, установленном на винтовом механизме. За высоту канала утонения h_1 , h_2 принято расстояние между траекториями движения вершин зубьев утоняющих дисков верхнего и нижнего рядов. Если эти траектории пересекались в вертикальной плоскости, то высоту канала принимали со знаком минус, если нет, то со знаком плюс.

Опыты проводили в пяти повторностях на обезличенном льносырье со следующими показателями качества по ГОСТ 24383-89 и ГОСТ Р 53143-2008 «Треста льняная. Требования при заготовках»: средний диаметр стеблей 1,5 мм; горстевая длина 79 см; отделяемость 5,6 ед.

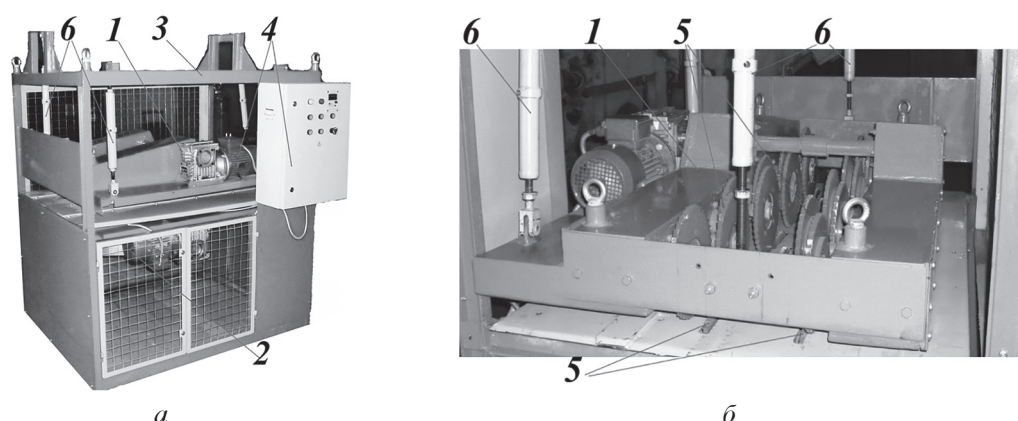


Рис. 1. Макетный образец адаптера для утонения слоя сырья льна-долгунца с регулируемым сечением канала утонения:
а) общий вид; б) вид на канал утонения

Единичные пробы при подаче в канал утонения расстилали перпендикулярно зубчатым дискам (параллельно валам зубчатых дисков) на длину 250 мм, обеспечивая заданное значение линейной плотности соответствующим изменением массы. Данная длина пробы объясняется, в основном, сложностью обеспечения однородности структуры исходного слоя, которая оказывает существенное влияние на процесс утонения. Линейную плотность определяли прямым методом.

Исследования выполнялись путем последовательного проведения активных экспериментов. Выбор независимых факторов и диапазона их изменения проведен на основе анализа и предварительных опытов. В качестве независимых факторов приняты: высота канала на входе h_1 и выходе h_2 ; скорость движения слоя на выходе из канала утонения v_2 ; исходная линейная плотность слоя q_1 . Кроме того, часть экспериментов различалась структурой канала утонения.

В данном случае под структурой канала утонения понимается его формирование по длине из различного набора утоняющих дисков – одного типа и двух типов. Известно, что в каналах с постоянным сечением, для повышения эффективности утонения канал формируют

мируют из двух типоразмеров дисков [9], которые, как правило, отличаются числом зубьев. Диски с большим числом зубьев размещают на 1/2 длины канала со стороны выхода материала. Предполагается, что за счет большего числа воздействий и меньшей площади межзубных впадин удастся обеспечить не только повышение степени утонения слоя, но и снизить его вариацию по линейной плотности.

Сначала с использованием 2-уровневого факторного эксперимента исследовано влияние на k_y высоты канала h_1 и h_2 , линейной плотности исходного слоя q_1 , и линейной скорости слоя на выходе из канала утонения v_2 . Исходные данные для планирования данного эксперимента представлены в таблице 1.

Затем с использованием двухфакторного центрального композиционного плана в двух вариантах проводились исследования по определению влияния на k_y регулируемых факторов h_1 и h_2 . Варианты отличались структурой канала утонения. В 1-м варианте канал был сформирован из утоняющих дисков с числом зубьев $z = 40$ шт., а во 2-м варианте в первой половине канала были применены диски с $z = 40$ шт., а во второй с $z = 48$ шт. Исходные данные для планирования эксперимента представлены в таблице 2.

Таблица 1

Исходные данные для 2-х уровневого эксперимента

Характеристика плана	Переменные факторы			
	линейная плотность q_1 , кг/м	линейная скорость слоя v_2 , м/мин	высота канала* на входе h_1 , мм	высота канала на выходе h_2 , мм
Верхний уровень	2,0	90,0	+2,0	-2,0
Нижний уровень	1,0	50,0	-4,0	-8,0

* канал выполнен из одного типоразмера утоняющих дисков с числом зубьев $z = 40$ шт.

Таблица 2

Исходные данные для центрального композиционного плана

Характеристика плана	Переменные факторы		Примечание
	h_1 , мм	h_2 , мм	
Верхний уровень	+2,0	-2,0	*Линейная плотность $q_1 = 1,5$ кг/м; **Линейная скорость $v_2 = 60$ м/мин.
Нижний уровень	-4,0	-8,0	

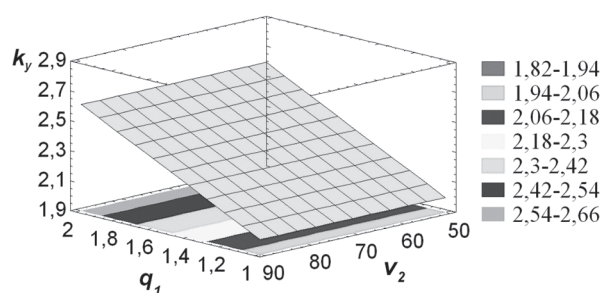
* Значение q_1 соответствует максимальной рекомендованной плотности слоя в рулоне
 ** Значение v_2 соответствует средней скорости слоя на практике

Результаты и обсуждение

Анализ данных 2-уровневого эксперимента показал, что статистически значимое влияние на k_y оказывают: высота канала на входе h_1 ; высота канала на выходе h_2 и линейная плотность исходного слоя q_1 . Это подтверждает возможность регулирования коэффициента утонения слоя изменением сечения канала утонения. Зависимость k_y от h_1 и h_2 , в отличие от зависимости k_y от q_1 , носит обратно пропорциональный характер. Линейная скорость слоя на выходе из канала утонения v_2 , как и взаимодействия факторов, оказались статистически незначимыми. Отсутствие значимого влияния на выходной параметр линейной скорости слоя v_2 подтверждает рациональность параметров утоняющих дисков с $z = 40$ шт. и упрощает алгоритм управления k_y , который в данном случае отражает следующая зависимость

$$k_y = 0,607 + 0,611 q_1 - 0,136 h_1 - 0,129 h_2. \quad (1)$$

Существенное прямо пропорциональное влияние на степень утонения слоя его исходной линейной плотности, показанное для $h_1 = -1$ мм и $h_2 = -5$ мм на рисунке 2, оказывает положительное влияние на процесс утонения.

Рис. 2. Поверхность отклика – $k_y = f(q_1, v_2)$

Положительный эффект $k_y = f(q_1)$ проявляется в снижении вариации линейной плотности утоненного слоя, которая является одной из важнейших характеристик качества подготовки слоя к обработке. В случае отклонения

q_1 по длине слоя участки слоя с различной плотностью будут иметь различную степень утонения. При увеличении исходной линейной плотности коэффициент утонения данного участка будет возрастать, а при уменьшении плотности – снижаться. В конечном итоге это приводит к снижению вариации линейной плотности утоненного слоя и к повышению эффективности первичной переработки – повышению выхода длинного волокна.

Уравнение регрессии (1) объясняет 69,7 % дисперсии ($R^2 = 69,7 \%$), что можно считать приемлемым в данном случае. В последующих опытах для повышения точности описания процесса эксперименты были проведены с использованием двухфакторного центрального композиционного плана. Их основной целью была оценка влияния на утонение слоя структуры канала в канале с регулируемым сечением. В результате обработки данных оказалось, что для обоих вариантов статистически значимое влияние на отклик оказывает высота канала на входе h_1 и выходе h_2 . Другими значимыми факторами являются: в 1-м варианте взаимодействие факторов h_1 и h_2 ; а во 2-м варианте – h_1^2 и h_2^2 . В результате расчетов получены уравнения регрессии (2) – для 1-го варианта и (3) – для второго, соответственно, с коэффициентами детерминации $R^2 = 84,97 \%$ и $R^2 = 72,84 \%$:

$$k_y = 2,117 + 0,043 h_1 - 0,0439 h_2; \quad (2)$$

$$k_y = 2,036 + 0,009 h_1 + 0,077 h_2 + 0,018 h_1^2 + 0,015 h_2^2. \quad (3)$$

Полученные уравнения регрессии показаны графически на рис. 3.

Из графиков следует, что в 1-м варианте, по сравнению со 2-м, зависимость регулируемого показателя k_y от регулирующих h_1 и h_2 имеет более линейный характер. Диапазон регулирования k_y при формировании канала

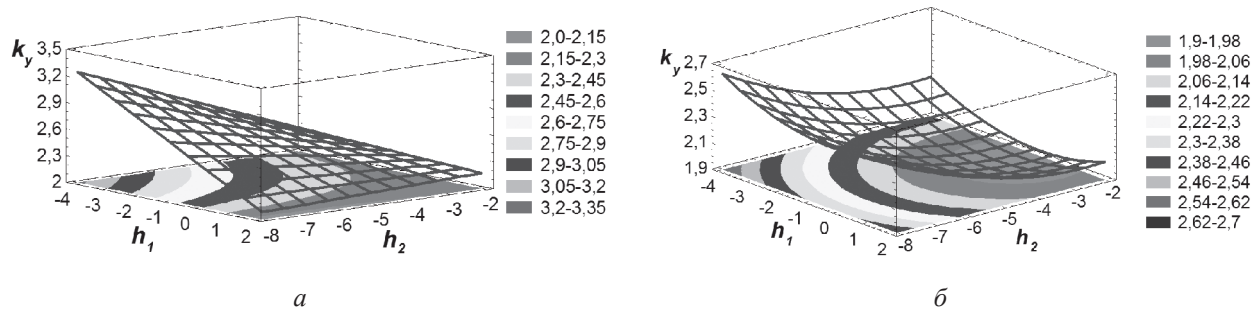


Рис. 3. Поверхности отклика при двух вариантах структуры канала:

а) 1-й вариант ($z = 40$); б) 2-й вариант ($z = 40 + z = 48$)

утонения из однотипных утоняющих дисков с $z = 40$ шт. шире, чем во 2-м варианте почти в 1,9 раза. Это говорит о том, что число зубьев на утоняющих дисках и структура канала утонения, т.е. комбинирование из дисков с различным числом, зубьев, оказывает существенное влияние на процесс утонения слоя в каналах со свободной фиксацией стеблей.

Заключение

Получены закономерности, отражающие процесс утонения слоя тресты льна-долгунца при свободной «фиксации» стеблей в межзубных впадинах утоняющих дисков канала с регулируемым сечением.

Подтверждено, что регулирование степени утонения слоя может быть обеспечено регулированием высоты сечения канала утонения за счет перемещения верхнего ряда зубчатых утоняющих дисков в вертикальной плоскости.

Обоснована целесообразность применения одного типоразмера зубчатых утоняющих дисков для формирования канала утонения с регулируемым сечением.

Литература

1. Ушаповский И.В., Басова Н.В., Новиков Э.В., Галкин А.В. Анализ состояния, проблемы и перспективы льнокомплекса России // Инновационные разработки производства и переработки лубяных культур: материалы Международ. научно-практ. конф. Тверь: Твер. гос. ун-т. 2016. С. 27–35.
2. Новиков Э.В., Королева Е.Н., Безбабченко А.В., Ушаповский И.В. Анализ эффективности первичной переработки льносырья в Российской Федерации // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. 2016. № 2. С. 71–75.
3. Безбабченко А.В., Новиков Э.В., Басова Н.В., Ушаповский И.В. Пути снижения себестоимости льноволокна на предприятиях первичной обра-

ботки лубоволокнистых материалов // Экономика сельскохозяйственных и перерабатывающих предприятий. 2011. № 8. С. 31–33.

4. Ростовцев Р.А., Черников В.Г. Приоритетные вопросы механизации современного льноводства // Инновационные разработки для производства и переработки лубяных культур: материалы Международной научно-практической конференции ФГБНУ ВНИИМЛ. Тверь: Твер. гос. ун-т, 2016. С. 7–11.
5. Дьячков В.А. Проектирование машин для первичной обработки лубяных волокон: учебник. Изд-во Костром. гос. технолог. ун-та, 2006. 232 с.
6. Романов В.А., Пучков Е.М., Зубов Ф.М. Повышение эффективности переработки льнотресты // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2010. № 8. С. 24 – 25.
7. Романов В.А., Ковалев М.М., Зубов Ф.В. Устройство для утонения слоя стеблей льна-долгунца: патент на полезную модель № 123414 Российская Федерация. Опубликовано 27.12.2012. Бюл. № 36.
8. Романов В.А., Ростовцев Р.А., Пучков Е.М. Устройство для утонения слоя стеблей льна-долгунца: патент на полезную модель № 176038 Российская Федерация. Опубликовано 26.12.2017. Бюл. № 36.
9. Романов В.А. Повышение качества работы слоеформирующего механизма при обработке льноматериала // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2012. № 6. С. 19–20.

References

1. Ushchapovskij I.V., Basova N.V., Novikov E.N., Galkin A.V. Analysis of the state, problem and prospects of the Russian flax complex. Innovacionnye razrabotki proizvodstva i pererabotki lubyanyh kul'tur: Materialy Mezhdunarod. nauchno-prakt. konf. [Innovative development of the production and processing of bast culture: the materials of International scientific and practical

- conference]. Tver': Tver. gos. un-t Publ.. 2016, pp. 27–35 (in Russ.).
2. Novikov E.H.V., Koroleva E.N., Bezbabcheiko A.V., Ushchapovskij I.V. Analysis of the primary processing efficiency of the flax in the Russian Federation. *Izvestiya vuzov. Tekhnologiya tekstil'noj promyshlennosti*. 2016. No 2, pp. 71–75 (in Russ.).
 3. Bezbabchenko A.V., Novikov E.H.V., Basova N.V., Ushchapovskij I.V. The ways to reduce the cost of flax fiber at primary processing facilities of bast-fiber materials. *Ekonomika sel'skohozyajstvennyh i pererabatyvayushchih predpriyatij*. 2011. No 8, pp. 31–33 (in Russ.).
 4. Rostovcev R.A., Chernikov V.G. Priority issues of mechanization of modern flax growing. *Innovacionnye razrabotki dlya proizvodstva i pererabotki lubyanyh kul'tur: Materialy Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii FGBNU VNIIML* [Innovative developments for the production and processing of bast crops: the materials of the International Scientific and Practical Conference of the FGBNU VNIIML]. Tver': Tver. gos. un-t Publ., 2016, pp. 7–11 (in Russ.).
 5. D'yachkov V.A. *Proektirovanie mashin dlya pervichnoj obrabotki lubyanyh volokon*. Uchebnik [Design of the machines for the primary processing of bast fibers]. Izd-vo Kostrom. gos. tekhnolog. un-ta Publ., 2006. 232 p.
 6. Romanov V.A., Puchkov E.M., Zubov F.M. Increase of efficiency of the flax processing. *Mekhanizatsiya i ehlektrifikatsiya sel'skogo hozyajstva*. 2010. No 8, pp. 24–25 (in Russ.).
 7. Romanov V.A., Kovalev M.M., Zubov F.V. *Ustrojstvo dlya utoneniya sloya steblej l'na-dolgunca* [Device for thinning the layer of stems of the long-stalked flax]: patent na poleznuyu model' No 123414 Rossijskaya Federatsiya. Opublikovano 27.12.2012. Byul. No 36.
 8. Romanov V.A., Rostovcev R.A., Puchkov E.M. *Ustrojstvo dlya utoneniya sloya steblej l'na-dolgunca* [Device for thinning the layer of stems of the long-stalked flax]: patent na poleznuyu model' No 176038 Rossijskaya Federatsiya. Opublikovano 26.12.2017, Byul. No 36.
 9. Romanov V.A. Improving the quality of the layer-forming mechanism during the processing of flax-material. *Mekhanizatsiya i ehlektrifikatsiya sel'skogo hozyajstva*. 2012. No 6, pp. 19–20 (in Russ.).

РЕЗУЛЬТАТЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ УСКОРЕНИЯ И ПРИВЕДЕННОЙ МАССЫ ТРАКТОРА МТЗ-80

THE RESULTS DETERMINE THE ACCELERATION AND THE MASS OF THE TRACTOR MTZ-80

А.Г. АРЖЕНОВСКИЙ, К.Т.Н.
С.В. АСАТУРЯН, К.Т.Н.
А.А. ДАГЛДИЯН
Д.С. КОЗЛОВ
Е.Р. ЩУСЬ

Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО
Донской ГАУ, Зерноград, Россия, argenowski@mail.ru

A.G. ARZHENOVSKIY, PhD in Engineering
S.V. ASATURYAN, PhD in Engineering
A.A. DAGLDIYAN
D.S. KOZLOV
E.R. SHCHUS

Azov-BlackSea engineering institute FSBEI HE Don SAU,
Zernograd, Russian Federation, argenowski@mail.ru

Производительность машинно-тракторных агрегатов зависит от многих факторов и условий производства и, в первую очередь, от энергоемкости процесса. Главным же показателем энергоемкости процесса является тяговое сопротивление агрегатируемой сельскохозяйственной машины. Отсутствие простого и надежного способа определения этого показателя приводит к разномарочности используемых устройств, изготавливаемых зачастую, своими силами, а это влечет за собой различную достоверность получаемых результатов. Поэтому разработка способов и средств определения тягового сопротивления сельскохозяйственных машин, приемлемых не только для машиноиспытательных станций, но и для конкретных хозяйств, является весьма актуальной задачей и представляет значительный интерес. В данной работе предложен оперативный способ определения тягового сопротивления агрегатируемых сельскохозяйственных машин, основанный на анализе параметров переходных режимов разгона машинно-тракторных агрегатов при мгновенном увеличении подачи топлива. Целью работы является разработка и комплектование измерительно-вычислительного комплекса, а также проведение экспериментальных исследований по определению значений ускорения трактора и его приведенной массы на одной из повышенных передач, позволяющих реализовать данный способ определения сопротивления сельскохозяйственных машин. Для реализации оставленной цели был разработан и скомплектован измерительно-вычислительный комплекс для определения динамических показателей машинно-тракторных агрегатов, посредством которого при помощи запатентованных методик на базе станции «Кисляковская» Кушевского района Краснодарского края были проведены экспериментальные исследования по определению значений ускорения трактора МТЗ-80 и его приведенной массы на одной из повышенных передач. Полученные результаты позволяют реализовать предлагаемый способ определения тягового сопротивления сельскохозяйственных машин.

Ключевые слова: тяговое сопротивление, сельскохозяйственная машина, трактор, переходный процесс, ускорение, приведенная масса.

The performance of machine-tractor units depends on many factors and production conditions, and primarily on the energy intensity of the process. The main indicator of the energy intensity of the process is the traction resistance of the aggregated agricultural machine. The absence of a simple and reliable method for determining this indicator leads to the heterogeneity of the devices used, often manufactured on their own, and this entails different reliability of the results. Therefore, the development of methods and means of determining the traction resistance of agricultural machines, acceptable not only for testing stations, but also for specific farms, is very relevant and of considerable interest. In this paper, we propose an operational method for determining the traction resistance of mounted agricultural machines, based on the analysis of parameters of transient acceleration modes of machine-tractor units with an instantaneous increase in fuel flow. The aim of the work is to develop and complete the measuring and computing complex, as well as to conduct experimental studies to determine the values of acceleration of the tractor and its reduced weight on one of the increased gears, allowing to implement this method of determining the resistance of agricultural machines. For the realization of left targets was developed and assembled measuring and computing complex determine the dynamic characteristics of machine-tractor units, through which with the aid of patented techniques on the base station «Kislyakovskaya» Kushchevskaya district of Krasnodar region was carried out experimental studies to determine the acceleration values of the tractor MTZ-80 and its given mass in one of the elevated gear. The obtained results allow to implement the proposed method for determining the traction resistance of agricultural machinery.

Keywords: traction resistance, agricultural machine, tractor, transition mode, acceleration, reduced mass.

Ведение

В данной работе исследован оперативный способ определения тягового сопротивления агрегируемых сельскохозяйственных машин, основанный на анализе параметров переходных режимов разгона машинно-тракторных агрегатов (МТА) при мгновенном увеличении подачи топлива, предложенный Н.В. Щетининым [1, 2].

Однако у данного способа, на наш взгляд, имеются ряд существенных недостатков:

- сложность и трудоемкость определения приведенной массы трактора;
- сложность и трудоемкость определения ускорения трактора через угловое ускорение коленчатого вала двигателя из-за буксования ходового аппарата.

Проблема определения приведенной массы трактора решается тем, что выполняется дополнительный разгон трактора, догруженного известной (эталонной) массой, с измерением углового ускорения коленчатого вала при номинальной частоте вращения [3].

Проблемы определения ускорения трактора через угловое ускорение коленчатого вала двигателя с учетом буксования ходового аппарата решаются тем, что к трактору присоединяется путеизмерительное колесо с возможностью фиксации его углового ускорения во время разгона трактора [4].

С учетом вышеизложенного предлагаемый способ определения сопротивления рабочих машин [5] заключается в следующем. При движении трактора без нагрузки за счет снижения подачи топлива достигают частоты вращения коленчатого вала, соответствующей максимальному крутящему моменту. Мгновенно увеличивают подачу топлива до максимальной. При достижении номинальной частоты вращения коленчатого вала двигателя во время разгона трактора измеряется значение углового ускорения путеизмерительного колеса. Аналогично измеряется значение углового ускорения путеизмерительного колеса при разгоне трактора с дополнительной (эталонной) массой и рабочей машиной. Из уравнений движения разгона трактора без нагрузки и с рабочей машиной определяется сопротивление рабочей машины:

$$P_c = M_T \cdot (dV/dt)_{xx} - M_m \cdot (dV/dt)_{раб} - M_{схм} \cdot (dV/dt)_{раб}, \text{ Н,} \quad (1)$$

где M_T , $M_{схм}$ – соответственно, приведенные массы трактора и рабочей машины, кг; $(dV/dt)_{xx}$, $(dV/dt)_{раб}$ – соответственно, ускорения трактора при разгоне без нагрузки и с рабочей машиной, м/с².

Приведенная масса трактора определяется из уравнений движения разгона трактора без нагрузки и с эталонной массой:

$$M_T = \frac{M_{эт} \cdot ((dV/dt)_{эт} + g \cdot f)}{(dV/dt)_{xx} - (dV/dt)_{эт}}, \text{ кг,} \quad (2)$$

где $M_{эт}$ – дополнительная (эталонная) масса, кг; $(dV/dt)_{эт}$ – ускорение трактора при разгоне с эталонной массой, м/с²; g – ускорение свободного падения, м/с²; f – коэффициент перекатывания трактора.

Ускорения трактора при его разгоне без нагрузки, с рабочей машиной и с дополнительной (эталонной) массой связаны с соответствующими угловыми ускорениями путеизмерительного колеса следующими зависимостями:

$$(dV/dt)_{xx} = (d\omega/dt)_{xx} \cdot r_{пк}, \text{ м/с}^2, \quad (3)$$

$$(dV/dt)_{раб} = (d\omega/dt)_{раб} \cdot r_{пк}, \text{ м/с}^2, \quad (4)$$

$$(dV/dt)_{эт} = (d\omega/dt)_{эт} \cdot r_{пк}, \text{ м/с}^2, \quad (5)$$

где $(d\omega/dt)_{xx}$, $(d\omega/dt)_{раб}$, $(d\omega/dt)_{эт}$ – соответственно, угловые ускорения путеизмерительного колеса при разгоне трактора без нагрузки, с рабочей машиной и с дополнительной (эталонной) массой, рад/с²; $r_{пк}$ – радиус путеизмерительного колеса, м.

Целью работы является разработка и комплектование измерительно-вычислительного комплекса, позволяющего реализовать предлагаемый способ определения сопротивления сельскохозяйственных машин, а также проведение экспериментальных исследований по определению значений ускорения трактора и его приведенной массы на одной из повышенных передач.

Основные результаты исследования и их обсуждение

Для реализации предлагаемого способа был разработан и скомплектован измерительно-вычислительный комплекс (ИВК) для определения динамических показателей МТА (рис. 1, 2).

Экспериментальные исследования по определению значений ускорения трактора и его приведенной массы на одной из повышенных

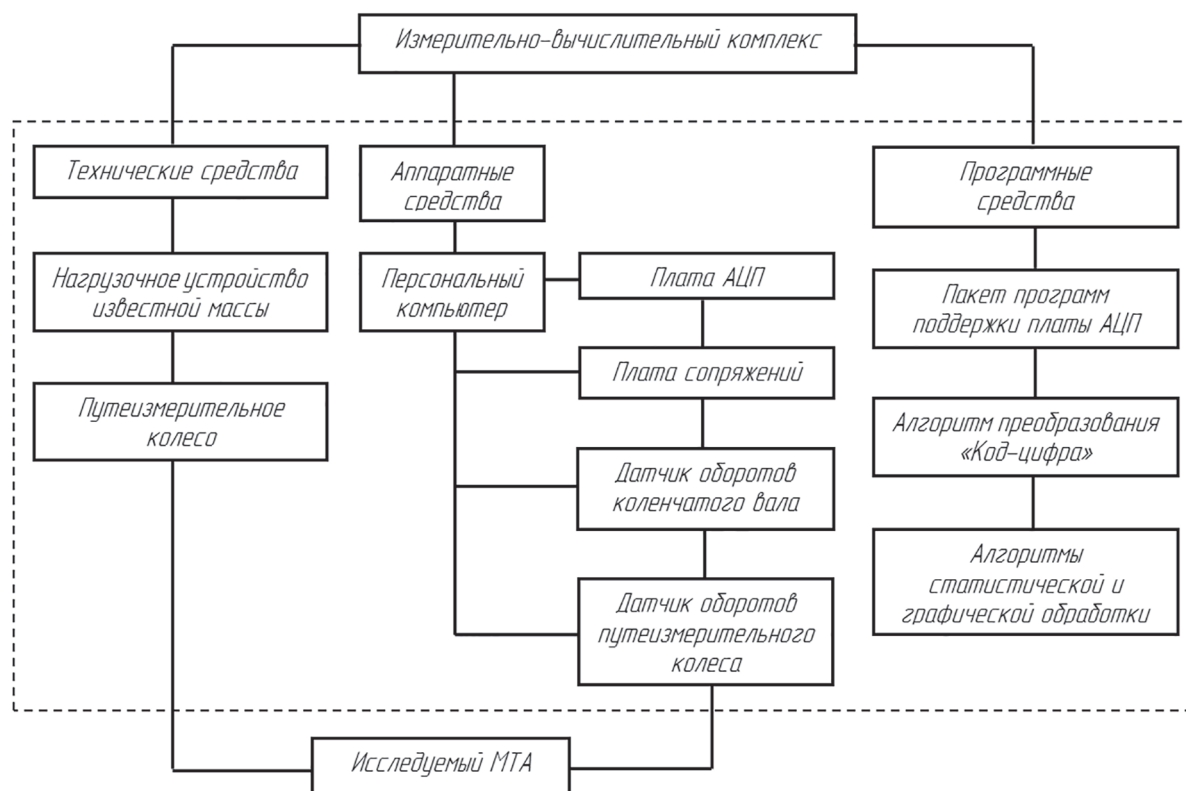


Рис. 1. Схема измерительно-вычислительного комплекса



а



б

Рис. 2. Аппаратные средства измерительно-вычислительного комплекса: а) подготовка к работе; б) процесс записи параметров

передач проводились на базе станции «Кисляковская» Кушевского района Краснодарского края.

В качестве объекта исследования в данной работе выбран трактор МТЗ-80 с двигателем Д-240 ($n_{\text{ном}} = 2200$ об/мин). В качестве нагрузочного устройства известной (эталонной) массы использовался плуг ПЛН-3-35.

Определение значений ускорения трактора и его приведенной массы на одной из повышенных передач предлагаемым измерительно-вычислительным комплексом осуществлялось в четыре этапа.

1. Взвешивание трактора и нагрузочного устройства известной массы.
2. Подготовка трактора и ИВК к работе.
3. Запись закономерностей изменения угловых скоростей и ускорений коленчатого вала двигателя и путеизмерительного колеса при разгоне трактора без нагрузки и с дополнительной (эталонной) массой.
4. Обработка полученных данных.

Взвешивание трактора и нагрузочного устройства производилось на весах марки «Невские весы» с максимальной массой взвешивания до 80 тонн и ценой деления 20 кг (рис. 3). Масса трактора с людьми (механизатором и

оператором ИВК) и оборудованием для измерения составила 3400 кг (рис. 3, *а*). Масса трактора с людьми, оборудованием для измерения и плугом ПЛН-3-35 составила 3800 кг (рис. 3, *б*). Таким образом, масса плуга, используемого в качестве нагрузочного устройства известной массы, составила 400 кг.



а



б

Рис. 3. Взвешивание трактора МТЗ-80:

а) без нагрузки; *б*) с дополнительной (эталонной) массой

Подготовка МТА и ИВК к работе заключалась в развертывании комплекса, присоединении путеизмерительного колеса и установке индукционных датчиков. Один датчик (датчик оборотов коленчатого вала) устанавливался в специально подготовленное отверстие М16х1,5 в картере маховика напротив зубчатого венца маховика коленчатого вала (рис. 4, *а*), второй (датчик оборотов путеизмерительного колеса) – напротив зубчатого венца шестер-

ни, жестко связанной с путеизмерительным колесом (рис. 4, *б*). Расстояние от датчиков до вершин зубьев 1–3 мм.



а



б

Рис. 4. Расположение датчиков оборотов:

а) датчик оборотов коленчатого вала, *б*) датчик оборотов путеизмерительного колеса

Запись закономерностей изменения угловых ускорений коленчатого вала двигателя и путеизмерительного колеса при разгоне трактора без нагрузки и с дополнительной (эталонной) массой заключалась в формировании массива данных значений ЭДС, генерируемых катушками датчиков оборотов коленчатого вала и путеизмерительного колеса во время соответствующих разгонов трактора.

Запись массива данных для определения закономерностей изменения угловых ускорений коленчатого вала двигателя и путеизмерительного колеса при разгоне трактора проводилась следующим образом. При движении трактора без нагрузки (рис. 5, *а*) за счет снижения подачи топлива достигалась частота враще-



а



б

Рис. 5. Разгон трактора МТЗ-80:

а) без нагрузки; б) с дополнительной (эталонной) массой

ния коленчатого вала, соответствующая максимальному крутящему моменту. Мгновенно увеличивалась подача топлива до максимальной. Трактор разгонялся, при этом значения ЭДС датчиков оборотов коленчатого вала и путеизмерительного колеса посредством АЦП фиксировались в памяти компьютера с частотой, равной половине частоты опроса (для двух каналов), на которую предварительно настраивался ИВК. Аналогично фиксировались значения ЭДС датчиков при разгоне трактора с навешенным плугом ПЛН-3-35 (рис. 5, б).

Разгоны трактора осуществлялись на восьмой повышенной передаче по грунтовой дороге. Для получения достоверных результатов записи разгонов трактора осуществлялись с пятикратной повторностью.

В результате были получены файлы с данными значений ЭДС катушек датчиков оборотов в кодовой форме, которые с помощью пакета прикладных программ АЦП были преобразованы в цифровую форму, доступную для обработки.

Обработка полученных данных заключалась в определении закономерностей изменения частоты вращения коленчатого вала двигателя ($n_{\text{кв}} = f(t)$) и углового ускорения путеизмерительного колеса ($\varepsilon_{\text{пк}} = f(t)$) от времени разгона трактора.

Для автоматизации процесса обработки данных использовалась программа обработки данных в среде Turbo-Pascal [6]. Исходными данными для программы являлись файлы со значениями ЭДС датчиков в цифровой форме. После обработки данных программа выдала

значения, по которым были получены зависимости частоты вращения коленчатого вала двигателя и углового ускорения путеизмерительного колеса от времени разгона трактора.

На рис. 6 представлены зависимости частоты вращения коленчатого вала двигателя от времени разгона трактора без нагрузки.

На рис. 7 представлены зависимости углового ускорения путеизмерительного колеса от времени разгона трактора без нагрузки.

Совмещая результирующие графиков зависимостей $n_{\text{кв}} = f(t)$ и $\varepsilon_{\text{пк}} = f(t)$, были определены значения угловых ускорений путеизмерительного колеса, соответствующие номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя при разгоне трактора без нагрузки и с дополнительной (эталонной) массой.

На рис. 8 представлен алгоритм определения углового ускорения путеизмерительного колеса, соответствующего номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя при разгоне трактора без нагрузки.

Согласно рис. 8, значение углового ускорения путеизмерительного колеса, соответствующего номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя при разгоне трактора МТЗ-80 без нагрузки $(d\omega/dt)_{\text{хх}} = 6,2 \text{ рад/с}^2$.

Аналогично определили значение углового ускорения путеизмерительного колеса, соответствующего номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя при разгоне трактора МТЗ-80 с дополнительной (эталонной) массой $(d\omega/dt)_{\text{эт}} = 5,8 \text{ рад/с}^2$.

С учетом радиуса путеизмерительного колеса ($r_{\text{пк}} = 0,4 \text{ м}$) по формулам (3) и (5) опре-

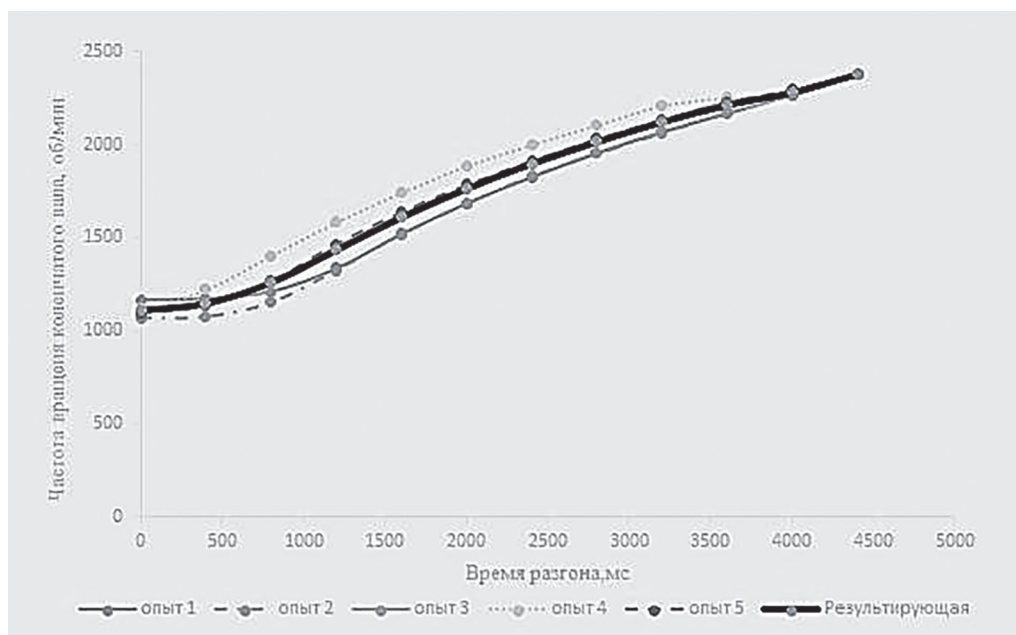


Рис. 6. Зависимости частоты вращения коленчатого вала двигателя от времени разгона трактора МТЗ-80 без нагрузки

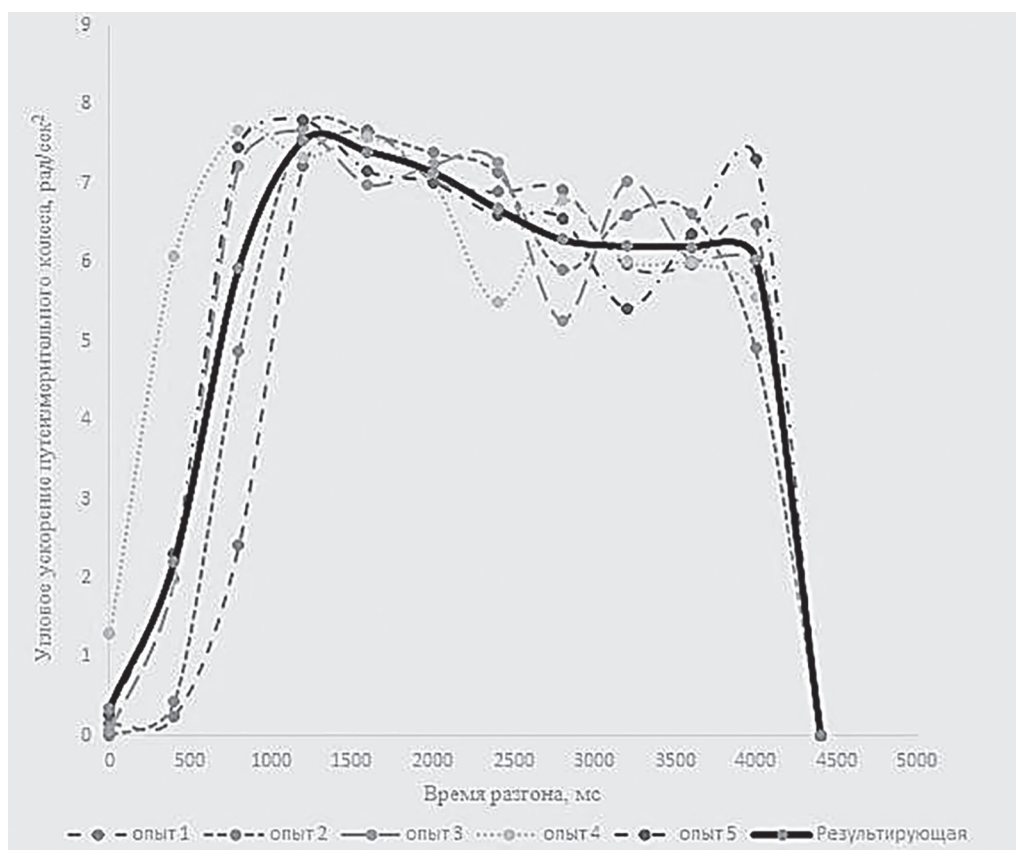


Рис. 7. Зависимости углового ускорения путеизмерительного колеса от времени разгона трактора МТЗ-80 без нагрузки

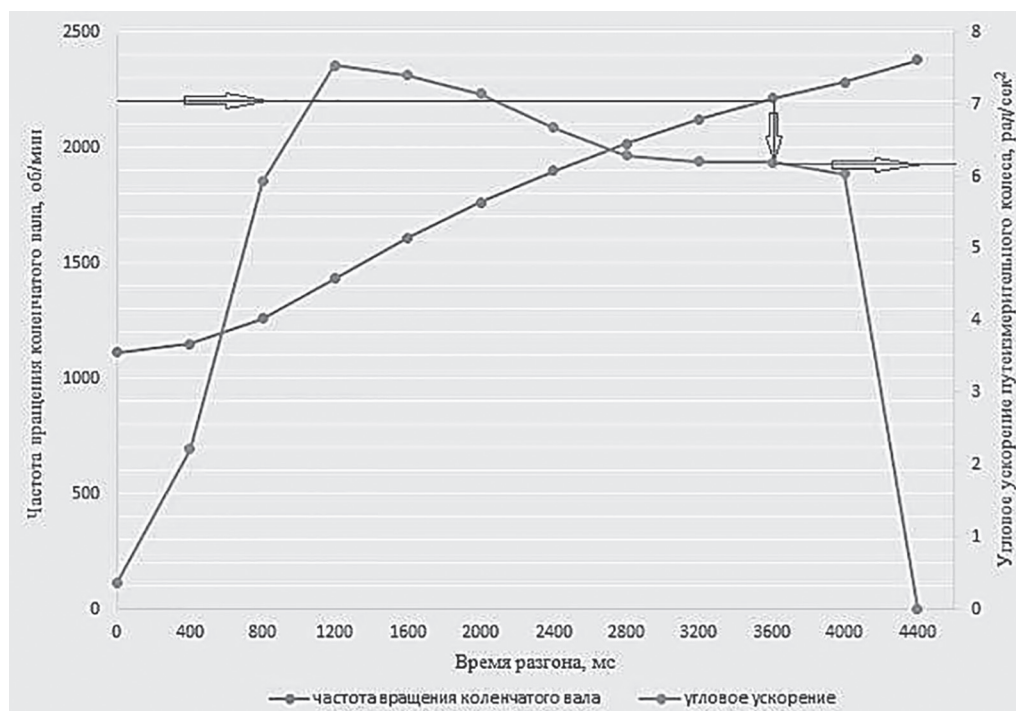


Рис. 8. Алгоритм определения углового ускорения путеизмерительного колеса, соответствующего номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя при разгоне трактора МТЗ-80 без нагрузки

делили значения ускорений трактора МТЗ-80 при соответствующих разгонах:

$$(dV / dt)_{xx} = 6,2 \cdot 0,4 = 2,48 \text{ м/с}^2;$$

$$(dV / dt)_{эт} = 5,8 \cdot 0,4 = 2,32 \text{ м/с}^2.$$

Затем по формуле (2) с учетом массы навешенного плуга ПЛН-3-35 ($M_{эт} = 400 \text{ кг}$) и коэффициента перекачивания колесного трактора по грунтовой дороге ($f = 0,07$) определили приведенную массу трактора МТЗ-80 на восьмой повышенной передаче:

$$M_T = \frac{400 \cdot 2,32 + 9,8 \cdot 0,07}{2,48 - 2,32} = 5804 \text{ кг}.$$

Заключение

Разработанный и скомплектованный измерительно-вычислительный комплекс для определения динамических показателей МТА и полученные результаты по определению значений ускорения трактора и его приведенной массы позволяют реализовать предлагаемый способ в условиях эксплуатации, что ведет к снижению трудоемкости определения тягового сопротивления сельскохозяйственных машин.

Литература

1. Щетинин Н.В. Способ измерения сопротивления рабочих машин: патент на изобретение

№ 2115902, Российская Федерация. Опубликовано 20.07.1998. Бюл. № 20.

2. Щетинин Н.В. Способ измерения сопротивления рабочих машин: патент на изобретение № 2178157, Российская Федерация. Опубликовано 20.07.1998. Бюл. № 1.
3. Арженовский А.Г., Асатурян С.В., Чичилов И.И., Черемисин Ю.М., Дагддян А.А., Должиков В.В. Способ определения сопротивления рабочих машин: патент на изобретение № 2612950, Российская Федерация. Опубликовано 14.03.2017. Бюл. № 8.
4. Арженовский А.Г., Асатурян С.В., Чичилов И.И., Черемисин Ю.М., Дагддян А.А., Должиков В.В. Способ определения сопротивления рабочих машин: патент на изобретение № 2620983, Российская Федерация. Опубликовано 30.05.2017. Бюл. № 16.
5. Арженовский А.Г., Асатурян С.В., Дагддян А.А., Козлов Д.С., Щусь Е.Р. Совершенствование методики определения сопротивления рабочих машин // Вестник аграрной науки Дона. 2017. Вып. 38. С. 47–51.
6. Арженовский А.Г., Асатурян С.В., Чичилов И.И. Программа для определения энергетических показателей дизельных двигателей на переходных режимах: программа для ЭВМ № 2009615659, Российская Федерация. Опубликовано 2009.

References

1. SHCHetinin N.V. Sposob izmereniya soprotivleniya rabochih mashin [The method of measurement of the draft of the working machines]: patent na izobretenie No 2115902, Rossijskaya Federaciya. Opublikovano 20.07.1998. Byul. No 20. (In Russian).
2. SHCHetinin N.V. Sposob izmereniya soprotivleniya rabochih mashin [The method of measurement of the draft of the working machines]: patent na izobretenie No 2178157, Rossijskaya Federaciya. Opublikovano 20.07.1998. Byul. No 1. (In Russian).
3. Arzhenovskij A.G., Asaturyan S.V., CHichilanov I.I., CHeremisin YU.M., Dagldiyan A.A., Dolzhikov V.V. Sposob opredeleniya soprotivleniya rabochih mashin [The method of determination of the working machines resistance]: patent na izobretenie No 2612950, Rossijskaya Federaciya. Opublikovano 14.03.2017. Byul. No 8. (In Russian).
4. Arzhenovskij A.G., Asaturyan S.V., CHichilanov I.I., CHeremisin YU.M., Dagldiyan A.A., Dolzhikov V.V. Sposob opredeleniya soprotivleniya rabochih mashin [The method of determination of the working machines resistance]: patent na izobretenie No 2620983, Rossijskaya Federaciya. Opublikovano 30.05.2017. Byul. No 16. (In Russian).
5. Arzhenovskij A.G., Asaturyan S.V., Dagldiyan A.A., Kozlov D.S., SHCHus' E.R. Sovershenstvovanie metodiki opredeleniya soprotivleniya rabochih mashin [Improvement of the methodology for determining of the draft of the working machines], Vestnik agrarnoj nauki Dona. 2017. Vyp. 38. pp. 47–51. (In Russian).
6. Arzhenovskij A.G., Asaturyan S.V., CHichilanov I.I. Programma dlya opredeleniya ehnergeticheskikh pokazatelej dizel'nyh dvigatelej na perekhodnyh rezhimakh [The program for determination of the energy parameters of diesel engines on the transition mode]: programma dlya EHVM No 2009615659, Rossijskaya Federaciya. Opublikovano 2009. (In Russian).

УЛУЧШЕНИЕ СЛУЖЕБНЫХ СВОЙСТВ ЛЕМЕШНОЙ СТАЛИ Л53 ТЕРМОУПРОЧНЕНИЕМ

IMPROVEMENT OF SERVICE PROPERTIES OF L53 STEEL WITH THERMAL STRENGTHENING

А.М. МИХАЛЬЧЕНКОВ, д.т.н.

С.И. БУДКО, к.т.н.

А.А. ЮРЕВА, к.т.н.

Брянский государственный аграрный университет,
Брянск, Россия, mihalchenkov.alexandr@yandex.ru

A.M. MIHAL'CHENKOV, DSc in Engineering

S.I. BUDKO, PhD in Engineering

A.A. YUREVA, PhD in Engineering

Bryansk State Agrarian University, Bryansk, Russia Federation
mihalchenkov.alexandr@yandex.ru

Производство отечественных цельнометаллических лемехов, изготовленных из стали Л53, в сложившейся к настоящему времени ситуации в сельском хозяйстве требует новых решений, направленных на повышение ресурса без существенных технологических и экономических издержек. Потенциальные возможности в этом плане кроются в проведении термоупрочнения такой стали. Однако известные работы по данному вопросу не дают окончательного ответа о возможностях Л53 и оптимальном режиме термообработки с точки зрения обеспечения абразивной износостойкости. Поэтому целью представляемых исследований явилось улучшение служебных свойств стали Л53 термоупрочнением, выражающееся в увеличении твердости и износостойкости. При проведении экспериментов опытные образцы (сталь Л53) подвергались нагреву с температур 720...870 °С с шагом 20 °С и охлаждением в воде с последующим определением твердости и стойкости к абразивному изнашиванию. Испытания на изнашивание реализовывались на установке собственной конструкции, позволяющей в широком диапазоне менять условия эксперимента. Полученные результаты указывают, что проведение термоупрочнения с температур 840...860 °С позволяет увеличить абразивную износостойкость стали Л53 в 2,5...3 раза, что связано с фазовыми превращениями и образованием закалочных структур. Экспериментами определены рациональные параметры режима термоупрочнения, позволяющие исключить проведение такой дополнительной операции как отпуск. Таким образом, применение термоупрочнения для обеспечения повышенной твердости и стойкости к воздействию абразивной среды (особенно применительно к плужным лемехам) является необходимой технологической операцией при производстве деталей почвообрабатывающих орудий из стали Л53.

Ключевые слова: термообработка, термоупрочнение, закалка, абразивная износостойкость, твердость, сталь Л53, лемех, ресурс.

The production of domestic all-metal plowshares made of steel L53, in the current situation in the agriculture, requires new solutions aimed at increasing the resource without significant technological and economic costs. Potential opportunities in this respect lie in conducting the thermal strengthening of such steel. However, the well-known works on this issue do not give a definitive answer about the possibilities of L53 and the optimum mode of heat treatment in terms of ensuring abrasive wear resistance. Therefore, the aim of the presented investigations was to improve the service properties of steel L53 by thermal strengthening, expressed in increasing hardness and wear resistance. During the experiments, the experimental samples (steel L53) were subjected to heating from 720...870 °C within 20 °C and cooling in the water with the subsequent determination of hardness and abrasion resistance. The wear tests were implemented on the plant of its own design, which allows changing the experimental conditions within a wide range. The obtained results indicate that conducting thermal strengthening from temperatures 840...860 °C allows increasing the abrasive wear resistance of L53 steel by 2,5...3 times, which is connected with phase transformations and the formation of hardening structures. It has been determined by the experiments that the rational parameters of the thermal strengthening regime, which make it possible to exclude such an additional operation as the abatement. Accordingly, the application of thermal strengthening to provide increased hardness and resistance to abrasive environment (especially with regard to plowshares) is a necessary technological operation in the production of parts of tillage tools made of steel L53.

Keywords: thermal treatment, thermal strengthening, hardening, abrasive wear resistance, hardness, steel L53, plowshare, service life.

Введение

Начало использования стали Л53 для изготовления лемехов относится к первой половине XX века и продолжается до настоящего времени. Принятое в производстве упрочнение путем наплавки слоя «сормайта» на тыльную сторону лезвийной области детали в определенной степени позволяет повысить ресурс, но не решает проблемы существенно. Создавшаяся ситуация привела к тому, что ресурс отечественных лемехов значительно уступает ресурсу лемехов импортного производства (примерно в 10 раз) [1]. Особенно данное обстоятельство проявляется при пахоте на почвах с высоким содержанием кварцевой составляющей и выражается в опережающем износе носка (долотообразной области) лемеха [2, 3]. Между тем, потенциальные возможности по повышению служебных свойств (твердости и износостойкости) стали Л53 далеко не исчерпаны.

Прежде всего они кроются в проведении термоупрочнения (ТУ). Нужно отметить, что поступающие на отечественный рынок лемехи зарубежных компаний в обязательном порядке проходят упрочнение термической обработкой (ТО). Причем они закаливаются по всему объему в силу специфики эксплуатации, связанной с высоким темпом изнашивания [4, 5], когда истирание поверхностного твердого слоя происходит за сравнительно небольшой промежуток времени.

Сталь Л53 относится к группе среднеуглеродистых сталей с количеством углерода около 0,53 %, что позволяет проводить закалку с существенным повышением твердости, а следовательно, и стойкости к абразивному изнашиванию [6]. Однако в плане термоупрочняющей обработки лемешной стали в специальной литературе сведения крайне малочисленны, а порой противоречивы [7].

Цель исследования

Целью исследования является проведение серии экспериментов по определению возможностей стали Л53 в аспекте обеспечения абразивной износостойкости после термоупрочнения с различных температур.

Методика проведения эксперимента

Техника экспериментальных исследований состояла из следующих этапов: 1 – подготовка образцов; 2 – термообработка; 3 – контроль

твердости после ТО; 4 – проведение испытаний на изнашивание.

Образцы вырезались из цельнометаллических лемехов российского производства при минимальном температурном влиянии во избежании изменения свойств материала. Площадь образцов, равная 36 см², позволяет в полной мере реализовываться процессам, приущим абразивному изнашиванию.

Термообработка проводилась с температурой 720...870 °С с интервалом в 20 °С и охлаждением в воде.

В качестве оценки механических свойств принималась твердость, которая измерялась методом Роквелла по шкале С (HRC). После удаления следов термообработки твердость контролировалась нанесением 5 отпечатков по всей площади поверхности трения с последующим вычислением среднего значения. Контроль HRC осуществлялся до испытаний и после их реализации.

Испытание на изнашивание проводилось в ускоренном режиме с использованием установки собственной конструкции, которая позволяет в широком диапазоне менять условия эксперимента, в том числе и угол наклона образца к горизонту. Это, в определенной мере, имитирует изнашивание реальных деталей. В качестве абразивной среды использовался щебень с размерами фракций 5...20 мм. Время испытаний 120 мин.

Результаты исследования и их обсуждение

Увеличение температуры ТО приводит к значительному росту твердости, что соответствует положениям металловедения и связано с фазовыми превращениями (рис. 1) [8] и изменением структуры.

В соответствии с полученными данными минимальная твердость (15...20 HRC) характерна для термообработки с температурой 720...760 °С и примерно равна твердости металла лемеха в состоянии поставки. Такие температуры (t°) не оказывают заметного влияния на изменение структурных составляющих стали из-за отсутствия фазовых превращений. Последующее увеличение t° приводит к достаточно резкому повышению HRC, и при ТО с температурой 860 °С значение твердости максимально и достигает 55...58 HRC (рис. 1). Таким образом, путем ТУ можно повысить величину твердости стали Л53 более чем в 3 раза по сравнению с ее значением у лемехов заводского исполнения.

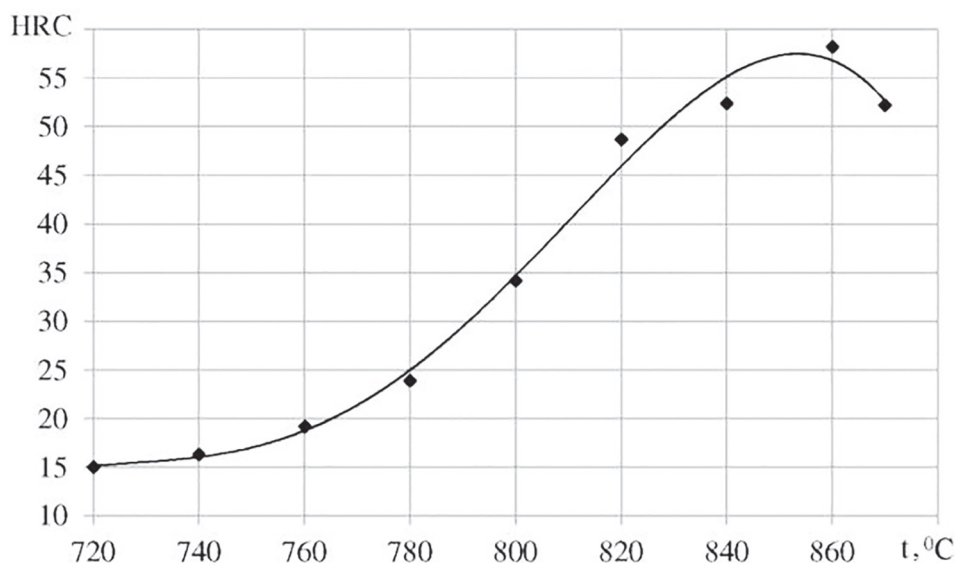


Рис. 1. Изменение твердости HRC стали Л53 при охлаждении в воде с различными температурами

Аналогичный характер имеет и зависимость между износостойкостью (c) и температурой ТО (рис. 2). То есть стойкость к абразивному изнашиванию за счет термоупрочнения также можно повысить примерно в 2,5...3 раза. Наблюдаемые рассеивание опытных данных по износостойкости обусловлено сложностью процессов абразивного изнашивания.

В практическом плане увеличение износостойкости лемехов, особенно долотообразной части, позволит значительно увеличить ресурс лемехов за счет снижения темпа изнашивания заглубляющей области и образования лучевого износа.

Для данной стали и применяемой термообработки не происходит полного мартенситного превращения, хотя твердость при ТУ с темпе-

ратурой 860 °C достаточно близка к твердости этой структуры. Кроме того, при внимательном рассмотрении графиков (рис. 1 и 2) отмечается падение HRC и износостойкости при ТО с температурой 860 °C, связанное с охрупчиванием структуры, что делает нецелесообразным проведение такого термоупрочнения. Поэтому есть основание для исключения такой дополнительной операции, как отпуск. Более того, исходя из исследований [9], где показано, что оптимальная твердость лемехов составляет около 50...53 HRC, следует проводить закалку с температурой 820...830 °C и охлаждением в воде, что позволяет избежать высокого уровня остаточных напряжений и значительно снизить склонность стали к образованию трещин и разрушению без применения отпуска.

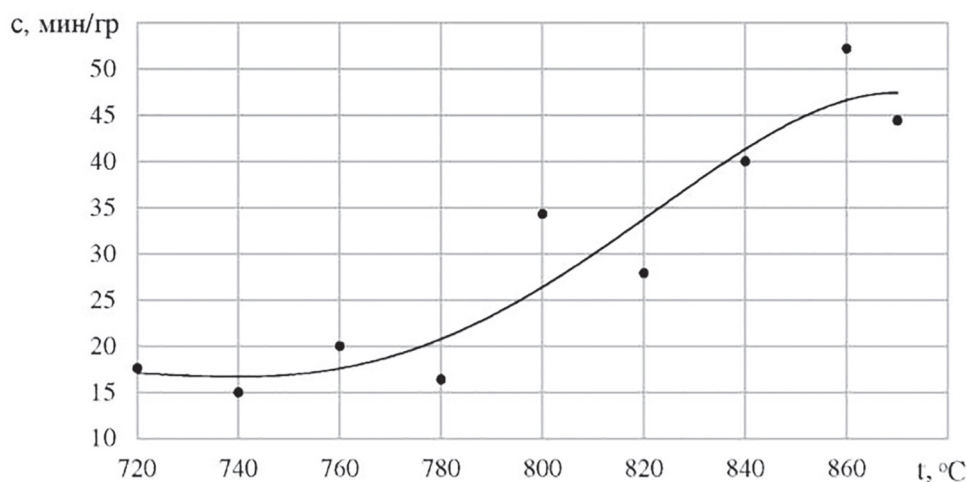


Рис. 2. Влияние температуры термообработки (охлаждение в воде) на износостойкость стали Л53

Подтверждением вышеизложенному служат полномасштабные многолетние полевые испытания штампосварных лемехов с термоупрочненными долотами, проведенные сотрудниками Брянского ГАУ, которые показали высокую технологическую и экономическую эффективность таких деталей. При этом наблюдениями установлено 100%-е отсутствие трещин, тем более разрушений.

Выводы

1. Применение термоупрочнения для стали Л53 позволит увеличить стойкость к абразивному изнашиванию в 2,5...3 раза.

2. При проведении упрочняющей термообработки рекомендуется нагрев с температурой 820...830 °С, что позволяет исключить операцию отпуска.

3. Использование термообработки для улучшения служебных свойств стали Л53 является обоснованной, а по отношению к повышению износостойкости лемехов, необходимой операцией при их изготовлении.

Литература

- Новиков А.А., Тюрёва А.А., Михальченкова М.А., Гринь А.М. Термоупрочнение изготовленных из вторичного сырья долот штампосварных лемехов // Сельский механизатор. 2016. № 10. С. 28–29.
- Козарез И.В. Метод восстановления лемехов с повышением ресурса // Сельский механизатор. 2008. № 9. С. 42–43.
- Литовченко Н.Н., Титов Н.В., Коломейченко А.В., Логачев В.Н., Виноградов В.В. Упрочнение рабочих органов машин, работающих в абразиве // Труды ГОСНИТИ. 2013. Т. 111. № 2. С. 86–88.
- Михальченков А.М., Соловьев С.А., Новиков А.А. Об одной причине низкого ресурса деталей рабочих органов отечественных почвообрабатывающих орудий // Труды ГОСНИТИ. 2014. Т. 117. С. 127–132.
- Колпаков А.В. Технология упрочнения рабочих органов почвообрабатывающих машин // Вестник НГИЭИ. Княгинино: Нижегородский ГИЭИ, 2010. Т. 2. № 1. С. 40–46.
- Морозов А.В., Токмаков Е.А. Характер изнашивания лемехов плугов // Аграрная наука и образование на современном этапе развития: опыт, проблемы и пути их решения: материалы VIII международной научно-практической конференции. Ульяновск: Ульяновский ГАУ, 2017. С. 200–203.

- Михальченков А.М., Новиков А.А., Орехова Г.В. Упрочнение деталей отечественных почвообрабатывающих орудий термообработкой на стадии изготовления // Конструирование, использование и надежность машин сельскохозяйственного назначения. Брянск: Брянский ГАУ, 2017. № 1 (16). С. 115–122.
- Винник П.Г., Морозова О.Н., Копыл А.Н. Материаловедение: учебно-методическое пособие. Ростов н/Д: ИПО ПИ ЮФУ, 2007. 220 с.
- Козарез И.В., Торилов В.Е., Михальченкова М.А. Анализ и особенности износов плужных лемехов различных конструкций и динамика их изнашивания // Труды инженерно-технологического факультета: сборник научных трудов. Под ред. Михальченкова А.М. Брянск: Брянский ГАУ, 2015. С. 128–158.

References

- Novikov A.A., Tyureva A.A., Mihal'chenkova M.A., Grin' A.M. Thermal strengthening of plowshare chisels made from recycled materials. Sel'skij mekhanizator. 2016. No 10, pp. 28–29 (in Russ.).
- Kozarez I.V. Method of restoration of the plowshares with increasing service life. Sel'skij mekhanizator. 2008. No 9, pp. 42–43 (in Russ.).
- Litovchenko N.N., Titov N.V., Kolomejchenko A.V., Logachev V.N., Vinogradov V.V. Strengthening of the machines working bodies working in abrasive. Trudy GOSNITI. 2013. Vol. 111. No 2, pp. 86–88 (in Russ.).
- Mihal'chenkov A.M., Solov'ev S.A., Novikov A.A. One reason for the low resource of the details of the working bodies of domestic tillage facilities. Trudy GOSNITI. 2014. Vol. 117, pp. 127–132 (in Russ.).
- Kolpakov A.V. Technology of strengthening of working bodies of tillage machines. Vestnik NGIEHI. Knyaginino: Nizhegorodskij GIEHI Publ., 2010. Vol. 2. No 1, pp. 40–46 (in Russ.).
- Morozov A.V., Tokmakov E.A. The nature of wear plowshares. Agrarnaya nauka i obrazovanie na sovremennom etape razvitiya: opyt, problemy i puti ih resheniya: materialy VIII mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii [Agrarian science and education at the present stage of development: experience, problems and the ways of their solutions: materials of the VIII International Scientific and Practical Conference]. Ul'yankovsk: Ul'yankovskij GAU Publ., 2017, pp. 200–203 (in Russ.).
- Mihal'chenkov A.M., Novikov A.A., Orekhova G.V. Strengthening of details of domestic tillage facilities by thermal treatment at the stage of manu-

- facturing. Konstruirovanie, ispol'zovanie i nadezhnost' mashin sel'skohozyajstvennogo naznacheniya [Design, application and reliability of the tillage machines]. Bryansk: Bryanskij GAU Publ., 2017. No 1(16), pp. 115–122 (in Russ.).
8. Vinnik P.G., Morozova O.N., Kopyl A.N. Materialovedenie: uchebno-metodicheskoe posobie [Material Science: teaching guide]. Rostov n/D: IPO PI YUFU Publ., 2007. 220 p.
9. Kozarez I.V., Torikov V.E., Mihal'chenkova M.A. Analysis and features of wear of plowshares of various designs and the dynamics of their wear. Trudy inzhenerno-tehnologicheskogo fakul'teta: sbornik nauchnyh trudov [Proceedings of the Faculty of Engineering and Technology: a collection of scientific papers]. Pod red. Mihal'chenkova A.M. Bryansk: Bryanskij GAU Publ., 2015, pp. 128–158 (in Russ.).

